

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DE CHILE ESCUELA DE INGENIERIA

# SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA SOLAR-TERMOELÉCTRICO CON ALMACENAMIENTO DE CALOR LATENTE: DESARROLLO, DISEÑO Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL

# FRANCISCO JAVIER MONTERO MOYA

Tesis para optar al grado de Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Profesor Supervisor:

WOLFRAM JAHN

Santiago de Chile, julio de 2022

© 2022, Francisco Montero



# SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA SOLAR-TERMOELÉCTRICO CON ALMACENAMIENTO DE CALOR LATENTE: DESARROLLO, DISEÑO Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL

# FRANCISCO JAVIER MONTERO MOYA

Tesis presentada a la Comisión integrada por los profesores:

WOLFRAM JAHN

**RODRIGO ESCOBAR** 

**ROBERTO SANTANDER** 

JOSÉ CARDEMIL

SUNDARARAJ MANIKANDAN

**HÉCTOR JORQUERA** 

Para completar las exigencias del grado de Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Santiago de Chile, julio de 2022

A mi hija Camila, tu me impulsas a ser mejor cada día

# AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios por guiarme en este camino, por no dejarme desfallecer ni perder las esperanzas, por ser mi luz en las tinieblas y soportar mi esfuerzo con su misericordia. Gracias a mi madre y mi padre por permitirme cursar este camino de la vida. Gracias a mis amigos y familiares, los que han estado presentes con una palabra de apoyo. Gracias a mis profesores supervisores, Amador Guzmán y Wolfram Jahn, por su dedicación a este proyecto de investigación y por su apoyo en los momentos cruciales del Doctorado. Gracias a las personas que compartieron conmigo sus ideas, sus alegrías y tristezas, su vida y su tiempo, aquell@s compañer@s y amig@s, tanto de la Universidad como de la vida misma, con los cuales formamos relaciones de apoyo mutuo, de consideración y solidaridad. Gracias a las personas que tuve, tengo y tendré en mi corazón y que me sostuvieron en diferentes etapas de este camino del Doctorado con su sacrificio y entrega.

Gracias a la Senescyt (antiguo IFTH) y al Gobierno del Ecuador por el apoyo recibido para la realización del Doctorado. Gracias a la Escuela de Ingeniería, la Pontificia Universidad Católica de Chile y a sus funcionarios por todo el apoyo brindado.

Finalmente, le agradezco a esas personas anónimas, las que escapan a mi memoria, las que compartieron un momento de su vida para forjar esta investigación y el arduo camino del Doctorado.

Francisco J. Montero M. 2022

# **INDICE GENERAL**

Pág.

DED	ICAT	ïORIAii		
AGR	ADE	CIMIENTOSiii		
INDI	CE D	DE TABLASvi		
INDI	CE D	DE FIGURASvii		
RESU	UME	Nxv		
ABS	TRA	CTxvi		
1.	Intro	oducción		
	1.1	Definición del problema		
	1.2	Objeto de estudio		
	1.3	Preguntas de investigación		
	1.4	Hipótesis		
		1.4.1 Hipótesis específicas		
	1.5	Objetivos		
		1.5.1 Objetivo General		
		1.5.2 Objetivos específicos		
	1.6	Metodología		
2.	Fundamentación teórica			
3.	Siste	ema de Refrigeración y Almacenamiento de Calor Latente (LHSCS) 51		
	3.1	Descripción		
	3.2	Análisis computacional bajo condiciones de laboratorio		
	3.3	Análisis computacional bajo condiciones de campo77		
		3.3.1 Análisis de modelación de radiación solar		
	3.4	Análisis experimental del STEG+LHSCS en condiciones de laboratorio 86		
4.	Análisis de Resultados del Sistema STEG+LHSCS			
4.1 Análisis de Transferencia de Calor y de Generación Eléctrica del siste				
	4.2	Eficiencia del Sistema STEG+LHSCS 125		

	4.3 Análisis paramétrico de eficiencia del sistema
	4.4 Análisis de Convección de Calor dentro del LHSCS 157
	4.5 Desempeño comparativo del sistema STEG+LHSCS 161
5.	Conclusiones
6.	Recomendaciones
7.	Anexo A: Fundamentos teóricos
	7.1 Sistema Disipador de Calor STEG
8.	Anexo B: Análisis eficiencia Sistema STEG+LHSCS 186
	<ul> <li>8.1 Análisis eficiencia STEG+LHSCS con Puretemp 48X, ejemplos de resultados.</li> <li>186</li> </ul>
	8.2 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X, ejemplos de resultados 188
	8.3 Análisis eficiencia LHSCS con RT62HC, ejemplos de resultados 190
	8.4 Análisis eficiencia TEG con RT62HC, ejemplos de resultados 192
	8.5 Análisis eficiencia LHSCS con Puretemp 48X (estudio aislamiento), ejemplos de
	resultados195
	8.6 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X (estudio aislamiento), ejemplos de resultados
	8.7 Análisis eficiencia TEG con RT62HC (estudio aislamiento), ejemplos de resultados
	8.8 Análisis eficiencia TEG con RT62HC (estudio aislamiento), ejemplos de resultados
	8.9 Análisis eficiencia LHSCS con Puretemp 48X (estudio paramétrico), ejemplos de resultados 202
	<ul> <li>8.10 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X (estudio paramétrico), ejemplos de resultados</li></ul>
9.	Anexo C: Análisis de convección en el sistema LHSCS
	9.1 Números adimensionales estudio convección de calor con Puretemp 48X en
	LHSCS, ejemplos de resultados
10.	Anexo D: Análisis de incertidumbre en las mediciones experimentales 209
11.	Bibliografía

# **INDICE DE TABLAS**

Tabla 1-1: Características de tecnologías de almacenamiento térmico, adaptado de
(Alnaimat & Rashid, 2019)
Tabla 1-2: Características tecno-económicas de sistemas de almacenamiento de energía,
adaptado de (Luo et al., 2015; Nadeem et al., 2019) 19
Tabla 2-1:Definiciones generales de eficiencias de energía ( $\eta$ ) y exergía ( $\psi$ ) en un TES 46
Tabla 3-1: Variación de $\Delta T$ con respecto al número de aletas del modelo
Tabla 3-2: Propiedades geométricas de las mallas incluidas en el análisis de malla
Tabla 3-3: Propiedades de las mallas seleccionadas para este modelo.       67
Tabla 3-4: Propiedades físicas de la parafina orgánica Puretemp 48X (Puretemp, n.d.)75
Tabla 3-5: Propiedades térmicas y dimensiones de los componentes del TEG.       77
Tabla 3-6: Radiación solar directa normal promedio para cada mes y hora.       79
Tabla 3-7: Temperatura ambiental promedio para cada mes y hora.       80
Tabla 3-8: Promedio de la magnitud del viento para cada mes y hora.       81
Tabla 3-9: Año elegido en el análisis TMY para la locación estudiada
Tabla 3-10: Propiedades físicas de los materiales usados en el modelo experimental del
STEG+LHSCS
Tabla 4-1: Diferencia relativa promedio comparado con el resultado experimental en
diferentes posiciones de las termocuplas en el PCM
Tabla 4-2: Energía entregada desde la barra de cobre al PCM a través de cada aleta radial.
Tabla 4-3: Energía entregada desde el PCM a la barra de cobre a través de cada aleta
radial105
Tabla 4-4: Propiedades termo físicas de las parafinas seleccionadas.       126
Tabla 4-5: Valores de números adimensionales y de h (W/m <sup>2</sup> K) promedio, por
compartimento y para el contenedor completo LHSCS, bajo las condiciones ambientales y
de radiación solar del mes de enero de la locación estudiada160
Tabla 4-6: Valores de números adimensionales y de h (W/m <sup>2</sup> K) promedio, por
compartimento y para el contenedor completo LHSCS, bajo las condiciones ambientales y
de radiación solar del mes de julio de la locación estudiada160
Tabla 4-7: Impactos ambientales y sociales negativos de distintas tecnologías de
almacenamiento de energía, adaptado de (Florin & Dominish, 2017) 171
Tabla 5-1: Comparación de sistemas pasivos de enfriamiento en sistemas TEG 174
Tabla 5-2: Comparacion de rendimiento de sistema STEG+LHSCS.    177
Tabla 7-1: Características de distintos sistemas de enfriamiento, adaptado de (Sajid et al.,
2017a)
Tabla 10-1: Mediciones realizadas en las termocuplas intrínsecas en un disipador radial, el
valor establecido para medición es de 10 °C en el coldbath

# **INDICE DE FIGURAS**

Figura 1-1:Esquema del Sistema STEG+LHSCS
Figura 1-2: Diagrama de flujo de la metodología utilizada en el desarrollo y análisis del
sistema STEG+LHSCS
Figura 2-1: Modelo de análisis del generador solar termoeléctrico STEG, adaptado de
(Daniel Kraemer et al., 2012)
Figura 2-2: Sistema de almacenamiento con sus tres diferentes etapas, adaptado de (I
Dincer & Rosen, 2011b)
Figura 3-1:Esquema del Sistema STEG + LHSCS
Figura 3-2: Dimensiones del sistema STEG+LHSCS utilizadas en las relaciones
adimensionales
Figura 3-3: Componentes y dimensiones para el modelo computacional del sistema
STEG+LHSCS
Figura 3-4: Modelo axisimétrico 2D utilizado en simulación numérica del sistema
STEG+LHSCS
Figura 3-5: Detalle de malla 1 en parte superior de modelo axisimétrico
Figura 3-6: Detalle de malla 2 en parte superior de modelo axisimétrico
Figura 3-7: Detalle de malla 3 en parte superior de modelo axisimétrico
Figura 3-8: Fase líquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 1 para un
tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.65
Figura 3-9: Fase líquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 2 para un
tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.65
Figura 3-10: Fase liquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 3 para un
tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.66
Figura 3-11: Comparación de la temperatura del lado frio del TEG (TC) para cada malla
en un tiempo determinado
Figura 3-12: Convergencia temporal para simulación de transferencia de calor en el
modelo STEG+LHSCS con radiación de enero y Puretemp 48X, para un periodo de 86400
segundos
Figura 3-13: Geometrías simuladas en la 1era etapa de análisis, en a) variación del
volumen de parafina, posición de las aletas y relación de aspecto; en b) variación del
número de aletas, longitud y espesor de aletas, y espesor de tapas y pared contenedor70
Figura 3-14: Concentrador de calor donde se observa el posicionamiento de los cartridge
heaters, termocuplas, aislamiento térmico y eje transversal de medición de temperaturas a
lo largo del concentrador de calor
Figura 3-15: Perfil de temperaturas en eje transversal que atraviesa el concentrador de
calor. Se observa el perfil de temperatura lineal que permite un flujo de calor controlado
hacia el lado caliente del TEG
Figura 3-16: Resistencia equivalente del módulo termoeléctrico TEG
Figura 3-17: Diferencia porcentual (AVG) y desviación estándar de la diferencia
porcentual (DESVEST) de los valores de DNI horarios obtenidos del reporte mensual y del
analisis TMY para la locación estudiada
Figura 3-18: Componentes del modelo experimental del Sistema STEG+LHSCS

Figura 4-1: Temperaturas del lado frío y caliente del TEG para el modelo computacional Figura 4-2: Temperaturas del lado frío y caliente del TEG para el modelo computacional (TCn y THn) y para el modelo experimental (TC y TH), para el período de flujo de calor Figura 4-3: Voltaje en circuito abierto (OCV) generado por el módulo TEG TE-MOD-5W5V-40S para la diferencia de temperatura (TH-TC) mostrada en la Figura 4-1, para todo Figura 4-4: Temperatura del PCM en dos posiciones en el 2º compartimento del LHSCS. para los modelos computacional (PCM 2-1n y PCM 2-2n) y experimental (PCM 2-1 y Figura 4-5: Temperatura del PCM en dos posiciones en el 4º compartimento del LHSCS, para modelos computacional (PCM 4-1n y PCM 4-2n) y experimental (PCM 4-1 y PCM 4-Figura 4-6: Temperatura del PCM en dos posiciones del 6º compartimento del LHSCS, para modelos computacional (PCM 6-1n y PCM 6-2n) y experimental (PCM 6-1 y PCM 6-Figura 4-7: Temperatura de la pared del contenedor acrílico en el punto medio de los compartimentos 2°, 4° y 6° del LHSCS, para los modelos computacional (TW2n, TW4n y TW6n) y experimental (TW2, TW4 y TW6), para todo el período simulado. ..... 101 Figura 4-8: Calor conducido entre el primer y segundo puntos (TY1 TY2) en cada aleta radial. El calor conducido se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo Figura 4-9: Calor conducido entre el primer y tercer punto (TY1 TY3) en cada aleta radial. El calor conducido se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo Figura 4-10: Calor conducido entre el primer y cuarto punto (TY1\_TY4) en cada aleta radial. El calor se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo numérico.... 104 Figura 4-11: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 25800 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar. Figura 4-12:Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 36600 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar. Figura 4-13:Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 59000 s. La zona azul indica la fase sólida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar...... 109 Figura 4-14: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 25800 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor por conducción. Figura 4-15: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 36600 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor por conducción.  Figura 4-16: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 59000 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, se utiliza transferencia de calor por conducción. Figura 4-17: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 70000 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, se utiliza transferencia de calor por conducción. Figura 4-18: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 25800 s, utilizando los Figura 4-19: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 36600 s, utilizando los Figura 4-20: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 59000 s, utilizando los Figura 4-21: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC) del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación Figura 4-22: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC), en condiciones ambientales y de radiación solar para mayo (otoño) en la ubicación seleccionada del Figura 4-23: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC) del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno) en la ubicación Figura 4-24: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC), en condiciones ambientales y de radiación solar para octubre (primavera) en la ubicación seleccionada del Figura 4-25: Voltaje de circuito abierto del TEG según  $\Delta T$  evaluada para diciembre (verano), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Desierto Figura 4-26: Voltaje de circuito abierto en TEG según  $\Delta T$  evaluada para mayo (otoño), bajo las condiciones de radiación solar y ambiente de la ubicación del Desierto de Atacama Figura 4-27: OCV en el TEG según la diferencia de temperatura evaluada para julio (invierno), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Figura 4-28: OCV en TEG según la diferencia de temperatura evaluada para octubre (primavera), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada......124 Figura 4-29: Energía anual generada por el TEG dentro del sistema STEG + LHSCS en la ubicación del Desierto de Atacama estudiado......125 Figura 4-30: Eficiencia promedio exergética (wsteg) y energética (nsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la Figura 4-31: Eficiencia máxima exergética (ysteg) y energética (nsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la localidad 

Figura 4-32: Eficiencia promedio exergética (wsteg) y energética (nsteg) del generador
solar termoeléctrico (STEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad
estudiada
Figura 4-33: Eficiencia máxima exergética (usteg) y energética (nsteg) del generador solar
termoeléctrico (STEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad
estudiada 129
Figura 4-34: Eficiencia de conversión energética promedio (nteg) del generador
termoeléctrico (TEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la localidad
estudiada
Figure 4-35: Eficiencia de conversión energética promedio (nteg) del generador
termoeléctrico (TEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad
estudiodo
Estudiada
utilizando Duratoma 48V para la insolación mansual promodio y condicionas ambientales
de la la salidad astudiada
= 135
Figura 4-37: Efficiencia promedio exergetica (Einscs) y energetica (ninscs) del LHSCS
utilizando R 162HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales de la
134
Figura 4-38: Fraccion porcentual de perdidas de exergia nacia el ambiente (XI) y consumo
de exergia (I) en el sistema LHSCS al utilizar Puretemp 48X bajo las condiciones
ambientales mensuales de la locación elegida
Figura 4-39: Fracción porcentual de pérdidas de exergía hacia el ambiente (XI) y consumo
de exergía (I) en el sistema LHSCS al utilizar RT 62HC bajo las condiciones ambientales
mensuales de la locación elegida
Figura 4-40: Eficiencia exergetica (winscs) y energetica (ninscs) del LHSCS utilizando
Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de
enero de la localidad estudiada
Figura 4-41: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando Puretemp 48X
para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la
localidad estudiada
Figura 4-42: Eficiencia exergética (wildscs) y energética (nildscs) del LHSCS utilizando
Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de
julio de la localidad estudiada144
Figura 4-43: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando Puretemp 48X
para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio de la
localidad estudiada
Figura 4-44: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando RT62C para la
insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad
estudiada146
Figura 4-45: Eficiencia exergética (wlhscs) y energética (nlhscs) del LHSCS utilizando
RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero
de la localidad estudiada
de la localidad estudiada 146 Figura 4-46: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando RT62HC para
de la localidad estudiada

Figura 4-47: Eficiencia exergética (ψlhscs) y energética (ηlhscs) del LHSCS utilizando RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio
de la localidad estudiada
<ul> <li>(e1fin y e2fin)</li></ul>
<ul> <li>154</li> <li>Figura 4-53: Eficiencia energética del TEG bajo distintas configuraciones, utilizando</li> <li>Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada</li></ul>
ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar 187 Figura 8-4: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de ausencia de radiación solar
Atacama, durante todo el periodo de estudio

Figura 8-8: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, Figura 8-9: Intensidad de corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Figura 8-10: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar. 190 Figura 8-11: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de abril (otoño) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de ausencia de radiación solar......191 Figura 8-12: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de agosto (invierno) en la Figura 8-13: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de agosto (invierno) en la Figura 8-14: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el Figura 8-15: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo Figura 8-16: Voltaje de circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, Figura 8-17: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo Figura 8-18: Intensidad de corriente (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, Figura 8-19: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de radiación solar, e incluyendo aislamiento (simple: 1 cm) en todo el contenedor. ..... 195 Figura 8-20: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de ausencia de radiación solar, e incluyendo aislamiento (simple: 1 cm). ...... 195 Figura 8-21:Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de Figura 8-22: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye  Figura 8-23: Voltaje de circuito abierto del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-24: Voltaje del TEG (match load), en condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-25: Intensidad corriente del TEG (match load), condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-26: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno), durante el periodo de radiación solar, e incluyendo aislamiento (cuádruple: 4 cm) en todo el contenedor ...... 198 Figura 8-27: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno), durante el periodo de Figura 8-28: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de Figura 8-29: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-30: Voltaje circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-31: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye Figura 8-32: Intensidad corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS Figura 8-33: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de Figura 8-34: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de Figura 8-35: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de radiación solar, incluyendo variación de relación de aspecto (Vol Cte1)...... 203 Figura 8-36: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de ausencia de radiación solar, incluyendo variación de relación de aspecto (Vol Cte1) ..... 203 Figura 8-37: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de 

Figura 8-38: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación
solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de
Convection de calor (Convection).
Figura 8-39: Voltaje circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación
solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de
convección de calor (Convección)
Figura 8-40: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación
solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de
convección de calor (Convección)
Figura 8-41: Intensidad de corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales
y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS
incluye estudio de convección de calor (Convección) 206
Figura 9-1: Número de Rayleigh en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones
ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.
Figura 9-2: Número de Grashof en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones
ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.
Figura 9-3: Número de Nusselt en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones
ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.
Figura 9-4: Coeficiente de transferencia de calor por convección en el 1er compartimento
del LHSCS, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante
todo el periodo de estudio
Figura 10-1: Detalle de termocuplas intrínsecas, se observa las termocuplas recubiertas
con pasta epóxica y la ubicación de los puntos de medición
Figura 10-2: Ensamblaje de disipador de calor en contenedor de sistema LHSCS 214
Figura 10-3: Detalle de llenado de parafina y ubicación de termocuplas
Figura 10-4: Detalle de ensamblaje de sistema LHSCS, unión de TEG con disipador de
calor y contenedor de parafina
Figura 10-5: Detalle de ensamblaje de concentrador de calor con TEG y sistema LHSCS.
Figura 10-6: Detalle de fusión de parafina Puretemp 48X durante experimentación de
prototipo STEG+LHSCS

### **RESUMEN**

Los sistemas de conversión de energía solar a eléctrica pueden mejorar la matriz energética de varios países del mundo. Sin embargo, es importante resolver de manera efectiva barreras relacionadas con la intermitencia y la variación del recurso solar. Los generadores solares termoeléctricos (STEG) se pueden utilizar para generar electricidad de forma extensiva. Para ello es necesario abordar varios factores técnicos: su baja eficiencia de conversión (~7%), una gestión térmica eficaz y el almacenamiento de calor residual.

Esta investigación desarrolla y analiza un modelo conceptual de sistema de enfriamiento y almacenamiento de calor latente (LHSCS) utilizado para una gestión térmica eficiente y una ampliación del tiempo de generación de electricidad del sistema STEG. El STEG + LHSCS ha sido analizado para las condiciones climáticas del desierto de Atacama, Chile. En esta investigación se estudió el efecto de varios parámetros en el rendimiento del sistema, como el volumen del material de cambio de fase (PCM), el disipador de calor y la geometría del contenedor. El STEG + LHSCS logró mantener una diferencia de temperatura de alrededor de 100 °C entre los lados frío y caliente del generador termoeléctrico (TEG) durante las horas de presencia de radiación solar. Además, el sistema puede producir en las horas nocturnas de ausencia de radiación solar alrededor del 0.6% de la electricidad generada durante el periodo diurno, utilizando el calor residual almacenado en el PCM. El sistema STEG + LHSCS puede ayudar a resolver las necesidades de electricidad de aplicaciones residenciales e industriales en lugares desérticos de todo el mundo.

**Palabras Claves:** Generador solar termoeléctrico, material de cambio de fase, gestión térmica, ubicaciones desérticas.

## ABSTRACT

Solar-based electricity generation systems can improve the energy matrix of several countries in the world. Still, it is important to effectively resolve the relevant barriers related to intermittency and solar resource variation. Solar Thermoelectric Generators (STEG) can be widely used for generating electricity extensively. However, several technical factors need to be addressed: low conversion efficiency ( $\sim 7\%$ ), effective thermal management, and waste heat storage. This research develops a conceptual latent heat storage and cooling system (LHSCS) model used for efficient thermal management and improved electricity generation of the STEG system. The STEG + LHSCS has been analyzed for the climatic conditions of the Atacama Desert, Chile. This research studied the effect of various parameters on system performance, such as the volume of the phase change material (PCM), the heat sink, and the container's geometry. The STEG + LHSCS achieved a large temperature difference between the thermoelectric generator's hot and cold sides (TEG), allowing a large generation of electricity during the sun hours. The analysis showed that with 6 kg of PCM, it is possible to maintain a temperature difference of around 100 °C between the TEG hot and cold sides during the sun hours. Further, the hybrid system can produce in the off-sunshine hours about 0.6% of the electricity generated during the sun hours using the waste heat stored in PCM. The use of STEG + LHSCS systems can help solve the electricity needs of residential and industrial applications in desert locations worldwide.

**Keywords:** Solar Thermoelectric Generator, Phase Change Material, Thermal Management, Desert Locations.

# 1. INTRODUCCIÓN

Las tecnologías de energía renovable (TER), especialmente la conversión de energía solar, han aumentado su participación en la matriz energética global (REN21 Secretariat, 2020). La energía solar podría contribuir no solo a la reducción de las emisiones nocivas de gases de efecto invernadero sino también a la autonomía energética de los países que cuentan con altos niveles de radiación solar. En esta línea, la energía solar puede insertarse en la matriz energética de varios países del mundo, sin embargo, las barreras relevantes relacionadas con la ausencia del recurso solar en el periodo nocturno deben resolverse para introducir sistemas de generación solar de manera efectiva.

Existen varias alternativas que se estudian actualmente para solucionar la intermitencia diaria y estacional del recurso solar, entre ellas la integración de diferentes sistemas de conversión de energía renovable, y el almacenamiento de energía térmica y eléctrica.

La integración de sistemas de energía renovable se puede realizar con el fin de aprovechar la compatibilidad de los periodos de intermitencia, por ejemplo, en el caso de integrar sistemas solares y eólicos, la compatibilidad se observa en que el recurso solar es más abundante en horarios diurnos y el recurso eólico es más abundante en horarios nocturnos; la misma compatibilidad se observa en zonas geográficas donde se tienen estaciones diferenciadas, siendo el recurso solar más abundante en las estaciones cálidas y el recurso eólico en las estaciones frías (Nema et al., 2009).

El almacenamiento de energía eléctrica en baterías en conjunto con sistemas de conversión de energía solar fotovoltaica ha sido ampliamente utilizado en las últimas décadas. Existen varias tecnologías de almacenamiento en baterías, entre ellas las de plomo ácido, polímero litio, ion litio, basadas en sodio, basadas en níquel, níquel cadmio, y de flujo (Internation Renewable Energy Agency (IRENA), 2017). La aplicación de estas tecnologías está en función de varias características tecnológicas como la eficiencia de almacenamiento (por ciclo), vida útil (cantidad de ciclos), densidad de energía y densidad de potencia. A pesar de que la tecnología de baterías de ion-litio es la que presenta mejores características en la actualidad, la investigación en nuevas tecnologías como las baterías de flujo permite proyectar que estas reemplazarán las tradicionales baterías compactas ya que poseen una mayor cantidad de ciclos y densidad de energía (Koohi-Fayegh & Rosen, 2020).

El almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage, TES por sus siglas en inglés) de sistemas de conversión de energía solar se ha utilizado principalmente para aplicaciones de calefacción en zonas geográficas con alta variabilidad estacional (Dincer & Rosen, 2011a). Sin embargo, las aplicaciones para generación de energía eléctrica en horarios nocturnos han ido en aumento, principalmente con tecnologías de concentración solar que utilizan el calor acumulado para generar vapor que puede ser posteriormente utilizado para generar electricidad mediante el accionamiento de turbinas. En estos sistemas, el calor es principalmente almacenado de tres formas, calor sensible (Sensible Heat Storage, SHS por sus siglas en inglés), calor latente (Latent Heat Storage, LHS por sus siglas en inglés), o calor termoquímico (Termochemical Heat Storage, THS por sus siglas en inglés). El almacenamiento en calor sensible es el más utilizado (Hossain et al., 2020); el almacenamiento en calor latente tiene una mayor densidad de almacenamiento, y el almacenamiento de calor termoquímico es utilizado en aplicaciones donde se requiera un mayor periodo de almacenamiento (Barlev et al., 2011). Las características de cada tecnología se pueden observar en la Tabla 1-1 a continuación.

Criterio	SHS	LHS	THS
Aplicación	De fácil uso	Complejidad media	Alta
			complejidad
Densidad	Muy baja	Media	Alta
volumétrica			
Pérdidas de calor	Alta	Media	Ninguna
Madurez	Probada	Plantas piloto,	Proyectos
tecnológica	comercialmente	proyectos comerciales	demostrativos
		en construcción	
Duración de	Pocas horas	Horas	Estacional
almacenamiento			
Temperatura de	Rangos de	Temperaturas de	Temperatura
almacenamiento	temperatura	cambio de fase	ambiente

Tabla 1-1: Características de tecnologías de almacenamiento térmico, adaptado de (Alnaimat & Rashid, 2019).

Por tanto, existen diferentes acercamientos para solucionar el problema de la intermitencia diaria y estacional del recurso solar. La aplicación de una tecnología de almacenamiento de energía requiere entonces de diferentes criterios, entre ellos: tipo de energía a almacenar, tiempo de almacenamiento, densidad de energía y madurez tecnológica, los cuales se resumen en la Tabla 1-2 para las tecnologías mencionadas en este análisis.

Tabla 1-2: Características tecno-económicas de sistemas de almacenamiento de energía, adaptado de (Luo et al., 2015; Nadeem et al., 2019).

Tecnología	Densidad de energía (Wh/l)	Energía especifica (Wh/kg)	Potencia especifica (W/kg)	Potencia nominal (W)
Plomo ácido	50-80	25-50	75-300	0-40
Ion litio	200-500	75-200	150-2000	0-100
Na-S	150-300	100-240	90-230	<34
NiCD	15-150	45-80	150-300	0-40
TES	80-500	80-250	10-30	0.1-300
Tecnología	Descarga diaria (%)	Vida útil (años)	Eficiencia de ciclo (%)	Tiempo de respuesta
Plomo ácido	>0.3	5-15	63-90	Milisegundos

Ion litio	>1	10-20	75-97	Milisegundos
Na-S	Casi cero	10-20	75-90	Milisegundos
NiCD	>0.6	15-20	60-83	Milisegundos
TES	>1	20-30	30-60	Minutos
	Duración de	Costo de	LCOF	Madurez
Tecnología	almacenamiento	instalación		
		(\$/kW)	(\$/KWN)	tecnologica
Plomo ácido	Minutos a días	200-600	50-400	Alta
Ion litio	Minutos a días	900-4000	600-3800	Comercial
Na-S	Largo plazo	350-3000	300-500	Comercial
NiCD	Minutos a días	500-1500	400-2400	Alta
TES	Minutos a meses	100-400	3-60	Comercial
				inicial

La conversión de energía solar a energía eléctrica puede ser realizada a través de la utilización de generadores termoeléctricos. Un generador termoeléctrico (Thermoelectric Generator, TEG por sus siglas en inglés), es un dispositivo que transforma directamente un flujo de calor (dado por una diferencia de temperatura) en energía eléctrica. Este fenómeno es consecuencia del efecto termoeléctrico Seebeck observado en materiales semiconductores. La diferencia de temperatura es obtenida al exponer a una fuente de calor un extremo del material termoeléctrico (lado caliente), y el extremo opuesto (lado frio) a la temperatura ambiente o a un sumidero de calor, con el fin mantener la diferencia de temperatura entre estos extremos.

El estudio de la mejora de la eficiencia de conversión en generadores termoeléctricos se ha centrado en el estudio del mejoramiento de las propiedades termoeléctricas de los materiales semiconductores, sin embargo, es también de suma importancia el estudio de la optimización de las condiciones de operación del sistema (J. Chen et al., 2017). En esta línea, el control de las condiciones de operación del sistema de disipación de calor aplicado en el lado frio

del TEG, que permita mantener una diferencia de temperatura entre los lados del TEG, no solo ayuda a mejorar la eficiencia de conversión del sistema, dada la relevancia de esta diferencia de temperatura dentro del coeficiente de Seebeck y de la figura de mérito, sino también en el control de irreversibilidades (L. Chen et al., 2002). En otras aplicaciones la mejora de transferencia de calor se realiza sobre el lado caliente del TEG para incrementar su temperatura de operación (Yang et al., 2020), y por ende la diferencia de temperatura entre los lados del TEG.

Para mantener el lado frío del TEG a una temperatura inferior a la de su lado caliente en el transcurso del tiempo de operación del sistema, es necesario acoplar a su lado frío un sistema de enfriamiento. Es deseable que el sistema de enfriamiento requiera una mínima cantidad (o nula) de energía para su operación, para no reducir la eficiencia final de conversión de energía del TEG y permitir la factibilidad técnico-económica de este dispositivo de conversión de energía.

La tecnología fotovoltaica es la más utilizada a nivel global para la conversión de energía solar a eléctrica, sin embargo, los sistemas fotovoltaicos utilizan en la mayoría de las aplicaciones únicamente la fracción de onda corta de la radiación solar, mientras que la fracción de onda larga se convierte en calor durante su operación. La utilización de generadores termoeléctricos TEG que utilicen la fracción de radiación solar en forma de calor aplicado sobre su lado caliente ha sido extensamente analizada por varios autores (Amatya & Ram, 2010; G. Chen, 2011; Daniel Kraemer et al., 2012), en este caso el sistema toma el nombre de generador solar termoeléctrico (Solar Thermoelectric Generator, STEG por sus siglas en inglés).

Un STEG puede operar en forma individual o acoplado a sistemas fotovoltaicos para utilizar todo el espectro de radiación solar (Attivissimo et al., 2015; Beeri et al., 2015; Lamba & Kaushik, 2016; Yin et al., 2019). El STEG es un sistema de conversión solar térmico de estado sólido que al igual que la tecnología termo fotovoltaica (thermophotovoltaic, TPV por sus siglas en inglés) y tecnología termo galvánica (thermogalvanic, TG por sus siglas en inglés), transforman directamente un flujo de calor en electricidad a través de diferentes fenómenos físicos. Este tipo de sistemas de conversión presentan varias ventajas como la ausencia de partes móviles, una gran autonomía y bajos costos de mantenimiento. Sin embargo, al igual que otros dispositivos de conversión de energía solar, el STEG requiere de un sistema de almacenamiento de energía que posibilite la ampliación del tiempo de generación de energía eléctrica en el periodo nocturno.

Dadas las características de conversión del sistema STEG, éste presenta semejanzas con los sistemas de conversión solar fotovoltaica y sistemas de conversión solar térmica. Con los sistemas fotovoltaicos comparten la característica de conversión directa de energía a partir de materiales semiconductores.

Por otro lado, al igual que otros sistemas solares térmicos, utiliza la longitud de onda larga del espectro de radiación solar para calentar la superficie del lado caliente del generador termoeléctrico (D. Kraemer et al., 2008). Por otro lado, a diferencia de los sistemas solares térmicos de concentración, no utiliza el calor para evaporar un fluido y generar electricidad en un sistema de turbinas, sino más bien, la conversión de energía en el TEG es directa a través del efecto termoeléctrico. La principal semejanza con los sistemas de concentración solar térmica es que el calor remanente del proceso se lo elimina al ambiente o se lo utiliza en otra parte del proceso. En este sentido los sistemas STEG, dada su baja eficiencia de

conversión de energía solar a eléctrica, presentan una gran cantidad de energía remanente que no es utilizada y es, en la mayoría de los casos, expulsada al ambiente.

Por tanto, el sistema STEG requiere de dos sistemas de almacenamiento de energía, uno de electricidad y otro de calor. Dado que el almacenamiento de electricidad se lo puede realizar en un sistema de baterías, el principal esfuerzo de investigación y desarrollo tecnológico se lo debe realizar en encontrar una opción eficiente de almacenar el calor remanente del proceso de conversión de energía, para utilizarlo en posteriores aplicaciones, o a su vez para utilizarlo en el mismo sistema TEG y generar una cantidad de electricidad adicional en el periodo nocturno de ausencia de radiación solar.

La máxima eficiencia de conversión actual de un STEG es de alrededor del 7% (Daniel Kraemer et al., 2016), lo que implica una gran cantidad de calor residual. Por otro lado, el factor clave para mejorar la eficiencia de conversión de energía del STEG es mantener una gran diferencia de temperatura entre sus lados frío y caliente.

Para resolver este requerimiento de operación, se puede utilizar sistemas de enfriamiento pasivo. Sin embargo, utilizando este tipo de tecnologías, una cantidad limitada de calor se disipa del lado frío del módulo TEG, lo cual resulta en una gestión térmica ineficiente y en una menor eficiencia de conversión (Elghool et al., 2017; H. J. Goldsmid, 1960). Normalmente, la gestión térmica eficaz de la temperatura del lado frío del TEG se lleva a cabo utilizando técnicas de enfriamiento activo que demandan una gran cantidad de energía para disipar el calor residual del lado frío del TEG e incrementan el costo del sistema (Lashin et al., 2020). Se ha demostrado en varios estudios que la gestión térmica eficaz de la temperatura del lado frío del TEG puede aumentar su eficiencia de conversión entre un 5% y un 10% (Sajid et al., 2017a).

Debido a la baja eficiencia de conversión del STEG, la gran cantidad de calor residual se puede almacenar en forma de calor sensible (SHS), calor latente (LHS) o calor termoquímico (TCHS), para utilizarlo posteriormente en otra aplicación energética (Vélez et al., 2015). Los sistemas basados en LHS tiene una gran densidad de almacenamiento de energía y una variación de temperatura menor en comparación con las otras dos tecnologías de almacenamiento de calor. Los sistemas LHS utilizan un material con cambio de fase (Phase Change Material, PCM por sus siglas en inglés) para almacenar el calor residual durante la fusión del PCM. La tecnología basada en LHS se utiliza ampliamente para almacenar el calor residual de una variedad de procesos industriales y de conversión de energía, como la energía solar térmica, la recuperación de calor residual industrial, el ahorro de energía en edificios y la refrigeración de componentes electrónicos (Agyenim et al., 2010; Tao & He, 2018).

Un sistema de almacenamiento en materiales con cambio de fase incluye al menos tres componentes (Abhat, 1983): el material con cambio de fase (PCM) donde se almacenará el calor en forma de calor latente, el contenedor del PCM, y una superficie de contacto con la fuente de calor. Al momento de elegir un PCM para una aplicación de almacenamiento de energía se debe tomar en cuenta algunas características, entre ellas (Dincer & Rosen, 2011b): alta entalpía de transición por unidad de masa, capacidad para revertir completamente la transición, temperatura de transición adecuada, estabilidad química y compatibilidad con el recipiente, cambio de volumen limitado con la transición, no toxicidad, y bajo costo en relación con la aplicación prevista.

Uno de los materiales con cambio de fase más utilizados es la parafina, en esta el calor de fusión tiene un valor medio de 35 a 40 kcal/kg. Otras de las ventajas de las parafinas es que

son químicamente inertes, no tóxicas y están disponibles a un costo razonablemente bajo (Dincer & Rosen, 2011b).

En la evaluación y selección de un PCM para una aplicación determinada de almacenamiento de calor, se debe tomar en cuenta también otras características como la congelación o solidificación, ciclos térmicos, encapsulación y compatibilidad del material PCM.

