

Análisis Térmico de un Refrigerador Solar Fotovoltaico Asistido por un Material Con Cambio de
Fase para Zonas No Interconectadas

José Elías Ruíz Rojas

Director:

Juan Pablo Flórez Mera, Ph.D.

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Físicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

Dedicatoria

Este proyecto va dedicado a Dios, por brindarme vida y la fortaleza para seguir adelante.

A mis padres, por sus grandes sacrificios y permitir que cursara la carrera en su totalidad.

A mi novia, por siempre acompañare, impulsarme y no dejarme desfallecer.

Agradecimientos

Agradezco a Dios, por darme la fuerza y la sabiduría necesaria para terminar este camino.

A mis padres José Elías Ruíz Posada y Maira Milena Rojas Fúnez, por su apoyo incondicional y por ser ejemplo de esfuerzo y perseverancia.

A mi novia Nelvys Dayana Rueda de Fex, que pese a sus múltiples ocupaciones encontró la manera de estar a mi lado e impulsarme a seguir adelante cuando más lo necesité.

A mi profesor y director Juan Pablo Flórez, por su orientación, paciencia y constante disposición para guiarme en este proceso académico.

A Carlos Floréz, que permitió desarrollar mi proyecto de la forma más cómoda.

A Juan José Cobos, por ser ese amigo y compañero necesario dentro del transcurso de mi proyecto.

Contenido

1. Descripción del Problema.....	14
1.2 Justificación	15
1.3 Pregunta Problema	16
2. Objetivos.....	16
2.1 Objetivo General	16
2.2 Objetivos Específicos	16
3. Marco Teórico	17
3.1 Refrigeración por compresión de vapor	17
3.1.1 Componentes principales del ciclo	17
3.2 PCM (Phase Change Material).....	19
3.2.1 Calor de reacciones químicas.....	20
3.2.2 Calor Sensible.....	20
3.2.3 Calor Latente	21
3.3 Clasificación de los PCM	22
3.3.1 Orgánicos	22
3.3.2 Inorgánicos	24
3.4 Refrigeradores Solares.....	25
3.4.1 Disponibilidad del Recurso Solar en Colombia	25
3.4.2 Irradiancia Solar	26
3.4.3 Refrigeradores solares accionados mediante sistemas fotovoltaicos.....	28
3.5 Transferencia de Calor.....	30
3.5.1 Conducción.....	31
3.5.2 Convección.....	32
3.5.3 Radiación.....	33

3.6 Zonas no Interconectadas.....	34
3.7 Antecedentes de la investigación.....	36
3.7.1 Internacionales.....	36
3.7.2 Nacionales	37
4. Metodología	39
4.1 Diseño y dimensionamiento del sistema.....	39
5. Acotaciones del Problema	41
5.1 Delimitación Geográfica.....	41
5.2 Escala del sistema.....	47
5.3 Delimitación del producto refrigerado	48
6. Sistema Propuesto	50
6.1 Cámara de Refrigeración	51
6.1.1 Compresor	51
6.2 Módulo Fotovoltaico	52
6.2.1 Ángulo de Inclinación y Orientación.....	54
6.2.2 Irradiación	57
6.2.3 Horas de Sol Pico	60
6.2.4 Horas de Luz Natural.....	61
6.3 Controlador de carga	65
6.3.1 Diferencias con el controlador PWM	66
6.4 Banco de Baterías	67
6.5 Inversor	69
6.5.1 Tipo de Onda	71
6.6 Conclusión del Sistema Propuesto	71
7. Selección del Material de Cambio de Fase (PCM)	72

7.1 Criterios de selección del PCM.....	73
7.1.1 Capacidad térmica	73
7.1.2 Disponibilidad y Costo	73
7.1.3 Seguridad.....	73
7.2 Revisión en la literatura	74
7.3 Mezcla seleccionada para la fase experimental	78
7.3.1 Delimitaciones del estudio	79
7.3.2 Características de la mezcla	79
7.4 Envasado del PCM	88
7.5 Subenfriamiento	90
7.6 Conclusión del PCM G20	91
7.6.1 Dimensionamiento de la carga térmica y cantidad de PCM requerida	92
8. Análisis Térmico	93
8.1 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor a través de las paredes	93
8.1.1 Pared superior.....	95
8.1.2 Pared inferior.....	101
8.1.3 Paredes Laterales	102
8.1.4 Pared Posterior.....	103
8.1.5 Pared Frontal	104
8.2 Cálculo de carga térmica por el almacenamiento de agua.....	106
8.3 Cálculo de carga térmica por almacenamiento del PCM.....	108
8.4 Cálculo de carga térmica por equipos eléctricos internos.....	108
9. Simulación térmica de la cámara de refrigeración mediante SolidWorks.....	110
9.1 Resultados de la simulación térmica de la cámara de refrigeración mediante SolidWorks	110

