



Universidad Autónoma de San Luis Potosí
Facultad de Ingeniería
Centro de Investigación y Estudios de Posgrado

**Modelado y simulación de un motor Stirling solar de
cogeneración incorporando materiales de cambio de fase para
operación continua**

T E S I S

Que para obtener el grado de:

Maestro en Ingeniería mecánica

Presenta:

Ing. Jonathan Eli Rojas Ricca

Asesora:

Dra. Geydy Luz Gutiérrez Urueta

Co-asesor:

Dr. Robert Jäckel

San Luis Potosí, S. L. P.

Julio de 2025



20 de junio de 2024

ING. JONATHAN ELI ROJAS RICCA
P R E S E N T E.

En atención a su solicitud de Temario, presentada por los **Dres. Geydy Luz Gutiérrez Urueta y Robert Jäckel**, Asesora y Coasesor de la Tesis que desarrollará Usted, con el objeto de obtener el Grado de **Maestro en Ingeniería Mecánica**. Me es grato comunicarle que en la sesión del H. Consejo Técnico Consultivo celebrada el día 20 de junio del presente, fue aprobado el Temario propuesto:

TEMARIO:

"Modelado y simulación de un motor Stirling solar de cogeneración incorporando materiales de cambio de fase para operación continua"

Introducción.

1. Estado del arte: motores Stirling solares, materiales de cambio de fase y cogeneración.
2. Metodología de diseño y modelado de subsistemas.
3. Simulación del sistema combinado motor Stirling solar-materiales de cambio de fase.
4. Estudio de parámetros, análisis y discusión de resultados.

Conclusiones.

Referencias.

"MODOS ET CUNCTARUM RERUM MENSURAS AUDEBO"

A T E N T A M E N T E



DR. EMILIO JORGE GONZÁLEZ GALVÁN
DIRECTOR
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
DE SAN LUIS POTOSÍ
FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCION

www.uaslp.mx

Copia. Archivo
*etn.

Av. Manuel Nava 8
Zona Universitaria • CP 78200
San Luis Potosí, SLP
tel. (444) 826 2330 al 39
fax (444) 826 2336

"UASLP, con profesionistas abiertos al mundo"



UASLP
Universidad Autónoma
de San Luis Potosí



FACULTAD DE
INGENIERÍA



CENTRO DE
**INVESTIGACIÓN
Y ESTUDIOS
DE POSGRADO**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE SAN LUIS POTOSÍ
FACULTAD DE INGENIERÍA
Área de Investigación y Estudios de Posgrado

D E C L A R A C I Ó N

El presente trabajo que lleva por título:

Modelado y simulación de un motor Stirling solar de cogeneración incorporando materiales de cambio de fase para operación continua.

se realizó en el periodo julio de 2023 a julio de 2025 bajo la dirección del Dra. Geydy Luz Gutiérrez Urueta y Dr. Robert Jäckel.

Originalidad

Por este medio aseguro que he realizado el trabajo reportado, y la escritura de este documento de tesis, para fines académicos sin ayuda indebida de terceros y sin utilizar otros medios más que los indicados.

Las referencias e información tomadas directa o indirectamente de otras fuentes se han definido en el texto como tales y se ha dado el debido crédito a las mismas.

El autor exime a la UASLP de las opiniones vertidas en este trabajo escrito y asume la responsabilidad total del mismo.

Este trabajo no ha sido sometido como tesis o trabajo terminal a ninguna otra institución nacional o internacional en forma parcial o total, exceptuando el caso cuando existe un convenio específico de doble titulación celebrado entre ambas instituciones.

Se autoriza a la UASLP para que divulgue este documento para fines académicos.

El autor del trabajo escrito, Jonathan Eli Rojas Ricca

Agradecimientos

Quiero expresar mi sincero agradecimiento a Dios y a toda las personas que han contribuido con su conocimiento y apoyo a la realización de este trabajo, en especial:

A mis asesores de tesis la Dra. Geydy Gutiérrez y Dr. Robert Jäckel por el gran tiempo que invirtieron en aportar su orientación experta, sus conocimientos y su guía.

A la Dra. Cintia Monreal y el Dr. Joseph A. Araoz por su aporte de conocimientos y experiencia durante el proceso de la escritura de la tesis.

A mi Madre Nora Ricca y mi padre Gilberto por su apoyo incondicional, su amor, sus palabras de aliento, por creer en mí durante mi vida y en especial durante el proceso de realización de este trabajo.

A mis hermanos Kevin, Bryan y Etna por su apoyo, comprensión y conocimientos que aportaron indirectamente una estilo personal a mi vida y a este trabajo.

A mi Novia Sarahí Cazares por su amor, comprensión y apoyo incondicional durante todo este tiempo para mantenerme motivado y enfocado en la culminación de esta tesis.

A mis amigos y compañeros del posgrado que se mantuvieron a mi lado durante este proceso, por su compañía, por ayudar a mantener los ánimos durante las etapas más complicadas del trabajo.

A los Profesores del CIEP por compartir sus conocimientos y su experiencia, y por su paciencia para enseñar.

A CONAHCYT, quien aportó los recursos necesarios para la realización de esta investigación.

Finalmente, quiero expresar mi gratitud a todas aquellas personas que hicieron posible la realización de esta tesis.

Por su apoyo ¡muchas gracias!

Contenido

Agradecimientos	I
Nomenclatura	IX
Resumen	XI
Abstract	XII
Introducción general	1
Justificación	1
Objetivos	2
Objetivos específicos	2
Estructura de la tesis	3
1 Estado del arte: motores Stirling solares, materiales de cambio de fase y cogeneración	4
1.1 Introducción	4
1.2 Comportamiento climático	4
1.3 Antecedentes de los colectores solares	6
1.4 Almacén de energía térmica con materiales de cambio de fase	6
1.5 Avances en los motores Stirling (SE)	7
1.6 La creciente necesidad energética	9
1.7 Sistemas de cogeneración	10
1.8 Conclusión parcial del Capítulo 1	12
2 Metodología de diseño y modelado de subsistemas	13
2.1 Introducción	13
2.2 Sistema CHP-PCM	13
2.3 Condiciones climáticas	14
2.3.1 Zonas climáticas	14
2.3.2 Muestra de ciudades representativas en México	16
2.3.3 Recopilación de datos	16
2.3.4 Análisis de datos	16
2.3.5 Promedio nacional representativo	17
2.4 Metodología de análisis para subsistemas	18
2.4.1 Definición de los modelos	18
2.4.2 Colector parabólico	20
2.4.3 Almacén Térmico	23
2.4.4 Pérdidas de calor por convección	24
2.4.5 Pérdidas de calor por radiación	26
2.4.6 Motor Stirling	31
2.4.7 Requerimientos de operación de la vivienda promedio	34
2.5 Métodos de solución	38
2.5.1 Método de trazado de rayos	39
2.5.2 Método de calor aparente	40
2.6 Selección del material para el almacén	41

2.6.1	Temperatura de fusión	42
2.6.2	Metodología de selección AHP	43
2.6.3	Búsqueda de materiales	44
2.6.4	Propiedades de las mezclas	45
2.6.5	Selección de materiales	46
2.6.6	Selección por pruebas de simulación	48
2.7	Conclusión parcial del Capítulo 2	48
3	Simulación del sistema combinado motor Stirling solar-material de cambio de fase	50
3.1	Introducción	50
3.2	Colector solar	50
3.2.1	Descripción y características de la simulación	50
3.2.2	Simulaciones iniciales	51
3.2.3	Análisis de convergencia	53
3.2.4	Pruebas paramétricas	54
3.3	Simulaciones del almacén térmico con pérdidas por convección	56
3.3.1	Características de la simulación	56
3.3.2	Simulaciones preliminares	57
3.3.3	Simulación preliminar con extracción de energía	58
3.3.4	Coeficiente de convección	59
3.4	Simulaciones del almacén térmico con pérdidas por convección y radiación	61
3.4.1	Características de la simulación	63
3.4.2	Simulaciones con diferentes acabados superficiales	63
3.4.3	Simulaciones con recubrimientos, pérdidas de calor y extracción de potencia	65
3.5	Conclusión parcial del Capítulo 3	68
4	Estudio de parámetros, análisis y discusión de resultados	69
4.1	Introducción	69
4.2	Variación paramétrica del almacén	70
4.2.1	Variación de propiedades del recubrimiento	70
4.2.2	Variación de la masa en función de la longitud	74
4.2.3	Análisis de temperaturas de entrada y salida del almacén	76
4.2.4	Almacén con el máximo aprovechamiento de calor latente	77
4.2.5	Análisis de convergencia	81
4.2.6	Casos particulares de condiciones climáticas	82
4.3	Eficiencia del Motor Stirling	84
4.4	Análisis del intercambiador de calor para el confort térmico de la vivienda	84
4.5	Sistema de cogeneración en la vivienda	87
4.5.1	Comparación del sistema CHP-PCM vs sistema alternativo	88
4.6	Conclusión parcial del Capítulo 4	88
	Conclusiones	90
	Anexo A Número de Reynolds	98
	Anexo B Temperatura de confort	100
	Anexo C Propiedades de la mezclas	101
	Anexo D Calor por convección	102
	Anexo E Difusividad térmica	103
	Anexo F Balance de energía del almacén	104

Índice de Figuras

1.1	Diagrama representativo de la radiación solar respecto a las temperaturas durante un día [10].	5
1.2	Esquema de sistema de colector solar Stirling con material de cambio de fase [3].	8
2.1	Diagrama del modelo CHP-PCM.	13
2.2	Esquema del sistema CHP-PCM.	14
2.3	Procedimiento para determinar las condiciones de frontera.	14
2.4	Mapa de clasificación Köppen-Geiger [28].	15
2.5	Mapa de México con la clasificación de Köppen Geiger [29].	15
2.6	Irradiación solar en la ciudad de México para los días de máxima, media y mínima captación [31].	17
2.7	Irradiación solar promedio y temperatura promedio nacional representativa.	18
2.8	Presión atmosférica y velocidad del viento promedio nacional representativo.	18
2.9	Determinación del modelo.	18
2.10	Sistema de control del sistema CHP-PCM	19
2.11	Relación de dimensiones para una parábola.	20
2.12	Sistema cerrado para el colector solar.	21
2.13	Sistema del colector solar.	22
2.14	Volumen de control del almacén térmico.	23
2.15	Modelo para simular almacén térmico.	24
2.16	Tipos de ventanas ideales: a) Ventana perfecta para verano. b) Ventana perfecta para invierno.	27
2.17	(A) Material compuesto por varias capas. (B) Material receptor en el interior del almacén.	28
2.18	Distribución normalizada de energía contra la longitud de onda de la radiación solar [38].	28
2.19	Distribución de cargas térmicas.	30
2.20	Sistema de almacén-SE.	33
2.21	Volumen de control del Stirling.	33
2.22	Sistema cerrado del Stirling ideal.	33
2.23	Motor Stirling y subsistema auxiliar.	34
2.24	Diagrama de distribución de una vivienda promedio.	35
2.25	Horarios propuestos para algunos dispositivos comunes como un foco y el televisor.	35
2.26	Horarios propuestos para algunos dispositivos comunes como la bomba de agua, el celular y la computadora.	35
2.27	Temperatura promedio espacial de las habitaciones de la vivienda promedio durante un día.	36

2.28	Temperatura promedio espacial de diferentes habitaciones de la vivienda promedio durante un día.	36
2.29	Potencia eléctrica y consumo de energía eléctrica en un día promedio [54].	38
2.30	Función escalón suave Heaviside.	41
2.31	Derivada de la función Heaviside.	41
2.32	Temperatura promedio volumétrica del almacén con acero 302, con un modelo sin recubrimientos y solo pérdidas de calor por convección con un volumen de 0.042 m^3	43
2.33	Temperatura promedio del almacén con un material de cambio de fase ($31.7\text{LiNO}_3\text{-}68\text{KNO}_3$), con un modelo sin recubrimientos y solo pérdidas de calor por convección con un volumen de 0.042 m^3	43
2.34	Temperaturas promedio de los PCM sometidos al modelo con carga de irradiación solar y pérdidas por convección.	48
3.1	Comparación de irradiación solar con radiación absorbida.	51
3.2	Trazado de rayos.	52
3.3	Distribución de rayos.	52
3.4	Distribución para un receptor con un radio de 0.025 m	52
3.5	Relación de concentración ($r=0.007\text{m}$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 12764.	53
3.6	Relación de concentración ($r=0.007\text{m}$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 7538.	53
3.7	Relación de concentración ($r=0.015\text{m}$), Cantidad de rayos 1000000 y número de elementos 38666.	54
3.8	Relación de concentración ($r=0.015$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 38666.	54
3.9	Convergencia en cantidad de rayos, manteniendo constante el número de elementos.	54
3.10	Convergencia para el número de elementos, manteniendo constante la cantidad de rayos.	54
3.11	Relación de concentración en función del radio del receptor representando los miles de rayos incidentes.	55
3.12	Almacén térmico: (a) Modelo con pérdidas de calor por convección (b) Resultados de la simulación a las 12:00 horas.	56
3.13	Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para el almacén de acero contra el PCM con un mismo volumen. Modelo considerando pérdidas por convección.	57
3.14	Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para el acero vs el PCM con la masa constante. Modelo considerando pérdidas por convección.	58
3.15	Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para acero vs PCM con la masa constante con descarga de consumo. Modelo considerando pérdidas por convección.	59
3.16	Números de Reynolds y Biot.	60
3.17	Coeficiente convectivo para las caras del almacén en función del tiempo.	60
3.18	Temperatura promedio volumétrica (0.042m^3) del almacén sin radiación.	63
3.19	Temperatura volumétrica (0.042 m^3) del almacén con acero con diferentes acabados superficiales.	64
3.20	Temperatura volumétrica (0.042m^3) del almacén con PCM con diferentes acabados superficiales.	65
3.21	Temperatura volumétrica (0.042 m^2) promedio de recubrimientos combinados de cristal con lamina aislante para almacén con PCM.	66

3.22	Temperatura volumétrica promedio (0.042 m^2) de recubrimientos de películas delgadas y pintura para un almacén con PCM.	67
4.1	Modelo del almacén térmico con fuente de calor dependiente del tiempo y el radio del almacén, extracción intermitente de calor para el SE y con pérdidas de convección y radiación.	69
4.2	Sección transversal del almacén con recubrimientos: a) Capa de aerogel, b) Recubrimiento radiante, c) Capsula de acero, d) PCM.	70
4.3	Cantidad de energía en almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) y propiedades ópticas no selectivas. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme no selectivo. . .	71
4.4	Cantidad de energía en almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) y propiedades ópticas selectivas. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	71
4.5	Radiación emitida por el almacén con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) hacia el ambiente con recubrimiento no selectivo.	72
4.6	Radiación emitida por el almacén con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) hacia el ambiente con recubrimiento selectivo. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	72
4.7	Comparativo entre prueba selectiva y no selectiva con radiación de salida. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme. Almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) El flujo a las 12 h se verifica en el Anexo F.	73
4.8	Comparativo entre prueba selectiva y no selectiva con pérdidas de convección. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme. almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3). El flujo a las 12 h se verifica en el Anexo F	73
4.9	Eficiencias contra las diferentes masas del almacén térmico con PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	74
4.10	Horas de funcionamiento de almacenes con PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	75
4.11	Temperatura promedio del PCM e índice de cambio de fase α_f . Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	76
4.12	Comparación entre temperatura de la superficie de entrada y de salida del almacén de PCM con 13 kg con extracción de energía para el motor Stirling.	76
4.13	Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico de 13 kg (volumen de 0.006 m^3) de PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo, para energía disponible a las 12 h ver Anexo F.	78
4.14	Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico con 13 kg (volumen de 0.0016 m^3) de acero. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	78
4.15	Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico con 55 kg de acero (volumen de 0.006 m^3). Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	79

4.16 Comparación de energía en el almacén térmico. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo. .	79
4.17 Tamaño de los almacenes de PCM y acero. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	79
4.18 Comparación de eficiencias de los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	80
4.19 Comparación de horas de funcionamiento en los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	80
4.20 Comparación de capacidad energética de los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	80
4.21 Comparación de flujo de energía promedio en los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	80
4.22 Convergencia espacial. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	81
4.23 Convergencia temporal. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	81
4.24 Temperatura ambiente e irradiación solar para el día caluroso.	82
4.25 Presión atmosférica y velocidad del viento para el día caluroso.	82
4.26 Temperatura ambiente e irradiación solar para día frío.	82
4.27 Presión atmosférica y velocidad del viento para el día frío.	82
4.28 Temperaturas de volumen promedio del PCM en el interior del almacén. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y recubrimiento selectivo.	83
4.29 Cantidad de energía disponible. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	83
4.30 Potencia entregada al motor Stirling. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.	83
4.31 Comparación de la eficiencia de Carnot contra la eficiencia de la correlación de West.	84
4.32 Flujo de energía de los diferentes Coeficientes de transferencia de calor.	86
4.33 Temperaturas en la entrada y salida del intercambiador de calor del motor Stirling hacia la vivienda.	86
4.34 Cantidad de energía transferible y cantidad de energía necesaria para la vivienda contra tiempo en horas.	86

Índice de tablas

2.1	Clasificación climática y tipos de clima.	15
2.2	Ciudades con los diferentes climas en México según la clasificación de Köppen-Geiger.	16
2.3	Valores generales promedio de irradiación [31].	17
2.4	Productos con sus emisividades [38].	26

2.5	Propiedades ópticas de la muestra no selectiva.	30
2.6	Propiedades ópticas de la muestra selectiva.	30
2.7	Comparación de SE según la literatura.	32
2.8	Potencia promedio y tiempo de uso de dispositivos [54].	35
2.9	Consumo de energías en vivienda promedio.	37
2.10	Propiedades del PCM (31.7LiNO ₃ -68KNO ₃) [65].	42
2.11	Propiedades del Acero 302 [61].	42
2.12	Escala de importancia para criterios de selección.	44
2.13	Propiedades de elementos [67], [68].	44
2.14	Materiales para acumulación de calor con potencial medio [66].	45
2.15	Propiedades de los compuestos que conforman los materiales para acumulación de calor [71].	46
2.16	Estimación de propiedades.	46
2.17	Matriz de comparación de criterios.	47
2.18	Peso de criterios.	48
2.19	Prioridad de materiales.	48
2.20	Calor latente de los materiales.	48
3.1	Parámetros del colector solar para la simulación.	51
3.2	Dimensiones de las diferentes distribuciones.	55
3.3	Características del almacén con PCM (58.1LiNO ₃ -41.9KCl) [65].	62
3.4	Características del almacén con Acero [61].	62
3.5	Desviación porcentual de los acabados superficiales del acero con respecto al almacén sin radiación.	64
3.6	Desviación porcentual de los acabados superficiales de los PCM con respecto al almacén sin radiación.	65
3.7	Desviación porcentual de los recubrimientos para el PCM con cristal y barrera radiante con respecto al almacén sin radiación.	66
3.8	Desviación porcentual de los recubrimientos para el PCM con película delgada y pintura con respecto al almacén sin radiación.	67
4.1	Resultados de áreas para diferentes coeficientes de transferencia global	86
4.2	Eficiencia energética de almacenamiento con distintos materiales y condiciones climáticas.	87
3	Temperatura horaria del ambiente (Ta) y promedio Tm.	100
4	Flujos de energía a las 12 del medio día.	104
5	Distribución energética a las 12 del medio día.	104

Nomenclatura

a	Diámetro de apertura, m	LTD	Low temperature differential (Motores con diferencia temperatura baja)
A_a	Área de apertura, m ²	m	Masa del almacén térmico
A_c	Área de transferencia por convección, m ²	$\dot{m}_{aire}$	Flujo másico de aire en la vivienda, kg/s
A_{CS}	Área del espejo colector, m ²	m_i	Masa del almacén sensible, kg
A_r	Área de transferencia por radiación m ²	$\dot{m}_{fint}$	Flujo másico en el intercambiador, kg/s
A_{rec}	Área del receptor y entrada del almacén, m ²	m_{pcm}	Masa de calor latente, kg
A_{str}	Área de transferencia, m ²	n	Número de criterio
A_{vp}	Área de transferencia del intercambiador	n_i	Vector de rayo entrante
B	Número de Beale	n_s	Vector normal de la superficie exterior
Bi	Número de Biot	n_r	Vector de rayo reflejado
c	calor específico, kJ/kg K	N	Número de rayos
c_p	calor específico a presión constante, kJ/kg K	N_w	Número de West
$c_{p,agua}$	Calor específico del agua, kJ/kg K	N_U	Número de Nusselt
$c_{p,aire}$	Calor específico del aire, kJ/kg K	NUT	Número de Unidades de Transferencia
$c_{p,fint}$	Calor específico del fluido en el intercambiador, kJ/kg K	$q''_{Almacenada}$	Radiación que entra al almacén, W/m ²
$c_{p,1}$	Calor específico del PCM fase 1 kJ/kg K	$q''_{emitida}$	Radiación emitida del almacén hacia el ambiente, W/m ²
$c_{p,2}$	Calor específico del PCM fase 1 kJ/kg K	$q''_{entrada}$	Calor de entrada al receptor, W/m ²
c_v	calor específico a volumen constante, kJ/kg K	q''_{MatA}	Calor de entrada al material A, W/m ²
C	Capacidad calorífica, W/K	q''_{MatB}	Calor de entrada al material B, W/m ²
C_a	Relación de concentración por área	q_h	Pérdidas de calor por convección, W
C_{agua}	Capacidad calorífica del agua, W/K	q_{rec}	Intensidad de flujo de calor en el receptor, W/m ²
C_{aire}	Capacidad calorífica del aire, W/K	q''_{ref}	Radiación reflejada, W/m ²
CHP	Combined heat and power (cogeneración)	q_R	Pérdidas de calor por radiación, W
$CHP - PCM$	Combined heating and power with phase change material (Cogeneración con materiales de cambio de fase)	q''_{salida}	Calor de salida al receptor, W/m ²
CI	Índice de consistencia	$q_{\varepsilon A2}$	Radiación emitida por el material A, W/m ²
C_L	Distribución de calor latente	$q_{\varepsilon B2}$	Radiación emitida por el material B, W/m ²
C_{max}	Capacidad calorífica máxima, W/K	$\dot{Q}$	Flujo de calor, W
C_{min}	Capacidad calorífica mínima, W/K	$\dot{Q}_{aire}$	Flujo de calor requerido para aire en la vivienda
C_n	Relación de concentración	$\dot{Q}_{almPer}$	Pérdidas de calor en el almacén, W
Cr	Relación de capacidades caloríficas	$\dot{Q}_{CHP-PCM}$	Flujo de calor del sistema CHP-PCM, W
CR	Tasa de consistencia	$\dot{Q}_{CS}$	Calor en la entrada del almacén, W
d	Diámetro de cilindro, m	$\dot{Q}_{CsEn}$	Calor en la entrada al espejo colector, W
D	Función de distribución	$\dot{Q}_{CsSa}$	Calor de salida del espejo colector, W
D_p	Desviación porcentual	$\dot{Q}_{disipada}$	Pérdidas de calor en colector, W
E	Energía, J	$\dot{Q}_{entrada}$	Calor de entrada al sistema CHP-PCM W
$E_{acumulada}$	Energía acumulada en el almacén	$\dot{Q}_{excedente}$	Flujo de calor excedente del intercambiador
E_{CV}	Energía de la celda fotovoltaica, kWh	$\dot{Q}_h$	Pérdida total de calor por convección, W
$E_{Entrada}$	Energía de entrada al CHP-PCM, J	$\dot{Q}_H$	Calor de entrada al SE, W
E_{Salida}	Energía de salida al CHP-PCM, J	$\dot{Q}_{max}$	Calor máximo del intercambiador
f	Distancia focal, m	$\dot{Q}_{MS}$	Calor de cogeneración, W
f_s	Factor de sombra	$\dot{Q}_r$	Pérdida total de calor por radiación, W
f_z	Frecuencia del motor SE, Hz	$\dot{Q}_{rechazado}$	Pérdidas de calor en el motor Stirling, W
F_o	Número de Fourier	$\dot{Q}_{req}$	Calor requerido para la vivienda
G_n	Radiación normal de flujo de calor	$\dot{Q}_{salida}$	Calor de salida al sistema CHP-PCM W
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección, W/m ² K	$\dot{Q}_{solar}$	Calor de entrada por radiación solar W
i	subíndice para cantidad de materiales o compuestos	$\dot{Q}_{Transferible}$	Calor transferible por el intercambiador
IR	Longitud de onda rango infrarrojo, nm	p_i	Propiedad específica de cada compuesto
I_s	Irradiación solar, W/m ²	p_m	Presión media efectiva, Pa
k	Conductividad térmica, W/m · K	P	Potencia, W
l	Longitud del almacén, m	PCM	Phase change material (Material de cambio de fase)
L	Calor latente específico, kJ/kg	P_d	Propiedad de la mezcla
L_C	Longitud característica, m	P_{MS}	Potencia entregada por SE a la vivienda, W
$L_{C_{Biot}}$	Longitud característica para el número de Biot, m	$P_{entregada}$	Potencia entregada por al accionar el SE, W
$L_{C_{pp}}$	Longitud característica para coeficiente de convección para una placa, m	Pr	Número de Prandtl
L_{C_C}	Longitud característica para coeficiente de convección flujo alrededor de un cilindro, m	$P_{requerida}$	Potencia requerida para accionar el SE, W
$L_{C_{Fourier}}$	Longitud característica para el número de Fourier, m	r	Radio del receptor m
L_d	Longitud de placa horizontal, m	Re	Número de Reynolds
		$Re_{L_{C_C}}$	Número de Reynolds para el caso de flujo alrededor del cilindro
		$Re_{L_{C_{pp}}}$	Número de Reynolds para el caso de placa plana
		RI	Índice aleatorio
		SE	Stirling engine (Motor Stirling)

S_s	Radiación de entrada en el receptor sin concentrar, W/m ²	Θ_1	Representa la fracción de la fase sólida (entre 1 y 0)
S_{I_S}	Radiación en la entrada del receptor considerando la concentración, W/m ²	Θ_2	Representa la fracción de la fase líquida (entre 0 y 1)
$S_{\tau_{A1}}$	Radiación transmitida del material A hacia el material B	λ	Longitud de onda, nm
$S_{\rho_{\varepsilon B}}$	Radiación transmitida del material B hacia el material A	λ_{max}	Máximo eigenvalor de la matriz de criterios
t	tiempo	μ	Viscosidad dinámica, kg/m · s
t_s	tiempo en segundos	ν	Viscosidad cinemática, m ² /s
T	Temperatura, K	ρ	Reflectividad
T_a	Temperatura ambiente, K	ρ_d	Densidad, kg/m ²
T_f	Temperatura de cambio de fase, K	ρ_{op}	Reflectividad del espejo colector
$T_{f_{sal}}$	Temperatura en la salida del intercambiador, K	σ	Constante de Stefan-Boltzmann, W/m ² K ⁴
$T_{f_{ent}}$	Temperatura en la entrada del intercambiador, K	τ	Transmisibilidad
T_C	Temperatura promedio del lado frío del SE, K	τ_{op}	Transmisibilidad del espejo colector
$T_{Confort}$	Temperatura de confort de la vivienda, K	ϕ	Ángulo de apertura
T_H	Temperatura promedio del lado caliente del SE, K	ψ	Semiángulo de disco solar
T_m	Temperatura media de la vivienda, K	Ω_{rec}	Ángulo sólido entre el receptor y el disco parabólico
T_{mat}	Temperaturas de diferentes materiales con radiación	Ω_{sol}	Ángulo sólido entre el sol y disco parabólico
T_n	Temperatura neutral de la vivienda, K	-	Los subíndices de A_1, A_2, B_1 y B_2 para α, ρ, τ y ε representan las propiedades ópticas a la entrada y salida del material A o material B
$T_{Promedio}$	Temperatura promedio entre el fluido y la superficie de transferencia		
T_{sc}	Temperatura promedio de superficie con convección, K		
T_r	Temperatura promedio de superficie con radiación, K		
$T_{referencia}$	Temperatura promedio de modelo con pérdidas por convección y sin radiación, K		
T_v	Temperatura promedio de la vivienda, K		
U	Energía Interna, J		
U_g	Coefficiente de transferencia global, W/(m ² · K)		
UV	Longitud de onda rango ultravioleta, nm		
v_∞	Velocidad del viento ambiental, m/s		
V	Volumen de almacén, m ³		
V_i	Volumen de compuesto, m ³		
V_d	Volumen desplazado, m ³		
V_{pcm}	Volumen de almacén con PCM		
w	Diámetro del receptor, m		
$\dot{W}$	Potencia, W		
$\dot{W}_{CHP-PCM}$	Potencia entregada del sistema CHP-PCM, W		
α	Absortividad		
α_{acero}	Difusividad térmica del acero 302, m ² /s		
α_{PCM}	Difusividad térmica del PCM, m ² /s		
α_{df}	Difusividad térmica, m ² /s		
α_f	Fracción de fase sólida, indicador de cambio de fase		
α_{op}	Absortividad del espejo colector		
ε	emisividad		
ε_{int}	Efectividad del intercambiador		
$\eta_{Almacen}$	Eficiencia del almacén térmico		
$\eta_{BealeReal}$	Eficiencia de correlación por número de Beale		
$\eta_{cogeneracion}$	Eficiencia de calor recuperado del SE		
η_{CV}	Eficiencia de la celda fotovoltaica		
η_{global}	Eficiencia total del sistema CHP-PCM		
η_{optica}	Eficiencia del colector solar		
η_{SE}	Eficiencia total del SE (cogeneración y potencia)		
$\eta_{Stirling}$	Eficiencia ideal del SE		
$\eta_{termica}$	Eficiencia del SE (potencia)		
$\eta_{WestReal}$	Eficiencia de correlación por número de West		
θ_{rec}	Ángulo entre la normal de la superficie reflectora y el punto focal del receptor		
θ_s	Semiángulo subtendido por el foco de radiación		
θ_z	Ángulo cenital		

Resumen

La presente tesis diseña y analiza un sistema de cogeneración incorporando materiales de cambio de fase (CHP-PCM, por sus siglas en inglés) que utiliza la energía solar como fuente principal para satisfacer las necesidades térmicas y eléctricas de una vivienda promedio en México. Este sistema integra tecnologías existentes como concentradores solares, almacenamiento térmico con PCM y generación eléctrica mediante un motor Stirling.

Se establecen las condiciones climáticas promedio en México mediante los datos estadísticos de viviendas para establecer las necesidades energéticas de una vivienda promedio en México. Con esta información se modelan y simulan los componentes principales del sistema. Se realiza una simulación óptica de los colectores solares, un análisis del comportamiento térmico del almacenamiento basado en materiales de cambio de fase (PCM) y un estudio de las características necesarias para el motor Stirling (SE). En este análisis se evalúa cómo los diferentes parámetros afectan la interacción y el desempeño global del sistema, destacando la importancia del acoplamiento entre el almacenamiento térmico y los colectores solares.

Entre los resultados más relevantes, se obtuvo que el almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase de 13 kg presenta una eficiencia del 31.36 % y permite 17 horas de funcionamiento continuo, incluyendo 3 horas durante la noche. Esto contrasta con un almacenamiento basado en materiales como el acero, que bajo las mismas condiciones de masa no ofrece un funcionamiento nocturno. Estos resultados destacan las ventajas de los PCM en aplicaciones donde la continuidad operativa es clave. En cuanto al motor Stirling, utilizando PCM se alcanza una eficiencia del 5.80 %, generando una energía eléctrica de 207 Wh y suministrando una energía térmica de 1625 Wh. La eficiencia global del sistema CHP-PCM que es del 13.01 %.

Los resultados obtenidos proporcionan una visión de cómo estos sistemas pueden aprovechar la energía solar, logrando generar tanto energía térmica como eléctrica, sus limitaciones y posibles usos de la metodología desarrollada.

Abstract

This thesis addresses the design and analysis of a cogeneration system incorporating phase change materials (CHP-PCM) using solar energy as the main source to meet the thermal and electrical needs of an average household in Mexico. This system integrates existing technologies such as solar concentrators, thermal storage with PCM, and electricity generation using a Stirling engine.

First, the average climatic conditions and the energy needs of a typical household in Mexico are determined. Using this information, the main components of the system are modeled and simulated. An optical simulation of the solar concentrators is performed, then the thermal behavior of the storage system based on phase change materials (PCM) is analyzed, and finally a study of the most important characteristics for the Stirling Engine (SE) is carried out. This analysis evaluates how different parameters affect the interaction and overall performance of the system, emphasizing the importance of coupling between the thermal storage and the solar concentrators.

Among the most relevant results, it was found that thermal storage using PCM achieves an efficiency of 31.36% and allows for 17 hours of continuous operation, including 3 hours during nighttime. This contrasts with storage systems based on materials as steel, which under the same mass conditions, do not offer nighttime operation. These results highlight the advantages of PCM in applications where operational continuity is crucial. Regarding the Stirling engine using PCM, its analysis demonstrated an efficiency of 5.80%, generating 207 Wh of electrical energy and supplying 1625 Wh of thermal energy. The overall CHP-PCM system efficiency is 13.01%.

The obtained results offer an understanding of how these systems can harness solar energy, successfully generating both thermal and electrical energy, as well as outlining their limitations and potential applications of the developed methodology.

Introducción

El uso de la energía ha sido un elemento fundamental en el desarrollo de la humanidad, desde el descubrimiento y aprovechamiento del fuego hasta la generación de electricidad. Para satisfacer una amplia gama de necesidades y mitigar los problemas asociados con el daño ambiental, se investigan nuevas fuentes de energía y métodos para optimizar su aprovechamiento. Entre las fuentes denominadas limpias y renovables destaca la energía solar, cuya captación se realiza mediante dispositivos denominados captadores solares.

A lo largo de la historia, los captadores solares han evolucionado en diseño, forma y tamaño [1]. Actualmente, el captador de disco parabólico es una tecnología empleada en diversas aplicaciones, como la generación de electricidad en plantas solares, la microgeneración para viviendas y pequeños negocios, y el suministro de energía a SE.

Los SE se caracterizan por operar con un sistema de entrada de calor externo, lo que les confiere mayor durabilidad en comparación con los motores de combustión interna. Además, pueden ser alimentados por diferentes fuentes de calor, incluida la radiación solar. Originalmente, estos motores utilizaban fuentes de energía como combustibles fósiles, gas o desechos de madera. Sin embargo, el empleo de la radiación solar como fuente energética en SE es una innovación relativamente reciente [2].

Para mitigar las fluctuaciones en el suministro energético derivadas de la variabilidad de la radiación solar a lo largo del día, los materiales de cambio de fase resultan ser una solución efectiva. Estos materiales permiten mantener una temperatura estable y han sido utilizados previamente para el almacenamiento de energía solar [3].

En este trabajo se propone estudiar el uso de la energía solar como fuente de suministro para un SE, incorporando PCM para compensar la disminución de irradiación solar durante las horas nocturnas. Este enfoque se plantea como un sistema combinado de generación de electricidad y climatización. El sistema CHP-PCM permitirá el aprovechamiento de la energía térmica en aplicaciones auxiliares, como la calefacción de una vivienda.

Justificación

En la actualidad el consumo de energía eléctrica es una necesidad básica, mayormente suministrada por plantas generadoras que alimentan a ciudades enteras. Sin embargo, algunas viviendas han elegido el uso de micro generadores para satisfacer el consumo propio de energía. En 2018 el Instituto Nacional de Estadística y geografía (INEGI) registró que el 99 % de las viviendas en el país tienen electricidad y solo el 0.25 % usan la energía solar como fuente alternativa ya sea como única fuente o híbrida (solar y red pública). Además, 43.5 % de las viviendas tienen un calentador de agua y se calcula que 11 millones son de gas mientras que solo 2 millones usan

calentadores solares. Esto refleja que son pocas las viviendas que aprovechan la energía solar, y el uso de tecnologías de cogeneración es aún más limitado. Según datos de la Secretaría de Energía (SENER), de toda la energía eléctrica generada de forma local en pequeñas cantidades para autoconsumo, el 99.426 % corresponde a instalaciones de celdas fotovoltaicas, mientras que apenas el 0.097 % utiliza cogeneración, repartiéndose el resto entre otras tecnologías [4].

El aprovechamiento de la radiación solar es una excelente opción cuando se trata de micro generación ya que en México puede captarse entre 5 y 6 kWh por metro cuadrado por día en el 90 % del territorio nacional [5]. Bernardi et al. [6] destacan la importancia de los generadores Stirling como parte de un sistema de cogeneración (CHP), alcanzando eficiencias cercanas al 90 % cuando son alimentados con gas. Asimismo, mencionan que la integración de captadores parabólicos para la alimentación solar de SE es una tecnología prometedora en desarrollo. Estudios previos indican que los sistemas Dish-Stirling (SE con captador parabólico) alcanzan una eficiencia del 31.25 %, aunque carecen de almacenamiento térmico [3].

Con base en lo anterior, el desarrollo de nuevas tecnologías de cogeneración resulta importante para fomentar la sostenibilidad energética en las viviendas de México. Una alternativa es el generador Stirling solar, que destaca por su alta eficiencia en el aprovechamiento de la energía solar. Para integrar este sistema en un modelo de cogeneración, se propone almacenar el calor de regeneración y la energía térmica rechazada mediante materiales de cambio de fase. Este calor almacenado puede ser redistribuido a sistemas de calefacción, calentadores de agua o pisos y paredes térmicas.

El aprovechamiento energético a través de la cogeneración representa una reducción en el consumo de energía de la red eléctrica y de combustibles para calefacción, además de ser una fuente limpia y amigable con el medio ambiente.

Objetivos

Objetivo General

Modelar un Stirling solar de cogeneración incorporando materiales de cambio de fase para operación extendida.

Objetivos específicos

- Investigar lo relativo a motores Stirling solares, materiales de cambio de fase y su uso en cogeneración.
- Definir condiciones de frontera y requerimientos de operación.
- Definir subsistemas de CHP-PCM.
- Modelar y simular los subsistemas de CHP-PCM.

- Modelar y simular los subsistemas de forma combinada.
- Estudiar los efectos de parámetros principales sobre el desempeño del sistema.

Estructura de la tesis

La presente tesis se estructura en cuatro capítulos fundamentales que abordan el modelado y análisis del sistema combinado de un SE solar acoplado a un almacenamiento térmico basado en materiales de cambio de fase.

En el capítulo 1 se presenta una revisión de la literatura sobre energía solar, materiales de cambio de fase y sistemas de cogeneración térmica. Se examinan los PCM como una alternativa para el almacenamiento de energía térmica y se contextualiza la cogeneración como un método para el aprovechamiento energético.

El capítulo 2 describe la metodología empleada en el diseño del sistema, considerando cada uno de sus subsistemas. Se presentan los modelos matemáticos utilizados para describir el comportamiento del sistema y se explican las herramientas de simulación empleadas.

Las simulaciones realizadas se describen en el capítulo 3, las condiciones de contorno y los parámetros de entrada. Se aborda la simulación del sistema combinado del SE solar y el material de cambio de fase. Además, se analizan las configuraciones de diferentes superficies y recubrimientos.

El último capítulo presenta un análisis de los resultados obtenidos en la simulación. Se estudian los parámetros críticos que afectan el rendimiento del sistema y se discuten las posibles mejoras o aplicaciones futuras del sistema. Finalmente se dan las conclusiones generales del trabajo así como el trabajo a futuro.

Capítulo 1

Estado del arte: motores Stirling solares, materiales de cambio de fase y cogeneración

1.1. Introducción

El Capítulo 1 de esta tesis se enfoca en los antecedentes de sistemas de cogeneración, centrándose los SE solares, los PCM y los colectores solares parabólicos. Se explora inicialmente el comportamiento climático, que influye directamente en la eficacia de los sistemas de energía solar, ya que las variaciones climáticas afectan la radiación solar disponible y la temperatura ambiente. Estas condiciones climáticas determinan la capacidad de los componentes del sistema para satisfacer las demandas energéticas. En las secciones posteriores se expone el uso de los PCM para almacenamiento térmico, y de los colectores solares parabólicos como captadores de energía.

1.2. Comportamiento climático

Se llevó a cabo una revisión de la literatura sobre el comportamiento climático con el fin de comprender cómo se comportaría la fuente de energía, que es la irradiación solar. En México la irradiación solar se encuentra, en promedio para un día por metro cuadrado, entre 5 y 6 kWh en casi el 90 % del territorio nacional. Esta energía se distribuye a lo largo del día, siendo las horas diurnas fundamentales para su captación. Se estima que hay aproximadamente 13 horas de luz disponibles durante el mes de julio en México [5].

La relación entre la radiación solar y las horas de luz ha sido objeto de estudio por diversos autores. Bayray [7] llevó a cabo un análisis utilizando un piranómetro para evaluar el comportamiento de la irradiación solar en una región de Etiopía, donde el amanecer ocurre aproximadamente a las 6:00 a.m. y la puesta de sol a las 6:00 p.m. Estos horarios pueden variar según la época del año. Durante las horas nocturnas la irradiación solar es nula y ésta se capta únicamente desde el amanecer hasta la puesta de sol.

Por su parte, Ravikiran [8] realizó un seguimiento solar utilizando un dispositivo diseñado específicamente para este fin, el cual mostró un comportamiento similar en términos de captación de energía durante su fase experimental en la India. En dicho

estudio se observó que la captación de energía es nula durante la noche, mientras que en los horarios del amanecer (alrededor de las 7:00 a.m.) y al atardecer (alrededor de las 5:00 p.m.) se registran las menores tasas de captación. Por el contrario, las mayores cantidades de energía captada se presentan durante las horas en las que el sol se encuentra en su punto más alto (cénit).

Ambos estudios evidencian que las horas de luz y la irradiación solar captada están directamente relacionadas. Sin embargo, se destaca que las cantidades de irradiación solar durante el amanecer y la puesta de sol son significativamente menores en comparación con las registradas durante el resto del día.

Adicionalmente, es importante considerar la temperatura como una variable relevante en la captación de energía solar. Abdulkarim [9] realizó un análisis estadístico y económico sobre la radiación solar y el clima en Nigeria, estableciendo una correlación entre la irradiación solar y la temperatura mediante regresión lineal. Este estudio demuestra que, aunque la radiación solar puede influir en la temperatura, existen otros factores que también afectan estas variables, lo que indica que no son necesariamente dependientes entre sí. Como se ilustra en la Figura 1.1 la curva de temperatura tiende a descender más lentamente que la irradiación solar.