La capacidad de almacenamiento de calor de un LHS es principalmente una función del calor de fusión del PCM, por otro lado, la transferencia de calor hacia y desde una unidad de almacenamiento depende en gran medida de las conductividades térmicas del PCM sólido y líquido. El análisis de los fenómenos de transferencia de calor durante la fusión o solidificación de un PCM es muy complejo debido a la interfaz sólido-líquido en movimiento, las diferencias de densidad y conductividad entre las dos fases, y los movimientos inducidos en la fase líquida (Dincer & Rosen, 2011b). Así también, la densidad de un PCM es importante porque afecta su eficacia de almacenamiento por unidad de volumen. Por tanto, todas estas características son indispensables al momento de elegir un PCM para una aplicación de almacenamiento de energía solar bajo condiciones de operación determinadas.

El proceso de carga en un sistema LHS corresponde al proceso de fusión del PCM, el proceso de fusión de un PCM implica dos procesos de transferencia de calor: conducción y convección natural. Varios estudios han incluido únicamente el análisis del proceso de transferencia de calor por conducción, sin embargo, para verificar el tiempo de fusión correcto del PCM es imprescindible que el análisis incluya el proceso de transferencia de calor por convección natural (Bertrand et al., 1999; Jany & Bejan, 1988).

La conducción de calor ocurre cuando el PCM está en la fase sólida y el frente de fusión se mueve paralelo a la fuente de calor. Cuando aparece la fase líquida, las fuerzas de flotabilidad se presentan debido a la variación de los gradientes de temperatura. En este régimen mixto, la variación de densidad permite una distribución no uniforme del calor y una ligera deformación del frente de fusión, lo cual permite la coexistencia de ambos procesos de transferencia de calor al mismo tiempo, conducción en la parte inferior del frente de fusión y convección en la parte superior del frente de fusión. Finalmente, cuando la temperatura aumenta, el movimiento del fluido también, y eso permite una transferencia de calor en el frente de fusión superior. En este último período, el proceso de transferencia de calor por convección domina la deformación del frente de fusión (Souayfane et al., 2018).

Por otro lado, es necesario incluir en el diseño de un contenedor LHS para aplicaciones de energía solar, un análisis de la geometría del contenedor y sus parámetros térmicos y geométricos. Con este fin es imprescindible incluir en el diseño del contenedor LHS el tamaño y la forma del contenedor PCM adaptando el tiempo de fusión del PCM a la insolación diaria de un lugar geográfico en particular (Agyenim et al., 2010).

En el diseño de un contenedor para almacenamiento de calor, el uso de configuraciones de carcasa y tubos cilíndricos se ha usado ampliamente, dado que esta configuración ofrece una tasa de pérdida de calor más baja que otras configuraciones, debido a que el PCM puede recibir casi todo el flujo del calor de entrada. La inclusión de aletas también ayuda a mejorar de manera eficiente la transferencia de calor dentro del PCM mediante el aumento del área de transferencia y la conductividad térmica local en el contenedor (Reyes et al., 2015; Seddegh et al., 2015). La adición de aletas en el disipador de calor, ayuda a incrementar la velocidad de fusión y disminuye el tiempo de fusión durante el proceso de carga y descarga

y, en consecuencia, mejora los fenómenos de transferencia de calor por conducción y convección natural en el PCM (Agbossou et al., 2010; Arena et al., 2017).

Agbossou, Zhang, Sebald & Guyomar (Agbossou et al., 2010), Zhang, Agbossou, Feng & Cosnier (Q. Zhang et al., 2010) y Tang & Zhao (G. Tan & Zhao, 2015) estudiaron el uso de sistemas LHS junto con sistemas TEG para aplicaciones inalámbricas y en edificios. Sin embargo, la diferencia de temperatura alcanzada en el TEG en estos estudios ha sido mínima y, en consecuencia, la potencia generada por el sistema TEG también fue baja.

Así también, se ha realizado una investigación experimental del sistema TEG acoplado a un sistema LHS, utilizando un flujo de calor constante y una limitación del tiempo de fusión (Jaworski et al., 2016). En este estudio, se validó el uso del sistema de calor latente (LHS) para enfriar el lado frío del sistema TEG, aunque la diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío alcanzada fue mínima (~5 °C). Otro estudio también explora las ventajas de incluir PCM en la gestión térmica del sistema TEG para el control de temperatura de sus dos lados, lo cual permitió un aumento en la eficiencia de conversión del TEG de alrededor del 30% (Selvam et al., 2020).

Karthick et al. (Karthick et al., 2019) han analizado experimentalmente la generación de energía de un sistema reversible TEG + PCM. En este estudio, en condiciones ambientales de laboratorio, el sistema TEG puede generar una cantidad adicional de electricidad utilizando el calor almacenado en el PCM en lugar del calor proporcionado por la fuente de calor primaria en el lado caliente del TEG. Sin embargo, en este estudio se sugiere la necesidad de introducir otras variables como las condiciones ambientales reales, la concentración de radiación solar en el lado caliente del TEG y el análisis de diferentes PCM, para alcanzar una comprensión completa del funcionamiento de un sistema de TEG + PCM.

Con el fin de conseguir mayores temperaturas en el lado caliente del sistema STEG, normalmente se requiere de un sistema de concentración solar. Dado que los sistemas STEG con concentración solar funcionan a temperaturas superiores a los 150 °C, se requiere entonces asegurar una disipación de calor eficiente en el lado frío (L. Tan et al., 2012a). Este proyecto de tesis propone diseñar, construir y ensayar un sistema hibrido STEG+ LHSCS (Solar Thermoelectric Generator + Latent Heat Storage and Cooling System) que permita controlar la diferencia de temperatura y una generación eléctrica en el TEG tanto en el periodo diurno como nocturno. Específicamente, se propone el análisis de un dispositivo que almacene el calor remanente del sistema de conversión STEG, en un material con cambio de fase (Phase Change Material, PCM por sus siglas en inglés) almacenado en un contenedor cilíndrico que incluye un disipador de calor aleteado.

El estudio de este sistema de conversión de energía solar a eléctrica con almacenamiento de calor latente (STEG+LHSCS) incluye el análisis teórico del sistema y un posterior análisis numérico y experimental. Dentro del modelo teórico se requiere determinar la interrelación y el comportamiento térmico de los diferentes subsistemas a través de un modelo teórico-analítico basado en los principios de conservación de energía. El uso de una metodología experimental involucrará simulaciones numéricas computacionales y la experimentación en laboratorio de un prototipo del sistema STEG+LHSCS que opere bajo condiciones controladas. Las simulaciones numéricas computacionales se realizarán con el fin de proporcionar una herramienta de predicción del funcionamiento del sistema de conversión y almacenamiento, y como base para la construcción del prototipo experimental. El desarrollo experimental servirá para medir la eficiencia real del prototipo en condiciones de laboratorio, y a la vez para validar el modelo numérico previamente realizado.

Este estudio incluye la comprensión de los fenómenos físicos involucrados en la conversión de energía solar termoeléctrica en el subsistema TEG, y, por otro lado, el estudio de la eficiencia del subsistema de almacenamiento de calor en PCM.

El tiempo de generación eléctrica en un sistema de conversión solar como el propuesto, requiere ampliarse a los periodos nocturnos, por lo que la investigación en sistemas de almacenamiento de energía es de vital importancia para la aplicación extensiva de este tipo de sistemas de conversión de energía solar.

# 1.1 Definición del problema

Los generadores solares termoeléctricos STEG tienen dos limitaciones importantes en su funcionamiento. La primera está relacionada a su baja eficiencia de conversión, que en la actualidad no supera el 10%, lo que implica que una gran cantidad de energía se desperdicia como calor residual al ambiente. La segunda limitación está relacionada a la necesidad de mantener una diferencia de temperatura entre los extremos del módulo termoeléctrico TEG, lo cual muchas veces requiere de un gasto energético adicional.

Por tanto, se requiere dar solución a ambas limitaciones de forma que el sistema STEG pueda realizar la conversión de energía solar a eléctrica, sin requerir de energía adicional para el enfriamiento del lado frio del TEG, y a la vez pueda aprovechar en el periodo nocturno la gran cantidad de energía remanente que se dá en el proceso de conversión diurno de energía solar a eléctrica.

#### 1.2 Objeto de estudio

Para almacenar el calor remanente del sistema STEG, se propone el desarrollo de un sistema de almacenamiento basado en un material con cambio de fase (PCM) depositado en un

contenedor cilíndrico que incluye un disipador de calor aleteado, como el que se presenta en la Figura 1-1.

La temperatura del PCM en el interior del contenedor estará relacionada con la temperatura alcanzada en el lado caliente del TEG, y ésta a su vez es proporcional a la concentración de radiación solar aplicada sobre el lado caliente del TEG.

Lo anterior influye en la temperatura de operación del LHSCS, la cual depende también de las condiciones ambientales de la zona geográfica donde se ubique el sistema de conversión, incluyendo la variación diurna-nocturna y estacional de la temperatura ambiental en algunas locaciones, condición que es muy notable en ambientes desérticos como el Desierto de Atacama.

Por tanto, se proyecta que el sistema TEG genere energía eléctrica en los periodos nocturnos, debido a la diferencia de temperatura alcanzada en los lados del TEG, por la disminución de la temperatura ambiente y la mayor temperatura a la que se encontraría en este periodo el sistema de almacenamiento de calor (LHSCS).

Existen varios acercamientos previos hacia el sistema propuesto de almacenamiento de energía y enfriamiento. El estudio de este tipo de sistemas se remonta a la década de 1980 (Telkes, 1980), y contempla el uso de materiales con cambio de fase (PCM por sus siglas en inglés) en sistemas de almacenamiento de calor o frío. Aplicaciones actuales de almacenamiento de calor en PCM han sido desarrolladas para soluciones particulares en la industria, almacenamiento de energía a gran escala, aplicaciones residenciales, y sistemas modulares de almacenamiento de energía térmica.

Uno de los PCM más estudiados para uso en sistemas de almacenamiento de energía es la parafina. Características importantes de este material son su baja toxicidad, alta



Figura 1-1:Esquema del Sistema STEG+LHSCS

En el diseño del sistema de almacenamiento a partir de PCM, se debe tomar en cuenta que los materiales PCM presentan baja conductividad térmica, por lo que con el fin de incrementar la transferencia de calor, se incluye aletas o partículas metálicas en el contenedor (Reay et al., 2014). La inclusión de partículas metálicas permite lograr una fusión más homogénea del PCM (Reyes et al., 2015), sin embargo, presenta problemas con la concentración de estas partículas después de varios ciclos de carga y descarga.

La ubicación de las aletas dentro del contenedor está relacionado con el tipo de PCM utilizado, el volumen interno del cilindro y el material del contenedor (Groulx & Murray, 2011). Esta ubicación puede ser simétrica o asimétrica dependiendo de la configuración del contenedor. Otra de las opciones estudiadas es la división del cilindro en compartimentos, lo que permite que exista un perfil de temperatura más homogéneo a lo largo del cilindro y también un mayor control de la fusión del PCM. La adición de compartimentos en el contenedor, sin embargo, puede afectar al mecanismo de convección natural dentro del cilindro (Menon et al., 1983), por lo que se debe analizar la división óptima del contenedor con el fin de lograr un mayor control de los mecanismos de transferencia de calor y por ende, los perfiles y tiempos de fusión o solidificación del PCM.

En contenedores cilíndricos se ha observado que cuando se inicia el fenómeno de fusión del PCM, la conducción es el mecanismo de transferencia de calor dominante. Una vez se ha iniciado la fusión y se observan pequeñas capas de líquido, se inicia un movimiento del líquido dominado por los cambios de densidad presentes en el PCM (Bathelt & Viskanta, 1981), siendo la convección el mecanismo dominante en esta etapa (Ho & Viskanta, 1981), siendo la convección el mecanismo dominante en esta etapa (Ho & Viskanta, 1984). El sistema de enfriamiento propuesto en este estudio utiliza un disipador de calor aleteado que transmitirá por conducción el calor remanente del sistema de generación eléctrica al sistema de almacenamiento. Una vez que se supere el periodo diurno de radiación solar, se prevé que este disipador transfiera el calor almacenado desde el contenedor de PCM hasta el "lado frío" del TEG, que en este segundo periodo se convertirá en el "lado caliente", dejando al lado opuesto como el nuevo "lado frio" dado que este estará a una menor temperatura al estar expuesto a la temperatura ambiente.

# 1.3 Preguntas de investigación.

Se ha observado a partir de los estudios disponibles en la literatura que los sistemas STEG generan electricidad solo cuando la radiación solar está disponible y a la vez se desperdicia una gran cantidad de calor sin su efectiva utilización. Por otro lado, se ha verificado también que los sistemas de enfriamiento utilizados solo pueden mantener una pequeña diferencia de temperatura entre los lados del TEG (sistemas de enfriamiento pasivos), o requieren un gasto energético importante para mantener controlada la temperatura del lado frio del TEG (sistemas de enfriamiento activos) Lo anterior genera las siguientes preguntas de investigación:

¿Es posible desarrollar un sistema basado en materiales con cambio de fase (PCM) que permita simultáneamente el enfriamiento del lado frío del TEG y el almacenamiento del calor remanente de su proceso de conversión de energía en el periodo diurno de radiación solar?

¿Es posible que el mismo sistema permita también generar energía eléctrica en el TEG durante el periodo nocturno, utilizando el calor almacenado en el periodo diurno de radiación solar?

¿Cuál es la geometría del sistema propuesto que permitirá mantener la máxima diferencia de temperatura entre el lado caliente y frio del TEG con un volumen determinado de PCM? ¿Qué PCM se debe elegir con el fin de maximizar el calor almacenado tomando en cuenta las condiciones ambientales de la zona geográfica de operación del sistema STEG+LHSCS? ¿De qué factores dependerá la eficiencia de conversión de energía del sistema STEG+LHSCS?

### 1.4 Hipótesis

El sistema propuesto que acopla un generador solar termoeléctrico (STEG) con un sistema de almacenamiento en calor latente y enfriamiento (LHSCS) puede desarrollar una diferencia de temperatura relativamente más alta entre los lados frío y caliente del generador termoeléctrico (TEG) durante el día en presencia de radiación solar y al mismo tiempo mantener la temperatura del lado frío del TEG en valores más bajos, en comparación con

métodos tradicionales de enfriamiento pasivo. El sistema propuesto también puede almacenar el calor residual del TEG durante el proceso de conversión de energía, en un sistema de almacenamiento de calor que contiene un recipiente lleno de un material de cambio de fase (PCM). Este calor almacenado se puede utilizar en los períodos nocturnos para generar electricidad en el TEG, cuando la radiación solar no está disponible, operando bajo las condiciones ambientales de una locación desértica.

# 1.4.1 Hipótesis específicas

• El sistema de almacenamiento y enfriamiento basado en material con cambio de fase (LHSCS) mantiene la temperatura del lado frío del generador termoeléctrico a una temperatura controlada por la temperatura de fusión del PCM utilizado, para las condiciones ambientales de una ubicación desértica y sin requerir energía adicional para su operación.

• El LHSCS permite almacenar energía en forma de calor latente y utilizarlo para generar energía eléctrica en el STEG durante todo el periodo nocturno en ausencia de radiación solar.

• El sistema LHSCS acoplado con STEG permite aprovechar las condiciones ambientales de las ubicaciones desérticas para generar electricidad durante el período nocturno, utilizando la diferencia de temperatura de los lados del sistema TEG en este periodo: temperatura del lado caliente igual a la temperatura del PCM, y la temperatura del lado frío igual a la temperatura ambiente nocturna. Por lo tanto, el sistema propuesto genera electricidad las 24 horas diarias.

• Los diversos parámetros de diseño como el volumen y las propiedades físicas del material de cambio de fase, la geometría del contenedor, y las condiciones ambientales,

determinan la temperatura a la que se puede mantener el lado frío del generador termoeléctrico (TEG) y la generación de electricidad nocturna por parte del sistema TEG.

## 1.5 Objetivos

# 1.5.1 Objetivo General

Crear un sistema STEG + LHSCS que genere electricidad tanto en el periodo diurno de radiación solar como en el periodo nocturno de ausencia de radiación solar, que solucione la necesidad de enfriamiento del lado frio del TEG y, simultáneamente almacene el calor remanente del periodo diurno para generar una cantidad adicional de electricidad durante todo el periodo nocturno, operando bajo las condiciones ambientales de una locación desértica.

## 1.5.2 Objetivos específicos

• Desarrollar un modelo numérico computacional del sistema STEG+LHSCS y validarlo con el desarrollo de un prototipo experimental.

• Analizar el modelo numérico computacional del sistema STEG+LHSCS bajo condiciones ambientales y de radiación solar de una localidad desértica.

• Determinar la diferencia de temperatura máxima entre los lados del TEG que se puede alcanzar con el sistema STEG+LHSCS propuesto, en el periodo diurno.

• Determinar la eficiencia máxima de conversión del sistema STEG al acoplarlo a un sistema LHSCS, en los periodos diurno y nocturno.

• Determinar la eficiencia de almacenamiento de calor del sistema LHSCS bajo las condiciones ambientales de una locación desértica.

• Analizar la relación que existe entre los factores de diseño del sistema LHSCS y su eficiencia de almacenamiento de calor, y la eficiencia de conversión de energía en el STEG.
## 1.6 Metodología.

Para alcanzar los objetivos de esta investigación se plantea la utilización de un análisis teórico, numérico-computacional y experimental que permitan evaluar un sistema STEG + LHSCS que opere bajo condiciones ambientales y de radiación solar específicas.

El análisis teórico comprende un estudio de los subsistemas STEG y LHSCS que permita establecer los fenómenos de conversión de energía y las temperaturas de operación. Este análisis se realizó a través de la aplicación de los principios de conservación de energía. El análisis teórico utilizó un análisis anterior del sistema STEG realizado por el autor para su tesis de Magister, así como el estado del arte recogido de libros y publicaciones de sistemas STEG, TEG y de sistemas de almacenamiento de calor en materiales con cambio de fase. El modelo teórico desarrollado por el autor previamente se utilizó para el cálculo de la eficiencia de conversión de energía en el TEG, así como para dimensionar la energía generada durante la operación del sistema, tanto en las horas de presencia como ausencia de radiación solar. El impacto del uso del material con cambio de fase (PCM por sus siglas en inglés) y de la geometría del contenedor se analiza en el Capítulo 4 como parte de un análisis paramétrico donde se verifica la influencia de distintos parámetros geométricos (largo y ancho del contenedor como relación de aspecto, numero de aletas, espesor de aletas), por otro lado, se verifica también el impacto del uso del PCM como parte de un sistema eficaz de enfriamiento y almacenamiento de calor. Es importante aclarar que en un primer paso se elige el PCM de acuerdo a su temperatura de fusión, la misma que es aproximada por las condiciones ambientales y las temperaturas deseadas de operación del sistema STEG. Posteriormente en una primera etapa se realizó simulaciones computacionales que permitieron predecir el funcionamiento del sistema STEG+LHSCS, es decir, con este primer acercamiento se buscó comprobar el diseño del sistema bajo condiciones de operación controladas de laboratorio (temperatura ambiente, velocidad del viento, temperatura del lado caliente del TEG). El modelo numérico fue comprobado a partir de un análisis de malla. El modelo del sistema STEG+LHSCS se generó de forma iterativa, buscando en primer lugar alcanzar la mayor diferencia de temperatura entre los lados del TEG para una cantidad definida de material con cambio de fase. La metodología de simulación y análisis de malla se explica a profundidad en el Capítulo 3.

Una vez se tuvo desarrollado y analizado el primer diseño del sistema STEG+LHSCS, se construyó un prototipo experimental basado en el diseño numérico computacional anterior, que operara bajo las mismas condiciones de laboratorio, de modo que permita comprobar y contrastar los resultados de ambos modelos. Los resultados experimentales fueron reportados tomando en cuenta la incertidumbre de las mediciones, de modo que se asegure repetitividad en los experimentos desarrollados. En una segunda etapa se utilizó el modelo numérico computacional comprobado por los resultados experimentales, para simular el comportamiento del sistema STEG+LHSCS bajo condiciones ambientales y de radiación solar de una locación geográfica determinada. De esta forma se pudo obtener la eficiencia de almacenamiento del sistema LHSCS y la eficiencia de conversión alcanzada en el sistema STEG. La metodología experimental se explica en detalle en el Capítulo 3.

La metodología general utilizada en este trabajo de investigación se presenta en la Figura 1-2. Esta metodología permitió un desarrollo apropiado del prototipo de conversión de energía y almacenamiento STEG+LHSCS y, a la vez, permitirá alcanzar resultados razonables y reproducibles durante la investigación.



Figura 1-2: Diagrama de flujo de la metodología utilizada en el desarrollo y análisis del sistema STEG+LHSCS.

# 2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

Una opción viable para la conversión de energía solar a energía eléctrica es la utilización de generadores termoeléctricos (Thermoelectric Generator, TEG por sus siglas en inglés). Un TEG es un dispositivo que transforma directamente un flujo de calor (dado por una diferencia de temperatura) en energía eléctrica, debido al efecto Seebeck. La diferencia de temperatura es obtenida al exponer un extremo del material semiconductor, llamado "lado caliente", a una fuente de calor y temperatura, y el extremo opuesto, llamado "lado frio", a una temperatura más baja o a un sumidero de calor. La eficiencia de conversión de energía en el TEG es dependiente de esa diferencia de temperatura. En el caso particular en el que la fuente de calor aplicada sobre el lado caliente del TEG sea la radiación solar, el sistema toma el nombre de Generador Solar Termoeléctrico (Solar Thermoelectric Generator, STEG por sus siglas en inglés).

Con el fin de cuantificar la energía solar aprovechable se emplea la referencia AM1.5. De acuerdo con la American Society for Testing and Materials (ASTM) esta corresponde a un promedio global de la irradiación solar en latitudes medias y verifica la cantidad de masa de aire que atraviesa la radiación solar para llegar a la superficie de la Tierra.

Según la referencia AM1.5 la irradiación solar es de 1 kW/m<sup>2</sup>, y corresponde a la integración de la irradiación, respecto de todas las longitudes de onda de la energía solar. La referencia AM1.5 se basa en la norma ASTM G-173-03.

Un generador solar termoeléctrico (STEG) incluye cuatro subsistemas, que al ser integrados permiten su operación y la generación de electricidad. Estos cuatro subsistemas son: el sistema óptico (utilizado para concentrar la radiación solar), el sistema absorbedor de calor (acoplado al lado caliente del TEG), el generador termoeléctrico (TEG), y el sistema

disipador de calor (acoplado al lado frio del TEG). La división en subsistemas permite analizar sus parámetros de entrada y salida. Este modelo de análisis es dependiente de la temperatura ambiente, de la geometría del dispositivo y de los materiales utilizados en el mismo (Daniel Kraemer et al., 2012).

La Figura 2-1 presenta un esquema donde se puede observar la ubicación e interacción de los subsistemas dentro del generador solar termoeléctrico STEG.



Figura 2-1: Modelo de análisis del generador solar termoeléctrico STEG, adaptado de (Daniel Kraemer et al., 2012).

La eficiencia de un generador termoeléctrico (Thermoelectric Generator, TEG por sus siglas en inglés), depende de la energía eléctrica obtenida, de las propiedades de los materiales termoeléctricos y de la geometría del TEG. Para establecer la eficiencia del TEG se debe medir la relación de la potencia eléctrica producida en el generador ( $W_e$ ) y la velocidad con la que se extrae calor de la fuente ( $Q_{TE}$ ), ya que parte de ese calor es utilizado para balancear el efecto Peltier asociado a la circulación de corriente (H. Julian Goldsmid, 2010).

La figura de mérito (ZT) es la propiedad termoeléctrica primordial en la obtención de una alta eficiencia para un rango determinado de temperatura, esta a su vez envuelve tres parámetros termoeléctricos: el cuadrado del coeficiente de Seebeck, la conductividad eléctrica y la conductividad térmica. La figura de mérito es la misma para un par de materiales termoeléctricos ya sea que se involucren en un fenómeno de refrigeración o generación eléctrica.

La eficiencia del TEG, se define como la razón entre la potencia eléctrica producida ( $W_e$ ) y el calor suministrado a los elementos termoeléctricos ( $Q_{TE}$ ), dada por la Ecuación 2.1.

$$\eta_{TEG} = \frac{W_e}{Q_{TE}} \tag{2.1}$$

La eficiencia total del dispositivo STEG es función del producto entre la eficiencia opto térmica y la eficiencia del TEG (G. Chen, 2011) y se presenta en la Ecuación 2.2, donde I es la corriente eléctrica,  $S_{pn}$  es el coeficiente de Seebeck,  $T_h$  y  $T_c$  son la temperatura del lado caliente y frio del TEG,  $R_i$  es la resistencia eléctrica del TEG,  $C_{opt}$  es la concentración óptica,  $A_{ss}$  es el área del lado caliente y q<sub>s</sub> es el calor de entrada al TEG.

$$\eta_{STEG} = \frac{I \left(S_{pn} \left(T_h - T_c\right) - I R_i\right)}{C_{opt} A_{ss} q_s}$$
(2.2)

Un sistema LHS se puede acoplar a un sistema STEG para gestionar la temperatura del lado frío y, en consecuencia, la diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío. Un sistema LHS no solo puede usarse para enfriar el lado frío del STEG (L. Tan et al., 2012b), sino también, para almacenar el calor residual del sistema de conversión STEG (Kiziroglou et al., 2014). Un sistema LHS que funciona con este doble propósito se denomina en este trabajo de investigación, sistema de refrigeración y almacenamiento de calor latente (Latent Heat Storage and Cooling System, LHSCS por sus siglas en inglés).

Las ecuaciones que gobiernan el almacenamiento de calor en el PCM para cada fase del material (Kiziroglou et al., 2014), se presentan en las Ecuaciones 2.3 a 2.5.

Fase sólida (Tamb<Tpcm<Tfusión)

$$Q_{pcm} = m_{pcm} C_s \left( T_{pcm} - T_{amb} \right) \tag{2.3}$$

Fase sólido-líquida (T<sub>pcm</sub>=T<sub>fusión</sub>)

$$Q_{pcm} = m_{pcm} \left[ C_s \left( T_{pcm} - T_{amb} \right) + L \right]$$
(2.4)

Fase líquida (T<sub>pcm</sub>>T<sub>fusión</sub>)

$$Q_{pcm} = m_{pcm} \left[ C_s \left( T_{pcm} - T_{amb} \right) + L \right] + m_{pcm} C_l \left( T_{pcm} - T_{amb} \right)$$
(2.5)

Donde  $Q_{pcm}$  es el flujo de calor en el PCM,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente,  $m_{pcm}$  es la cantidad másica de PCM, C es la capacidad calorífica específica (Cs para sólidos y Cl para líquidos),  $T_{pcm}$  es la temperatura del PCM, L es el calor latente y  $T_{fusión}$  es la temperatura de fusión del PCM.

Con el fin de analizar los fenómenos de transferencia de calor en un sistema de almacenamiento de calor en materiales con cambio de fase, se debe incluir la transferencia de calor en sólidos y los fenómenos de cambio de fase en el LHSCS.

La transferencia de calor está dominada por la ecuación de conservación de energía y la ley de Fourier, donde  $\rho$  es la densidad del fluido, Cp es la capacidad calórica del fluido,  $\mu$  es la viscosidad dinámica, k es la conductividad del fluido, T es la temperatura del fluido, t es el tiempo, y q es el flujo de calor, como se muestra a continuación.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mu \,\nabla T + \nabla q = Q \tag{2.6}$$

$$q = -k\nabla T \tag{2.7}$$

El flujo laminar está dominado por la ecuación de Navier Stokes y la ecuación de continuidad, asumiendo que el flujo del fluido es newtoniano e incompresible, donde u es la velocidad del fluido, I<sub>i</sub> es la matriz identidad, p es la presión y F es la fuerza externa, se tiene:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \nabla)u = \nabla \left[-pI_i + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) + F\right]$$
(2.8)

$$\rho \nabla \left( u \right) = 0 \tag{2.9}$$

Para modelar la convección natural dentro del PCM, se incluye una fuerza de flotabilidad (F) en el flujo laminar, lo cual implica que una variación en la temperatura del PCM induce una variación de su densidad, y dada la acción de la fuerza de gravedad en el interior del PCM, esto finalmente promueve el movimiento ascendente del PCM líquido dentro de los compartimentos del LHSCS.

En este análisis, la fuerza de flotabilidad incluye la aproximación de Boussinesq en el eje axial (Fz) y eje radial (Fr), y la ley de Darcy para modelar el cambio de fase en la región de transición. Siguiendo la ecuación de Carman-Kosen (Carman, 1997), los análisis presentados por Voller & Prakash (Voller & Prakash, 1987) y Bertrand et al. (Bertrand et al., 1999), se tiene:

$$F_{z} = \rho_{0} \beta (T - T_{0}) g - At(\theta) w$$
(2.10)

$$F_r = -At(\theta) u \tag{2.11}$$

$$At(\theta) = \frac{A_{mush} (1-\theta)^2}{\theta^3 + \epsilon}$$
(2.12)

Donde  $\rho_0$  y T<sub>0</sub> son la densidad y la temperatura de referencia, respectivamente. El término g es la constante de gravedad; w y u son las velocidades de flujo del fluido en los ejes axial y

radial, respectivamente. El término At es la relación de Carman y Koseny para medios porosos.

El término  $A_{mush}$  se denomina constante de la zona blanda (mushy zone) y se ha usado ampliamente (Groulx & Murray, 2011; Groulx & Ogoh, 2009; Samara et al., 2012) para definir la representatividad de la convección natural sobre la conducción pura en los fenómenos de transferencia de calor dentro del PCM, o en otras palabras, para medir qué tan rápido la velocidad del PCM se acerca a cero durante las fases de transición líquido-sólido. La constante de la zona blanda se sitúa en un rango entre 10<sup>3</sup> y 10<sup>8</sup> (Sadat & Prax, 1996; Swaminathan & Voller, 1993), en este análisis se usa un valor de 10<sup>4</sup>.

El término  $\theta$  se utiliza para establecer la fracción líquida del PCM y el término  $\in$  se utiliza para evitar la división por cero en la Ecuación 2.12 cuando el PCM está completamente sólido. En este análisis se utilizó un valor de  $\in = 10^{-3}$ .

El fenómeno de cambio de fase incluye la implementación del método de capacidad calorífica aparente descrito por Kim & Kaviany (C. J. Kim & Kaviany, 1990), en el cual se calcula las propiedades del material en función de la temperatura (T), como se muestra en las siguientes ecuaciones.

$$\rho = \theta \,\rho_{phase1} + (1 - \theta) \,\rho_{phase2} \tag{2.13}$$

$$C_p = \frac{1}{\rho} \left( \theta \rho_{phase1} C_{p,phase1} + (1 - \theta) \rho_{phase1} C_{p,phase1} \right) + L \frac{\partial \alpha_m}{\partial T}$$
(2.14)

$$k = \theta k_{phase1} + (1 - \theta) k_{phase2}$$
(2.15)

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{(1-\theta)\,\rho_{phase2} - \theta\,\rho_{phase1}}{(1-\theta)\,\rho_{phase2} + \theta\,\rho_{phase1}} \tag{2.16}$$

Las Ecuaciones 2.13 a 2.16 incluyen la densidad ( $\rho$ ), la capacidad calorífica a presión constante (Cp), la conductividad térmica (k), la fracción de masa ( $\alpha$ ), el calor latente (L), y

la fracción liquida del PCM ( $\theta$ ). Los subíndices *phase1* y *phase2* indican si el PCM está en la fracción sólida o líquida.

El análisis de la eficiencia energética (técnica basada en la primera ley de la termodinámica) de un sistema de almacenamiento en calor latente, relaciona la energía almacenada con respecto a la energía de entrada al sistema. Sin embargo, la eficiencia energética no considera qué tan cerca el desempeño del sistema se aproxima al ideal, la duración del almacenamiento, las temperaturas de la energía térmica suministrada y recuperada, y la temperatura del entorno. Por el contrario, el análisis de exergía (técnica basada en la segunda ley de la termodinámica) proporciona un medio alternativo para evaluar y comparar los sistemas de almacenamiento de calor (Thermal Energy Storage, TES por sus siglas en inglés) de una manera racional y significativa, ayudando a mejorar y optimizar los diseños de los sistemas TES, como los realizados por (Başçetinçelik et al., 1999; Bejan, 1978; Bjurström & Carlsson, 1985; Krane, 1987).

Diferentes definiciones de eficiencia energética o exergética pueden ser utilizados al momento de evaluar un sistema TES. La eficiencia exergética otorga un panorama amplio sobre el rendimiento del proceso debido a que analiza los flujos de energía de acuerdo con su contenido de exergía, y separa las ineficiencias en aquellas asociadas con pérdidas de efluentes y aquellas debidas a irreversibilidades, permitiendo verificar una medida del potencial de mejora del sistema térmico (Dincer & Rosen, 2011b).

Los balances de masa, energía, entropía y exergía en un volumen de control se muestran a continuación en las Ecuaciones 2.17 a 2.20.

$$Entrada_Masa - Salida_masa = Acumulacion_masa$$
(2.17)

$$Entrada\_energia - Salida\_energia = Acumulacion\_energia$$
(2.18)

## Entrada\_entropia + Generacion\_entropia - Salida\_entropia =

Acumulacion\_entropia

 $Entrada\_exergia-Salida\_exergia-Consumo\_exergia=Acumulacion\_exergia$ 

(2.19)

En un análisis de energía, todas las pérdidas son atribuibles a las liberaciones de energía a través de los límites del sistema, por otro lado, en un análisis de exergía las pérdidas se dividen en dos tipos: las asociadas con liberaciones de exergía del sistema y los asociados con consumos internos de exergía (Alefeld, 1990).

Dos posibles definiciones de eficiencia energética y exergética (Dincer & Rosen, 2011b) se muestran a continuación en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1:Definiciones generales de eficiencias de energía ( $\eta$ ) y exergía ( $\psi$ ) en un TES.

Eficiencia	Definición 1	Definición 2		
η	Energía recuperada en TES	Energía recuperada y restante en TES		
	Entrada de energía al TES	Entrada de energía y originalmente en TES		
ψ	Exergía recuperada en TES	Exergía recuperada y restante en TES		
	Entrada de exergía al TES	Entrada de exergía y originalmente en TES		

En un sistema de almacenamiento de calor, existen pérdidas de calor aprovechable asociadas a la pérdida de estratificación del fluido dentro del contenedor (zonas frías y calientes ubicadas axialmente en un tanque de almacenamiento). Por otro lado, cuatro factores contribuyen principalmente a la pérdida de estratificación y a la degradación de la energía almacenada (Dincer & Rosen, 2011b):

• Pérdidas de calor hacia el entorno circundante.

• Conducción de calor desde las partes calientes del fluido de almacenamiento a las partes más frías.

- Conducción vertical en la pared del tanque.
- Mezcla del fluido de almacenamiento durante los períodos de carga y descarga.

La pérdida de estratificación puede ser reducida con la aplicación de un análisis de eficiencia exergética en el diseño del sistema de almacenamiento de calor (Njoku et al., 2014; Rosen et al., 1988). Con el fin de evaluar las eficiencias energética y exergética de un sistema de almacenamiento de calor como el mostrado en la Figura 2-2, se puede estudiar un caso tipo estableciendo las siguientes consideraciones (Dincer & Rosen, 2011b):

- Paredes del contenedor no adiabáticas.
- Períodos de tiempo finitos de carga, almacenamiento y descarga.
- Entorno a temperatura y presión constantes.
- Volumen de almacenamiento constante.
- Interacciones de trabajo insignificantes (trabajo de bombas).
- Energía cinética y potencial insignificantes.



Figura 2-2: Sistema de almacenamiento con sus tres diferentes etapas, adaptado de (I Dincer & Rosen, 2011b).

Para el sistema de almacenamiento mostrado en la Figura 2-2, el balance global de energía se puede obtener a partir de las Ecuaciones 2.21 y 2.22. Donde H es la entalpia total del flujo en los estados a, b, c, d;  $Q_1$  representa la pérdida de calor durante el proceso; y  $\Delta E$  representa la acumulación de energía en el sistema TES.

$$Energia_{entrada} - (Energia_{recuperada} + Energia_{perdida}) = Energia_{acumulada}$$

$$(H_a - H_b) - [(H_d - H_c) + Q_l] = \Delta E$$
(2.22)

En la Ecuación 2.22,  $H_a$ - $H_b$  representa el calor neto entregado al sistema TES y  $H_d$ - $H_c$  representa el calor neto recuperado del sistema TES; la cantidad entre corchetes representa la energía neta saliente del sistema. Los términos  $Q_1$  y  $\Delta E$  se obtienen a partir de las Ecuaciones 2.23 y 2.24 (Dincer & Rosen, 2011b). Donde  $E_i$  y  $E_f$  representan la energía inicial y final contenida en el almacenamiento,  $Q_{i,j}$  representa las pérdidas de calor en los periodos j, correspondientes a las etapas de carga, almacenamiento y descarga. Si se tiene un estado final e inicial idénticos, es decir,  $\Delta E=0$ , se simplifica el balance energético.

$$\Delta E = E_f - E_i \tag{2.23}$$

$$Q_l = \sum_{j=1}^3 Q_{l,j} \tag{2.24}$$

El balance global de exergía puede obtenerse a partir de la Ecuación 2.25 (Dincer & Rosen, 2011b), donde  $\epsilon$  representa la exergía de los flujos en los estados a, b, c, d; X<sub>1</sub> representa la pérdida de exergía asociada a Q<sub>1</sub>, I representa el consumo de exergía y  $\Delta \Xi$  representa la acumulación de exergía.

$$Exergia_{entrada} - (Exergia_{recuperada} + Exergia_{perdida}) - Exergia_{consumida} = Exergia_{acumulada}$$
(2.25)

$$(\epsilon_a - \epsilon_b) - [(\epsilon_d - \epsilon_c) + X_l] - I = \Delta \Xi$$
(2.26)

En la Ecuación 2.26,  $\epsilon_{a}$ - $\epsilon_{b}$  representa la exergía neta de entrada al sistema TES y  $\epsilon_{d}$ - $\epsilon_{c}$  representa la exergía neta recuperada. La cantidad entre corchetes representa la salida neta de exergía del sistema y los términos I, X<sub>1</sub>,  $\Delta\Xi$ , se obtienen a partir de:

$$I = \sum_{j=1}^{3} I_j$$
 (2.27)

$$X_{l} = \sum_{j=1}^{3} X_{l,j}$$
(2.28)

$$\Delta \Xi = \Xi_f - \Xi_i \tag{2.29}$$

Donde I<sub>J</sub> representa los consumos de exergía durante las etapas de carga, almacenamiento y descarga,  $X_{l,j}$  representa las pérdidas de exergía en los mismos periodos,  $\Xi$ i y  $\Xi$ f representan la exergía inicial y final del sistema de almacenamiento. Si se tiene un estado final e inicial idénticos, implica que  $\Delta \Xi$ =0.