10. Estudio experimental de la respuesta térmica del sistema.....	114
10.1 Evaluación de la autonomía en situación crítica	117
11. Consumo energético	119
11.1 Coeficiente de Rendimiento (COP).....	121
12. Discusión de Resultados.....	122
12.1 Comparación del comportamiento térmico en la fase de derretimiento	122
12.2 Análisis del COP obtenido en el sistema de refrigeración.....	124
Conclusiones.....	125
Referencias	127

Lista de Tablas

Tabla 1. Datos climáticos específicos de los grandes grupos de ZNI.	41
Tabla 2. Irradiancia y Horas de Sol promedio en las ZNI (conclusión)	43
Tabla 3. Propiedades Termofísicas del Agua (25°C, 1 atm)	49
Tabla 4. Propiedades Termofísicas del Hielo (-0,15 °C)	50
Tabla 5. Dimensiones físicas del congelador prototipo	51
Tabla 6. Especificaciones técnicas del compresor CBZN122L7GWC	52
Tabla 7. Especificaciones técnicas del módulo fotovoltaico AS-6P30-280W	53
Tabla 8. Ángulo de inclinación del módulo	56
Tabla 9. Ángulo óptimo	57
Tabla 10. Especificaciones técnicas de la batería VRLA recargable	68
Tabla 11. Comparativa de materiales de cambio de fase (PCM) para aplicaciones de refrigeración.	74
Tabla 12. Comparativa de materiales de cambio de fase preseleccionados para aplicaciones de refrigeración.....	76
Tabla 13. Punto de congelación reportados para PCM G20	80
Tabla 14. <i>Densidades reportadas para el PCM G20</i>	83
Tabla 15. Calores específicos y Conductividades térmicas reportadas para el PCM G20	85
Tabla 16. Calores latentes reportados para el PCM G20	86
Tabla 17. Tipos de encapsulamiento de PCM.	88
Tabla 18. Propiedades el PCM G20	91
Tabla 19. Temperaturas superficiales del sistema.	95
Tabla 20. Áreas y Longitudes Características para cada pared.....	97
Tabla 21. Propiedades del aire a 1 atm y 25°C	97
Tabla 22. Carga total a través de las paredes	105
Tabla 23. Carga por almacenamiento del PCM	108
Tabla 24. Carga total del sistema	109
Tabla 25. Comparativa entre el tiempo de fusión entre la simulación y el estudio experimental	123

Lista de Figuras

Figura 1. Compresor Alternativo	18
Figura 2. Clasificación de almacenamiento de energía.....	20
Figura 3. Clasificación de los PCMS	22
Figura 4. Irradiación global media incidente sobre una superficie	26
Figura 5. Promedio anual de la irradiación global recibida en Colombia (superficie horizontal).....	27
Figura 6. Esquema CMW fotovoltaico	28
Figura 7. Esquema funcionamiento módulo Peltier.....	29
Figura 8. Esquema refrigerador basado en ciclo de absorción	30
Figura 9. Valores típicos de coeficientes de convección	33
Figura 10. Índice de necesidades básicas insatisfechas (NBI) en las ZNI	35
Figura 11. Densidad poblacional aproximada ZNI	35
Figura 12. Fragmento de otros indicadores de ZNI	41
Figura 13. Promedio anual multianual de horas de Sol al día	43
Figura 14. Coordenadas de Achí, Bolívar (Ubicación de Puerto Isabel)	44
Figura 15. Temperatura máxima, mínima y promedio en Achí, Bolívar.....	45
Figura 16. Temperaturas promedio tabuladas por mes.	45
Figura 17. Hora de luz natural en Achí, Bolívar.	46
Figura 18. Promedio de Horas de Luz Natural por mes.....	46
Figura 19. Banco de laboratorio para el control y análisis de descongelamiento en un sistema de refrigeración.....	47
Figura 20. Datasheet de compresor CBZN122L7GWC	52
Figura 21. Módulo Fotovoltaico	53
Figura 22. Días promedio recomendados por mes y valores de n por mes.....	55
Figura 23. Ángulos de inclinación óptimos según PVGIS.....	56
Figura 24. Posición del Módulo Fotovoltaico en pruebas.....	57
Figura 25. Irradiancia Mensual en Bucaramanga	58
Figura 26. Irradiancia Mensual en Achí	59
Figura 27. Diagrama de trayectoria solar (Horizon and sun-path) para Achí, Bolívar	62
Figura 28. Diagrama de trayectoria solar (Horizon and sun-path) para Bucaramanga, Santander	63