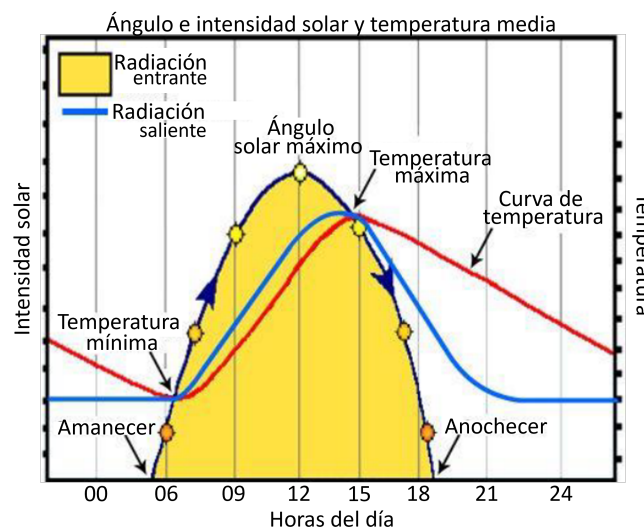


Figura 1.1: Diagrama representativo de la radiación solar respecto a las temperaturas durante un día [10].

En la Figura 1.1 se puede observar la radiación solar entrante, que comienza con el amanecer, pasa por su máxima intensidad en el ángulo máximo solar y termina en el atardecer. Se observa en azul la radiación saliente promedio de la superficie terrestre y en rojo la temperatura promedio superficial. La temperatura mínima se muestra justo antes del amanecer y la temperatura máxima alrededor de las 15:00 hrs. Este diagrama permite observar el comportamiento esperado para la radiación solar y la temperatura del ambiente. Es importante aclarar que esto puede variar según la época del año y las condiciones climáticas de la región.

1.3. Antecedentes de los colectores solares

Los colectores solares desempeñan un papel fundamental en el sistema CHP-PCM, ya que son responsables de captar la energía requerida. Estos dispositivos de concentración de irradiación solar pueden adoptar diversas formas y tamaños según su aplicación.

Se trata de una tecnología que compite con los recursos generados por celdas fotovoltaicas y sistemas eólicos, como se menciona en la investigación de Boretti [11], donde se analizan plantas generadoras de electricidad que utilizan concentradores solares de potencia (CSP) en comparación con sistemas fotovoltaicos y eólicos. Si bien Boretti señala que, en su estado actual, los sistemas fotovoltaicos y eólicos presentan ventajas significativas en términos de costo-beneficio, también destaca que los sistemas CSP aún tienen un amplio margen de mejora. En particular, el uso de sistemas de almacenamiento de energía térmica (TES) podría ser clave para incrementar su competitividad.

Por otro lado, en [12], se analiza cómo la geometría del colector influye en la captación de energía. Aunque este es un aspecto relevante, en el presente trabajo se ha optado por simplificar la geometría, dado que el colector solar es solo un componente dentro del sistema CHP-PCM.

En un estudio realizado por Allouhi et al [13], se muestra que las investigaciones recientes en colectores solares se han enfocado en la combinación con SE, celdas fotovoltaicas, nanofluidos y PCM. Esto demuestra el creciente interés en optimizar sus parámetros y ampliar sus aplicaciones. Un ejemplo de esta integración lo presenta Cisse et al. [14], quienes utilizaron un colector solar para mejorar el desempeño de una chimenea solar. Como resultado, lograron un incremento de 15 °C en comparación con el sistema sin colector, lo que contribuyó a mejorar el confort térmico de una vivienda.

Otro avance incluyen el desarrollo de sistemas de seguimiento solar, como el implementado por Ravikiran et al. [8], quienes incorporaron un sistema de refrigeración que ajusta la posición del colector al generar un desequilibrio en los pesos de los recipientes de su refrigerante y su vapor logrando un ajuste pasivo que da el seguimiento de la trayectoria del sol. Este último estudio es relevante para el sistema CHP-PCM, ya que en este trabajo se asume que el material reflector será de alta calidad y que el colector siempre estará posicionado de manera óptima para maximizar la captación de energía a lo largo del día.

1.4. Almacén de energía térmica con materiales de cambio de fase

El almacenamiento de energía es un pilar fundamental en el desarrollo de tecnologías orientadas a optimizar el abastecimiento de la demanda energética en México.

El aprovechamiento de la radiación solar es una excelente opción para la microgeneración, ya que en el país se pueden captar entre 5 y 6 kWh por metro cuadrado en el 90 % del territorio. [5].

Bernardi et al. [6] destacan la importancia de los generadores Stirling dentro de los sistemas de cogeneración, alcanzando eficiencias globales cercanas al 90 % siendo gas su fuente de energía y aprovechando entre un 15 % y 25 % en potencia eléctrica. Asimismo, mencionan que la integración de captadores parabólicos para la alimentación solar de SE es una tecnología prometedora en desarrollo. Estudios previos indican que los sistemas Dish-Stirling pueden alcanzar una eficiencia de generación eléctrica del 31.25 %, sin contar con un almacenamiento [3].

El concepto de almacenamiento de energía térmica ha sido ampliamente estudiado. Por ejemplo, Andraka[3] llevó a cabo una investigación en la que integró un sistema de colector solar con un almacén térmico basado en PCM. Es importante destacar que dicho estudio se enfocó en la identificación de materiales capaces de resistir temperaturas elevadas, en un rango de 700°C a 800°C. Un aspecto clave en el almacenamiento térmico es el estudio de las propiedades de los materiales. Li et al. [15], investigaron la manipulación de dichas propiedades mediante el análisis de efectos multifísicos en conducción, radiación y convección. Este tipo de investigaciones son fundamentales para el desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía más eficientes. Uno de los sectores más beneficiados por los avances en PCM es el de la construcción, donde estos materiales se han implementado para regular las condiciones térmicas en interiores de viviendas y edificios, minimizando las variaciones de temperatura [16].

En los últimos años, el uso de PCM para el almacenamiento y regulación de la energía térmica ha cobrado especial relevancia. Por ejemplo, Zheng et al. [17] diseñaron un sistema de calefacción solar basado en PCM, el cual no solo permitía mantener estable la temperatura interior de una vivienda, sino que también contribuía a reducir el consumo energético asociado a calefactores eléctricos tradicionales.

Los avances en la investigación y aplicación de PCM para el almacenamiento y regulación de energía térmica están generando resultados prometedores, especialmente en el aprovechamiento de la energía solar como fuente renovable y sustentable.

1.5. Avances en los motores Stirling (SE)

El SE ha sido objeto de un creciente interés en la actualidad debido a su alta eficiencia en comparación con otros tipos de motores. No obstante, en este trabajo su relevancia radica en su capacidad para adaptarse a fuentes externas de energía, como la energía solar. Andraka et al. [3] proponen un sistema de generación solar Stirling en el que un concentrador solar calienta un fluido, cuyo vapor transfiere la energía a través de un intercambiador de calor hacia el SE, que a su vez genera electricidad, como se ilustra en la Figura 1.2. Este sistema se distingue por su capacidad de aprovechar directamente la energía solar y convertirla en electricidad con menores pérdidas y un

impacto ambiental reducido, lo que lo posiciona como una opción prometedora para la generación sustentable de energía.

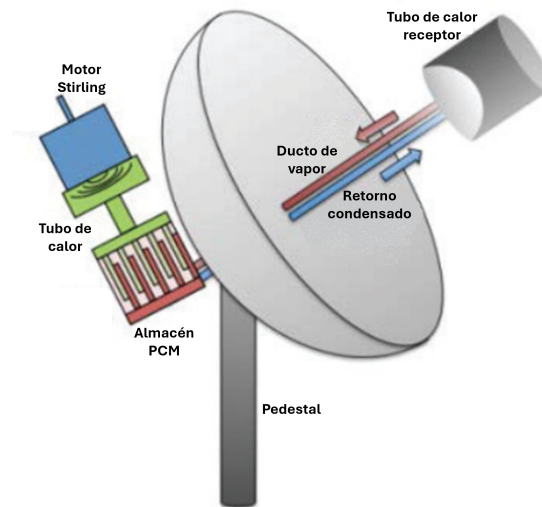


Figura 1.2: Esquema de sistema de colector solar Stirling con material de cambio de fase [3].

Los avances en los SE se han reflejado en la transición de fuentes de energía por combustión externa hacia el uso de concentradores solares. Además, se han incorporado PCM en algunos de sus procesos. Por ejemplo, Al-Ninr et al. [18] introdujeron un material de cambio de fase metálico y poroso en el regenerador del SE, lo que mejoró significativamente la regeneración del sistema al aumentar la capacidad de almacenamiento térmico y reducir las fluctuaciones en el flujo de energía. Otro estudio destacó la adición de aletas de transferencia de calor al SE para optimizar la distribución de energía en la sección de calentamiento, incrementando la eficiencia general del motor al reducir las pérdidas térmicas [19].

Diversas investigaciones se han centrado en mejorar diferentes componentes del SE. Entre ellas destacan la optimización de los sellos del motor, fundamentales para evitar pérdidas de presión y garantizar un funcionamiento eficiente [20]. También se han realizado modificaciones geométricas en motores de tipo alfa, logrando aumentar su eficiencia al mejorar la transferencia de calor y reducir las pérdidas energéticas [21]. Adicionalmente, se ha analizado el impacto de distintos fluidos de trabajo, como helio, nitrógeno e hidrógeno, en el desempeño del SE, identificando que el helio y el hidrógeno presentan mejores propiedades térmicas y de conductividad, aunque su manipulación y almacenamiento representan mayores desafíos técnicos y económicos [22]. Estas investigaciones no solo buscan incrementar la eficiencia del motor, sino también garantizar su viabilidad técnica y comercial en aplicaciones futuras.

Existe por lo tanto, una amplia variedad de trabajos dedicados a perfeccionar el SE, tanto en sus componentes como en su diseño geométrico, con el objetivo común de mejorar su eficiencia. En este trabajo, se busca aprovechar las capacidades reconocidas del SE en un sistema de cogeneración, orientado a su acoplamiento con una fuente de energía intermitente.

1.6. La creciente necesidad energética

La demanda energética en México ha experimentado cambios constantes en los últimos años, impulsados principalmente por el crecimiento poblacional, el desarrollo económico y la expansión de sectores industriales. La Secretaría de Energía, en su Programa de Desarrollo 2021-2035, señala que en 2018 México alcanzó un consumo anual de 2,329 kWh por persona de energía eléctrica, ubicándose en la posición 76 a nivel mundial y con un consumo equivalente al 28.6 % del promedio global [23].

El Balance Nacional de Energía Preliminar 2023 destaca que el panorama energético, tanto mundial como nacional, está evolucionando rápidamente debido al cambio climático, la reducción de reservas de fuentes no renovables y el aumento de la demanda energética impulsada por la nueva industria digital global. Estos factores han presionado a los países a transformar sus sistemas energéticos de manera acelerada, promoviendo la descarbonización y avanzando hacia una transición que reduzca drásticamente las emisiones de gases de efecto invernadero.

En este contexto, las energías renovables representan una gran oportunidad para México. Según la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, estas fuentes de energía no solo contribuyen a la reducción de emisiones contaminantes, sino que también ofrecen mayor seguridad energética y beneficios económicos para estados y municipios [24].

México posee un gran potencial para la generación de energía a partir de fuentes renovables, especialmente solar y eólica. Estudios técnicos y económicos han demostrado la viabilidad de su aprovechamiento. Según la Secretaría de Energía para 2017 se contaba con un potencial de generación eléctrica por medio de energías renovables de 61012 GWh/año, distribuido entre las fuentes: geotérmica con 2610 GWh/año, hidráulica con 4920 GWh/año, eólica 25104 GWh/año, de biomasa con 3326 GWh/año y solar con 25052 GWh/año. Se espera una evolución bruta con energías renovables con una tasa media de crecimiento anual del 6.8 % entre el 2018 hasta el 2032, donde la energía solar crecerá a un ritmo del 13.5 % anual (fotovoltaica y termo-solar) [25].

El Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional 2021-2035 analiza la situación actual del sector eléctrico en México y proyecta su tendencia para los próximos 15 años. Este pronóstico es esencial para la planificación estratégica y la toma de decisiones relacionadas con los programas de ampliación y modernización de la Red Nacional de Transmisión y las Redes Generales de Distribución, con el objetivo de satisfacer la creciente demanda energética y garantizar la sostenibilidad del sistema eléctrico nacional. En este contexto, la energía solar concentrada, especialmente a través de tecnologías como los colectores solares Stirling, juega un papel crucial en la diversificación de las fuentes de energía renovable en México.

La energía solar concentrada utiliza reflectores para concentrar la luz del sol sobre un receptor, donde se genera calor que puede ser convertido en energía eléctrica mediante un SE. Esta tecnología es particularmente adecuada para las zonas áridas y

soleadas del norte de México, donde la radiación solar es muy alta y constante, lo que incrementa su viabilidad y eficiencia. El Programa de Desarrollo destaca la necesidad de impulsar el uso de colectores solares Stirling como una alternativa competitiva y más eficiente que otras tecnologías solares, como la fotovoltaica, especialmente en aplicaciones de generación a gran escala. Se prevé que, a medida que se sigan reduciendo los costos de instalación y operación de los sistemas de energía solar concentrada, estos puedan integrarse mejor a la matriz energética nacional. Además, se menciona que los concentradores solares podrían desempeñar un papel significativo en la generación de energía limpia y sostenible, reduciendo las emisiones de gases de efecto invernadero y ayudando a México a cumplir con sus compromisos internacionales en materia de cambio climático [23].

México tiene una demanda energética que crece por el aumento de la población, lo que hace necesario la implementación de estrategias para asegurar un suministro confiable de electricidad. En este contexto, la energía renovable surge como solución factible, gracias al potencial solar en la mayoría de las regiones del país. Existen tecnologías ampliamente utilizadas como las celdas fotovoltaicas, paneles solares, entre otras como los colectores solares Stirling, que también podrían contribuir a cubrir las necesidades energéticas en el futuro, buscando desarrollar alternativas para la transición global hacia fuentes de energía limpias.

1.7. Sistemas de cogeneración

Los sistemas de cogeneración son tecnologías diseñadas para la producción simultánea de electricidad y calor a partir de una única fuente de calor, maximizando la eficiencia energética y reduciendo las emisiones de carbono. A diferencia de los métodos convencionales de generación de energía, los CHP aprovechan el calor residual que normalmente se desperdicia, lo que los convierte en una alternativa clave para mejorar el desempeño económico y ambiental en sectores como el residencial, comercial e industrial. Además, los CHP pueden alimentarse tanto de combustibles fósiles como de fuentes de energía renovables, como la solar o la biomasa, ampliando aún más su contribución hacia un modelo energético sostenible.

Los sistemas de cogeneración representan una alternativa eficiente para la producción simultánea de electricidad y calor, optimizando el desempeño económico mediante procesos de fabricación mejorados y mayores eficiencias operativas. En el contexto de la descarbonización del sector residencial, el Reino Unido ha impulsado estrategias como la Heating and Building Strategy (HBS) para fomentar tecnologías de calefacción con bajas emisiones de carbono, incluyendo bombas de calor y redes de calefacción comunitarias. Sin embargo, otras naciones industrializadas, como Japón y Alemania, han apostado por sistemas de micro generación, destacando especialmente el uso de SE alimentados por gas natural. Estos sistemas han logrado producir hasta 6 kW de calor por cada 1 kW de electricidad generada, lo que los hace ideales para viviendas con

altas demandas de calefacción. Además, su funcionamiento silencioso y su capacidad para integrarse con la infraestructura de gas natural existente los posicionan como una alternativa viable para la transición hacia un modelo energético más sostenible [26].

Los sistemas de micro-cogeneración basados en SE representan una solución eficiente para la producción descentralizada de electricidad y calor, con potencias inferiores a 50 kW. En particular, el uso de biomasa como combustible en estos sistemas ofrece ventajas clave, como la reducción de emisiones de carbono [27], el aprovechamiento de una fuente renovable y costos operativos relativamente bajos. Un estudio realizado en el Institut National des Sciences Appliquées de Strasbourg evaluó el desempeño de una unidad de micro cogeneración de biomasa con SE, considerando distintos caudales de fluido térmico y niveles de potencia térmica. Se observó que el caudal del fluido térmico influye directamente en la temperatura del agua caliente suministrada a los usuarios, lo que, en niveles excesivos, activa un mecanismo de autoprotección que reduce la producción de energía eléctrica. Para optimizar el funcionamiento de estos sistemas, se sugiere acoplar la unidad CHP con un sistema de almacenamiento térmico, permitiendo mantener temperaturas adecuadas y evitar pérdidas de eficiencia. Además, integrar sistemas híbridos de energías renovables, como paneles fotovoltaico-térmicos y baterías, podría mejorar la autosuficiencia energética de las viviendas al complementar la producción de electricidad y calor [27].

Los SE para sistemas de microcogeneración destacan por su baja emisión de contaminantes, operación silenciosa, mantenimiento reducido y alta eficiencia teórica en la conversión de calor en electricidad, además de su flexibilidad para utilizar fuentes de energía renovables como la solar y los biocombustibles. Esto los convierte en una solución prometedora para generar calor y electricidad de manera sostenible, especialmente en zonas rurales sin acceso a la red eléctrica, donde pueden garantizar un suministro confiable y asequible. Sin embargo, enfrentan desafíos técnicos y económicos significativos, como los altos costos de fabricación, largos periodos de recuperación de inversión y baja eficiencia eléctrica en operación. En sistemas alimentados por biomasa, problemas como la formación de depósitos de cenizas requieren soluciones como la combustión en lecho fluidizado, mientras que en sistemas solares se necesita desarrollar colectores concentradores eficientes y económicos con capacidad de almacenamiento térmico. Para fomentar su adopción masiva en un contexto de descarbonización y neutralidad de carbono, se recomienda desarrollar SE de pistón libre y potenciar su integración en sistemas de generación renovable distribuida, maximizando su impacto en la reducción de emisiones y costos energéticos [2].

Investigar generadores solares basados en SE acoplados con almacenamiento térmico resulta fundamental para avanzar en el desarrollo de sistemas de cogeneración que aprovechen al máximo la energía solar, una fuente renovable inagotable.

1.8. Conclusión parcial del Capítulo 1

Las investigaciones sobre SE muestran su potencial para aprovechar fuentes térmicas renovables. A través de la integración de PCM, es posible mejorar el uso de la energía almacenada al dar un suministro continuo de esta energía. Considerando la literatura analizada se destacan los siguientes puntos claves:

- La irradiación solar en México tiene una capacidad promedio al día de entre 5 a 6 kWh/m² en casi el 90 % del territorio, lo que representa un alto potencial para sistemas de captación solar, especialmente durante las 13 horas de luz disponibles en meses como julio.
- Los colectores solares son clave para captar la energía necesaria según y pueden adoptar diferentes formas y tamaños según la aplicación especialmente si se incorporan sistemas de almacenamiento térmico.
- Innovaciones en colectores solares: Investigaciones recientes han combinado colectores solares con SE, nanofluidos y PCM para mejorar su rendimiento.
- El SE ha ganado relevancia por su alta eficiencia, especialmente al adaptarse a fuentes externas de energía como la energía solar.
- Se busca aprovechar las capacidades del SE en un sistema de cogeneración, especialmente en su acoplamiento con fuentes de energía intermitentes, como la solar.
- El incremento de consumo de energía en México es un factor importante en la investigación de tecnologías que aprovechen la alta radiación solar de estas regiones, con el potencial de generar electricidad de manera eficiente.

Capítulo 2

Metodología de diseño y modelado de subsistemas

2.1. Introducción

En el capítulo 2 se desarrolla la metodología aplicable al modelado y simulación de un sistema combinado que integra un SE solar, materiales de cambio de fase y un colector solar parabólico. Con una descripción de cada subsistema y sus características, se pretende mostrar cómo estos componentes se integran al sistema global CHP-PCM.

Además, se establece la metodología para la determinación de un día promedio en México, las condiciones para una vivienda promedio; y la determinación de modelos con recubrimientos comerciales, de espectro no selectivo y de espectro selectivo.

2.2. Sistema CHP-PCM

Para modelar el sistema integral CHP-PCM, se definen los subsistemas y las condiciones de frontera presentados en la Figura 2.1:

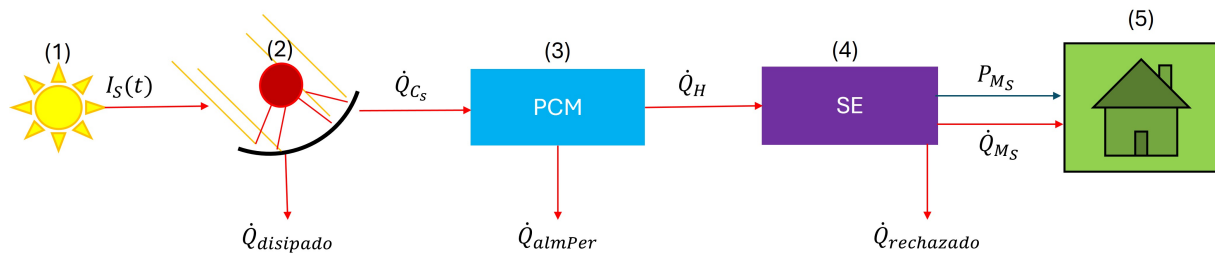


Figura 2.1: Diagrama del modelo CHP-PCM.

La condición inicial y las condiciones de frontera están determinadas por las condiciones meteorológicas (1) y la energía requerida por una vivienda (5), las cuales delimitan, respectivamente, la entrada y la salida del sistema. El captador solar (2) capta la energía $I_s(t)$ con el objetivo de concentrarla en un área específica del almacén térmico (3). Este almacén recibe el flujo de calor $\dot{Q}_{C_s}(t)$ y suministra energía térmica $\dot{Q}_H(t)$ al SE (4). A su vez, el motor genera energía eléctrica $P_{M_S}(t)$ y calor rechazado $\dot{Q}_{M_S}(t)$, que se aprovechan para cubrir las necesidades energéticas de la vivienda (5).

Para cada subsistema, se consideran distintas pérdidas de energía. Estas pérdidas se omiten en el diagrama de la Figura 2.1 para simplificación, pero se analizarán en detalle en las siguientes secciones. En la Figura 2.2 se puede observar una representación del dispositivo CHP-PCM.

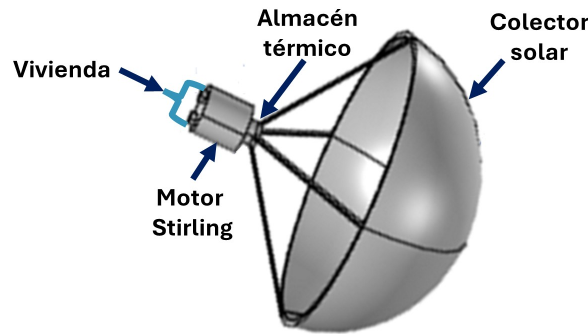


Figura 2.2: Esquema del sistema CHP-PCM.

En las siguientes secciones se establece un modelo matemático que representa el flujo energético de cada subsistema, incorporando sus parámetros específicos para evaluar el comportamiento integral del sistema.

2.3. Condiciones climáticas

Cuando se quiere aprovechar la energía del sol, especialmente en sistemas como el SE, es esencial tener presente que la luz no es un recurso constante. Esta variabilidad se presenta tanto a lo largo del tiempo como entre diferentes regiones con climas diversos. La eficacia de un sistema que utiliza energía solar está muy relacionada con el lugar y la hora del día.

Al considerar un promedio espacial, se toman en cuenta las distintas condiciones climáticas de México, donde diferentes regiones pueden recibir cantidades variables de luz y mostrar perfiles de temperatura distintos. Ambos factores son determinantes en el rendimiento del sistema CHP-PCM. Por ejemplo, un modelo diseñado para una costa soleada podría no ser efectivo en terrenos montañosos.

En cuanto a las variaciones temporales, la intensidad del sol al amanecer no es la misma que al mediodía, ni su perfil en invierno es idéntico al del verano. Al considerar un promedio temporal, garantizamos que el sistema no esté diseñado únicamente para una hora específica del día o una estación particular, sino que sea versátil para manejar las fluctuaciones durante un día y a lo largo del año. La metodología a seguir (Figura 2.3) tiene como objetivo derivar condiciones de frontera que sean realmente representativas de los escenarios reales que enfrentará el SE en México. Capturando ambos promedios, espacial y temporal, se tendrá una comprensión del potencial operativo del motor.

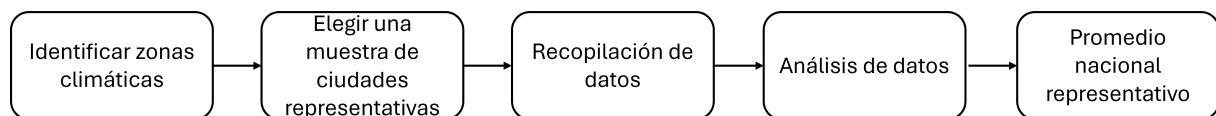


Figura 2.3: Procedimiento para determinar las condiciones de frontera.

2.3.1. Zonas climáticas

La clasificación climática de Köppen se utiliza para categorizar los distintos climas del mundo como se muestra en la Figura 2.4. Este mapa, actualizado en 2019, organiza los climas en 5 grupos principales, cada uno de los cuales se divide en diferentes subgrupos.

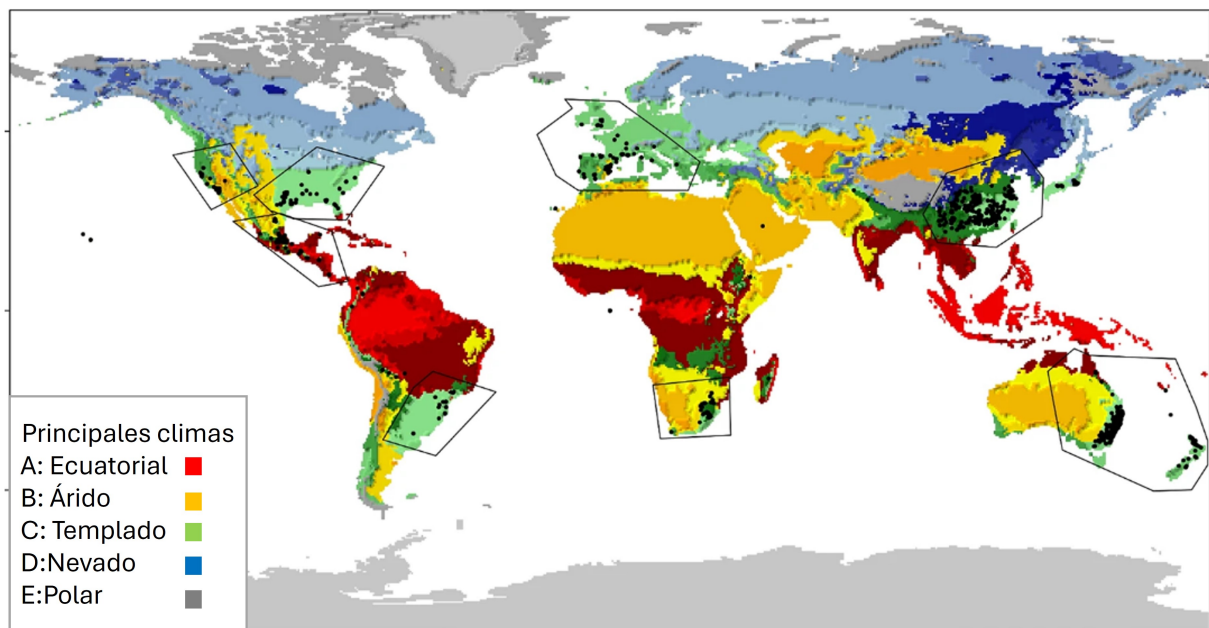


Figura 2.4: Mapa de clasificación Köppen-Geiger [28].

- Grupo A: clima tropical
- Grupo B: climas secos
- Grupo C: climas templados
- Grupo D: Climas continentales
- Grupo E: Climas Polares

Los subgrupos se indican con minúscula e indican el tipo de clima que existe en esa región en específico junto con su comportamiento. Es decir, si el clima es muy frío o cálido, si la región es desértica o esteparia.

De acuerdo con el Consejo Nacional de Educación para la Vida y el Trabajo (CONEVYT) [29] en México se tienen los siguientes climas (Tabla 2.1) según la misma clasificación de Köppen:

Tabla 2.1: Clasificación climática y tipos de clima.

Grupo climático	Tipos de clima
Grupo A (Tropical)	
Af	Tropical con lluvias todo el año
Am	Tropical con lluvias de monzón
Aw	Tropical con lluvias de verano
Grupo B (Seco)	
BS	Seco estepario
BW	Seco desértico
Grupo C (Templado)	
Cf	Templado con lluvias todo el año
Cw	Templado con lluvias en verano
Cs	Templado con lluvias en invierno
Grupo E	
EB	Polar de alta montaña



Figura 2.5: Mapa de México con la clasificación de Köppen Geiger [29].

Estos grupos se encuentran distribuidos según se muestra en la Figura 2.5.

2.3.2. Muestra de ciudades representativas en México

Se seleccionaron de forma preliminar las ciudades mostradas en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2: Ciudades con los diferentes climas en México según la clasificación de Köppen-Geiger.

Símbolo	Ciudad representativa	Estado
Af	Villahermosa	Tabasco
Am	Ciudad del Carmen	Campeche
Aw	Cancún	Quintana Roo
BS	Chihuahua	Chihuahua
BW	Hermosillo	Sonora
Cf	CDMX	CDMX
Cw	Guadalajara	Jalisco
Cs	Tijuana	Baja California

Es relevante señalar que en este estudio no se considerará el clima del grupo EB, que representa un clima polar de alta montaña. Este tipo de clima es exclusivo de las elevadas montañas de México, como el nevado de Toluca, donde la densidad de población que puede habitar en esas áreas es muy baja. San Luis Potosí se encuentra en una región predominantemente caracterizada por un clima seco estepario (BS), aunque también presenta, en menor proporción, un clima templado (Cw) [30]. Por otro lado, la selección de la ciudad de Chihuahua se debe a que su clima es completamente seco estepario (BS), al igual que sus alrededores.

2.3.3. Recopilación de datos

Se recopilaron datos de las ocho ciudades seleccionadas en la sección anterior. Los datos meteorológicos fueron obtenidos de una base de datos de la NASA [31]; se encuentran actualizados hasta el año 2021. Por lo tanto, se utilizará ese año para caracterizar el comportamiento climático de cada ciudad. Entre los datos recopilados se encuentra los siguientes [32]:

- **Toda la irradiación solar de onda corta debajo del cielo:**
Es la irradiancia solar total incidente (directa más difusa) en un plano horizontal en la superficie de la tierra bajo todas las condiciones del cielo, es decir, la irradiación solar total en W/m^2 .
- **Temperatura a 2 metros:**
Es la temperatura promedio del aire (bulbo seco) a dos metros de la superficie de la tierra en $^{\circ}C$.
- **Velocidad del viento a 10 metros:**
Velocidad promedio del viento a 10 metros de la superficie de la tierra en m/s .
- **Presión superficial:**
Es el promedio de presión superficial en la superficie de la tierra en kPa .

2.3.4. Análisis de datos

Para cada ciudad se considerarán los siguientes datos:

- **Día mínimo:** Este es el día en el que se registra la radiación solar más baja del año, junto con su temperatura correspondiente a lo largo de las horas.

- **Día máximo:** Se refiere al día con la radiación solar más alta del año y su temperatura correspondiente por horas.
- **Día medio:** Este día representa la radiación solar que es equivalente al promedio anual, junto con su temperatura correspondiente a lo largo de las horas.

Según los datos recopilados por la NASA [31] el promedio anual para la ciudad de México en 2021 para la irradiación solar es de 5.55 kWh/m^2 , el día con la menor irradiación solar fue de 2.46 kWh/m^2 y el día con la máxima irradiación solar fue de 8.36 kWh/m^2 . Además se conoce la distribución de la irradiación solar en 24 horas con la captación máxima, media y mínima en días representativos mostrados en la Figura 2.6 con datos recopilados de 2021. Estos datos pueden resultar muy útiles para analizar la condición más crítica o la más favorable o inclusive un comportamiento general promedio.

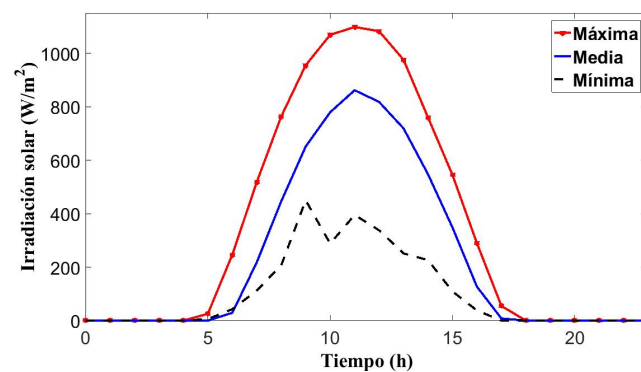


Figura 2.6: Irradiación solar en la ciudad de México para los días de máxima, media y mínima captación [31].

2.3.5. Promedio nacional representativo

Con el objetivo de generalizar las condiciones de frontera de la manera más amplia posible, se analiza el promedio anual de cada región y se elige un día representativo de cada una de ellas.

Teniendo en cuenta la Tabla 2.3, se recopiló la información horaria de los días representativos para calcular un día promedio anual a nivel nacional, considerando las regiones más representativas de México.

Tabla 2.3: Valores generales promedio de irradiación [31].

Ciudad	Irradiación promedio Anual (kWh/m^2)	Día Representativo	Irradiación de cada día (kWh/m^2)
Villahermosa	5.28	08/09/2021	5.28
Ciudad del Carmen	5.49	09/09/2021	5.49
Cancún	5.49	07/04/2021	5.48
Chihuahua	5.99	19/04/2021	6.00
Hermosillo	6.01	17/08/2021	6.01
CDMX	5.55	21/01/2021	5.55
Guadalajara	5.97	18/06/2021	5.98
Tijuana	4.99	24/10/2021	4.96
Promedio Anual	5.59	Representativo	5.59

Se obtiene las condiciones climáticas para un día promedio representativo nacional en México mostrado en las Figuras 2.7 y 2.8.

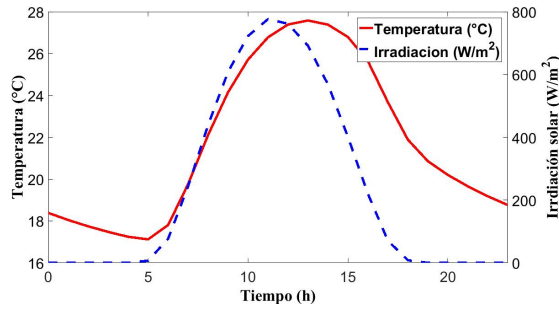


Figura 2.7: Irradiación solar promedio y temperatura promedio nacional representativa.

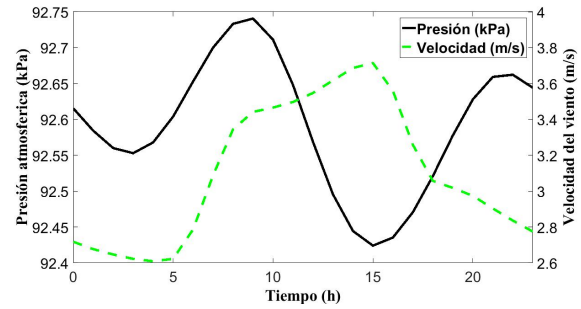


Figura 2.8: Presión atmosférica y velocidad del viento promedio nacional representativo.

2.4. Metodología de análisis para subsistemas

Se propone una metodología conformada por dos etapas:

- Etapa 1: Se centra en desarrollar modelos que representen los flujos de energía en cada subsistema:

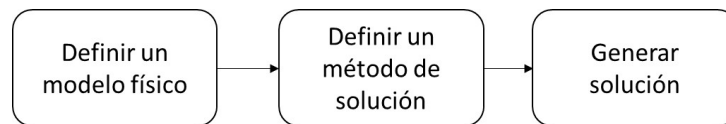


Figura 2.9: Determinación del modelo.

La primera etapa se enfoca en obtener resultados de modelos que representen adecuadamente el comportamiento físico de cada subsistema. Durante esta fase inicial, los parámetros y propiedades de los subsistemas se mantienen constantes.

- Etapa 2: Se enfoca en la variación de los parámetros para analizar las capacidades del sistema CHP-PCM.

La segunda etapa se dedica a analizar cómo varían los componentes al modificar los parámetros para satisfacer la demanda energética de la vivienda, considerando las condiciones climáticas establecidas, que son la base de energía para todo el sistema integral. Algunos parámetros pueden provocar cambios significativos en el sistema, ya que no solo afectan al subsistema específico, sino que también pueden influir en otros parámetros de componentes adyacentes.

Para desarrollar un sistema integral CHP-PCM, es clave considerar cómo se interconectarán estos elementos. Por lo tanto, en la segunda etapa, además de analizar la variación de parámetros, se llevará a cabo el acoplamiento de los subsistemas. Un ejemplo de esto son los parámetros del almacén térmico, que determinarán la relación geométrica con el colector solar, estableciendo una conexión entre el receptor y el disco parabólico reflector, lo que a su vez definirá la geometría del colector y su capacidad para captar energía solar.

2.4.1. Definición de los modelos

El CHP-PCM se puede analizar como un sistema cerrado, cuya entrada es la irradiación solar I_s y cuya salida es la entrega de energía a la vivienda por medio de $\dot{Q}_{M_S}$ y P_{M_S} . A continuación se muestra el desarrollo del sistema.

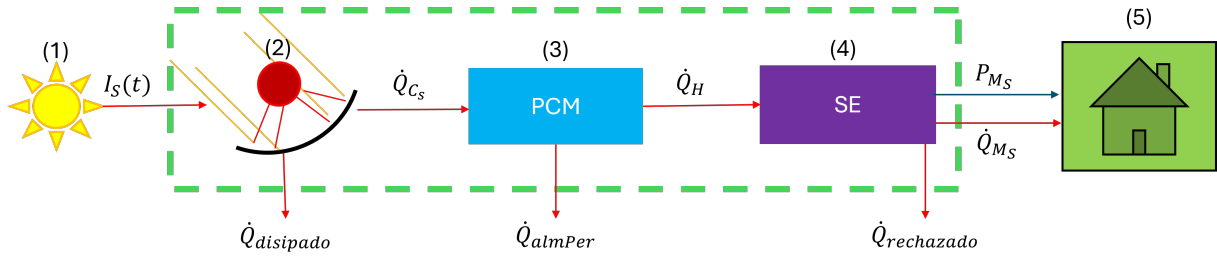


Figura 2.10: Sistema de control del sistema CHP-PCM

Según la primera ley de la termodinámica, el cambio en la energía de un sistema es igual a la diferencia entre la energía que ingresa y la que sale.

$$\Delta E = E_{Entrada} - E_{Salida} \quad (2.1)$$

Además, partiendo de que es un sistema cerrado, se puede considerar que el cambio de energía se da por medio del calor $\dot{Q}$ y al trabajo $\dot{W}$, en su expresión diferencial [33]:

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (2.2)$$

En términos de potencia:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.3)$$

y asumiendo que no hay cambios en la energía cinética y potencial:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{CHP-PCM} - \dot{W}_{CHP-PCM} \quad (2.4)$$

Al ser un sistema transitorio el cambio de la energía interna es la energía acumulada como se define a continuación:

$$\frac{dU}{dt} = \sum m_i c_{pi} \frac{dT}{dt} + m_{pcm} L \frac{d\alpha_f}{dt} \quad (2.5)$$

Donde j representa las diferentes características de los materiales del almacén. Para el calor del sistema:

$$\dot{Q}_{CHP-PCM} = \dot{Q}_{entrada} - \dot{Q}_{salida} \quad (2.6)$$

Donde $\dot{Q}_{entrada}$ es el calor que entra por la irradiación solar:

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{Q}_{solar} = I_s * A_{C_s} \quad (2.7)$$

Mientras tanto el calor de salida se define como:

$$\dot{Q}_{salida} = (\dot{Q}_{disipado} + \dot{Q}_{almPer} + \dot{Q}_{rechazado}) + \dot{Q}_{M_S} \quad (2.8)$$

La potencia que sale es la entregada por el SE en la vivienda (P_{M_S} en la Figura 2.10):

$$\dot{W}_{CHP-PCM} = P_{M_S} \quad (2.9)$$

Teniendo en cuenta las Ec. 2.5, 2.7, 2.8 y 2.9 sustituyéndolas en la Ec. 2.3 se obtiene la Ec. del sistema:

$$\sum m_i c_{pi} \frac{dT}{dt} + m_{pcm} L \frac{d\alpha_f}{dt} = \dot{Q}_{Solar} - (\dot{Q}_{perdidas} + \dot{Q}_{cogeneracion}) - P_{M_S} \quad (2.10)$$

El sistema CHP-PCM es complejo, por lo que su análisis se ha desglosado en subsistemas que facilitan su estudio. Cada uno puede ser complicado de analizar por sí mismo, por lo que se ha optado por emplear modelos que representen adecuadamente los principios físicos involucrados y que sean capaces de integrarse con los demás.

2.4.2. Colector parabólico

El objetivo principal del colector solar es captar los rayos del sol y reflejarlos desde un área extensa hacia un área más reducida, con el propósito de concentrar la energía.

Los parámetros geométricos y la distribución de energía estarán en función de la cantidad de material de cambio de fase requerida para la operación continua del SE, el cual dependerá de la demanda energética.

Las propiedades ópticas del material reflectante y el receptor deben ser consideradas en el modelo, propiedades como la reflectividad ρ_{op} , absorptividad α_{op} y transmitividad τ_{op} .

Para el espejo reflectante, se consideran únicamente los efectos de la reflectividad ρ_{op} y la absorptividad α_{op} , ya que influyen en el comportamiento de la radiación en las superficies del colector. La radiación que alcanza el receptor corresponde únicamente a la fracción reflejada, como se muestra en la Ec. (2.11) [34].

$$S_s = I_s \rho_{op} f_s \quad (2.11)$$

Donde S es la intensidad de radiación que llega al receptor, afectada por la calidad del espejo. Se asume que el concentrador parabólico se mantiene alineado con el sol para obtener toda la irradiación solar registrada en las condiciones meteorológicas; por lo tanto, un factor de modificación del ángulo incidente es innecesario y puede ser despreciado [34].

Las propiedades ópticas, como el factor de reflectancia ρ_{op} , pueden variar según el estudio realizado por Hongn et al. [35], donde se resalta que la variación en la reflectancia se debe al espesor del espejo, la calidad del material, la posición del sistema y la limpieza de la superficie. Se reportan valores promedio de reflectancia de 0.82 y 0.77 para espejos comunes con espesores de 2 mm y 3 mm, respectivamente. Para espejos de 4 mm de espesor, constituidos por una combinación de vidrios de diferentes calidades (vidrio "blanco" de alta transparencia y vidrio de calidad intermedia), se obtuvieron valores de reflectancia de 0.91 y 0.83. En este estudio, se asumirá un espejo de alta calidad, similar al reportado en la literatura, con un valor de reflectancia de 0.9 en condiciones ideales.