La exergía en los periodos k=a, b, c, d, se pueden evaluar a partir de la Ecuación 2.30, bajo las consideraciones del sistema antes planteadas.

$$\epsilon_k = (H_k - H_0) - T_0 (S_k - S_0) \tag{2.30}$$

Donde  $\epsilon_k$ ,  $H_k$ ,  $S_k$ , representan la exergía, entalpia y entropía en cada etapa y,  $H_0$  y  $S_0$  representan la entalpía y entropía en el ambiente de referencia con  $T_0$  y  $P_0$ .

Si los componentes cinético, potencial y químico de la exergía son despreciables, se pueden definir las siguientes ecuaciones (Dincer & Rosen, 2011b):

$$\epsilon_a - \epsilon_b = (H_a - H_b) - T_0 * (S_a - S_b)$$
(2.31)

$$\epsilon_d - \epsilon_c = (H_d - H_c) - T_0 * (S_d - S_c)$$
(2.32)

Para un tanque totalmente mezclado, las pérdidas de exergía asociadas a las pérdidas de calor a los alrededores se definen a partir de la Ecuación 2.33 (Dincer & Rosen, 2011b).

$$X_{l,j} = \int_{i}^{f} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_{l,j} , para \, j = 1,2,3$$
(2.33)

Utilizando las definiciones anteriores, la eficiencia energética y exergética globales para el sistema TES pueden ser encontradas a partir de las Ecuaciones 2.34 y 2.35, respectivamente.

$$\eta = \frac{\text{Energia recuperada del TES durante la descarga}}{\text{Energia ingresada al TES durante la carga}} = \frac{H_d - H_c}{H_a - H_b} = 1 - \frac{Q_l}{H_a - H_b}$$
(2.34)

$$\psi = \frac{Exergia\ recuperada\ del\ TES\ durante\ la\ descarga}{Exergia\ ingresada\ al\ TES\ durante\ la\ carga} = \frac{\epsilon_d - \epsilon_c}{\epsilon_a - \epsilon_b} = 1 - \frac{X_l + l}{\epsilon_a - \epsilon_b}$$
(2.35)

La eficiencia energética ( $\eta$ ) y exergética ( $\psi$ ) del STEG se evalúa a partir de los análisis previos realizados por Petela R. (Petela, 1964), Ejenakevwe, et al (Ejenakevwe et al., 2020) y Song et al. (Lv et al., 2019), a partir de las siguientes ecuaciones.

$$\eta_{STEG} = \frac{W_e}{Q_{sol} C_{opt} A_{ss}} \tag{2.36}$$

$$\psi_{STEG} = \frac{W_e}{Q_{sol} C_{opt} A_{ss} \xi} \tag{2.37}$$

$$\xi = 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_{amb}}{T_{sol}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_{amb}}{T_{sol}}$$
(2.38)

Siendo  $W_e$  la potencia eléctrica generada en el TEG,  $Q_{sol}$  la radiación solar de la localidad elegida,  $C_{opt}$  la concentración óptica aplicada,  $A_{ss}$  el área del lado caliente del TEG,  $\xi$  la exergía de la energía radiante recibida sobre el lado caliente del TEG,  $T_{amb}$  la temperatura ambiente y  $T_{sol}$  la temperatura del Sol (alrededor de 6000 K).

Por otro lado, se calcula también la eficiencia de conversión del módulo termoeléctrico (TEG) a partir de la ecuación mostrada a continuación.

$$\eta_{TEG} = \frac{W_e}{Q_{teg}} \tag{2.39}$$

Donde  $Q_{teg}$  es el calor que circula por el módulo termoeléctrico y el cual es transformado parcialmente por el TEG en energía eléctrica ( $W_e$ ).

# 3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE CALOR LATENTE (LHSCS)

#### 3.1 Descripción

Un Sistema de Enfriamiento y Almacenamiento de Calor Latente (Latent Heat Storage and Cooling System, LHSCS por sus siglas en inglés) puede ser empleado para la gestión de la generación de energía eléctrica y enfriamiento del lado frio de un Generador Solar Termoeléctrico (STEG, por sus siglas en inglés). El LHSCS consiste en un contenedor cilíndrico con aislamiento térmico en el cual se incluye un material de cambio de fase (Phase Change Material, PCM por sus siglas en inglés). El contenedor cilíndrico tiene en su interior un disipador de calor de cobre, el que está constituido por una barra sólida y aletas radiales. El disipador de calor está ubicado en el eje axial del cilindro para crear compartimentos que se llenan de PCM tal como se muestra en la Figura 3-1. El calor residual del STEG se transfiere principalmente por conducción de calor a través del disipador de calor al LHSCS. El LHSCS propuesto se analiza a través de enfoques numérico y experimental con el fin de definir la geometría y los materiales utilizados en el contenedor, la geometría del disipador de calor y el volumen total del PCM, para condiciones específicas de insolación diaria y condiciones ambientales de acuerdo con el lugar geográfico de estudio.

Los principales objetivos del LHSCS son por un lado alcanzar una gran diferencia de temperatura entre los lados frío y caliente del TEG (superior a 100 °C), y por otro lado almacenar el calor residual del proceso de conversión de energía del STEG durante la presencia de radiación solar y generar una cantidad adicional de electricidad en el periodo nocturno de ausencia del recurso solar, utilizando el calor almacenado en el LHSCS. De esta manera, el sistema STEG + LHSCS puede funcionar durante todo el día, generando electricidad las 24 horas diarias.

Para diseñar el contenedor LHSCS se utiliza la siguiente metodología:

- Se diseña un conjunto de contenedor y disipador de calor, y se elige un PCM para condiciones ambientales controladas (condiciones de laboratorio). Para este primer paso utilizamos un enfoque numérico computacional, generando un modelo y simulándolo en el software Comsol Multiphysics.
- Una vez el diseño se ha modelado en el software computacional, se procede a construir un prototipo experimental con la geometría diseñada y modelada del paso anterior, y posteriormente se lo ensaya en condiciones controladas de laboratorio. En este sentido, el modelo experimental se utiliza para confirmar y/o rectificar los resultados obtenidos en el enfoque numérico computacional.
- Finalmente, simulamos el modelo computacional corregido, bajo condiciones ambientales de una zona geográfica seleccionada, incluyendo la temperatura ambiente, la radiación solar y la velocidad del viento.

En la Figura 3-1 se muestra un esquema en 2D del sistema propuesto. El sistema STEG contiene un módulo termoeléctrico (TEG) de Telururo de Bismuto (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>) que recibe una radiación solar concentrada en su lado caliente. El lado frío del módulo TEG está acoplado con el LHSCS para almacenar el calor residual del sistema STEG y administrar la temperatura del lado frío del TEG.

El concentrador óptico permite mantener una temperatura elevada en el lado caliente del TEG. En estudios anteriores (F. Montero, 2016) se ha verificado que usando un sistema de concentración óptica por lente de Fresnel, con una concentración de 60x se puede alcanzar alrededor de 200 °C en el lado caliente del TEG.

Por otro lado, dado que este es un sistema de generación solar térmica que requiere el uso de radiación directa normal (Direct Normal Irradiation, DNI por sus siglas en inglés) y concentración solar óptica, necesita de un sistema de seguimiento para asegurar se pueda utilizar el máximo del recurso solar para la conversión de energía solar a eléctrica.

Existen varios sistemas de seguimiento que se pueden implementar para un máximo aprovechamiento de la DNI en el sistema STEG+LHSCS, entre ellos sistemas de seguimiento de un eje, de dos ejes y pasivos. El estudio a fondo de los sistemas de seguimiento existentes no se incluye en el alcance de esta tesis, sin embargo, una revisión de la literatura dá cuenta que el sistema de seguimiento de dos ejes presentaría las mejores condiciones de operación y costo para el sistema STEG+LHSCS.

Un sistema de seguimiento en dos ejes posee algunas ventajas como la facilidad de realizar un seguimiento en dos direcciones (norte-sur y este-oeste) y es aplicable en grandes latitudes donde la variación estacional del recurso solar es apreciable. En cuanto a la factibilidad económica, un sistema de seguimiento en dos ejes tiene un costo de alrededor de 0.36 USD/W y un tiempo de pago de inversión de 3.5 a 5 años (Racharla & Rajan, 2017). En cuanto al consumo de energía, un sistema de seguimiento de dos ejes consume alrededor del 6% de la energía generada por el sistema de conversión solar eléctrico (Ahmad et al., 2013). Para el sistema STEG+LHSCS se puede entonces utilizar un sistema de seguimiento de dos ejes que incluya un soporte estructural para el concentrador solar ubicado sobre el módulo TEG. Como se había mencionado anteriormente, se propone utilizar un lente de Fresnel plano como concentrador solar, dado que este tiene un bajo peso y sección transversal reducida. Las características del lente de Fresnel que puede alcanzar una concentración solar de hasta 60x sobre el lado caliente del TEG (sección cuadrada de 40 mm) son las siguientes:

- Distancia focal de 350 mm
- El material de fabricación es de Polimetilmetacrilato (PMMA)
- Área de apertura a la radiación solar de 310 mm x 310 mm
- Transmitancia del PMMA (τ): 0.93

Dada la alta transmitancia del PMMA (Mexpolimeros, n.d.) se concluye que gran parte de la radiación solar será transmitida y concentrada a través del lente de Fresnel hacia el lado caliente del TEG. La radiación solar absorbida y reflejada será apenas del 7% de acuerdo con la relación mostrada en la Ecuación 3.1.

$$absorbancia + reflectancia + transmitancia = 1$$
 (3.1)

Dado que el peso total del sistema STEG+LHSCS no supera los diez kilogramos, se asume que un sistema comercial de seguimiento de dos ejes se podrá acoplar sin inconvenientes al mismo y que su consumo de energía será mínimo (alrededor del 6%) lo cual no afectará en mayor grado la energía generada por el sistema STEG+LHSCS durante el periodo diurno y más bien permitirá que el sistema genere la cantidad de energía reportada en este análisis. En la Figura 3-1 se muestra los flujos de energía en el sistema STEG+LHSCS. El flujo de radiación solar ( $Q_{sun}$ ) se concentra para obtener un flujo de calor concentrado ( $Q_{con}$ ) que es recibido por el sistema TEG. Una parte del  $Q_{con}$  se libera al ambiente a través de mecanismos de transferencia de calor por radiación y convección ( $Q_{loss}$ ), la otra parte del  $Q_{con}$  fluye a través del TEG ( $Q_{teg}$ ) y luego se disipa en su lado frío. Una parte del  $Q_{teg}$  se transforma en electricidad (W) a través del efecto Seebeck (~ 5%) y el calor residual ( $Q_{res}$ ) se conduce al LHSCS ( $Q_{cond}$ ). Finalmente, el LHSCS recibe el calor residual del TEG y lo almacena en forma de calor latente en el PCM ( $Q_{pcm}$ ). Durante el proceso de carga, el PCM aumenta su temperatura  $(T_{pcm})$  y se funde cuando alcanza su temperatura de fusión. Este proceso de fusión se observa en todos los compartimentos del LHSCS y permite gestionar la temperatura en el lado frío del TEG  $(T_{cold})$  dado que el PCM absorbe eficazmente el calor residual del sistema TEG.



Figura 3-1:Esquema del Sistema STEG + LHSCS.

Durante el proceso de descarga se observa la solidificación del PCM, esto permite que el LHSCS opere en forma opuesta al proceso de carga, es decir, el LHSCS envía calor al sistema STEG. Un correcto dimensionamiento del volumen de PCM y la geometría del contenedor LHSCS permite entonces acoplar el proceso de carga al tiempo de radiación solar diurna de una zona geográfica determinada. Lo cual favorece que, durante el proceso de carga, el calor residual del sistema STEG se almacene en el LHSCS. En el periodo nocturno de ausencia de radiación solar, se induce el proceso de descarga en el LHSCS por la

diferencia de temperatura entre el PCM y la temperatura ambiente, lo que implica que el calor almacenado se libere hacia el sistema TEG permitiendo generar una cantidad adicional de electricidad durante la noche.

Durante la solidificación del PCM, el proceso de transferencia de calor está dominado por conducción, lo cual requiere que en el diseño del contenedor del PCM se aplique mejoras de diseño con el fin de incrementar la conductividad térmica del PCM y reducir la resistencia térmica de su capa sólida (Fleischer, 2015), y de esta manera incrementar el flujo de calor hacia el módulo termoeléctrico TEG.

Debido a que la dirección del flujo de calor cambia durante el proceso de descarga, esto induce el cambio de dirección del flujo de electrones dentro del sistema TEG. El cambio de polos del módulo termoeléctrico durante el proceso de descarga puede ser gestionado por un circuito de transistores, en el que el transistor se utilizará como conmutador para intercambiar las conexiones del módulo TEG y la resistencia. La aplicación de transistores para conmutar diferentes señales se usa ampliamente en una variedad de sistemas electrónicos y circuitos integrados. El diseño del sistema electrónico descrito no forma parte del alcance de esta tesis.

### 3.2 Análisis computacional bajo condiciones de laboratorio

El modelo numérico computacional genera una primera aproximación al diseño del LHSCS para alcanzar los objetivos de esta tesis. El modelo numérico del sistema acoplado STEG + LHSCS fue realizado en el software Comsol Multiphysics e incluye el módulo TEG y el sistema LHSCS. El sistema se simula como modelo 2D axisimétrico y dependiente del tiempo, e incluye la interfaz de transferencia de calor y, en el caso de simular la convección natural dentro del PCM, la interfaz multifísica de flujo laminar y transferencia de calor conjugados. En el modelo se aplica un flujo no isotérmico para simular el acoplamiento entre la transferencia de calor y el flujo de fluido.

La radiación solar concentrada en el STEG se modela como un flujo de calor aplicado en el lado caliente del módulo TEG. Como se mencionó anteriormente, el recurso de radiación solar está relacionado con la zona geográfica seleccionada para el análisis y se describe en detalle más adelante.

El LHSCS incluye el disipador de calor de cobre, el contenedor de PCM, el PCM seleccionado y el aislamiento del contenedor. El disipador de calor de cobre está compuesto por una barra sólida y varias aletas radiales. El contenedor cilíndrico está hecho de plástico acrílico e incluye las tapas acrílicas superior e inferior. El PCM se coloca dentro del contenedor LHSCS y se modela con una malla fija siguiendo la metodología presentada por Voller & Prakash (Voller & Prakash, 1987). El modelo de análisis utilizado en el software Comsol Multiphysics se explica en detalle más adelante.

El módulo TEG se simula como una combinación de dos componentes, Alúmina y Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>. Se utilizó las resistencias térmicas de los materiales definidas por el software, las propiedades de los materiales son modeladas como función de la temperatura. El módulo TEG tiene una geometría compleja, compuesta por 256 patas de Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, los contactos de estaño, el aire que llena los espacios entre las patas, las dos cubiertas de alúmina y el material de aislamiento alrededor de los cuatro lados del módulo TEG. El modelo computacional del TEG se simplifica utilizando una resistencia térmica equivalente de todos los demás componentes (estaño, aire y aislamiento), e incluyéndolos en la resistencia térmica del Telururo de Bismuto (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>). Siguiendo esta simplificación, la altura del componente de Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> pasa de 4 mm a 8.5 mm, utilizando las resistencias térmicas medias de los componentes del módulo TEG. La altura definida del componente de Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> es confirmada posteriormente por los resultados experimentales, comparando la temperatura alcanzada en el lado frío del TEG.

La geometría del módulo TEG también se ajustó al modelo axisimétrico 2D, lo cual implica que el TEG se modela como un cilindro en lugar de la geometría tradicional de un TEG. De esta forma, el área transversal cuadrática del TEG se reemplaza por un área transversal circular equivalente. El ajuste realizado es necesario para utilizar el modelo axisimetrico 2D en la simulación computacional y como se verificará más adelante, no implica grandes errores en comparación con los resultados experimentales.

Las dimensiones del modelo STEG + LHSCS se presentan en la Figura 3-2. La Figura 3-2 incluye la configuración y las dimensiones de cada parte del sistema, como la longitud (LC) y la anchura o diámetro ( $\varphi$ Ci) del contenedor; la longitud (Lcu) y el diámetro ( $\varphi$ Bcu) de la barra de cobre, y el ancho de la placa de cobre (ecu) que conecta térmicamente los sistemas STEG y LHSCS; el diámetro ( $\varphi$ TEG) y el ancho (eTEG) del módulo termoeléctrico; el diámetro ( $\varphi$ Cc) y el ancho (eCc) de las cubiertas acrílicas de ambos lados del contenedor; la cantidad de aletas de cobre (nCu), el diámetro ( $\varphi$ Fin) y el ancho (eCu) de las aletas de cobre, y la distancia entre cada par de aletas de cobre (d) que integran el disipador de calor de cobre sumergido en el PCM.



Figura 3-2: Dimensiones del sistema STEG+LHSCS utilizadas en las relaciones adimensionales.

El análisis de las geometrías del contenedor PCM y del disipador de calor, incluye varias relaciones geométricas adimensionales como:

$$Vol_{1} = \frac{PCM_{volumen}}{Disipador_{volumen}} \frac{(m^{3})}{(m^{3})} \qquad Aleta_{1} = \frac{Aleta_{diametro}}{Aleta_{ancho}} \frac{(m)}{(m)}$$
$$Cont_{1} = \frac{Contenedor_{diametro}}{Contenedor_{longitud}} \frac{(m)}{(m)} \qquad Disipador_{2} = \frac{Aleta_{1}}{Aleta_{cantidad}}$$
$$Disipador_{1} = \frac{Aleta_{diametro}}{Rarra_{1}} \frac{(m)}{(m)}$$

$$Disipador_{1} = \frac{Aleta_{diametro}}{Barra_{diametro}} \frac{(m)}{(m)} \qquad Barra_{1} = \frac{\frac{Barra_{diametro}}{Barra_{longitud}} \frac{(m)}{(m)}}{Aleta_{cantidad}}$$

Estas relaciones adimensionales se utilizaron para determinar la geometría que permite mantener una diferencia de temperatura entre los lados del TEG superior a 100 °C, y la

posibilidad de almacenar suficiente calor en el PCM para generar electricidad durante la ausencia nocturna de la fuente de calor (radiación solar).



Figura 3-3: Componentes y dimensiones para el modelo computacional del sistema STEG+LHSCS.

Como se mencionó anteriormente, se analizó la geometría del LHSCS para lograr los objetivos de este estudio: alcanzar una gran diferencia de temperatura entre los lados frío y caliente del TEG (por encima de 100 °C), almacenar el calor residual del sistema STEG y generar electricidad en el período nocturno sin radiación solar, a través del uso de este calor acumulado.

En la Figura 3-3 se presenta una geometría del LHSCS que permite alcanzar los objetivos descritos. La cantidad de aletas fue modelada iterativamente para alcanzar la temperatura objetivo del lado frío del TEG. En esta configuración, el uso de más de 5 aletas radiales no

muestra un impacto significativo en la reducción de la temperatura del lado frío del TEG, lo que se puede observar en la Tabla 3-1 a continuación.

No. Aletas	TH (K)	TC (K)	ΔT (K)	Variación respecto anterior (K)
1	292.24	123.24	169.00	-
3	263.96	84.17	179.79	10.79
5	255.36	71.97	183.39	3.60
7	253.68	69.46	184.22	0.83

Tabla 3-1: Variación de  $\Delta T$  con respecto al número de aletas del modelo.

Las relaciones geométricas adimensionales para el modelo presentado en la Figura 3-3 son:

$Vol_1 = 24.92$	$Aleta_1 = 116$
$Cont_1 = 0.89$	$Disipador_2 = 23.20$
$Disipador_1 = 7.60$	$Barra_{1} = 0.02$

El material con cambio de fase seleccionado para este análisis es una parafina biodegradable obtenida a partir de aceites vegetales. La temperatura optima de fundido del material con cambio de fase se obtiene a partir del promedio geométrico entre la temperaturas ambiente y de la fuente de calor, utilizando el análisis presentado por De Lucia & Bejan. A partir de las temperaturas proyectadas a obtener en el lado frio del TEG (alrededor de 80 °C) y la temperatura promedio del desierto de Atacama en las horas de insolación solar (alrededor de 25 °C) se obtiene una temperatura optima de alrededor de 45 °C. Por lo cual se escoge la parafina Puretemp 48X. La cantidad de Puretemp 48X incluida en el modelo computacional para las dimensiones descritas es de 6 kg. Como se dijo anteriormente, en el análisis computacional se utiliza un modelo 2D axisimetrico, es decir, se simula la geometría de una

capa del modelo como se muestra en la Figura 3-4. En este sentido se asume que la difusión de calor es axisimétrica en la geometría simulada y se observa el mismo perfil de temperatura en cada plano transversal que compone el volumen completo. Es decir, se asume que no hay variación en la coordenada angular dado que las condiciones de borde son simétricas en régimen laminar.



Figura 3-4: Modelo axisimétrico 2D utilizado en simulación numérica del sistema STEG+LHSCS.

Para este análisis se utilizó una malla con elementos triangulares para todas las simulaciones computacionales. Se realizó un estudio de malla para asegurar la calidad de los resultados obtenidos en el modelo computacional. Se seleccionó tres mallas, la primera definida por el usuario y las dos siguientes autodefinidas por el software, las propiedades geométricas de las mallas simuladas se muestran en la Tabla 3-2 y en las Figuras 3-5 a 3-7.

Propiedad	Tamaño	Tamaño	Tasa de	Factor de	Resolución
	máximo de	mínimo de	crecimiento	curvatura	de regiones
	elemento (mm)	elemento (mm)	máxima		estrechas
Malla 1	1.00	0.003	1.1	0.20	1
Malla 2	2.54	0.005	1.1	0.20	1
Malla 3	5.07	0.019	1.2	0.25	1

Tabla 3-2: Propiedades geométricas de las mallas incluidas en el análisis de malla.



Figura 3-5: Detalle de malla 1 en parte superior de modelo axisimétrico.

Las Figuras 3-5 a 3-7 detallan la diferencia del tamaño de elemento en cada malla. Se observa que en las mallas 2 y 3 los elementos tienden a ser más grandes en las geometrías exteriores y más pequeños en el TEG y las aletas. En la malla 1, sin embargo, se observa un tamaño de elemento más homogéneo en toda la geometría simulada. Esto último favorece los cálculos computacionales en el dominio del material con cambio de fase tanto cuando se simula únicamente la física de transferencia de calor como cuando se incluye la física de mecánica de fluidos, lo cual se puede verificar en las Figuras 3-8 a 3-10.



Figura 3-6: Detalle de malla 2 en parte superior de modelo axisimétrico.



Figura 3-7: Detalle de malla 3 en parte superior de modelo axisimétrico.



Figura 3-8: Fase líquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 1 para un tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.



Figura 3-9: Fase líquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 2 para un tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.



Figura 3-10: Fase liquida (rojo) en material con cambio de fase utilizando malla 3 para un tiempo de 36000 s en simulación que incluye solo transferencia de calor por conducción.

El estudio de mallas del modelo computacional se presenta en la Tabla 3-3 y en la Figura 3-11. El estudio de mallas para un tiempo seleccionado se muestra en la Figura 3-11, el cual confirma que la malla No.1 nos permitirá obtener los estudios más aproximados a la realidad con este análisis computacional. La malla se selecciona por tres razones. Esta malla es la que presenta la convergencia de temperatura hacia un valor medio entre las mallas estudiadas. Se elije esta malla dado que en el análisis de convección de calor se requiere una malla más precisa por el cambio de fase existente en el material PCM y la simulación del movimiento de la parte liquida por las fuerzas de empuje en el fluido, ya que se usa una malla aún más fina que la recomendada por el software para este análisis. Y por último este estudio de sensibilidad de malla nos permite concluir que no se requiere una mayor refinación ya que esto significaría un esfuerzo computacional mayor para obtener resultados muy aproximados en las temperaturas del TEG. Como se puede verificar en las Figuras 3-8 a 3-10, si bien la temperatura para el lado frio del TEG puede ser muy similar al utilizar las tres mallas, el perfil de temperatura e indicador de cambio de fase en el material PCM se vuelve más homogéneo y cercano a lo observado en el modelo experimental, al utilizar una malla con un elemento más pequeño, lo que implica una mejor calidad de los resultados obtenidos.

Malla Número Calidad Grados de Diferencia en TC Desviación No. de libertad estándar de promedio comparada con de malla resueltos Malla 1 (%) la diferencia elementos 1 75566 0.94 38153 \_ 2 14652 0.91 7843 0.63 0.03 3 7606 0.86 3891 -1.36 0.01

Tabla 3-3: Propiedades de las mallas seleccionadas para este modelo.



Figura 3-11: Comparación de la temperatura del lado frio del TEG (TC) para cada malla en un tiempo determinado.

El estudio computacional del LHSCS consiste en un modelo dependiente del tiempo para un rango de 86400 segundos (24 horas). El software Comsol Multiphysics incluye un

solucionador con una fórmula de diferenciación hacia atrás (Backward Differentiation Formula, BDF por sus siglas en inglés), el cual es un solucionador implícito que utiliza fórmulas de diferenciación hacia atrás con orden de discretización variable y selección automática de tamaño de paso. Lo anterior implica que el tamaño de paso elegido será automáticamente ajustado por el software en función de las estimaciones de error actuales en relación con las tolerancias definidas. El sistema implícito de ecuaciones diferenciales proveniente de la discretización de elementos finitos en COMSOL Multiphysics se resuelve con requisitos de precisión predefinidos, sujetos a las tolerancias relativas y absolutas suministradas por el usuario. En este análisis se utilizó las tolerancias preestablecidas por el software para las físicas simuladas, es decir, tolerancia relativa de 0.005 y tolerancia absoluta de 0.001.

Un ajuste de tamaño de paso (convergencia temporal) se realiza de forma automática si el paso predeterminado no cumple con la estimación del error, de ser el caso, el paso se rehace con un paso reducido. El paso de tiempo también se reduce si el ciclo del solucionador no lineal no converge dentro del número máximo de iteraciones (Coalsmart Studio, n.d.). El análisis numérico se realiza utilizando un solucionador no lineal completamente acoplado, PARDISO, que incluye un método no lineal constante (método de Newton) con un factor de amortiguamiento de 0.9, y un método de terminación por tolerancia que consta de 5 iteraciones como máximo con un factor de tolerancia de 1. El gráfico de convergencia temporal para la simulación de transferencia de calor en el modelo analizado con la radiación solar para el mes de enero y Puretemp 48X se muestra en la Figura 3-12.

Como se puede observar en la Figura 3-12 existen periodos en que el software requiere de un mayor esfuerzo computacional (reciproco de tamaño de paso) y por tanto se reduce el Resolvedor temporal 1

paso del tiempo analizado a 0.1 o 0.01 segundos. Sin embargo, hacia el final de la simulación el paso de tiempo de análisis se incrementa hasta alrededor de 1000 segundos.

Figura 3-12: Convergencia temporal para simulación de transferencia de calor en el modelo STEG+LHSCS con radiación de enero y Puretemp 48X, para un periodo de 86400 segundos.

200 Paso de tiempo 250

300

350

150

50

100

En este análisis los tiempos de salida de datos se realizan con un paso de 1 segundo, lo que permite obtener datos precisos del funcionamiento del sistema STEG + LHSCS durante todo el periodo simulado.

La geometría inicial del modelo computacional se ajustó en función del volumen de parafina necesario para mantener controlada la temperatura del lado frio del TEG. Posteriormente se realiza un ajuste del volumen del disipador de calor de cobre, el cual incluye la variación del diámetro del eje sólido y del número de aletas radiales. Finalmente se procede a ajustar el espesor y aislamiento de las paredes del contenedor de parafina. Este proceso es iterativo y se realizó con alrededor de 40 simulaciones incluyendo la física de transferencia de calor en el modelo numérico computacional, como se observa en la Figura 3-13.

Una vez se tuvo un primer modelo geométrico del sistema LHSCS en el cual se logró controlar la temperatura del lado frío del TEG dentro del rango deseado (alrededor de 80 °C), se procede a construir el prototipo experimental del sistema LHSCS con la misma geometría del modelo computacional.

En el prototipo experimental se utiliza un concentrador de calor que posee tres cartridge heaters de 96 W cada uno. El concentrador de calor se utiliza para enviar un flujo de calor hacia el lado caliente del TEG hasta alcanzar la temperatura deseada de operación. El posicionamiento de los cartridge heaters y de las termocuplas insertas en el concentrador de calor se observan en la Figura 3-14.



Figura 3-13: Geometrías simuladas en la 1era etapa de análisis, en a) variación del volumen de parafina, posición de las aletas y relación de aspecto; en b) variación del número de aletas, longitud y espesor de aletas, y espesor de tapas y pared contenedor.

El calor es generado por una diferencia de voltaje aplicada a tres resistencias cilíndricas (cartridge heaters) de 6  $\Omega$  cada una. Estas resistencias están conectadas en paralelo y entregan una potencia eléctrica fija, las cuales se insertan en el concentrador de calor de

aluminio macizo que tiene un diseño geométrico que asegura un perfil de temperaturas lineal y un flujo de calor constante al alcanzar el estado estacionario como se puede observar en la Figura 3-15. El concentrador de calor de aluminio tiene una conductividad térmica de aproximadamente 183 W/m K, y está aislado con lana mineral de conductividad térmica de aproximadamente 0.035 W/m K, en todas sus caras externas, exceptuando la cara que está en contacto con el lado caliente del TEG.



Figura 3-14: Concentrador de calor donde se observa el posicionamiento de los cartridge heaters, termocuplas, aislamiento térmico y eje transversal de medición de temperaturas a lo largo del concentrador de calor.

En el concentrador de calor se alojan tres cartridge heaters de 96 W cada uno, con lo cual se puede alcanzar una temperatura de alrededor de 220 °C (493 K) en el lado caliente del TEG como se muestra en la Figura 3-15. El diseño geométrico del concentrador de calor y el aislamiento a utilizar se ajustó de forma iterativa en el software Comsol Multiphysics hasta obtener la temperatura deseada en el extremo del cuello del concentrador.


Figura 3-15: Perfil de temperaturas en eje transversal que atraviesa el concentrador de calor. Se observa el perfil de temperatura lineal que permite un flujo de calor controlado hacia el lado caliente del TEG.

Una vez se tuvo el prototipo experimental del LHSCS armado en laboratorio, se procedió a realizar varias pruebas de éste con diferentes voltajes para probar el perfil de temperatura alcanzado. Finalmente se fijó una potencia de 96 W en cada cartridge heater (dada por 24 V y 4 A), hasta alcanzar la temperatura deseada en el lado caliente del TEG. Una vez se alcanzó esta temperatura se apagó la fuente de poder, dejando que el flujo de calor disminuya paulatinamente, lo cual se observa en la Figura 4-1. De esta manera se obtuvo la curva de temperatura experimental tanto para el lado caliente como para el lado frio del TEG.

Posteriormente se realizó un modelo computacional utilizando la misma geometría del modelo experimental, para ajustar la curva de temperatura del lado frio del TEG al aplicar la curva de temperatura del lado caliente en la simulación computacional. Este ajuste de la temperatura del lado frio se realizó mediante la modificación de la resistencia térmica del módulo TEG lo cual es explicado en detalle más adelante, y mediante el ajuste de las

pérdidas de calor de las paredes del recipiente acrílico, para esto se necesitó alrededor de 11 iteraciones hasta encontrar los valores de resistencia térmica del TEG y factores de pérdidas de calor en el sistema LHSCS que permitían que los resultados numéricos de temperatura en el lado frio del TEG sean lo más aproximados a los resultados experimentales.

Las condiciones de borde del modelo computacional que simula el prototipo trabajando en condiciones de laboratorio son las siguientes:

- Temperatura aplicada en el lado caliente del TEG corresponde a los valores de temperatura obtenidos del prototipo experimental.
- Pared del contenedor aislado con lana térmica, lo cual reduce las pérdidas por convección al ambiente.
- Tapas acrílicas superior e inferior del contenedor no aisladas con lana térmica dado que el espesor de estas es mayor al espesor de la pared acrílica (relación 5 a 1).
- Se considera pérdidas de calor por convección natural al ambiente desde las paredes y tapas del contenedor LHSCS con un coeficiente de convección promedio h=3 W/m<sup>2</sup>, asumiendo temperatura de ambiente de laboratorio controlada en 20 °C.
- Se considera pérdidas de calor por radiación desde las paredes y tapas del LHSCS, asumiendo una superficie de acrílico opaca con un coeficiente de emisividad  $\varepsilon = 0.8$ .

Las condiciones de borde del modelo computacional que simula el prototipo trabajando en condiciones ambientales y de radiación solar de una locación geográfica son las siguientes:

 Flujo de calor en el lado caliente del TEG correspondiente a la radiación solar de la locación geográfica. La radiación solar directa es concentrada sobre el lado caliente del TEG con un factor de concentración 40x. Pérdidas de calor por convección desde la pared del contenedor hacia el ambiente, considerando convección forzada externa por viento y cilindro en flujo transversal. El coeficiente de transferencia de calor por convección se calcula de acuerdo con una correlación presentada por Churchill and Chu y las condiciones ambientales de temperatura y velocidad del viento, de acuerdo con la Ecuación 3.2

$$h = \frac{k}{D} \left\{ 0.3 + \frac{0.62 \, Re_D^{0.50} \, Pr^{0.33}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{0.67}\right]^{0.25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{0.63}\right]^{0.80} \right\}$$
(3.2)

 Pérdidas de calor en tapas superior e inferior del contenedor y lado caliente del TEG, asumiendo convección forzada externa sobre placa plana. El coeficiente de convección de calor se calcula a partir de las correlaciones presentadas en la Ecuación 3.3, y las condiciones ambientales de temperatura y velocidad del viento de la locación estudiada.

$$h = \begin{cases} 2\frac{k}{L} \frac{0.3387 Pr^{0.33} Re_L^{0.50}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{P_T}\right)^{0.67}\right]^{0.25}} & Si Re_L \le 5 * 10^5 \\ 2\frac{k}{L} Pr^{0.33} (0.037 Re_L^{0.80} - 871) & Si Re_L > 5 * 10^5 \end{cases}$$
(3.3)

- Pérdidas de calor por radiación al ambiente en las paredes y tapas del contenedor LHSCS. Se asume que el contenedor se cubre con cinta de aluminio reflectivo para reducir las pérdidas por radiación, con un coeficiente de emisividad de 0.09 (The Engineering Box, 2020).
- Pérdidas de calor por radiación al ambiente en el lado caliente del TEG. Se asume un coeficiente de emisividad para la alúmina de 0.9 (The Engineering Box, 2020).

Como primer enfoque, usamos solo la física de transferencia de calor para simular el LHSCS. El contenedor, el módulo TEG y el disipador de calor se modelaron como sólidos y el Puretemp 48X como material de cambio de fase. La temperatura de referencia para todos los componentes se estableció en 25 °C. El intervalo de temperatura de cambio de fase entre las fases sólida y líquida en el PCM se estableció en 1 K. Las propiedades físicas de la parafina Puretemp 48X mostradas en la Tabla 3-4, se incluyeron en el modelo computacional.

La transferencia de calor en el modelo computacional incluye la transferencia de calor en sólidos/líquidos y los fenómenos de cambio de fase en el LHSCS. En este análisis se utilizó las propiedades físicas definidas por el software para todos los demás materiales. La transferencia de calor es dominada por las Ecuaciones 2.94 y 2.95.

Tabla 3-4: Propiedades físicas de la parafina orgánica Puretemp 48X (Puretemp, n.d.).

Densidad		Punto de	Capacidad	Conductiv	idad térmica	Calor específico		
Sólido	Líquido	fusión	calorífica	Líquido	Sólido	Líquido	Sólido	
(g/ml)	(g/ml)	(°C)	(J/g)	(W/m°C)	(W/m°C)	(J/g°C)	$(J/g^{\circ}C)$	
0.90	0.82	48	230	0.15	0.25	2.27	2.10	

La temperatura del lado caliente del TEG del modelo computacional se estableció igual a la temperatura del lado caliente del TEG medida en el banco de pruebas experimental. El aumento de temperatura en el concentrador de calor utilizado en el prototipo experimental simula el incremento de temperatura debido a la presencia de radiación solar y posterior descenso de temperatura debido a la ausencia de radiación solar. Si bien el concentrador de calor utilizado en el prototipo experimental de lado caliente del TEG, este perfil de temperatura no fue acoplado directamente a un perfil de radiación

solar real, sino más bien se simuló únicamente el ascenso y descenso de la temperatura debido a la variación diaria de la radiación solar.