Figura 29. Horas de Luz Natural para Bucaramanga, Santander.....	64
Figura 30. Promedio de Horas de Luz Natural por mes - Bucaramanga, Santander	64
Figura 31. Controlador de carga (Tipo MPPT).....	65
Figura 32. Batería VRLA (Plomo-Ácido Regulada por Válvula)	67
Figura 33. Inversor NCKOU de 3200W	69
Figura 34. Midiendo la corriente de irrupción.....	70
Figura 35. Comparación Onda Pura y Onda Modificada.....	71
Figura 36. Diagrama de conexión de un sistema solar fotovoltaico off-grid	72
Figura 37. Evaluación Preliminar	77
Figura 38. Punto de congelación en función de la concentración de glicerina	80
Figura 39. Variación de la densidad en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.	82
Figura 40. Variación del calor específico en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.	84
Figura 41. Variación de la conductividad térmica en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.	85
Figura 42. Envase polímero de alta densidad (HDPE) comercial.	89
Figura 43. PCM G20 encapsulado.....	90
Figura 44. PCM G20 en estado congelado.....	91
Figura 45. Envase cúbico de acrílico	92
Figura 46. Modelo de transferencia de calor hacía una superficie.	94
Figura 47. Curva de Congelación Típica de un producto alimenticio.	106
Figura 48. Gradiente térmico en corte transversal en la primera hora.....	111
Figura 49. Gradiente térmico en corte transversal en la tercera hora y quinta hora	112

Lista de Apéndices

Apéndice A. Cálculo de la declinación Solar.....	136
Apéndice B. HSP calculado para Bucaramanga, Santander	137
Apéndice C. HSP calculado para Achí, Bolívar.....	138
Apéndice D. Informe de generación Solar con PVGIS.....	139
Apéndice E. Informe de PVsyst.....	140
Apéndice F. <i>Propiedades del aire a 1atm de presión</i>	141
Apéndice G. Cálculo de carga térmica para la pared inferior.....	142
Apéndice H. Cálculo de carga térmica para paredes laterales	142
Apéndice I. Cálculo de carga térmica para la pared posterior	143
Apéndice J. Cálculo de carga térmica para la puerta (área esmaltada).....	143
Apéndice K. Cálculo de carga térmica para la puerta (área icopor)	144
Apéndice L. Valores para la densidad del PCM en función de la temperatura	144
Apéndice M. Valores del calor específico del PCM en función de la temperatura	145
Apéndice N. Valores de la conductividad térmica para el PCM en función de la temperatura ..	145
Apéndice O. SolidWorks Flow Simulation	146
Apéndice P. Curva de enfriamiento del agua.....	147
Apéndice Q. Curva de enfriamiento del PCM G20	147
Apéndice R. Curva de la temperatura ambiente (día).....	148
Apéndice S. Curva de temperaturas del evaporador	148
Apéndice T. Curva de temperaturas del acrílico.....	149
Apéndice U. Curva de temperatura del descongelamiento del agua.....	149
Apéndice V. Curva de descongelamiento del PCM.....	150
Apéndice W. Curva de la temperatura ambiente (noche).....	150
Apéndice X. Versión para Publicación en Revista Institucional.....	151

Resumen

Se analiza el comportamiento térmico de un refrigerador solar fotovoltaico asistido por un material con cambio de fase (PCM), orientado a su ejecución en zonas no interconectadas (ZNI) de Colombia. Se seleccionó como caso de estudio la zona rural de Puerto Isabel (Achí, Bolívar), caracterizada por alta irradiancia solar. El sistema propuesto combina un compresor convencional tipo minibar, un módulo fotovoltaico de 280 W y una mezcla de PCM glicerina-agua (20%/80 %m/m), enfocado en mantener por conservación térmica en ausencia de radiación. La metodología incluyó diseño experimental, montaje en condiciones reales y simulación computacional mediante SolidWorks. Los resultados permitieron validar la respuesta térmica del sistema, cuantificar su capacidad de almacenamiento de frío y estimar su eficiencia energética (COP). Se concluye que la integración del PCM permite extender significativamente la autonomía térmica del refrigerador, lo que la convierte en una alternativa viable y sostenible para el almacenamiento de alimentos en comunidades aisladas.