Para la fracción de sombra f_s , se considera un factor que tiene en cuenta la sombra generada por el receptor, la cual impide que toda la irradiación solar llegue al disco reflectante. Este es un parámetro que se relaciona directamente con la geometría de la parábola. Además, los parámetros geométricos incluyen la distancia focal f , el diámetro de apertura a , el diámetro del receptor w y el ángulo de borde ϕ .

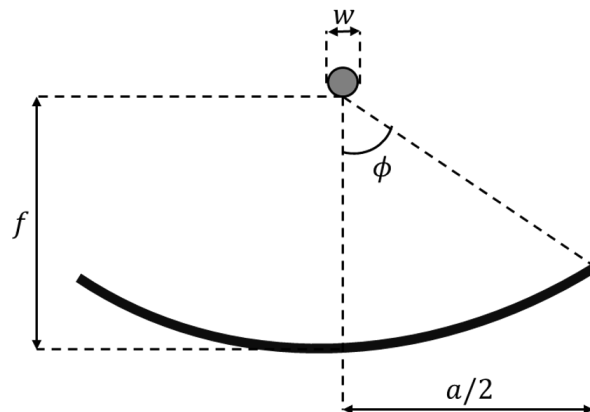


Figura 2.11: Relación de dimensiones para una parábola.

Las características geométricas mostradas en la Figura 2.11, se pueden utilizar para definir el paraboloide que se forma en un disco solar [34]. El disco parabólico o paraboloide determina la capacidad del colector solar. El diámetro w del receptor esta representado con la expresión 2.12[34]:

$$w = \frac{\sin(\psi_{rad})}{\sin(\phi) \cos(\phi + \psi_{rad})} \quad (2.12)$$

Donde ψ_{rad} representa el semiángulo del disco solar, es decir, el ángulo que describe la incidencia de la radiación solar sobre la Tierra debido al tamaño angular del Sol, con un valor aproximado de 4.65 mrad [34]. El ángulo de borde se relaciona con el diámetro de apertura mediante la siguiente Ec. 2.13:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{8 \left(\frac{f}{a} \right)}{16 \left(\frac{f}{a} \right)^2 - 1} \right) \quad (2.13)$$

Para la fracción de sombra se tiene la Ec. 2.14 [34]:

$$f_s = 1 - \frac{A_{rec}}{A_{C_S}} \quad (2.14)$$

Donde A_{C_S} es el área del disco parabólico y A_{rec} es el área del receptor. Por medio de la Ec. 2.11 se define la intensidad de la radiación debido a las propiedades ópticas, mientras que, a través de las relaciones geométricas, se puede analizar la distribución de energía en el receptor. Estos valores geométricos se retoman en la Sección 3.2, y sus magnitudes se describen en la Tabla 3.2. La relación de concentración por área esta dada por la siguiente expresión:

$$C_a = \frac{A_a}{A_{rec}} \quad (2.15)$$

La relación de concentración por área es una medida geométrica que no refleja las variaciones espaciales del flujo radiante. Sin embargo, bajo condiciones ideales y con una distribución uniforme de la irradiación, puede aproximarse a la relación de concentración basada en el flujo promedio. En ciertos casos, se puede considerar que $A_a = A_{C_S}$, como se establece en este documento.

En este trabajo, se emplea una simulación de trazado de rayos con parámetros ópticos reales para un colector paraboloide, con el objetivo de obtener una distribución de irradiación sobre el receptor. En la Sección 3.2.4 se aproxima a una distribución uniforme sobre el receptor, la cual permite estimar la concentración de flujo promedio a partir de las áreas (Ec. 2.15).

Para el análisis del flujo de energía se considera sistema cerrado como se muestra en la Figura 2.12.

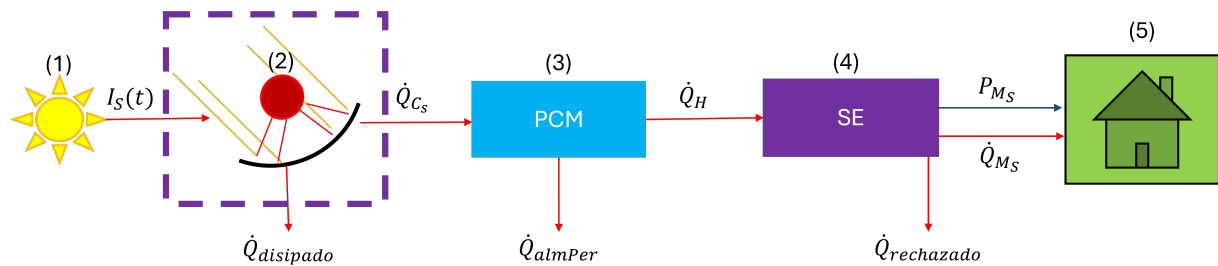


Figura 2.12: Sistema cerrado para el colector solar.

Es importante aclarar que el sistema del colector solar está delimitado para el disco parabólico, recordando que el receptor es el almacén térmico como se puede observar en la Figura 2.13.

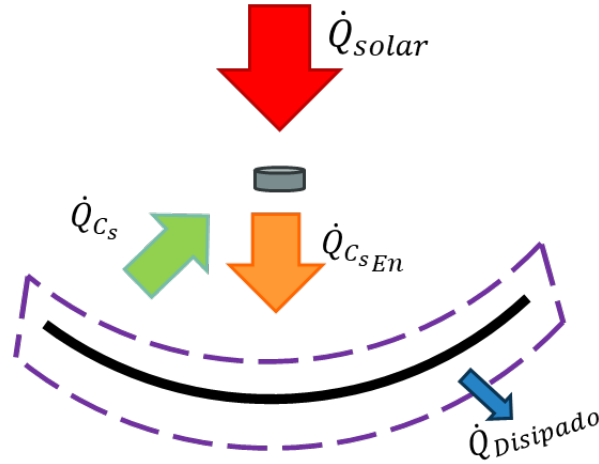


Figura 2.13: Sistema del colector solar.

Donde el flujo de calor solar $\dot{Q}_{solar}$ es:

$$\dot{Q}_{solar} = I_s(t)A_{C_s} \quad (2.16)$$

La Ec. 2.16 representa el flujo de calor ideal hacia el disco colector. No obstante, se considera la sombra del receptor, por lo que el flujo útil al sistema es $\dot{Q}_{C_sEn}$, ajustado con el factor de sombra de la Ec. 2.14. Este factor no contempla sombras de otros elementos como el motor, cables o soportes, lo cual se omite para simplificar el análisis.

Además, se considera un estado cuasi-estable en el que la temperatura del espejo no varía significativamente, ya que la energía absorbida se disipa rápidamente. El término de energía interna entonces se desprecia.

$$\frac{dU}{dt} \approx 0 \quad (2.17)$$

Añadido a esto se considera que no hay trabajo por lo que la expresión queda de la siguiente forma:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \therefore \dot{Q}_{C_sEn} - \dot{Q}_{C_sSa} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{C_sEn} = \dot{Q}_{C_sSa} \quad (2.18)$$

Donde calor de entrada es $\dot{Q}_{C_sEn}$ y el calor de salida del subsistema es $\dot{Q}_{C_sSa}$, los cuales se definen a continuación. Para el calor de entrada:

$$\dot{Q}_{C_sEn} = \dot{Q}_{solar} f_s \quad (2.19)$$

Para el calor de salida se tiene la siguiente Ec.:

$$\dot{Q}_{C_sSa} = \dot{Q}_{C_s} + \dot{Q}_{Disipado} \quad (2.20)$$

Donde el $\dot{Q}_{C_s}$ es el calor que sale reflejado hacia el receptor, mientras el $\dot{Q}_{Disipado}$ es el calor disipado. Se puede obtener Entonces:

$$\dot{Q}_{C_s} = \dot{Q}_{C_sEn} - \dot{Q}_{Disipado} \quad (2.21)$$

La transmitancia óptica de un espejo es cercana a cero, y aunque se considera un valor de α_{op} igual a 0.1, se asume que los efectos de absorción se disiparán rápidamente debido a las pérdidas de calor en la gran superficie del colector. Considerando las propiedades ópticas del colector se puede sustituir la Ec. 2.21 de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{C_S} = \dot{Q}_{C_{sEn}} - \dot{Q}_{C_{sEn}} \alpha_{op} \rightarrow \dot{Q}_{C_{sEn}} (1 - \alpha_{op}) = \dot{Q}_{C_{sEn}} \rho_{op} \quad (2.22)$$

Por lo que se puede obtener una expresión del calor reflejado hacia el receptor $\dot{Q}_{C_S}$ en términos de la irradiación solar I_s :

$$\dot{Q}_{C_S}(t) = I_s(t) A_{C_S} f_s \rho_{op} = S_s A_{C_S} \quad (2.23)$$

2.4.3. Almacén Térmico

El análisis del almacén térmico se realiza conforme al volumen de control mostrado en la Figura 2.14.

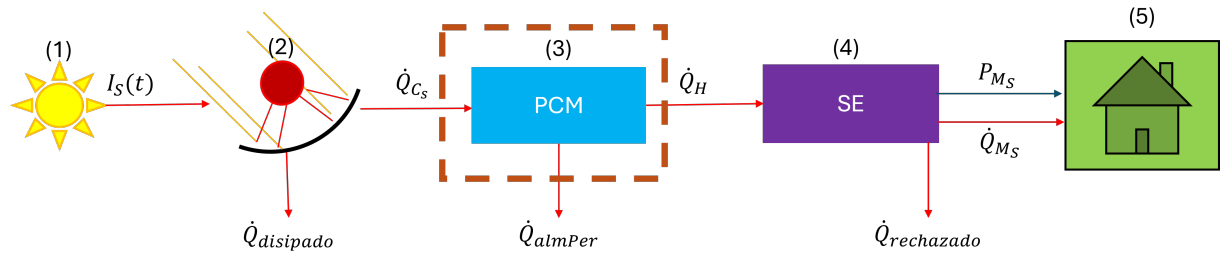


Figura 2.14: Volumen de control del almacén térmico.

El almacén se analiza como un sistema cerrado en un estado transitorio, asumiendo que no hay cambios en la energía cinética y energía potencial. Por lo tanto, la Ec. 2.3 se puede utilizar considerando que el almacén acumulará energía durante el día y la entregará en forma de calor al SE, sin realizar trabajo.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \rightarrow \frac{dE_{Acumulada}}{dt} = \dot{Q}_{C_S} - \dot{Q}_H - \dot{Q}_{almPer} \quad (2.24)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{C_S} - \left(\sum m_i c_{pi} \frac{dT}{dt} + m_{pcm} L \frac{d\alpha_f}{dt} \right) - \dot{Q}_{almPer} \quad (2.25)$$

Donde las pérdidas en el almacén son:

$$\dot{Q}_{almPer} = \sum (q_h + q_R) \quad (2.26)$$

Como se ilustra en la Figura 2.15, en la cara delantera se presenta la función $\dot{Q}_{C_S}(t, r)$, que representa la energía concentrada. Se consideran las pérdidas de energía por convección, denotadas como q_{h1} y q_{h2} , en la cara delantera y alrededor del cilindro. Además, se tienen en cuenta las pérdidas por radiación, q_{R1} y q_{R2} , en las superficies mencionadas.

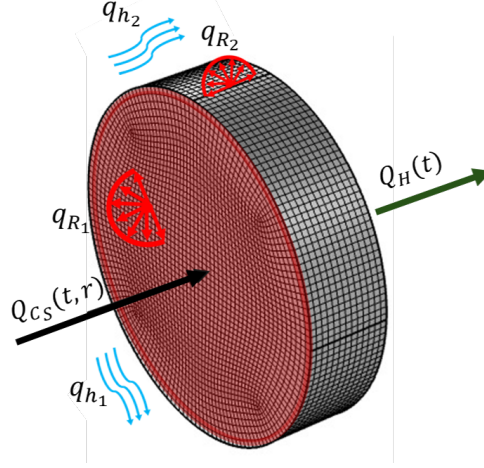


Figura 2.15: Modelo para simular almacén térmico.

Utilizando la Ec. 2.25 se puede obtener la energía en forma de calor disponible, el cual es la suma de la energía almacenada más la que se puede extraer hacia el motor.

$$\dot{Q}_{disponible} = \dot{Q}_H + \left(\sum m_i c_{pi} \frac{dT}{dt} + m_{pcm} L \frac{d\alpha_f}{dt} \right) = \dot{Q}_{CS} - \dot{Q}_{almPer} \quad (2.27)$$

Para añadir la condición de frontera en la cara posterior se utiliza una función $\dot{Q}_H(t)$ que simulará el consumo del SE al ser acoplado por contacto directo con el almacén. En el transcurso del presente trabajo, la Ec. 2.27 se integra respecto al tiempo en diversos análisis con el fin de determinar la energía total disponible en cada hora del día. Las propiedades térmicas se presentan más adelante, en las Tabla 3.3 de la 3.4 de la sección correspondiente, una vez seleccionado el material del PCM.

Respecto a las masas en el almacén, en la Sección 4.2.2, se realiza un análisis de diferentes masas para el núcleo del almacén térmico. El espesor de los recubrimientos se mantiene en 6 mm, principalmente para el acero que encapsula el PCM; Para el recubrimiento radiante especial, con propiedades selectivas y no selectivas, se asumió una distribución uniforme sobre la superficie del almacén. Se puede conocer la distribución de las masas en el interior del PCM por los resultados obtenidos de las simulaciones por medio del indicador de cambio de fase (Sección 4.2.2).

2.4.4. Pérdidas de calor por convección

La energía concentrada y almacenada en el receptor se disipa por convección térmica a través de las paredes del almacén. Debido a las propiedades del receptor, se propone inicialmente un modelo en el que las pérdidas por radiación se consideran despreciables; sin embargo, su influencia se analizará más adelante. La pérdida de calor $\dot{Q}_h$ se expresa mediante la Ec. 2.28, donde i representa las diferentes superficies.

$$\dot{Q}_h = \sum \{h(t) A_c [T_{sc}(t) - T_a(t)]\} \quad (2.28)$$

Para determinar el coeficiente convectivo durante el transcurso del día, se considera que existe variación transitoria en la temperatura del ambiente, velocidad del viento, la presión atmosférica y por lo tanto en las propiedades del aire.

El número de Reynolds Re y el número de Prandtl Pr se definen como [36]:

$$Re(t) = \frac{v_{\infty}(t) L_C}{\nu(t)} \quad (2.29)$$

$$Pr(t) = \frac{\mu(t)c_p(t)}{k(t)} \quad (2.30)$$

El coeficiente convectivo es:

$$h = \frac{N_U(t)D}{k(t)} \quad (2.31)$$

Para utilizar correlaciones en la determinación del flujo convectivo, se deben considerar las temperaturas promedio entre el fluido y la superficie de contacto $T_{promedio}$, que en este caso es aire, bajo las condiciones climáticas establecidas en la Sección 2.3.5. Para una placa horizontal, el número de Nusselt Nu es[36]:

$$N_U = \begin{cases} \frac{0.6774Pr^{1/3}Re_{L_{C_{pp}}}^{1/2}}{\left(1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}}, & Re_{L_{C_{pp}}} \leq 5 \times 10^5 \\ 2Pr^{1/3} \left(0.037Re_{L_{C_{pp}}}^{4/5} - 871\right), & Re_{L_{C_{pp}}} > 5 \times 10^5 \end{cases} \quad (2.32)$$

El Re calculado se encuentra en el primer caso de la Ec 13, cuyos valores se presentan junto a otros parámetros de interés en el capítulo 3. Para una flujo externo cruzado alrededor de un cilindro [36]:

$$N_U = \left(0.3 + \frac{0.62Re_{L_{C_C}}^{1/2}Pr^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_{L_{C_C}}}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5}\right), \quad Re_{L_{C_C}} \times Pr > 0.2 \quad (2.33)$$

Despejando de la Ec. 2.31 usando la correlación para su respectivo caso de la Ec. 13 y 2.33 se obtiene las siguientes expresiones:

Para el caso de la placa:

$$h_1 = \begin{cases} \frac{2k(t)}{L_{C_{pp}}} \frac{0.3387Pr(t)^{1/3}Re_{L_{C_{pp}}(t)}^{1/2}}{\left(1 + \left(\frac{0.0468}{Pr(t)}\right)^{2/3}\right)^{1/4}}, & Re_{L_{C_{pp}}} \leq 5 \times 10^5 \\ \frac{2k}{L_{C_{pp}}} Pr^{1/3} \left(0.037Re_{L_{C_{pp}}}^{4/5} - 871\right), & Re_{L_{C_{pp}}} > 5 \times 10^5 \end{cases} \quad (2.34)$$

Para el caso de alrededor del cilindro:

$$h_2 = \frac{k(t)}{d} \left(0.3 + \frac{0.62Re_{L_{C_C}}(t)^{1/2}Pr(t)^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr(t)}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_{L_{C_C}}(t)}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5}\right), \quad Re_{L_{C_C}} \times Pr > 0.2 \quad (2.35)$$

Por medio de las correlaciones se puede determinar el coeficiente convectivo que genera las pérdidas de calor en las superficies del almacén térmico. Permite conocer el comportamiento general del subsistema para estimar cuánta energía se puede entregar a lo largo de un día al SE. El cálculo de la longitud característica se presenta en la Sección 3.3.4. Para ampliar el uso de estas correlaciones, se recomienda revisar el Anexo A.

2.4.5. Pérdidas de calor por radiación

Para la radiación se considera el cambio de temperatura a través del tiempo con la Ec. 2.36:

$$\dot{Q}_{R_i}(t) = \sum \{ \varepsilon A_r \sigma [T_r(t)^4 - T_a(t)^4] \} \quad (2.36)$$

Donde ε es la emisividad, A_r es el área de la superficie correspondiente del almacén, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, $T_r(t)$ es la función de temperaturas en la superficie a lo largo del tiempo $T_a(t)$ es la función de las temperaturas ambientales durante un día.

La emisividad es la capacidad de un material para emitir energía térmica en forma de radiación, y depende de la longitud de onda de la radiación así como del acabado superficial del material. La presencia de recubrimientos o pinturas puede influir significativamente en su valor. Por lo tanto, se revisarán los casos más significativos encontrados en la literatura. Los materiales utilizados en las simulaciones presentadas incluyen el Acero 302B y materiales de cambio de fase; específicamente, se empleará para este estudio el material $58.1LiNO_3 - 41.9KCl$ (PCM58).

Para el acero, dependiendo de sus diferentes acabados superficiales, los valores de emisividad se encuentran en un rango aproximado de 0.02 a 0.4, correspondiendo los valores más bajos a superficies muy pulidas y los más altos a superficies más opacas.

En el caso de los materiales de cambio de fase, se dispone de muy poca información específica sobre los compuestos. Sin embargo, dado que el conjunto de sales que componen el PCM tienen un comportamiento similar a un material cerámico, se asumirá que su comportamiento es el de un material cerámico. Teniendo esto en cuenta se puede obtener un emisividad para materiales cerámicos de 0.4 hasta 0.8 [37]. Las características de emisividad en ambos materiales pueden verse modificadas con recubrimientos especiales como los que se muestran en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Productos con sus emisividades [38].

Cristal con recubrimientos			Película delgada		
Fabricante	Producto	ε	Fabricante	Producto	ε
Pilkington	K Glass	0.16	CPFilms	Enerlogic VEP35	0.07
	Optitherm S1	0.013		Enerlogic VEP70	0.09
	Optitherm S3	0.037		SolarGard Ecolux Low-e	0.09
Barreras radiantes/aislamientos de láminas			Saint-Gobain	silver AG 50	0.37
Environmentally safe products	ESP-LOW-E	0.03	Hanita Coatings	silver AG 25	0.33
	Econo-E	0.03		Silver 20 Low-E	0.39
	Attic Floor	0.03		Silver 35 Low-E	0.45
	Low-E-HVAC	0.03		amber 35 Low E sun	0.34
Sigma Technologies	3100 series Radiant barrier	0.05	Pinturas		
Energy efficient solutions Innovative Insulation	ARMA foil	0.05	Solec	LO/MIT-I	0.21-0.37
	super R diamond	0.05		LO/MIT-II	0.21-0.37
	Super R Platinum	0.05		LO/MIT-II MAX	0.15-0.17
S.A.M.E. S.r.l.	Tempshield Single	0.05	STS Coatings	SOLKOTE	0.20-0.49
	Isoliving	0.06		HeatBloc-Ultra	0.19
	Airguard	0.04		ECO-Guard Coating	0.15-0.24
Dupont	Double reflective insulation	0.06	Carolina energy Conservation	Radiance e-025	0.23
Reflectix	Concrete slab insulation Radiant barrier	0.03	Henry Company	LiquidFoil	0.16

Se espera que los distintos recubrimientos analizados reduzcan las pérdidas de calor por radiación, al tiempo que permiten la entrada de radiación solar. Para ello, se examinan los materiales de baja emisividad presentados en la Tabla 2.4, algunos de los cuales son capaces de minimizar tanto la entrada como la salida de energía por radiación. Mientras que las superficies laterales del almacén son efectivas para reducir las pérdidas, la superficie receptora enfrenta el desafío de ser capaz de permitir la entrada de radiación solar. Esto da lugar a dos casos ideales que se ilustran en la Figura 2.16.

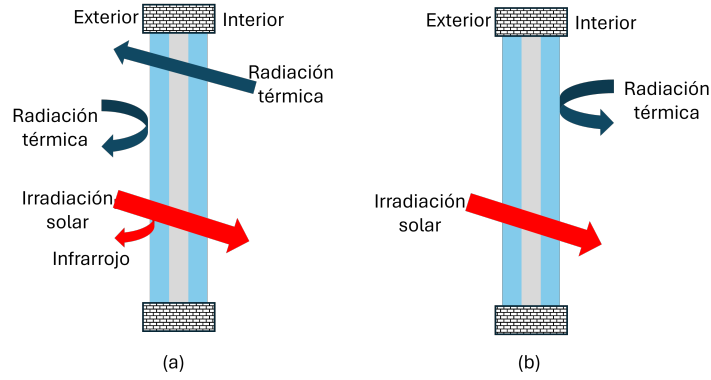


Figura 2.16: Tipos de ventanas ideales: a) Ventana perfecta para verano. b) Ventana perfecta para invierno.

Se propone realizar inicialmente un análisis del modelo asumiendo que la emisividad de la superficie del almacén se comportará de manera uniforme, basándose en los valores de emisividad reportados en la literatura, y adoptando un comportamiento ideal similar al de una ventana perfecta para el invierno. Este modelo preliminar se utilizará para observar las variaciones provocadas por las diferencias en la emisividad del acabado superficial y/o de los distintos recubrimientos de los materiales disponibles. Es importante tener en cuenta que esta simplificación podría reducir significativamente las pérdidas de calor que el almacén estaría emitiendo al ambiente, a la vez que también podría afectar la absorción de energía, como se indica en la Ec. 2.37, que aborda una propiedad superficial inherente [37].

$$\varepsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda} \quad (2.37)$$

Se propone un modelo que contempla las relaciones ópticas en la entrada del almacén, como se ilustra en la Figura 2.17. En este modelo, el Material (A) será una combinación de capas diseñadas para generar un recubrimiento que presente características ópticas específicas, mientras que el Material (B) corresponde al almacén térmico, que en este caso es acero. En la Figura 2.17, S_{I_s} representa la radiación reflejada por el espejo del concentrador solar. A partir de esta energía de entrada, dentro del recubrimiento se puede clasificar la energía en cuatro categorías: transmitida τ , absorbida α , reflejada ρ y emitida ε .

Es relevante señalar que se hace una distinción entre los subíndices (1) y (2) en los materiales. El subíndice (1) se refiere a las propiedades de entrada del material, es decir, aquellas que facilitan el paso de las longitudes de onda de la radiación solar. Por otro lado, el subíndice (2) hace referencia a las propiedades en la salida del recubrimiento, las cuales limitan el paso de longitudes de onda cercanas a las emitidas por el interior del almacén.

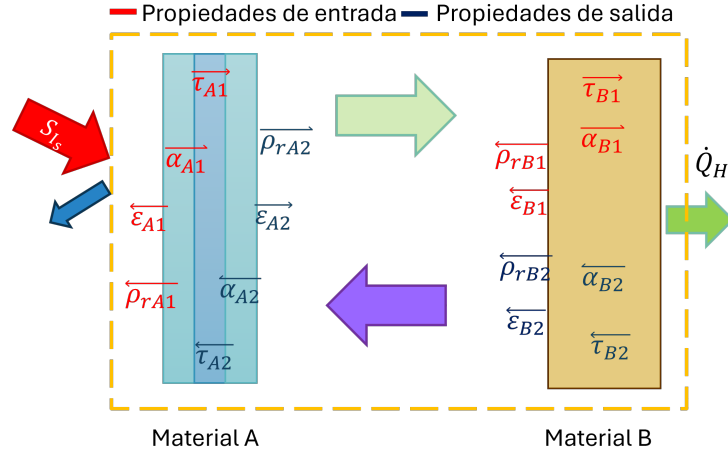


Figura 2.17: (A) Material compuesto por varias capas. (B) Material receptor en el interior del almacén.

Las propiedades del Material (A) pueden considerarse como representativas de un material isotrópico cuando los valores con subíndice (1) y (2) son numéricamente iguales. En cambio, cuando se consideran diferentes, esto indica una variación en las longitudes de onda que facilitan un mayor porcentaje de entrada y, a su vez, limitan la salida de distintas longitudes de onda en menor medida.

Las propiedades como τ_{B1} , α_{B1} , ρ_{rB1} y ε_{B1} se consideran bajo la premisa de que el material tiene una capacidad selectiva para absorber un rango específico del espectro de longitud de onda. Esta selectividad podría lograrse a través de un acabado superficial diseñado de manera específica.

En la Figura 2.18 se muestra la aproximación de la longitud de onda proveniente de la radiación solar. Cuando se menciona que un material es selectivo es porque al interactuar con los diferentes espectros de luz ciertas longitudes de onda pueden ser absorbidas, mientras que otras longitudes pueden pasar libremente.

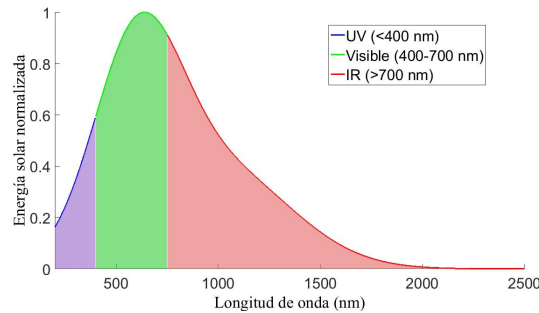


Figura 2.18: Distribución normalizada de energía contra la longitud de onda de la radiación solar [38].

Se tiene en cuenta que la selectividad del material (A) y (B) es desconocida, pero se asumirá que en su conjunto dará un valor deseado a las propiedades ópticas de los materiales.

Se realizarán pruebas no selectivas, donde se asumirá que los valores de las propiedades ópticas serán iguales para todas las longitudes de onda ($\tau_{A1} = \tau_{A2}$) y así respectivamente con todas las propiedades del material (A) y (B). El material B se considera opaco por lo que la transmisibilidad para cualquier espectro será cercana a cero ($\tau_{B1} = 0$ y $\tau_{B2} = 0$). Añadido a esto para simplificar el modelo se asumirá que ρ_{rB1}

será cercana a cero, similar a un cuerpo negro por algún tipo de pintura oscura dando como resultado este comportamiento ideal. Asumiendo que el almacén se calienta y su emisión será en un espectro mas cercano al infrarrojo se tendrían las siguientes propiedades ópticas $\rho_{B2}, \alpha_{B2} = \varepsilon_{B2}$. Para evitar un análisis complejo de múltiples reflexiones internas, se asume que cualquier efecto secundario de reflexión o absorción múltiple entre A y B queda incorporado de manera efectiva en los valores ópticos definidos para el material A.

Para facilitar el desarrollo de las Ec. se realiza una lista de propiedades ópticas.

- $\rho_{A1} \neq 0$: Es la fracción reflejada por el recubriendo exterior (A) que no entra al sistema.
- $\alpha_{A1} = \varepsilon_{A1}$
- $\alpha_{A2} = \varepsilon_{A2}$
- $\tau_{B1} = 0$: el material (B) es opaco.
- $\rho_{rB1} \approx 0$: se asume una pintura oscura ideal.
- $\alpha_{B1} = \varepsilon_{B1}$
- $\tau_{B2} = 0$: el material (B) es opaco.
- $\alpha_{B2} = \varepsilon_{B2}$
- $\rho_{rB2} = (1 - \varepsilon_B)$: sus efectos serán considerados en la fracción de la carga térmica $S_{\rho\varepsilon B}$.

Se realizarán diversas simulaciones con dos configuraciones diferentes. Para la primera se asume un material no selectivo, es decir que las propiedades de los materiales (A) y (B) son uniformes tanto a la entrada (1) como a la salida (2).

$$\tau_{A1} = \tau_{A2}, \alpha_{A1} = \alpha_{A2}, \rho_{rA1} = \rho_{rA2}, \varepsilon_{B1} = \varepsilon_{B2} \quad (2.38)$$

La segunda configuración será asumiendo que la combinación de elementos en ambos materiales (A) y (B) permiten que los valores de entrada y salida sean diferentes. Por lo tanto:

$$\tau_{A1} \neq \tau_{A2}, \alpha_{A1} \neq \alpha_{A2}, \rho_{rA1} \neq \rho_{rA2}, \varepsilon_{B1} \neq \varepsilon_{B2} \quad (2.39)$$

Para esta sección, la irradiación solar llega modificada del colector solar al almacén (Ec. 2.23) y se puede representar en intensidad de energía con la siguiente expresión:

$$S_{I_S}(t, r) = \frac{I_s(t) A_{C_S} D(r) f_s \rho_{op}}{A_{rec}} \quad (2.40)$$

Donde I_s es la irradiación solar, A_{C_S} es el área del colector, $D(r)$ es la función de distribución de la concentración solar, f_s es el factor de sombra, ρ_{op} es la reflectividad del colector y A_{rec} es el área del receptor.

Para establecer el balance de energía:

$$S_{I_S} = q''_{entrada} - q''_{salida} \quad (2.41)$$

La intensidad de entrada se puede definir como:

$$q''_{entrada} = q''_{MatA} + q''_{MatB} \quad (2.42)$$

En la entrada del material (A):

$$q''_{MatA} = S_{I_S} \alpha_{A1} \quad (2.43)$$

$$S_{\tau_{A1}} = S_{I_S} \tau_{A1} \quad (2.44)$$

$$q''_{ref} = S_{I_S} \rho_{rA1} \quad (2.45)$$

$$S_{\rho\epsilon_B} = \epsilon_{B2} \sigma T_r^4 + S_{\tau_{A1}} (1 - \epsilon_{B1}) \quad (2.46)$$

En la entrada del material (B):

$$S_{\tau_{A1}} = S_{\tau_{A1}} \alpha_{B1} + q''_{\epsilon_{A2}} + S_{\rho\epsilon_B} \rho_{rA2} \quad (2.47)$$

$$S_{\rho\epsilon_B} = S_{\tau_{A1}} \rho_{rB1} + q''_{\epsilon_{B2}} \quad (2.48)$$

Se asumirá un modelo uniforme, además la parte que se refleja en la entrada ρ_{rA1} se omite ya que el sólo se analiza lo que ingresa a los materiales, por lo que se consideran las entradas y salidas de (A) y (B) con una la siguiente expresión:

$$q''_{Almacenada} = S_{I_S} \alpha_{A1} + S_{\rho\epsilon_B} \alpha_{A2} + S_{\tau_{A1}} \alpha_{B1} + \epsilon_{A2} \sigma T_s^4 + S_{\rho\epsilon_B} \rho_{rA2} \quad (2.49)$$

$$q''_{emitida} = \epsilon_{A1} \sigma (T_r^4 - T_a^4) + S_{\rho\epsilon_B} \tau_{A2} \quad (2.50)$$

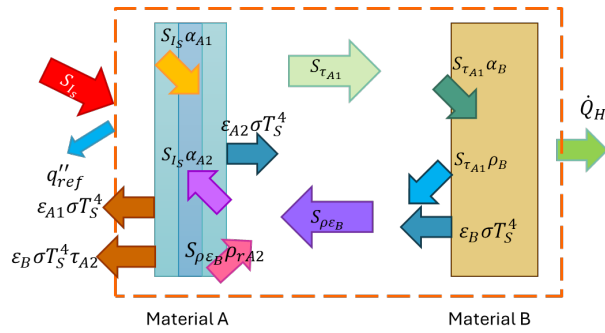


Figura 2.19: Distribución de cargas térmicas.

Para la primer configuración no selectiva se tiene los valores en la Tabla 2.5

Tabla 2.5: Propiedades ópticas de la muestra no selectiva.

Propiedad	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
$\tau_{A1} = \tau_{A2}$	1	0.5	0.7
$\alpha_{A1}(\epsilon_{A1}) = \alpha_{A2}(\epsilon_{A2})$	0	0.25	0.15
$\rho_{rA1} = \rho_{rA2}$	0	0.25	0.15
$\epsilon_{B1}(\alpha_{B1}) = \epsilon_{B2}(\alpha_{B2})$	0.5	0.5	0.5

Tabla 2.6: Propiedades ópticas de la muestra selectiva.

Parámetro	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
τ_{A1}	0.99	0.5	0.75
$\alpha_{A1}(\epsilon_{A1})$	0.01	0.01	0.1
ρ_{rA1}	0	0.49	0.15
τ_{A2}	0.19	0.4	0.15
$\alpha_{A2}(\epsilon_{A2})$	0.01	0.1	0.1
ρ_{rA2}	0.8	0.5	0.75
$\epsilon_{B1}(\alpha_{B1})$	0.8	0.6	0.75
$\epsilon_{B2}(\alpha_{B2})$	0.2	0.4	0.25

La muestra selectiva mostrada en la Tabla 2.6, parte de la suposición de que se puede diseñar un recubrimiento que otorgue los valores ópticos propuestos en las condiciones que se simularán para el almacén térmico.

2.4.6. Motor Stirling

El SE tiene como objetivo transformar la energía térmica del almacén en energía eléctrica. Para lograr dicha transformación, el SE aprovecha el movimiento del pistón que se produce mediante un cambio de temperatura en los extremos de su carrera. En uno de los extremos se acopla la fuente de energía, mientras que en otro extremo el sumidero.

La selección del método para analizar el SE parte de las condiciones de operación para un día. Los métodos que analizan cada ciclo del motor se centran en un rango de tiempo muy corto. Un parámetro clave a conocer es la potencia del motor. Por lo tanto, acorde a lo revisado en la literatura, se han seleccionado las correlaciones modificadas de Beale [39], las cuales permiten relacionar directamente la potencia con las temperaturas y parámetros nominales de un motor real.

En cuanto a las temperaturas, en el extremo donde se acopla la fuente de energía se registra lo que se conoce como la temperatura alta T_H , mientras que en el extremo del sumidero se genera una temperatura baja T_C . El movimiento es generado por esta diferencia de temperaturas, provocando el ciclo del motor con una frecuencia f_z , una presión media efectiva p_m y un volumen desplazado V_d en el interior de un cilindro sellado.

La potencia entregada se puede analizar por medio de la correlación del número de Beale. Esta correlación se basa en experimentos realizados por William Beale, quien analizó el comportamiento de SE según los parámetros mencionados [39]. A partir de las pruebas experimentales, Beale formuló la Ec. 2.51:

$$P = 0.015 p_m f_z V_d \quad (2.51)$$

Es importante tener en cuenta que la Ec. 2.51 se aplica a parámetros específicos de ciertos SE estudiados por Beale. Para distintos motores, se puede determinar un factor conocido como el número de Beale:

$$B = \frac{P}{p_m f_z V_d} \quad (2.52)$$

Este parámetro adimensional se relaciona con la temperatura T_H , permitiendo determinar si el motor trabaja a altas temperaturas, lo cual es ideal para definir el motor del sistema, ya que la fuente de calor se conoce por lo analizado en las secciones anteriores. Además, existe una modificación en la fórmula de Beale que permite relacionar directamente las temperaturas alta T_H y baja T_C del SE con un factor N_w conocido como el número de West, que considera las pérdidas en el motor, según la siguiente Ec.[39]:

$$P(t) = N_w p_m f_z V_d \frac{T_H(t) - T_C(t)}{T_H(t) + T_C(t)} \quad (2.53)$$

Donde el valor de N_w para un ciclo ideal es 2, y para describir motores con pérdidas puede variar entre 0.25 y 0.35, similar al número de Beale los motores probados experimentalmente pueden definirse por medio del número de West.

Para conocer la energía requerida para el funcionamiento del motor se revisaron algunos motores de la literatura mostrados en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7: Comparación de SE según la literatura.

Referencia	Descripción	RPM (Hz)	ΔT (°C)	Potencia de Salida ($\dot{W}$)
Kontragool and Wong-Wises [40]	LTD, tipo Gamma, manivela deslizante	52.1	129	1.69
Kontragool and Wong-Wises [41]	LTD, tipo Gamma, manivela deslizante	20	132	6.1
Boutammachte and Knorr [42]	LTD, tipo Gamma alimentado por energía solar	30	47.5	20.44
Karabulut et al. [43]	Accionamiento de cigüeñal, tipo beta.	300-600	180-330	22-91.4
Chen et al. [44]	Accionamiento de cigüeñal, tipo gamma	420-650	175-375	32-104
Smith-Nuel [45]	Tipo: Alpha	600 (10)	50	25000
Hoegel and Pons [46]	Tipo: Alpha. N_W : 0.25.	1200 (20)	50	23000

Utilizando los resultados preliminares de simulaciones para el almacén térmico, se espera que los rangos de temperatura de operación del almacén se sitúen alrededor 110 °C, asumiendo que se utiliza agua a temperatura ambiente ($T_a \approx 18$ °C- 20 °C). Se estima un delta de temperatura $\Delta T < 90$ °C, por lo que se descartan todos los motores que superen este valor, como se muestra en la Tabla 2.7. Entre los motores restantes, se descarta el motor de Boutammachte, ya que opera con aire [42]. Se elige entre los motores de Smith y Hoegel, siendo este último el seleccionado debido a que describe mejor ciertas características del motor, destacando el número de West.

El modelo propuesto para el análisis del SE se basa en las correlaciones de West, las cuales se fundamentan en las correlaciones de Beale. Es importante destacar que estas correlaciones se derivan de pruebas experimentales realizadas con motores reales, donde los números de Beale y West caracterizan el comportamiento del motor teniendo en cuenta las pérdidas correspondientes. Como se muestra en la Ec. 2.52 el número de Beale se define de la siguiente manera:

$$B = \frac{P}{p_m f_z V_d} = \frac{P_{entregada}}{P_{requerida}} \approx \eta_{BealeReal} \quad (2.54)$$

Para el caso del numero de West es similar, partiendo de la Ec. 2.53 acomodando la expresión como la Ec. 2.54 se obtiene:

$$N_w \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} = \frac{P}{p_m f_z V_d} \approx \eta_{WestReal} \quad (2.55)$$

En ambos caso se maneja como aproximado a la eficiencia real ya que estas correlaciones proviene de estudios experimentales. Partiendo de la Ec. 2.55 y asumiendo que sea igual a la eficiencia real del motor se puede describir lo siguiente:

$$\eta_{WestReal} = \frac{P}{Q_H} \therefore Q_H = \frac{P}{\eta_{WestReal}} \quad (2.56)$$

Por medio de la Ec. 2.56 se establece una aproximación el calor requerido para la operación del SE. Utilizando este calor como condición de extracción de energía para el almacén térmico añadiendo la condición que se solo se extraerá en las horas donde el $\Delta T \geq 50$ °C se puede observar la variación en la temperatura de superficie debido a la extracción constante del motor.

Hasta ahora, se ha podido establecer un aproximado del calor requerido para el funcionamiento del SE, así como la potencia entregada a través de diversas correlaciones. Sin embargo, la determinación de las pérdidas de energía puede resultar más compleja, ya que estas se encuentran implícitas en dichas correlaciones. Por esta razón, se propone realizar un análisis basado en la eficiencia del ciclo ideal del SE, que se describe de la siguiente manera.

$$\eta_{Stirling} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.57)$$

Como se muestra en la Figura 2.20 para acoplamiento del motor se considerará que la temperatura promedio de la superficie del almacén con material de cambio de fase (T_{PCM}) igual a la temperatura alta T_H del SE. Asimismo, se asume que la temperatura del lado frío (T_C) del motor sera igual a la temperatura ambiente (T_a). Estas consideraciones simplifican el análisis de la eficiencia ideal y real definidas en las Ecs.2.57 y 2.55, las cuales se compararan en una sección mas adelante.

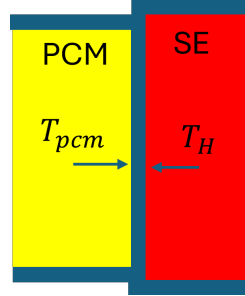


Figura 2.20: Sistema de almacén-SE.

$$T_{PCM} = T_H \quad (2.58)$$

$$T_C = T_a \quad (2.59)$$

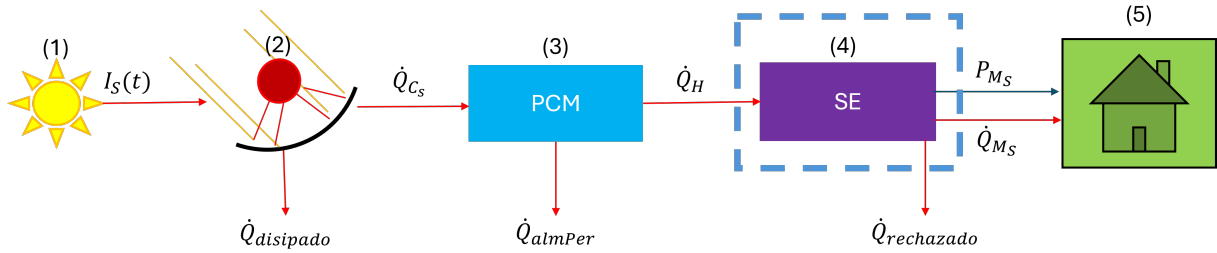


Figura 2.21: Volumen de control del Stirling.

Usando el calor de entrada, idealmente el calor de salida y la potencia a la vivienda quedaría en el balance:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{M_S} + P_{M_S} \quad (2.60)$$

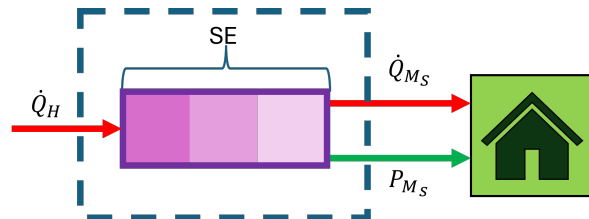


Figura 2.22: Sistema cerrado del Stirling ideal.