El peak de temperatura alcanzado en el lado caliente del TEG en el prototipo experimental se controló con la variación de energía eléctrica aplicada a las resistencias de cartucho incluidas en el concentrador de calor. La temperatura del lado frío del TEG también se midió en el banco de pruebas experimental para todo el periodo simulado.

La temperatura del lado frío del TEG obtenida en el modelo computacional se ajustó a los resultados experimentales, mediante la variación de la altura del Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> incluido en el TEG. El módulo TEG se modeló como una resistencia térmica, y la variación de la altura del material termoeléctrico permitió ajustar la temperatura simulada por el software en el lado frío del TEG. La altura del Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> también se calculó mediante una resistencia térmica equivalente como se muestra en la Figura 3-16. El TEG estudiado es un módulo termoeléctrico de sección transversal cuadrada de 40 mm de largo y un espesor de 5 mm. Este módulo tiene 256 patas termoeléctricas de Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> (128 pares) conectadas eléctricamente por estaño, las cuales se asumen como un sólo bloque. El borde exterior del módulo TEG TE-MOD-5W5V-40S está relleno con un aislamiento de polímero como se muestra en la Figura 3-16. Las propiedades térmicas y la geometría de los componentes TEG se enumeran en la Tabla 3-5.

El modelo numérico también se simuló incluyendo el flujo laminar en el PCM. La fusión del PCM se rige por las fuerzas convectivas dentro de la fase líquida del PCM, y esas fuerzas no se incluyen en la simulación que solo involucra la física de transferencia de calor. La inclusión de flujo laminar en el PCM afecta la cantidad de PCM fundido en un momento



específico. El flujo laminar en el PCM en estado líquido es dominado por las Ecuaciones 2.96 a 2.104.

Figura 3-16: Resistencia equivalente del módulo termoeléctrico TEG.

	Altura	Área	Conductividad	Resistencia
Material	(m)	(m <sup>2</sup> )	térmica promedio	térmica
	x10 <sup>-3</sup>	x10 <sup>-3</sup>	(W/m K)	promedio (K/W)
Alúmina	1.60	1.600	36.000	0.031
Estaño	0.43	0.560	64.000	0.012
Aire	3.00	1.130	0.024	110.619
Aislamiento	3.00	0.002	0.080	18750.000
Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>	2.54	0.467	1.960	2.775
Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> equivalente	8.52	1.600	1.960	2.720

Tabla 3-5: Propiedades térmicas y dimensiones de los componentes del TEG.

### 3.3 Análisis computacional bajo condiciones de campo

Una vez evaluado el modelo computacional en condiciones de laboratorio, este modelo computacional se utiliza para simular el STEG + LHSCS en condiciones ambientales y de radiación solar de una ubicación geográfica específica.

Como se dijo anteriormente, una alternativa para generar más electricidad durante la noche (ausencia de radiación solar o fuente de calor) con el sistema propuesto, es encontrar una locación geográfica que presente una baja temperatura ambiental durante la noche. En este contexto, las ubicaciones desérticas tienen las variaciones de temperatura y los recursos solares necesarios para mejorar la generación de energía del sistema STEG + LHSCS.

El Desierto de Atacama al igual que otras regiones desérticas del mundo, presenta dos condiciones ambientales que favorecen las condiciones de funcionamiento del STEG + LHSCS. Primero, el desierto de Atacama tiene altos niveles de radiación solar durante todo el año y una ausencia casi total de nubes durante el día. En segundo lugar, una gran variación de la temperatura ambiental entre el día y la noche, observándose temperaturas superiores a los 25 °C alrededor del mediodía y menores de 5 °C al amanecer.

Para este estudio, se utilizó los datos ambientales publicados por el gobierno chileno (Universidad de Chile, 2020), estos datos ambientales incluyen la temperatura ambiente promedio, la radiación solar directa normal (DNI) y la velocidad promedio para cada hora del día y mes, como se muestra en las Tablas 3-6 a 3-8.

En la ubicación seleccionada, la radiación directa normal (DNI) promedio anual es de alrededor de 860 W/m<sup>2</sup>, aumentando para los meses de verano (en rojo) y disminuyendo para los meses de invierno (en amarillo). Los meses de primavera y otoño se representan en naranja como una transición para las estaciones extremadamente diferenciadas.

	Radiación directa normal DNI (W/m <sup>2</sup> )											
Hora	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
6:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	259	171
7:00	597	513	425	0	0	0	0	0	481	722	729	697
8:00	767	705	741	746	734	673	656	733	788	906	952	896
9:00	924	888	927	916	889	853	841	898	945	996	1013	984
10:00	973	967	996	973	957	942	932	961	1001	1031	1049	1020
11:00	989	972	1022	992	984	968	958	984	1025	1039	1055	1049
12:00	1009	1015	1033	1004	1006	987	988	1010	1033	1049	1068	1041
13:00	1000	997	1006	972	1007	988	991	997	1008	1036	1060	1027
14:00	989	981	1029	991	1002	979	985	982	1020	1041	1047	1037
15:00	935	940	998	953	961	943	943	958	998	1007	1031	997
16:00	872	880	961	909	893	863	862	914	941	957	996	977
17:00	801	793	880	794	751	708	732	808	849	875	915	909
18:00	631	644	677	433	25	0	131	426	548	640	737	747
19:00	396	270	2	0	0	0	0	0	0	0	31	307
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 3-6: Radiación solar directa normal promedio para cada mes y hora.

	Temperatura ambiente promedio (°C)											
Hora	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
6:00	5	6	8	5	4	3	2	4	2	4	5	5
7:00	9	9	10	7	5	3	3	4	5	6	8	8
8:00	12	13	12	9	7	5	5	6	8	10	11	12
9:00	16	16	16	13	11	9	8	10	12	14	16	15
10:00	19	19	20	17	15	13	13	14	16	18	20	18
11:00	21	21	24	21	19	18	17	19	20	22	23	20
12:00	21	21	24	22	20	19	19	20	21	22	22	21
13:00	22	23	25	23	20	20	20	21	21	22	23	22
14:00	23	24	25	24	21	21	21	22	22	23	24	23
15:00	24	24	25	23	21	20	20	21	22	23	23	23
16:00	25	25	25	23	20	19	19	20	22	22	23	24
17:00	25	24	24	22	19	18	18	19	21	22	22	24
18:00	23	23	21	19	17	16	15	16	19	20	21	22
19:00	20	20	18	17	14	13	13	14	16	17	18	19
20:00	17	17	16	14	12	11	11	12	13	14	15	16
21:00	15	15	14	12	10	10	9	10	11	12	12	14
22:00	13	13	13	11	9	8	8	8	9	10	11	12
23:00	12	12	11	10	8	7	6	7	8	9	9	11
0:00	11	11	10	9	7	6	5	6	8	8	8	9
1:00	10	10	10	9	7	6	5	5	7	7	7	8
2:00	9	9	9	8	6	5	4	5	6	6	6	7
3:00	8	9	9	8	6	4	3	4	6	6	6	6
4:00	7	8	8	7	5	4	3	3	5	5	5	6
5:00	7	8	7	7	5	3	2	3	4	4	5	5

Tabla 3-7: Temperatura ambiental promedio para cada mes y hora.

	Velocidad del viento promedio (m/s)											
Hora	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
6:00	5	5	5	6	7	9	8	8	8	8	7	6
7:00	6	6	6	7	7	9	9	9	8	8	8	7
8:00	5	5	6	7	7	9	8	8	8	8	7	6
9:00	3	3	5	5	6	8	7	7	6	5	5	4
10:00	1	1	2	3	4	6	5	5	3	3	2	1
11:00	6	5	2	2	2	4	3	3	3	3	4	4
12:00	8	8	7	6	6	4	5	5	7	7	7	8
13:00	8	8	8	7	7	6	7	7	8	8	8	8
14:00	8	8	9	8	8	7	8	8	9	9	8	8
15:00	8	8	9	8	8	7	8	8	9	9	8	8
16:00	8	8	9	8	8	7	7	8	8	8	8	8
17:00	8	8	7	6	6	5	6	6	7	7	7	8
18:00	7	7	6	5	5	4	4	4	5	5	6	7
19:00	5	5	4	3	3	2	2	2	3	4	4	5
20:00	3	3	2	2	2	2	2	2	1	2	2	3
21:00	1	1	1	2	2	3	3	3	2	2	1	1
22:00	1	1	2	3	3	5	5	5	4	3	3	1
23:00	3	3	4	4	5	6	6	6	6	5	4	3
0:00	3	3	5	5	6	7	7	7	6	5	4	3
1:00	4	4	5	5	6	7	7	7	6	6	5	4
2:00	5	5	5	6	6	7	8	8	6	7	5	5
3:00	5	5	5	6	6	8	8	8	7	7	6	6
4:00	6	5	6	6	6	8	8	8	7	7	6	6
5:00	5	5	6	6	7	8	8	8	7	7	6	5

Tabla 3-8: Promedio de la magnitud del viento para cada mes y hora.

La temperatura promedio anual para la ubicación seleccionada es de 13 °C. La Tabla 3-7 muestra la gran variación de temperatura para todo un día, con temperaturas superiores a 20 °C en el período con alta radiación solar, y, por otro lado, muestra temperaturas por debajo

de 10 °C alrededor de la medianoche. Como se mencionó anteriormente, la combinación de altas temperaturas ambientales y radiación solar durante la mañana y la tarde, y las bajas temperaturas ambientales durante la noche mostradas en las ubicaciones desérticas, contribuye a mejorar la funcionalidad del sistema STEG + LHSCS, mejorando la transferencia de calor entre el medio ambiente y el depósito de calor a través del módulo termoeléctrico, y en consecuencia incrementa la generación eléctrica en el TEG.

La velocidad del aire se incluye en el modelo computacional para calcular las pérdidas de calor al ambiente por convección, en las paredes del contenedor PCM y el módulo TEG. La velocidad media anual del aire es de 6 m/s, pero se observa una gran variación durante el día con mediciones extremas de 9 m/s y 1 m/s como se muestra en la Tabla 3-8.

Una vez definidas las condiciones ambientales, se simula el modelo computacional del STEG + LHSCS para cada mes bajo la variación de la radiación solar durante todo un día. Eso significa que el sistema STEG está expuesto durante la mañana y la tarde a la radiación solar promedio mensual por cada hora, y durante la noche el sistema TEG sigue generando electricidad al utilizar el calor almacenado en el LHSCS. Para todas las simulaciones computacionales, el estudio comienza a las 6:00 y se extiende por 24 horas.

La radiación solar directa se incluye en el modelo computacional asumiendo una concentración de 40x en el lado caliente del TEG. En un modelo experimental de campo, esta concentración óptica sería posible de alcanzar usando un lente de Fresnel, pero en el modelo computacional, solo se incluye como una fuente de calor aplicada directamente en el lado caliente del TEG.

### 3.3.1 Análisis de modelación de radiación solar

En el modelamiento computacional de la operación del sistema STEG+LHSCS se utilizaron los datos de radiación solar y condiciones ambientales proporcionados por la herramienta *Explorador Solar* desarrollado por la Universidad de Chile y el Ministerio de Energía de Chile para la locación elegida. Esta locación se encuentra en la región de Antofagasta, con coordenadas 22.483 °S y 68.9 °O y una elevación de 2291 m, en una zona de recurso solar abundante y cercana a la estación de medición de recurso solar Crucero II, lo cual es importante para verificar la exactitud de los datos utilizados en este estudio como se verificará a continuación.

En el reporte de las condiciones climáticas y de recurso solar que entrega el *Explorador Solar* se puede observar la temperatura, velocidad del viento y radiación directa normal (direct normal irradiation, DNI por sus siglas en inglés) para la locación geográfica estudiada. Estos datos se presentan en forma de promedio, para cada mes y hora del día como se muestra en las Tablas 3-6 a 3-8.

En el caso de la DNI, los datos son aproximados mediante un modelo empírico que luego fueron contrastados con las mediciones obtenidas en las estaciones del Ministerio de Energía de Chile y GIZ que cuentan con la instrumentación para medir DNI, como Crucero II. La estación Crucero II es según el estudio, una estación de tipo I donde las mediciones poseen tendencias pequeñas o nulas y se han eliminado los datos extraños (Monje, 2017). Los datos de medición para este análisis fueron obtenidos en el periodo comprendido entre agosto de 2012 y diciembre de 2014. En cuanto a la nubosidad, el estudio verifica un 5% de presencia de nubes en la mayoría del tiempo (cielo casi completamente despejado) para la zona norte del país (al norte de -27° de latitud).

Según el análisis del modelo de radiación solar reportado en la página web del *Explorador Solar* (Universidad de Chile, 2020), este modelo presenta un sesgo promedio de 5.5% y un error cuadrático medio de un 15% para todos los horarios. En este sentido, se recomienda utilizar los datos de DNI como referenciales, considerando una incertidumbre del 5%. Los datos se presentan en forma de promedio horario de una base de datos que comprende el periodo entre enero de 2004 y diciembre de 2015.

En esta tesis se utilizó como método de análisis numérico computacional el software Comsol Multiphysics, en el cual se incluyó datos de radiación directa normal, velocidad del viento y temperatura ambiental con una resolución horaria para un día completo de simulación. Se llegó a la conclusión de simular un día representativo con los datos promedio presentados en el reporte entregado por el *Explorador Solar*, dado que no fue posible simular la totalidad de los 365 días en el software mencionado, dentro del tiempo de desarrollo de esta tesis de grado y con los recursos computacionales disponibles.

Por tanto, los resultados obtenidos en este análisis se presentan con una incertidumbre que incluye la incertidumbre reportada por la metodología propia del Explorador Solar (5%) y la incertidumbre que agrega la metodología elegida para este análisis. Para poder medir la incertidumbre agregada por utilizar el valor promedio de radiación solar, se compara los datos recogidos en el reporte con los típicos datos meteorológicos anuales (typical metereological year, TMY por sus siglas en inglés) de la locación geográfica estudiada.

Los datos TMY son obtenidos de los datos de las estaciones del Ministerio de Energía utilizadas en el *Explorador Solar*, donde se observa que según la metodología TMY los meses representativos elegidos son los que se incluyen en la Tabla 3-9 a continuación.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
TMY	2012	2013	2008	2006	2009	2015	2016	2006	2012	2008	2015	2005

Tabla 3-9: Año elegido en el análisis TMY para la locación estudiada.

Con el fin de comparar los datos de radiación directa promedio utilizados con los datos del reporte TMY, se calcula el promedio de los valores horarios de radiación solar directa normal de cada mes del reporte TMY y se verifica la diferencia que presentan contra los valores horarios utilizados en la simulación numérica. Los valores obtenidos al realizar la comparación se observan en la Figura 3-17 a continuación.



Figura 3-17: Diferencia porcentual (AVG) y desviación estándar de la diferencia porcentual (DESVEST) de los valores de DNI horarios obtenidos del reporte mensual y del análisis TMY para la locación estudiada.

En la Figura 3-17 se puede observar tanto la diferencia porcentual (AVG) y la desviación estándar de la diferencia porcentual (DESVEST) para los datos de DNI horarios presentados en el reporte mensual y análisis TMY del *Explorador Solar*. Se verifica que la diferencia porcentual promedio es de -5% y la desviación estándar promedio de la diferencia es de 7.8

%, es decir, se tiene una incertidumbre agregada por la metodología utilizada en los datos de DNI de 5%  $\pm$  8%.

Esto permite argumentar que se ha subestimado los datos de DNI utilizados en la simulación numérica en hasta un 13%, lo que nos permite concluir que se ha realizado un análisis conservador y que los resultados esperados de generación eléctrica del sistema STEG+LHSCS estarían subestimados en alrededor de un 10% para el periodo donde esté presente la radiación solar.

Lo anterior también permite afirmar que si bien no se utilizó una metodología estándar para la evaluación del recurso solar del sistema STEG+LHSCS, el incluir los datos promedio de DNI en las simulaciones numéricas presenta una incertidumbre aceptable dado que ésta se encontraría dentro de la incertidumbre de las mediciones reportadas por el Ministerio de Energía y que es de alrededor del 5%, o del sesgo promedio y error cuadrático medio que alcanzan el 5.5% y 15%, respectivamente.

# 3.4 Análisis experimental del STEG+LHSCS en condiciones de laboratorio

Para confirmar los resultados obtenidos de la simulación del modelo computacional del sistema STEG+LHSCS, se utilizó los resultados de un prototipo experimental, el cual se muestra en la Figura 3-18. Este prototipo tiene la misma geometría, dimensiones y materiales del modelo analizado en el enfoque numérico-computacional. Para aplicar un perfil de temperatura en el lado caliente del TEG, se utilizó un concentrador de calor de aluminio que incluye calentadores de cartucho (resistencias eléctricas) que nos permiten controlar el flujo de calor y la temperatura en el lado caliente del TEG.

El concentrador de calor de aluminio incluye 3 calentadores de cartucho de 96 W cada uno para controlar el flujo de calor sobre el sistema TEG. El concentrador de calor se utilizó para controlar la temperatura del lado caliente del TEG y se aisló completamente con lana de vidrio para reducir las pérdidas de calor por convección al ambiente; adicionalmente, la lana de vidrio se cubrió con papel de aluminio brillante para reducir las pérdidas por radiación. Los calentadores de cartucho del concentrador de calor están conectados a una fuente de alimentación que puede variar la carga eléctrica que se les aplica para controlar el flujo de calor en el concentrador.

El montaje experimental incluye un módulo TEG modelo TE-MOD-5W5V-40S, fabricado por TEGPro (TEGpro, n.d.). El módulo TEG se coloca entre el concentrador de calor y el sistema de enfriamiento & almacenamiento de calor latente (LHSCS) utilizando un material de interfaz térmica (Thermal Interface Material, TIM por sus siglas en inglés) para reducir las resistencias de contacto entre los componentes (MG Chemicals, n.d.). El módulo TEG se conectó a un sistema de adquisición de datos compuesto por un NI Compact DAQ - 9174, un módulo de voltaje NI 9207 y un programa en LabVIEW que almacena los datos de voltaje generados por el TEG.

Además, dos módulos de temperatura NI 9213 están conectados al NI Compact DAQ - 9174 para adquirir los datos de temperatura capturados por los termopares ubicados en diferentes posiciones del sistema STEG+LHSCS. Las posiciones y los termopares utilizados en esta configuración se presentan en la Figura 3-19.

En cada aleta radial se sitúan cuatro termopares. Se ubican tres termopares intrínsecos tipo T separados por 5 mm, cerca de la barra axial de cobre, para cuantificar el flujo de calor transmitido por conducción a cada aleta. El cuarto termopar se encuentra al final de cada aleta para cuantificar el flujo de calor transmitido por convección al material de cambio de fase (PCM).



Figura 3-18: Componentes del modelo experimental del Sistema STEG+LHSCS.

Nueve termopares tipo T están situados en el PCM para medir la variación de temperatura dentro del PCM, para verificar la fase (líquida o sólida) y el frente de fusión en el PCM en un tiempo específico. Los termopares tipo K se utilizan para medir la temperatura en el concentrador de calor, la pared del recipiente, los lados frío y caliente del TEG y la temperatura ambiente. Después de la calibración, la incertidumbre de las mediciones de temperatura se estimó en  $\pm$  0.5 °C y  $\pm$  1.1 °C, para los termopares tipo T y tipo K, respectivamente. El análisis de incertidumbre del modelo experimental se presenta en el Anexo D.

El sistema de adquisición de datos está compuesto por una caja aislada (zone box) y un punto frío de referencia (cold bath). Todos los termopares se conectan primero dentro de la caja

aislada y luego se conectan al sistema de adquisición de datos (DAQs), para evitar diferencias de temperatura en las conexiones (introducción de incertidumbre adicional en las mediciones). El punto frio de referencia ayuda a mantener una temperatura de referencia relativa a la temperatura de congelación del agua (273.15 K). De esta manera, el módulo DAQ solo mide la señal de milivoltios de cada termopar, y la señal de referencia medida desde el termopar de punto frio de referencia se usa para verificar la medición de temperatura de cada termopar, utilizando un ajuste polinomial de séptimo orden proporcionado por el manual de medición de temperatura con termopares tipo K y T de OMEGA Engineering.

En el LHSCS, los materiales se dividen globalmente en dos grupos, materiales facilitadores de la transferencia de calor (alta conductividad térmica) y materiales de aislamiento (materiales de baja conductividad térmica). El disipador de calor de cobre compuesto por la placa de cobre (acoplado al lado frio del TEG), la barra de cobre y las aletas de cobre, están en el primer grupo.

El contenedor de PCM y ambas tapas laterales están hechos de acrílico y se encuentran en el segundo grupo. Como se observa en la Tabla 3-10, las pastas adhesivas termo conductoras utilizadas para unir los diferentes componentes del STEG + LHSCS tienen una conductividad térmica menor si se compara con la del cobre utilizado en el disipador de calor. Se utiliza la pasta ARCTIC MX-4 para unir las aletas de cobre con la barra de cobre y la barra de cobre con el lado frío del TEG; por otro lado, se utilizó el adhesivo MGCHEMICALS 8329TCM para unir el concentrador de calor de aluminio con el lado caliente del TEG. Las propiedades físicas de los materiales utilizados en la configuración se describen en la Tabla 3-10. Los componentes y los materiales utilizados en el modelo se muestran en la Figura 3-20.



Figura 3-19: Posiciones de las termocuplas en el modelo experimental.

Tabla 3-10: Propiedades físicas de los materiales usados en el modelo experimental del STEG+LHSCS.

Material	Cp [J/g K] (@25°C)	ρ [kg/m3]	k [W/m K] (@25°C)
Lana de vidrio	0.43	96	0.16
Aluminio	0.89	2700	237

	Resistencias eléctricas cilíndricas de 96 W,						
Calentadores de cartucho	reguladas por una fuente de energía						
		eléctrica.					
Termocuplas	Tipo K,	error estándar	0.75%.				
Termocupias	Tipo T, error estándar 0.75%.						
Cobre	0.38	8960	400				
Plástico acrílico	0.63	1190	0.17				
Pasta térmica ARCTIC MX-4	-	2500	8.5				
Adhesivo epóxico conductivo térmico MGCHEMICALS 8329TCM	-	2300	1.4				



Figura 3-20: Materiales usados en el Sistema STEG+LHSCS.

#### 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SISTEMA STEG+LHSCS

## 4.1 Análisis de Transferencia de Calor y de Generación Eléctrica del sistema

El sistema STEG + LHSCS tiene como objetivo gestionar las dos limitaciones del sistema STEG. Por un lado, el STEG presenta la necesidad de mantener y controlar el lado frío del TEG bajo la temperatura del lado caliente del TEG, lo que implica la gestión del calor residual del TEG utilizando un mínimo de energía. Por otro lado, el sistema STEG, al igual que otros sistemas de conversión solar, presenta la limitación de no poder generar electricidad en la ausencia nocturna de radiación solar. Para resolver estas limitaciones, el STEG + LHSCS utiliza un contenedor PCM para almacenar el calor residual del sistema STEG, conduciendo el calor residual al PCM y al mismo tiempo gestionando la temperatura del lado frío del TEG. El calor almacenado se utiliza durante la ausencia nocturna de radiación solar para generar electricidad, aprovechando la diferencia de temperatura entre el LHSCS y el medio ambiente.

En este análisis se diseña un prototipo STEG + LHSCS, utilizando en primer lugar un conjunto de simulaciones numéricas con condiciones de temperatura y velocidad de aire controladas (de laboratorio), posteriormente este modelo simulado en computadora se lo comprueba a partir de un modelo experimental, y una vez se ha alcanzado una paridad en los resultados obtenidos, el modelo computacional se utiliza finalmente para simular el sistema STEG+LHSCS bajo las condiciones ambientales del Desierto de Atacama.

En el modelo experimental el concentrador de calor siempre está en contacto térmico con el lado caliente del TEG, de esta manera la temperatura del lado caliente del TEG sigue el perfil de la temperatura del concentrador de calor como se muestra en la Figura 4-1. El lado frío del TEG sigue el comportamiento del lado caliente del TEG durante aproximadamente 16.5

horas, después de este lapso, la temperatura del lado frío del TEG supera la temperatura del lado caliente del TEG, ya que la temperatura del lado frío del TEG pasa a ser controlada por el calor almacenado en el LHSCS.



Figura 4-1: Temperaturas del lado frío y caliente del TEG para el modelo computacional (TCn y THn) y el modelo experimental (TC y TH), para todo el período simulado.

En la Figura 4-1 se muestra también los valores de TH y TC obtenidos a partir de la simulación numérica. La diferencia relativa promedio para la simulación de día completo, entre los modelos experimental y computacional para el lado caliente de TEG y para el lado frío del TEG son,  $0.37\% \pm 0.29\%$  y  $4.28\% \pm 2.67\%$ , respectivamente. Estos resultados muestran el correcto ajuste entre los modelos experimental y computacional, a través del ajuste de la resistencia térmica equivalente del TEG y las pérdidas de calor del sistema STEG + LHSCS al medio ambiente.

Usando 6 kg de Puretemp 48X como PCM y 2.5 kg de disipador de calor de cobre, fue posible mantener una diferencia de temperatura máxima entre el lado frío y caliente del TEG de alrededor de 140 °C (TH = 220 °C y TC = 80 °C), en condiciones de laboratorio, como

se observa en la Figura 4-1. El lado caliente del TEG alcanza la temperatura máxima utilizando un concentrador de calor de aluminio que tiene 3 calentadores de cartucho conectados en paralelo con una potencia cada uno de 96 W (24 V y 4 A).

En la parte final del período estudiado, que es mostrado en la Figura 4-2, el cual incluye el tiempo entre 15 a 24 horas, el lado frío y el lado caliente del TEG muestran una inversión, es decir, el lado frio pasa a ser el lado caliente y viceversa, lo que incita también a que se invierta el flujo de calor en el TEG, y, en consecuencia, existe un cambio de dirección en el flujo de electrones, induciendo un voltaje negativo generado por el TEG. Como se mencionó anteriormente, este cambio se puede controlar usando un circuito de transistores para tener siempre una generación de voltaje positivo.



Figura 4-2: Temperaturas del lado frío y caliente del TEG para el modelo computacional (TCn y THn) y para el modelo experimental (TC y TH), para el período de flujo de calor inverso.

El voltaje de circuito abierto generado por el módulo TEG TE-MOD-5W5V-40S se presenta en la Figura 4-3, bajo la diferencia de temperatura (TH-TC) mostrada en la Figura 4-1. El voltaje máximo de circuito abierto (Open Circuit Voltage, OCV por sus siglas en inglés) medido en condiciones de laboratorio en el TEG fue de 6.2 V. Comparando la diferencia de potencial obtenido a partir de los resultados experimentales y las curvas presentadas en la hoja técnica por el fabricante del módulo termoeléctrico (TEGpro, n.d.), se observó un error relativo de alrededor de 3.3%.



Figura 4-3: Voltaje en circuito abierto (OCV) generado por el módulo TEG TE-MOD-5W5V-40S para la diferencia de temperatura (TH-TC) mostrada en la Figura 4-1, para todo el período simulado.

Durante la medición del voltaje en circuito abierto del TEG, se observa una inversión del flujo de calor del TEG después de alrededor de 16.1 horas, lo que provoca la medición de un voltaje negativo en el TEG. Esta inversión en el flujo de calor es consecuencia de la inversión de las temperaturas en los lados del TEG, y esto ocasiona a su vez la inversión del flujo de electrones en las patas termoeléctricas del TEG. El voltaje negativo máximo medido en este período de inversión fue de alrededor de -0.19 V.

Lo anterior confirma que es posible generar una cantidad adicional de electricidad utilizando el calor almacenado en el LHSCS. Para aumentar la cantidad de electricidad generada en el período invertido es necesario aumentar la diferencia de temperatura entre los lados del TEG en este periodo. Dada la inversión de los lados frío y caliente del TEG, sería necesario tener una temperatura más baja en el ambiente que rodea al lado del TEG expuesto al medio ambiente o en su defecto tener una mayor temperatura en el PCM almacenado. En la prueba experimental realizada, la temperatura ambiente medida en el laboratorio se mantuvo en alrededor de 20 °C durante todo el período de 24 horas, lo que provocó un mínimo voltaje generado en el período de flujo de calor invertido.

La diferencia relativa promedio entre las temperaturas para el período de flujo de calor inverso, entre los modelos experimental y computacional para el lado caliente de TEG y para el lado frío de TEG, es de  $0.49\% \pm 0.28\%$  y de  $1.36\% \pm 1.12\%$ , respectivamente. Este último período es más sensible que el período de operación normal del TEG, a los cambios en las pérdidas de calor al ambiente, lo cual se verificó en las simulaciones computacionales. Esto se explica dado que el contenedor de PCM en las pruebas experimentales no estuvo aislado y, de esta forma, la temperatura ambiente tuvo una incidencia importante en la temperatura del LHSCS durante los ensayos experimentales. La velocidad del aire controlada en el laboratorio fue inferior a 0.1 m/s, lo que permitió se den pérdidas de calor por convección natural al ambiente en las paredes y cubiertas del contenedor.

Las temperaturas del PCM también se midieron en la configuración experimental. Dos termopares de sonda tipo T fueron colocados en los niveles 2, 4 y 6 del LHSCS, como se observa en la Figura 3-19. La Figura 3-18 muestra los otros componentes del modelo experimental, incluido el concentrador de calor, el punto frio de referencia, la caja aislada

de conexiones, el sistema DAQ y la fuente de alimentación. Como se observa, todas las conexiones de termopares están aisladas dentro de la caja aislada y luego son conectadas al sistema DAQ.

Las temperaturas medidas en el PCM en la configuración experimental también se comparan con las calculadas en el modelo computacional. Las posiciones y nombres de todos los termopares utilizados se muestran en la Figura 3-19. Los resultados para todas las mediciones de temperatura en el PCM tanto experimentales como computacionales se muestran en las Figuras 4-4 a 4-6.



Figura 4-4: Temperatura del PCM en dos posiciones en el 2º compartimento del LHSCS, para los modelos computacional (PCM 2-1n y PCM 2-2n) y experimental (PCM 2-1 y PCM 2-2).



Figura 4-5: Temperatura del PCM en dos posiciones en el 4º compartimento del LHSCS, para modelos computacional (PCM 4-1n y PCM 4-2n) y experimental (PCM 4-1 y PCM 4-2).



Figura 4-6: Temperatura del PCM en dos posiciones del 6° compartimento del LHSCS, para modelos computacional (PCM 6-1n y PCM 6-2n) y experimental (PCM 6-1 y PCM 6-2).

La diferencia relativa promedio para todo el período estudiado (24 horas), entre los modelos experimental y computacional para las temperaturas PCM en los diferentes compartimentos se muestra en la Tabla 4-1.

Posición de la	Diferencia relativa	Desviación estándar de la
termocupla en el PCM	promedio (%)	diferencia relativa (%)
PCM2-1n	7.28	2.76
PCM2-2n	4.23	3.14
PCM4-1n	11.15	4.17
PCM4-2n	5.30	4.79
PCM6-1n	3.71	1.68
PCM6-2n	3.52	2.13

Tabla 4-1: Diferencia relativa promedio comparado con el resultado experimental endiferentes posiciones de las termocuplas en el PCM.

Como se muestra en la Tabla 4-1, se observaron algunas diferencias relativas superiores al 5% entre las temperaturas del PCM medidas en los modelos computacional y experimental. La primera explicación de esta diferencia es que el modelo computacional comparado solo incluyó la física de transferencia de calor por conducción dentro del PCM. Dado que la transferencia de calor por convección tiene una incidencia importante después de la fusión del PCM, la variación entre las temperaturas del PCM computacional y experimental fue mayor cerca del período en el que el PCM se estaba fusionando. La segunda explicación para esa diferencia considerable es que el modelo computacional no incluyó las resistencias de contacto entre las aletas de cobre y la barra de cobre, lo que implica otra distribución de temperatura en las aletas de cobre y en consecuencia un calor conducido distinto hacia el PCM.

Como se observa en la Tabla 3-10, la conductividad térmica de las pastas adhesivas térmicas es inferior en alrededor de 40 veces a la conductividad térmica del cobre. Eso implica una

gran resistencia térmica entre la barra de cobre y las aletas de cobre que no fué incluida en las simulaciones computacionales, de esta manera, como se muestra en las Figuras 4-4 a 4-6, esta baja conductividad afectó el calor conducido al PCM y en consecuencia las temperaturas del PCM obtenidas en las simulaciones computacionales.

Las consideraciones anteriores se deben tomar en cuenta para futuros modelos experimentales con el objeto de reducir las resistencias de contacto entre los componentes del disipador de calor. Como la pasta de conductividad térmica utilizada entre el módulo TEG y el disipador de calor tiene una conductividad mayor que el módulo TEG, se asume que esto implica un menor impacto en las temperaturas obtenidas a través de las simulaciones computacionales, como se observa en la Figura 4-1.

En este análisis se verificaron también las temperaturas en la pared exterior del contenedor PCM. Se instalaron tres termopares tipo T en la mitad de la pared de los compartimentos 2°, 4° y 6° como se muestra en la Figura 3-18. Se midió la temperatura en estas tres posiciones para ajustar las pérdidas de calor por convección y radiación en las paredes del contenedor acrílico en el modelo computacional. Las temperaturas de la pared para los puntos seleccionados se muestran en la Figura 4-7. Las temperaturas se midieron en los modelos experimental y computacional durante un ciclo completo (24 horas) en condiciones de laboratorio (Tamb~293 K).



Figura 4-7: Temperatura de la pared del contenedor acrílico en el punto medio de los compartimentos 2°, 4° y 6° del LHSCS, para los modelos computacional (TW2n, TW4n y TW6n) y experimental (TW2, TW4 y TW6), para todo el período simulado.

En el modelo computacional se asume un coeficiente promedio de transferencia de calor por convección natural de 3 W/m<sup>2</sup>K para todas las paredes y cubiertas del contenedor. Este valor se calculó a partir de las temperaturas medidas en la pared del contenedor y aplicando las correlaciones empíricas mostradas a continuación.

$$h = 1.42 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/4}$$
, para pared vertical del contenedor  
 $h = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{D}\right)^{1/4}$ , para cubiertas horizontales del contenedor

Se asumió también un coeficiente de emisividad de 0.8 (Infraspection Institute Inc., n.d.) para todas las paredes del contenedor acrílico opaco del LHSCS. El uso de estos coeficientes convectivo y radiativo nos permitió ajustar la temperatura de la pared de la simulación computacional a las medidas en el modelo experimental.

La diferencia relativa promedio para un día completo, entre los modelos experimental y computacional, para la temperatura del contenedor de pared de acrílico en el punto medio del segundo, cuarto y sexto compartimiento del LHSCS fue de  $3.04\% \pm 1.50\%$ ,  $1.83\% \pm 1.39\%$ , y  $3.24\% \pm 2.01\%$ , respectivamente. Estas diferencias entre las temperaturas de la pared en los modelos computacional y experimental permiten asegurar que los coeficientes convectivo y radiativo están bien seleccionados al ajustar el modelo computacional.

Los termopares intrínsecos tipo T ubicados en las aletas radiales de cobre, se utilizaron para cuantificar el flujo de calor desde la aleta radial de cobre hacia el PCM. Las posiciones de estos termopares se muestran en la Figura 3-19.

Las Figuras 4-8 a 4-10 muestran la transferencia de calor por conducción calculada en las aletas radiales de cobre, utilizando la ley de Fourier, la geometría de las aletas radiales y las temperaturas medidas en los puntos descritos. La letra Y representa la posición axial de la aleta radial, por ejemplo, la temperatura medida en el termopar que se encuentra en la primera aleta radial (más cercana al módulo TEG) y en la primera posición (más cercana a la barra de cobre) tiene la nomenclatura TY1 (Y = 1). El calor transferido entre el primer y segundo puntos (TY1\_TY2) en la primera aleta radial tiene la nomenclatura QY1 (Y = 1). Como se observa en las Figuras 4-8 a 4-10, el calor conducido en cada aleta radial tiene valores positivos y negativos. Eso significa que la aleta radial conduce calor de la barra de cobre al PCM (positivo) y del PCM a la barra de cobre (negativo). La conducción de calor viene de la fuente de calor hacia el LHSCS) sino también en el período de descarga (cuando el flujo de calor está invertido). Esto significa que el calor también se conduce entre los compartimentos del PCM a través de la barra de cobre en el período de descarga.



Figura 4-8: Calor conducido entre el primer y segundo puntos (TY1\_TY2) en cada aleta radial. El calor conducido se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo numérico.



Figura 4-9: Calor conducido entre el primer y tercer punto (TY1\_TY3) en cada aleta radial. El calor conducido se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo numérico.

El flujo de energía en cada aleta radial de cobre se presenta en las Tablas 4-2 y 4-3. La Tabla 4-2 muestra la energía entregada desde la barra de cobre al PCM, y la Tabla 4-3 muestra la

energía entregada desde el PCM a la barra de cobre, ambas en las 24 horas del período estudiado.



Figura 4-10: Calor conducido entre el primer y cuarto punto (TY1\_TY4) en cada aleta radial. El calor se cuantificó con las temperaturas calculadas en el modelo numérico.