Palabras clave: refrigerador solar, material con cambio de fase, zonas no interconectadas, eficiencia energética, conservación térmica, energía fotovoltaica, glicerina-agua

Abstract

This study analyzes the thermal behavior of a photovoltaic solar refrigerator assisted by a phase change material (PCM), intended for deployment in off-grid areas (OGA) of Colombia. The rural area of Puerto Isabel (Achí, Bolívar), known for its high solar irradiance, was selected as the case study. The proposed system integrates a conventional minibar-type compressor, a 280 W photovoltaic module, and a glycerin-water PCM mixture (20%/80% w/w), aimed at maintaining thermal conservation in the absence of solar radiation. The methodology involved experimental design, field implementation, and computational simulation using SolidWorks. The results validated the thermal response of the system, quantified its cold storage capacity, and estimated its energy efficiency (COP). It is concluded that the integration of PCM significantly extends the refrigerator's thermal autonomy, making it a viable and sustainable solution for food preservation in remote communities.

Keywords: solar refrigerator, phase change material, non-interconnected zones, energy efficiency, thermal preservation, photovoltaic energy, glycerin-water

1. Descripción del Problema

A nivel energético llevar o generar electricidad a lugares de difícil acceso ha sido un reto que los diferentes países del mundo deben afrontar, estas zonas que no cuentan con servicios básicos como electricidad, acueducto y comunicación, en Colombia se denominan zonas no interconectadas (ZNI), y pese a que el acceso a la electricidad ha tenido un crecimiento exponencial, existen marcadas diferencias entre regiones del país. Las ZNI del país un área cercana al 52% del territorio nacional de 1.141.748 km², presentan una gran dispersión geográfica y generan dificultades de articulación al sistema interconectado nacional (SIN) (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021).

El hecho de, no contar con servicios básicos como la electricidad trae varias consecuencias como las numerosas enfermedades que padecen las personas que viven en este tipo de zonas, debido al agua y comida contaminada o no conservada, de ahí la importancia de la refrigeración, que normalmente es imposible en estas localidades, si no fuera por la energía solar fotovoltaica que muchas veces se acopla refrigeradores que son de fácil instalación y su fuente es inagotable a esto sumándole materiales de cambio de fase (PCM) en su funcionamiento, se cree que pueden ser soluciones factibles para la durabilidad y economía de los equipos. Pero en algunas situaciones estas soluciones no son suficientes porque por alguna razón no se tienen en cuenta diferentes variables presentes en las localidades, en el tipo de PCM dónde estos refrigeradores tienen destinado su uso y solo se tiene en cuenta que Colombia cuenta con un potencial positivo de energía solar fotovoltaica frente al resto del mundo. La mayor parte del territorio nacional cuenta con un recurso de brillo solar (horas de sol), alrededor de 4, 8 y 12 horas de Sol al día en promedio diario anual, valores altos en comparación de países como Alemania el cual cuenta con 3 horas de brillo

solar (Gómez, 2018), es debido a lo anterior que se debe estudiar la respuesta térmica y eficiencia del sistema usado específicamente en una de estas zonas.