La potencia P_{M_S} se obtiene de la Ec. 2.60. Idealmente, toda la energía restante se transferiría a la vivienda en forma de calor. Sin embargo, al calcular una aproximación sobre la transferencia de calor real, es importante considerar que no toda la energía en

forma de calor llegará a la vivienda. Por esta razón, se asume una condición especial al introducir un subsistema auxiliar, como un intercambiador de calor, que represente la fracción de energía que podría extraerse del motor hacia la vivienda, tal como se muestra Figura 2.22.

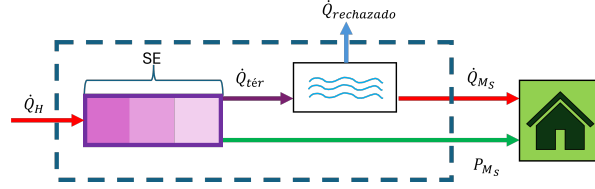


Figura 2.23: Motor Stirling y subsistema auxiliar.

El balance queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{MS} + P_{MS} + \dot{Q}_{rechazado} \quad (2.61)$$

La energía térmica que sale del SE.

$$\dot{Q}_{ter} = \dot{Q}_{MS} + \dot{Q}_{rechazado} \quad (2.62)$$

El flujo de calor $\dot{Q}_{MS}$ se puede estimar analizando las características del intercambiador [47], detalladas en la Sección 4.4, mientras que la eficiencia térmica se define como:

$$\eta_{cogeneracion} = \frac{\dot{Q}_{MS}}{\dot{Q}_H} \quad (2.63)$$

Ahora la eficiencia total del SE con cogeneración es:

$$\eta_{SE} = \frac{\dot{Q}_{MS} + P_{MS}}{\dot{Q}_H} = \eta_{cogeneracion} + \eta_{termica} \quad (2.64)$$

2.4.7. Requerimientos de operación de la vivienda promedio

En México, hay una variedad de parámetros y condiciones que se deben considerar para evaluar la demanda de energía de una vivienda. Por lo tanto, se propone definir una vivienda que incluya los elementos más comunes, basándose en los datos recopilados por el INEGI [48]. El tamaño promedio de una vivienda en México oscila entre 56 m^2 a 100 m^2 , y generalmente cuenta con habitaciones como cocina, sala-comedor, un baño dos dormitorios y un patio [49] [50] [51].

Dando un total de 6 habitaciones repartidas en la extensión de la vivienda. En cuanto a los materiales de la vivienda, el firme se define de concreto [49], en el techo se usa losa de concreto y en las paredes son de bloque [50]. Otra característica importante a tomar en cuenta es la cantidad de personas en la vivienda, las cuales son en promedio 4 personas [49]. Se define los equipos eléctricos más comunes como el refrigerador [52], cantidad de focos [50], bomba de agua [49], computadora, celular y televisor [53]. Además, se utiliza principalmente el gas como fuente de energía para calentar el agua y cocinar alimentos [49]. La *standby power*, se refiere a la energía consumida por dispositivos que, aunque están apagados, generan un pequeño consumo debido a indicadores que muestran que están conectados o en modo de espera. Se estima que la *standby power* representa aproximadamente el 10% de la energía total consumida [52]. Además, se han considerado las horas de uso de los electrodomésticos más comunes en las viviendas de México [54].

Se utilizó el software EnergyPlus [55] para simular un día representativo promedio, obteniendo como resultado la energía en función del tiempo, la cual se muestra en la Figura 2.29.

Con toda esa información estadística recopilada se puede asumir una vivienda promedio con la distribución mostrada en la Figura 2.24:

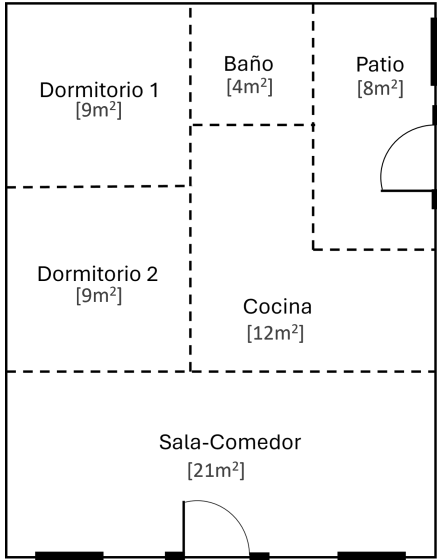


Figura 2.24: Diagrama de distribución de una vivienda promedio.

Tabla 2.8: Potencia promedio y tiempo de uso de dispositivos [54].

Concepto	Potencia (W)	Tiempo de uso
Refrigerador	350	cte. 0.33
Foco incandescente	60	2.8 h/foco
Foco fluorescente	15	2.8 h/foco
Televisor	200	2160 h/año
Bomba de agua	368	0.15 h/día
Celular	10	4 h/día
Computadora	300	5 h/día
Módem de internet	25	Constante
Energía en espera	114	Constante

Para el consumo de gas se considera el flujo de energía requerido para una estufa y el calentador de agua que son los aplicaciones de gas mas comunes, con flujo de energía promedio para la estufa de 800 W con un tiempo de uso promedio 360 h/año y para el calentador de 1500 W y con un tiempo promedio 230 h/año [54].

Utilizando la información del tiempo de uso de los dispositivos y su respectiva potencia (Tabla 2.8) se propone una distribución de las cargas para un día asumiendo sus horas de activación. Aclarando que esta distribución es una suposición que podría variar significativamente de una vivienda a otra y de las actividades de cada habitante. La cantidad de energía total será la misma al no variarse la cantidad de dispositivos y su tiempo de uso.

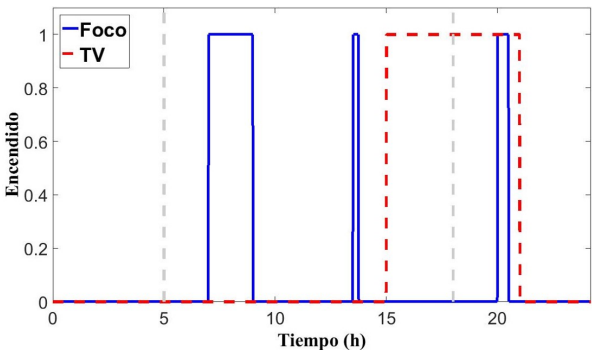


Figura 2.25: Horarios propuestos para algunos dispositivos comunes como un foco y el televisor.

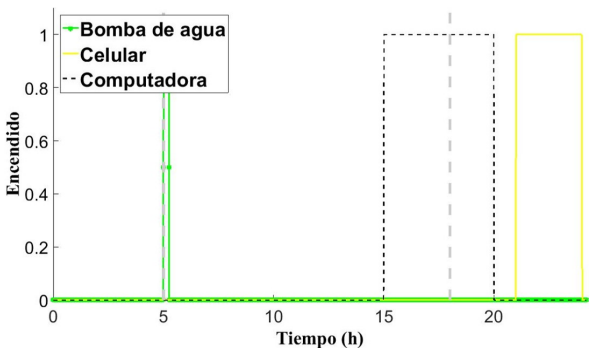


Figura 2.26: Horarios propuestos para algunos dispositivos comunes como la bomba de agua, el celular y la computadora.

En las Figuras 2.25 y 2.26 se muestran ejemplos de los horarios propuestos para la distribución del uso de dispositivos en la casa, para el resto de los dispositivos

también se propusieron horarios, teniendo en cuenta el tiempo de uso determinado por los datos estadísticos recopilados [54].

El confort térmico en una vivienda depende de múltiples factores, como la temperatura y humedad ambiental, la región geográfica y la percepción individual de los habitantes. Además existe una variedad de métodos evaluativos para definir la temperatura de confort térmico: cualitativo [56], predictivo [57], [58] y adaptativo [59].

Para este trabajo se utiliza el modelo de evaluación adaptativo que presenta el concepto de Temperatura neutral (T_n) y temperatura media ambiental (T_m) [59]:

$$T_n = 17.6 + 0.31 * T_m \quad (2.65)$$

Con un rango de aceptación de:

$$T_{Confort} = T_n \pm 2.5^\circ\text{C} \quad (2.66)$$

El objetivo de este análisis es plantear una temperatura de referencia para analizar cuanta energía térmica se podría requerir en una vivienda promedio, por lo que se propone asumir las temperaturas T_n y $T_{Confort}$ como referencias para una vivienda promedio. Utilizando las Ec. 2.65, 2.66 (Ver Anexo B):

$$\begin{cases} T_m = 21.72^\circ\text{C} \\ T_n = 24.47^\circ\text{C} \\ T_{Confort1} = 26.83^\circ\text{C} \\ T_{Confort2} = 21.83^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2.67)$$

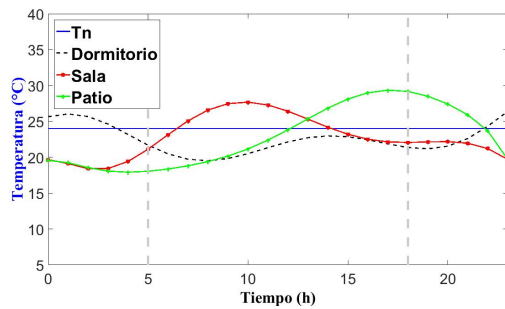


Figura 2.27: Temperatura promedio espacial de las habitaciones de la vivienda promedio durante un día.

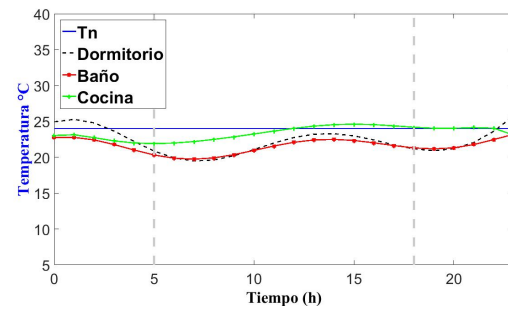


Figura 2.28: Temperatura promedio espacial de diferentes habitaciones de la vivienda promedio durante un día.

En las Figuras 2.27 y 2.28 se muestra que las temperaturas promedio de cada habitaciones en cada hora, las cuales se mantienen en un rango de 18°C a 28°C , lo que sugiere que existen momentos en el día en los que ciertas habitaciones salen del rango de confort térmico.

Para analizar de manera aproximada la energía requerida para estabilizar la temperatura, se propone considerar una temperatura neutral T_n de 24°C como referencia. Bajo esta premisa, se calcula la energía necesaria por hora para alcanzar dicha temperatura, suponiendo que se introduce o extrae una cantidad de energía conforme a la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{requerida} = \dot{m}_{aire} c_{p,aire} \Delta T = \dot{m}_{aire} c_{p,aire} (T_n - T_v) \quad (2.68)$$

Donde $\dot{Q}_{requerida}$ representa el flujo de energía que se debe introducir o extraer en la vivienda para alcanzar el equilibrio térmico con respecto a la temperatura de referencia T_n , lo cual se retomara en la Sección 4.4.

Para facilitar los cálculos, se asumió que el comportamiento térmico de cada hora es independiente, aunque en la realidad existe una influencia térmica entre horas consecutivas. Esta simplificación permite estimar de forma práctica la energía mínima necesaria sin desviar el enfoque principal del proyecto, centrado en el sistema de cogeneración. No obstante, se reconoce que un análisis dinámico más riguroso del comportamiento térmico horario queda fuera del alcance de este trabajo y podría desarrollarse en estudios futuros con un enfoque más específico en el confort térmico.

El cálculo de la energía requerida se realizó por separado para cada habitación, considerando las dimensiones de la vivienda mostradas en la Figura 2.24, con una altura de 3 m, y asumiendo que el volumen de cada habitación está lleno de aire estándar. Para ello, se utilizaron las temperaturas registradas en las Figuras 2.27 y 2.28. Posteriormente, se sumaron los resultados individuales para obtener un valor total de referencia correspondiente a toda la vivienda. A partir de este punto, se utilizará exclusivamente este valor total para los análisis posteriores, dejando de lado el desglose por habitación con el fin de simplificar la interpretación y mantener el enfoque en la evaluación global del sistema de cogeneración.

Bajo las condiciones establecidas, la energía necesaria para toda la vivienda para ajustar las temperaturas a 24 °C a lo largo del día es de 4.26 kWh. De esta cantidad, 3.1 kWh se requieren para calentar las habitaciones cuando la temperatura es inferior a 24 °C, mientras que 1.13 kWh se necesitaría para enfriarlas cuando la temperatura supera este valor. Cabe aclarar que no se está implementado ningún dispositivo para reducir la temperatura de la vivienda, ya que estos cálculos están enfocados en demostrar cuanta sería la energía mínima que podría requerirse para calentar la vivienda y así aprovechar la energía en forma de calor para el Stirling en la cogeneración, recordando que es un sistema CHP (potencia y calor).

Esto indica que, como mínimo, se deben aportar 3.1 kWh de energía térmica para compensar las horas en que la temperatura es menor a 24 °C.

Tabla 2.9: Consumo de energías en vivienda promedio.

Concepto	Anual kWh	Por día kWh
Consumo Eléctrico	1923	5.27
Consumo Confort térmico	1555	4.26
Consumo de gas	2690	7.37
Consumo Total	6168	16.90

En la Tabla 2.9 se presenta la distribución del consumo energético promedio diario y anual de una vivienda típica en México. Estos valores fueron obtenidos a partir de una simulación realizada en el software EnergyPlus, la cual se desarrolló para un día representativo del clima local, utilizando como entrada perfiles horarios de uso y cargas internas. Dichos perfiles fueron generados con base en datos estadísticos previamente reportados en la literatura [54], por lo que la simulación no parte de supuestos arbitrarios, sino de información empírica. De este modo, la información presentada en la tabla resulta de un proceso mixto: los patrones de uso y consumo provienen de la referencia [54], mientras que los resultados energéticos específicos (en kWh por día y por año) son el producto del modelo computacional construido con dichos insumos. El consumo eléctrico promedio por habitante en México es de 2329 kWh [23], basado en los resultados de la simulación se obtiene el aproximado de 1923 kWh anuales por persona. La diferencia se atribuye a los dispositivos considerados en la simulación para la vivienda promedio. Esto valida que el consumo diario por persona es alrededor de 5.26 kWh, útil para evaluar la capacidad del sistema CHP-PCM para cubrir la demanda de dispositivos eléctricos comunes.

Con la utilización de horarios propuestos y la información recopilada tanto de datos estadísticos como de la simulación con EnergyPlus, se genera una curva aproximada que muestra la variación de la potencia y el consumo de energía eléctrica a lo largo de las 24 horas del día.

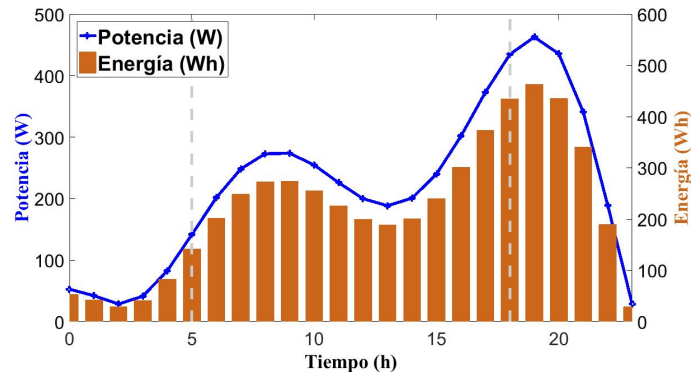


Figura 2.29: Potencia eléctrica y consumo de energía eléctrica en un día promedio [54].

El análisis se enfoca en caracterizar el consumo de energía en una vivienda promedio, para analizar cuál sería la capacidad mínima requerida para un sistema CHP-PCM. Como se observa en la Figura 2.29 la potencia requerida (línea azul) alcanza sus valores mas bajos durante la madrugada, aumentando durante el transcurso del día y teniendo la demanda máxima en las primeras horas de la noche. Además, se puede observar la distribución de energía consumida durante cada una de las horas del día (barras naranjas). Tenido en cuenta este comportamiento se espera la mayor demanda energética durante las ultimas horas del día y las primeras horas de la noche.

2.5. Métodos de solución

En resumen:

- Para el colector solar es necesario conocer cómo refleja los rayos de luz solar, cómo concentra dichos rayos y la distribución de energía en el receptor. Por lo tanto, se utilizará un método de elemento finito para análisis de rayos solares conocido como Monte-Carlo, el cual consiste en seguir las trayectorias de los rayos generados estocásticamente sobre las superficies reflectoras y el área focal (receptor), donde cada rayo tiene una dirección específica y la misma cantidad de energía. Este método requiere que se genere una gran cantidad de rayos para obtener una distribución estadística de la relación de concentración de energía en el área del receptor [60]. Esta concentración permite conocer el flujo de energía sobre la sección del receptor, la cual es la fuente que alimentará el almacén térmico.
- La energía suministrada por el colector solar y su distribución serán la fuente de entrada de energía para el almacén térmico. Por lo tanto, se desarrollará un modelo CAD que, por medio de elemento finito, recibirá las condiciones y la distribución de la energía concentrada. En el caso del almacén, se considerarán los materiales del contenedor y del material de cambio de fase, además de la pérdida de calor por convección y radiación que se incluirá en este subsistema, ya que se espera conocer el comportamiento de la energía y las temperaturas a lo

largo de un día. Para el análisis del almacén se utilizará el software COMSOL Multiphysics [61], ya que permite realizar el análisis térmico en elemento finito.

- El SE será analizado por medio de las correlaciones del número de Beale, ya que estos están basados en motores reales y ya consideran las pérdidas que tiene el motor. Por lo tanto, es un método que permite seleccionar un motor adecuado rápidamente para la fuente de calor y la demanda de energía. Además, cabe mencionar que inicialmente las temperaturas bajas se considerarán a temperatura ambiente.
- Para la demanda de energía, se utilizará el software EnergyPlus [55] para simular las cargas térmicas y eléctricas de la vivienda promedio con las características básicas antes mencionadas. La energía requerida es un condicionante que ayudará a definir parámetros del sistema para la determinar su capacidad.

2.5.1. Método de trazado de rayos

El método de trazado de rayos Monte Carlo es una técnica estadística ampliamente utilizada para analizar la distribución de la radiación en sistemas ópticos complejos, como los colectores solares parabólicos o de disco. Este método permite simular la trayectoria de un gran número de rayos de luz al interactuar con las superficies reflectoras del concentrador, considerando fenómenos como la absorción, la dispersión y la reflexión especular o difusa. A través de la recopilación y el análisis de estos datos, es posible determinar la relación de concentración solar, es decir, la razón entre la radiación captada en el receptor y la radiación incidente en la apertura del colector. Esto resulta fundamental para evaluar la eficiencia óptica del sistema y optimizar su diseño para maximizar la captura y el aprovechamiento de la energía solar.

El método se basa principalmente en la generación estocástica de rayos desde la superficie del colector hacia el receptor, por lo tanto se emiten rayos directamente desde el disco paraboloide, iniciando sus direcciones como se se reflejaran desde una fuente de onda plana distante, es decir de una fuente muy lejana como lo es el sol. La dirección de los rayos depende del rayo entrante n_i y el vector normal de la superficie exterior n_s por lo que el vector del rayo reflejado queda indicado por la siguiente expresión [62]:

$$n_r = n_i - 2(n_i \cdot n_s)n_s \quad (2.69)$$

Cada rayo emitido lleva una potencia constante, definida por la cantidad de rayos N y la irradiación solar determinada por las condiciones ambientales. A partir del cociente entre el flujo térmico depositado y el flujo solar incidente, se puede estimar la relación de concentración en el plano focal.

Además, se introduce una corrección para tener en cuenta el tamaño finito del Sol. En lugar de rayos estrictamente paralelos, se modela la radiación solar como un conjunto de rayos distribuidos dentro de un cono de ángulo máximo $\psi_{rad} = 4.65$ mrad. Se asume la radiación proveniente de la región circunsolar ($CSR = 0$), para simplificar el modelo, aunque podría afectar en aplicaciones específicas. De la misma manera el oscurecimiento del limbo solar se considera con una irradiación solar $I_s(t)$ constante en cada hora para simplificar el modelo. Recordando que se asumió que la irradiación solar que se registró por la Nasa mencionada en la sección 2.3.3 podría ya contemplar los efectos de estos fenómenos solares, sin embargo se realiza la aclaración de que se utilizara los valores de las mediciones de irradiación solar obtenidos depreciando esos efectos. Además se debe tener en cuenta la reflectividad y rugosidad del disco parabólico.

La intensidad de radiación que llega al receptor es proporcional a la irradiación solar que es reflejada en el espejo del disco parabólico, esta proporción se define como la relación de concentración por flujo, que se define con la siguiente expresión:

$$C_r = \frac{q_{rec}}{G_{bn}} \quad (2.70)$$

El parámetro q_{rec} es la intensidad de flujo de calor y G_{bn} es el rayo normal de irradiación solar.

$$q_{rec} = \frac{d^2 \dot{Q}_{rec}}{dA} = \iint S_s \cos \theta_{rec} d\Omega_{rec} \quad (2.71)$$

θ_{rec} es el ángulo entre la normal de la superficie reflectora (n_r) y el punto focal del receptor, mientras que Ω_{rec} es el ángulo sólido entre el receptor y el disco parabólico. S_s es la radiación que llega al receptor en un caso ideal $S_s = I_s$, sin embargo el espejo del disco absorbe una pequeña fracción de energía.

Mientras que para el rayo normal de irradiación solar se puede expresar de manera similar:

$$G_{bn} = \iint_{\Omega_{sol}} I_s \cos(\theta_z) d\Omega_{sol} \quad (2.72)$$

θ_z es el ángulo cenital que al integrarse se convierte en el ángulo máximo solar (ψ_{rad}) y Ω_{sol} es el ángulo sólido entre el sol y el disco parabólico.

Utilizando las Ec. 2.71, 2.72 y teniendo en cuenta que la fuente de irradiación se divide en un valor fijo para cada rayo trazado se obtiene la siguiente expresión:

$$C_n = \frac{\iint S_s(\theta_{rec}, \Omega_{rec}, N) \cdot \cos \theta_{rec} \cdot d\Omega_{rec}}{\iint_{\Omega_{sol}} I_s(\theta_z, \Omega_{sol}, N) \cdot \cos(\theta_z) \cdot d\Omega_{sol}} \quad (2.73)$$

Este método genera un resultado estadístico basado en la aleatoriedad de los rayos generados que se reflejan según las características de la superficie del espejo, por lo que se utilizará para definir función de distribución $D(r)$, la cual tiene objetivo mostrar en una distribución similar a la curva gaussiana donde el valor del integral sea igual a 1 para garantizar el balance de energía. Se desarrolla las características de la simulación y los cálculos en la Sección 3.2.

2.5.2. Método de calor aparente

La energía depositada por el concentrador es la fuente de alimentación para el almacén térmico. Se propone que esté compuesto por dos materiales: el primero que sirva como contenedor y el segundo será el material de cambio de fase. Los parámetros dimensionales se mantienen constantes, por lo que se parte de la expresión de transferencia de calor por conducción:

$$\rho_d c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) \quad (2.74)$$

Respecto al material de cambio de fase, se utiliza el método de capacidad calorífica aparente, el cual consiste en representar el cambio de fase por medio de una función escalón suave $\alpha_f(T)$ entre los valores de temperatura del cambio de fase.

$$\begin{aligned} \Theta_1(T) &= \alpha_f(T) \\ \Theta_2(T) &= 1 - \alpha_f(T) \end{aligned} \quad (2.75)$$

Donde $\Theta_1(T)$ es para la fracción de fase solida y $\Theta_2(T)$ es la fracción de fase liquida. Con esta función se puede calcular el calor específico aparente con la Ec. 2.76 [63]:

$$c_p = \Theta_1(T)c_{p,1} + \Theta_2(T)c_{p,2} + C_L(T) \quad (2.76)$$

$$C_L(T) = L \frac{d\alpha_f}{dT} \quad (2.77)$$

Donde C_L es la función de la distribución de calor latente [63]. Donde $\frac{d\alpha_f}{dT}$ es la derivada de una función de escalón. La densidad del material se asume constante, ya que se considera un almacén a volumen constante. Además, se consideran las variaciones de conductividad térmica k_c en función del cambio de fase representado por Θ :

$$k_c(T) = \Theta_1(T)k_1 + \Theta_2(T)k_2 \quad (2.78)$$

Teniendo en cuenta las Ec. anteriores, se puede reescribir la Ec. 2.74 como:

$$\rho_d c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k_c(T) \cdot \nabla T) \quad (2.79)$$

Siendo la Ec. 2.79 la Ec. gobernante para la transferencia de calor en el PCM.

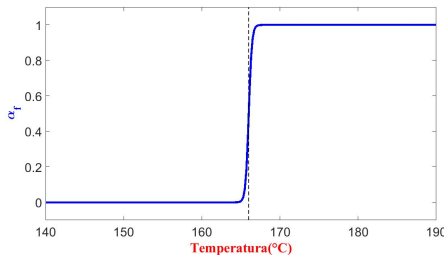


Figura 2.30: Función escalón suave Heaviside.

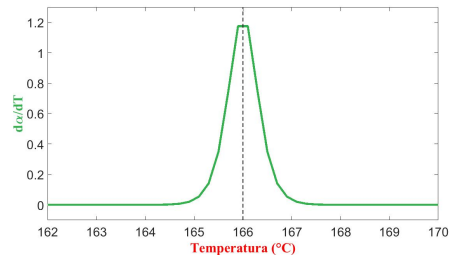


Figura 2.31: Derivada de la función Heaviside.

2.6. Selección del material para el almacén

Existe una diversidad de materiales con características únicas, los cuales se clasifican generalmente en metales, cerámicos, polímeros y compuestos. Los compuestos se definen como combinaciones de dos o más elementos, y esta combinación puede, en ciertos casos, mejorar o amplificar propiedades específicas de los materiales involucrados. En el presente estudio, se busca identificar materiales que exhiban una alta capacidad para almacenar energía térmica.

Existen dos mecanismos principales para el almacenamiento de calor en un material: el primero es la energía sensible, que se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un material desde un estado inicial a un estado determinado. Esta forma de energía es susceptible a variaciones de temperatura, lo que la convierte en un sistema inestable ante cambios en las condiciones ambientales.

Es importante señalar que la propiedad termo física que permite caracterizar este fenómeno es el calor específico a presión constante, denotado como c_p . No obstante, esta propiedad depende de la naturaleza del proceso; por ejemplo, en procesos realizados a volumen constante se utiliza el calor específico a volumen constante, c_v . Para el caso particular de sólidos y líquidos, suele cumplirse que $c_p \approx c_v = c$, debido a que las diferencias entre ambos valores son despreciables. En el presente trabajo se empleará

la notación c_p con el propósito de distinguir de manera clara entre el calor específico y la capacidad térmica total, usualmente representada por C .

El segundo mecanismo de almacenamiento de energía es el calor latente (L), que está estrechamente relacionado con la temperatura de cambio de fase. Este tipo de energía se requiere para que un material transite de un estado a otro, y dicho cambio ocurre a temperatura constante, lo que facilita la prolongación del cambio de temperatura a pesar de las fluctuaciones en las condiciones ambientales.

Este estudio se centrará en aquellos elementos, compuestos y materiales que exhiban una alta capacidad térmica, tanto en términos de calor específico (c_p) como de calor latente (L), y cuyos rangos de temperatura de fusión se encuentren dentro de los límites operativos del sistema de almacenamiento térmico.

2.6.1. Temperatura de fusión

Para determinar una temperatura de fusión adecuada, es fundamental comprender el comportamiento general del sistema de almacenamiento térmico cuando se expone al flujo de energía generado por el colector solar. En este contexto, se propone la utilización de un material de referencia con una temperatura de fusión significativamente elevada, lo que permitirá observar el comportamiento del sistema bajo la influencia exclusiva del calor sensible del material. Este enfoque facilitará la identificación de los rangos de temperatura máximos y mínimos, sin la interferencia del amortiguamiento asociado a los cambios de fase.

En este caso se seleccionó el acero 302B al ser un material que su punto de fusión se encuentra alrededor de 1398 °C a 1421°C [64]. Se puede observar el resto de propiedades del PCM seleccionado y el Acero en la Tablas 2.10 y 2.11 respectivamente.

Tabla 2.10: Propiedades del PCM (31.7LiNO₃–68KNO₃) [65].

Propiedades	Valor	Unidad
k_1	0.47	W/m K
k_2	1.21	W/m K
$c_{p,1}$	1.56	kJ/kg K
$c_{p,2}$	1.56	kJ/kg K
L	135.6	kJ/kg
T_f	135	° C
ρ_d	1780	kg/m ³

Tabla 2.11: Propiedades del Acero 302 [61].

Propiedades	Valor	Unidad
k	52	W/m·K
c_p	500	J/kg·K
T_f	1420	°C
ρ_d	7860	kg/m ³
Características generales*		
r	0.3	m
v_∞	2.6–3.6	m/s
S_s	0–636	W/m ²

* Las características generales son para ambas simulaciones (acero y PCM)

Las simulaciones mostradas en las Figuras 2.32 y 2.33 tienen como fuente el flujo representado por la Ec. 2.23, así como la temperatura ambiente, la presión atmosférica y la velocidad del viento durante el día promedio definidas en las Figuras 2.7 y 2.8. Donde las condiciones son la la fuente de irradiación solar, la conductividad térmica en el almacén y pérdidas por convección. Además, se realizaron las pruebas a lo largo de un período de siete días promedio para asegurar la estabilidad del sistema bajo condiciones homogéneas durante un tiempo prolongado. Como se ilustra en la Figura 2.32 las temperaturas máximas y mínimas registradas diariamente oscilan alrededor de 200 °C y 80 °C, respectivamente.

La prueba mostrada en la Figura 2.32 permite analizar el comportamiento de un material que almacena energía exclusivamente a través del calor sensible. Se establece un rango de temperatura con una media de 140 °C, lo que llevó a la búsqueda inicial

de un material de cambio de fase con una temperatura de fusión cercana a este valor. Se seleccionó para esta prueba el material $31.7\text{LiNO}_3\text{-}68\text{KNO}_3$, siendo un PCM con un cambio de fase a 135°C , una temperatura que se aproxima considerablemente a la media obtenida en la prueba realizada con acero. Por lo tanto, este material se considera adecuado para el análisis de su comportamiento térmico en esta prueba preliminar [66].

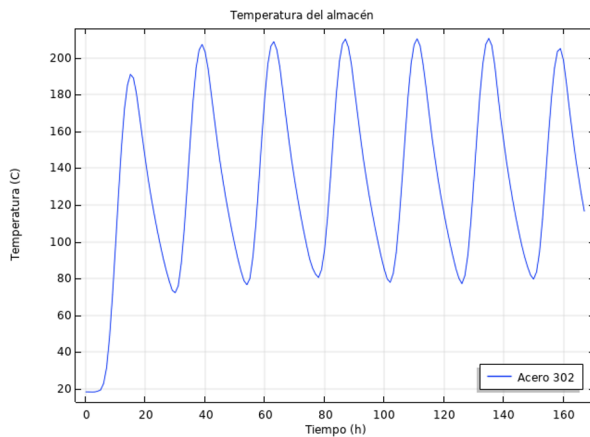


Figura 2.32: Temperatura promedio volumétrica del almacén con acero 302, con un modelo sin recubrimientos y solo pérdidas de calor por convección con un volumen de 0.042 m^3 .

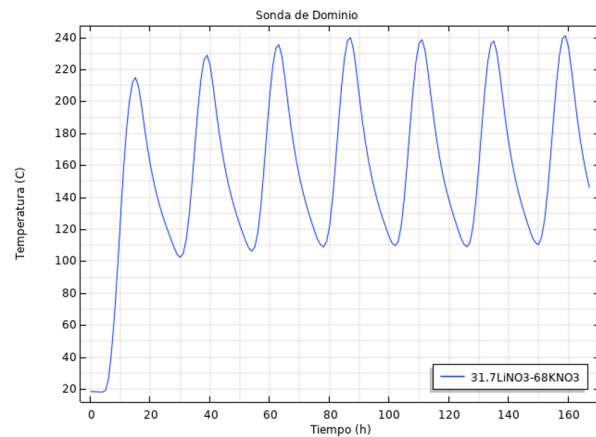


Figura 2.33: Temperatura promedio del almacén con un material de cambio de fase ($31.7\text{LiNO}_3\text{-}68\text{KNO}_3$), con un modelo sin recubrimientos y solo pérdidas de calor por convección con un volumen de 0.042 m^3 .

Como se ilustra en la Figura 2.33 se obtiene una temperatura media de 170°C , en consonancia con las temperaturas máximas y mínimas registradas a lo largo de los días, que oscilan entre 240°C y 100°C . Por lo tanto, se procederá a la búsqueda de materiales que se encuentren dentro de este rango y cuya temperatura de fusión sea lo más cercana posible a la media calculada para seleccionar un PCM adecuado. Para el análisis del calor sensible se seguirá utilizando el acero.

2.6.2. Metodología de selección AHP

La selección de un material puede llevarse a cabo mediante un proceso de toma de decisiones conocido como AHP, que corresponde a las siglas en inglés de *Analytic Hierarchy Process*. Este método implica la selección a través de comparaciones por pares, lo que conlleva una derivación de escalas en las que el evaluador determina cuál de los elementos u objetos de estudio es más dominante en relación con el otro. Además, AHP es una herramienta que permite medir las inconsistencias en los juicios realizados sobre los objetos de estudio. Dado que la comparación entre dos elementos es más objetiva, se minimizan las inconsistencias que pueden surgir al evaluar tres o más elementos simultáneamente.

La metodología permite el uso de diversos criterios, los cuales reciben una ponderación correspondiente a este proceso, lo que facilita la determinación de un porcentaje de inconsistencia.

Se puede dividir el proceso en los siguientes pasos:

1. Se plantea la toma de decisión.
2. Se seleccionan criterios.

3. Se investigan y propone las opciones.
4. Se determina la jerarquía de los criterios por medio de la ponderación numérica.
5. Se determina la jerarquía de cada opción respecto a cada criterio.
6. Se determina la mejor opción.

Para establecer el proceso de toma de decisiones, se propone la selección de un material de cambio de fase. En este contexto, los criterios a considerar podrían incluir las propiedades de los materiales, tales como el calor de fusión, la toxicidad y otras características inherentes al material. El método AHP permite que estas propiedades sean evaluadas tanto de manera cualitativa como cuantitativa. Una vez que se han establecido los criterios, es necesario buscar materiales que cumplan con estos requisitos o que se acerquen a lo deseado. Con los criterios y las opciones definidos, se procede a elaborar tablas comparativas en las que se pondera la evaluación de los criterios entre sí, con el fin de determinar su relevancia, desde el más importante hasta el menos relevante, tal como se muestra en la Tabla 2.12.

Tabla 2.12: Escala de importancia para criterios de selección.

Intensidad de importancia	Definición
1	Igual de importante
2	muy débilmente
3	débilmente
4	moderadamente
5	Mas moderadamente
6	Relevante
7	mas relevante
8	Mucho más relevante
9	Extremadamente más relevante

2.6.3. Búsqueda de materiales

El material seleccionado debe cumplir con la función de almacenar energía y ser capaz de mantenerla a lo largo del tiempo durante las horas nocturnas. Para identificar un material con estas características, se revisaron los materiales utilizados en el mercado comercial, así como investigaciones relacionadas con aplicaciones similares. La búsqueda se centró en materiales que se encontraran dentro del rango de temperaturas establecido en las pruebas iniciales, comenzando por sustancias puras como el sodio. Estos elementos fueron analizados inicialmente, dado que ciertos materiales se sitúan dentro de los rangos de temperatura determinados.

Tabla 2.13: Propiedades de elementos [67], [68].

Elemento	Punto de fusión (°C)	Calor de fusión (kJ/mol)	Masa molar (g/mol)	Calor latente (kJ/kg)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kg·K)	Conductividad térmica (W/m·K)
Sodio	97	2.59	22.9	113.10	966	1.23	140
Azufre	115	1.72	32.07	53.56	2086	0.73	0.20
Yodo	113	7.82	126.90	61.65	4953	0.21	0.44
Indio	156	3.26	114.82	28.42	7290	0.23	82
Litio	180	3.00	6.94	432.21	533	3.27	85
Selenio	217	6.69	78.96	84.78	4808	0.35	0.52
Estaño	232	7.03	118.71	59.21	7310	0.22	66
Bismuto	271	11.30	208.98	54.07	9803	0.14	8

Como se muestra en la Tabla 2.13, el litio es un elemento que presenta un alto calor latente; sin embargo, es altamente reactivo, lo que dificulta su obtención en forma pura y su separación. En contraste, los demás elementos analizados tienen un valor de calor latente inferior en comparación con el litio. Por lo tanto, se procede a buscar y analizar compuestos que se encuentren dentro del rango de temperaturas establecido. Cabe mencionar que algunos de estos compuestos incluyen elementos como el sodio y el litio.

Los compuestos utilizados para el almacenamiento térmico presentan características útiles, siendo en su mayoría formulaciones de hidróxidos, nitratos, entre otros. En el ámbito de los materiales comerciales, existen diversas marcas que ofrecen productos que cumplen con los rangos de temperatura requeridos. Sin embargo, estos materiales comerciales presentan el desafío de tener una composición química desconocida. Por lo tanto, en este trabajo se utilizarán materiales encontrados en la literatura donde se conoce su composición. El análisis se centrará en materiales cuya composición química sea conocida, ya que esto permite determinar sus propiedades en función de la temperatura, como se detallará más adelante. Solo se empleará el mejor material comercial como referencia en la metodología de selección, aunque es importante destacar que no se utilizará para las simulaciones debido a la falta de información disponible sobre estos materiales.

Existe una variedad de compuestos en los rangos de temperatura de fusión adecuada para la aplicación de almacenar el calor, entre los cuales resaltan los siguientes:

Tabla 2.14: Materiales para acumulación de calor con potencial medio [66].

Material	Punto de fusión (°C)	Calor latente (kJ/kg)	Densidad (kg/m ³)
29LiNO ₃ -17NaNO ₃ -49.4KNO ₃ -4.6Sr(NO ₃) ₂	105	110	2087
17.5LiCl-82.5AlCl ₃	114	251	2376
21.6KCl-78.4AlCl ₃	128	254	2343
31.7LiNO ₃ -68.3KNO ₃	135	135.6	1780
55.4LiNO ₃ -4.5NaNO ₃ -40.1KCl	160	266	1905
58.1LiNO ₃ -41.9KCl	166	272	1918
47.9LiNO ₃ -1.4LiCl-50.7NaNO ₃	180	267	1986
57LiNO ₃ -43NaNO ₃	193	248.3	1880
45LiNO ₃ -47NaNO ₃ -8Sr(NO ₃) ₂	200	199	1993
87LiNO ₃ -13NaCl	208	369	1889
93.6LiNO ₃ -6.4NaCl	220	363	1850
98LiNO ₃ -2Li ₂ SO ₄	255	354	2357

Estos son los materiales utilizados en investigaciones como acumuladores de calor. Se seleccionarán los mejores para realizar un análisis de su comportamiento mediante simulaciones. Sin embargo, antes de la simulación, es necesario conocer otras propiedades de estas mezclas de compuestos. En la siguiente sección se explicará cómo se han determinado las propiedades necesarias para la simulación.

2.6.4. Propiedades de las mezclas

Los materiales tienen diversas propiedades, pero para realizar la selección se centrará en conocer la temperatura de fusión, el calor latente, el calor específico y la densidad del material. Inicialmente, se utilizaron los valores de estas propiedades para cada material, ya que pueden variar en función de la temperatura. Una vez se hayan seleccionado los mejores materiales, el análisis para la simulación contemplará la variación de la temperatura en el calor específico del material.

Para determinar las propiedades de los materiales se plantea utilizar la regla de las mezclas, la cual es un promedio ponderado de la combinación de las propiedades en función de la cantidad de materia de cada uno de los compuestos que componen la mezcla, para lo cual se tiene siguiente Ec.:

$$P_d = \frac{\sum p_i m_i}{\sum m_i} \quad (2.80)$$

Donde P_d es la propiedad de la mezcla buscada, i es la cantidad de compuestos en la mezcla, p_i representa la propiedad de cada compuesto, como la densidad, conductividad u otra deseada y m_i representa la masa o la fracción de masa de cada compuesto [69], [70].

En la Tabla 2.14 se muestran los materiales que se analizarán, sin embargo las propiedades de calor específico y conductividad térmica se deberán determinar por medio de la regla de las mezclas por lo que se debe conocer dichas propiedades para cada compuesto que conforman el material.

Tabla 2.15: Propiedades de los compuestos que conforman los materiales para acumulación de calor [71].

Nombre	Compuesto	Calor específico (kJ/kg·K)	Conductividad térmica (W/m·K)
Sulfato de litio	Li ₂ SO ₄	1.47	1.8 [72]
Cloruro de litio	LiCl	1.31	0.8 [73]
Cloruro de potasio	KCl	0.743	0.7
Cloruro de sodio	NaCl	0.94	6
Nitrato de potasio	KNO ₃	1.08 [74]	0.62 [75]
Nitrato de sodio	NaNO ₃	2.93	0.7
Nitrato de litio	LiNO ₃	1.94	0.6
Nitrato de estroncio	Sr(NO ₃) ₂	3.46 [76]	0.62
Cloruro de aluminio	AlCl ₃	0.86	0.33

Utilizando la Ec. 2.80 y la Tabla 2.15 se realiza un estimado de las propiedades gravimétricas de los materiales (ver Anexo C).

Tabla 2.16: Estimación de propiedades.

Material	Calor específico (kJ/kg·K)	Conductividad térmica (W/m·K)
29LiNO ₃ -17NaNO ₃ -49.4KNO ₃ -4.6Sr(NO ₃) ₂	1.75	1.06
17.5 LiCl-82.5AlCl ₃	0.94	0.499
21.6KCl-78.4AlCl ₃	0.83	0.409
31.7LiNO ₃ -68.3KNO ₃	1.35	1.21
55.4LiNO ₃ -4.5NaNO ₃ -40.1KCl	2.00	0.75
58.1LiNO ₃ -41.9KCl	1.43	0.64
47.9LiNO ₃ -1.4LiCl-50.7NaNO ₃	2.43	0.711
57LiNO ₃ -43NaNO ₃	2.36	0.686
45LiNO ₃ -47NaNO ₃ -8Sr(NO ₃) ₂	1.25	0.276
87LiNO ₃ -13NaCl	1.81	1.302
93.6LiNO ₃ -6.4NaCl	1.87	0.9456
98LiNO ₃ -2Li ₂ SO ₄	1.93	0.648

2.6.5. Selección de materiales

Se establecen los criterios en función de las propiedades. Inicialmente, se utilizan los materiales más cercanos al promedio del rango de temperaturas, es decir, a la

temperatura de 170 °C. Para simplificar la selección de los materiales, se realiza una preselección con los materiales más cercanos a la temperatura promedio. Por lo tanto, los criterios para la selección serían los siguientes:

- El más cercano a la temperatura promedio establecida (170 °C).
- La capacidad máxima de almacenamiento de calor latente.
- Máximo calor sensible.
- Más alta conductividad térmica.
- Más alta densidad.