Aleta radial	EY1	EY2	EY3
(Y= Posición Axial)	(Wh)	(Wh)	(Wh)
1	81.33	75.42	63.39
2	53.54	49.59	39.73
3	41.65	39.12	32.12
4	36.33	34.71	31.16
5	52.32	51.75	46.46

Tabla 4-2: Energía entregada desde la barra de cobre al PCM a través de cada aleta radial.

Como se observa en la Tabla 4-2, el calor conducido a través de la aleta radial disminuye en función de la distancia a la barra de cobre. Esto significa que la aleta entrega más calor al PCM al comienzo de la aleta de cobre, lo que provoca el incremento del frente de fusión del PCM. También se observa que la primera, segunda y quinta aletas entregan la mayor

cantidad de calor al PCM. El calor entregado por la primera y segunda aleta es más representativo porque están más cerca de la fuente de calor, sin embargo, en el caso de la quinta aleta, el alto calor conducido es consecuencia del calor conducido desde la fuente de calor y también desde los otros compartimentos. En otras palabras, el calor dentro del LHSCS es conducido por el disipador de calor de cobre no solo entre el TEG y el PCM, sino también entre los compartimentos del PCM para equilibrar la temperatura dentro del contenedor.

Como se ve en la Tabla 4-3, el calor entregado desde el PCM a la barra de cobre a través de las aletas radiales sigue la misma tendencia y es más representativo en las posiciones más cercanas a la barra de cobre. Esto muestra que el PCM que estaba situado más cerca de la barra de cobre permanece más tiempo fundido y puede entregar una mayor cantidad de calor que el PCM ubicado lejos de la barra de cobre.

Aleta radial	EY1	EY2	EY3
(Y= Posición axial)	(Wh)	(Wh)	(Wh)
1	0.75	0.70	0
2	8.01	8.14	3.98
3	2.61	2.97	0.17
4	0.10	0.36	0
5	0	0	0

Tabla 4-3: Energía entregada desde el PCM a la barra de cobre a través de cada aleta radial.

La existencia de una refinación de la temperatura en el modelo numérico, es decir, la eliminación de peaks de temperatura, aparición de valles o amortiguamiento en las curvas de temperatura en los gráficos presentados se deben a varias razones.

La eliminación del peak de temperatura observado en el último periodo de elevación de temperatura en el lado caliente del TEG en la Figura 4-1 se debe principalmente a la

adaptación geométrica realizada en el modelo computacional y que consiste en el cambio de una sección cuadrada a una sección circular del TEG. Este cambio es necesario para simplificar el modelo geométrico utilizado en la simulación computacional, en el sentido que permite que el modelo sea axisimetrico. El cambio de una sección cuadrada a una sección circular supone entre otras cosas una eliminación de los vértices y las caras laterales en el TEG, dando lugar a un perfil de temperatura más homogéneo sobre la superficie y por ende a una eliminación de peaks de temperatura en el modelo computacional. Por otro lado, al simular un modelo 2D, el flujo de calor también es simplificado a dos ejes, lo que conlleva diferencias menores con la transferencia de calor volumétrica verificada en el modelo experimental.

La aparición de valles o amortiguamientos se observa principalmente en las Figuras 4-5 a 4-7 que muestran la temperatura de la parafina al interior del contenedor. Para este caso hay que tomar en cuenta que las temperaturas comparadas son las correspondientes al modelo computacional que solo incluye transferencia de calor, es decir, no se incluye la física de flujo laminar y por tanto no se toma en cuenta la homogenización progresiva de la temperatura por la presencia de convección natural en la parte liquida de la parafina. Lo anterior conlleva a que en el periodo de fusión de la parafina se observe la linealidad de la temperatura propia de la física de cambio de fase a temperatura constante.

Los valles se observan también en los resultados experimentales al inicio de las mediciones de la temperatura de la parafina en las Figuras 4-5 a 4-7. Esto puede estar relacionado al procedimiento de reducción de la incertidumbre en las medidas realizadas en laboratorio que consiste en la utilización de una medida referencia de temperatura dada por la utilización de un coldbath (baño frio) en el cual se introduce una termocupla que estuvo aproximadamente

a 0 °C. Esta referencia requiere una estabilización al inicio del experimento, dado que esa medida de referencia se logra al mezclar agua con hielo en un contenedor aislado. El posible error al inicio de las mediciones y que se observa como valles en las curvas de temperatura se conjetura es consecuencia de un rápido inicio de las mediciones, es decir, el no considerar un tiempo de espera hasta que todo el conjunto de la mezcla agua-hielo alcance una temperatura homogénea y por ende las termocuplas requerían un periodo de "estabilización" antes de indicar la temperatura medida con mayor precisión.

Esta anomalía, sin embargo, se corrige aproximadamente a los 10 minutos de iniciado el experimento en aquellos periodos de medición que inician con valles, y se considera como no determinante dado que representa aproximadamente el 1% del tiempo de experimentación. Se debe tomar en cuenta que durante el tiempo de experimentación se adiciona hielo al coldbath de modo que la temperatura de referencia siempre se encuentre en 0 °C.

El modelo numérico se simula incluyendo las físicas de transferencia de calor y flujo laminar en el PCM. Como se explicó anteriormente, la fusión del PCM se rige por las fuerzas convectivas dentro de la fase líquida del PCM, y esas fuerzas no se incluyen en la simulación que sólo involucra la física de transferencia de calor por conducción. La inclusión del flujo laminar en el PCM afecta la cantidad de PCM fundido en un momento específico, los resultados se muestran en las Figuras 4-11 a 4-13.

La Figura 4-11 muestra la cantidad de PCM líquido a los 25800 segundos incluyendo el módulo de flujo laminar en la simulación computacional, el porcentaje de PCM líquido alcanza el 85.4%, lo cual es alrededor de 2.8 veces el porcentaje de líquido observado en la Figura 4-14, la cual solo incluye el módulo de transferencia de calor de Comsol (solo simula
la conducción de calor). Eso prueba que la convección de calor tiene una gran incidencia en la fusión del PCM y confirma que la cantidad de PCM está bien dimensionada para las condiciones simuladas. A los 36600 segundos, la variación de la fusión de PCM no fue significativa en comparación con la fusión de PCM en 25800 segundos. Se observa que en 36600 segundos la fase líquida comienza a retroceder en el quinto compartimento. A los 59000 segundos el PCM está completamente sólido en la simulación que incluye flujo laminar (convección de calor), contrastando con las simulaciones que solo incluyen transferencia de calor (conducción de calor) en las que para t = 70000 segundos se observó un pequeño porcentaje de PCM en fase líquida.



Figura 4-11: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 25800 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar.



Figura 4-12:Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 36600 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar.



Figura 4-13:Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 59000 s. La zona azul indica la fase sólida en el PCM, utilizando transferencia de calor y flujo laminar.

Usando el módulo de transferencia de calor por conducción en Comsol Multiphysics, se evaluó el cambio de fase dentro de la parafina Puretemp 48X durante todo el período de 24



horas, los resultados se observan en las Figuras 4-14 a 4-17 para distintos tiempos seleccionados.

Figura 4-14: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 25800 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor por conducción.



Figura 4-15: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 36600 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, utilizando transferencia de calor por conducción.



Figura 4-16: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 59000 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, se utiliza transferencia de calor por conducción.



Figura 4-17: Cambio de fase en parafina Puretemp 48X en t = 70000 s. La zona roja indica la fase completamente líquida en el PCM, se utiliza transferencia de calor por conducción.

Considerando el indicador de cambio de fase y, asumiendo que el indicador de fase líquida es > 0.7, el indicador de fase sólida es < 0.3, y la región blanda se ubica entre los límites sólido y líquido, la Figura 4-14 muestra la fase líquida (tonalidad roja) en el PCM en el

momento de la máxima temperatura aplicada en el lado caliente del módulo TEG. Considerando sólo la transferencia de calor por conducción en la simulación computacional, el porcentaje de fase líquida (> 0.7) en el PCM alcanza el 30.77 % para t = 25800 segundos. La Figura 4-16 muestra la fase líquida (tonalidad roja) en el PCM aproximadamente en el momento del flujo de calor inverso en el módulo TEG. Considerando sólo la transferencia de calor por conducción en la simulación computacional, el porcentaje de fase líquida en el PCM alcanza el 1.60 % para t = 59000 segundos.

Después del tiempo en el que el flujo de calor se invierte en el sistema, el PCM está casi solidificado y el porcentaje de fracción líquida es muy pequeño como se ve en la Figura 4-17. El porcentaje de fracción líquida (> 0.7) para un tiempo t = 70000 segundos es 0.16 %.

Las Figuras 4-14 a 4-17 muestran también la disponibilidad de calor latente en cada compartimento representado como PCM líquido en los diferentes tiempos observados. Sin embargo, con el análisis anterior, también se puede verificar la dirección del flujo de calor en el disipador de calor de cobre. Esto puede ayudar a mejorar el diseño del LHSCS variando la geometría de las aletas, la orientación de las aletas y la distancia axial entre ellas.

Los resultados anteriores muestran el impacto de incluir el módulo de flujo laminar (convección de calor) en la fusión de PCM. Aunque incluimos la transferencia de calor conjugada y la física del flujo laminar para verificar el diseño del LHSCS y la cantidad correcta de PCM para mantener la diferencia de temperatura buscada entre los lados frío y caliente del TEG (más de 100 °C), esto requiere un mayor uso de recursos computacionales. Para las simulaciones que solo incluyen el módulo de transferencia de calor, el tiempo promedio de simulación con un procesador Intel Core I7 8th Gen con 32 Gb de RAM fue de 4 horas. Para las simulaciones que incluyen transferencia de calor y flujo laminar, el tiempo promedio de simulación fue de 72 horas.

Como las temperaturas de TEG calculadas, TH y TC, se acoplan bien con los resultados experimentales al utilizar únicamente el módulo de transferencia de calor, usamos este tipo de simulación para el resto de los estudios, ajustando la concentración de radiación solar a 40x en el lado caliente de TEG para tener temperaturas máximas de alrededor de 200 °C en el lado caliente de TEG y de esta manera mantener el volumen seleccionado de PCM.

Las Figuras 4-18 a 4-20 muestran la velocidad del fluido en la fase líquida, durante la fusión del PCM. La velocidad máxima observada fue de alrededor de 7 mm/s en el primer compartimento en t = 25800 segundos. La velocidad de flujo en el PCM líquido toma los valores más grandes en las proximidades de la barra de cobre y disminuye en dirección a las paredes del recipiente. Las aletas radiales mejoran la transferencia de calor en el PCM, lo que ayuda a que el líquido circule en los compartimentos. Para t = 59000 segundos, la Figura 4-20 muestra una velocidad de flujo muy pequeña (orden de micrones) al comienzo de la conversión a PCM sólido, la que se reduce progresivamente a 10 micrones/s cuando el PCM está completamente sólido en t=86400 segundos, siendo este valor de velocidad consecuencia de la constante de zona blanda (Mushy Zone) seleccionada. La constante de la zona blanda se puede ajustar para obtener valores de velocidad más cercanos a cero en el PCM sólido, pero esto significaría el uso de más recursos computacionales.



Figura 4-18: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 25800 s, utilizando los módulos de transferencia de calor y flujo laminar en Comsol Multiphysics.



Figura 4-19: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 36600 s, utilizando los módulos de transferencia de calor y flujo laminar en Comsol Multiphysics.



Figura 4-20: Velocidad de flujo para parafina Puretemp 48X en t = 59000 s, utilizando los módulos de transferencia de calor y flujo laminar en Comsol Multiphysics.

Una vez realizado el análisis de los resultados obtenidos para la simulación computacional y experimental bajo condiciones de laboratorio, comprobando a su vez que el modelo y su geometría presentan resultados cercanos en cuanto a temperaturas medidas en los distintos puntos de interés, se procede a simular numéricamente este modelo computacional bajo condiciones de funcionamiento de campo. En la ubicación seleccionada (Calama, El Loa, 22.483 °S, 68.9 °O, 2291 msnm), donde la radiación normal directa promedio anual es de alrededor de 860 W/m<sup>2</sup>.

Utilizando las condiciones ambientales y de radiación solar definidas en el Capítulo 3, se muestra a continuación los resultados obtenidos. La variación de las temperaturas del lado frío y caliente de TEG se muestra en las Figuras 4-21 a 4-24.

Los resultados se presentan en cuatro figuras, una para cada estación. En Chile, el verano corresponde a los meses entre diciembre y febrero, el otoño corresponde a los meses entre

marzo y mayo, el invierno incluye junio, julio y agosto, y la primavera incluye septiembre, octubre y noviembre.

El peak observado en la temperatura del lado caliente del TEG es consecuencia de la menor velocidad del aire (~1 m/s) reportada para la ubicación estudiada, lo cual ocasiona una menor pérdida de calor por convección al ambiente y en consecuencia una mayor temperatura en el lado caliente del TEG.



Figura 4-21: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC) del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama.

En las simulaciones computacionales realizadas, durante los meses de verano, la temperatura en el lado caliente del TEG alcanza alrededor de 200 °C en las horas diurnas con radiación solar. Cerca de la puesta del sol, la temperatura disminuyó continuamente a alrededor de 40 °C y luego disminuyó a aproximadamente 20 °C al final del día. El lado frío del TEG sigue la trayectoria del lado caliente del TEG, alcanzando una temperatura máxima de alrededor de 80 °C y luego alrededor de la puesta del sol disminuye a 48 °C, la cual es la temperatura de fusión del PCM utilizado en esta simulación, manteniendo esta temperatura durante alrededor de 5 horas para finalmente disminuir a alrededor 30 °C. El lado frío y caliente del TEG mantienen una diferencia de alrededor de 10 °C durante todo el período de flujo de calor inverso, lo que significa alrededor de 10 horas de una cantidad adicional de electricidad generada por el TEG en ausencia de radiación solar.

Los resultados reflejan que el STEG + LHSCS cumple sus objetivos de mantener una gran diferencia de temperatura entre los lados frío y caliente del TEG durante el periodo diurno de radiación solar, y generar una cantidad adicional de electricidad durante la noche. Sin embargo, la diferencia de temperatura sigue siendo baja durante el período inverso, teniendo en cuenta que la temperatura ambiente durante la noche en los meses de verano ronda los 8 °C. Al parecer sería posible incrementar la diferencia de temperatura durante el período inverso, agregando un sistema disipador de calor más eficiente en el lado caliente del TEG para alcanzar la temperatura ambiente durante la noche. Se podrían también utilizar mecanismos como el enfriamiento radiativo, o mejorar el enfriamiento por convección, para incrementar la diferencia de temperatura en los lados del TEG, verificando que el mecanismo seleccionado no bloquee la recepción de la radiación solar durante el período de carga.

En los meses de otoño, el amanecer es alrededor de las 8:00, lo que significa que el lado caliente del TEG comienza a aumentar la temperatura inmediatamente después del amanecer y alcanza cerca de 200 °C alrededor del mediodía. En esta estación del año, el período de carga demora alrededor de 11 horas y finaliza antes de la reversión de los lados frío y caliente del TEG, lo cual se observa alrededor de las 18:00, hora que corresponde al atardecer. Lo anterior significa que el período de reversión se extiende por aproximadamente 12 horas. La diferencia de temperatura entre los lados del TEG en el periodo de inversión de flujo de calor

se mantiene en 10 °C durante aproximadamente 8 horas y luego disminuye permanentemente por el resto del día. Los lados frío y caliente del TEG alcanzan alrededor de 15 °C al final del día.



Figura 4-22: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC), en condiciones ambientales y de radiación solar para mayo (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama.

Del mismo modo que en los meses de otoño, en los meses de invierno el lado caliente del TEG alcanza una temperatura máxima de 200 °C, pero únicamente se mantiene por alrededor de 15 minutos. El lado frío del TEG alcanza aproximadamente 70 °C y después del período de inversión de flujo de calor, disminuye continuamente a alrededor de 15 °C al final del día. En invierno se mantiene una diferencia de temperatura de aproximadamente 10 °C en el período de inversión y esta diferencia de temperatura se mantiene durante aproximadamente 9 horas.

Los meses de primavera tienen similitud con los meses de verano, alcanzando y manteniendo la temperatura del lado caliente del TEG en alrededor de 200 °C durante aproximadamente 5 horas. El lado frío del TEG alcanza y mantiene una temperatura de 70 °C durante aproximadamente 4 horas y después del período de inversión disminuye a la temperatura de fusión del PCM simulado, es decir a 48 °C. En el período de inversión de flujo de calor, la diferencia de temperatura se mantiene en alrededor de 10 °C. Los lados frío y caliente del TEG reducen sus temperaturas a alrededor de 20 °C al final del día en los meses de primavera.

El voltaje de circuito abierto generado por el sistema STEG se evalúa mediante un polinomio calculado para el período de carga en la curva de voltaje TEG presentada en la Figura 4-3. El polinomio es función de la diferencia de temperatura del TEG ( $\Delta T = TH-TC$ ) y se presenta a continuación.

$$OCV = -0,00000006 * (\Delta T)^3 - 0,00006482 * (\Delta T)^2 + 0,05464138 * \Delta T - 0,03514192$$
(4.1)

Este polinomio es evaluado por la diferencia de temperatura obtenida en la simulación del STEG + LHSCS utilizando las condiciones ambientales y de radiación solar de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada. Los resultados diarios de generación de voltaje de circuito abierto del TEG para los meses seleccionados anteriormente se presentan en las Figuras 4-25 a 4-28.



Figura 4-23: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC) del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama.



Figura 4-24: Temperaturas del lado caliente (TH) y del lado frío (TC), en condiciones ambientales y de radiación solar para octubre (primavera) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama.

La curva de voltaje abierto sigue la diferencia de temperatura entre los lados frío y caliente del TEG, como se mencionó anteriormente, el peak de voltaje abierto es consecuencia de una alta temperatura en el lado caliente causada por la baja velocidad del aire en este instante, y también por una baja temperatura en el lado frío del TEG. Además, el voltaje calculado del TEG, se vuelve negativo después de un cierto tiempo, lo que es consecuencia directa del cambio en la dirección del flujo de calor en el sistema TEG, relacionado con la ausencia de radiación solar, una baja temperatura ambiente y una alta temperatura en el LHSCS. En la Figura 4-25 sin embargo se muestra el voltaje del periodo de inversión con valores positivos asumiendo se ha corregido el voltaje negativo generado con un arreglo electrónico como se mencionó anteriormente.



Figura 4-25: Voltaje de circuito abierto del TEG según  $\Delta T$  evaluada para diciembre (verano), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada.



Figura 4-26: Voltaje de circuito abierto en TEG según  $\Delta$ T evaluada para mayo (otoño), bajo las condiciones de radiación solar y ambiente de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada.

Para el verano, el peak de OCV fue de alrededor de 6.7 V durante el tiempo de carga; en el período de flujo de calor inverso, el peak de OCV alcanza alrededor de 0.49 V. El tiempo en que se invierte el flujo de calor varía según los niveles de radiación solar y las condiciones ambientales, como se observa en las siguientes figuras, para un mes representativo.

En la simulación de un día de otoño, el voltaje máximo de circuito abierto alcanza alrededor de 6.3 V. El OCV se mantuvo en alrededor de 0.44 V durante todo el período de flujo de calor inverso. Como el voltaje de circuito abierto sigue la diferencia de temperatura observada para cada mes, el período inverso tiene más extensión para las temporadas de invierno y otoño que para las temporadas de verano y primavera.

El voltaje de 0.44 V observado en el período inverso para los meses evaluados fue casi constante y se observa una baja variación alrededor de este valor. El peak de OCV para las temporadas de invierno y primavera fue de 6 V y 6.4 V, respectivamente.



Figura 4-27: OCV en el TEG según la diferencia de temperatura evaluada para julio (invierno), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada.

La energía generada por el STEG + LHSCS para cada mes se evaluó bajo los niveles de radiación ambiental y solar descritos anteriormente. Para la evaluación de energía, asumimos una corriente de carga máxima de 0.6 A y una tensión máxima de 3 V, que se evalúa de acuerdo con la hoja de datos técnicos del módulo TEG TE-MOD-5W5V-40S. La máxima eficiencia de conversión correspondiente a la mayor diferencia de temperatura (140 °C) obtenida en el prototipo STEG + LHSCS fue de alrededor del 5%. La energía anual generada por el STEG + LHSCS se presenta en la Figura 4-29, que incluye la energía generada para cada mes. La energía promedio mensual generada por el módulo TEG incluido en el sistema STEG + LHSCS es de 477.92 Wh, incluyendo 475.29 Wh generados durante la mañana y 2.63 Wh generados durante la noche; considerando "mañana" el período anterior a la inversión del flujo de calor y la "noche" el período posterior a la inversión del flujo de calor.

La energía generada durante la noche representa el 0.6 % de la energía total generada durante todo el día. La energía anual generada por el sistema STEG + LHSCS alcanza los 5735 Wh. A pesar de la baja energía generada por el TEG durante la noche, se demuestra la viabilidad de utilizar un Sistema de Enfriamiento y Almacenamiento de Calor Latente (LHSCS, por sus siglas en inglés) para controlar la temperatura del lado frío del TEG y generar una cantidad menor de electricidad adicional en la ausencia nocturna de radiación solar.

Como el PCM tiene una conductividad térmica baja, la inclusión de aletas radiales en el disipador de calor ayuda a mejorar la conducción de calor hacia el PCM. Sin embargo, hay otras posibilidades para mejorar la conducción de calor en el PCM, por ejemplo incluir partículas de alta conductividad (Kant et al., 2017), cambiar el diseño de las aletas utilizando la teoría constructal de Bejan (Lorenzini & Moretti, 2014) y utilizando tubos de calor (heat pipes) (Shabgard et al., 2015), o una combinación de estas alternativas (Ren et al., 2018).



Figura 4-28: OCV en TEG según la diferencia de temperatura evaluada para octubre (primavera), bajo la radiación solar y las condiciones ambientales de la ubicación del Desierto de Atacama estudiada.

En este análisis de tesis, se decidió probar el concepto STEG + LHSCS utilizando un diseño simplificado para analizar el impacto de las mejoras en el sistema LHSCS en estudios futuros.



Figura 4-29: Energía anual generada por el TEG dentro del sistema STEG + LHSCS en la ubicación del Desierto de Atacama estudiado.

## 4.2 Eficiencia del Sistema STEG+LHSCS

La eficiencia del sistema STEG+LHSCS es evaluada bajo las diferentes condiciones ambientales y de radiación solar del sitio geográfico estudiado para dos parafinas seleccionadas como material con cambio de fase. En este sentido, se evaluó tanto la eficiencia energética como exergética del sistema de generación solar termoeléctrico (STEG), del módulo termoeléctrico (TEG) y del sistema de almacenamiento y enfriamiento (LHSCS), por separado. Las propiedades termo físicas de las parafinas seleccionadas para este estudio se muestran en la Tabla 4-4.

Parafina	T de fusión (°C)	Capacidad de almacenam. de calor (J/g)	Conductividad térmica (W/m K)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Calor especifico (J/g K)
Puretemp 48X	48	230	Líquido: 0.15 Sólido: 0.25	Líquido: 820 Sólido: 900 Exp. vol.: 9.5%	Líquido: 2.27 Sólido: 2.10
Rubitherm RT62HC	62	230	Líquido: 0.2 Sólido: 0.2	Líquido: 840 Sólido: 850 Exp. vol.: 2%	Líquido: 2 Sólido: 2

Tabla 4-4: Propiedades termo físicas de las parafinas seleccionadas.

Los resultados de los cálculos realizados utilizando las Ecuaciones 2.36 a 2.38 se presentan en las gráficas a continuación, de forma mensual para la locación geográfica estudiada y para dos parafinas simuladas, Puretemp 48X y RT62HC.

La Figura 4-30 muestra la variación de la eficiencia promedio mensual del STEG, verificándose el valor más alto y bajo de ambas eficiencias para los meses de noviembre y julio, respectivamente. Esta particularidad se explica por las condiciones ambientales y de radiación presentes en la localidad estudiada, observándose la radiación promedio más alta y baja (a medio día), para el mes de noviembre y julio, respectivamente. La Figura 4-31 por otro lado presenta la eficiencia máxima mensual del STEG, observándose el valor más alto y bajo para los meses de febrero y noviembre, respectivamente. A pesar de que la radiación promedio para el mes de noviembre es mayor que para el mes de febrero, se observa una mayor eficiencia para el mes de febrero dado que la temperatura ambiente promedio es mayor para el mes de febrero que para el mes de noviembre, permitiendo que las pérdidas de calor al ambiente sean menores para febrero.



Figura 4-30: Eficiencia promedio exergética (ψsteg) y energética (ηsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la localidad estudiada.



Figura 4-31: Eficiencia máxima exergética (ψsteg) y energética (ηsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la localidad estudiada.

La eficiencia energética y exergética anual promedio es de 1.48% y 1.58%, respectivamente,

cuando se utiliza la parafina Puretemp 48X como material de almacenamiento de calor. En

el caso de utilizar la parafina Rubitherm RT62HC como material de almacenamiento, el valor mensual promedio más alto y bajo de ambas eficiencias se observa para el mes de noviembre y el mes de julio, respectivamente, como se verifica en la Figura 4–32.



Figura 4-32: Eficiencia promedio exergética (ψsteg) y energética (ηsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad estudiada.

Por otro lado, el valor más alto y bajo de la eficiencia máxima mensual del STEG se observa para los meses de febrero y noviembre, respectivamente, como se muestra en la Figura 4-33. Para ambas parafinas se observa la misma variación mensual de las eficiencias, sin embargo, para la parafina Rubitherm RT62HC se observa que la variación mensual de la eficiencia máxima es más homogénea. Lo último se debe a que las propiedades termo físicas reportadas por el fabricante para la parafina RT62HC son más homogéneas y la temperatura de fusión más alta, lo que impacta directamente en los valores de eficiencia calculados. La eficiencia energética y exergética anual promedio es de 1.45% y 1.55%, respectivamente, cuando se utiliza la parafina RT62HC como material de almacenamiento de calor. Verificándose valores de eficiencia muy cercanos a los observados para la parafina Puretemp 48X.

La eficiencia del TEG es calculada de forma mensual para la locación estudiada y para las dos parafinas antes mencionadas utilizando la Ecuación 2.39. Los resultados se muestran en las Figuras 4-34 y 4-35 usando Puretemp 48X y RT62HC, respectivamente. La eficiencia de conversión del TEG cuando se utiliza Puretemp 48X sigue la misma variación mensual observada en la eficiencia de conversión del STEG, esto de acuerdo con las condiciones climáticas y de radiación solar de la locación estudiada. Se observa una eficiencia del TEG que alcanza un promedio anual de 3.98 % para la generación durante la presencia de radiación solar y de 0.38% en el periodo de ausencia de ésta.



Figura 4-33: Eficiencia máxima exergética (ψsteg) y energética (ηsteg) del generador solar termoeléctrico (STEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad estudiada.

En el caso de utilizar la parafina RT62HC se alcanza una eficiencia de conversión anual promedio en el TEG de 3.91% en el periodo de radiación solar y de 0.36% en el periodo de

ausencia de radiación solar, es decir, después de que se realiza la inversión del flujo de calor en el TEG.

Este valor de eficiencia es comprobado con la eficiencia teórica presentada en la hoja técnica del fabricante, la cual para la diferencia de temperatura máxima alcanzada en el sistema STEG+LHSCS (alrededor de 140 °C) es de 4.4%. Por lo tanto, el error relativo entre la eficiencia promedio del TEG calculada y la teórica es de alrededor del 9.1%.

El error relativo se reduce si se compara con el valor de eficiencia máximo calculado durante el periodo de presencia de radiación solar. Así, por ejemplo, para el mes de enero y utilizando RT62HC, se alcanza un valor de eficiencia de conversión máximo de 4.6%, siendo en este caso el error relativo de 4.5%. En el caso de utilizar Puretemp 48X y con la radiación promedio del mes de enero, se alcanza una eficiencia de 4.63% lo que implica un error relativo contra el valor teórico de 5.2%.

Por tanto, se puede concluir que el error relativo, si se compara el valor de eficiencia obtenido con el valor teórico presentado por el fabricante, es de alrededor del 5%, lo cual asegura la confiabilidad de los valores obtenidos en las simulaciones numéricas del sistema.



Figura 4-34: Eficiencia de conversión energética promedio (nteg) del generador termoeléctrico (TEG) utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual de la localidad estudiada.



Figura 4-35: Eficiencia de conversión energética promedio (ηteg) del generador termoeléctrico (TEG) utilizando RT62HC para la insolación mensual de la localidad estudiada.

Las curvas de eficiencia mensual para las dos parafinas estudiadas se pueden observar en el

Anexo B.

Se calculó también la eficiencia energética (ηLHSCS) y exergetica (ψLHSCS) del sistema de almacenamiento de calor latente & enfriamiento (LHSCS) para la geometría inicial del contenedor mostrada en el Capítulo 3. La eficiencia se calculó bajo las condiciones ambientales y de radiación solar de la zona estudiada, y para las dos parafinas antes citadas. Para el cálculo se utilizó el análisis presentado por Dincer & Rosen (Dincer & Rosen, 2011b) en el Capítulo 2 de esta tesis, aplicando las siguientes ecuaciones.

$$\eta_{LHSCS} = \frac{Q_{out\_LHSCS}}{Q_{in\_LHSCS}} \tag{4.1}$$

$$\psi_{LHSCS} = \frac{\varepsilon_{out\_LHSCS}}{\varepsilon_{in\_LHSCS}}$$
(4.2)

$$Q_{out\_LHSCS} = \frac{A}{L} k_{bar} \left( T_{in2} - T_{out2} \right)$$
(4.3)

$$Q_{in\_LHSCS} = \frac{A}{L} k_{bar} \left( T_{in1} - T_{out1} \right)$$
(4.4)

$$\varepsilon_{in\_LHSCS} = Q_{in\_LHSCS} - Q_{lex\_in} \tag{4.5}$$

$$\varepsilon_{out\_LHSCS} = Q_{out\_LHSCS} - Q_{lex\_out} \tag{4.6}$$

$$Q_{lex_{in}} = \frac{A}{L} k_{bar} T_{amb} \left( \ln \frac{T_{out_{1}}}{T_{in_{1}}} \right)$$

$$(4.7)$$

$$Q_{lex\_out} = \frac{A}{L} k_{bar} T_{amb} \left( \ln \frac{T_{out\_2}}{T_{in\_2}} \right)$$
(4.8)

Donde  $Q_{out}$  y  $Q_{in}$  son el calor que sale e ingresa al LHSCS, respectivamente. A, L y  $k_{bar}$  son el área, la longitud y la conductividad de la barra de cobre, respectivamente. Ti<sub>n</sub> y  $T_{out}$  son las temperaturas en los extremos de la barra de cobre, el sufijo 1 y 2 corresponden al periodo de presencia y ausencia de radiación solar, respectivamente.



Figura 4-36: Eficiencia promedio exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales de la localidad estudiada.

Es importante verificar que en el segundo periodo se realiza la inversión del flujo de calor en la barra de cobre y por ende la ubicación de las temperaturas  $T_{in}$  y  $T_{out}$ .  $Q_{lex}$  representa las pérdidas de exergía en el contenedor en los periodos de ingreso (in) y salida de calor (out) del LHSCS. Los resultados obtenidos se muestran en las Figuras 4-36 y 4-37.

Las dos figuras muestran la variación de la eficiencia energética y exergética en función de las condiciones ambientales y de radiación de la locación estudiada. En el caso de utilizar Puretemp 48X la diferencia entre la eficiencia energética y exergética es menos acentuada, salvo en los meses de invierno cuando la diferencia entre la temperatura de fusión de la parafina (48 °C) y la temperatura ambiente es más pronunciada, y por ende se observan más pérdidas de energía hacia el ambiente.

Al utilizar RT62HC como material de almacenamiento de calor, la curva de eficiencia muestra una variación más pronunciada en los meses de invierno, esto dado que su temperatura de fusión (62 °C) es más alta que la temperatura de fusión de Puretemp 48X, y por ende se alcanza una mayor diferencia de temperatura entre el contenedor y la temperatura ambiente.



Figura 4-37: Eficiencia promedio exergética (ɛlhscs) y energética (ŋlhscs) del LHSCS utilizando RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales de la localidad estudiada.

En este sentido se puede verificar que alcanzar una mayor diferencia de temperatura entre el ambiente y la parafina al interior del contenedor supone un aumento de la eficiencia energética a la que funciona el LHSCS, dado que se realiza una mayor transferencia de calor en las horas de ausencia de radiación solar desde el contenedor hacia el ambiente. Esto, sin embargo, es contraproducente al momento de evaluar la eficiencia exergética del LHSCS dado que existen más pérdidas de calor hacia el ambiente, produciendo un aumento del calor que no realiza trabajo efectivo.

El LHSCS alcanza un valor de eficiencia energética anual promedio de 1.83 % y 3.01% cuando se utiliza parafina Puretemp 48X y RT62HC, respectivamente. La eficiencia exergética anual promedio alcanza valores de 1.35% y 1.62%, respectivamente.

El análisis de la eficiencia exergética de un sistema de almacenamiento de calor latente se realiza para verificar la capacidad del sistema para hacer trabajo útil, es decir, que cantidad de ese calor almacenado servirá como energía útil. A diferencia de un análisis de eficiencia energética, este tipo de análisis nos puede dar directrices para mejorar el diseño de un sistema de almacenamiento de energía, al poder evaluar si el diseño del sistema, sus partes constituyentes, interacción con el medio ambiente, y materiales utilizados, colaboran para la aplicación de almacenamiento de calor que estamos analizando, en términos de tiempo de almacenamiento y calidad del calor almacenado (temperatura).

En el caso del sistema LHSCS, este sistema presenta dos características importantes en su funcionamiento, que requieren se analice su funcionamiento no solamente en términos de eficiencia energética sino también en términos de eficiencia exergética.

El sistema LHSCS permite por un lado controlar la temperatura del lado frio del TEG durante las horas diurnas (horas diarias de insolación), mientras que a la vez almacena el calor residual del sistema TEG una vez que una fracción de la energía de entrada se ha transformado en electricidad. Por otro lado, una vez se ha sobrepasado las horas diarias de insolación, el sistema LHSCS entrega el calor almacenado para que el sistema TEG genere electricidad durante la noche (horas diarias sin insolación). Se puede decir entonces que el sistema LHSCS actúa con un doble propósito, almacenar energía y enfriar el lado caliente del TEG. Es con esta particularidad de funcionamiento donde se hace necesario el análisis de su eficiencia, ya que, en todo ese proceso, el contenedor de material con cambio de fase mantiene una interacción con el ambiente circundante, a través de transferencia de calor por convección y radiación.

Esta transferencia de calor desde el contenedor hacia el ambiente se realiza de dos maneras. Durante el periodo de carga del contenedor (horas de insolación) la transferencia de calor hacia el ambiente se considera únicamente pérdida de calor ya que no conlleva ningún aporte energético al sistema conjunto STEG+LHSCS. Durante el periodo de descarga, esa transferencia de calor hacia el ambiente se dá por dos procesos, una parte de ella no realiza trabajo efectivo en el sistema TEG, es decir, no se aprovecha para transformar ese calor almacenado en electricidad; y, por otro lado, parte de ese calor almacenado se utiliza para transformarlo en electricidad en el TEG.

Sin embargo, la degradación de la energía almacenada se dá también por otros procesos al interior del contenedor LHSCS, entre ellos, la conducción de calor desde las partes calientes del fluido de almacenamiento a las partes más frías, la conducción vertical en la pared del tanque, la mezcla del fluido de almacenamiento durante los períodos de carga y descarga. En este sentido, y dado que el sistema LHSCS no solo funciona como almacenador de calor sino también como sistema de enfriamiento del TEG, existe un compromiso entre esos dos procesos, es decir, por un lado, se requiere que el sistema LHSCS transfiera de la forma más eficiente el calor remanente del TEG con el fin de mantener controlada su temperatura, y por otro que ese calor almacenado sea susceptible de utilizarlo posteriormente (se mantenga a la más alta temperatura posible en el PCM).

Lo anterior implica que se debe mantener un equilibrio de los procesos de destrucción de exergía y de las irreversibilidades del sistema, dado que, por un lado, estas nos ayudan a transferir de forma efectiva el calor al sistema LHSCS, pero a la vez reducen la calidad (temperatura) de esa energía al interior del contenedor.

Por tanto, el estudio de la eficiencia exergética del sistema LHSCS servirá como una guía de corrección de diseño para futuros desarrollos experimentales del sistema STEG+LHSCS. Es por esto por lo que el análisis de eficiencia exergética no solo se realiza en el sistema LHSCS sino también en el sistema de conversión STEG, de forma que se pueda dar lineamientos de diseño para una mejor interacción entre ambos sistemas y con las condiciones de radiación solar y ambientales de la locación geográfica elegida.

El porcentaje de representatividad de las pérdidas de exergía compuestas por pérdidas hacia el ambiente (Xl) y el consumo de exergía (I) al utilizar Puretemp 48X como material PCM de almacenamiento, se muestran a continuación en la Figura 4-39. Estos valores se obtuvieron de las simulaciones computacionales realizadas en el modelo numérico.

Como se puede verificar en la Figura 4-39, el porcentaje de consumo de exergía en el sistema LHSCS es muy bajo, alrededor del 7%, si se lo compara con el de pérdidas de exergía hacia el ambiente, alrededor del 93%. Esto implica que para realizar una mejora importante en el diseño del contenedor LHSCS se debe realizar mejoras en el aislamiento de éste, de modo que se reduzcan las pérdidas al ambiente tanto en los periodos de carga como descarga del sistema de almacenamiento de calor.