1.2 Justificación

Actualmente la preocupación por el cambio climático ha traído consigo el interés en el desarrollo de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de energías alternativas como la energía solar. Estas fuentes de energía no solamente constituyen una opción para fortalecer la matriz energética limpia, sino que también pueden ser empleadas como soluciones energéticas de micro generación para poblaciones ubicadas en locales de difícil acceso a una red eléctrica interconectada. En Colombia estas comunidades son denominadas zonas no interconectadas, ZNI. Dentro de las necesidades que puede suplir el servicio de energía en una familia está la conservación de los alimentos. El refrigerador es uno de los electrodomésticos necesarios para mantener la integridad de los alimentos dentro de periodos de tiempo considerable, que pueden llegar a semanas. En este contexto los paneles fotovoltaicos son una alternativa económica para proveer la energía necesaria para tal fin. Sin embargo, fuentes de energía como la solar presentan comportamientos intermitentes. En el caso de la generación solar es necesario disponer de baterías para el almacenamiento de la electricidad generada durante el día. Otras soluciones tecnológicas también acompañan este requerimiento de almacenamiento. Dentro de este contexto se encuentran en la literatura propuestas para el almacenamiento de frío. Estos sistemas están basados en dispositivos que emplean el cambio de fase de un material, (Phase Change Materials). En este trabajo se pretende estudiar una solución tecnológica basada en la utilización de un PCM para almacenamiento de frío que auxilie el funcionamiento de un refrigerador alimentados por energía eléctrica proveniente de paneles solares. Un modelo matemático basado en el análisis de la transferencia de calor y la conservación de la energía será propuesto para evaluar la respuesta

térmica de un sistema propuesto. Un fluido de trabajo será seleccionado para ser empleado como PCM. Características de operación de componentes de un sistema de refrigeración e intercambiadores de calor con dimensiones comerciales serán seleccionados para formar el sistema analizado. Finalmente, resultados obtenidos a partir de las predicciones del modelamiento matemático de diferentes condiciones de operación serán comparados.

1.3 Pregunta Problema

¿Cuál es la respuesta térmica de un refrigerador solar fotovoltaico asistido por un material con cambio de fase (PCM) en zonas no interconectadas de Colombia?

2. Objetivos

2.1 Objetivo General

Analizar la respuesta térmica un refrigerador solar asistido por un material con cambio de fase para aplicación en zonas no interconectadas.

2.2 Objetivos Especificos

- Proponer el sistema de refrigeración solar asistido por un material con cambio de fase.
- Seleccionar un material con cambio de fase (*Phase chage material*, PCM) para el sistema propuesto.
- Modelar matemáticamente la respuesta térmica del sistema propuesto.
- Analizar los resultados de operación simulados.

3. Marco Teórico

3.1 Refrigeración por compresión de vapor

En este apartado se describen los fundamentos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el método más utilizado para enfriamiento artificial, y se detallan sus componentes principales.

El propósito principal de la refrigeración es extraer energía térmica (calor) de un espacio o sustancia que se desea mantener a baja temperatura y transferir esa energía a un medio ambiente de mayor temperatura (como el aire exterior). Este proceso requiere un sistema que trabaje en un ciclo termodinámico, ya que el calor no fluye espontáneamente de una región fría a una caliente (Çengel & Boles, 2015). El ciclo de refrigeración por compresión de vapor logra esto utilizando un fluido de trabajo llamado refrigerante, que experimenta cambios de fase (evaporación y condensación) en el proceso.

3.1.1 Componentes principales del ciclo

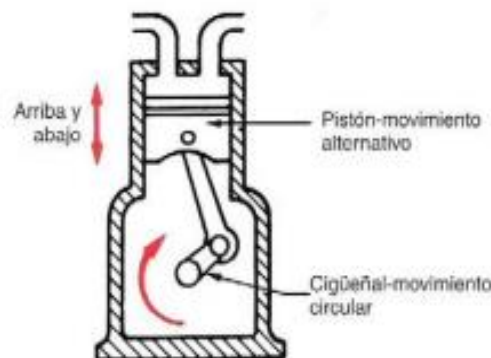
Un ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor consta de cuatro componentes esenciales a través de los cuales circula el refrigerante (Whitman & Johnson, 2000; Dossat & Horan, 2001):

Evaporador: Es el intercambiador de calor donde se produce el efecto de enfriamiento deseado. El refrigerante ingresa al evaporador como una mezcla líquido-vapor a baja presión y baja temperatura. Al absorber calor del espacio o producto que se está enfriando, el refrigerante se evapora completamente, transformándose en vapor a baja presión y baja temperatura. La temperatura a la que se evapora el refrigerante debe ser inferior a la del medio que se desea enfriar para permitir la transferencia de calor (Dossat & Horan, 2001).

Compresor: Considerado el "corazón" del sistema, el compresor succiona el vapor refrigerante a baja presión proveniente del evaporador y lo comprime, aumentando significativamente su presión y, consecuentemente, su temperatura. El resultado es un vapor sobrecalentado a alta presión. Esta compresión requiere un aporte de energía externa (generalmente eléctrica) al sistema. Existen diversos tipos de compresores, siendo los más comunes en aplicaciones comerciales y domésticas los alternativos (de pistón, ver Figura 1), rotativos, scroll (espiral) y de tornillo, cada uno con características de eficiencia y capacidad distintas (Whitman & Johnson, 2000).