Los criterios de selección se definieron acorde a las propiedades más relevantes para el análisis del almacén térmico y de la retención de energía a lo largo del tiempo. Los cinco criterios, se someten a comparación para formar la matriz de ponderación para verificar el orden de relevancia de los criterios utilizando la metodología AHP, la cual consiste en una comparación en pares y por medio del método de toma de decisiones AHP, al utilizar la ponderación de la Tabla 2.12, se determinó la matriz ponderada de criterios mostrada en la Tabla 2.17. Es importante determinar que los criterios fueron calificados coherente y consistentemente, para lo cual el método AHP establece la tasa de consistencia (CR), el cual es aceptable mientras se encuentre por debajo del 10 %, para el cual se debe determinar el índice de consistencia (CI) se tiene la siguiente Ec. [77]:

$$CI = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} \quad (2.81)$$

Donde λ_{max} es el máximo eigenvalor de la matriz de criterios, el numero de criterios n y RI que es el índice aleatorio (el CI promedio de 500 matrices completadas aleatoriamente). Para determinar la tasa de consistencia se utiliza la Ec. [77]:

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad (2.82)$$

Se determinó la tasa de consistencia para la matriz mostrada en la Tabla 2.17 resultando en un valor del 9.6 %, el cual se considera aceptable. Una vez se demuestra que la tasa de consistencia se encuentra dentro de los valores aceptables se puede verificar el peso de los criterios como se muestra en la Tabla 2.18

Tabla 2.17: Matriz de comparación de criterios.

Criterios	Temperatura de fusión	Calor Latente	Calor Específico	Conductividad térmica	Densidad
Temperatura de fusión	1	1/3	5	5	7
Calor latente	3	1	5	7	9
Calor específico	1/5	1/5	1	2	5
Conductividad Térmica	1/5	1/7	1/2	1	3
Densidad	1/7	1/9	1/5	1/3	1

Siguiendo el procedimiento AHP se obtiene una ponderación de prioridad para los materiales evaluados, la cual se muestra en la Tabla 2.19.

Tabla 2.18: Peso de criterios.

Criterios	Peso
Temperatura de fusión	0.288
Calor latente	0.493
Calor específico	0.114
Conductividad térmica	0.070
Densidad	0.034

Tabla 2.19: Prioridad de materiales.

Material (Identificador)	Prioridad
31.7LiNO ₃ -68.3KNO ₃ (PCM31)	2.82 %
55.4LiNO ₃ -4.5NaNO ₃ -40.1KCl (PCM55)	9.89 %
58.1LiNO ₃ -41.9KCl (PCM58)	-
47.9LiNO ₃ -1.4LiCl-50.7NaNO ₃ (PCM47)	14.01 %
57LiNO ₃ -43NaNO ₃ (PCM57)	10.95 %
87LiNO ₃ -13NaCl (PCM87)	-
PlusICE-H160 (PCM160)	7.03 %
PlusICE-H190 (PCM190)	24.06 %
PlusICE-x165 (PCM165)	5.98 %
PlusICE-x180 (PCM180)	5.15 %
	8.91 %
	11.21 %

2.6.6. Selección por pruebas de simulación

Se realizaron simulaciones con los materiales obtenidos como resultado de la selección. Se descartó el primer material, ya que la temperatura de cambio de fase se encuentra muy cerca del límite, lo que provoca que el amortiguamiento de la energía sea casi imperceptible. En el análisis gráfico, se observa que el segundo material presenta un comportamiento superior, como se muestra a continuación. El tercer material tiene un comportamiento similar al del segundo. En una comparación inicial, se puede observar el amortiguamiento de la energía.

Tabla 2.20: Calor latente de los materiales.

Materiales	Calor Latente [kJ/kg]
PCM58	272
PCM47	267
PCM55	266

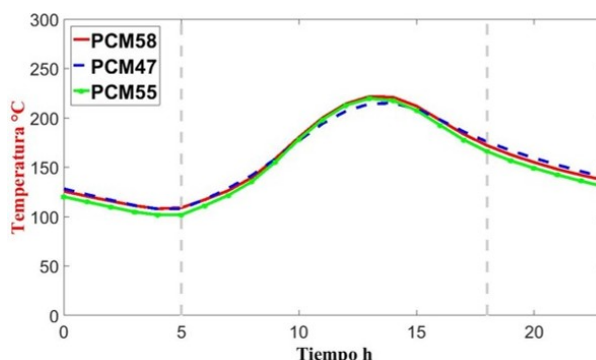


Figura 2.34: Temperaturas promedio de los PCM sometidos al modelo con carga de irradiación solar y pérdidas por convección.

2.7. Conclusión parcial del Capítulo 2

En este capítulo se identificaron los requerimientos de operación fundamentales para establecer la simulación del sistema. Esto incluye:

- Se definieron los límites del sistema teniendo como entrada de este la irradiación solar y la salida del sistema la energía eléctrica y térmica entregada a la vivienda, siendo los tres componentes principales del sistema el colector solar, el almacén térmico y el SE.
- El día promedio nacional representativo se obtiene al realizar un promedio espacial y temporalmente de un conjunto de datos climatológicos sustentados por clasificación de Köppen-Geiger para el promedio espacial, mientras que se utilizó un promedio de los datos anuales para describir la irradiación solar, la temperatura, la presión atmosférica y la velocidad del viento del día promedio nacional representativo.

- Se propuso una metodología para analizar el sistema CHP-PCM, en la cual se definieron los modelos físicos para el colector solar, almacén térmico y el SE. Se introduce la definición de una vivienda promedio como referencia y se establecieron los métodos de solución.
- El material 58.1LiNO₃-41.9KCl (PCM58) fue seleccionado al ser analizado contra otros materiales de cambio de fase demostrando una diferencia mínima entre sí, pero siendo la mas significativa la capacidad de calor latente con 272 kJ/kg.

En las siguientes secciones, se procederá a realizar la simulación del sistema propuesto, analizando su desempeño y evaluando su eficiencia.

Capítulo 3

Simulación del sistema combinado motor Stirling solar-material de cambio de fase

3.1. Introducción

El Capítulo 3 de la tesis se enfoca en la simulación del sistema combinado de un SE solar y el almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase. A través de simulaciones, se evalúa la interacción entre los componentes del sistema, analizando el colector solar y el comportamiento del almacenamiento térmico, así como las pérdidas térmicas por convección y radiación. Se identifican los factores clave que afectan el rendimiento y se presentan las ventajas del uso de PCM para extender el tiempo de operación del SE.

3.2. Colector solar

En la primera etapa del análisis se busca representar el funcionamiento del colector solar en su capacidad para captar y concentrar energía. Para lograr este objetivo se consideran los efectos de las propiedades ópticas y el impacto que genera la concentración de energía. Es decir, la eficiencia óptica del reflector y la relación de concentración, la cual se representa mediante una distribución a lo largo del radio del receptor. Este análisis preliminar se orienta hacia su posterior acoplamiento con el sistema de almacenamiento térmico.

3.2.1. Descripción y características de la simulación

Al iniciar el análisis de la eficiencia óptica, se identifica la reflectancia como una de las propiedades más relevantes en el ámbito óptico. Esta propiedad depende de diversos factores, tales como la calidad del material, el espesor del espejo y el ángulo de incidencia. Se asume una reflectancia equivalente a 0.91, aproximándose a las condiciones óptimas de un espejo de alta calidad en condiciones ideales. El valor de reflectancia se considera constante en todo el tiempo de simulación asumiendo que no se ve afectado por partículas de polvo o cualquier otro fenómeno ambiental [35]. Se considera que la energía no reflejada (0.09) es disipada por el material en el espejo.

El receptor captará la totalidad de los rayos incidentes para la simulación del colector solar, lo que implica que se considera un receptor ideal, aunque en la simulación del almacén se modelará como un receptor con diferentes propiedades ópticas, como se explica en la sección 2.4.5. Además, la fuente del almacén corresponde a la intensidad de energía que llega al receptor en la simulación del espejo colector, por lo que se puede observar, en la Figura 3.1, la radiación absorbida idealmente por el receptor. La línea azul representa la energía que puede ser captada por el receptor una vez que ha sido reflejada. Con estos resultados se puede calcular la eficiencia óptica del colector solar con la siguiente expresión:

$$\eta_{optica} = \frac{S_{I_s}}{I_s} \quad (3.1)$$

Donde S_{I_s} es la intensidad de energía que llega del disco parabólico al receptor como se indica en al Ec. 2.40, y la irradiación solar que llega al sistema I_s . Como se muestra en la Figura 3.1, la radiación solar alcanza un valor máximo cercano al mediodía, con 776 W/m^2 , y la radiación absorbida en ese momento es de 623 W/m^2 . Esto resulta en una eficiencia óptica aproximada del 80 %.

Para obtener una caracterización integral del sistema, se empleó el método de trazado de rayos de elementos finitos mediante el análisis Monte Carlo, en el que se definieron los parámetros del disco parabólico, como se detalla en la 3.1.

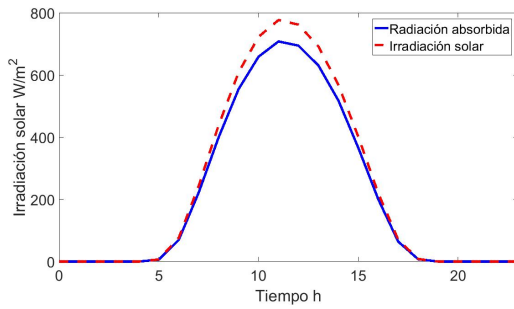


Figura 3.1: Comparación de irradiación solar con radiación absorbida.

Tabla 3.1: Parámetros del colector solar para la simulación.

Parámetro	Valor
Distancia focal f	1 m
Ángulo de borde ϕ	45°
Diámetro de disco d	1.657 m
Máximo ángulo solar ψ	4.65 mrad
Error de pendiente de superficie	1.75 mrad
Irradiación solar I_s	1 kW/m ²
Diámetro del receptor w	0.015 m
Cantidad de rayos N	1000000

Para obtener más información sobre los parámetros geométricos, se puede revisar la sección 2.4.2 donde se explican a detalle. El ángulo máximo solar es el generado por el cono de haz incidente que llega a la superficie de la Tierra, el cual es aproximadamente 4.65 mrad. Otro parámetro relevante es el error de pendiente de superficie, que representa la rugosidad presente en el reflector y provoca una pérdida en los rayos reflejados. Esta es la razón por la que en la Figura 3.2 se puede observar variación en la potencia de cada rayo, ya que estos se generan sobre la superficie de manera aleatoria.

Otro factor importante es la cantidad de rayos generados, ya que se requiere una cantidad considerable para que la solución pueda converger. Una vez realizadas las configuraciones necesarias y definido el disco reflector y el receptor, se simulan dimensiones arbitrarias que servirán para verificar que el método converge. Estas dimensiones se definirán en las próximas simulaciones según las características del resto de subsistemas.

3.2.2. Simulaciones iniciales

Los resultados mostrados son un ejemplo de un tipo de configuración, pero gracias al programa generado, este se podrá modificar para las dimensiones requeridas.

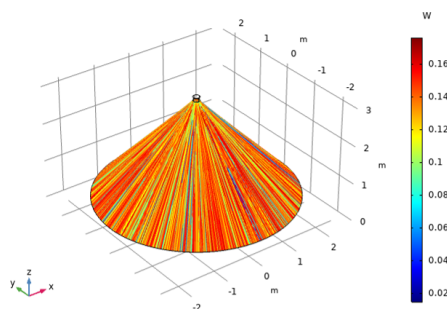


Figura 3.2: Trazado de rayos.

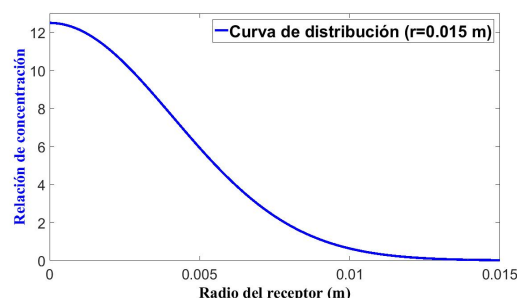


Figura 3.3: Distribución de rayos.

En la Figura 3.2 se muestra la simulación realizada con los parámetros mostrados en la Tabla 3.1, donde se puede observar los diferentes rayos generados aleatoriamente, los cuales sufren una pérdida de potencia a causa de la rugosidad y la reflectividad. Por otro lado, en la Figura 3.3 se muestra la relación de concentración obtenida de la simulación que está en función del radio del receptor. Este resultado preliminar permite calcular una curva de distribución gaussiana, como se ilustra en la Figura 3.4. Esta curva característica se obtiene de la Ec. 2.73 como resultado de la simulación, para después ser utilizada como una función de distribución $D(r)$ como se indica en la Ec. 2.40 como parte de la fuente del almacén térmico.

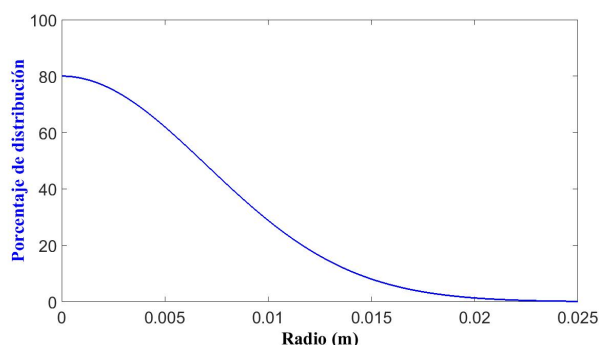


Figura 3.4: Distribución para un receptor con un radio de 0.025 m.

Con base en la relación de concentración de áreas en la Ec. 2.15, es posible estimar el flujo promedio sobre la superficie receptora. Por ejemplo, a las 12:00 h, se considera una irradiación solar absorbida de 623 W/m^2 (según la eficiencia óptica del espejo reflectante). Multiplicando por el área de captación (2.56 m^2), se obtiene un flujo neto reflejado de aproximadamente 1594 W . Este valor se asume constante para el análisis, pues representa el flujo de calor independiente del área en el sistema bajo condiciones pico.

Aplicando la relación de concentración por área, cuyo valor es 9.14 (área de receptor 0.28 m^2 de distribución 2 mostrada en la 3.11), se obtiene una intensidad promedio sobre el receptor de 5692 W/m^2 a las 12 h. Esta simplificación, basada en una distribución uniforme, permite un primer acercamiento al comportamiento térmico del sistema.

Sin embargo, para representar de manera más realista la distribución espacial del flujo, se utilizó el método de trazado de rayos. Este permite obtener una función de distribución $D(r)$ que refleja cómo se concentra la energía en el receptor, en función de las características geométricas y ópticas del colector parabólico. La función fue normalizada (integral unitaria) para conservar el valor neto del flujo (1594 W) y así mantener coherencia con la condición de frontera establecida en la entrada del almacén térmico.

De este modo, el 100 % de la energía reflejada se redistribuye sobre la superficie receptora según dicha función, sin alterar la concentración promedio. Si bien no se utilizó directamente la intensidad local en las simulaciones, sí se empleó el flujo neto total, distribuyendo el flujo conforme a la curva obtenida. Esta aproximación permite una representación más fiel del sistema, sin perder consistencia con la ecuación de entrada de energía (ver Ecuación 2.23), donde se considera el producto entre radiación solar incidente, área de captación y eficiencia óptica.

Para certificar que el método utilizado es confiable, se requiere realizar un análisis de convergencia, ya que el programa será utilizado en el futuro para un análisis más profundo de un sistema de cogeneración. Es necesario demostrar su capacidad para modelar, independientemente de las variaciones en los parámetros geométricos.

3.2.3. Análisis de convergencia

La convergencia está generalmente relacionada de manera directa con el número de elementos del mallado, lo cual no es la excepción en este caso. Sin embargo, se debe considerar un parámetro adicional: la cantidad de rayos generados por densidad sobre la superficie reflectora. Existen diferentes formas de generar los rayos; principalmente, pueden ser generados en función del mallado o mediante la densidad sobre la superficie. Generarlos en función del mallado puede limitar significativamente los resultados, ya que la convergencia se alcanza más rápidamente con una mayor cantidad de rayos que con el incremento de elementos del mallado.

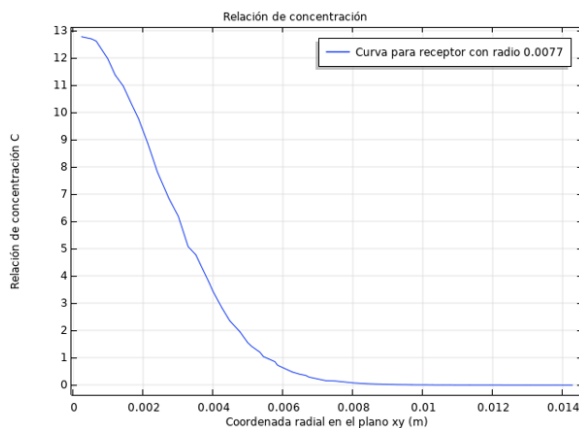


Figura 3.5: Relación de concentración ($r=0.007m$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 12764.

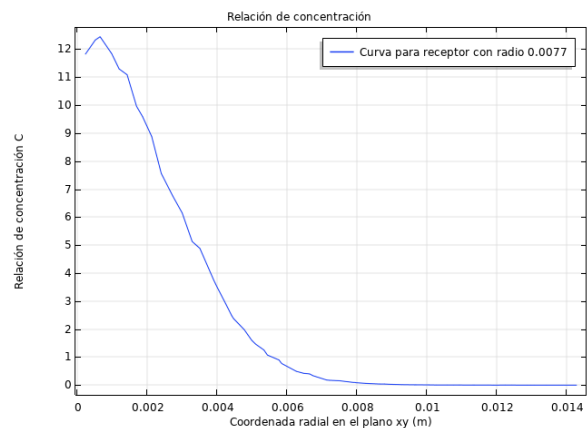


Figura 3.6: Relación de concentración ($r=0.007m$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 7538.

Como se puede observar en las Figuras 3.5 y 3.6 las perturbaciones son mayores para la curva con menor número de elementos. Sin embargo, al mantener la cantidad de rayos, se proporciona mayor estabilidad a la solución. En contraste, en las Figuras 3.7 y 3.8, donde se mantiene el número de elementos pero se reduce la cantidad de rayos, la diferencia en la estabilidad es notoria.

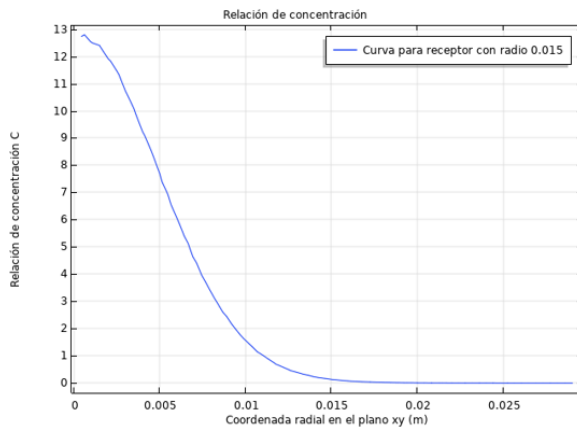


Figura 3.7: Relación de concentración ($r=0.015m$), Cantidad de rayos 1000000 y número de elementos 38666.

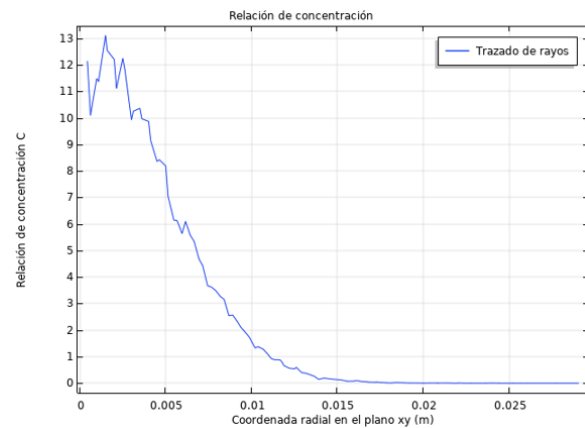


Figura 3.8: Relación de concentración ($r=0.015$), Cantidad de rayos 100000 y número de elementos 38666.

Es importante tomar en cuenta la relación que existe entre la cantidad de rayos y el número de elementos, ya que se puede definir una malla más burda y utilizar una cantidad mayor de rayos para obtener los resultados deseados. La simulación mostrada en la Figura 3.7 representa el límite seleccionado, lo que permite analizar geometrías con mayores dimensiones, aunque con un porcentaje de error más grande. Para finalizar, se realizaron gráficos de convergencia para la cantidad de rayos y para el número de elementos.

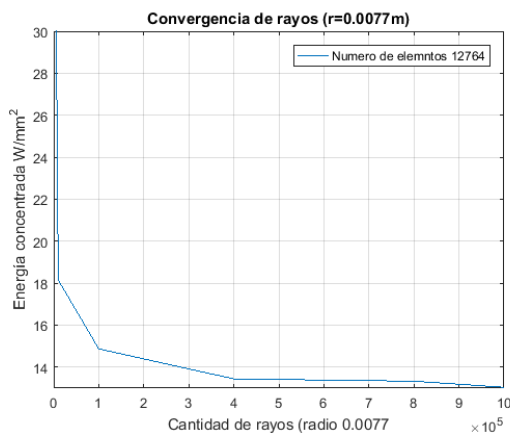


Figura 3.9: Convergencia en cantidad de rayos, manteniendo constante el número de elementos.

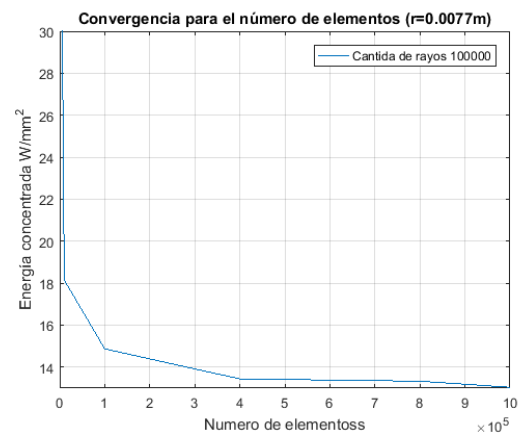


Figura 3.10: Convergencia para el número de elementos, manteniendo constante la cantidad de rayos.

En cuanto al porcentaje de error para la convergencia mostrada en la Figura 3.9 este resultó ser del 2.2% y para la Figura 3.10 el resultado es del 2.4%, lo cual se considera aceptable dado que el valor máximo de error permitido es del 5%.

3.2.4. Pruebas paramétricas

Se asumirá que las dimensiones no pueden superar la extensión del cuarto más pequeño de la vivienda. En caso de que se supere esta extensión, se indicará el excedente bajo este criterio. Se realizó un ajuste a las dimensiones del colector, como se muestra en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Dimensiones de las diferentes distribuciones.

Dimensiones	Distribución 1	Distribución 2	Distribución 3
Distancia focal f [m]	1	1.083	1.25
Distancia del receptor	1	0.7998	0.983
Ángulo de apertura ϕ	45	45	45
Área de reflejada del disco parabólico A_{CS}	2.156	2.56	3.36
Radio del receptor r	0.03	0.3	0.3

En la Figura 3.11, se describe diferentes distribuciones que dependen del radio del receptor contra la relación de concentración (2.73). En la distribución 1, el receptor está en la distancia focal, lo que provoca que el radio donde se concentra la energía sea menor. En cambio, en las distribuciones 2 y 3, la distancia del receptor con respecto al disco reflector es aproximadamente del 70 % - 75 % de la distancia focal, lo que provoca una distribución con menor concentración pero más uniforme sobre toda la superficie del receptor. En cuanto al área del disco parabólico, esto afecta la capacidad de captar la irradiación solar. Para la distribución 1, se obtiene 11.858 kWh diarios, considerando que en México se reciben 5.5 kWh por metro cuadrado [5]. Para las distribuciones 2 y 3, se obtienen 14.08 kWh y 18.48 kWh respectivamente sin considerar las pérdidas del colector.

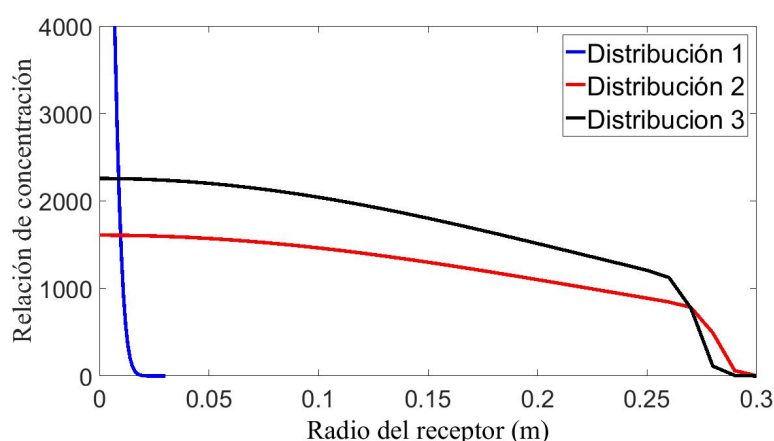


Figura 3.11: Relación de concentración en función del radio del receptor representando los miles de rayos incidentes.

Estas pruebas demuestran que se puede adaptar un colector solar de dos formas específicas:

- Modificar el área reflectora provocará una captación mayor de irradiación solar.
- Modificar la distancia focal separando el receptor del reflector provoca una disminución en la concentración de energía pero aumenta el área de distribución de la energía captada.

Se considera que, en general, a mayor tamaño del colector solar, mayor será la captación de radiación. Sin embargo, dado que el colector se instala sobre una vivienda, un tamaño excesivo puede presentar problemas prácticos. Por esta razón, se seleccionó la distribución 2, la cual mantiene el área del colector en 2.56 m², se obtiene una función de distribución normalizada $D(r)$ y la cual permite una buena captación de irradiación solar, estimada en 14.08 kWh. Con una eficiencia óptica del 80 %, esto implica que aproximadamente 11.26 kWh de energía diaria se transfieren al almacenamiento térmico en promedio.

3.3. Simulaciones del almacén térmico con pérdidas por convección

La función principal de un sistema de almacenamiento térmico es conservar la energía en forma de calor durante el mayor tiempo posible, con el objetivo de transferirla posteriormente a un dispositivo como el SE. Para el inicio de las simulaciones, se desarrolló un modelo que considera únicamente las pérdidas por convección, asumiendo que este mecanismo representa la fuente principal de disipación térmica. Es importante aclarar que, si bien se determinó que las pérdidas por radiación afectan significativamente al sistema, este análisis se abordará con mayor detalle en una sección posterior. Además, en esta etapa inicial se analizó el comportamiento del sistema únicamente en estado de carga, es decir, sin considerar aún la extracción de energía por parte del motor. No obstante, al final de esta sección se incluye una prueba preliminar con extracción de calor, aunque el análisis detallado del SE se retoma en una sección posterior.

3.3.1. Características de la simulación

La Figura 3.12 muestra el análisis de un modelo de almacenamiento cilíndrico con un volumen de 0.04 m^3 y una malla compuesta por 17,806 elementos, logrando una convergencia inferior al 5%. Este modelo es sometido a varios ciclos de carga durante las horas diurnas y ciclos de descarga debido a las caídas de temperatura que ocurren durante las horas nocturnas con el propósito de evaluar el desempeño de los materiales. Se realiza una comparación entre un almacén de calor sensible (como el acero) y un almacén que utiliza materiales de cambio de fase dentro de los rangos de temperatura esperados. Asimismo, se presentan las condiciones de contorno y el tipo de malla empleada en el análisis, así como las temperaturas registradas a las 12:00 horas del segundo día simulado.

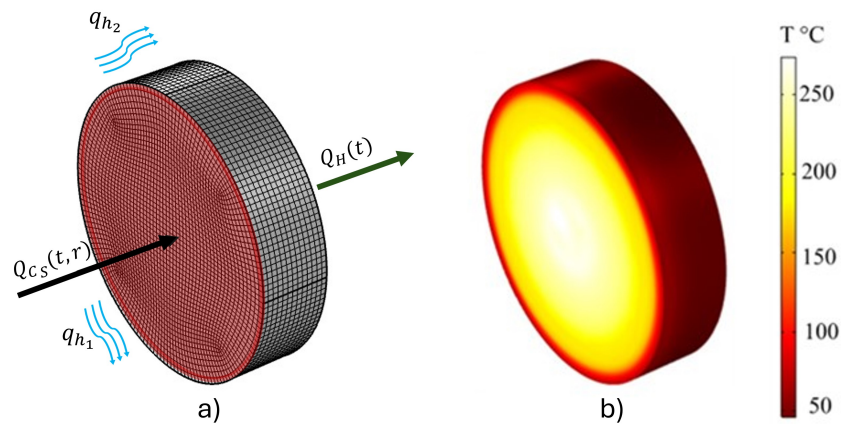


Figura 3.12: Almacén térmico: (a) Modelo con pérdidas de calor por convección (b) Resultados de la simulación a las 12:00 horas.

La comparación entre un material que únicamente almacena calor sensible y un PCM tiene como objetivo determinar si existe un beneficio significativo para el sistema y evaluar la viabilidad de utilizar un material en una fase. Para llevar a cabo esta comparación, se propone analizar el sistema bajo dos condiciones específicas: la pri-

mera consiste en mantener el volumen constante para ambos materiales, y la segunda implica modificar el espesor del almacén para obtener la misma masa para ambos materiales.

3.3.2. Simulaciones preliminares

En el primer análisis, se mantiene constante el volumen en 0.042 m^3 , lo que resulta en dos unidades de almacenamiento de igual tamaño pero con diferentes pesos. El almacenamiento de calor sensible, basado en acero con una densidad de 7860.3 kg/m^3 , presenta una masa de 333 kg, mientras que el almacenamiento de calor latente, con una densidad de 1918 kg/m^3 , tiene una masa de 81 kg.

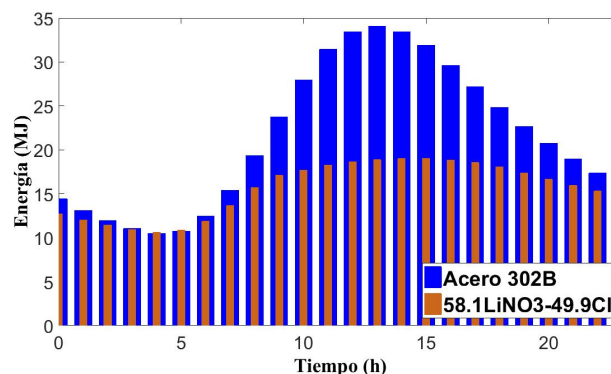


Figura 3.13: Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para el almacén de acero contra el PCM con un mismo volumen. Modelo considerando pérdidas por convección.

Para la simulación a volumen constante mostrada en la Figura 3.13, el acero tiene una mayor cantidad de energía disponible (integrando la Ec. Anexo F) alcanzando 34 MJ, superando al PCM que llega a 19 MJ. Además, la masa del acero es casi cuatro veces mayor que la del PCM para el mismo espacio, lo que supone una limitación para el peso que puede soportar el techo de la casa. Utilizar 333 kg de acero no resulta recomendable para el sistema de almacenamiento, especialmente si se busca reducir la carga sobre la estructura del techo de la vivienda. Sería conveniente considerar alternativas más ligeras.

La simulación con la misma cantidad de masa se realizó modificando el almacenamiento de acero para que ambos almacenamientos (acero y PCM) tengan la misma masa, a fin de analizar su comportamiento.

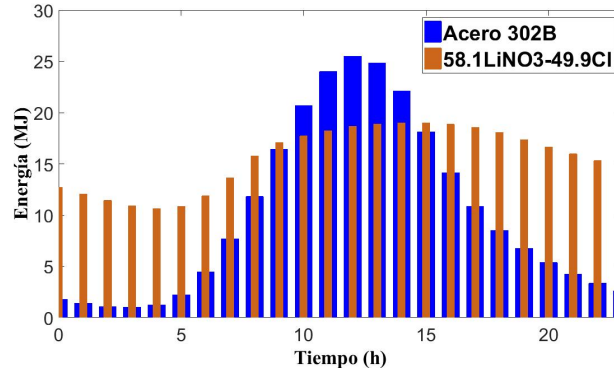


Figura 3.14: Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para el acero vs el PCM con la masa constante. Modelo considerando pérdidas por convección.

Para el acero, se debe reducir el espesor del almacenamiento, obteniendo un volumen de 0.0103 m^3 . Como se muestra en la Figura 3.14, el acero tiende a perder o ganar energía con los cambios de temperatura diarios, mientras que el PCM mitiga esta pérdida. Aunque el PCM no alcanza los altos niveles de acumulación del acero, tampoco pierde energía tan abruptamente durante la noche. Es importante mencionar que estas simulaciones preliminares tienen como condición de frontera el calor concentrado (Q_{Cs}) en la cara del cilindro receptor como se muestra en la Figura 3.12, bajo las condiciones ambientales del día promedio mostradas en la sección 2.3.5. Las pérdidas de calor por convección son resultado de las condiciones ambientales, es decir las mismas condiciones de enfriamiento por convección son las mismas ($h_1=8.75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$). La razón de la diferencia entre las cantidades de energía retenida por el almacén de acero y el de PCM se debe a que, al acercarse a la temperatura de cambio de fase, el PCM es capaz de absorber y almacenar una gran cantidad de energía en forma de calor latente sin un aumento significativo de temperatura. Durante la noche, este calor latente se libera de manera gradual, lo que permite que el PCM mantenga temperaturas superficiales más altas por más tiempo. En contraste, el acero no presenta un proceso de cambio de fase en ese intervalo térmico y su capacidad de almacenamiento energético depende únicamente de su calor específico, lo que lo lleva a enfriarse más rápidamente y retener menos energía en comparación con el PCM. Las pérdidas de calor son estudiadas en el Anexo D, donde se verifican los valores obtenidos.

Aunque ambos materiales reciben las mismas condiciones de carga y están expuestos a las mismas pérdidas ambientales, durante la noche el acero pierde rápidamente su energía acumulada, mientras que el PCM mantiene una mayor cantidad de energía disponible. Esta diferencia se debe a la capacidad del PCM de almacenar calor latente durante el proceso de cambio de fase, lo que le permite liberar energía de forma más sostenida a lo largo del tiempo. En consecuencia, el PCM ofrece una mayor disponibilidad energética nocturna en comparación con el acero, con hasta un 58 % más de energía almacenada por unidad de masa.

3.3.3. Simulación preliminar con extracción de energía

En la comparación siguiente, el consumo de energía se trató como un flujo que agotaba el almacenamiento. Sin embargo, para el área reflectante de 2.52 m^2 , el almacenamiento fue insuficiente en ambos casos, por lo que se propuso un área de 3.36 m^2 . Además, el consumo de energía se comenzó después de 24 horas de carga.

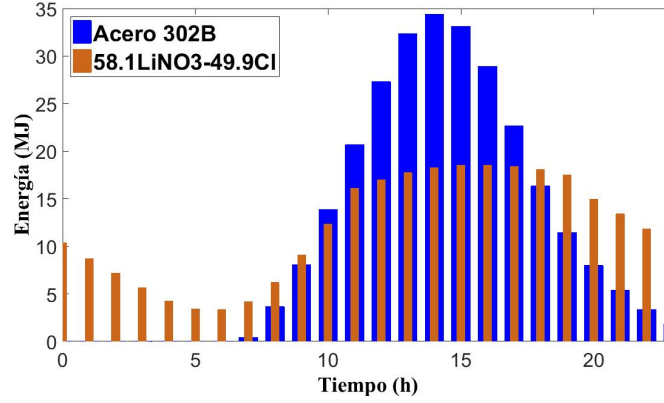


Figura 3.15: Comparación de la cantidad de energía disponible (integrando la Ec. 2.27 para cada hora) para acero vs PCM con la masa constante con descarga de consumo. Modelo considerando pérdidas por convección.

Como se ilustra en la Figura 3.15, a partir de la segunda noche, las unidades de almacenamiento presentan una disminución en la acumulación de energía que persiste durante el resto de la simulación. Las diferencias de acumulación de energía observadas en el tercer día mostraron que el acero no puede satisfacer la demanda energética de la vivienda durante las horas nocturnas y pierde el 7,42 % de la energía acumulada durante la noche. Por el contrario, el PCM se estabiliza a pesar de experimentar una caída de energía.

3.3.4. Coeficiente de convección

Para este análisis se utilizó el almacén de PCM con 13 kg con un volumen de 0.007 m³ con un radio de 0.3 m y una longitud de 0.025 (altura del cilindro). Se utiliza el numero de Biot para evaluar la resistencia térmica interna de un sólido con respecto a la resistencia de superficie por convección.

$$Bi = \frac{h(T)L_C}{k(T)} \quad (3.2)$$

Se definen las longitudes características para los números de Biot, Reynolds y Fourier. Para el numero de Biot:

$$L_{C_{Biot}} = \frac{V_{pcm}}{A_{sc}} = \frac{0.007 \text{ m}^3}{0.30 \text{ m}^2} = 0.023 \text{ m} \quad (3.3)$$

Donde A_{sc} es el área superficial de contacto con el ambiente. Para la cara plana el flujo es paralelo a la superficie por lo que la longitud es:

$$L_{C_{PP}} = r = 0.3 \text{ m} \quad (3.4)$$

Para la superficie cilíndrica el flujo cruza alrededor de forma transversal por lo que su longitud característica es:

$$L_{C_C} = 2r = 0.6 \text{ m} \quad (3.5)$$

Para el número de Fourier:

$$L_{C_{Fourier}} = \frac{V_{pcm}}{A_{str}} = \frac{0.007 \text{ m}^3}{0.58 \text{ m}^2} = 0.012 \text{ m} \quad (3.6)$$

En la Figura 3.16 se observan los Re, en régimen laminar para la parte plana y el cilindro considerando su rango respectivamente $Re \leq 5 \times 10^5$ y $Re < 2 \times 10^5$. Dado que el número de Biot es mayor a 0.1 indica que existe un gradiente de temperatura significativo dentro del almacén. Por lo tanto, se requiere un modelo que considere la distribución espacial de la temperatura. Por esta razón, se emplea un método de elementos finitos para resolver la transferencia de calor [37].

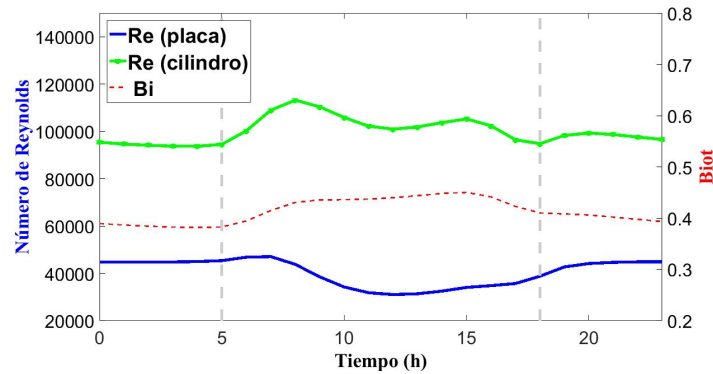


Figura 3.16: Números de Reynolds y Biot.

Para el número de Reynolds y el coeficiente convectivo se consideró el cambio en la velocidad del viento, como se puede observar en la Figura 3.17. Asimismo, se tiene en cuenta la variación de la temperatura ambiente a lo largo del día, lo que provoca que las propiedades del aire cambien en el tiempo. Esto se refleja en las ecuaciones presentadas en la sección 2.4.4.

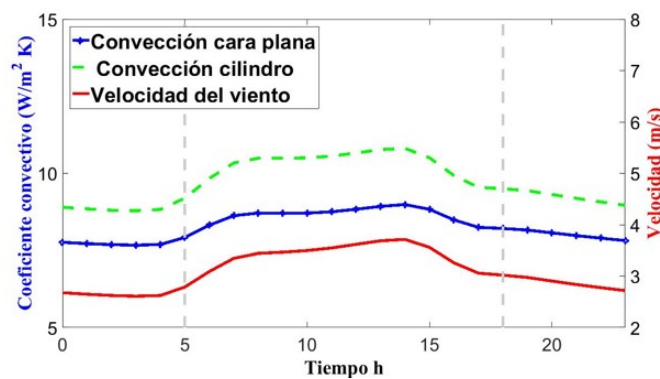


Figura 3.17: Coeficiente convectivo para las caras del almacén en función del tiempo.

Se puede observar en la Figura 3.17 que los valores para la superficie plana se encuentran alrededor de 8 a 11 (W/m^2K) (revisar el Anexo D) y para la superficie cilíndrica ronda entre 7 a 9 (W/m^2K) con valores del viento entre 2.5 a 3.5 m/s. Para las diferentes configuraciones de los almacenes analizados, se varía la longitud, lo que provoca un aumento en el número de Biot. Esto implica que el modelo presentará un gradiente de temperaturas significativo.

Se realizó un análisis del número de Fourier que relaciona la rapidez de la conducción térmica con la longitud característica. Para esto se utiliza la siguiente expresión:

$$Fo = \frac{\alpha_{df} \cdot t_s}{L_{C_{Fourier}}^2} \quad (3.7)$$

Donde α_{df} (m^2/s) es la difusividad térmica, t_s es el tiempo en segundos y $L_{C_{Fourier}}$ es la longitud característica (m). Este número indica la relación entre la rapidez con la que se conduce el calor y la rapidez con la que se almacena. Su interpretación física es la siguiente [78]:

- Si $Fo \ll 1$: el calor no ha tenido tiempo suficiente para difundirse significativamente dentro del material. Las temperaturas internas permanecen cercanas a las condiciones iniciales.
- Si $Fo \gg 1$: el calor ha penetrado suficientemente en el cuerpo; se puede esperar una distribución de temperatura más homogénea.

El almacén térmico ha sido analizado para un material de calor sensible y un PCM. En el primer caso, se propuso el uso de acero 302B, cuyas propiedades térmicas (ver Tabla 2.11) permiten calcular una difusividad térmica de $\alpha_{acero} = 1.32 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (Anexo E). En el segundo caso, se considera un PCM, para el cual, utilizando las propiedades presentadas en la Tabla 2.16, se obtiene una difusividad de $\alpha_{PCM} = 2.36 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ (Anexo E).