Figura 4-38: Fracción porcentual de pérdidas de exergía hacia el ambiente (Xl) y consumo de exergía (I) en el sistema LHSCS al utilizar Puretemp 48X bajo las condiciones ambientales mensuales de la locación elegida.

En el caso de utilizar RT 62HC como material de almacenamiento, se observa una situación similar en la Figura 4-40. Los porcentajes de consumo de exergía y las pérdidas hacia el ambiente representan un 9% y 91% de la destrucción de exergía, respectivamente. Por tanto, al igual que en el caso de utilizar Puretemp 48X, el diseño se debe enfocar en reducir las pérdidas de exergía hacia el ambiente para el sistema LHSCS.

Dado lo anterior se plantea realizar un estudio paramétrico de cinco aspectos de diseño, el espesor de aislamiento que rodea al contenedor del LHSCS, la geometría del contenedor cilíndrico dada por una relación de aspecto entre la longitud y el diámetro del mismo, la variación del espesor de las aletas del disipador de calor, la inclusión de la física de convección natural dentro del cambio de fase de la parafina y finalmente el diseño de un disipador de calor adicional que funcionará en las horas nocturnas (sin insolación).



Figura 4-39: Fracción porcentual de pérdidas de exergía hacia el ambiente (Xl) y consumo de exergía (I) en el sistema LHSCS al utilizar RT 62HC bajo las condiciones ambientales mensuales de la locación elegida.

La elección de estos parámetros de análisis obedece al análisis de eficiencia exergética realizado anteriormente. Con la modificación de estos parámetros se busca entonces controlar la destrucción de exergía en el sistema LHSCS y que es dada principalmente por las pérdidas de calor hacia el ambiente y por las irreversibilidades en el proceso de almacenamiento de calor.

La variación del espesor de aislamiento del contenedor busca reducir las pérdidas del calor almacenado en el sistema LHSCS hacia el ambiente, en este sentido se busca encontrar el espesor de aislamiento óptimo que reduzca al máximo la pérdida de exergía hacia al ambiente.

El análisis de la geometría del sistema a través de una relación de aspecto busca acotar las infinitas elecciones que se podrían dar para la geometría del sistema a una en la cual se considere el largo versus el diámetro del contenedor. En otras palabras, se busca obtener un diseño geométrico que minimice también la destrucción de exergía y por ende aumente la eficiencia del sistema LHSCS.

La variación del espesor de las aletas busca aumentar la transferencia de calor desde el sistema TEG hacia la parafina. Al ser la parafina un material con una baja conductividad térmica, el uso de aletas en el disipador de calor ayuda a que el calor se transmita de forma más efectiva al PCM, sin embargo, esta mejora debe ser estudiada a efectos de no aumentar las irreversibilidades dentro del sistema.

La inclusión de la física de convección de calor en las simulaciones numéricas se realiza con el objetivo de verificar el impacto que supone la mezcla del material PCM dada por las fuerzas de empuje propias del fenómeno de convección natural. En este sentido, ya que la homogeneización de temperatura es uno de los mecanismos de pérdida de exergía dentro del sistema, lo que se busca es conocer el impacto de la convección de calor sobre la eficiencia del sistema LHSCS.

Se incluye también el análisis de la variación de la eficiencia del sistema al introducir un disipador de calor que actúe en las horas nocturnas. Este disipador de calor tiene como objetivo aumentar la transferencia de calor entre el sistema TEG y el ambiente durante las horas nocturnas. Su diseño también contempla el no reducir la captación de radiación solar en las horas diurnas al ser un diseño escalonado y que antepone la misma área de captación orientada hacia la radiación solar. Sin embargo, la inclusión de este disipador de calor aumentará el área de disipación de calor por convección y radiación tanto durante el día como durante la noche.

Los resultados del análisis paramétrico se muestran a continuación en el subcapítulo 4.3.

## 4.3 Análisis paramétrico de eficiencia del sistema

Se realizó un análisis paramétrico incluyendo las variables de aislamiento, geometría del LHSCS, simulación de convección natural, espesor de las aletas radiales y la inclusión de un disipador de calor en el lado caliente del generador termoeléctrico (TEG) para el periodo nocturno.

Este estudio se realizó por separado para evitar la sobreposición de resultados, es decir, primero se realizó la variación del aislamiento del contenedor LHSCS, manteniendo la geometría inicial de estudio. Posteriormente se realizó un estudio de la variación de la geometría, manteniendo un volumen de parafina constante. En otro estudio se analizó la variación del espesor de las aletas, en otro estudio la inclusión de la física de convección de calor, y finalmente en un último estudio la inclusión del disipador de calor (heat sink) en el lado caliente del TEG.

El estudio de aislamiento se realizó para verificar la implicancia de disminuir las pérdidas por convección hacia el ambiente desde el contenedor. Manteniéndose el aislamiento inicial del contenedor que cubre la pared de acrílico, se adicionó un aislamiento externo que cubre completamente el contenedor, incluidas las tapas de los extremos y una capa adicional sobre la pared de acrílico.

De esta manera se adiciona un (simple), dos (doble), tres (triple) y cuatro (cuádruple) centímetros de aislamiento para verificar el impacto del aislamiento en aumentar la eficiencia del TEG y del LHSCS. El análisis del aislamiento se realiza para las dos parafinas estudiadas, Puretemp 48X y RT62HC. Este análisis se realizó para dos meses representativos, enero y julio, entendiéndose que al ser meses de verano e invierno

respectivamente, representan los extremos de las condiciones ambientales y de radiación solar para la localidad estudiada.

Los resultados de eficiencia energética y exergética se presentan en las figuras a continuación. La Figura 4-40 muestra el aumento de la eficiencia energética y exergética del sistema LHSCS a medida que se incrementa el espesor del aislamiento. Se verifica que el incremento es de 0.58% ( $\eta$ lhscs) y 2.68% ( $\psi$ lhscs) al pasar de simple a doble, 27.51% ( $\eta$ lhscs) y 29.45% ( $\psi$ lhscs) al pasar de doble a triple, y de 22.17% ( $\eta$ lhscs) y 23.40% ( $\psi$ lhscs) al pasar de triple a cuádruple. Por tanto, se verifica que la utilización de un aislamiento triple (3 cm) es el nivel óptimo para esta aplicación específica del LHSCS.



Figura 4-40: Eficiencia exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

En la Figura 4-41 se observa el aumento de la eficiencia energética del TEG a medida que se incrementa el espesor del aislamiento. Se entiende por periodo diurno el periodo de tiempo donde se tiene la presencia de radiación solar y periodo nocturno el periodo donde existe

ausencia nocturna de radiación solar. La variación es de -1.02% (diurno) y 2.44% (nocturno) al pasar de simple a doble, -0.26% (diurno) y 0% (nocturno) al pasar de doble a triple, y de 0% (diurno) y 2.38% (nocturno) al pasar de triple a cuádruple. Por tanto, se observa que la variación en la eficiencia del TEG al variar el espesor del aislamiento es mínimo, eligiéndose en este caso el espesor de aislamiento triple para estar en concordancia con el resultado de eficiencia del LHSCS.



Figura 4-41: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

La Figura 4-42 muestra el aumento de la eficiencia energética y exergética del sistema LHSCS a medida que se incrementa el espesor del aislamiento. Se verifica que el incremento es de 0.13% ( $\eta$ lhscs) y 0.58% ( $\psi$ lhscs) al pasar de simple a doble, 1.02% ( $\eta$ lhscs) y 1.21% ( $\psi$ lhscs) al pasar de doble a triple, y de 0.70% ( $\eta$ lhscs) y 0.88% ( $\psi$ lhscs) al pasar de triple a cuádruple. Se verifica que la utilización de un aislamiento triple (3 cm) es el nivel óptimo


para esta aplicación específica del LHSCS para el periodo de invierno y verano, y por ende se puede asumir para el periodo anual completo.

Figura 4-42: Eficiencia exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio de la localidad estudiada.

En la Figura 4-43 se observa el aumento de la eficiencia energética y exergética del TEG a medida que se incrementa el espesor del aislamiento. El incremento de eficiencia de conversión en el TEG es de 0.27% (diurno) y 13.64% (nocturno) al pasar de simple a doble, 0% (diurno) y 4% (nocturno) al pasar de doble a triple, y de 0% (diurno) y 1.92% (nocturno) al pasar de triple a cuádruple. Se observa que el aumento de eficiencia es representativo hasta el aislamiento triple, eligiéndose este aislamiento para el periodo de invierno y verano y por ende para el periodo anual completo.

En el caso de utilizar la parafina RT62HC como material de almacenamiento se observa la misma tendencia en cuanto al aumento de la eficiencia de conversión en el TEG al



incrementar el espesor del aislamiento del contenedor LHSCS, como se observa en la Figura

Figura 4-43: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio de la localidad estudiada.

La variación de eficiencia de conversión en el TEG en el caso de utilizar RT62HC para el mes de enero (verano) es de -0.26% (diurno) y 10.87% (nocturno) al pasar de simple a doble, 0% (diurno) y 5.88% (nocturno) al pasar de doble a triple, y de -0.26% (diurno) y 3.70% (nocturno) al pasar de triple a cuádruple. El mayor incremento se da al pasar de simple a doble, reduciéndose paulatinamente al incrementar el aislamiento, por tanto, se puede concluir que un aislamiento doble sería el adecuado para esta aplicación.

Al utilizar RT62HC en el sistema LHSCS se puede verificar de mejor manera el límite de espesor de aislamiento que se puede aplicar en el contenedor para equilibrar las pérdidas de calor al ambiente (al aumentar el espesor de aislamiento la resistencia convectiva puede

4-44.



disminuir). Observando la Figura 4-45 se puede verificar que el aislamiento idóneo para esta aplicación es el doble, es decir, de 2 cm de espesor.

Figura 4-44: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando RT62C para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.



Figura 4-45: Eficiencia exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS utilizando RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

La variación de la eficiencia al aumentar el espesor de aislamiento para el mes de enero y utilizando RT62HC es de -4.43% (ηlhscs) y 758% (ψlhscs) al pasar de simple a doble, -26.54% (ηlhscs) y -30.20% (ψlhscs) al pasar de doble a triple, y de 70.20% (ηlhscs) y -70.62% (ψlhscs) al pasar de triple a cuádruple.

Al analizar la Figura 4-46, la eficiencia del módulo TEG para el mes de julio y utilizando RT62HC en el LHSCS se observa la misma tendencia mostrada para el mes de enero, siendo la variación de -0.54% (diurno) y 15.56% (nocturno) al pasar de simple a doble, 0% (diurno) y 13.46% (nocturno) al pasar de doble a triple, y de 0% (diurno) y 3.39% (nocturno) al pasar de triple a cuádruple. Por tanto, la elección adecuada sería utilizar un aislamiento de 2 cm (doble) tanto en verano como invierno y por tanto para todo el periodo anual.

El análisis de la eficiencia energética y exergética del LHSCS para el mes de julio (invierno) revela que al aumentar el espesor de aislamiento del contenedor la eficiencia energética tiende a disminuir mientras la eficiencia exergética tiende a aumentar. Esto podría conllevar a elegir el aislamiento triple o cuádruple, sin embargo, la variación más significativa se dá al pasar de aislamiento simple a doble. En este sentido y considerando que el diseño del LHSCS debe considerar el funcionamiento en un periodo anual, se elige mantener un aislamiento doble para coincidir con las condiciones de aislamiento para enero (verano).

La variación de la eficiencia al aumentar el espesor de aislamiento para el mes de julio y utilizando RT62HC es de -4.93% (ηlhscs) y 12.36% (ψlhscs) al pasar de simple a doble, -7.42% (ηlhscs) y 7.62% (ψlhscs) al pasar de doble a triple, y de 4.03% (ηlhscs) y 11.51% (ψlhscs) al pasar de triple a cuádruple.



Figura 4-46: Eficiencia energética del TEG durante la operación utilizando RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio de la localidad estudiada.



Figura 4-47: Eficiencia exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS utilizando RT62HC para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de julio de la localidad estudiada.

Para el análisis paramétrico realizado sobre el sistema STEG+LHSCS se ha tomado la variación del modelo en 5 parámetros descritos anteriormente. La variación de uno de los parámetros se realiza manteniendo la geometría base del contenedor presentada en el Capítulo 3, salvo la variación de la relación de aspecto donde se varia toda la geometría del contenedor, incluyendo la del disipador de calor interno (radio de aletas).

El modelo de STEG+LHSCS con la inclusión de convección de calor dentro del LHSCS toma en cuenta la simulación numérico computacional del movimiento del fluido (parafina líquida) al interior del contenedor, ocasionada por la presencia de convección natural en la transferencia de calor hacia la parafina. Este fenómeno a la vez está coordinado con la fusión de la parafina, lo que genera un frente de fusión. El análisis de la convección de calor dentro del contendor se realizará de forma particular en otro apartado. En este análisis particular se verificará el impacto de la inclusión del fenómeno de convección en la eficiencia energética y exergética del LHSC y en la eficiencia de conversión de energía en el TEG.

La variación del espesor de las aletas se realiza sobre la geometría básica del contenedor. El espesor de la aleta varia en ±50%, es decir, teniendo un espesor básico de 1.5 mm varía a 2.25 mm (e1fin) y 0.75 mm (e2fin) de espesor de aleta. La Figura 4-48 muestra la variación de la temperatura del lado caliente (TH) y lado frio (TC) del TEG para los dos espesores simulados.



Figura 4-48: Temperaturas de los lados del TEG (TH y TC) para los dos espesores de aleta (e1fin y e2fin).

La diferencia promedio porcentual entre los valores de temperatura de los lados del TEG, calculados para ambos espesores de aleta, es de 4% para el lado frio (TC) y de 0.93% para el lado caliente (TH). Dada la pequeña diferencia entre los valores calculados, se decide realizar el análisis de eficiencia para una sola variación de espesor, eligiendo el espesor de 2.25 mm dado que este espesor es más fácil de encontrar comercialmente.

El volumen de parafina incluido en el contenedor es de alrededor de 6700 cm<sup>3</sup>. Este volumen se calcula con los 6 kg de parafina y la geometría básica del contenedor. El estudio de la variación de la geometría se realiza con una relación de aspecto, es decir, tomando en cuenta la relación entre el largo y el radio del contenedor del LHSCS, de forma que si el largo se reduce el radio aumenta y viceversa.

En este sentido se realiza el análisis variando la longitud del contenedor en  $\pm 50\%$  y manteniendo el volumen constante. Siendo la longitud inicial del contenedor de 223.5 mm y el radio inicial de 114.5 mm, entonces la primera combinación (Vol cte1) corresponde a

una longitud de 111.75 mm y radio de 141.42 mm, y la segunda combinación (Vol cte2) corresponde a una longitud de 335.25 mm y radio de 81.65 mm.

Con estas combinaciones se mantiene un peso de 6 kg de parafina sólida en el contenedor y se realiza el análisis de la variación de la eficiencia del sistema bajo la variación de la geometría del contenedor.

Finalmente se analiza la inclusión de un disipador de calor en el lado caliente del TEG (superficie receptora de la radiación solar) para verificar la incidencia de aumentar el área de transferencia de calor al ambiente en el periodo nocturno de ausencia de radiación solar. La inclusión de un disipador de calor como el mostrado en la Figura 4-49, obedece a aumentar la transferencia de calor entre la parafina contenida en el LHSCS y el ambiente circundante al contenedor. Dado que no se puede variar a voluntad la temperatura ambiente de la locación geográfica, la solución más accesible es aumentar el área de transferencia. En este sentido existe un compromiso de diseño dado que el disipador de calor colocado en el lado caliente del TEG no debe alterar la cantidad de radiación solar recibida sobre esta superficie durante el periodo diurno.



Figura 4-49: Geometría del disipador de calor colocado sobre el módulo termoeléctrico (TEG), vista 2D (izquierda) y 3D (derecha).

El disipador de calor presenta aletas concéntricas de 2 mm de espesor y de altura variable. La altura se incrementa a medida que se acerca al centro del TEG, iniciando en 2 mm y terminando en 10 mm, con un incremento de 2 mm. Como se dijo anteriormente el módulo termoeléctrico se modela con una sección circular adaptando el área y volumen de los elementos según el análisis realizado en el Capítulo 3.

El diseño de este disipador de calor (heat sink) acoplado al lado caliente del TEG, permite que este reciba aproximadamente la misma cantidad de radiación solar (al incluir un seguidor de dos ejes), ya que el área de recepción perpendicular a la radiación solar concentrada sería la misma que sin la presencia de este heat sink. El área lateral de las paredes verticales del heat sink ayuda a que se incremente el área de transferencia de calor hacia el ambiente, y por tanto a que se transfiera una mayor cantidad de calor a través del TEG tanto en el periodo diurno como en el periodo nocturno de ausencia de radiación solar.

El estudio de la variación de la eficiencia de conversión del TEG y de la eficiencia de operación del sistema LHSCS se realiza para las dos parafinas estudiadas y para el mes de enero.

La variación de la eficiencia con respecto al modelo de análisis básico, bajo los diferentes modelos de análisis paramétrico, para el mes de enero y utilizando Puretemp 48X es de 28.90% (nlhscs) y 22.87% (wlhscs) versus la variación de espesor de las aletas, 18.89% (nlhscs) y -2.57% (wlhscs) versus variación geometría en modelo Vol Cte1, 510% (nlhscs) y 527% (wlhscs) versus modelo con aislamiento simple y disipador de calor acoplado en el TEG, y 14.32% (nlhscs) y -33.62% (wlhscs) versus el modelo que incluye convección de calor en el LHSCS, como se observa en la Figura 4-50.



Figura 4-50: Eficiencia exergética ( $\psi$ lhscs) y energética ( $\eta$ lhscs) del LHSCS bajo distintas configuraciones, utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

El modelo que incluye una variación de geometría del contenedor bajo la descripción Vol Cte2, no tiene asociado un valor de eficiencia del LHSCS dado que esta geometría no permite la inversión de flujo de calor en el LHSCS, evitando que haya una descarga de calor desde el LHSCS hacia el ambiente a través de la barra de cobre del disipador de calor incluido en el contenedor, y por ende no es posible calcular la eficiencia del LHSCS bajo las definiciones planteadas anteriormente. Esto se puede corroborar en las Figuras 4-51 y 4-52 donde se muestran las temperaturas de operación de los lados caliente y frio del TEG y, de las temperaturas extremas superior e inferior de la barra de cobre en el LHSCS.

En la Figura 4-53 se puede observar una amplia variación de la eficiencia del LHSCS de acuerdo con los modelos de análisis presentados. La variación más significativa se dá en el modelo que incluye el disipador de calor en el lado caliente del TEG para favorecer la transferencia de calor hacia el ambiente en el periodo de ausencia de radiación solar, lo que

evidentemente posibilita que la eficiencia de operación del LHSCS se incremente en alrededor de 5 veces con respecto al modelo de análisis básico.



Figura 4-51: Temperaturas del lado caliente (TH) y lado frio (TC) del TEG del modelo Vol Cte2 correspondiente a la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.



Figura 4-52: Temperaturas del extremo superior (THbarra) e inferior (TCbarra) de la barra de cobre del disipador de calor incluido en el LHSCS correspondiente a la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

La variación del espesor de la aleta en un 50% adicional, permite aumentar la eficiencia de operación del LHSCS en alrededor del 25%, esto gracias a que se incrementa la transferencia de calor desde el disipador de calor de cobre incluido en el LHSCS hacia la parafina, y viceversa.

La eficiencia energética de operación del LHSCS se incrementa en alrededor de 20% cuando se utiliza un contenedor con un aspecto más ancho que el del modelo básico, como el que se adopta con el modelo Vol Cte1 en el que se reduce la longitud y se aumenta el diámetro del contenedor. La variación de la eficiencia exergética con este modelo es mínima y se reduce en alrededor de un 2% con respecto al modelo base.

Al incluir la convección de calor en el análisis computacional del sistema STEG+LHSCS, la eficiencia energética del LHSCS aumenta en alrededor de 14%, sin embargo, la eficiencia exergética disminuye en alrededor de 33%. Esto es debido a que, en el periodo nocturno de ausencia de radiación solar, la presencia de convección de calor facilita que el material con cambio de fase se funda en un menor tiempo, o, en otras palabras, el calor remanente del TEG se transmita de forma más efectiva al PCM. Lo anterior permite que se almacene una mayor cantidad de calor en el PCM y, por tanto, el LHSCS almacena más calor para descargarlo durante las horas de ausencia de radiación solar, lo que provoca un aumento de eficiencia de operación del LHSCS. Sin embargo, lo anterior produce también más pérdidas de calor hacia el ambiente, lo que disminuye la eficiencia exergética de operación del LHSCS.



Figura 4-53: Eficiencia energética del TEG bajo distintas configuraciones, utilizando Puretemp 48X para la insolación mensual promedio y condiciones ambientales del mes de enero de la localidad estudiada.

Las distintas configuraciones paramétricas estudiadas también varían la eficiencia de conversión del TEG si se lo compara con la configuración básica. En la Figura 4-53 se puede verificar esta variación de eficiencia del TEG tanto para el periodo con presencia de radiación solar (diurno) como para el periodo nocturno de ausencia de radiación solar (nocturno). La eficiencia del módulo TEG para el mes de enero bajo los distintos modelos de simulación numérica, y utilizando Puretemp 48X en el LHSCS muestran los siguientes resultados comparando el modelo básico con las otras configuraciones, una variación de 2.29% (diurno) y -54.05% (nocturno) con el de convección, -30.10% (diurno) y 41.18% (nocturno) con el que incluye el disipador de calor y aislamiento básico, 2.57% (diurno) y 15.91% (nocturno) con el que incluye la variación de geometría Vol Cte1, y -25.06% (diurno) y -20.69% (nocturno) para el modelo con variación de geometría Vol Cte2.

Los modelos que presentan el mayor incremento y disminución de eficiencias son el modelo de variación de espesor de aletas y el de variación de geometría del contenedor (Volcte2), respectivamente. La inclusión de la convección de calor dentro del modelo de análisis numérico disminuye radicalmente la eficiencia del TEG durante la noche, esto relacionado a los efectos que produce sobre la transferencia de calor desde y hacia el disipador de calor acoplado al TEG. En cuanto al modelo donde se adiciona el disipador de calor en el lado caliente del TEG, a pesar de que logra incrementar la eficiencia del TEG durante la noche, por otro lado, también la disminuye durante el día, esto ya que el disipador de calor permite también que existan más pérdidas de calor hacia el ambiente en el periodo diurno de radiación solar. Con respecto a la variación de geometría del contenedor en la configuración Vol Cte1, se verifica que no tiene un gran impacto sobre la mejoría de eficiencia del TEG y al contrario la disminuye durante la noche.

## 4.4 Análisis de Convección de Calor dentro del LHSCS

Para el análisis de convección de calor dentro del contenedor LHSCS se busca definir el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) dentro de cada compartimento y después definir un promedio para el contenedor.

Para calcular *h*, se debe obtener antes números adimensionales característicos del fenómeno de transferencia de calor por convección, entre ellos el número de Prandtl, Grashof, Rayleigh y Nusselt.

El número de Prandtl relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. El número de Prandtl se obtiene a partir de la Ecuación 4.9.

$$Pr = \frac{Cp\,\mu}{k} \tag{4.9}$$

Donde Cp es la capacidad térmica a presión constante del material con cambio de fase,  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido y k la conductividad térmica del mismo. Todas estas propiedades son dependientes de la temperatura a la que se encuentre el material, las propiedades promedio para el estado líquido de la parafina Puretemp 48X utilizada en los estudios experimental y numérico son las siguientes: Cp=2270 (J/kg K),  $\mu$ = 0.008 (Pa s), k=0.15 (W/m K). Con estos valores, el número de Prandtl promedio para la parafina utilizada es de 121.

El número de Grashof relaciona las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido sobre un punto especifico (local). Este número se calcula a partir de la Ecuación 4.10.

$$Gr_{\chi} = \frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L^3}{\nu^2} \tag{4.10}$$

Donde g es la constante de aceleración gravitacional,  $\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica, T<sub>s</sub> es la temperatura de la superficie, T<sub>∞</sub> es la temperatura ambiente, L es una longitud característica, v es la viscosidad cinemática. Los valores de  $\beta$  y v son dependientes de la temperatura a la que se encuentre el fluido. El valor promedio de las ultimas variables citadas anteriormente para la parafina utilizada en este análisis son 0.002 K<sup>-1</sup> y 9.4118x10<sup>-6</sup> m/s<sup>2</sup>, respectivamente.

El número de Rayleigh relaciona la representatividad de transferencia de calor por conducción o convección dentro de un fluido. El número de Rayleigh se obtiene a partir del producto de los números de Grashof local y Prandtl, de acuerdo con la Ecuación 4.11.

$$Ra = Gr_x Pr \tag{4.11}$$

Finalmente, el número de Nusselt local relaciona la transmisión de calor por convección desde una superficie en contacto con un fluido con la transferencia de calor si ésta ocurriera

solamente por conducción. El número de Nusselt local se obtiene a partir de la Ecuación 4.12.

$$Nu_x = \frac{hL}{k_f} \tag{4.12}$$

De acuerdo con las correlaciones presentadas por Churchill & Chu, el número de Nusselt también se puede aproximar por la Ecuación 4.13 para convección natural y  $Ra \le 109$ .

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 \, Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$
(4.13)

Utilizando la Ecuación 4.13 se puede obtener el número de Nusselt utilizando el valor del número de Rayleigh y Prandtl obtenidos previamente, para después despejar el coeficiente de transferencia de calor por convección h, lo que nos permitirá caracterizar por completo el fenómeno de convección natural al interior del contenedor LHSCS.

Tomando en cuenta la definición de los números adimensionales citados, se procede al análisis de convección natural dentro de los 5 compartimentos del modelo de LHSCS propuesto. Para ello se procede a elegir la longitud característica (L) y el punto local (x).

Para definir L y x, se elige analizar la pared vertical que presenta la barra de cobre del disipador de calor en cada compartimento, dado que en esa superficie de contacto inicia el frente de fusión del material con cambio de fase (PCM). Ya que el análisis numérico está realizado sobre un modelo axisimétrico, se asume que el análisis realizado sobre un plano vertical será suficiente para definir el valor aproximado de los números adimensionales en cada compartimento. Por último, se elige para el análisis el punto medio de la longitud de la barra de cobre en contacto con cada compartimento de parafina, esto ya que se asume que este punto representa el valor medio de temperatura de esa sección de barra. Lo anterior se observa en la Figura 4-54.



Figura 4-54: Ubicación del punto de análisis (x) en el disipador de cobre (HS\_Cu), y de los puntos donde se mide la temperatura superficial (Ts) y ambiental (T $\infty$ ).

Los valores de  $T_s$  y  $T_{\infty}$  se miden para todo el periodo estudiado (24 horas), utilizando la parafina Puretemp 48X en el contenedor LHSCS y para los meses representativos de verano (enero) e invierno (julio). Una vez obtenidas las temperaturas requeridas, se procede a calcular los números adimensionales para cada compartimento de parafina. El valor promedio para cada compartimento se obtiene evaluando todo el tiempo de simulación. El valor promedio para todo el contenedor se obtiene promediando los valores de los cinco compartimentos. Los resultados se muestran en las tablas a continuación.

Tabla 4-5: Valores de números adimensionales y de h  $(W/m^2 K)$  promedio, por compartimento y para el contenedor completo LHSCS, bajo las condiciones ambientales y de radiación solar del mes de enero de la locación estudiada.

Var.	1er comp	2do comp	3er comp	4to comp	5to comp	бto comp	Promedio LHSCS
	1.015.05	<b>5</b> 00 <b>5</b> 04	0.755.04	0.515.04	2.025.04	0.515.04	5.000
Gr	1.01E+05	5.09E+04	3.75E+04	3.51E+04	3.82E+04	8./1E+04	5.82E+04
Ra	1.22E+07	3.42E+06	4.53E+06	4.25E+06	4.62E+06	1.05E+07	6.59E+06
Nu	9	7	7	7	7	8	8
h	36	29	30	30	31	35	32

Tabla 4-6: Valores de números adimensionales y de h  $(W/m^2 K)$  promedio, por compartimento y para el contenedor completo LHSCS, bajo las condiciones ambientales y de radiación solar del mes de julio de la locación estudiada.

Var.	1er comp	2do comp	3er comp	4to comp	5to comp	бto comp	Promedio
							LHSCS
Gr	1.02E+05	5.19E+04	3.83E+04	3.60E+04	3.96E+04	8.59E+04	5.89E+04
Ra	1.23E+07	6.29E+06	4.64E+06	4.36E+06	4.80E+06	1.04E+07	7.13E+06
Nu	9	8	7	7	7	8	8
h	35	32	30	30	30	35	32

Los gráficos de los números adimensionales obtenidos se muestran en el Anexo C.

## 4.5 Desempeño comparativo del sistema STEG+LHSCS

El sistema STEG+LHSCS es un sistema hibrido que incluye un sistema de conversión de energía solar a eléctrica utilizando un generador termoeléctrico y un sistema de almacenamiento de calor latente que almacena el calor remanente del sistema de conversión y a la vez se utiliza para mantener controlada la temperatura del lado frio del generador termoeléctrico. Por tanto, se debe primero analizar cuáles serían las características funcionales o propiedades por comparar entre el sistema STEG+LHSCS con otros sistemas similares.

El sistema de conversión utiliza la energía solar como fuente primaria de energía, entonces se lo puede comparar con otras tecnologías de conversión de energía solar como la solar fotovoltaica o la solar térmica. Ya que el generador termoeléctrico es un sistema de conversión de estado sólido, que no utiliza partes móviles en su operación, la comparación adecuada se limita a la tecnología solar fotovoltaica. En este análisis se propone comparar ambas tecnologías de conversión a nivel técnico y económico a partir de su eficiencia de conversión y del costo de energía nivelado (Levelized Cost of Energy, LCOE por sus siglas en inglés).

La eficiencia de los sistemas fotovoltaicos ha tenido un incremento sostenido en los últimos años, sin embargo, para la modelación de la mayoría de los sistemas de generación fotovoltaica se utiliza la eficiencia de conversión de las celdas de silicio cristalino con una eficiencia de alrededor de 20%.

En el caso del generador solar termoeléctrico, al ser una tecnología que se encuentra en un estado inicial de investigación, los incrementos de eficiencia de conversión se han dado por la investigación en distintos tipos de materiales y configuraciones del sistema. A pesar de ser una tecnología promisoria que avizora una eficiencia de conversión superior al 15% (Olsen et al., 2014), en la actualidad la mayoría de investigaciones reportan una eficiencia de alrededor del 5% (Amatya & Ram, 2010; G. Chen, 2011; Lamba et al., 2018; Lorenzi & Chen, 2018), y la mayor eficiencia reportada de un STEG con concentración solar alcanza alrededor del 10% (Daniel Kraemer et al., 2016).

Por tanto, a pesar de los avances en la investigación de sistemas solares termoeléctricos, la eficiencia de conversión es aún limitada y alcanza, solo en ensayos de laboratorio, la mitad de la eficiencia de conversión de los paneles fotovoltaicos comerciales.

A nivel global los costos de instalación de proyectos fotovoltaicos (PV) han disminuido sostenidamente a lo largo de la última década, llegando a un costo de instalación de aproximadamente 883 USD/kW para el año 2020 (Statista, 2021). El costo de instalación para este tipo de proyectos en Chile se encuentra en un rango entre 669 y 993 USD/kW (CNE, 2020), por lo que para este análisis comparativo se asume un costo conservador de 850 USD/kW.

El costo de instalación de un sistema de generación solar termoeléctrico (STEG) no ha sido extensivamente analizado, encontrándose únicamente los análisis realizados por Narducci et al. (Narducci et al., 2018), Habibollahzade et al. (Habibollahzade et al., 2018) y Rodrigo et al. (Rodrigo et al., 2019), donde se publicó un costo del sistema TEG (incluido el disipador

de calor) de 1954 USD/kW, 1500 USD/kW y 510 USD/ kW, respectivamente. Para efecto de comparar los sistemas de generación en este análisis se asume un costo de instalación del sistema TEG de 1500 USD/kW.

Por tanto, en cuanto a costos de instalación, el costo de un sistema TEG duplica el de un sistema PV, asumiendo que los costos de terreno de implantación, operación & mantenimiento, y la potencia instalada son similares al tratarse de tecnologías de conversión solar de estado sólido.

El LCOE para proyectos fotovoltaicos tiene diferentes rangos de acuerdo con el tamaño y tipo de proyecto, es decir, si es residencial, comercial, o utilitario. El rango ampliado se sitúa entre 29 y 227 USD/MWh (Lazard, 2020).

El LCOE para proyectos con generadores solares termoeléctricos y sistemas de almacenamiento de calor latente (STEG+LHSCS) no se ha reportado en la literatura revisada, sin embargo, al igual que para el costo de instalación, se puede utilizar el de otros sistemas que incluyan generadores termoeléctricos. El LCOE reportado por Lozano A. (Lozano, 2011) fue de 8404 USD/MWh para un prototipo de sistema termoeléctrico integrado entre un sistema de concentración solar y un sistema geotérmico de enfriamiento. Otro estudio publicado por Bellos E. y Tzivanidis C. (Bellos & Tzivanidis, 2020) reporta un LCOE de aproximadamente 52 USD/MWh para un sistema solar termoeléctrico de 100 m<sup>2</sup> de área de implantación y 5414 kWh de generación, con una inversión de 1180 USD/kW y un periodo de retorno de 4.5 años. El estudio de Lobunets Y. y Abdurakhmanov I. (Lobunets & Abdurakhmanov, 2020) relaciona el LCOE de un sistema termoeléctrico con la diferencia de temperatura ( $\Delta$ T) alcanzada entre los lados del TEG, de esta forma se tiene un LCOE de 240 USD/MWh para un  $\Delta$ T de 30 °C y un LCOE de 20 USD/MWh para un  $\Delta$ T de 120 °C.

Un análisis presentado por Chen G.y Soderberg R. (G. Chen & Soderberg, 2013) reporta un LCOE de 236 USD/MWh para un sistema solar termoeléctrico, asumiendo una operación de 20 años, una tasa de descuento de 6.5% y un costo anual de mantenimiento del 3%.

Por tanto, el LCOE para proyectos con sistemas fotovoltaicos se podría asumir en un promedio ampliado de 130 USD/MWh, y para proyectos con sistemas termoeléctricos si se considera el rango de temperatura alcanzado entre los lados del TEG en alrededor de 130 USD/MWh. Por tanto, asumiendo áreas de implantación similares y los mismos periodos de utilización, tasa interna de retorno y costos de instalación, operación y mantenimiento, estas tecnologías serian competitivas económicamente entre sí en un futuro próximo.

El LCOE calculado para el prototipo del sistema STEG+LHSCS (F. J. Montero et al., 2021) alcanzó los 8850 USD/MWh, el cual es similar al reportado por Lozano A. (Lozano, 2011). Esto se debe a que, al ser un prototipo de sistema de conversión, el área de implantación y numero de generadores termoeléctricos son reducidos y, por tanto, el LCOE calculado es de alrededor 50 veces el reportado para otros sistemas de conversión solar termoeléctrica que asumen mayores áreas de implantación y numero de generadores termoeléctricos.

El sistema STEG+LHSCS analizado también se puede comparar con otros sistemas de conversión de energía y almacenamiento integrados. La comparación se puede realizar con un sistema fotovoltaico (PV) acoplado a un banco de baterías (Battery Energy Storage System, BESS por sus siglas en inglés), para esto se usa el dato de costo nivelado de almacenamiento (Levelized cost of storage, LCOS por sus siglas en inglés) reportado por Lazard (Lazard, 2020) para un sistema fotovoltaico con almacenamiento en baterías de 10 kW + 6 kW de potencia instalada (PV+BESS), con una tasa de retorno de 4.4%, 20 años de

operación, 1 ciclo de carga-descarga diario, 350 días por año de operación y sin incluir costos de degradación o reemplazo; alcanzando un rango de LCOE de entre 406 y 506 USD/MWh. Con el fin de comparar de forma más precisa el LCOS del sistema STEG+LHSCS con el sistema planteado en el párrafo anterior, se realiza una evaluación de un sistema STEG+LHSCS de 10 kW de potencia instalada, esto significa 2000 módulos termoeléctricos y aproximadamente 12000 kg de parafina. El análisis de la composición de costos del prototipo estudiado refleja que los módulos termoeléctricos representarían el 5% de la inversión total, el sistema LHSCS el 80%, el sistema de concentración solar el 10% y los sistemas electrónicos auxiliares un 5%. La inversión total para un sistema STEG+LHSCS de 10 kW, considerando economía de escala alcanzaría los 65903 USD, es decir, alrededor de 6590 USD/kW. Para calcular el LCOS se considera las mismas condiciones económicofinancieras del sistema PV+BESS, es decir, 20 años de operación, 1 ciclo diario de cargadescarga, 350 días de operación, tasa de retorno del 4,4% y además una degradación progresiva del sistema de conversión del 10% anual. Para la parafina no se considera un proceso de degradación dado que el fabricante asegura un rendimiento constante por más de 10000 ciclos de operación. Con estas consideraciones el LCOE calculado alcanza los 566 USD/MWh.