Figura 1.

Compresor Alternativo



Nota. Se muestra un compresor alternativo. Tomado de Whitman, W. C., & Johnson, W. M. (2000). *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. Volumen 2: Refrigeración comercial.* Paraninfo.

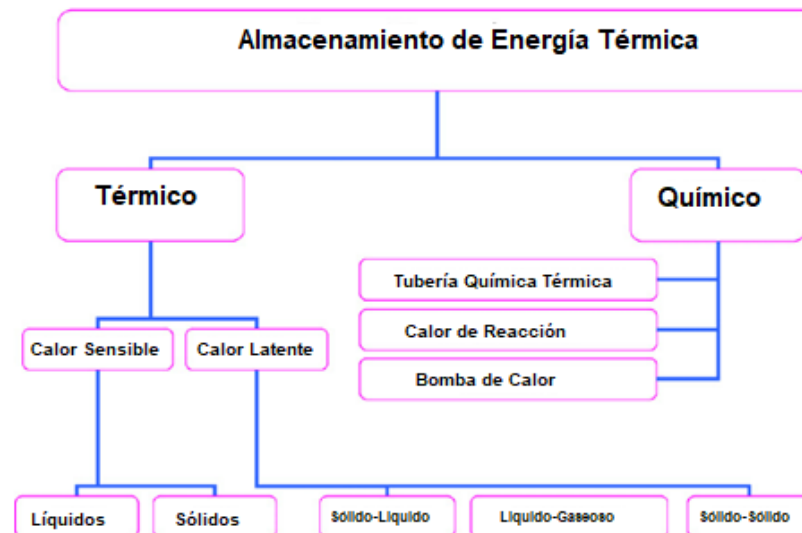
Condensador: Este es otro intercambiador de calor donde el vapor refrigerante a alta presión y alta temperatura, proveniente del compresor, cede el calor absorbido en el evaporador más el calor añadido por el trabajo de compresión, hacia un medio externo (usualmente aire o agua). Al liberar este calor, la temperatura del refrigerante disminuye hasta alcanzar la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión, y luego se condensa, cambiando de estado gaseoso a líquido a alta presión (Çengel & Boles, 2015).

Dispositivo de expansión: Este componente conecta la salida del condensador (líquido a alta presión) con la entrada del evaporador (mezcla líquido-vapor a baja presión). Su función principal es reducir drásticamente la presión del refrigerante líquido, lo que a su vez provoca una fuerte caída en su temperatura. Además, regula el flujo de refrigerante que entra al evaporador. Los dispositivos de expansión más comunes son el tubo capilar (un tubo largo y de diámetro muy pequeño, usado en sistemas pequeños) y las válvulas de expansión termostática (VET o TXV) o electrónicas (VEE o EXV), que ajustan el flujo de refrigerante según las condiciones de operación (Whitman & Johnson, 2000; Dossat & Horan, 2001).

3.2 PCM (Phase Change Material)

Los materiales de cambio de fase (PCM, por sus siglas en inglés: *Phase Change Materials*) son sustancias capaces de almacenar y liberar energía térmica a través de cambios de fase, principalmente de sólido a líquido y viceversa. Esta propiedad los convierte en candidatos ideales para aplicaciones de acumulación y liberación de calor o frío en múltiples procesos industriales y en la climatización de edificios (Mehling & Cabeza, 2008; Farid et al., 2004).

El almacenamiento de energía térmica (*Thermal Energy Storage*, TES) abarca distintas estrategias para retener y posteriormente suministrar calor o frío. De manera general, se pueden clasificar, como se muestra en la siguiente figura (ver Figura 2):

Figura 2.*Clasificación de almacenamiento de energía*

Nota. Clasificación de los tipos de almacenamiento de energía. Adaptado de (Sharma et al., 2009).