La longitud característica del sistema se define como $L_c = 0.012 \text{ m}$, de acuerdo con la Ec. 3.6. Con estos datos, se calcula el tiempo característico t_c , que representa el tiempo necesario para que el calor se difunda a través del cuerpo, y se deduce de la condición en la que el número de Fourier $Fo = 1$:

$$t_c = \frac{L_{C_{Fourier}}^2}{\alpha_{df}} \quad (3.8)$$

Aplicando esta relación a ambos materiales:

$$t_{c,acero} = \frac{(0.012)^2}{1.32 \times 10^{-5}} = 10.91 \text{ s} \quad (3.9)$$

$$t_{c,PCM} = \frac{(0.012)^2}{2.36 \times 10^{-7}} = 610.17 \text{ s} \quad (3.10)$$

Estos resultados muestran que el PCM requiere un tiempo significativamente mayor para alcanzar un estado homogéneo en comparación con el acero. Esta diferencia justifica su uso para almacenamiento por calor latente, ya que permite retener energía térmica durante más tiempo, favoreciendo la entrega controlada de calor, especialmente en condiciones nocturnas.

Los números adimensionales de Biot y de Fourier se utilizan como herramientas de análisis para caracterizar el comportamiento térmico de sistemas ideales con condiciones simplificadas. No obstante, en este caso particular se trata de un sistema más complejo debido al cambio de fase del material, el recubrimiento radiante selectivo, condiciones ambientales que varían en el tiempo y cargas de térmicas variables tanto espacial como temporalmente. Esto hace necesario recurrir a un enfoque de análisis más riguroso, que considere la distribución interna de temperatura y su evolución en el tiempo, como puede ser el método de elemento finito.

3.4. Simulaciones del almacén térmico con pérdidas por convección y radiación

En esta etapa del análisis, se considera un modelo del sistema de almacenamiento térmico que incluye las pérdidas de calor tanto por convección como por radiación.

Este modelo permite evaluar con mayor precisión el comportamiento térmico del sistema bajo condiciones ambientales establecidas. El fenómeno de la radiación térmica está estrechamente relacionado con las propiedades ópticas de la superficie del material, en particular su emisividad. Se analiza cómo diversas características del acabado superficial (rugosidad o recubrimientos especiales) influyen en la capacidad del sistema para minimizar las pérdidas por radiación, aspecto clave para mejorar la eficiencia térmica.

Tabla 3.3: Características del almacén con PCM (58.1LiNO₃-41.9KCl) [65].

Propiedades	Valor	Unidad
k_1	0.47	W/m K
k_2	0.65	W/m K
$c_{p,1}$	0.985	kJ/kg K
$c_{p,2}$	1.22	kJ/kg K
L	272	kJ/kg
T_f	166	° C
ρ_d	1918	kg/m ³

Tabla 3.4: Características del almacén con Acero [61].

Propiedades	Valor	Unidad
k	52	W/m·K
c_p	500	J/kg·K
T_f	1420	° C
ρ_d	7860	kg/m ³
Características generales*		
r	0.3	m
v_∞	2.6–3.6	m/s
$\dot{S}_{Ts}$	0–1594	W

* Las características generales son para ambas simulaciones (acero y PCM)

Las simulaciones preliminares se realizaron bajo condiciones simplificadas con el objetivo de analizar de manera aislada el impacto de las pérdidas por radiación en el comportamiento térmico del sistema de almacenamiento. En este modelo, se asumió que el flujo de calor incidente sobre la cara superior del cilindro, denotado como Q_{C_S} , corresponde a una captación ideal, es decir, que toda la energía concentrada por el colector solar parabólico es transmitida directamente al almacenamiento sin considerar pérdidas ópticas intermedias. Por lo tanto, no se incorporaron en esta etapa efectos como la reflectividad, absorptividad o transmisividad del sistema óptico. La eficiencia global del colector y su relación de concentración fueron los únicos parámetros considerados para estimar el flujo térmico entrante.

En cuanto a las pérdidas, se incluyeron únicamente las debidas a convección y radiación tanto en la cara superior como en la superficie lateral del cilindro. Para el caso de la radiación, se estableció una condición de frontera basada en la temperatura que alcanzaría el almacén bajo la suposición de una captación térmica ideal. Se consideró una emisividad ajustada mediante recubrimientos especiales, diseñados para modificar selectivamente esta propiedad superficial, sin realizar aún un análisis detallado del comportamiento espectral o de las propiedades ópticas de los materiales involucrados.

Estas suposiciones permitieron enfocar el análisis en determinar si, incluso bajo condiciones ideales de captación, las pérdidas por radiación podrían tener un efecto significativo en la eficiencia del almacenamiento térmico. Los resultados que se presentan en esta sección así lo sugieren, justificando un estudio más detallado de las propiedades ópticas y de los recubrimientos térmicos, el cual se desarrolla posteriormente en la sección 4.2.1.

Adicionalmente, en las Tablas 3.4 y 3.3 se presentan las propiedades geométricas y térmicas principales del sistema de almacenamiento y del material de cambio de fase (PCM) o acero utilizados en estas simulaciones preliminares.

3.4.1. Características de la simulación

El modelo del almacén utilizado en las simulaciones tiene un volumen de 0.04 m^3 con 80 kg para el PCM y 333 kg para el almacén de acero, el diagrama del modelo se mostró en la Figura 2.15, el cual indica las pérdidas de calor por convección y radiación, con la excepción de la condición de extracción de energía por parte del motor que se implementara en las siguientes secciones.

Para comprender mejor la relevancia entre un modelo considerando las pérdidas por convección y radiación, se añade como referencia la simulación representada en el modelo (a) de la Figura 3.12 para comparar el comportamiento del almacén al considerar la radiación del ambiente y cuánto se ve afectado un almacén con respecto a otro, se utilizarán las temperaturas promedio del volumen a lo largo de 84 horas, por lo que se compararán las curvas de temperatura del almacén con diferentes acabados superficiales. Para comenzar el análisis, se muestran las curvas de temperatura para el acero y el PCM sin considerar la radiación, para establecer la referencia, como se muestra en la Figura 3.18.

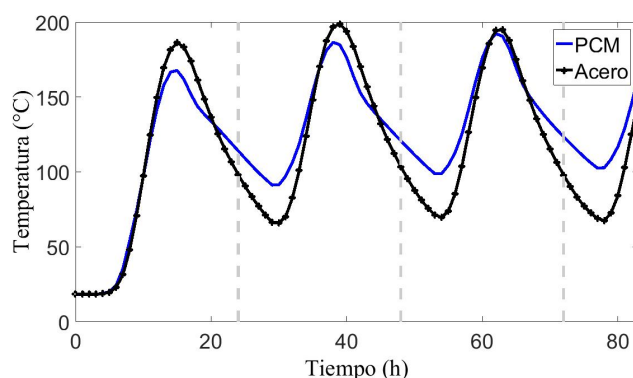


Figura 3.18: Temperatura promedio volumétrica (0.042 m^3) del almacén sin radiación.

En la Figura 3.18 se observa la línea punteada que representa las temperaturas alcanzadas por el acero y la línea continua para el PCM. Todas las simulaciones se realizan con un mismo volumen, ya que esto implica que se mantenga la misma área de emisión. Los intervalos de temperatura del acero alcanzan un poco más de temperatura que el PCM; sin embargo, a partir de las 8 horas, el PCM tiene las temperaturas más altas durante la noche y va alcanzando al acero durante las horas de carga. Estas curvas servirán como referencia para comparar cuánto puede afectar la radiación al sistema del almacén.

3.4.2. Simulaciones con diferentes acabados superficiales

Como se menciona en la sección 3.2, la emisividad es el principal factor que puede variar según el material y el acabado superficial. Por lo tanto, se realiza una simulación para comparar las temperaturas al considerar las pérdidas por radiación al ambiente cuando se tienen diferentes acabados en la superficie del material. En la primera comparación se tienen distintos valores de emisividad para el acero, acorde a la literatura. Como se muestra en la Figura 3.19, con el acabado superficial se pueden alcanzar valores de emisividad muy pequeños, como 0.06, siendo la curva más cercana a las temperaturas de referencia. La simulación realizada con un acabado superficial de menor calidad muestra una gran diferencia de temperatura, como se

observa en la línea de 0.4 de emisividad con respecto a la curva de referencia, la cual son las temperaturas sin los efectos de la radiación ambiental. Por lo tanto, en estas pruebas realizadas se puede concluir que la radiación afecta significativamente las temperaturas del almacén, salvo cuando se tiene una muy alta calidad en el acabado superficial. En este caso, la diferencia se reduce, aunque sigue teniendo una variación que debe tomarse en cuenta.

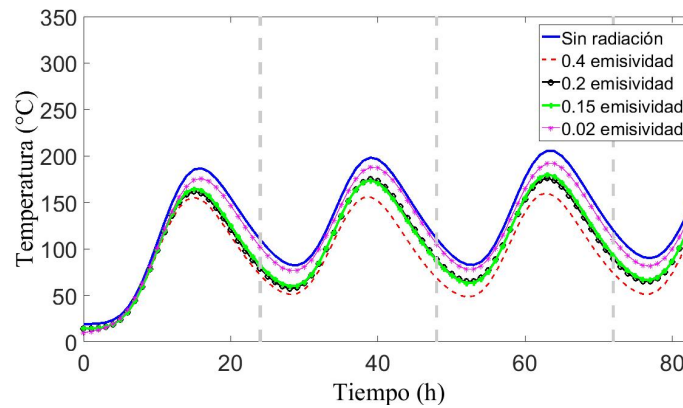


Figura 3.19: Temperatura volumétrica (0.042 m^3) del almacén con acero con diferentes acabados superficiales.

La Ec. para calcular la desviación porcentual es la siguiente:

$$Dp = (T_{\text{referencia}} - T_{\text{mat}}) / T_{\text{referencia}} \quad (3.11)$$

Donde T_{mat} son las temperaturas obtenidas de las simulación de los acabados y recubrimientos del acero y el PCM. Es importante aclarar que los resultados se refieren a temperaturas promedio del volumen del almacén en el intervalo de 36:00 horas hasta 84:00 horas. Se descartan las horas iniciales, ya que la simulación es más estable en ese rango temporal. Además, la comparación se realizará entre las diferencias máxima, mínima y promedio del acero o del PCM, en relación con los valores máximos, mínimos y promedios de las temperaturas de referencia.

Tabla 3.5: Desviación porcentual de los acabados superficiales del acero con respecto al almacén sin radiación.

Material	Emisividad	Máximo	Mínimo	Promedio
Acero	0.4	41.72 %	15.44 %	28.27 %
Acero	0.2	24.69 %	8.86 %	15.20 %
Acero	0.15	23.17 %	8.20 %	14.67 %
Acero	0.06	12.24 %	0.20 %	4.60 %

Como se muestra en la Tabla 3.5, el acabado superficial del acero con baja emisividad presenta una diferencia promedio del 4.60 % en comparación con el modelo del almacén sin radiación ambiental, lo que indica una menor pérdida de energía a través de este mecanismo de transferencia de calor. Por otro lado, la diferencia de temperaturas del almacén en condiciones sin radiación muestra una pérdida máxima del 12.24 % con el mejor acabado superficial. Es notable que la diferencia mínima es de 0.2 %, lo que sugiere que, en esos momentos, se podría considerar la pérdida por radiación como despreciable; sin embargo, esta consideración solo aplicaría durante intervalos de tiempo específicos en los cuales las temperaturas se mantienen casi constantes.

Para el PCM se realizaron simulaciones similares. Sin embargo, debido a las características del material, sus acabados superficiales presentan una menor calidad. Como se muestra en la Figura 3.20, las temperaturas disminuyen significativamente, y la curva más cercana a la de referencia corresponde a una emisividad de 0.4.

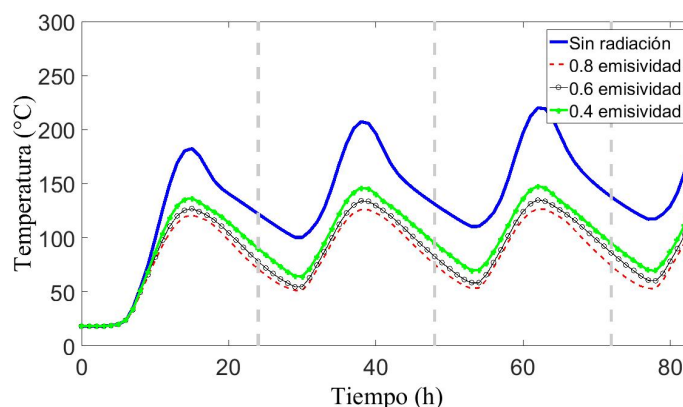


Figura 3.20: Temperatura volumétrica (0.042m^3) del almacén con PCM con diferentes acabados superficiales.

Tabla 3.6: Desviación porcentual de los acabados superficiales de los PCM con respecto al almacén sin radiación.

Material	Emisividad	Máximo	Mínimo	Promedio
PCM	0.8	54.91 %	32.27 %	42.48 %
PCM	0.6	48.81 %	28.20 %	37.44 %
PCM	0.4	40.81 %	21.84 %	30.46 %

Como se observó en las Figuras 3.19 y 3.20, la radiación emitida al ambiente influye en las temperaturas del almacén, por lo que esta condición se considerará en las siguientes simulaciones. Los resultados obtenidos para el PCM indican que este material experimenta una pérdida significativa de energía, lo que motiva el análisis de distintos recubrimientos que permitan optimizar su comportamiento térmico.

En el caso de la Tabla 3.6 el mejor acabado solo alcanza una diferencia en promedio de 30.16% indicando que existe una gran pérdida de energía por radiación hacia el ambiente considerándolo como un material cerámico.

3.4.3. Simulaciones con recubrimientos, pérdidas de calor y extracción de potencia

El estudio de los recubrimientos se centrará principalmente en su efecto sobre el almacén con PCM, dado que, en las pruebas de acabado superficial el acero puede alcanzar una calidad que le permite mitigar las pérdidas por radiación al ambiente de manera más eficiente que el PCM. Como se observa en las Figuras 3.19 y 3.20, el acero con una emisividad de 0.06, mantiene temperaturas casi iguales a la curva sin radiación, mientras que el PCM presenta temperaturas significativamente más bajas.

Los recubrimientos se clasificarán en los siguientes grupos:

- Cristales con recubrimientos.

- Barreras radiantes/ aislamientos de láminas.
- Películas delgadas radiantes.
- Pinturas.

Existe una muy baja emisividad en estos grupos mostrados, por lo que cualquiera puede ser útil para aislar el almacén y reducir significativamente las pérdidas por radiación al ambiente. Los recubrimientos no sólo impedirían la salida de la energía sino también la entrada por radiación como es el caso de las barreras radiantes y aislamientos de láminas. Mientras que el cristal, la película delgada y la pintura por sus características podrían permitir la entrada de energía. Para facilitar la comparación de la gran variedad de recubrimientos se seleccionaron de cada grupo el material de más alta y baja emisividad para cubrir el rango de comportamientos esperados para cualquiera de los recubrimientos, además para el caso de las barreras radiantes y los cristales se considera una aplicación combinada. Se utilizará un cristal especial para el área receptora de irradiación solar y para el contorno se utilizara una barrera radiante.

Comenzando con las simulaciones de los recubrimientos de cristal con las barreras aislantes se utilizaron los tres cristales mostrados en la Tabla 2.4 del fabricante Pilkington: K glass (KG), Optitherm S1 (OS1) y Optitherm S3 (OS3). Para las barreras radiantes se seleccionó: Econo-E (Eco) y Double reflective insulation (Dou).

Como se muestra en la Figura 3.21 el recubrimiento combinado KGDou tiene las temperaturas más bajas a lo largo de toda las horas simuladas, mientras que la curva representada por el recubrimiento OS1Eco es el que se acerca mejor al comportamiento sin radiación, por lo que dicha combinación puede ser útil para mitigar los efectos de la radiación emitida al ambiente.

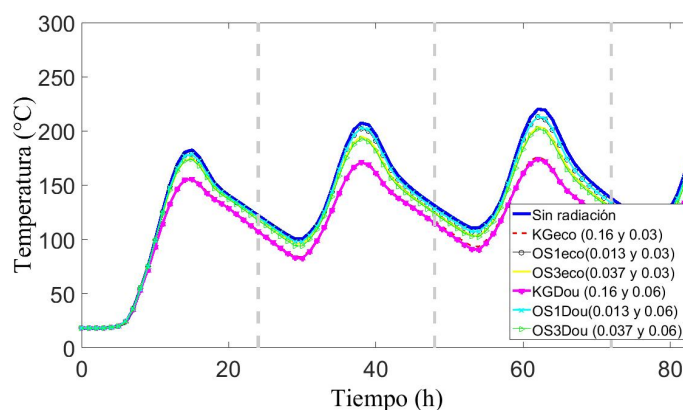


Figura 3.21: Temperatura volumétrica (0.042 m^2) promedio de recubrimientos combinados de cristal con lamina aislante para almacén con PCM.

Tabla 3.7: Desviación porcentual de los recubrimientos para el PCM con cristal y barrera radiante con respecto al almacén sin radiación.

Recubrimiento	Emisividad	Máximo	Mínimo	Promedio
KGeco	0.16 & 0.03	21.55 %	10.80 %	16.00 %
OS1Eco	0.013 & 0.03	4.61 %	1.71 %	2.90 %
OS3Eco	0.037 & 0.03	8.22 %	4.49 %	6.02 %
KGDou	0.16 & 0.06	22.20 %	11.44 %	17.00 %
OS1Dou	0.013 & 0.06	4.06 %	1.9 %	2.77 %
OS3Dou	0.037 & 0.06	9.69 %	5.13 %	7.07 %

Para las películas delgadas se seleccionó: Enerlogic VEP35 (VEP35) y Silver 35 Low-E (sil35) de CPFilms y Hanita Coatings respectivamente. Para las pinturas se seleccionaron: Eco-Guard Coating (ECOGC) y SOLKOTE (SOLK) de Carolina energy conservation y Solec respectivamente.

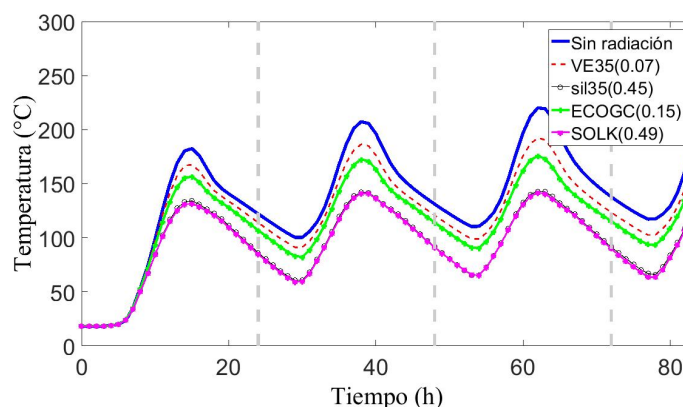


Figura 3.22: Temperatura volumétrica promedio (0.042 m^2) de recubrimientos de películas delgadas y pintura para un almacén con PCM.

En el caso de las películas delgadas, el recubrimiento Sil35 presenta las temperaturas más bajas, mientras que la película VE35 se aproxima más a las temperaturas de referencia, lo que la convierte en la opción más favorable si se considera utilizar este tipo de recubrimiento. En cuanto a las pinturas, las temperaturas más bajas se registran con la pintura SOLK, mientras que las más altas corresponden a la pintura ECOGC.

Se puede observar en la Tabla 3.8 que la mejor película tiene una diferencia promedio del 10.16% en comparación con un almacén ideal sin pérdidas por radiación. Esto significa que, en promedio durante todas las horas del día, la temperatura del almacén con dicha película es solo un 10% menor que la del almacén de referencia sin pérdidas radiantes.

Tabla 3.8: Desviación porcentual de los recubrimientos para el PCM con película delgada y pintura con respecto al almacén sin radiación.

Recubrimiento	Emisividad	Máximo	Mínimo	Promedio
VEP35	0.07	13.57 %	7.38 %	10.16 %
Sil35	0.45	43.76 %	23.47 %	32.81 %
ECOGC	0.15	21.41 %	11.58 %	16.49 %
SOLK	0.49	46.01 %	24.19 %	33.62 %

Para seleccionar un recubrimiento se revisaron las fichas técnicas del cristal OS1 y la película VEP35 los cuales fueron los que mejor mitigaron las pérdidas por radiación. En ambos casos se aseguró que el material permita la entrada de energía del colector solar.

El material OS1 presenta propiedades ópticas potencialmente adecuadas para su aplicación en almacenamiento térmico, aunque es importante señalar que las condiciones exactas bajo las cuales fue caracterizado por el proveedor son desconocidas. Por lo tanto, si bien su comportamiento puede resultar útil como referencia el análisis presentado en esta sección debe interpretarse como un estudio preliminar bajo las condiciones específicas mencionadas.

En particular, se observó que, dependiendo del espesor considerado, el OS1 puede alcanzar valores de reflectancia entre 0.21 y 0.10, lo cual sugiere una capacidad de absorción y transmisión de hasta el 90 % de la energía concentrada. Este desempeño podría considerarse para el desarrollo de un recubrimiento especial de múltiples capas.

Cabe destacar que, si bien este análisis sirve para ilustrar posibles ventajas del uso de recubrimientos avanzados, no debe considerarse concluyente. En la sección 4.2.1 se analizarán características ópticas ajustadas específicamente para un recubrimiento ideal para el almacén térmico.

3.5. Conclusión parcial del Capítulo 3

Este capítulo se centró en las simulaciones de los subsistemas, analizando sus capacidades y deficiencias, obteniéndose los siguientes resultados:

- En cuanto al diseño del colector solar parabólico, se observó que la eficiencia óptica del subsistema está directamente influenciada por su geometría, a tomar en cuenta para aplicaciones residenciales.
- Las simulaciones realizadas del colector solar, empleando un millón de rayos, alcanzaron una convergencia cercana al 2.4 %, lo cual se mantiene dentro de un rango aceptable (menor al 5 %).
- La captación de irradiación solar está directamente relacionada con el tamaño del colector, mientras que la distribución de la energía se ve influenciada por la distancia focal.
- Se seleccionó la distribución 2 del colector solar con una distancia focal de 1.083 m, distancia al receptor de 0.79 m, un ángulo de apertura de 45 grados y con un área de 2.56 m². Esta distribución se utilizará para el resto de los estudios realizados en este trabajo.
- Considerando únicamente las pérdidas por convección, el sistema de almacenamiento logró cargarse y mantener una cantidad considerable de energía disponible (19 MJ).
- De las simulaciones del almacén térmico se concluyó que el desempeño del sistema de almacenamiento se ve significativamente afectado por el acabado superficial de los materiales analizados.
- Para estas configuraciones del almacenamiento térmico con pérdidas por radiación, se evaluaron diversos acabados superficiales y recubrimientos, asumiendo que sus propiedades ópticas fueran compatibles con las condiciones planteadas en el modelo.

Como se ha mostrado en este capítulo, la caracterización individual de cada subsistema es fundamental para entender su comportamiento y limitaciones. Sin embargo, el reto es la integración de estos componentes dentro de un sistema funcional completo. En el siguiente capítulo se presentarán las pruebas paramétricas y finales del sistema ya ensamblado, permitiendo evaluar su rendimiento conjunto y validar el diseño propuesto.

Capítulo 4

Estudio de parámetros, análisis y discusión de resultados

4.1. Introducción

En este capítulo se centra en la variación de parámetros y el análisis de resultados del sistema de cogeneración. Se inicia con la incorporación de un recubrimiento especial destinado a mejorar la eficiencia del almacén térmico. Además, se analiza la relación entre la masa del almacén y su desempeño, teniendo en cuenta la efectividad del cambio de fase del material. También se comparan distintos recubrimientos propuestos, incluyendo una evaluación frente a un sistema de almacenamiento por calor sensible.

Las simulaciones de esta sección correspondientes al sistema de almacenamiento térmico equipado con un recubrimiento radiante selectivo y no selectivo en la cara superior. Los recubrimientos selectivos se emplearon reducir las pérdidas térmicas de radiación, se incorporaron aislantes especiales en la superficie cilíndrica, minimizando tanto la convección como la radiación. Además, se consideró la convección en la cara superior bajo la condición más crítica: se asumió que el recubrimiento radiante únicamente afecta las pérdidas por radiación, mientras que la transferencia convectiva se evaluó como si ocurriera directamente sobre una superficie de acero sin recubrimiento. Esto se debe a que los recubrimientos radiantes fueron idealizado con base en propiedades ópticas diseñadas específicamente para minimizar las pérdidas por radiación; y aunque es razonable suponer que dicho recubrimiento podría también atenuar las pérdidas por convección, se optó por mantener este escenario como condición de referencia conservadora. Las propiedades y características del PCM y el acero son las mismas mostradas en la Tabla 3.3 y 3.4.

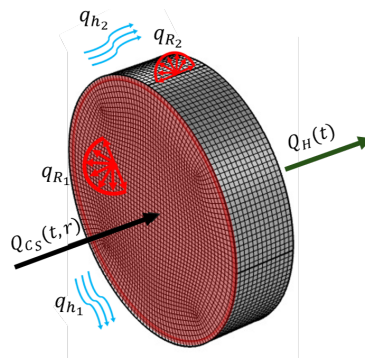


Figura 4.1: Modelo del almacén térmico con fuente de calor dependiente del tiempo y el radio del almacén, extracción intermitente de calor para el SE y con pérdidas de convección y radiación.

Al ser un modelo con recubrimiento radiante con características ópticas especiales se considera el ajuste de Q_{Cs} con al Ec. 2.49 y para q_1 con la Ec. 2.50. Por otra parte, se examina la eficiencia de los subsistemas. En el caso del almacén térmico, se definen dimensiones específicas y se evalúa su comportamiento bajo condiciones climáticas

extremas, como días particularmente calurosos o fríos. Finalmente, se presenta un análisis de las eficiencias individuales de cada subsistema y de la eficiencia global del sistema CHP-PCM, comparándolo con un sistema alternativo de uso común en el mercado actual.

4.2. Variación paramétrica del almacén

El almacenamiento térmico tiene la función de suministrar energía al SE, por lo que su desempeño depende directamente de su capacidad para almacenar y transferir calor. El modelo del almacén tiene las condiciones de frontera utilizadas con anterioridad esto es: la irradiación solar como fuente entrada, las pérdidas de calor por convección y radiación al ambiente. Además, la carga de extracción de energía del SE que se activa cuando el almacén alcanza en la superficie de salida una temperatura mayor a 50 °C, esto para que se mantenga en temperaturas operativas tanto el almacén como el SE. Estas características están influenciadas principalmente por la cantidad de masa presente en el sistema. Además, otro factor determinante en su rendimiento es el tipo de material utilizado para el aislamiento y el recubrimiento de la superficie receptora de la radiación solar concentrada (Ver Figura 4.2). En este contexto, las siguientes variaciones paramétricas:

- Variación de propiedades del recubrimiento.
- Variación de la masa en función de la longitud.

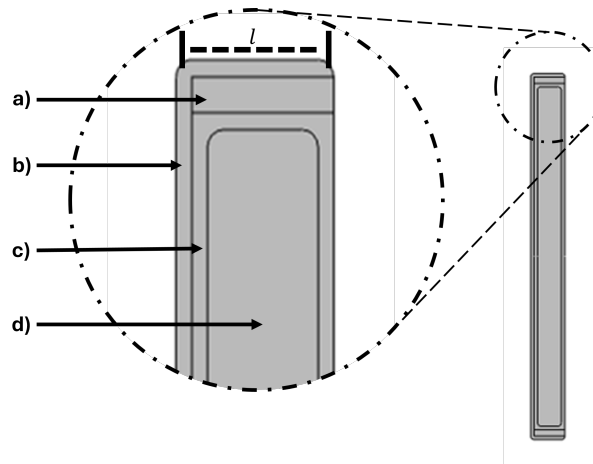


Figura 4.2: Sección transversal del almacén con recubrimientos: a) Capa de aerogel, b) Recubrimiento radiante, c) Capsula de acero, d) PCM.

La relación de la longitud (l) con la masa es:

$$m(l) = \rho_d dV = \rho_d A_{rec} dl \quad (4.1)$$

Para la variación del recubrimiento radiante se consideraron las pruebas planteadas en la sección 2.4.5 como se muestra a continuación.

4.2.1. Variación de propiedades del recubrimiento

Se realizaron las simulaciones propuestas en la sección 2.4.5, en las cuales se consideran tres pruebas no selectivas y tres pruebas selectivas. La descripción de sus condiciones ópticas se describe en las Tablas 2.5 y 2.6.

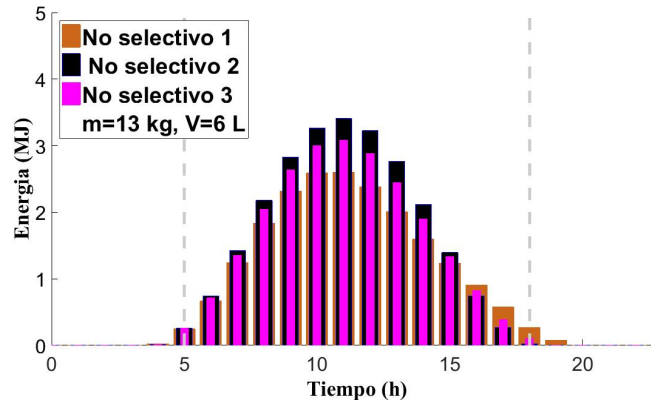


Figura 4.3: Cantidad de energía en almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) y propiedades ópticas no selectivas. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme no selectivo.

Como se observa en la Figura 4.3, el comportamiento de la energía se ve afectado al considerar un recubrimiento homogéneo, lo que se traduce en una disminución de la capacidad de almacenamiento térmico. Esta limitación es especialmente evidente al analizar que ninguna de las configuraciones con recubrimiento no selectivo presenta acumulación de energía durante las horas nocturnas. Para el recubrimiento no selectivo 1 (naranja), la energía disponible durante las 24 horas es de 20.30 MJ, calculada mediante la integral de la Ec. Anexo F, y la energía transmitida al motor, evaluada mediante la integral de la Ec. 2.25, fue de 9.94 MJ, de los cuales 0.72 MJ se entregaron durante la primera hora de la noche. Es importante aclarar que en los casos donde se mencionen las Ec. Anexo F y 2.25, se hace referencia a la integral de dichas Ec. para la estimación de energía acumulada o transferida, y a la forma original de las Ec. al referirse a los términos de potencia o flujo de energía. Respecto al recubrimiento no selectivo 2 (negro), la energía total disponible durante el día fue de 24.26 MJ (Ec. Anexo F), con una transferencia al motor de 7.13 MJ (Ec. 2.25), sin registrarse aporte energético durante el periodo nocturno. Finalmente, para el recubrimiento no selectivo 3 (rosa), se obtuvo una energía total disponible de 22.66 MJ (Ec. Anexo F), de la cual se entregaron 8.46 MJ al motor (Ec. 2.25), incluyendo apenas 0.06 MJ durante la noche.

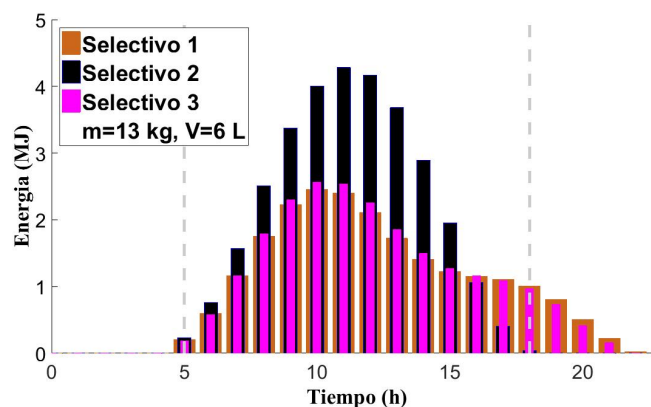


Figura 4.4: Cantidad de energía en almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m^3) y propiedades ópticas selectivas. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

Las pruebas selectivas, las cuales se muestran en la Figura 4.4, muestran un au-

mento en la capacidad del almacenamiento. En cuanto al recubrimiento selectivo 1 (naranja), se tiene una cantidad de energía disponible de 21.82 MJ; sin embargo, al motor se le entrega un total de 14.10 MJ al día de los cuales 3.74 MJ son entregados en la noche. Para el recubrimiento selectivo 2 (negro) presenta una energía disponible de 30.43 MJ entregando al motor 2.29 MJ sin funcionamiento nocturno. Finalmente, el recubrimiento selectivo 3 se sitúa entre los anteriores, con una energía disponible de 22.21 MJ, entregando 12.87 MJ al motor de los cuales 3.45 MJ son entregados en la noche.

Al analizar la radiación de salida, los recubrimientos no selectivos muestran un comportamiento más uniforme, como se observa en la Figura 4.5, donde cada prueba presenta tendencias similares. En estas simulaciones, el flujo térmico promedio diario es de 161 W, 99 W y 123 W para los recubrimientos no selectivos, respectivamente.

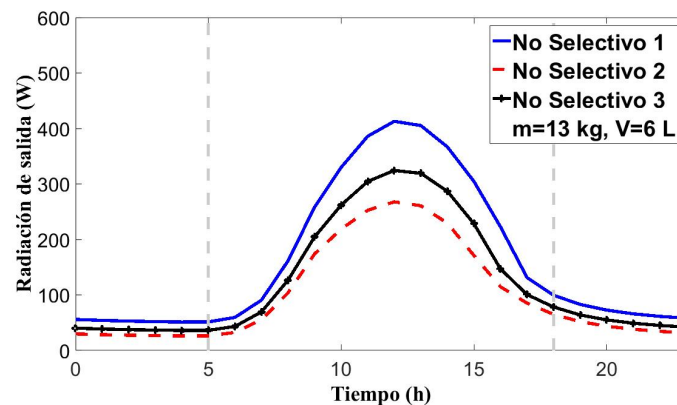


Figura 4.5: Radiación emitida por el almacén con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m³) hacia el ambiente con recubrimiento no selectivo.

Para los recubrimiento selectivos la radiación saliente muestra más variación entre pruebas (Figura 4.6), ya que existen más factores que afectan el comportamiento de la energía emitida. Se observa una disminución en la radiación saliente para las muestras selectivas 1, 2 y 3, que presentan valores de 118 W, 49 W y 126 W, respectivamente.

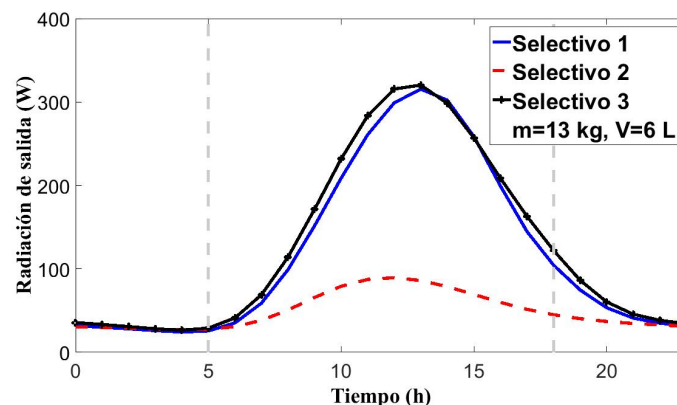


Figura 4.6: Radiación emitida por el almacén con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m³) hacia el ambiente con recubrimiento selectivo. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

Para la comparación entre las muestras selectivas y no selectivas, se utilizó la muestra número 3 en ambos casos, cuyos resultados se presentan en la Figura 4.7, la

cual muestra un desplazamiento significativo en la radiación de salida de la muestra selectiva en comparación con la no selectiva, lo que se traduce en una distribución de energía más prolongada durante las horas finales del día. Los valores de energía disponible son muy parecidos: la muestra no selectiva cuenta con 22.66 MJ, mientras que la selectiva presenta 22.21 MJ. En cuanto a la energía transmitida al motor, se observa una diferencia un poco mas grande con 8.46 MJ para la muestra no selectiva frente a 12.87 MJ. Para la selectiva, donde en las horas nocturnas se ve afectada significativamente para el no selectivo se obtiene 0.06 MJ mientras tanto el selectivo alcanza un valor se 3.45 MJ. Además, la radiación de salida promedio para la muestra no selectiva es de 123 W mientras que la selectiva alcanza los 126 W. Ambos almacenes tienen una energía disponible similar, sin embargo el almacén selectivo logra una mejor distribución permitiéndole mantener la temperatura operativa del motor por mas tiempo obtenido logrando los 3.45 MJ en las primeras horas de la noche.

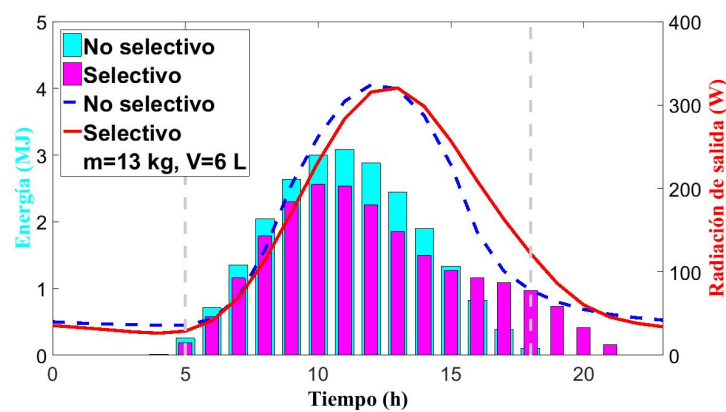


Figura 4.7: Comparativo entre prueba selectiva y no selectiva con radiación de salida. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme. Almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m³) El flujo a las 12 h se verifica en el Anexo F.

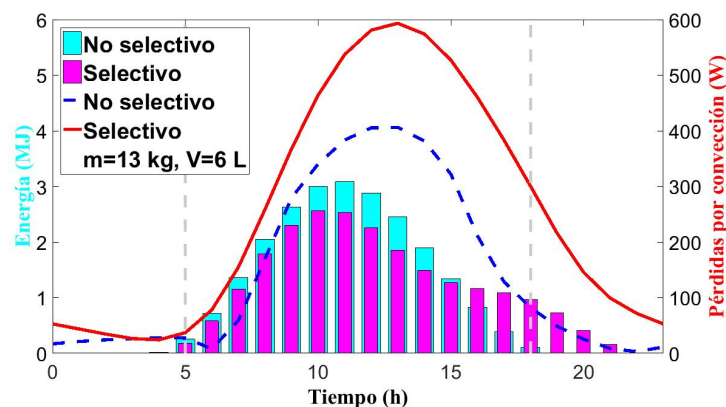


Figura 4.8: Comparativo entre prueba selectiva y no selectiva con pérdidas de convección. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme. Almacenes con 13 kg de PCM (volumen de 0.006 m³). El flujo a las 12 h se verifica en el Anexo F

A partir de los resultados anteriores, y asumiendo que se puede diseñar un recubrimiento con las condiciones ópticas de la muestra selectiva 3, este es el recubrimiento que se utiliza para todas las simulaciones subsecuentes del capítulo 4.

4.2.2. Variación de la masa en función de la longitud

Las simulaciones realizadas en esta sección se llevaron a cabo con el objetivo de evaluar las capacidades del sistema, específicamente en relación con las siguientes características:

- La eficiencia total, diurna y nocturna.
- Las horas de funcionamiento.
- El almacenamiento por calor latente.

Uno de los principales desafíos abordados en este trabajo es lograr la operación continua del motor, por lo que estas tres características adquieren especial relevancia. La eficiencia y las horas de funcionamiento permiten evaluar la capacidad del sistema para mantener una operación sostenida, mientras que el análisis del comportamiento nocturno ofrece una medida del aprovechamiento energético en ausencia de radiación solar. Donde se considera la eficiencia total acorde a la Ec. 4.2

$$\eta_{Almacen} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_H}{\int_{t_0}^{t_{24}} \dot{Q}_{C_S}} \quad (4.2)$$

Donde $\dot{Q}_H$ es el flujo de calor que sale del almacén hacia el SE y $\dot{Q}_{C_S}$ es el flujo de calor por radiación que entra al almacén desde el colector solar. Para el intervalo de tiempo $t_0 \rightarrow t_{24}$ se selecciona las 24 horas del día. Con el fin de conocer como se distribuye la energía durante el día y durante la noche se selecciona el intervalo $t_1 \rightarrow t_2$ variando si es diurno de 5:00 h a 18:00 h y el nocturno es de 18:00 h a 5:00 h.

Usando la Ec. 4.2 se puede obtener las eficiencias totales, diurna y nocturna mostradas en la Figura 4.9.

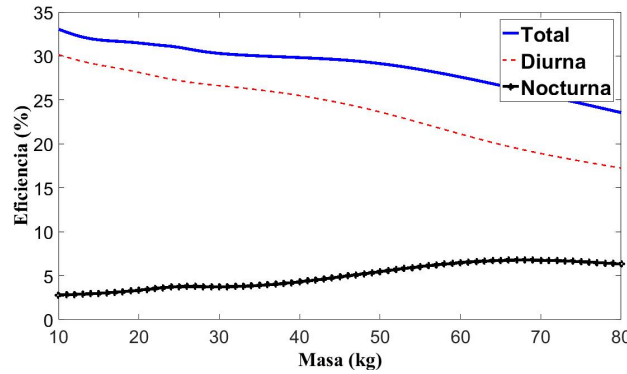


Figura 4.9: Eficiencias contra las diferentes masas del almacén térmico con PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

En la Figura 4.9 la eficiencia diurna (línea roja) y la eficiencia nocturna (línea negra) se presentan para una variación de la masa del sistema desde 10 kg hasta 80 kg, siendo la suma de ambas la eficiencia total (línea azul). Se observa que, a medida que el tamaño del almacenamiento térmico aumenta, la eficiencia total disminuye, dado que se requiere una mayor cantidad de energía para alcanzar la temperatura de operación del motor. Sin embargo, este incremento en la masa conlleva un aumento en la eficiencia nocturna.

Este efecto se refleja en las horas de funcionamiento presentadas en la Figura 4.10. Se observa un incremento en las horas totales de operación (en naranja) para

masas mayores, así como un aumento en las horas de funcionamiento nocturno (en negro). No obstante, este incremento conlleva una reducción en la eficiencia total del almacenamiento térmico, como se muestra en la línea azul. Esto se debe a que un sistema con mayor masa requiere una mayor cantidad de energía en forma de calor para alcanzar las temperaturas operativas, lo que genera una distribución más amplia en el tiempo de funcionamiento.