Por tanto, al comparar el promedio del LCOE de un sistema PV+BESS con el LCOE calculado para el sistema STEG+LHSCS propuesto, se encuentra que el LCOE del sistema STEG+LHSCS es un 20% superior, lo que indica un costo un poco más elevado de producir la misma cantidad de energía. Sin embargo, se debe tomar en cuenta la madurez tecnológica de la tecnología PV+BESS lo que implica una eficiencia de conversión de la tecnología PV

(20%) y la eficiencia de almacenamiento de las baterías de ion litio (86%) comúnmente utilizadas en este tipo de proyectos.

Otra forma aproximada de comparar la factibilidad económica del sistema STEG+LHSCS, es a partir de otros sistemas de almacenamiento de calor latente. Para este propósito se puede usar el LCOE reportado para sistemas de almacenamiento de calor integrados en edificios estudiado por Spoletini E. (Spoletini, 2017), el que dá cuenta de un LCOE de 392 USD/MWh para una aplicación de un sistema domiciliario de 5 kW de generación combinado (electricidad+calor) que utiliza materiales con cambio de fase como medio de almacenamiento de calor y un ciclo Otto. Por tanto, el LCOE calculado para el sistema STEG+LHSCS es alrededor de 40% mayor. Nuevamente esta comparación se realiza con un equipo que utiliza una tecnología más madura y que presenta una mayor eficiencia de conversión y almacenamiento, 26 % y 76%, respectivamente.

En conclusión, el sistema STEG+LHSCS analizado en este trabajo de tesis a partir de un prototipo experimental que a su vez fue desarrollado y comprobado a través de un análisis numérico computacional, permite avizorar las limitaciones de un sistema de conversión y almacenamiento basado en generadores termoeléctricos y materiales con cambio de fase.

En cuanto a la factibilidad técnica, el sistema STEG+LHSCS se encuentra limitado inicialmente por la eficiencia de conversión de los módulos TEG comerciales. Si bien se ha incrementado el estudio de este tipo de dispositivos de conversión de energía, apenas alcanza el 10% cuando se los utiliza en sistemas de conversión de energía solar. Por tanto, es necesario un estudio holístico que agrupe el desarrollo de nuevos materiales termoeléctricos, nuevas configuraciones de generadores y sistemas, y nuevos sistemas de manejo y control del flujo de calor en los sistemas TEG. Lo anterior impactaría de forma radical en la

factibilidad económica, dado que, con una baja eficiencia de conversión, los sistemas STEG tienen una competitividad limitada frente a otras tecnologías más desarrolladas como la PV o la solar térmica, salvo en aplicaciones donde el recurso de calor sea muy abundante o en aplicaciones de calor remanente.

Sin embargo, los sistemas STEG también podrían utilizarse como complemento para el aprovechamiento completo de la radiación solar. Al ser una tecnología de generación de estado sólido, esto permite que en un futuro cercano cuando se alcancen mejores eficiencias de conversión, se puedan utilizar en sistemas híbridos PV+STEG como los estudiados por diferentes autores (Attivissimo et al., 2015; Lorenzi & Chen, 2018; Sark, 2011; Wang et al., 2011; Yin et al., 2019). En los cuales se ha verificado que los sistemas TEG logran evacuar de forma eficiente el calor remanente de los sistemas PV, permitiendo mantener su temperatura de operación controlada y por tanto manteniendo o incrementando la eficiencia de conversión de energía solar a eléctrica en el sistema hibrido.

Por tanto, si bien en la actualidad los sistemas STEG no son competitivos a nivel de eficiencia de conversión con otros sistemas de conversión de energía solar, investigaciones como la realizada en este proyecto de tesis buscan resolver las limitaciones de este tipo de sistemas, entre ellas, como utilizar de forma eficiente el calor remanente del proceso de conversión y como mantener controlada la temperatura del lado frio del TEG sin la necesidad de un consumo de energía adicional a través de un sistema de almacenamiento y enfriamiento pasivo.

En cuanto al sistema LHSCS propuesto, este sistema cumple el objetivo de mantener controlada la temperatura del lado frio del módulo termoeléctrico TEG, sin embargo, presenta limitaciones para convertirse en un dispositivo de alta eficiencia de almacenamiento de calor para un posterior uso en la generación nocturna de electricidad en el TEG. Esto ya que existe un compromiso de funcionamiento entre ambas aplicaciones, es decir, si bien se requiere que el lado frio del TEG se mantenga a una temperatura muy inferior a la del lado caliente, esta temperatura del lado frio es gobernada por la temperatura de cambio de fase del PCM. Por otro lado, si la temperatura de cambio de fase del PCM es muy baja, esto imposibilita almacenar calor a una temperatura adecuada para la generación eléctrica en el TEG durante la noche, dado que la diferencia de temperatura estaría dada entre la temperatura del PCM y la del medio ambiente. Por tanto, y considerando las respectivas pérdidas de calor hacia el ambiente, el sistema LHSCS no permitiría generar una gran cantidad de energía en el sistema TEG en el periodo nocturno. En este estudio se logró generar durante la noche alrededor del 0.6% de la energía generada durante la presencia de radiación solar. Esta generación nocturna estuvo limitada por las condiciones de temperatura de operación en la fase diurna y las condiciones ambientales de la locación geográfica.

Sin embargo, a partir de lo anterior se prevé que el siguiente paso de investigación sería el acoplar un tercer sistema que aproveche el calor remanente del proceso de conversión de energía en el TEG tanto en el periodo diurno como en el periodo nocturno para calefacción, secado de alimentos u otra aplicación que requiera calor a baja temperatura. Otra propuesta es incluir un mayor número de módulos termoeléctricos en la periferia del sistema de almacenamiento de modo que se aproveche las pérdidas de calor para generar una cantidad de electricidad adicional. Esto podría no solo agregar un proceso adicional de aprovechamiento de energía, sino que lograría reducir aún más el costo nivelado de la energía al utilizar al máximo el recurso energético solar, agregar ingresos adicionales por

servicios complementarios y la reducción de utilización de combustibles fósiles, procesos que ayudan a cumplir los compromisos medio ambientales.

En cuanto a la factibilidad económica del sistema integrado STEG+LHSCS, se verificó que si bien el LCOE calculado para el prototipo diseñado es mayor si se lo compara con otras soluciones de conversión de energía renovable, se avizora que podría ser una opción competitiva en un futuro próximo cuando la eficiencia de conversión del TEG alcance al menos la de la tecnología fotovoltaica, y se estudie nuevos diseños del contenedor LHSCS que permitan un manejo más eficiente del calor almacenado para generar una mayor cantidad de energía durante la noche, o en su defecto, desarrollar un sistema que utilice el calor remanente como calor de calefacción o para otros procesos que requieran menor temperatura.

En este sentido, como se dijo anteriormente, la investigación en sistemas híbridos que maximicen el uso de la energía solar y reduzcan las pérdidas, no solo logran ser competitivos a nivel tecnológico y económico, sino que tienen un impacto más significativo para cumplir las políticas de conservación del medio ambiente.

Al comparar el impacto ambiental de los sistemas de almacenamiento de calor (TES por sus siglas en inglés) y los sistemas de almacenamiento de electricidad en baterías (BESS por sus siglas en inglés) se observa que los sistemas BESS presentan desafíos más complejos en cuanto a contaminación ambiental por el uso de materiales tóxicos, la minería de extracción, y la posibilidad de reciclaje de materiales (Guney & Tepe, 2017; Melchor-Martínez et al., 2021). Estos impactos están relacionados con la complejidad del manejo de materiales tóxicos en la fabricación de baterías como el plomo y el níquel, y las afectaciones al medio ambiente de metales pesados que son corrosivos y tóxicos (Dehghani-Sanij et al., 2019). Por

otro lado la minería de extracción y el reciclaje de materiales utilizados en la fabricación de baterías de ion-litio y plomo acido, no sólo incluyen afectaciones a ecosistemas vulnerables de países en vías de desarrollo sino afectaciones sociales en cuanto a salud y calidad de vida (Schaddelee-Scholten & Tempowski, 2017).

Los sistemas TES por otro lado presentan una afectación menor al medio ambiente ya que existe la posibilidad de utilizar materiales orgánicos no tóxicos, no corrosivos ni perjudiciales para la salud humana ni el ambiente (Dincer & Rosen, 2011b). En la Tabla 4-7 se resumen los impactos ambientales y sociales para las tecnologías de almacenamiento comparadas en este subcapítulo.

Como se puede observar en la Tabla 4-7, los impactos negativos de las tecnologías de almacenamiento en baterías más utilizadas en la actualidad, Ion-Litio y de Plomo-ácido, son los más representativos, siendo de grado medio y alto en la mayoría de los parámetros estudiados por Florin N. & Dominish E. (Florin & Dominish, 2017). En el caso de los sistemas de almacenamiento de calor, los impactos negativos sobre el ambiente y la sociedad son en su mayoría bajos, lo que ratifica que el sistema LHSCS estudiado en esta tesis tenga un menor impacto al medio ambiente y a la sociedad, dado que por un lado utiliza materiales de fácil extracción, no tóxicos, no corrosivos, orgánicos (en el caso de las parafinas analizadas), y por otro lado su reciclaje se puede realizar de forma rápida y segura, evitando afectaciones a la salud tanto de las personas como de otros organismos vivos.

Impacto	Ion- Litio NMC	Ion- Litio LFP	Plomo- ácido	De flujo	Ion- Sodio	TES
Eficiencia energética	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Medio	Bajo
Emisiones de gases contaminantes	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Medio	Bajo
Cadena de suministro	Alto	Medio	Bajo	Medio	Bajo	Medio
Intensidad de material	Medio	Medio	Bajo	Medio	Bajo	Bajo
Reciclabilidad	Medio	Medio	Bajo	Medio	Medio	Bajo
Salud ambiental	Alto	Medio	Medio	Bajo	Bajo	Bajo
Derechos humanos	Alto	Medio	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo
Salud y seguridad	Alto	Medio	Medio	Bajo	Bajo	Bajo
Global	Alto	Medio	Medio	Bajo	Bajo	Bajo

Tabla 4-7: Impactos ambientales y sociales negativos de distintas tecnologías de almacenamiento de energía, adaptado de (Florin & Dominish, 2017).

## 5. CONCLUSIONES

Este trabajo de investigación se centró en establecer la factibilidad de utilizar un sistema de enfriamiento pasivo basado en materiales con cambio de fase para lograr dos objetivos primordiales, por un lado, mantener controlada la temperatura de un sistema de conversión solar termoeléctrico y, por otro lado, almacenar el calor remanente del proceso de conversión durante el periodo diurno, para generar una cantidad de energía adicional durante el periodo nocturno de ausencia de radiación solar.

En primera instancia se concluye que el sistema de enfriamiento y almacenamiento de calor latente (LHSCS por sus siglas en inglés), logró cumplir el primer objetivo al conseguir mantener una diferencia de temperatura entre los lados caliente y frio del TEG de hasta 140 °C durante el periodo diurno de presencia de radiación solar.

En segundo lugar, se concluye que el sistema LHSCS permite extender el periodo de generación eléctrica en el sistema termoeléctrico al periodo nocturno de radiación solar, aunque la generación de electricidad en este periodo se extiende para toda la noche, la generación es muy reducida, alcanzando apenas el 0.6% de la energía generada durante el periodo diurno.

Del análisis realizado se desprende que el sistema LHSCS presenta algunas limitaciones con el fin de incrementar la cantidad de energía generada en el periodo nocturno, entre ellas:

 Existe un compromiso en el diseño del sistema LHSCS, dado que es requerido por un lado, que la temperatura en el lado frio del TEG y por ende del calor almacenado en el LHSCS sea la menor posible con el fin de maximizar la generación de electricidad durante el periodo diurno, sin embargo, el minimizar la temperatura de la parafina almacenada en el reservorio de calor, disminuye también la posible diferencia de temperatura alcanzable en el TEG en el periodo nocturno y por ende la generación de electricidad en este periodo.

- Al tener un único modulo termoeléctrico en el sistema, este no aprovecha de forma efectiva todo el calor almacenado en el sistema LHSCS para generar electricidad durante el periodo nocturno, dado que el área de disipación de calor en este periodo se reduce únicamente a la sección cuadrada del "lado frio" del TEG.
- La generación eléctrica en el periodo nocturno está limitada por la diferencia de temperatura alcanzada entre los lados caliente y frio del TEG, y la temperatura del lado frio está controlada por la temperatura ambiental nocturna.
- La cantidad de calor aprovechable para generación de electricidad en el TEG en el periodo nocturno se reduce dadas las pérdidas de calor por las paredes y tapas del contenedor de parafina, y además dado que el calor almacenado se distribuye a través del disipador de calor entre los compartimentos.

Por tanto, las principales contribuciones de esta investigación están vinculadas al entendimiento de las limitaciones del sistema de enfriamiento y almacenamiento de calor LHSCS propuesto, entre ellas:

• Un sistema de enfriamiento pasivo, basado en materiales con cambio de fase, permite controlar la temperatura del lado frio de un sistema de generación solar termoeléctrico. Con un sistema LHSCS compuesto por 6 kg de parafina y 2.5 kg de disipador de calor de cobre, se logra mantener una diferencia de temperatura de hasta 120 °C entre los lados del generador termoeléctrico, acoplando el periodo de radiación solar de la localidad estudiada al tiempo requerido para la fusión de toda la parafina incluida en el contenedor del sistema LHSCS.

- El sistema LHSCS permite almacenar el calor remanente del periodo diurno de conversión solar a eléctrica en el sistema TEG. Se verificó que el diseño del sistema LHSCS se debe enfocar principalmente en el aislamiento del contenedor de parafina, la relación de aspecto del contenedor y la geometría del disipador de calor para aumentar la eficiencia del mismo.
- Si bien el sistema LHSCS propuesto permite controlar la temperatura del lado frio del TEG en el periodo diurno, reduce su efectividad al generar electricidad en el periodo nocturno, esto es consecuencia de que el flujo de calor desde el contenedor hacia el módulo termoeléctrico se ve reducido por las pérdidas de calor hacia el ambiente y por el equilibrio de la temperatura de la parafina en los compartimentos del sistema LHSCS propuesto.

La comparación de los resultados obtenidos en esta investigación con los resultados de otras investigaciones similares se presentan en la Tabla 5-1 a continuación.

Ref.	РСМ	Vol. PCM (ml)	TEG (mm)	Cant	Calor aplicado (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>h_max</sub> (°C)	T <sub>c_max</sub> (°C)	V <sub>OC_max</sub> (V)
(Jaworski	Ácido				2230	44	39	3.4
et al.,	Caprico	700	40×40×4	9	1380			2.0
2016)	1				935	41	39	1.6
(Karthick	D				4500			4.33
et al.,	D- Mannitol	512.5	40×40×4	8	5000	200	170	4.84
2019)	Wallinton				5500			5.88
(Selvam		0.020			6667	72	52	0.010
et al.,	OM32	0.050	$5 \times 3 \times 2$	1	10000	125	85	0.015
2020)					13334	97	74	0.019
(F. J.								
Montero	Puretemp	6667	40×40×5	1	24400	220	80	5 9
et al.,	48X	0007	40×40×3	1	54400	220	80	5.0
2021)								

Tabla 5-1: Comparación de sistemas	pasivos de enfriamiento en sistemas T	TEG
------------------------------------	---------------------------------------	-----

Otra de las contribuciones al estado del arte de los sistemas STEG, fue el análisis del sistema STEG+LHSCS bajo las condiciones ambientales y de radiación solar de una localidad específica, en este caso del Desierto de Atacama (Calama, El Loa, 22.483 °S, 68.9 °O, 2291 msnm), y utilizando 6 kg de dos parafinas con distintas temperaturas de fusión, Puretemp 48X y RT 62HC, de donde se obtuvieron los siguientes resultados:

- Se alcanza una diferencia de temperatura máxima de alrededor de 120 °C entre los lados caliente y frio del módulo termoeléctrico.
- Se logra mantener una temperatura máxima de alrededor de 80 °C en el lado frio del TEG durante el periodo de presencia de radiación solar.
- Se logra generar una cantidad adicional de energía por más de 10 horas, en el periodo de ausencia de radiación solar bajo las condiciones de la locación estudiada.
- La energía promedio mensual generada por el sistema STEG + LHSCS utilizando Puretemp 48X y RT62HC es de 482.07 Wh (479.42 Wh en la mañana y 2.65 Wh en la noche), y 470.13 Wh (467.88 Wh en la mañana y 2.25 Wh en la noche), respectivamente.
- La energía generada durante la noche, utilizando Puretemp 48X y RT62HC, representa el 0.55% y 0.48%, de la energía total generada durante todo el día, respectivamente.
- La energía anual generada por el sistema STEG + LHSCS, utilizando Puretemp 48X
  y RT62HC, alcanza los 5785 Wh anuales y 5642 Wh anuales, respectivamente.
- La eficiencia anual promedio del módulo termoeléctrico TEG, alcanza un valor de 3.98% y 3.91% para la operación en presencia de radiación solar para Puretemp 48X

y RT 62HC, respectivamente. En el periodo de ausencia de radiación solar el TEG alcanza una eficiencia de 0.38% y 0.34%, respectivamente.

- Las eficiencias energética y exergética anual promedio del sistema de almacenamiento de calor latente y enfriamiento (LHSCS), es de 1.83% y 1.35% en el caso de utilizar Puretemp 48X. Al utilizar RT62HC, estos valores alcanzan 3.01% y 1.62%, respectivamente.
- En cuanto al estudio de aislamiento como parte de las mejoras posibles del sistema STEG+LHSCS, en el caso de utilizar Puretemp 48X el nivel de aislamiento adecuado del contenedor sería el triple, es decir de 3 cm de lana de vidrio, lo que permite una eficiencia energética y exergética de 2.23% y 2.43% para el mes de enero (verano) y de 2.64% y 2.91% para el mes de julio.
- La eficiencia energética del TEG para el mes de enero al utilizar Puretemp 48X y aislamiento triple alcanza 3.87% y 0.42% para el periodo con y sin radiación solar, respectivamente. Para el mes de julio y con las mismas condiciones se alcanza una eficiencia de 3.77% y 0.52%, respectivamente.
- El estudio de aislamiento al utilizar RT62HC permite definir que un aislamiento doble, 2 cm de lana de vidrio, es el adecuado para esta aplicación. Esto permite que las eficiencias energética y exergética del LHSCS sean de 1.27% y 8.84% para el mes de enero, y de 3.58% y 2.76% para el mes de julio, respectivamente.
- La eficiencia energética del TEG para el mes de enero al utilizar RT62HC y aislamiento triple alcanza 3.84% y 0.51%, respectivamente. Para el mes de julio y con las mismas condiciones se alcanza una eficiencia energética de 3.71% y 0.52%, respectivamente.

Las características de generación eléctrica del sistema STEG+LHSCS se presentan en la Tabla 5-2 y se las compara con las características obtenidas por otros sistemas de generación TEG que incluyen los distintos sistemas de enfriamiento presentados en la Tabla 7-1. Tabla 5-2: Comparación de rendimiento de sistema STEG+LHSCS.

Mecanismo de refrigeración	Temperatura lado frio TEG (K)	ΔT en TEG (K)	Eficiencia conversión TEG (%)	Potencia TEG (W)	Referencia
Enfriamiento					(Amatya &
pasivo por aire	315	135	3	1.8	Ram, 2010)
Enfriamiento					(Mgbemene
activo por aire	318	76	2.4	1.08	et al., 2010)
Enfriamiento					
pasivo por					(Singh et
agua	336	27	1	3.2	al., 2011)
Enfriamiento					(M. Zhang
activo por agua	303	270	1.59	6	et al., 2013)
Heat nine					(Remeli et
rieat pipe	333	86.7	2.02	1.12	al., 2015)
					(F. J.
PCM					Montero et
	353	140	3.98	1.8	al., 2021)

Como se puede observar en la Tabla 5-2, el sistema STEG+LHSCS basado en materiales con cambio de fase, presenta un rendimiento competitivo con otros sistemas de enfriamiento diseñados para el enfriamiento de sistemas de generación termoeléctricos. Sin embargo, se puede argumentar que los otros sistemas de enfriamiento no presentan un uso adicional al calor remanente extraído del sistema de conversión TEG, expulsándolo al ambiente o retirándolo por medio de un fluido (aire, agua, refrigerante) hacia un reservorio. En este sentido el sistema propuesto presenta una ventaja dado que se hace uso del calor remanente en generar una cantidad adicional de electricidad durante el periodo nocturno.

En cuanto al análisis paramétrico de posibles mejoras en la eficiencia del sistema STEG+LHSCS con respecto a la modificación de la geometría o el diseño del sistema LHSCS, se concluye que el aporte al conocimiento más importante en este apartado es la inclusión de un sistema disipador de calor escalonado en el lado caliente del TEG, verificándose un incremento de la eficiencia energética y exergética del LHSCS de alrededor del 500%. Esta inclusión, sin embargo, presenta una reducción en la eficiencia de conversión del TEG del 30% durante la presencia de radiación solar, por lo que es necesario realizar mejoras en este diseño.

El segundo parámetro de diseño que incrementa la eficiencia del sistema es la variación del espesor de las aletas, verificándose que aumentando el espesor en un 50% se obtiene una mejora promedio del 25% en la eficiencia del LHSCS y una mejora promedio del 9% en la eficiencia de conversión del TEG, con respecto al modelo básico.

La relación de aspecto del contenedor permite una mejora en la eficiencia del sistema cuando se reduce la longitud y se aumenta el radio del contenedor, de esta manera, reduciendo la longitud al 50% se logra una mejora en la conversión del TEG de 5.5% en el periodo de radiación solar y un aumento en la eficiencia energética del LHSCS de 12.9%. Este cambio en la geometría del contenedor, sin embargo, reduce la eficiencia del TEG en las horas de ausencia de radiación solar en un 18% y reduce la eficiencia exergética del LHSCS en un 2.6%, con respecto al modelo básico.

En cuanto al análisis de la convección de calor, se verifica que ésta afecta en el valor de la eficiencia de conversión del TEG en las horas de ausencia de radiación solar y en la eficiencia exergética del LHSCS. Si bien la inclusión de la convección de calor dentro del modelo numérico permite tener una mejor aproximación a la operación real del sistema

STEG+LHSCS, se debe recordar que existen parámetros como la constante de zona blanda (A<sub>mush</sub>) y la relación para medios porosos de Carman & Koseny (A<sub>t</sub>), que se pueden modificar para tener un modelo más aproximado a la realidad, sin embargo, esto también requiere un mayor gasto computacional al momento de realizar las simulaciones numéricas. Los números adimensionales calculados para los diferentes compartimentos del contenedor de parafina del sistema LHSCS muestran que se presenta un fenómeno de convección de calor natural dentro de los mismos, verificándose un flujo laminar con el número de Grashof local promedio obtenido (5.9x10<sup>6</sup>), un numero de Prandtl promedio que corresponde al rango de los aceites (121 corresponde a parafina liquida), y finalmente un numero de Nusselt local promedio (8) que verifica la preponderancia de transmisión de calor por convección.

El coeficiente de transferencia de calor por convección obtenido es cercano a los valores obtenidos por otros autores en el análisis de sistemas de almacenamiento basados en parafinas, de esta manera el valor promedio h=32, es representativo del que se obtiene para la fase de presencia de radiación solar (carga) h=33, y en el periodo de ausencia de radiación solar (descarga) h = 31.

Por otro lado, del análisis comparativo con otros sistemas integrados de conversión y almacenamiento, se puede concluir que si bien el sistema STEG+LHSCS presenta una baja eficiencia de conversión, esta se puede incrementar en el futuro próximo con la utilización de nuevos materiales semiconductores, modificaciones en el diseño de los módulos termoeléctricos, y modificaciones en los sistemas de generación, como los abordados en esta tesis, que permitan el incremento de la eficiencia de conversión y un uso más eficaz del recurso solar. El sistema STEG+LHSCS podría ser competitivo a nivel económico con otros sistemas, una vez se alcance una eficiencia de conversión de energía en los módulos
termoeléctricos similar a otros sistemas de conversión solar como la tecnología fotovoltaica. Por otro lado, en cuanto al impacto ambiental que presentan los distintos sistemas de conversión de energía solar, se puede afirmar que el sistema propuesto presenta ventajas relativas a otros sistemas en cuanto al uso de materiales más amigables al medio ambiente, sobre todo en el uso de las parafinas orgánicas que son inofensivas para el ser humano y otros organismos vivos.

Finalmente, se puede concluir que el sistema STEG+LHSCS se encuentra en un estado de prueba de concepto lo que limita el análisis económico para probar su factibilidad y competitividad con respecto a otros sistemas. Un estudio profundo de la capacidad de aprovechar el calor remanente en otros sistemas complementarios o de la factibilidad de escalabilidad del sistema es necesario para probar una posible utilización de este sistema a nivel comercial.

#### 6. **RECOMENDACIONES**

El desarrollo del sistema STEG+LHSCS propuesto en esta investigación se ha visto limitada al ensayo experimental del prototipo con el diseño básico expuesto. Por tanto, se requiere por un lado comprobar las mejoras en la eficiencia del sistema STEG+LHSCS obtenidas a partir de las modificaciones geométricas y de variación del aislamiento, y, por otro lado, se requiere probar el sistema propuesto bajo condiciones de campo, para validar los resultados numérico-computacionales que se han obtenido en este estudio.

El diseño de un disipador de calor acoplado en el lado caliente del módulo termoeléctrico, que actúe de modo selectivo, es decir, permita aumentar las transferencias de calor durante las horas de ausencia de radiación solar y, por otro lado, afecte en la menor medida posible la recepción de radiación solar durante el día, requiere un estudio particular que podría mejorar radicalmente la eficiencia del sistema STEG+LHSCS.

En este estudio se ha realizado un análisis del concepto STEG+LHSCS sin ahondar en las posibilidades de adaptar el diseño a distintas parafinas, ya que solo se ha analizado dos parafinas con puntos de fusión relativamente cercanos y de igual capacidad térmica. Por tanto, se podría hacer una ampliación del análisis para una mayor variedad de parafinas y para distintas locaciones.

Se puede aplicar mejoras en el diseño conceptual de forma de incluir una mayor cantidad de módulos termoeléctricos en la periferia del contenedor de parafina del sistema LHSCS, esto con el fin de generar una cantidad adicional de energía eléctrica durante el periodo nocturno de radiación solar. Esto sin embargo presenta un reto tecnológico adicional, dado que se debe utilizar módulos termoeléctricos de menor sección transversal con el fin de acoplarlos

a la geometría cilíndrica del contendor, o en su defecto, al igual que los paneles fotovoltaicos flexibles, se requeriría que existan módulos no rígidos que sean fácilmente adaptables al contorno del contenedor.

Por otro lado, se puede implementar otras opciones de aprovechamiento del calor remanente del ciclo nocturno de generación, es decir, utilizar el calor perdido por las paredes y tapas del contenedor y aprovecharlo en otro proceso como el secado de alimentos, calefacción de ambientes o agua caliente sanitaria.

Por último, se puede estudiar acoplar el sistema STEG+LHSCS a otros sistemas de conversión de energía solar como la tecnología fotovoltaica (PV por sus siglas en inglés) y el almacenamiento de electricidad en baterías (BESS por sus siglas en inglés). Si bien el concepto hibrido STEG+PV ha sido ya estudiado por diferentes autores, el sistema STEG+LHSCS+PV+BESS completaría el aprovechamiento total del recurso solar y además el almacenamiento global de energía, calor y electricidad, generados por los dos sistemas de conversión.

#### 7. ANEXO A: FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 7.1 Sistema Disipador de Calor STEG

Como se había mencionado anteriormente, el sistema disipador de calor cumple la función de evacuar el calor remanente del sistema STEG, permitiendo de esta manera mantener el lado frio del TEG a una temperatura inferior a la de su lado caliente.

En los últimos años se ha investigado varios sistemas de disipación de calor con el fin de controlar la temperatura del lado frio del STEG, los cuales se pueden clasificar de forma general en sistemas de disipación activos y pasivos.

Los sistemas de disipación activos involucran un gasto adicional de energía con el fin de mover un fluido, el cual extrae el calor remanente del STEG. En otras palabras, estos sistemas extraen el calor utilizando convección forzada que es generada por el movimiento de un fluido. El fluido utilizado en estos sistemas puede ser agua, aire o algún tipo de refrigerante.

Los sistemas de disipación activos más utilizados son los que utilizan agua y aire como fluido de trabajo. La principal ventaja de los sistemas de disipación activos es la posibilidad de alcanzar y mantener temperaturas cercanas a la temperatura ambiente en el lado frio del STEG. Esto debido a que el fluido de trabajo puede ser enfriado de forma más efectiva utilizando energía para aumentar su velocidad o enfriándolo en un sistema de refrigeración auxiliar.

Por otro lado, la principal desventaja de los sistemas activos de disipación de calor es el uso de una cantidad de energía para su funcionamiento. Dada la baja eficiencia de conversión del STEG, muchas veces esa cantidad de energía utilizada en el sistema de disipación activo supera la energía generada por el STEG, reduciendo por completo su factibilidad técnico-

económica. Sin embargo, varios estudios se centran en lograr equilibrar ese gasto energético adicional de forma que se logre generar una cantidad importante de energía en el TEG sin un gasto energético mayor en el sistema de disipación de calor (Elghool et al., 2017; Sajid et al., 2017b).

Al contrario de los sistemas de disipación de calor activos, los sistemas de disipación de calor pasivos no tienen un gasto energético adicional en su funcionamiento, esto gracias a que no tienen partes móviles y su principio de funcionamiento es la transferencia de calor por convección natural o forzada por fenómenos naturales (por ejemplo, el movimiento de masas de aire). Sin embargo, esto limita la cantidad de calor que se puede extraer del sistema STEG, reduciendo el rango de temperatura que se puede alcanzar y mantener en el lado frio, y consecuentemente se reduce la eficiencia de conversión de energía en el TEG.

Al igual que en los sistemas de disipación activos, en los sistemas pasivos se han realizado varios estudios con el fin de aumentar la cantidad de calor que se puede evacuar del TEG, y de esta manera reducir la temperatura del lado frio del TEG (Elghool et al., 2017; Sajid et al., 2017b) En la Tabla 7-1 se resumen las características, temperaturas y eficiencia de conversión en el TEG que se ha alcanzado con diferentes sistemas activos y pasivos de disipación de calor. Dado que esta investigación se centra en el análisis de un sistema pasivo de enfriamiento y almacenamiento de energía, se describirá con más detalle los sistemas de disipación de calor pasivos utilizados en sistemas TEG.

Mecanismo de refrigeración	Temperatura lado frio TEG (K)	∆T en TEG	Eficiencia conversión TEG (%)	Potencia TEG (W)	Referencia	
					(Amatya &	
	315	135	3	1.8	Ram, 2010)	
Enfriamiento					(Chávez-	
pasivo por					Urbiola et	
aire	318	155	4	3	al., 2012)	
					(Mgbemene	
Enfriamiento	318	76	2.4	1.08	et al., 2010)	
activo por					(Gou et al.,	
aire	335	17.8	2	0.85	2010)	
					(Singh et	
Enfriamiento	336	27	1	3.2	al., 2011)	
pasivo por			No		(Champier	
agua	338	120	reportado	2.3	et al., 2010)	
					(M. Zhang	
	303	270	1.59	6	et al., 2013)	
					(Ding et al.,	
Enfriamiento	294	63	0.8	0.34	2017)	
activo por					(Sundarraj	
agua	291	198	2.7	3	et al., 2017)	
					(S. Kim et	
Hest nine	318	55	2.1	1.04	al., 2011)	
ricat pipe					(Remeli et	
	333	86.7	2.02	1.12	al., 2015)	

Tabla 7-1: Características de distintos sistemas de enfriamiento, adaptado de (Sajid et al., 2017a).

### 8. ANEXO B: ANÁLISIS EFICIENCIA SISTEMA STEG+LHSCS

8.1 Análisis eficiencia STEG+LHSCS con Puretemp 48X, ejemplos de resultados.



Figura 8-1: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar.



Figura 8-2: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar.



Figura 8-3: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar.



Figura 8-4: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de ausencia de radiación solar.



8.2 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X, ejemplos de resultados

Figura 8-5: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar de diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-6: Resistencia eléctrica del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-7: Voltaje en circuito abierto del TEG (VOC), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-8: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-9: Intensidad de corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para diciembre (verano) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



8.3 Análisis eficiencia LHSCS con RT62HC, ejemplos de resultados

Figura 8-10: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante el periodo de radiación solar.



Figura 8-11: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de abril (otoño) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de ausencia de radiación solar.



Figura 8-12: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de agosto (invierno) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de radiación solar.



Figura 8-13: Temperaturas de la barra de cobre, lado caliente (THbarra) y lado frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de agosto (invierno) en la ubicación seleccionada, durante el periodo de ausencia de radiación solar.



8.4 Análisis eficiencia TEG con RT62HC, ejemplos de resultados

Figura 8-14: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-15: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-16: Voltaje de circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-17: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



Figura 8-18: Intensidad de corriente (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para abril (otoño) en la ubicación seleccionada del desierto de Atacama, durante todo el periodo de estudio.



8.5 Análisis eficiencia LHSCS con Puretemp 48X (estudio aislamiento), ejemplos de resultados

Figura 8-19: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de radiación solar, e incluyendo aislamiento (simple: 1 cm) en todo el contenedor.



Figura 8-20: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de ausencia de radiación solar, e incluyendo aislamiento (simple: 1 cm).



## 8.6 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X (estudio aislamiento), ejemplos de resultados.

Figura 8-21:Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (2 cm).



Figura 8-22: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (2 cm).



Figura 8-23: Voltaje de circuito abierto del TEG, en condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (2 cm).



Figura 8-24: Voltaje del TEG (match load), en condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (2 cm).



Figura 8-25: Intensidad corriente del TEG (match load), condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (2 cm).



8.7 Análisis eficiencia TEG con RT62HC (estudio aislamiento), ejemplos de resultados.

Figura 8-26: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno), durante el periodo de radiación solar, e incluyendo aislamiento (cuádruple: 4 cm) en todo el contenedor



Figura 8-27: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de julio (invierno), durante el periodo de ausencia de radiación solar, incluyendo aislamiento (cuádruple: 4 cm).



8.8 Análisis eficiencia TEG con RT62HC (estudio aislamiento), ejemplos de resultados.

Figura 8-28: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (3 cm).



Figura 8-29: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (3 cm).



Figura 8-30: Voltaje circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (3 cm).



Figura 8-31: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (3 cm).



Figura 8-32: Intensidad corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para julio (invierno), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye aislamiento de lana de vidrio (3 cm).



# 8.9 Análisis eficiencia LHSCS con Puretemp 48X (estudio paramétrico), ejemplos de resultados.

Figura 8-33: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de radiación solar, incluyendo variación de espesor de las aletas (Var ealetas).



Figura 8-34: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de ausencia de radiación solar, incluyendo variación espesor de aletas (Var ealetas).



Figura 8-35: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de radiación solar, incluyendo variación de relación de aspecto (Vol Cte1).



Figura 8-36: Temperaturas de la barra de cobre, lados caliente (THbarra) y frío (TCbarra), bajo condiciones ambientales y de radiación solar de enero (verano), durante el periodo de ausencia de radiación solar, incluyendo variación de relación de aspecto (Vol Cte1)



# 8.10 Análisis eficiencia TEG con Puretemp 48X (estudio paramétrico), ejemplos de resultados.

Figura 8-37: Potencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de convección de calor (Convección).



Figura 8-38: Resistencia eléctrica del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de convección de calor (Convección).



Figura 8-39: Voltaje circuito abierto del TEG, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de convección de calor (Convección).



Figura 8-40: Voltaje del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de convección de calor (Convección).



Figura 8-41: Intensidad de corriente del TEG (match load), bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio. El LHSCS incluye estudio de convección de calor (Convección).

### 9. ANEXO C: ANÁLISIS DE CONVECCIÓN EN EL SISTEMA LHSCS.



9.1 Números adimensionales estudio convección de calor con Puretemp 48X en LHSCS, ejemplos de resultados.

Figura 9-1: Número de Rayleigh en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.



Figura 9-2: Número de Grashof en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.



Figura 9-3: Número de Nusselt en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.



Figura 9-4: Coeficiente de transferencia de calor por convección en el 1er compartimento del LHSCS, bajo condiciones ambientales y de radiación solar para enero (verano), durante todo el periodo de estudio.

## 10. ANEXO D: ANÁLISIS DE INCERTIDUMBRE EN LAS MEDICIONES EXPERIMENTALES.

El análisis de incertidumbre del prototipo experimental se realizó bajo el análisis presentado en los apuntes del curso técnicas experimentales dictado por A. Ortega y el estudio de incertidumbres de resultados experimentales de R.J. Moffat (Moffat, 1988).

Se inició con la toma de 91 mediciones de temperatura para cada termocupla utilizada en el prototipo experimental del sistema de conversión de energía y almacenamiento (STEG+LHSCS), comparando estas mediciones con la tomada en un termistor calibrado existente en el Laboratory for Advanced Thermal and Fluid Systems, Department of Mechanical Engineering, Villanova University, Philadelphia, USA.

Las termocuplas fueron introducidas junto con el termistor en un sistema de "baño frio" (coldbath) que mantiene la temperatura del agua en su interior a una temperatura controlada. Cada termocupla es conectada al circuito de reducción de ruido en las mediciones (zone box) descrito en el Capítulo 3 y el circuito de adquisición de datos. Una vez alcanzada la temperatura establecida en el coldbath, se mide la resistencia en el termistor y se calcula la temperatura a partir de los datos de calibración. Posteriormente se realizan 91 mediciones de voltaje en cada termocupla, que después es cotejado como una temperatura a partir de las tablas de Omega para el cálculo de temperatura a partir de mediciones de voltaje.