3.2.1 *Calor de reacciones químicas*

Este es un proceso químico, existe una diferencia de entalpía entre los reactivos iniciales y los productos finales, denominada calor de reacción. Si la reacción es endotérmica, el sistema absorbe calor; si es exotérmica, lo libera. Cualquier reacción química con elevada entalpía de reacción puede emplearse para almacenar energía térmica, siempre y cuando los productos puedan almacenarse y la reacción inversa se realice para recuperar el calor (Sharma et al., 2009).

$$\Delta Q = \Delta H \quad (1)$$

3.2.2 *Calor Sensible*

El almacenamiento de calor sensible es el método más habitual, este se basa en la capacidad calorífica de un material: al suministrarle o extraerle energía, su temperatura aumenta o disminuye sin un cambio de fase. Esto se describe mediante:

$$\Delta Q = mC_p\Delta T \quad (2)$$

3.2.3 *Calor Latente*

El almacenamiento de calor latente aprovecha la entalpía absorbida o liberada durante un cambio de fase (sólido-líquido, líquido-gas, etc.). Este método es especialmente atractivo porque un material puede almacenar grandes cantidades de energía sin cambiar de temperatura durante la transición de fase.

3.2.3.1 Cambio de Fase Líquido-Vapor. La transición líquido-vapor (evaporación y condensación) presenta una alta entalpía de cambio de fase. Sin embargo:

- En sistemas cerrados con volumen constante, el aumento de presión puede ser muy elevado.
- En sistemas a presión constante, el cambio de volumen es considerable.
- En sistemas abiertos, el material puede perderse por evaporación (suele emplearse solo agua en sistemas muy específicos).

Por estas razones, este tipo de almacenamiento se limita, principalmente, al uso de agua en ciertas aplicaciones abiertas (Sharma et al., 2009).

3.2.3.2 Cambio de Fase Sólido-Líquido. Es la vía más empleada para el almacenamiento de calor latente. El cambio de fase (fusión/solidificación) ocurre a temperatura prácticamente constante y con un cambio de volumen moderado (generalmente menor al 10%). Cuando el material se funde, absorbe calor a su temperatura de fusión y, cuando solidifica, lo libera.

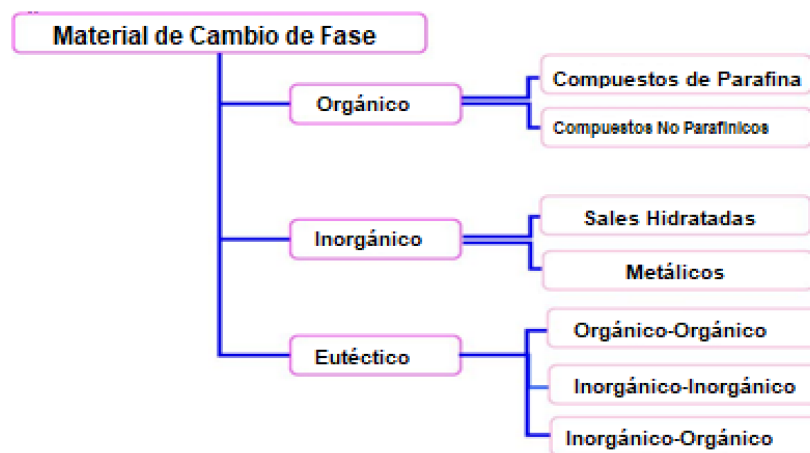
$$\Delta Q = m\Delta h \quad (3)$$

3.3 Clasificación de los PCM

Después de varias revisiones según Farid et al., 2004; Sharma et al., 2009; Mehling & Cabeza, 2008, los PCM pueden dividirse en orgánicos e inorgánicos; en la práctica, también se contemplan eutécticos y mezclas.

Figura 3.

Clasificación de los PCM'S



Nota. Adaptado de (Sharma et al., 2009).

De acuerdo con diversas revisiones (Farid et al., 2004; Zalba et al., 2003; Sharma et al., 2009; Mehling & Cabeza, 2008), los materiales de cambio de fase (PCM) pueden agruparse de manera general en orgánicos e inorgánicos (incluyendo, en la práctica, eutécticos y mezclas específicas). A continuación, se describen las características principales de cada grupo.

3.3.1 Orgánicos

Los PCM orgánicos suelen presentar fusiones congruentes, esto quiere decir que, funden y cristalizan repetidamente sin segregación de fases ni pérdida de su capacidad de almacenar calor latente. Por lo general, son auto-nucleantes (poco o ningún subenfriamiento), químicamente estables y no corrosivos (Zalba et al., 2003; Sharma et al., 2009). Sin embargo, suelen tener

entalpías de fusión algo menores que ciertos inorgánicos, baja conductividad térmica y, en muchos casos, inflamabilidad moderada (Farid et al., 2004; Mehling & Cabeza, 2008).