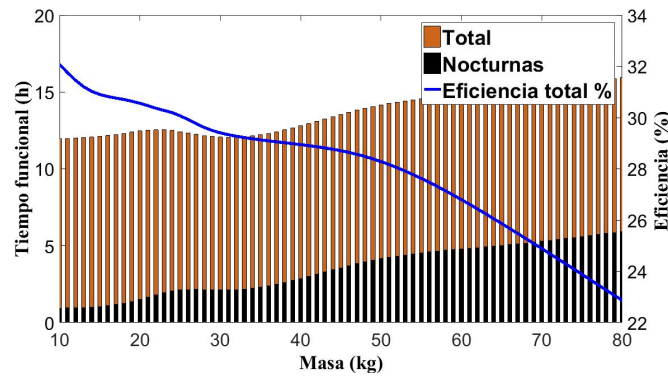


Figura 4.10: Horas de funcionamiento de almacenes con PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

Estos resultados pueden resumirse de la siguiente manera:

- Un almacenamiento térmico de mayor masa permite más horas de funcionamiento.
- La eficiencia total disminuye a medida que aumenta la masa del almacenamiento.
- La elección de un almacenamiento térmico de gran o pequeña masa dependerá de las condiciones de diseño y de los objetivos específicos, ya sea maximizar las horas de funcionamiento o mejorar la eficiencia.

Para este estudio, se establecen los siguientes criterios de diseño:

- El cambio de fase debe completarse en al menos el 99 % de la masa total, a fin de aprovechar al máximo la energía latente.
- Se debe mantener un equilibrio adecuado entre el desempeño diurno y nocturno.
- La masa del almacenamiento debe ser de un tamaño técnicamente razonable.

Para determinar qué configuración permite un mejor aprovechamiento del calor latente, se evaluó el parámetro α_f , que indica la fracción promedio volumétrica del cambio de fase a lo largo del día. La condición óptima para α_f es que alcance el 99 % en una hora del día, garantizando así un aprovechamiento máximo del calor latente. Si α_f permanece por debajo del 99 %, el almacenamiento resulta insuficiente en términos de utilización de la energía de calor latente, lo que implica que cualquier masa adicional se vuelve innecesaria.

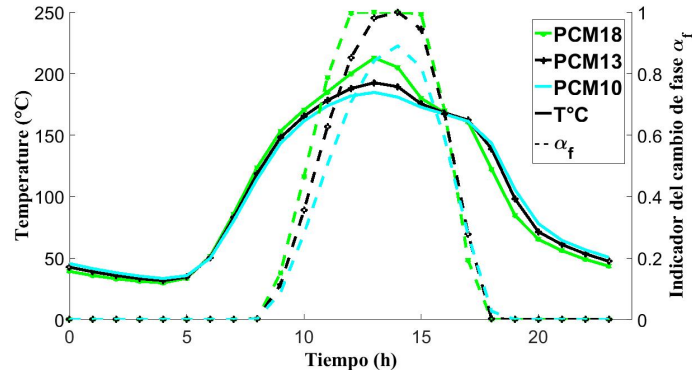


Figura 4.11: Temperatura promedio del PCM e índice de cambio de fase α_f . Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

En la Figura 4.11, se presenta la temperatura promedio del material de cambio de fase para tres tamaños distintos de almacenamiento térmico: 18 kg (línea verde), 13 kg (línea negra) y 10 kg (línea cian), representadas con líneas continuas. Asimismo, el indicador α_f que refleja la fracción de cambio de fase, se muestra con líneas punteadas en los mismos colores correspondientes. Se observa que el almacenamiento con 13 kg alcanza el 99 % del cambio de fase, cumpliendo con los criterios previamente establecidos. Debido a esta característica, se seleccionará esta configuración para las pruebas subsecuentes.

4.2.3. Análisis de temperaturas de entrada y salida del almacén

Seleccionando el almacén con material de cambio de fase con 13 kg, se comparó la temperatura que existe en la entrada y salida del almacén como se muestra en la Figura 4.12.

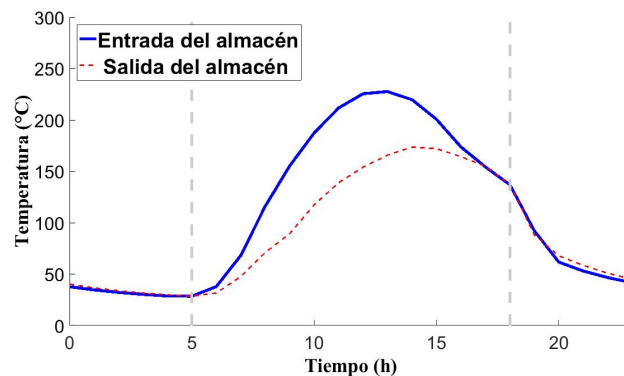


Figura 4.12: Comparación entre temperatura de la superficie de entrada y de salida del almacén de PCM con 13 kg con extracción de energía para el motor Stirling.

Se observa que la temperatura superficial en la entrada del almacén (línea azul) es significativamente más alta que la temperatura de la superficie de salida durante las principales horas de carga con irradiación solar. Durante las últimas horas de luz, la temperatura en la superficie de salida se iguala a la temperatura de entrada y en las horas nocturnas la temperatura de salida se mantiene ligeramente por encima de la temperatura de entrada. La fuente de irradiación solar, ubicada en la entrada,

genera un aporte de energía térmica, además de pérdidas por radiación y convección. En contraste, la superficie de salida está acoplada al SE, cuya operación depende de la transferencia de calor entre ambas superficies, enfrentando pérdidas por la superficie cilíndrica del almacén.

Durante casi todo el día, la temperatura en la superficie de entrada se mantiene superior a la de salida, salvo por un breve período nocturno en el que la temperatura de salida la supera ligeramente. Esta diferencia se debe a las distintas condiciones de frontera: la superficie de entrada está expuesta a una radiación solar intermitente, mientras que la superficie de salida, vinculada al SE, transfiere calor principalmente por conducción hacia este. La extracción de energía en la superficie de salida se realiza cuando la diferencia de temperaturas ΔT (>50 °C) es suficiente para activar el SE (sección 2.4.6), lo cual depende de las condiciones térmicas del almacén.

Al anochecer, cuando el motor se desactiva (alrededor de las 20:00 h), la superficie de salida deja de extraer calor y su temperatura se estabiliza, influida únicamente por la conducción interna. Esto provoca que en las últimas horas del día, la temperatura de la superficie de salida supere ligeramente a la de entrada, con una diferencia aproximada de 5°C. Por lo tanto, el comportamiento térmico entre ambas superficies refleja la influencia de las condiciones de frontera del sistema. La superficie de entrada responde principalmente a la radiación solar y a las pérdidas ambientales, mientras que la de salida está condicionada por la operación intermitente del SE, lo que explica las variaciones en sus temperaturas. Esto permite comprender mejor cómo se comportan los cambios térmicos en las superficies del almacén y las condiciones de acoplamiento necesarias para el funcionamiento eficiente del motor.

4.2.4. Almacén con el máximo aprovechamiento de calor latente

A partir de las simulaciones de variación paramétrica, se definieron las condiciones óptimas para el almacenamiento térmico, considerando el recubrimiento ideal y la máxima capacidad de almacenamiento de calor latente. Se determinó que el sistema más eficiente corresponde a un almacenamiento con 13 kg de material de cambio de fase. Para evaluar su viabilidad, se realizó una comparación con un almacenamiento térmico con las mismas condiciones de frontera y el mismo recubrimiento radiante, pero basado en calor sensible, es decir utilizando acero 304B en las simulaciones.

En la Figura 4.13 muestra el comportamiento del almacenamiento térmico con 13 kg de PCM. En ella, la fuente de irradiación solar se representa con una línea roja, mientras que líneas punteadas en color gris indican el amanecer y el atardecer, coincidiendo con el inicio y la finalización de la captación y concentración de la radiación solar. Además, las barras naranjas representan la cantidad total de energía disponible (Ec. Anexo F). El significado de las líneas y las barras es el mismo para las Figuras 4.14 y 4.15.

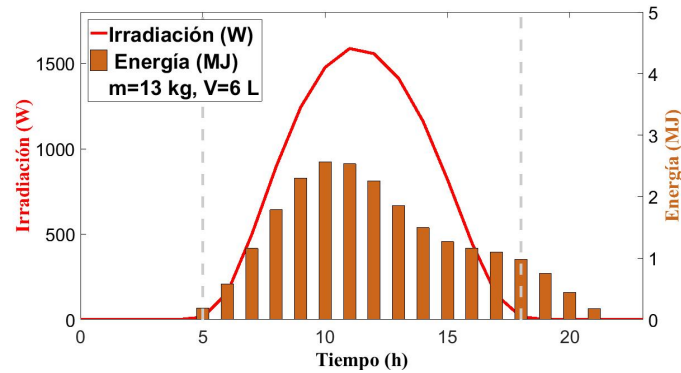


Figura 4.13: Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico de 13 kg (volumen de 0.006 m³) de PCM. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo, para energía disponible a las 12 h ver Anexo F.

En la Figura 4.14 se observa que la energía acumulada y aprovechada por el motor usando acero en el almacén se mantiene dentro del período diurno, es decir, entre el amanecer y el anochecer. Esto indica que el sistema se comporta como un modelo sin almacenamiento térmico, ya que no conserva energía para su uso durante la noche.

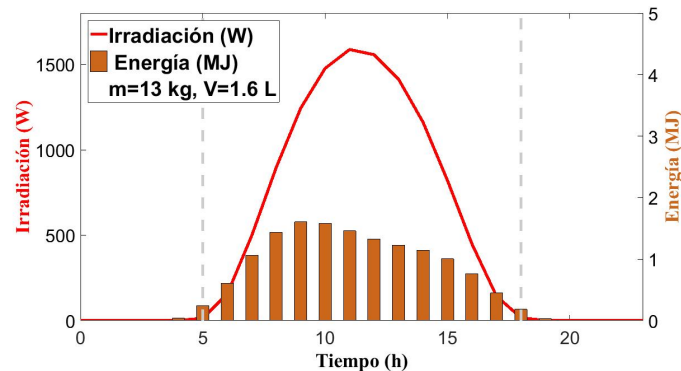


Figura 4.14: Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico con 13 kg (volumen de 0.0016 m³) de acero. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

En el caso del almacenamiento térmico con 55 kg de acero, representado en la Figura 4.15, se observa que el sistema posee la capacidad de almacenamiento, ya que la energía acumulada logra extenderse más allá del anochecer, permitiendo el suministro de calor durante al menos tres horas adicionales.

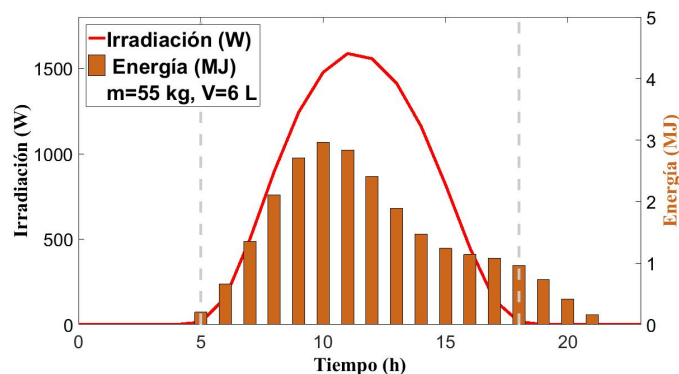


Figura 4.15: Irradiación solar en la entrada del almacén y cantidad de energía disponible resultado del almacén térmico con 55 kg de acero (volumen de 0.006 m³). Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

En estas gráficas se puede observar el comportamiento del flujo de irradiación solar, el cual es importante ya que es el que genera la intermitencia en el sistema. Al compararlo con la energía que hay en el almacén a cada hora disponible para el funcionamiento del motor se puede observar si se reduce esa intermitencia. Por ejemplo, para la Figura 4.13 observamos la línea punteada gris a la derecha que indica el final del flujo de irradiación, sin embargo la energía almacenada continúa por 3 horas más. En general, en el caso de estas tres simulaciones mostradas en las Figuras 4.13, 4.14 y 4.15, el sistema se mantiene intermitente, pero funciona más allá de las horas de irradiación solar.

En las Figuras 4.16 y 4.17 se pueden observar las diferencias en la cantidad de energía almacenada entre los distintos sistemas, así como las variaciones en sus dimensiones y peso.

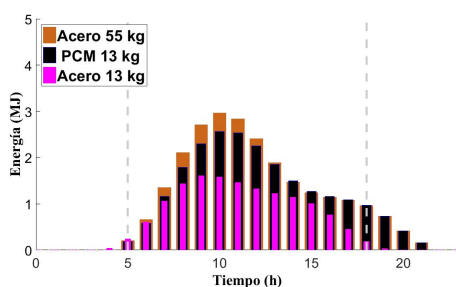


Figura 4.16: Comparación de energía en el almacén térmico. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

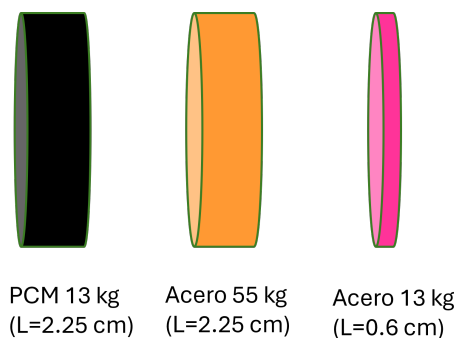


Figura 4.17: Tamaño de los almacenes de PCM y acero. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

En las comparaciones presentadas en la Figura 4.18 se pueden observar las diferencias en las eficiencias donde la eficiencia total (verde) y la eficiencia nocturna (amarillo) para los distintos materiales analizados. Además en la Figura 4.19 se encuentra la comparación entre las horas de funcionamiento total (azul), las horas de funcionamiento nocturno (naranja).

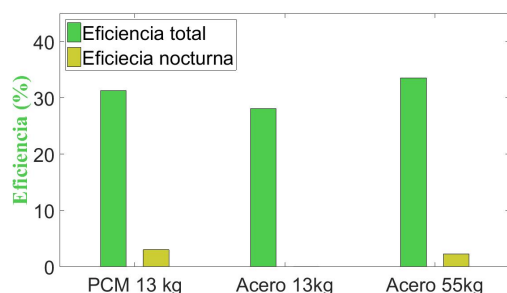


Figura 4.18: Comparación de eficiencias de los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

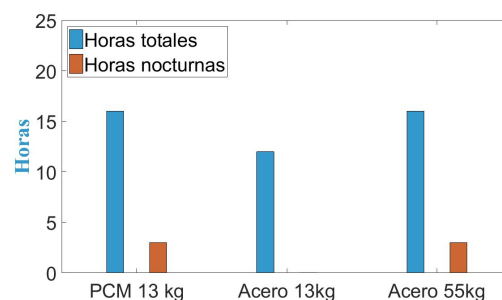


Figura 4.19: Comparación de horas de funcionamiento en los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

El almacenamiento con 13 kg de PCM presenta una eficiencia total del 31.26 % y una eficiencia nocturna del 3.04 %, proporcionando un tiempo total de funcionamiento de 17 horas, de las cuales 3 corresponden al período nocturno. Para el caso del acero con una masa de 13 kg, la eficiencia total es del 28.10 %, mientras que la eficiencia nocturna es del 0 %, lo que se traduce en un tiempo de funcionamiento de 14 horas, sin aporte energético durante la noche.

Por otro lado, el almacenamiento con 55 kg de acero alcanza una eficiencia total del 33.57 % y una eficiencia nocturna del 2.80 %, permitiendo un tiempo de operación de 17 horas, de las cuales 3 son en horario nocturno. En la Figura 4.20, se puede observar las capacidades energéticas de color azul, para el PCM con 13 kg de 3.57 kWh (12.87 MJ), el acero con 55 kg de 3.84 kWh (13.82 MJ) y acero a 13 kg de 3.21 kWh (11.57 MJ).

En la Figura 4.21, la barra naranja indica la potencia promedio por hora que cada tipo de almacenamiento es capaz de suministrar. En el caso del almacenamiento con 13 kg de materiales de cambio de fase, se obtiene una potencia promedio de 148 W por hora. Para el almacenamiento de acero con un peso de 55 kg, la potencia promedio es de 160 W por hora, mientras que el almacenamiento de acero con 13 kg proporciona una potencia promedio de 133 W por hora.

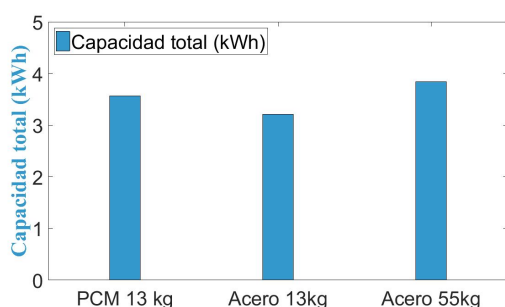


Figura 4.20: Comparación de capacidad energética de los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

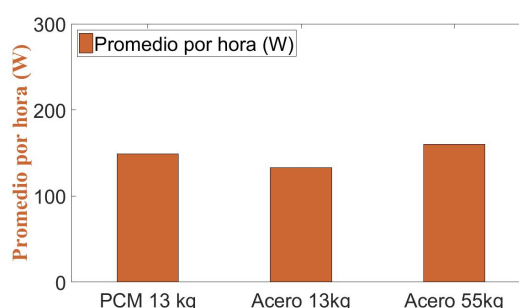


Figura 4.21: Comparación de flujo de energía promedio en los almacenes térmicos. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

Los resultados obtenidos indican lo siguiente:

- El almacenamiento térmico con 13 kg de PCM supera a los almacenes de acero al prolongar las horas de funcionamiento.
- Aunque la eficiencia del PCM es ligeramente inferior al almacenamiento de 55 kg de acero, la diferencia es mínima, tan sólo del 2.31 %.
- Si se busca reducir el peso de la estructura sin comprometer la integridad del diseño, el PCM es una opción viable.

En términos de horas de funcionamiento:

- El PCM proporciona tres horas de suministro energético nocturno, al igual que el almacén de acero de 55 kg con una diferencia de de 0.24 %.
- Si el objetivo es maximizar el aprovechamiento energético, el almacenamiento de acero de 55 kg puede ser una mejor alternativa.

4.2.5. Análisis de convergencia

Con el objetivo de garantizar la precisión y estabilidad de la simulación térmica realizada sobre un sistema de almacenamiento de energía con materiales de cambio de fase (PCM), se llevó a cabo un análisis de convergencia tanto espacial como temporal. El sistema modelado corresponde a un acumulador cilíndrico de 13 kg con un volumen de 0.006 m³, expuesto a una fuente intermitente de energía proveniente de la irradiación solar. Además, se consideran pérdidas térmicas por convección y radiación, así como la extracción periódica de energía en una de sus caras, la cual está acoplada a un SE.

En cuanto a la convergencia espacial, se observa que el error porcentual disminuye rápidamente al aumentar el número de elementos de la malla. Tal como se muestra en la Figura 4.22, a partir de aproximadamente 5000 elementos, el error relativo se mantiene por debajo del 2 %, estabilizándose en valores aún menores conforme se incrementa la resolución espacial. Esto indica que a partir de este umbral se logra una solución suficientemente precisa, permitiendo un equilibrio adecuado entre exactitud numérica y costo computacional.

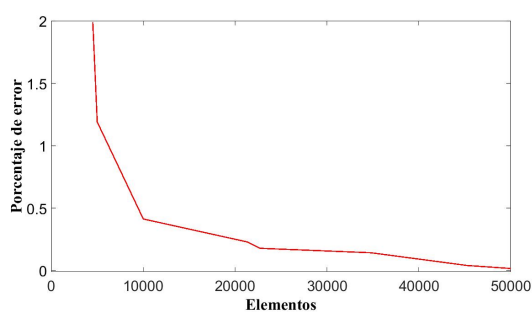


Figura 4.22: Convergencia espacial. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

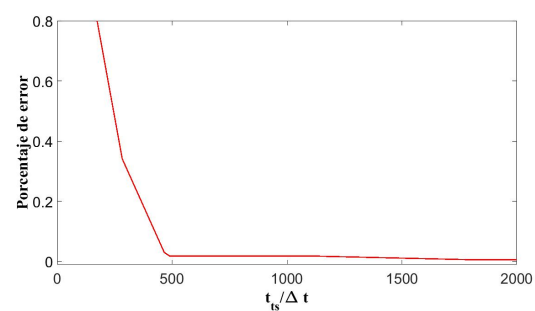


Figura 4.23: Convergencia temporal. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

Por otro lado, el análisis de convergencia temporal, presentado en la Figura 4.23, demuestra que el error se reduce rápidamente con el refinamiento del paso de tiempo. A partir de 300 pasos de tiempo (es decir, $t_s / \Delta t > 300$), el error porcentual cae por debajo del 0.4 %, evidenciando una alta estabilidad temporal del modelo. Es importante destacar que esta eficiencia temporal es relevante dado que la fuente de energía

es intermitente, lo que exige una resolución suficiente para capturar con fidelidad los efectos dinámicos del sistema.

Ambos análisis confirman que el modelo numérico reproduce con precisión el comportamiento térmico del sistema bajo condiciones realistas.

4.2.6. Casos particulares de condiciones climáticas

Para este análisis, se propone evaluar el almacén en condiciones climáticas distintas a las del promedio utilizado hasta esta sección del documento. Utilizando la misma metodología presentada en la sección 2.3, se establecerán dos días representativos: el día promedio con mayor irradiación solar, que serán considerados como el "día caluroso", y el día promedio con menor irradiación solar, denominado "día frío".

Las condiciones climáticas para el día caluroso se muestran en las Figuras 4.24 y 4.25 con una irradiación solar en el cenit solar cercana a $1000 \text{ (W/m}^2\text{)}$ (línea azul), asimismo con temperaturas (línea roja) que oscilan entre los 15°C a los 30°C . Respecto a la presión atmosférica se queda dentro de 96 kPa con variaciones muy pequeñas (línea negra). Para la velocidad (línea verde) se tiene una variación entre los 2 m/s a 6 m/s .

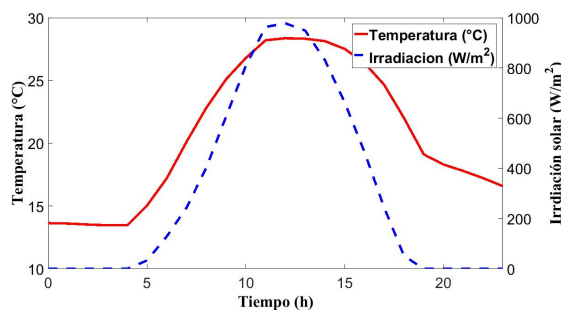


Figura 4.24: Temperatura ambiente e irradiación solar para el día caluroso.

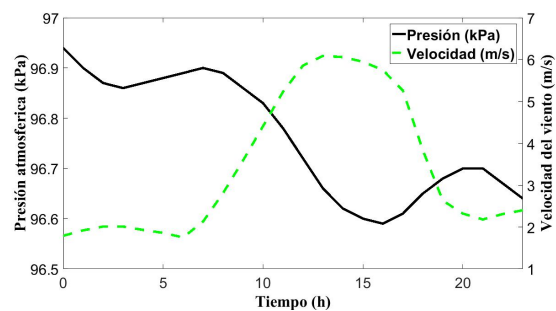


Figura 4.25: Presión atmosférica y velocidad del viento para el día caluroso.

Para el "día frío", las condiciones climáticas se ilustran en las Figuras 4.26 y 4.27. La irradiación solar en el cenit solar es cercana a 100 W/m^2 (representada por la línea azul), mientras que las temperaturas (línea roja) oscilan entre los 5°C y los 10°C . En cuanto a la presión atmosférica, esta se mantiene en un rango de 83 kPa a 82 kPa (línea negra), y la velocidad del viento (verde) varía entre 2 m/s y 5 m/s .

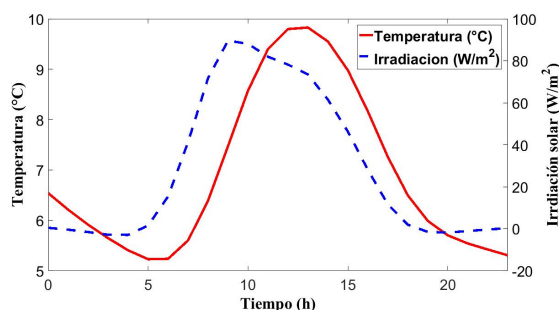


Figura 4.26: Temperatura ambiente e irradiación solar para día frío.

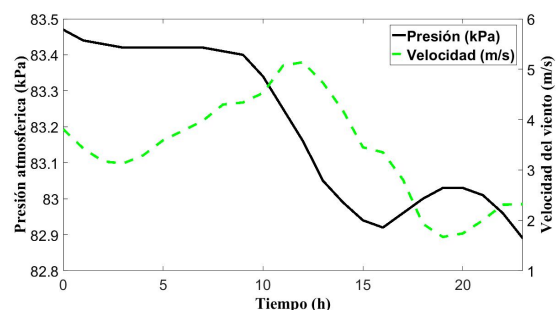


Figura 4.27: Presión atmosférica y velocidad del viento para el día frío.

En la Figura 4.28, se observa que las temperaturas del almacén alcanzadas en un "día caluroso" (línea roja) y en un "día promedio" (línea azul) son similares, aunque la

diferencia entre ambas se acentúa después del cenit solar. En contraste, para el "día frío", las diferencias con la temperatura promedio son muy notorias.

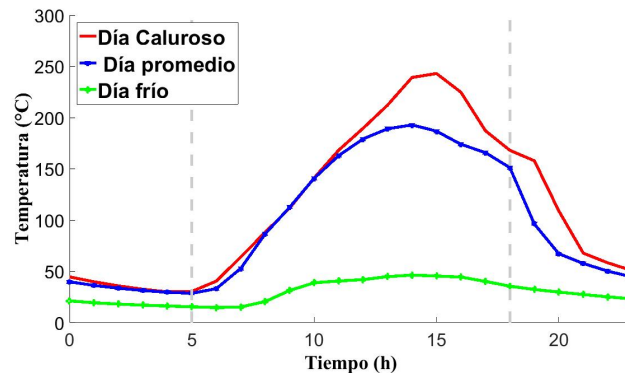


Figura 4.28: Temperaturas de volumen promedio del PCM en el interior del almacén. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y recubrimiento selectivo.

La cantidad de energía se representa en la Figura 4.29, donde se observa que en un día caluroso (indicada en naranja) se acumula una cantidad considerablemente alta de energía, con un promedio diario de 25.32 MJ, mientras que en un día promedio (línea negra) la energía alcanzada es de 22.21 MJ; esto se debe a una mayor radiación que permite operar una hora adicional. Por otro lado, en un día frío, la energía apenas llega a 1.19 MJ.

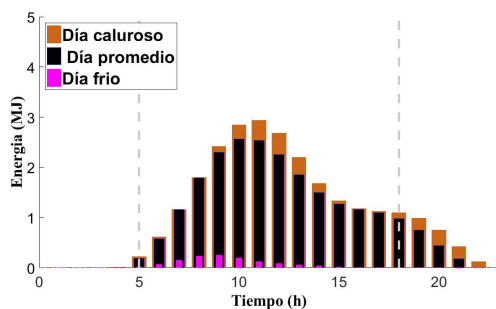


Figura 4.29: Cantidad de energía disponible. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

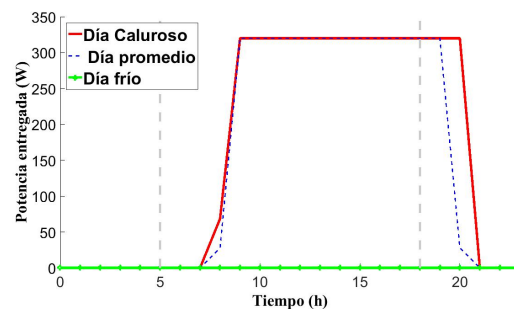


Figura 4.30: Potencia entregada al motor Stirling. Modelo con pérdidas de calor por convección, radiación y un recubrimiento uniforme selectivo.

- Como se observa en la Figura 4.30, el día caluroso (rojo) entrega los 320 W requeridos para el SE por una hora adicional.
- En un día frío, las temperaturas del almacén no alcanzan la temperatura de activación del motor ($\Delta T > 50^\circ C$), por lo que no entrega potencia al SE.

Estas pruebas se realizaron para observar el comportamiento del almacén bajo diferentes condiciones climáticas:

- En un clima con radiación solar baja, el almacén térmico tiene una nula capacidad de operación y dependería totalmente de una carga de días anteriores con mayor irradiación solar.
- En un día caluroso, la capacidad del almacén aumenta acorde al incremento de la irradiación solar.

4.3. Eficiencia del Motor Stirling

Para determinar la eficiencia del sistema CHP-PCM se analizó las capacidades del SE seleccionado. Se utilizó las temperaturas obtenidas de las simulaciones para comparar la eficiencia del motor ideal por medio de la Ec.2.57 (Carnot) y la eficiencia real obtenida por medio de las correlaciones de West de la Ec. 2.55.

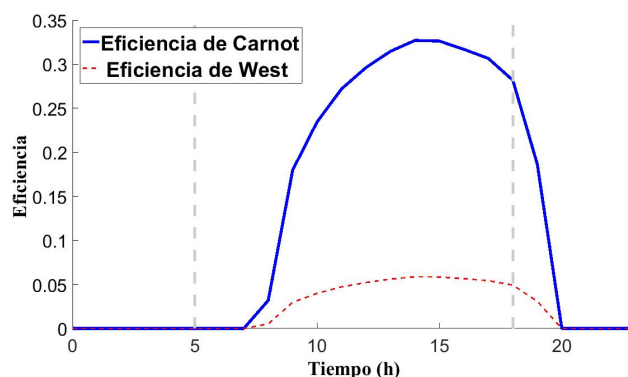


Figura 4.31: Comparación de la eficiencia de Carnot contra la eficiencia de la correlación de West.

La eficiencia de Carnot o Stirling representa el límite máximo teórico que un motor puede alcanzar en función de la diferencia de temperaturas, mientras que la eficiencia estimada mediante la correlación de West ofrece una aproximación más realista del rendimiento, al considerar las pérdidas inherentes al funcionamiento práctico del motor.

Como se puede observar en la Figura 4.31 la eficiencia ideal del Stirling (línea azul) tiene un máximo del 32 %, mientras que eficiencia de West (línea roja) tiene un máximo de 5.8% siendo esto lo esperado para el motor real.

4.4. Análisis del intercambiador de calor para el confort térmico de la vivienda

Para transmitir la energía en forma de calor desde el SE hacia una vivienda promedio, se retoma lo revisado en la Sección 2.4.6, en la cual se describe el modelo del motor y su relación con el intercambiador de calor. Así mismo, en la sección 2.4.7, se describen las características de una vivienda tipo con los requerimientos mínimos de consumo eléctrico y térmico. En dicha sección también se define el tamaño de la vivienda, junto con otras especificaciones que serán consideradas en este análisis. Además de lo establecido previamente, se tomarán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Para la vivienda se utilizará la temperatura promedio T_v , entendida como el promedio térmico en todo el interior de la casa.
- La temperatura T_n de referencia o de confort, establecida en la sección 2.4.7, es de 24 °C.
- La temperatura de entrada del intercambiador es la media entre la temperatura del lado caliente y frío ($T_{fsal} = (T_H + T_C)/2$) proveniente del Stirling.

- El intercambiador de calor de la vivienda es del tipo de tubos con aletas, por cuyo interior circula agua. El flujo de aire se estima en función de las dimensiones de la vivienda, asumiendo renovación del aire cada hora, con caudal másico del aire en 0.06 kg/s y de agua en 0.02 kg/s.
- Se realizó un análisis de sensibilidad con base al coeficiente global de transferencia de calor, con valores típicos para un intercambiador de flujo cruzado en un rango de $U_g = 25$ a $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ([37]).
- Para el área de transferencia de calor del intercambiador A_{vp} se utiliza las el método de eficiencia-NUT (Número de Unidades de Transferencia [37]).

Para analizar el intercambiador de calor es necesario conocer la capacidad calorífica de los fluidos involucrados, la cual puede expresarse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} C_{\text{agua}} &= \dot{m}_{\text{agua}} c_{p,\text{agua}} \\ C_{\text{aire}} &= \dot{m}_{\text{aire}} c_{p,\text{aire}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Donde la C_{agua} y C_{aire} es la capacidad calorífica del agua y el aire con sus respectivos valores 83.6 W/K y 62 W/K. Se determina el valor máximo y mínimo de entre ambos valores como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} C_{\min} &= C_{\text{aire}} \\ C_{\max} &= C_{\text{agua}} \end{aligned} \quad (4.4)$$

El parámetro Cr , conocido como la relación de capacidades caloríficas, se define como el cociente entre la menor y la mayor capacidad calorífica entre los dos fluidos que participan en la transferencia de calor dentro de un intercambiador. Matemáticamente, se expresa como:

$$Cr = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.74 \quad (4.5)$$

La efectividad (ε_{int}) de un intercambiador de calor representa la fracción de la transferencia de calor máxima posible que realmente ocurre en el dispositivo.

$$\varepsilon_{\text{int}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aire}}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_{\text{aire}}(T_n - T_v)}{C_{\min}(T_{f\text{sal}} - T_v)} \quad (4.6)$$

Para determinar el NUT a partir de la efectividad ε_{int} se utiliza la relación para un intercambiador de flujos cruzados sin mezclar.

$$NUT = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{Cr} \right) \cdot \ln(1 - \varepsilon_{\text{int}} Cr) \right] \quad (4.7)$$

Con la efectividad encontrada de $\varepsilon_{\text{int}} = 0.59$ se calculó el valor del $NUT = 1.50$. Con estos valores se puede aproximar una área de transferencia de calor al utilizar la ecuación de NUT que cuantifica la capacidad de un intercambiador de calor para transferir energía térmica entre dos fluidos en relación con su capacidad calorífica mínima, mostrada en la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{A_{vp} U_g}{C_{\min}} \quad (4.8)$$

Donde U_g es un rango de valores definidos, por lo cual se obtiene un rango de áreas de transferencia según el coeficiente de transferencia seleccionado.

Tabla 4.1: Resultados de áreas para diferentes coeficientes de transferencia global

Parámetro	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4	Prueba 5	Prueba 6
U [W/K]	25	30	35	40	45	50
A_v [m ²]	3.7437	3.1197	2.6741	2.3398	2.0798	1.8718

Se selecciona el área de la prueba 6 para los siguientes análisis. Se utiliza la efectividad de un intercambiador par obtener la transferencia real de calor.

$$\dot{Q}_{Transferible} = \varepsilon_{int} \cdot C_{min} \cdot (T_{f_{sal}} - T_v) \quad (4.9)$$

Además se tiene el calor requerido para la vivienda.

$$\dot{Q}_{aire} = C_{aire} \cdot (T_n - T_v) \quad (4.10)$$

Por otra parte se puede analizar todo el calor excedente.

$$Q_{excedente} = Q_{Transferible} - Q_{aire} \quad (4.11)$$

El análisis de sensibilidad con base a los valor de U se presentan manteniendo el área constante en la Figura 4.32, en la que se observa un flujo de calor con comportamiento habitual según la radiación solar a lo largo del día.

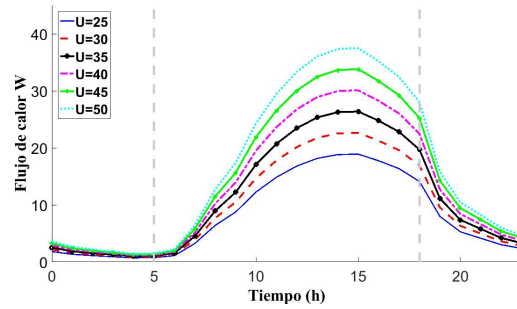


Figura 4.32: Flujo de energía de los diferentes Coeficientes de transferencia de calor.

Se puede observar en la Figura 4.32 como los coeficientes son similares en las horas sin carga de radiación solar.

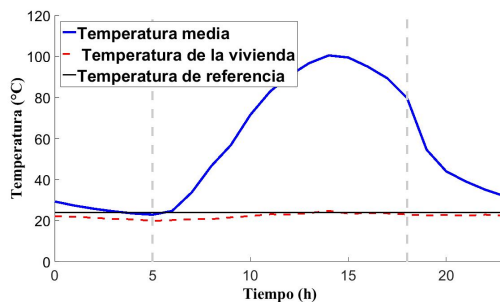


Figura 4.33: Temperaturas en la entrada y salida del intercambiador de calor del motor Stirling hacia la vivienda.

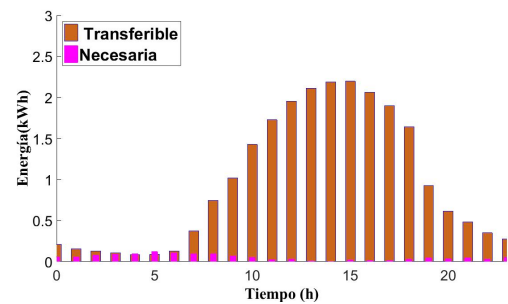


Figura 4.34: Cantidad de energía transferible y cantidad de energía necesaria para la vivienda contra tiempo en horas.

En la Figura 4.33 se puede observar que la temperatura más alta (línea azul continua) proviene del SE, mientras que la temperatura en la vivienda (línea roja punteada) se encuentra por debajo, incluso de la temperatura de confort o referencia (línea negra)

de 24 °C, por lo que es posible agregar una pequeña cantidad de esa energía en forma de calor para alcanzar la temperatura deseada. Aunque la diferencia es muy reducida para una aplicación realista, se realiza el análisis con el fin de conocer las eficiencias del sistema.

Como se muestra en la Figura 4.34, la energía transferible es considerablemente mayor que la energía necesaria durante casi todas las horas del día, con excepción de algunas horas al amanecer. En estas condiciones, se puede cubrir la demanda de energía para alcanzar el confort térmico con una cantidad de energía transferible total en el día de 30.88 kWh y una cantidad de energía necesaria de 1.69 kWh. El excedente de energía transferible se propone almacenar en un reservorio, como podría ser un calentador de agua, para lo cual se requeriría un depósito con una capacidad aproximada de 50 litros.

4.5. Sistema de cogeneración en la vivienda

La cogeneración en el sistema se logra aprovechando parte de la energía térmica que el SE rechaza por su lado frío. Según se indica en la sección 2.4.6, se propone utilizar una eficiencia global del SE de 5.8% como lo establece el motor seleccionado[35]. Para los intercambiadores de calor, se considera los resultados hechos en la sección 4.4, añadiendo las variaciones obtenidas en el acero y las condiciones particulares del clima. Considerando esto, se puede predecir el comportamiento del sistema de cogeneración utilizando los resultados obtenidos en las simulaciones.

Tabla 4.2: Eficiencia energética de almacenamiento con distintos materiales y condiciones climáticas.

Tipo de almacén	Energía entrada al motor (kWh)	Energía eléctrica (kWh)	Energía térmica (kWh)	Total de energía (kWh)	Eficiencia eléctrica Stirling (Ec. 2.63)	Eficiencia térmica Stirling (Ec. 2.56)	Eficiencia total Stirling (Ec. 2.64)
PCM 13 kg	3.57	0.207	1.625	1.832	5.80 %	45.51 %	51.31 %
Acero 13 kg	3.2	0.288	2.115	2.403	9.00 %	66.09 %	75.09 %
Acero 55 kg	3.8	0.284	1.545	1.829	7.40 %	40.65 %	48.05 %
PCM 13 kg Caluroso	3.9	0.289	2.090	2.379	7.40 %	53.58 %	60.98 %
PCM 13 kg Frío	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00 %	0.00 %	0.00 %

En la Tabla 4.2 la primera columna muestran los resultados, hechos con distintas condiciones climáticas para el PCM y con un almacén de calor sensible. Se realiza una comparación del sistema CHP-PCM bajo diferentes condiciones analizadas durante este trabajo. En este análisis, la entrada de energía al motor (Q_H) se sitúa en la segunda columna, mientras que las eficiencias previamente mencionadas permiten calcular la energía eléctrica (P_{M_S} sección 4.3) y la energía térmica (Q_{M_S} sección 4.4), las cuales son enviadas a la vivienda y se encuentran en la tercera y cuarta columna, respectivamente. Gracias a la cogeneración, el sistema CHP-PCM logra alcanzar eficiencias de 51.31 % utilizando materiales de cambio de fase en condiciones climáticas promedio. Sin embargo, la eficiencia eléctrica es bastante limitada, alcanzando solo un 5.8 %, y la eficiencia térmica se sitúa en un 45.51 %

Con estos valores se puede hacer la comparación con la demanda energética que se encuentra en la Tabla 2.9 donde se puede ver que para una vivienda promedio el consumo de energía eléctrica en un día en promedio alcanza los 5.26 kWh y se estima un consumo para el confort térmico de 3.1 kWh, por la parte de la energía térmica se podría cubrir un 52.41 % de la demanda energética de confort térmico suponiendo que se pueda aprovechar la totalidad de ese calor. Para este caso se requerirían aproximadamente 2 sistemas CHP-PCM acorde a las condiciones establecidas. Respecto a la demanda de energía eléctrica el sistema es insuficiente al aportar solo 0.207 kWh,

siendo el equivalente a solo el 3.93 % de la demanda de energía eléctrica. Esto representa que se requerirían 13 sistemas CHP-PCM para suministrar la vivienda promedio. Esto representa que al menos la mitad de la superficie de la vivienda esté llena de sistemas CHP-PCM. Por lo tanto la suma de la energía térmica y eléctrica es de 1.832 kWh con respecto a la irradiación solar captada por el colector solar de 14.08 kWh en un día promedio la eficacia global del sistema CHP-PCM es de 13.01 %.

4.5.1. Comparación del sistema CHP-PCM vs sistema alternativo

Actualmente, la energía solar se aprovecha principalmente a través de celdas fotovoltaicas, siendo esta tecnología el principal referente en la generación de electricidad a partir de fuentes solares. Por esta razón, la comparación del sistema CHP-PCM se realiza en relación con esta tecnología dominante. Las eficiencias de las celdas fotovoltaicas varían según el tipo y la tecnología empleada. Algunos estudios han reportado eficiencias de hasta el 29.5 %; sin embargo, en el caso de las celdas más comúnmente utilizadas, el rango típico de eficiencia se encuentra entre el 21 % y el 25 % [79].

Asumiendo que se establecen las mismas condiciones, es decir la irradiación solar promedio en el día es de 5.5 kWh en total del día y el área utilizada es de 2.56 m², se utiliza la siguiente expresión para calcular la capacidad de la celda:

$$E_{CV} = I_S \cdot A_{CS} \cdot \eta_{CV} \quad (4.12)$$

Con los datos obtenidos de las simulaciones, se determinó que el sistema CHP-PCM generó 1.832 kWh, considerando tanto la energía eléctrica como la térmica aprovechable. En comparación, una celda fotovoltaica con una eficiencia del 25 % alcanza una generación de 3.52 kWh en la misma superficie de captación. Estos resultados indican que, en las condiciones actuales, no resulta competitivo implementar un dispositivo CHP-PCM para uso residencial, ya que la celda fotovoltaica puede generar aproximadamente cuatro veces más energía en el mismo espacio.