El cálculo de la incertidumbre reportada ( $\delta_{Xi,N}$ ) para las termocuplas utilizadas se realizó a partir de la Ecuación 10.1.

$$\delta_{Xi,N} = \left\{ B_{i,0}^2 + \delta_{Xi,1}^2 \right\}^{1/2} \tag{10.1}$$

Donde  $B_{i,0}$  es la probable banda de error fija de los instrumentos y  $\delta_{Xi,1}$  es la incertidumbre de primer orden asociada al prototipo experimental.

El primer valor se calcula a partir de la banda de error promedio de las mediciones realizadas contra el instrumento de calibración. El segundo valor es la desviación estándar de las mediciones realizadas cuando se mide un valor establecido con anterioridad.

Se muestra a continuación el ejemplo de cálculo de incertidumbre para una las termocuplas intrínsecas utilizadas en uno de los disipadores de calor radiales, utilizando las mediciones recogidas en la Tabla 10-1.

R Termistor (Ω)	18403
T Termistor (°C)	9,508
T Coldbath (°C)	10
$B_{i,0} = 0.046$	
$\delta_{Xi,1} = 0.009$	
$\delta_{Xi,N} = 0.048 = 0.05$	

Por tanto, la incertidumbre reportada para la medición de 10 °C es de  $\pm$  0.05 °C. Esta incertidumbre representa el 0.5% de la medición realizada, el cual es el valor que se reporta en este análisis. Las termocuplas tipo T van a trabajar en un rango de 0 a 100 °C por lo que se utiliza una incertidumbre  $\pm$  0.5 °C, por otro lado, en el caso de las termocuplas tipo K se tiene un rango de medición de 0 a 220 °C por lo que se utiliza una incertidumbre de  $\pm$  1.1 °C.

	Time	T1	Abs.		Abs.		Abs.		Abs.
No.	(s)	(°C)	Error	T2	Error	Т3	Error	T4	Error
1	0.000	9.553	0.045	9.560	0.052	9.567	0.059	9.578	0.070
2	1.609	9.553	0.045	9.545	0.037	9.573	0.065	9.565	0.057
3	3.069	9.554	0.046	9.556	0.048	9.575	0.067	9.573	0.065
4	4.556	9.549	0.041	9.562	0.054	9.572	0.064	9.572	0.064
5	6.053	9.554	0.046	9.549	0.041	9.570	0.062	9.574	0.066
6	7.641	9.543	0.035	9.554	0.046	9.565	0.057	9.574	0.066
7	9.221	9.543	0.035	9.551	0.043	9.566	0.058	9.577	0.069
8	10.703	9.548	0.040	9.560	0.052	9.562	0.054	9.581	0.073
9	12.122	9.545	0.037	9.551	0.043	9.564	0.056	9.573	0.065
10	13.584	9.552	0.044	9.556	0.048	9.565	0.057	9.578	0.070
11	15.065	9.539	0.031	9.557	0.049	9.564	0.056	9.574	0.066
12	16.513	9.550	0.042	9.558	0.050	9.574	0.066	9.585	0.077
13	18.912	9.553	0.045	9.562	0.054	9.566	0.058	9.578	0.070
14	20.425	9.559	0.051	9.552	0.044	9.569	0.061	9.580	0.072
15	21.940	9.559	0.051	9.551	0.043	9.561	0.053	9.576	0.068
16	23.429	9.544	0.036	9.535	0.027	9.556	0.048	9.574	0.066
17	24.882	9.526	0.018	9.543	0.035	9.566	0.058	9.586	0.078
18	26.295	9.560	0.052	9.552	0.044	9.566	0.058	9.565	0.057
19	28.667	9.540	0.032	9.544	0.036	9.560	0.052	9.581	0.073
20	30.098	9.546	0.038	9.548	0.040	9.570	0.062	9.585	0.077
21	31.659	9.547	0.039	9.557	0.049	9.561	0.053	9.577	0.069
22	33.135	9.547	0.039	9.557	0.049	9.574	0.066	9.579	0.071
23	34.686	9.537	0.029	9.556	0.048	9.566	0.058	9.575	0.067
24	36.227	9.551	0.043	9.558	0.050	9.564	0.056	9.573	0.065
25	37.718	9.548	0.040	9.551	0.043	9.566	0.058	9.569	0.061
26	39.236	9.539	0.031	9.542	0.034	9.562	0.054	9.559	0.051
27	40.639	9.549	0.041	9.543	0.035	9.567	0.059	9.569	0.061
28	42.036	9.543	0.035	9.556	0.048	9.571	0.063	9.569	0.061
29	43.419	9.539	0.031	9.542	0.034	9.540	0.032	9.559	0.051

Tabla 10-1: Mediciones realizadas en las termocuplas intrínsecas en un disipador radial, el valor establecido para medición es de 10 °C en el coldbath.

30	44.800	9.545	0.037	9.554	0.046	9.570	0.062	9.572	0.064
31	46.201	9.541	0.033	9.548	0.040	9.564	0.056	9.579	0.071
32	47.686	9.540	0.032	9.542	0.034	9.568	0.060	9.578	0.070
33	51.093	9.536	0.028	9.545	0.037	9.563	0.055	9.579	0.071
34	52.584	9.531	0.023	9.532	0.024	9.562	0.054	9.573	0.065
35	54.031	9.532	0.024	9.540	0.032	9.555	0.047	9.562	0.054
36	55.512	9.541	0.033	9.542	0.034	9.577	0.069	9.573	0.065
37	56.974	9.537	0.029	9.553	0.045	9.559	0.051	9.572	0.064
38	58.446	9.540	0.032	9.547	0.039	9.562	0.054	9.567	0.059
39	59.857	9.543	0.035	9.534	0.026	9.553	0.045	9.564	0.056
40	61.267	9.530	0.022	9.542	0.034	9.552	0.044	9.564	0.056
41	62.732	9.526	0.018	9.543	0.035	9.558	0.050	9.566	0.058
42	64.281	9.529	0.021	9.531	0.023	9.552	0.044	9.570	0.062
43	65.740	9.534	0.026	9.516	0.008	9.561	0.053	9.567	0.059
44	68.169	9.527	0.019	9.519	0.011	9.558	0.050	9.569	0.061
45	69.605	9.525	0.017	9.521	0.013	9.546	0.038	9.567	0.059
46	71.001	9.534	0.026	9.527	0.019	9.543	0.035	9.569	0.061
47	72.468	9.514	0.006	9.530	0.022	9.534	0.026	9.563	0.055
48	73.854	9.527	0.019	9.525	0.017	9.553	0.045	9.558	0.050
49	75.235	9.535	0.027	9.562	0.054	9.561	0.053	9.567	0.059
50	76.720	9.536	0.028	9.540	0.032	9.559	0.051	9.553	0.045
51	78.199	9.536	0.028	9.545	0.037	9.554	0.046	9.558	0.050
52	79.792	9.531	0.023	9.535	0.027	9.548	0.040	9.561	0.053
53	81.286	9.543	0.035	9.538	0.030	9.555	0.047	9.565	0.057
54	82.701	9.540	0.032	9.542	0.034	9.549	0.041	9.553	0.045
55	85.198	9.531	0.023	9.540	0.032	9.553	0.045	9.563	0.055
56	86.660	9.570	0.062	9.556	0.048	9.571	0.063	9.577	0.069
57	88.042	9.535	0.027	9.541	0.033	9.553	0.045	9.562	0.054
58	89.541	9.528	0.020	9.538	0.030	9.552	0.044	9.558	0.050
59	90.983	9.541	0.033	9.536	0.028	9.557	0.049	9.560	0.052
60	92.530	9.539	0.031	9.539	0.031	9.567	0.059	9.565	0.057
61	93.966	9.532	0.024	9.557	0.049	9.565	0.057	9.576	0.068

62	95.455	9.545	0.037	9.538	0.030	9.563	0.055	9.573	0.065	
63	96.915	9.539	0.031	9.534	0.026	9.557	0.049	9.565	0.057	
64	98.317	9.522	0.014	9.537	0.029	9.537	0.029	9.557	0.049	
65	99.842	9.546	0.038	9.541	0.033	9.565	0.057	9.574	0.066	
66	103.253	9.540	0.032	9.546	0.038	9.563	0.055	9.573	0.065	
67	104.750	9.531	0.023	9.548	0.040	9.559	0.051	9.567	0.059	
68	106.278	9.535	0.027	9.537	0.029	9.554	0.046	9.562	0.054	
69	107.618	9.539	0.031	9.554	0.046	9.565	0.057	9.575	0.067	
70	109.097	9.542	0.034	9.558	0.050	9.560	0.052	9.567	0.059	
71	110.437	9.548	0.040	9.556	0.048	9.558	0.050	9.574	0.066	
72	111.943	9.543	0.035	9.542	0.034	9.565	0.057	9.575	0.067	
73	114.321	9.534	0.026	9.538	0.030	9.557	0.049	9.561	0.053	
74	115.880	9.541	0.033	9.550	0.042	9.563	0.055	9.567	0.059	
75	117.311	9.535	0.027	9.548	0.040	9.562	0.054	9.567	0.059	
76	118.852	9.542	0.034	9.539	0.031	9.550	0.042	9.552	0.044	
77	120.509	9.545	0.037	9.545	0.037	9.563	0.055	9.559	0.051	
78	122.220	9.530	0.022	9.536	0.028	9.558	0.050	9.571	0.063	
79	123.749	9.536	0.028	9.544	0.036	9.569	0.061	9.564	0.056	
80	125.188	9.535	0.027	9.541	0.033	9.561	0.053	9.559	0.051	
81	126.617	9.539	0.031	9.544	0.036	9.565	0.057	9.566	0.058	
82	128.123	9.533	0.025	9.542	0.034	9.551	0.043	9.555	0.047	
83	129.708	9.537	0.029	9.549	0.041	9.570	0.062	9.572	0.064	
84	131.194	9.539	0.031	9.569	0.061	9.558	0.050	9.568	0.060	
85	132.610	9.543	0.035	9.533	0.025	9.561	0.053	9.564	0.056	
86	134.181	9.538	0.030	9.533	0.025	9.549	0.041	9.562	0.054	
87	135.733	9.539	0.031	9.545	0.037	9.555	0.047	9.577	0.069	
88	137.247	9.539	0.031	9.547	0.039	9.560	0.052	9.579	0.071	
89	138.711	9.532	0.024	9.549	0.041	9.561	0.053	9.571	0.063	
90	140.229	9.534	0.026	9.538	0.030	9.556	0.048	9.563	0.055	
91	141.734	9.538	0.030	9.547	0.039	9.569	0.061	9.582	0.074	]
Err	or prom.		0.032		0.037		0.053		0.061	0.046
Des	v. Est.	0.009		0.010		0.008		0.008		0.009

Se muestra a continuación en las Figura 10-1 un detalle de las termocuplas intrínsecas preparadas en los discos de cobre del disipador de calor, donde se puede observar la ubicación de los puntos de medición de temperatura en cada aleta radial.



Figura 10-1: Detalle de termocuplas intrínsecas, se observa las termocuplas recubiertas con pasta epóxica y la ubicación de los puntos de medición.

En las Figuras 10-2 a 10-5 se muestra el proceso de ensamblaje del prototipo experimental, incluyendo el ensamblaje del disipador de calor, el llenado del contenedor con la parafina Puretemp 48X, ubicación y conexión de termocuplas, acoplamiento de sistema LHSCS con sistema TEG y concentrador de calor.



Figura 10-2: Ensamblaje de disipador de calor en contenedor de sistema LHSCS.



Figura 10-3: Detalle de llenado de parafina y ubicación de termocuplas.



Figura 10-4: Detalle de ensamblaje de sistema LHSCS, unión de TEG con disipador de calor y contenedor de parafina.


Figura 10-5: Detalle de ensamblaje de concentrador de calor con TEG y sistema LHSCS.

En la Figura 10-6 se muestra un lapso del proceso de experimentación donde se verifica el proceso de fusión de la parafina ubicada dentro del contenedor del sistema LHSCS.



Figura 10-6: Detalle de fusión de parafina Puretemp 48X durante experimentación de prototipo STEG+LHSCS.

## 11. BIBLIOGRAFÍA

- Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. *Solar Energy*. https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90186-X
- Agbossou, A., Zhang, Q., Sebald, G., & Guyomar, D. (2010). Solar micro-energy harvesting based on thermoelectric and latent heat effects. Part I: Theoretical analysis. *Sensors and Actuators A: Physical*, 163(1), 277–283. https://doi.org/10.1016/J.SNA.2010.06.026
- Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P., & Smyth, M. (2010). A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.015
- Ahmad, S., Shafie, S., & Ab Kadir, M. Z. A. (2013). Power Feasibility of a Low Power Consumption Solar Tracker. *Procedia Environmental Sciences*, 17, 494–502. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.proenv.2013.02.064
- Alefeld, G. (1990). What are thermodynamic losses and how to measure them? A Future for Energy. *Proceedings of the World Energy Symposium, Italy.*
- Alnaimat, F., & Rashid, Y. (2019). Thermal Energy Storage in Solar Power Plants: A Review of the Materials, Associated Limitations, and Proposed Solutions. *Energies*, 12(21). https://doi.org/10.3390/en12214164
- Amatya, R., & Ram, R. J. (2010). Solar thermoelectric generator for micropower applications. *Journal of Electronic Materials*, *39*(9), 1735–1740. https://doi.org/10.1007/s11664-010-1190-8
- Arena, S., Casti, E., Gasia, J., Cabeza, L. F., & Cau, G. (2017). Numerical simulation of a finned-tube LHTES system: Influence of the mushy zone constant on the phase change behaviour. *Energy Procedia*. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.237
- Attivissimo, F., Di Nisio, A., Lanzolla, A. M. L., & Paul, M. (2015). Feasibility of a photovoltaic-thermoelectric generator: Performance analysis and simulation results. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. https://doi.org/10.1109/TIM.2015.2410353
- Barlev, D., Vidu, R., & Stroeve, P. (2011). Innovation in concentrated solar power. Solar Energy Materials and Solar Cells, 95(10), 2703–2725. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solmat.2011.05.020
- Başçetinçelik, A., Öztürk, H. H., Paksoy, H. Ö., & Demirel, Y. (1999). Energetic and exergetic efficiency of latent heat storage system for greenhouse heating. *Renewable Energy*. https://doi.org/10.1016/s0960-1481(98)00253-5
- Bathelt, A. G., & Viskanta, R. (1981). Heat Transfer and Interface Motion During Melting and Solidification Around a Finned Heat Source/Sink. *Journal of Heat Transfer*, *103*(4), 720–726. https://doi.org/10.1115/1.3244532
- Beeri, O., Rotem, O., Hazan, E., Katz, E. A., Braun, A., & Gelbstein, Y. (2015). Hybrid photovoltaic-thermoelectric system for concentrated solar energy conversion: Experimental realization and modeling. *Journal of Applied Physics*, 118(11). https://doi.org/10.1063/1.4931428
- Bejan, A. (1978). Two thermodynamic optima in the design of sensible heat units for energy storage. *Journal of Heat Transfer*. https://doi.org/10.1115/1.3450882
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2020). Energy and financial analysis of a solar driven

thermoelectric generator. *Journal of Cleaner Production*, 264, 121534. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121534

- Bertrand, O., Binet, B., Combeau, H., Couturier, S., Delannoy, Y., Gobin, D., Lacroix, M., Le Quéré, P., Médale, M., Mencinger, J., Sadat, H., & Vieira, G. (1999). Melting driven by natural convection A comparison exercise: first results. *International Journal of Thermal Sciences*, 38(1), 5–26. https://doi.org/10.1016/S0035-3159(99)80013-0
- Bjurström, H., & Carlsson, B. (1985). An exergy analysis of sensible and latent heat storage. *Journal of Heat Recovery Systems*. https://doi.org/10.1016/0198-7593(85)90081-5
- Carman, P. G. (1997). Fluid flow through granular beds. *Chemical Engineering Research and Design*. https://doi.org/10.1016/s0263-8762(97)80003-2
- Champier, D., Bedecarrats, J. P., Rivaletto, M., & Strub, F. (2010). Thermoelectric power generation from biomass cook stoves. *Energy*. https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.07.015
- Chávez-Urbiola, E. A., Vorobiev, Y. V., & Bulat, L. P. (2012). Solar hybrid systems with thermoelectric generators. *Solar Energy*, 86(1), 369–378. https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.10.020
- Chen, G. (2011). Theoretical efficiency of solar thermoelectric energy generators. *Journal* of Applied Physics, 109(10). https://doi.org/10.1063/1.3583182
- Chen, G., & Soderberg, R. (2013). *Concentrated Solar Thermoelectric Power*. https://www.osti.gov/servlets/purl/1191490
- Chen, J., Li, K., Liu, C., Li, M., Lv, Y., Jia, L., & Jiang, S. (2017). Enhanced Efficiency of Thermoelectric Generator by Optimizing Mechanical and Electrical Structures. *Energies*, *10*(9). https://doi.org/10.3390/en10091329
- Chen, L., Gong, J., Sun, F., & Wu, C. (2002). Effect of heat transfer on the performance of thermoelectric generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(1), 95–99. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S1290-0729(01)01307-2
- CNE. (2020). *Informe de costos de tecnologías de generación*. https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2020/03/ICTG-Marzo-2020.pdf
- Coalsmart Studio. (n.d.). Automatic Time Step and Order Selection in Time-Dependent Problems. 2021. Retrieved July 12, 2021, from https://www.coalsmart.com/?p=7888
- Dehghani-Sanij, A. R., Tharumalingam, E., Dusseault, M. B., & Fraser, R. (2019). Study of energy storage systems and environmental challenges of batteries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104, 192–208. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.01.023
- Dincer, I., & Rosen, M. (2011a). Thermal Energy Storage Systems and Applications. In *Fuel Cells, Batt Energy Storage-* ....
- Dincer, I., & Rosen, M. (2011b). Thermal Energy Storage Systems and Applications. In *Fuel Cells, Batt Energy Storage-* ....
- Ding, L. C., Akbarzadeh, A., Singh, B., & Remeli, M. F. (2017). Feasibility of electrical power generation using thermoelectric modules via solar pond heat extraction. *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.069
- Ejenakevwe, K. A., Mgbemene, C. A., Njoku, H. O., & Ekechukwu, O. V. (2020). Parametric Optimization of Exergy Efficiency in Solar Thermoelectric Generators. *Journal of Electronic Materials*. https://doi.org/10.1007/s11664-020-08021-0

- Elghool, A., Basrawi, F., Ibrahim, T. K., Habib, K., Ibrahim, H., & Idris, D. M. N. D. (2017). A review on heat sink for thermo-electric power generation: Classifications and parameters affecting performance. In *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.046
- Fleischer, A. S. (2015). Thermal energy storage using phase change materials: Fundamentals and applications. *SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology*. https://doi.org/10.1007/978-3-319-20922-7
- Florin, N., & Dominish, E. (2017). Sustainability evaluation of energy storage technologies. In *Institute for Sustainable Futures*. https://acola.org/wp-content/uploads/2018/08/wp3-sustainability-evaluation-energy-storage-full-report.pdf
- Goldsmid, H. J. (1960). Principles of thermoelectric devices. *British Journal of Applied Physics*, 11(6), 209–217. https://doi.org/10.1088/0508-3443/11/6/301
- Goldsmid, H. Julian. (2010). Theory of Thermoelectric Refrigeration and Generation. In *Springer Series in Materials Science*. https://doi.org/10.1007/978-3-642-00716-3\_2
- Gou, X., Xiao, H., & Yang, S. (2010). Modeling, experimental study and optimization on low-temperature waste heat thermoelectric generator system. *Applied Energy*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.02.013
- Groulx, D., & Murray, R. (2011). Modeling Convection During Melting of a Phase Change Material. *Proceeding of the COMSOL Conference Boston 2011*, 7p. http://static3.comsol.nl/conference2011/usa/abstract/id/10463/groulx\_abstract.pdf
- Groulx, D., & Ogoh, W. (2009). Solid-liquid phase change simulation applied to a cylindrical latent heat energy storage system. *Proceedings of the 5th Annual COMSOL Conference*, 7 p.
  - https://www.uk.comsol.com/papers/6414/download/Groulx.pdf
- Guney, M. S., & Tepe, Y. (2017). Classification and assessment of energy storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 1187–1197. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.102
- Habibollahzade, A., Gholamian, E., Ahmadi, P., & Behzadi, A. (2018). Multi-criteria optimization of an integrated energy system with thermoelectric generator, parabolic trough solar collector and electrolysis for hydrogen production. *International Journal* of Hydrogen Energy, 43(31), 14140–14157. https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2018.05.143
- Ho, C. J., & Viskanta, R. (1984). Heat transfer during inward melting in a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(5), 705–716. https://doi.org/10.1016/0017-9310(84)90140-6
- Hossain, E., Faruque, H. M. R., Sunny, M. S. H., Mohammad, N., & Nawar, N. (2020). A Comprehensive Review on Energy Storage Systems: Types, Comparison, Current Scenario, Applications, Barriers, and Potential Solutions, Policies, and Future Prospects. *Energies*, 13(14). https://doi.org/10.3390/en13143651
- Infraspection Institute Inc. (n.d.). *Emissivity Tables*. Retrieved April 21, 2021, from http://www.thermoview.ru/pdf/emis3.pdf
- Internation Renewable Energy Agency (IRENA). (2017). Electricity storage and renewables: Costs and markets to 2030. In *International Renewable Energy Agency*. http://irena.org/publications/2017/Oct/Electricity-storage-and-renewables-costs-and-markets%0Ahttps://www.irena.org/-

/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2017/Oct/IRENA\_Electricity\_Storage\_Cost

s\_2017.pdf

- Jany, P., & Bejan, A. (1988). Scaling theory of melting with natural convection in an enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *31*(6), 1221–1235. https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90065-8
- Jaworski, M., Bednarczyk, M., & Czachor, M. (2016). Experimental investigation of thermoelectric generator (TEG) with PCM module. *Applied Thermal Engineering*, 96, 527–533. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.005
- Kant, K., Shukla, A., Sharma, A., & Henry Biwole, P. (2017). Heat transfer study of phase change materials with graphene nano particle for thermal energy storage. *Solar Energy*. https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.013
- Karthick, K., Suresh, S., Joy, G. C., & Dhanuskodi, R. (2019). Experimental investigation of solar reversible power generation in Thermoelectric Generator (TEG) using thermal energy storage. *Energy for Sustainable Development*. https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.11.002
- Kim, C. J., & Kaviany, M. (1990). A numerical method for phase-change problems. International Journal of Heat and Mass Transfer. https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90206-A
- Kim, S., Park, S., Kim, S., & Rhi, S. H. (2011). A thermoelectric generator using engine coolant for light-duty internal combustion Engine-Powered Vehicles. *Journal of Electronic Materials*. https://doi.org/10.1007/s11664-011-1580-6
- Kiziroglou, M. E., Wright, S. W., Toh, T. T., Mitcheson, P. D., Becker, T., & Yeatman, E. M. (2014). Design and fabrication of heat storage thermoelectric harvesting devices. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(1), 302–309. https://doi.org/10.1109/TIE.2013.2257140
- Koohi-Fayegh, S., & Rosen, M. A. (2020). A review of energy storage types, applications and recent developments. *Journal of Energy Storage*, 27, 101047. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101047
- Kraemer, D., Hu, L., Muto, A., Chen, X., Chen, G., & Chiesa, M. (2008). Photovoltaicthermoelectric hybrid systems: A general optimization methodology. *Applied Physics Letters*, 92(24). https://doi.org/10.1063/1.2947591
- Kraemer, Daniel, Jie, Q., Mcenaney, K., Cao, F., Liu, W., Weinstein, L. A., Loomis, J., Ren, Z., & Chen, G. (2016). Concentrating solar thermoelectric generators with a peak efficiency of 7.4%. *Nature Energy*, 1(11). https://doi.org/10.1038/nenergy.2016.153
- Kraemer, Daniel, McEnaney, K., Chiesa, M., & Chen, G. (2012). Modeling and optimization of solar thermoelectric generators for terrestrial applications. *Solar Energy*, 86(5), 1338–1350. https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.01.025
- Krane, R. J. (1987). A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90059-7
- Lamba, R., & Kaushik, S. C. (2016). Modeling and performance analysis of a concentrated photovoltaic-thermoelectric hybrid power generation system. *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.061
- Lamba, R., Manikandan, S., & Kaushik, S. C. (2018). Performance Analysis and Optimization of Concentrating Solar Thermoelectric Generator. *Journal of Electronic Materials*, 47(9), 5310–5320. https://doi.org/10.1007/s11664-018-6410-7

- Lashin, A., Turkestani, M. Al, & Sabry, M. (2020). Performance of a Thermoelectric Generator Partially Illuminated with Highly Concentrated Light. *Energies*, *13*, 3627.
- Lazard. (2020). Levelized Cost of Energy and Levelized Cost of Storage 2020. https://www.lazard.com/perspective/levelized-cost-of-energy-and-levelized-cost-ofstorage-2020/
- Lobunets, Y., & Abdurakhmanov, I. (2020). Results of an Experimental Study of the Thermoelectric Generator Integrated into a Plate Heat Exchanger. *Global Journal of Researches in Engineering: Electrical and Electronics Engineering*, 20(1). https://globaljournals.org/GJRE\_Volume20/1-Results-of-an-Experimental-Study.pdf
- Lorenzi, B., & Chen, G. (2018). Theoretical efficiency of hybrid solar thermoelectricphotovoltaic generators. *Journal of Applied Physics*, *124*(2). https://doi.org/10.1063/1.5022569
- Lorenzini, G., & Moretti, S. (2014). Bejan's Constructal theory and overall performance assessment: The global optimization for heat exchanging finned modules. *Thermal Science*. https://doi.org/10.2298/tsci130211146l
- Lozano, A. (2011). Analysis of a Novel Thermoelectric Generator in the Built Environment [The University of Texas at Austin]. https://repositories.lib.utexas.edu/handle/2152/ETD-UT-2011-08-4131
- Luo, X., Wang, J., Dooner, M., & Clarke, J. (2015). Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*, 137, 511–536. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.081
- Lv, S., He, W., Hu, Z., Liu, M., Qin, M., Shen, S., & Gong, W. (2019). High-performance terrestrial solar thermoelectric generators without optical concentration for residential and commercial rooftops. *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.089
- Melchor-Martínez, E. M., Macias-Garbett, R., Malacara-Becerra, A., Iqbal, H. M. N., Sosa-Hernández, J. E., & Parra-Saldívar, R. (2021). Environmental impact of emerging contaminants from battery waste: A mini review. *Case Studies in Chemical* and Environmental Engineering, 3, 100104. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.cscee.2021.100104
- Menon, A. S., Weber, M. E., & Mujumdar, A. S. (1983). The dynamics of energy storage for paraffin wax in cylindrical containers. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 61(5), 647–653. https://doi.org/10.1002/cjce.5450610505
- Mexpolimeros. (n.d.). *Polimetacrilato de metilo*. Retrieved August 10, 2021, from https://www.mexpolimeros.com/pmma.html
- MG Chemicals. (n.d.). *MG Chemicals 8329TCM*. Retrieved June 5, 2020, from https://www.mgchemicals.com/products/adhesives/thermal-adhesives/medium-curethermal-conductive-adhesive-8329tcm
- Mgbemene, C. A., Duffy, J., Sun, H., & Onyegegbu, S. O. (2010). Electricity generation from a compound parabolic concentrator coupled to a thermoelectric module. *Journal* of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME. https://doi.org/10.1115/1.4001670
- Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(1), 3–17. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X

Monje, A. (2017). Modelo de radiación solar.

https://solar.minenergia.cl/downloads/radiacion.pdf

- Montero, F. (2016). *Análisis técnico-económico de la utilización de un generador solar termoeléctrico para programas de electrificación rural en Ecuador y Chile*. Pontificia Universidad Catolica de Chile.
- Montero, F. J., Lamba, R., Ortega, A., Jahn, W., & Guzmán, A. M. (2021). A novel 24-h day-night operational solar thermoelectric generator using phase change materials. *Journal of Cleaner Production*, 296, 126553. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126553
- Nadeem, F., Hussain, S. M. S., Tiwari, P. K., Goswami, A. K., & Ustun, T. S. (2019). Comparative Review of Energy Storage Systems, Their Roles, and Impacts on Future Power Systems. *IEEE Access*, 7, 4555–4585. https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2888497
- Narducci, D., Bermel, P., Lorenzi, B., Wang, N., & Yazawa, K. (2018). Hybrid Solar Harvesters: Technological Challenges, Economic Issues, and Perspectives. In *Hybrid* and Fully Thermoelectric Solar Harvesting (pp. 137–151). Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-319-76427-6\_8
- Nema, P., Nema, R. K., & Rangnekar, S. (2009). A current and future state of art development of hybrid energy system using wind and PV-solar: A review. *Renewable* and Sustainable Energy Reviews, 13(8), 2096–2103. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.10.006
- Njoku, H. O., Ekechukwu, O. V., & Onyegegbu, S. O. (2014). Analysis of stratified thermal storage systems: An overview. In *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*. https://doi.org/10.1007/s00231-014-1302-8
- Olsen, M. L., Warren, E. L., Parilla, P. A., Toberer, E. S., Kennedy, C. E., Snyder, G. J., Firdosy, S. A., Nesmith, B., Zakutayev, A., Goodrich, A., Turchi, C. S., Netter, J., Gray, M. H., Ndione, P. F., Tirawat, R., Baranowski, L. L., Gray, A., & Ginley, D. S. (2014). A High-temperature, High-efficiency Solar Thermoelectric Generator Prototype. *Energy Procedia*, 49, 1460–1469. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.155
- Petela, R. (1964). Exergy of heat radiation. *Journal of Heat Transfer*. https://doi.org/10.1115/1.3687092
- Racharla, S., & Rajan, K. (2017). Solar tracking system a review. *International Journal* of Sustainable Engineering, 10(2), 72–81. https://doi.org/10.1080/19397038.2016.1267816
- Reay, D. A., Kew, P. A., & McGlen, R. J. (2014). Heat Pipes. In *Heat Pipes*. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-098266-3.00002-9
- Remeli, M. F., Tan, L., Date, A., Singh, B., & Akbarzadeh, A. (2015). Simultaneous power generation and heat recovery using a heat pipe assisted thermoelectric generator system. *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.001
- Ren, Q., Meng, F., & Guo, P. (2018). A comparative study of PCM melting process in a heat pipe-assisted LHTES unit enhanced with nanoparticles and metal foams by immersed boundary-lattice Boltzmann method at pore-scale. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.046
- REN21 Secretariat. (2020). Renewables 2020 Global Status Report. Renewables Global

Status Report.

- Reyes, A., Henríquez-Vargas, L., Aravena, R., & Sepúlveda, F. (2015). Experimental analysis, modeling and simulation of a solar energy accumulator with paraffin wax as PCM. *Energy Conversion and Management*, 105, 189–196. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.07.068
- Rodrigo, P. M., Valera, A., Fernández, E. F., & Almonacid, F. M. (2019). Performance and economic limits of passively cooled hybrid thermoelectric generator-concentrator photovoltaic modules. *Applied Energy*, 238, 1150–1162. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.01.132
- Rosen, M. A., Hooper, F. C., & Barbaris, L. N. (1988). Exergy analysis for the evaluation of the performance of closed thermal energy storage systems. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*. https://doi.org/10.1115/1.3268265
- Sadat, H., & Prax, C. (1996). Application of the diffuse approximation for solving fluid flow and heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(96)85018-6
- Sajid, M., Hassan, I., & Rahman, A. (2017a). An overview of cooling of thermoelectric devices. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.098
- Sajid, M., Hassan, I., & Rahman, A. (2017b). An overview of cooling of thermoelectric devices. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.098
- Samara, F., Groulx, D., & Biwole, P. H. (2012). Natural Convection Driven Melting of Phase Change Material: Comparison of Two Methods. *COMSOL Conference*.
- Sark, W. G. J. H. M. va. (2011). Feasibility of photovoltaic Thermoelectric hybrid modules. *Applied Energy*, 88(8), 2785–2790. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.02.008
- Schaddelee-Scholten, B., & Tempowski, J. (2017). Recycling used Lead-Acid Batteries: health considerations. In United Nations Environment Programme on Safe Management of Used Lead Acid Batteries. http://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/259447/9789241512855eng.pdf?sequence=1
- Seddegh, S., Wang, X., & Henderson, A. D. (2015). Numerical investigation of heat transfer mechanism in a vertical shell and tube latent heat energy storage system. *Applied Thermal Engineering*, 87, 698–706. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.067
- Selvam, C., Manikandan, S., Krishna, N. V., Lamba, R., Kaushik, S. C., & Mahian, O. (2020). Enhanced thermal performance of a thermoelectric generator with phase change materials. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 114, 104561. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104561
- Shabgard, H., Allen, M. J., Sharifi, N., Benn, S. P., Faghri, A., & Bergman, T. L. (2015). Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020
- Singh, R., Tundee, S., & Akbarzadeh, A. (2011). Electric power generation from solar pond using combined thermosyphon and thermoelectric modules. *Solar Energy*. https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.11.012

Souayfane, F., Biwole, P. H., & Fardoun, F. (2018). Melting of a phase change material in presence of natural convection and radiation: A simplified model. *Applied Thermal Engineering*, *130*, 660–671.

https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.11.026

- Spoletini, E. (2017). Levelized cost of energy (lcoe) analysis of a low temperature PCM thermal storage combined with a micro-CHP in an apartment block. *Energy Procedia*, *126*, 437–444. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.207
- Statista. (2021). Average installed cost for solar photovoltaics worldwide from 2010 to 2020. https://www.statista.com/statistics/809796/global-solar-power-installation-cost-per-kilowatt/
- Sundarraj, P., Taylor, R. A., Banerjee, D., Maity, D., & Roy, S. S. (2017). Experimental and theoretical analysis of a hybrid solar thermoelectric generator with forced convection cooling. *Journal of Physics D: Applied Physics*. https://doi.org/10.1088/1361-6463/50/1/015501
- Swaminathan, C. R., & Voller, V. R. (1993). On the enthalpy method. In *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. https://doi.org/10.1108/eb017528
- Tan, G., & Zhao, D. (2015). Study of a thermoelectric space cooling system integrated with phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 86, 187–198. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.04.054
- Tan, L., Singh, B., Date, A., & Akbarzadeh, A. (2012a). Sustainable Thermoelectric Power System Using Concentrated Solar Energy and Latent Heat Storage. *IEEE International Conference on Power and Energy*, *December*, 2–5. https://doi.org/10.1109/PECon.2012.6450187
- Tan, L., Singh, R., Date, A., & Akbarzadeh, A. (2012b). THERMAL PERFORMANCE OF TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHON IN APPLICATION OF CONCENTRATED THERMOELECTRIC POWER GENERATOR USING PHASE CHANGE MATERIAL THERMAL STORAGE. Frontiers in Heat Pipes. https://doi.org/10.1177/073953290102200206
- Tao, Y. B., & He, Y. L. (2018). A review of phase change material and performance enhancement method for latent heat storage system. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.05.028

TEGpro. (n.d.). *TEGpro 5W TEG module*. Retrieved June 5, 2020, from https://www.tegmart.com/thermoelectric-modules/5w-5v-40m-teg-module

- Telkes, M. (1980). Thermal energy storage in salt hydrates. *Solar Energy Materials*, 2(4), 381–393. https://doi.org/10.1016/0165-1633(80)90033-7
- The Engineering Box. (2020). *Emissivity Coefficient Materials*. https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d\_447.html
- Universidad de Chile. (2020). Explorador Solar. http://ernc.dgf.uchile.cl:48080/inicio
- Vélez, C., Khayet, M., & Ortiz de Zárate, J. M. (2015). Temperature-dependent thermal properties of solid/liquid phase change even-numbered n-alkanes: n-Hexadecane, noctadecane and n-eicosane. *Applied Energy*, 143, 383–394. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.01.054
- Voller, V. R., & Prakash, C. (1987). A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90317-6

- Wang, N., Han, L., He, H., Park, N. H., & Koumoto, K. (2011). A novel high-performance photovoltaic-thermoelectric hybrid device. *Energy and Environmental Science*, 4(9), 3676–3679. https://doi.org/10.1039/c1ee01646f
- Yang, Y., Wang, S., & Zhu, Y. (2020). Evaluation method for assessing heat transfer enhancement effect on performance improvement of thermoelectric generator systems. *Applied Energy*, 263, 114688. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114688
- Yin, E., Li, Q., & Xuan, Y. (2019). Feasibility analysis of a concentrating photovoltaicthermoelectric-thermal cogeneration. *Applied Energy*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.019
- Zhang, M., Miao, L., Kang, Y. P., Tanemura, S., Fisher, C. A. J., Xu, G., Li, C. X., & Fan, G. Z. (2013). Efficient, low-cost solar thermoelectric cogenerators comprising evacuated tubular solar collectors and thermoelectric modules. *Applied Energy*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.03.008
- Zhang, Q., Agbossou, A., Feng, Z., & Cosnier, M. (2010). Solar micro-energy harvesting based on thermoelectric and latent heat effects. Part II: Experimental analysis. *Sensors* and Actuators A: Physical, 163(1), 284–290. https://doi.org/10.1016/J.SNA.2010.06.027