4.6. Conclusión parcial del Capítulo 4

Se llevaron a cabo variaciones paramétricas del sistema CHP-PCM con el fin de comprender su influencia en el rendimiento global. A partir de estos análisis, se propuso la selección de las mejores opciones, las cuales presentaron un mayor impacto en el desempeño del sistema CHP-PCM.

- Se variaron los recubrimientos radiantes con el propósito de identificar un conjunto de características que mejoraran la retención de energía en el almacén. Es importante destacar que el recubrimiento se plantea como una propuesta de propiedades deseables, asumiendo que un conjunto de capas de diferentes materiales pueda lograr el efecto térmico requerido. Para este fin, se seleccionó la muestra selectiva 3, la cual presentó los mejores resultados en las simulaciones.
- La muestra selectiva 3 (Tabla 2.6) proporciona un total de 22.21 MJ de energía disponible, de los cuales 12.87 MJ son transferidos al motor. De esta cantidad, 3.45 MJ se entregan durante el periodo nocturno.
- Se varió la masa del PCM y se determinó que con 13 kg (equivalente a un volumen de 0.006 m³) se obtiene un cambio de fase casi completo, alcanzando el 99 % de transformación. Esta condición representa el mejor aprovechamiento del calor

latente del material, por lo que se seleccionó como el caso de referencia para el resto de las pruebas.

- Se seleccionó el PCM que alcanza un cambio de fase del 99 %, lo cual representa el mejor aprovechamiento del calor latente del material. Por ello, este caso se seleccionó como referencia para el resto de las pruebas realizadas.
- Las temperaturas de las superficies de entrada y salida están directamente influenciadas por las condiciones de frontera impuestas a cada una. En general, la superficie de entrada se mantiene más caliente, salvo durante los periodos en que el motor se apaga. Durante la noche, la extracción de energía en la superficie de salida provoca que su temperatura sea aproximadamente 5 °C superior a la de la superficie de entrada.
- En la comparación del almacén térmico sensible contra el PCM la eficiencia y las horas de funcionamiento son casi iguales para almacenes con el mismo volumen (0.006 m^3), mientras que para la misma masa el PCM presenta un mejor funcionamiento principalmente en horas nocturnas.
- Se selecciona el PCM debido a que, con solo 13 kg, ofrece un desempeño térmico muy similar al de un sistema de almacenamiento sensible de acero de 55 kg. Dado que se planea instalar en el techo de una vivienda, se opta por mantener el sistema lo más ligero posible
- Se tiene una convergencia por tamaño de elementos menor al 2 % a partir de 5000 elementos y para la convergencia temporal menor al 0.4 % a partir de los 300 pasos de tiempo, indicando una estabilidad y bajo costo computacional.
- El sistema mostró un aumento en la energía disponible durante días calurosos, alcanzando 25.32 MJ frente a los 22.21 MJ de un día promedio. En contraste, en días fríos la energía disponible se reduce drásticamente a 1.19 MJ, sin lograr las temperaturas operativas necesarias para el funcionamiento del motor Stirling.

Conclusiones

En esta tesis se diseñó y analizó un sistema de cogeneración CHP-PCM que emplea energía solar como fuente primaria para cubrir simultáneamente las demandas térmicas y eléctricas de una vivienda promedio en México. El sistema propuesto integra colectores solares, almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase y un motor Stirling para la conversión de energía térmica en electricidad. A partir del análisis climático y del consumo energético típico en viviendas mexicanas, se desarrollaron modelos y simulaciones de los principales componentes del sistema. Se realizaron estudios ópticos de los concentradores solares, simulaciones térmicas del almacenamiento PCM y una evaluación de los requisitos operativos del motor Stirling. A continuación, se presentan las principales conclusiones obtenidas a partir de este trabajo:

- Se analizaron de las condiciones climáticas y la demanda energética de una vivienda promedio en México. En el estudio de las condiciones climáticas, se estableció un día promedio nacional como referencia, a partir de los datos meteorológicos recopilados por la NASA, lo cual permitió generalizar el comportamiento del sistema en climas diversos. Fue seleccionada una vivienda promedio, la cual se definió a partir de datos estadísticos obtenidos del INEGI, lo que permitió identificar las necesidades energéticas típicas. Se analizó si el sistema CHP-PCM puede satisfacer el consumo energético de la vivienda promedio.
- Se seleccionó un diseño de colector solar adecuado a los requerimientos de la vivienda, obteniendo resultados que incluyen un flujo de irradiación solar a medio día de 776 W/m^2 y con una eficiencia óptica de 80 % resultando en un flujo entrante al receptor de 623 W/m^2 .
- En relación con el almacenamiento térmico, los resultados demostraron que el sistema que emplea material de cambio de fase (13 kg de $58.1\text{LiNO}_3\text{-}41.9\text{KCl}$) alcanza una eficiencia del 31.36 %. Esta eficiencia corresponde a la proporción del flujo de calor que sale del almacén hacia el motor Stirling en relación con el flujo de energía que entra en el almacén. Como resultado, se logra un funcionamiento continuo de aproximadamente 17 horas, incluyendo 3 horas nocturnas. En contraste, un sistema de almacenamiento con material sensible, con la misma masa, no proporciona autonomía nocturna y presenta una eficiencia del 28.10 %. Estos resultados destacan las ventajas del uso de materiales de cambio de fase en aplicaciones donde la continuidad operativa es fundamental.
- El motor Stirling recibe en un día promedio un total de 3.57 kWh de energía, de los cuales convierte aproximadamente 207 Wh en energía eléctrica, lo que corresponde a una eficiencia térmica del 5.80 %. Además, transporta a la vivienda 1625 Wh de energía cogeneración en un día, alcanzando una eficiencia térmica del 45.51 %. La eficiencia total del sistema de Stirling, considerando la relación entre el flujo de calor que entra del almacén hacia el motor y la energía entregada a la vivienda, es del 51.31 %. Esto refleja el desempeño total del motor.
- La cantidad de energía entregada por el sistema no es suficiente para satisfacer completamente los requerimientos de una vivienda promedio, cubriendo únicamente el 52.41 % de las demandas térmicas y el 3.93 % de la demanda de energía eléctrica. La eficiencia global del sistema CHP-PCM se sitúa en un 13.01 %, considerando la relación entre la irradiación solar entrante, la potencia generada y

el flujo de calor entregado a la vivienda. A pesar de estos resultados, dicho sistema presenta un potencial significativo para futuras mejoras y adaptaciones. Además, la metodología empleada en este estudio constituye una herramienta valiosa para investigaciones futuras en el campo de la generación distribuida de energía mediante sistemas de cogeneración con almacenamiento térmico.

- Bajo las mismas condiciones de captación, es decir, con un promedio diario de irradiación solar de 5.5 kWh/m^2 y una área de 2.56 m^2 , una celda fotovoltaica con una eficiencia del 25 %, que corresponde a la relación entre la irradiación solar y la potencia entregada, puede generar aproximadamente 3.52 kWh. En contraste, el sistema CHP-PCM, considerando la cogeneración, produce 1.625 kWh en dicho período. Esto indica que la celda fotovoltaica genera un 46 % más de energía que el sistema CHP-PCM en las mismas condiciones de captación.
- El sistema CHP-PCM mostró una variación significativa en la energía disponible según la temperatura ambiente: durante días calurosos se alcanzaron 25.32 MJ, lo que representa un incremento del 14.03 % respecto al valor promedio de 22.21 MJ, mientras que en días fríos la energía disponible se redujo drásticamente a 1.19 MJ, lo que equivale a una disminución del 94.64 %, sin lograr las temperaturas operativas necesarias para el funcionamiento del motor Stirling.

Como línea de trabajo futuro, se sugiere aplicar la metodología desarrollada en este estudio a sistemas de cogeneración para macro generación energética. Esto podría aprovechar la prolongación de horas nocturnas demostrada en este trabajo, utilizando colectores solares de mayor captación y materiales diseñados para sistemas con mayores diferencias de temperatura. Si bien estos ajustes implicarían un diseño nuevo completo del sistema, podrían dar lugar a dispositivos más eficientes y viables para aplicaciones a gran escala. Adicionalmente, los resultados obtenidos permiten demostrar las limitaciones tecnológicas y los desafíos de alcanzar una alta eficiencia global en condiciones reales. Este trabajo aporta una base útil para investigaciones futuras, especialmente en contextos donde se busca un aprovechamiento racional de la energía solar bajo restricciones operativas propias del entorno residencial.

Bibliografía

- [1] A. M. Manokar, D. P. Winston y M. Vimala, «Performance Analysis of Parabolic trough Concentrating Photovoltaic Thermal System,» Elsevier Ltd, págs. 485-491, ene. de 2016, issn: 2212-0173. doi: 10.1016/J.PROTCY.2016.05.083.
- [2] S. Zhu, G. Yu y K. Liang, «A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology,» Applied Energy, 2021.
- [3] C. E. Andracka, A. M. Kruizenga, B. A. Hernandez-Sanchez y E. N. Coker, «Metallic Phase Change Material Thermal Storage for Dish Stirling,» Energy Procedia, vol. 69, págs. 726-736, mayo de 2015, issn: 18766102. doi: 10.1016/J.EGYPRO.2015.03.083. dirección: https://www.researchgate.net/publication/279215430_Metallic_Phase_Change_Material_Thermal_Storage_for_Dish_Stirling.
- [4] INEGI, «ENCUESTA NACIONAL SOBRE CONSUMO DE ENERGÉTICOS EN VIVIENDAS PARTICULARES (ENCEVI),» Prensa Núm. 541/18, págs. 1-28, 2018. dirección: <https://www.inegi.org.mx/contenidos/saladeprensa/boletines/2018/EstSociodemo/ENCEVI2018.pdf>.
- [5] SENER, «Insumos energía renovable fotovoltaica en México y su proyección al 2020,» Reporte Técnico, págs. 1-159, 2020. dirección: https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/58849/INSUMOS_DE_ENERG_A_RENOVABLE_FOTOVOLTAICA_Y_SU_PROYECCI_N_AL_2020_SEC.pdf.
- [6] C. A. Bernardi, J. Imhoff, H. L. Hey y J. R. Pinheiro, «Stirling Cycle Machines for Combined Heat and Power,» Proc. 19th Int. Cong. Mech. Eng., vol. 19, págs. 1-10, 2007.
- [7] M. Bayray, Y. Gebreyohannes, H. Gebrehiwot et al., «Temporal and spatial solar resource variation by analysis of measured irradiance in Geba catchment, North Ethiopia,» Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 44, 101:110, abr. de 2021, issn: 2213-1388. doi: 10.1016/j.seta.2021.101110.
- [8] C. Ravikiran, S. Nagaraju, D. Akhil, V. Sivaramakrishna y M. Sundeeep, «Design of solar array with sun position tracking system employing refrigerant,» Materials Today: Proceedings, 2023, issn: 2214-7853. doi: 10.1016/j.matpr.2023.05.032.
- [9] H. T. Abdulkarim, C. L. Sansom, K. Patchigolla y P. King, «Statistical and economic analysis of solar radiation and climatic data for the development of solar PV system in Nigeria,» Energy Reports, vol. 6, págs. 309-316, feb. de 2020, issn: 2352-4847. doi: 10.1016/j.egyr.2019.08.061.
- [10] F. Lobiano, «Diseño de concentrador solar parabólico con helióstato móvil y foco fijo, de potencia de 2 a 3 kW térmicos,» Tesis de Licenciatura, 2020, Memoria para obtener el grado de Ingeniero.
- [11] A. Boretti y S. Castelletto, «Techno-economic performances of future concentrating solar power plants in Australia,» Humanit. Soc. Sci. Commun, vol. 8, 1:10, dic. de 2021, issn: 2662-9992. doi: 10.1057/s41599-021-01005-3. dirección: <https://www.nature.com/creativaplus.uaslp.mx/articles/s41599-021-01005-3>.

- [12] M. E. Foulaadvand, A. Aghamohammadi, P. Karimi y H. Borzouei, «Flux profile at focal area of concentrating solar dishes,» Scientific Reports 2021 11:1, vol. 11, págs. 1-18, 1 dic. de 2021, issn: 2045-2322. doi: 10.1038/s41598-021-03768-w. dirección: <https://www.nature.com.creativaplustexaslp.mx/articles/s41598-021-03768-w>.
- [13] H. Allouhi, A. Allouhi, M. S. Buker, S. Zafar y A. Jamil, «Recent advances, challenges, and prospects in solar dish collectors: Designs, applications, and optimization frameworks,» Solar Energy Materials and Solar Cells, vol. 241, 111:743, jul. de 2022, issn: 0927-0248. doi: 10.1016/J.SOLMAT.2022.111743.
- [14] E. H. I. Cisse, A. Thiam, B. A. Ndiogou, D. Azilinson y V. Sambou, «Experimental investigation of solar chimney with concentrated collector (SCCC),» Therm. Eng., vol. 35, 101:965, jul. de 2022, issn: 2214157X. doi: 10.1016/j.csite.2022.101965.
- [15] Y. Li, W. Li, T. Han et al., «Transforming heat transfer with thermal metamaterials and devices,» Nature Reviews Materials 2021 6:6, vol. 6, págs. 488-507, 6 mar. de 2021, issn: 2058-8437. doi: 10.1038/s41578-021-00283-2. dirección: <https://www.nature.com.creativaplustexaslp.mx/articles/s41578-021-00283-2>.
- [16] S. Barbi, F. Barbieri, S. Marinelli et al., «Phase Change Material Evolution in Thermal Energy Storage Systems for the Building Sector, with a Focus on Ground-Coupled Heat Pumps,» Polymers 2022, Vol. 14, Page 620, vol. 14, pág. 620, 3 feb. de 2022, issn: 2073-4360. doi: 10.3390/POLYM14030620. dirección: <https://www.mdpi.com/2073-4360/14/3/620/htm%20https://www.mdpi.com/2073-4360/14/3/620>.
- [17] L. Zheng y X. You, «Study on a Solar Heating System with Phase Change Energy Storage in Cold Region,» Adv. Eng. Technol. Res. EEMAI, vol. 2023, 2790:1688, 2023.
- [18] M. Al-Nimr, S. A. Khashan y H. Al-Oqla, «Novel techniques to enhance the performance of Stirling engines integrated with solar systems,» Renewable Energy, vol. 202, págs. 894-906, ene. de 2023, issn: 1879-0682. doi: 10.1016/j.renene.2022.11.086.
- [19] M. A. Babazadeh, M. Babaelahi y M. Saadatfar, «Enhancing solar stirling engine performance through the use of innovative heat transfer fin shapes,» vol. 190, 108:290, ago. de 2023, International Journal of Thermal Sciences, issn: 1290-0729. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2023.108290.
- [20] J. Sauer y H. D. Kühl, «Performance improvements in Stirling cycle machines by a modified appendix gap geometry,» International Journal of Energy Research, vol. 46, págs. 1180-1197, 2 feb. de 2022, issn: 1099-114X. doi: 10.1002/er.7237.
- [21] H. Karabulut, M. Okur y C. Cinar, «Mechanical Configuration and Thermodynamic Analysis of an Alpha-Type Stirling Engine with Crank-Shifted Driving Mechanism,» Iranian Journal of Science and Technology, vol. 46, págs. 431-448, 2 jun. de 2022, Transactions of Mechanical Engineering, issn: 2364-1835. doi: 10.1007/s40997-021-00436-2.
- [22] M. H. Katooli, R. A. Moghadam y M. Hooshang, «Investigation on effective operating variables in gamma-type Stirling engine performance: a simulation approach,» SN Applied Sciences, vol. 2, págs. 1-7, 4 abr. de 2020, issn: 2523-3971. doi: 10.1007/s42452-020-2526-5.
- [23] S. de Energía (SENER), «Programa de Desarrollo del Sistema Electrico Nacional 2021-2035,» Gobierno de México, 2021.

- [24] S. de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), «Energías renovables: una gran oportunidad para México,» Gobierno de México, 2020. dirección: <https://www.gob.mx/semarnat/articulos/energias-renovables-gran-oportunidad-para-mexico-172759>.
- [25] SENER, «Prospectiva de energías renovables 2018-2032,» Reporte Técnico, 1:73, 2020. dirección: https://base.energia.gob.mx/Prospectivas18-32/PER_18_32_F.pdf.
- [26] G. P. Hammond y A. A. Titley, «Small-Scale Combined Heat and Power Systems: The Prospects for a Distributed Micro-Generator in the 'Net-Zero' Transition within the UK,» Energies, vol. 15, 16 ago. de 2022, issn: 19961073. doi: 10.3390/EN15166049.
- [27] Ș. D. Voronca, M. Siroux y G. Darie, «Experimental Characterization of Transitory Functioning Regimes of a Biomass Stirling Micro-CHP,» Energies, vol. 15, 15 ago. de 2022, issn: 19961073. doi: 10.3390/EN15155547.
- [28] J. B. B. Dreyer, P. Higuchi y A. C. Silva, «*Ligustrum lucidum* W. T. Aiton (broad-leaf privet) demonstrates climatic niche shifts during global-scale invasion,» Scientific Reports, vol. 9, págs. 1-6, 1 mar. de 2019, issn: 2045-2322. doi: 10.1038/s41598-019-40531-8. dirección: <https://www.nature.com/articles/s41598-019-40531-8>.
- [29] CONEVYT, «Clasificación y distribución de los climas en México,» cursosinea, 2013. dirección: http://www.cursosinea.conevyt.org.mx/cursos/cnaturales_v2/interface/main/recursos/antologia/cnant_4_13.htm.
- [30] INEGI, «Clima en San Luis Potosí,» Cuéntame INEGI, 2025, Consultado el 22 de febrero de 2025. dirección: <https://cuentame.inegi.org.mx/monografias/informacion/slp/territorio/clima.aspx>.
- [31] NASA, POWER Data Access Viewer, Último acceso: 16 11 2024, 1981. dirección: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>.
- [32] NASA, NASA Prediction of Worldwide Energy Resources (POWER), Sitio web oficial de la NASA, Último acceso: 20 11 2024, 1981. dirección: <https://power.larc.nasa.gov/#resources>.
- [33] M. J. Moran y H. N. Shapiro, Fundamentos de Termodinámica, 2.^a ed. México, D.F.: Limusa Wiley, 2004, isbn: 978-9681854417.
- [34] W. A. Beckman y J. A. Duffie, Solar Engineering of Thermal Processes, 4th. John Wiley y Sons, Inc, 2013, págs. 322-370.
- [35] M. Hongn, M. Gea, S. F. Larsen y L. Saravia, «Estudio de reflectancia de espejos para un concentrador solar Fresnel lineal,» Revista Energía Solar, vol. 15, págs. 1-8, dic. de 2011, issn: 0329-5184.
- [36] J. M. Latif, Heat Convection, 1.^a ed., K. Erich, ed. SPI Pondicherry, 2006, 293:341.
- [37] F. P. Incropera y D. P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley y sons, 2011.
- [38] B. Jelle, S. Kalnaes y T. Gao, «Low-emissivity Materials for Building applications: A State-of-the-Art Review and Future Research Perspectives, Energy and Buildings,» Energy and Buildings, Science Direct, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.024>.

- [39] B. Kongtragool y S. Wongwises, «A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines,» Elsevier RSER, 2003.
- [40] B. Kongtragool y S. Wongwises, «Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator,» Solar Energy, vol. 81, n.º 7, págs. 884-895, 2007.
- [41] B. Kongtragool y S. Wongwises, «Testing of a Low-Temperature Differential Stirling Engine by Using Actual Solar Energy,» Int. Journal of Green Energy, vol. 5, n.º 6, págs. 491-507, dic. de 2008.
- [42] N. Boutammachte y J. Knorr, «Field-test of a solar low delta-T Stirling engine,» Solar Energy, vol. 86, n.º 6, págs. 1849-1856, 2012.
- [43] J. R. Senft, «A simple derivation of the generalized Beale number,» vol. 4, 1982, Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Journal.
- [44] R. Seminario, Metodos Numéricos Para Ingeniería. Libro, 2012, pág. 69.
- [45] L. Smith, B. Nuel, S. P. Weaver, S. Berkower, S. C. Weaver y B. Gross, «25 kW Low-Temperature Stirling Engine for Heat Recovery, Solar, and Biomass Applications,» en Proceedings of the International Stirling Engine Conference (ISEC), Cool Energy, Inc., 2016.
- [46] B. Hoegel, D. Pons, M. Gschwendtner, A. Tucker y M. Sellier, «Theoretical investigation of the performance of an Alpha Stirling engine for low temperature applications,» en Proceedings of the International Stirling Engine Committee (ISEC), ISEC, ISEC International Stirling Engine Committee, 2012.
- [47] Z. Jiang, G. Yu, S. Zhu, W. Dai y E. Luo, «Advances on a free-piston Stirling engine-based micro-combined heat and power system,» Applied Thermal Engineering, vol. 217, pág. 119187, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119187. dirección: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119187>.
- [48] INEGI. «Encuesta Nacional de Vivienda.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. (2020), dirección: <https://www.inegi.org.mx/programas/envi/2020/>.
- [49] INEGI. «Estadísticas a Propósito del Día Nacional de la Vivienda, datos nacionales.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. Comunicado de Prensa Núm. 80/23. (2023), dirección: https://www.inegi.org.mx/contenidos/saladeprensa/aproposito/2023/EAP_Vivienda.pdf.
- [50] INEGI. «Población Viviendas.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. (2020), dirección: <https://cuentame.inegi.org.mx/poblacion/vivienda.aspx?tema=P>.
- [51] INEGI. «Encuesta Nacional de los Hogares.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. (2017), dirección: <https://www.inegi.org.mx/rnm/index.php/catalog/438/datafile/F6>.
- [52] P. F. del Consumidor (Profeco). «Electrodomésticos y la eficiencia energética.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. (2016), dirección: <https://www.gob.mx/profeco/documentos/electrodomesticos-y-la-eficiencia-energetica-comparativo-de-precios-de-lavadoras-pantallas-y-refrigeradores?state=published>.
- [53] INEGI. «Disponibilidad y uso de TIC.» Consultado el 22 de diciembre del 2023. (2023), dirección: <https://www.inegi.org.mx/temas/ticshogares/>.

- [54] M. Contreras, M. Serrano-Medrano y O. Masera, «Patrones de consumo energético en el sector residencial de México: un análisis desde la perspectiva de usos finales,» CONAHCYT, PLANEAS, PRONACES, 2022, Consultado el 22 de diciembre del 2023. Disponible en la <https://conahcyt.mx>.
- [55] Departamento de Energía de los Estados Unidos, ENERGY PLUS, Consultado el 22 de diciembre del 2023. Disponible en <https://energyplus.net/>, 2023.
- [56] M. Humphreys y J. Nicol, «The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every-day thermal environments,» Energy and Buildings, vol. 34, n.º 6, págs. 667-684, 2002. doi: 10.1016/S0378-7788(02)00018-X.
- [57] ISO 7730:2005 – Ergonomics of the Thermal Environment, Geneva: International Organization for Standardization, 2005.
- [58] P. O. Fanger, Thermal Comfort: Anal. Appl. Environ. Eng. New York: McGraw-Hill, 1970.
- [59] Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating y Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2020.
- [60] Y. Shuai, X. L. Xia y H. P. Tan, «Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems,» Solar Energy, vol. 82, págs. 13-21, ene. de 2008, ISSN: 0038092X. doi: 10.1016/j.solener.2007.06.005.
- [61] L. Svante y S. Farhad, COMSOL - Software for Multiphysics Simulation, Consultado el 22 de diciembre del 2023. Disponible en <https://www.comsol.com/>. Propiedades del material tomadas de la base de datos interna del software., 2014.
- [62] S. M. Jeter, «The Distribution of Concentrated Solar Radiation in Paraboloidal Collectors,» Journal of Solar Energy Engineering, vol. 108, n.º 3, págs. 219-225, 1986. doi: 10.1115/1.3268118.
- [63] R. Jäckel, «Design of an Aeronautic Pitot Probe with a Redundant Heating System Incorporating Phase Change Materials,» Master's Thesis, Universidad Autónoma de San Luis Potosí, ene. de 2018, págs. 1-121.
- [64] N. K. SERVICE, «Ficha Técnica,» NKS de México, 2024, Consultado el 04 de mayo de 2024. dirección: <https://nks.com/es/distribuidor-de-acero-inoxidable/acero-inoxidable-302/>.
- [65] M. M. Kenisarin, «High-temperature phase change materials for thermal energy storage,» Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, n.º 3, págs. 955-970, 2010. doi: 10.1016/j.rser.2009.11.011.
- [66] A. M. Gasanaliev y B. Y. Gamataeva, «Heat-accumulating properties of melts,» RAS and Turpion Ltd, vol. 69(2), págs. 179-186, 2000, ISSN: 00421308. doi: 10.1070/RC2000v069n02ABEH000490.
- [67] ChemGlobe, «Tabla periódica,» chemglobe.org, 2022, Consultado el 19 de mayo de 2024. Disponible en <https://chemglobe.org/tabla-periodica/elemento/yodo/>. dirección: <https://chemglobe.org/tabla-periodica/elemento/yodo/>.
- [68] Educaplus, «Elementos Químicos,» educaplus.org, 2024. dirección: <https://www.educaplus.org/elementos-quimicos/propiedades/conductividad-termica.html>.

- [69] J. D. G. R. William D. Callister, Materials Science and engineering, 9th. Wiley, 2014, cap. Chapter 16, págs. 638, 930.
- [70] K. K. Chawla, Composite Materials Science and Engineering, 3th. Springer, 2013, cap. chapter 10, págs. 337-385. doi: 10.1007/978-0-387-74365-3.
- [71] EES, «Engineering equation solver,» fchartsoftware.com, 2024, Consultado el 19 de mayo de 2024. Disponible en <https://www.axiotherm.de>. dirección: <https://www.fchartsoftware.com/ees/>.
- [72] A. K. Ababneh, A. S. Hijazin y A. M. Jawarneh, «A novelty for thermal energy storage utilizing the principle of solid to solid phase change in a lithium sulfate at elevated temperatures,» Solar Energy, vol. 163, págs. 45-53, mar. de 2018, issn: 0038092X. doi: 10.1016/j.solener.2018.01.060.
- [73] M. Carmona, E. Pérez y M. Palacio, «Experimental evaluation of porosity, axial and radial thermal conductivity, of an adsorbent material composed by mixture of activated carbon, expanded graphite and lithium chloride,» Appl. Therm. Eng., vol. 150, 456:463, mar. de 2019, issn: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.021.
- [74] J. O. M. Robert H. Perry Don W. Green, Manual de Ingeniero Químico, 6th. McGraw Hill, 1994, vol. Tomo I, cap. Chapter 3.
- [75] M. N. Roshandell, «Thermal Conductivity Enhancement of high temperature phase change materials for concentrating solar power plant applications,» Tesis doct., University of California, 2013.
- [76] J. S. Jones, S. P. Ziemer, B. R. Brown y E. M. Woolley, «Apparent molar volumes and apparent molar heat capacities of aqueous magnesium nitrate, strontium nitrate, and manganese nitrate at temperatures from 278.15 K to 393.15 K and at the pressure 0.35 MPa,» Journal of Chemical Thermodynamics, vol. 39, págs. 550-560, 4 abr. de 2007, issn: 00219614. doi: 10.1016/j.jct.2006.09.008.
- [77] A. Ishizaka, Multi-Criteria Decision Analysis. Wiley, 2013.
- [78] A. Lab, Número de Fourier, 2025. dirección: Revisado%20el%205%20de%20junio%20del%202025.%20<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119187>.
- [79] R. O. Rivas, T. M. S. Mera y J. S. Cruz, «Cronología y revisión de tecnologías fotovoltaicas,» Revista Tecnología y Ciencias Químico-Biológicas, vol. 24, n.º 1, págs. 1-30, 2021, Facultad de Química, Universidad Autónoma de Querétaro.

Anexo A. Cálculo del número de Reynolds para validación de correlaciones de transferencia de calor por convección

Con el objetivo de justificar el uso de correlaciones empíricas para el número de Nusselt en una placa plana y en un cilindro, se realiza el cálculo del número de Reynolds para ambos casos. Estas son las correlaciones con sus respectivas restricciones:

Para la placa:

$$N_U = \begin{cases} \frac{0.6774Pr^{1/3}Re_{L_{C_{pp}}}^{1/2}}{\left(1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}}, & Re_{L_{C_{pp}}} \leq 5 \times 10^5 \\ 2Pr^{1/3} \left(0.037Re_{L_{C_{pp}}}^{4/5} - 871\right), & Re_{L_{C_{pp}}} > 5 \times 10^5 \end{cases} \quad (13)$$

Para el flujo alrededor del cilindro:

$$N_U = \left(0.3 + \frac{0.62Re_{L_{CC}}^{1/2}Pr^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_{L_{CC}}}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5}\right), \quad Re_{L_{CC}} \times Pr > 0.2 \quad (14)$$

Para las propiedades del fluido se tiene en cuenta la temperatura promedio entre la temperatura de la superficie y la temperatura ambiente y se asume una velocidad máxima con un valor que supera a lo obtenido en el día promedio representativo, es decir que el valor del Reynolds se mantendrá por debajo de este valor, pero se mantiene cerca en orden de magnitud, para las propiedades obtenidas:

- Velocidad máxima del viento: $v_{\max} = 4 \text{ m/s}$
- Temperatura ambiente a las 12 h del día $T_a = 27.39 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura de superficie de convección a las 12 h $T_{sc} = 153.97 \text{ }^\circ\text{C}$

Con estos valores se obtiene la temperatura promedio:

$$T_{\text{promedio}} = \frac{T_{sc} + T_a}{2} = \frac{153.97^\circ\text{C} + 27.39^\circ\text{C}}{2} = 90.68^\circ\text{C}$$

Con esto se obtiene las propiedades del aire para analizar las correlaciones:

- Densidad dinámica del aire ρ_d : 0.9718 kg/m^3
- Calor específico a presión constante c_p : $1.008 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
- Conductividad térmica k : $0.03025 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- Difusividad térmica α_d : $3.086 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$
- Viscosidad dinámica μ : $2.139 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
- Viscosidad cinemática ν : $2.201 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Número de Prandtl Pr : 0.7132

Longitudes características:

- Para la placa plana: $L_{C_{pp}} = 0.3 \text{ m}$
- Para el cilindro: $L_{C_C} = 0.6 \text{ m}$

El número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{v_{\infty} L_C}{\nu} = \frac{v_{\infty} L_C \rho_d}{\mu}$$

Para la placa plana:

$$Re_{L_{C_{pp}}} = \frac{(0.9718 \text{ kg/m}^3)(4 \text{ m/s})(0.3 \text{ m})}{(2.139 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s})} = 5.4518 \times 10^4$$

Para el flujo alrededor del cilindro:

$$Re_{L_{C_C}} = \frac{(0.9718 \text{ kg/m}^3)(4 \text{ m/s})(0.6 \text{ m})}{(2.139 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s})} = 1.0903 \times 10^5$$

Dado que para la placa la condición es:

$$Re_{L_{C_{pp}}} = 5.4518 \times 10^4 < 5 \times 10^5$$

para el flujo alrededor del cilindro:

$$Re_{L_{C_C}} \times Pr = (1.0903 \times 10^5) \times (0.7132) = 7.7760 \times 10^4 > 0.2$$

Por lo que ambos casos cumplen las condiciones para utilizar las correlaciones y añadido a esto el flujo alrededor del cilindro es laminar debido a:

$$Re_{L_{C_C}} = 1.0903 \times 10^5 < 2 \times 10^5$$

En resumen ambos flujos se consideran laminares y se encuentran dentro de los rangos validos para el uso de las correlaciones correspondientes. Si existen diferencias con los resultados obtenidos por simulación, es probable que algunas propiedades estén considerando cambios de temperatura en el tiempo. Sin embargo, al usar la velocidad máxima y otros valores estándar, los resultados aquí calculados serian mucho mayores, demostrando que se encuentran dentro de los rangos aceptables para propósitos de validación teórica.

Anexo B. Cálculo de la temperatura de confort

Se utiliza el modelo de evaluación adaptativo donde se debe definir la temperatura neutra T_n y la temperatura media T_m

$$T_n = 17.6 + 0.31 * T_m$$

Con un rango de aceptación de:

$$T_{Confort} = T_n \pm 2.5^\circ\text{C}$$

Para el caso de la temperatura media se selecciona las temperaturas obtenidas en el día promedio mostradas en la Figura 2.7 y a continuación se muestran los valores correspondientes a cada hora:

Tabla 3: Temperatura horaria del ambiente (T_a) y promedio T_m .

Hora	T_a ($^\circ\text{C}$)	Hora	T_a ($^\circ\text{C}$)	Hora	T_a ($^\circ\text{C}$)
0	18.3884	8	22.1076	16	25.6413
1	18.0477	9	24.1523	17	23.6758
2	17.7452	10	25.7147	18	21.8858
3	17.4798	11	26.7800	19	20.8581
4	17.2448	12	27.3918	20	20.2017
5	17.1225	13	27.5830	21	19.6576
6	17.8059	14	27.3855	22	19.1812
7	19.7617	15	26.7936	23	18.7622
Promedio T_m: 21.7237 $^\circ\text{C}$					

Sustituyendo T_m

$$T_n = 17.6 + 0.31 * (21.72^\circ\text{C}) = 24.33^\circ\text{C}$$

para el rango se obtiene:

$$T_{Confort} = 24.33^\circ\text{C} \pm 2.5^\circ\text{C} = 26.83^\circ\text{C} \text{ y } 21.83^\circ\text{C}$$

Los resultados para el confort térmico son:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_m = 21.72^\circ\text{C} \\ T_n = 24.47^\circ\text{C} \\ T_{Confort1} = 26.83^\circ\text{C} \\ T_{Confort2} = 21.83^\circ\text{C} \end{array} \right. \quad (15)$$

Anexo C. Cálculo de propiedades de mezcla: método gravimétrico

La mezcla estudiada está compuesta por 58.1 % en masa de LiNO_3 y 41.9 % en masa de KCl , dado que los porcentajes están expresados en términos gravimétricos, se adopta una representación gravimétrica para el cálculo de propiedades termo físicas. Esta descripción permite sustentar el uso de valores obtenidos para la mezcla a partir de datos reportados para los compuestos puros.

Para estimar las propiedades térmicas de la mezcla eutéctica compuesta por 58.1 % LiNO_3 y 41.9 % KCl , se aplica la regla de las mezclas en base gravimétrica. Esta aproximación es adecuada cuando se conoce el calor específico o la conductividad térmica de los compuestos puros, y se dispone de sus fracciones másicas. La expresión general para el cálculo de una propiedad intensiva (como el calor específico c_p o la conductividad térmica k_c) de una mezcla binaria en función de las masas individuales es:

$$P_d = \frac{m_1 p_1 + m_2 p_2}{m_1 + m_2} \quad (16)$$

Dado que se emplea un porcentaje en masa, se asume una base de cálculo de 100 g de mezcla:

- Masa de LiNO_3 : $m_1 = 58.1 \text{ g}$
- Masa de KCl : $m_2 = 41.9 \text{ g}$

Cálculo del calor específico de la mezcla. Se consideran los valores de calor específico para los componentes puros:

- $c_{p,\text{LiNO}_3} = 1.94 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
- $c_{p,\text{KCl}} = 0.743 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Aplicando la ecuación (16):

$$C_{p,\text{mezcla}} = \frac{58.1 \text{ g} \cdot 1.94 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} + 41.9 \text{ g} \cdot 0.743 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}}{58.1 \text{ g} + 41.9 \text{ g}} = 1.439 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \quad (17)$$

Cálculo de la conductividad térmica de la mezcla. De forma análoga, si se consideran los siguientes valores:

- $k_{c,\text{LiNO}_3} = 0.65 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- $k_{c,\text{KCl}} = 0.65 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ *(ejemplo genérico si ambos tienen mismo valor)*

Entonces:

$$k_{c,\text{mezcla}} = \frac{58.1 \text{ g} \cdot 0.6 \text{ W/m}\cdot\text{K} + 41.9 \text{ g} \cdot 0.7 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{58.1 \text{ g} + 41.9 \text{ g}} = 0.64 \text{ W/m}\cdot\text{K} \quad (18)$$

Aunque se ha utilizado una representación gravimétrica, también puede adoptarse una representación molar cuando se requiere un análisis más detallado a nivel molecular, utilizando fracciones molares y valores de propiedades molares específicas. El resto de mezclas mostrado se realizaron bajo el mismo procedimiento.

Anexo D. Cálculo del flujo de calor por convección

La transferencia de calor por convección se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (19)$$

Donde Q representa el calor transferido por convección [W], h el coeficiente convectivo [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$], A el área de intercambio térmico [m^2], T_{sc} la temperatura de la superficie del material [K], y T_a la temperatura del ambiente [K].

Para obtener el **flujo de calor por unidad de área**, se divide la ecuación (19) entre el área A :

$$q = \frac{Q}{A} = h \cdot (T_{sc} - T_a) \quad (20)$$

Caso del acero

Con los datos a las 12 horas del tercer día de simulación:

- $h_{\text{acero}} = 8.7567 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$,
- $T_{sc,\text{acero}} = 677.02 \text{ K}$,
- $T_a = 300.54 \text{ K}$,

Se calcula el flujo de calor:

$$q_{\text{acero}} = 8.7567 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot (677.02 \text{ K} - 300.54 \text{ K}) \quad (21)$$

$$= 8.7567 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot 376.48 \text{ K} \quad (22)$$

$$\approx 3296.6 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (23)$$

Caso del PCM

Con los datos a las 12 horas del tercer día de simulación:

- $h_{\text{PCM}} = 8.7531 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$,
- $T_{sc,\text{PCM}} = 692.32 \text{ K}$,
- $T_a = 300.54 \text{ K}$,

Se obtiene:

$$q_{\text{PCM}} = 8.7531 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot (692.32 \text{ K} - 300.54 \text{ K}) \quad (24)$$

$$= 8.7531 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot 391.78 \text{ K} \quad (25)$$

$$\approx 3416.8 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (26)$$

Aunque ambos materiales presentan valores similares del coeficiente convectivo y están expuestos a la misma temperatura ambiente, el flujo de calor por convección es mayor en el PCM. Esto se debe a que su temperatura superficial es más elevada, lo que incrementa el gradiente térmico. Esta diferencia está directamente relacionada con la capacidad del PCM de retener calor latente, lo cual le permite mantener temperaturas superficiales más altas durante más tiempo en comparación con el acero.

Anexo E. Cálculo de la difusividad térmica del acero 302 grado B

La difusividad térmica (α) se define como:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (27)$$

Donde:

- $k = 52 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ es la conductividad térmica,
- $\rho_d = 7860 \text{ kg/m}^3$ es la densidad,
- $c_p = 500 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ es el calor específico.

Sustituyendo los valores:

$$\alpha_{acero} = \frac{52}{7860 \times 500} = 1.323 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (28)$$

Para el materia de cambio de fase se tiene la siguientes propiedades:

- $k = 0.65 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ es la conductividad térmica del material,
- $\rho = 1918 \text{ kg/m}^3$ es la densidad,
- $c_p = 1.43 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} = 1430 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ es el calor específico a presión constante.

Sustituyendo los valores:

$$\alpha = \frac{0.65}{1918 \cdot 1430} = 2.369 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

La difusividad térmica calculada para el acero 302 grado B y el PCM (58.1LiNO₃ – 41.9KCl) es:

$$\alpha_{acero} \approx 1.32 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{PCM} \approx 2.37 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Por lo tanto, la difusividad térmica del acero es significativamente mayor que la del PCM, lo que explica su capacidad para responder más rápidamente a cambios térmicos, mientras que el PCM actúa como un amortiguador térmico al almacenar energía más tiempo.

Anexo F. Balance de energía de almacén con PCM

Se presenta el análisis de los resultados correspondientes a la hora 12, es decir, el mediodía del tercer día de simulación, mediante el siguiente balance de energía. Dado que se evalúa un único intervalo de una hora, la integración de los flujos energéticos se simplifica a:

$$Q = \int_0^{1h} \dot{Q}(t)dt \approx \dot{Q}_{promedio} \times 1h$$

donde la $\dot{Q}_{promedio}$ corresponde al promedio de los diferentes flujos involucrados en el modelo del almacén y se muestran en la Tabla 4

Tabla 4: Flujos de energía a las 12 del medio día.

Magnitud	Valor (W)
Fuente de calor concentrado $\dot{Q}_{Cs}$	1556.59
Salida de energía hacia SE $\dot{Q}_H$	320.00
Pérdidas por convección en cara superior q_{h1}	-556.70
Pérdidas por convección en cilindro lateral q_{h2}	-27.98
Pérdidas por radiación en cara superior q_{R1}	-326.62
Pérdidas por radiación en cilindro lateral q_{R2}	-0.17

Integrando cada flujo en el intervalo de 1 hora se obtiene los valores de la Tabla 4 pero en unidades de cantidad de energía Wh.

Para la convección:

$$Q_h = Q_{h1} + Q_{h2} = (-556.70 \text{ Wh}) + (-27.98 \text{ Wh}) = -584.68 \text{ Wh}$$

Para la radiación:

$$Q_R = Q_{R1} + Q_{R2} = (-326.62 \text{ Wh}) + (-0.17 \text{ Wh}) = -326.79 \text{ Wh}$$

El balance de energía queda:

$$Q_{Cs} = Q_H + Q_h + Q_R + Q_{acumulado}$$

Donde:

$$Q_{acumulado} = Q_{Cs} - (Q_H + Q_h + Q_R)$$

Sustituyendo:

$$Q_{acumulado} = 1556.59 \text{ Wh} - (320.00 \text{ Wh} + 584.68 \text{ Wh} + 326.79 \text{ Wh}) = 325.12 \text{ Wh}$$

Se muestra en la Tabla 5 un resumen de las cantidades de energía, cabe aclarar que la energía que se extrae hacia el SE se debe considerar como una pérdida para el balance del almacén, sin embargo se coloca en positivo ya que representa el calor aprovechado.

Tabla 5: Distribución energética a las 12 del medio día.

Componente	Energía (Wh)
Entrada total (flujo fuente) Q_{Cs}	1556.59
Salida al SE Q_H	320.00
Pérdidas por convección total Q_h	-584.68
Pérdidas por radiación Q_R	-326.79
Energía acumulada $Q_{acumulada}$	325.12

La energía disponible se definió en la sección 2.4.3 con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{disponible} = \dot{Q}_H + \left(\sum m_i c_{pi} \frac{dT}{dt} + m_{pcm} L \frac{d\alpha_f}{dt} \right) = \dot{Q}_{C_S} - \dot{Q}_{almPer}$$

Por lo que utilizando los valores integrados se obtiene lo siguiente:

$$Q_{disponible} = Q_H + Q_{acumulada} = Q_{C_S} + Q_{almPer} = Q_{C_S} + (Q_h + Q_R)$$

sustituyendo

$$Q_{disponible} = (320 \text{ Wh}) + (325.12 \text{ Wh}) = 645.12 \text{ Wh}$$