3.3.1.1 Parafinas. Las parafinas son los materiales orgánicos más comúnmente utilizados como PCM. Se componen principalmente de cadenas rectas de n-alcanos $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)}_n\text{-CH}_3$, de fórmula general $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$. A su vez estos durante la cristalización de la cadena $(\text{CH}_2)_n$, se libera una cantidad importante de calor latente. Tanto la temperatura de fusión como la entalpía de fusión aumentan con la longitud de la cadena (Zalba et al., 2003). Entre sus características encontramos que:

Rango amplio de temperaturas: Existen parafinas con puntos de fusión muy variados, lo que facilita su aplicación en sistemas de almacenamiento térmico con diferentes rangos de operación.

Bajo o nulo subenfriamiento: Su fusión es prácticamente congruente, lo que posibilita ciclos repetitivos sin grandes pérdidas de eficiencia.

Seguras y estables: Son químicamente inertes hasta temperaturas cercanas a $500\text{ }^\circ\text{C}$.

Principales desventajas: Baja conductividad térmica y, en algunos casos, incompatibilidad con ciertos plásticos. También pueden ser moderadamente inflamables (Farid et al., 2004; Sharma et al., 2009).

Por costos, suelen utilizarse parafinas de grado técnico antes que de grado analítico. Aun así, suelen ser de los PCM más confiables y usados en el mercado (Mehling & Cabeza, 2008).

3.3.1.2 No-parafinas. En este apartado bajo esta denominación se encuentran otros compuestos orgánicos, como ácidos grasos, alcoholes y glicoles (Farid et al., 2004). A diferencia de las parafinas (que comparten propiedades muy similares entre sí), cada sustancia no-parafínica puede presentar características propias de punto de fusión, entalpía y estabilidad térmica.

Ácidos grasos: De fórmula general $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n}\text{COOH}$, poseen entalpías de fusión altas y presentan un subenfriamiento reducido, lo que permite ciclos fusión-solidificación reproducibles (Zalba et al., 2003). Sin embargo, su costo es típicamente 2 a 2.5 veces superior al de parafinas de grado técnico y pueden ser ligeramente corrosivos para algunos metales.

Otras características comunes: Inflamabilidad (bajo punto de inflamación), conductividad térmica relativamente baja y, en algunos casos, toxicidad o inestabilidad a temperaturas elevadas (Sharma et al., 2009).

3.3.2 *Inorgánicos*

Los PCM inorgánicos tienden a poseer entalpías de cambio de fase mayores que las de los orgánicos y, a menudo, una mejor conductividad térmica (Mehling & Cabeza, 2008). Sin embargo, son propensos a problemas como subenfriamiento, corrosión, separación de fases y menor estabilidad térmica a lo largo de muchos ciclos (Kenisarin, 2010).

3.3.2.1 Hidratos de sales. Los hidratos de sales son combinaciones estequiométricas de sales inorgánicas con agua ($\text{AB} \cdot n\text{H}_2\text{O}$), con un rango de fusión de aproximadamente $5\text{ }^\circ\text{C}$ a $130\text{ }^\circ\text{C}$ (Farid et al., 2004). Suelen mostrar; alta conductividad térmica (cercana a la del agua), presión de vapor menor que la de sus componentes líquidos por separado, relativo bajo cambio de volumen durante la fusión (generalmente por debajo del 10%), y un precio económico y buena disponibilidad, lo que los vuelve atractivos para aplicaciones industriales (Kenisarin, 2010).

A pesar de esto, muchos hidratos de sales funden de manera incongruente, lo que causa separación de fase (la sal anhidra o un hidrato inferior puede depositarse en el fondo del contenedor). Esta segregación empeora con cada ciclo de carga/descarga, reduciendo la capacidad efectiva de almacenamiento (Zalba et al., 2003). Además, suelen experimentar subenfriamiento,

requiriendo un descenso de temperatura por debajo del punto de fusión para iniciar la cristalización.

Para mitigar dichos inconvenientes, se emplean aditivos nucleantes o estrategias de encapsulación, con la finalidad de promover la nucleación controlada y minimizar la separación de fases (Mehling & Cabeza, 2008).

3.4 Refrigeradores Solares

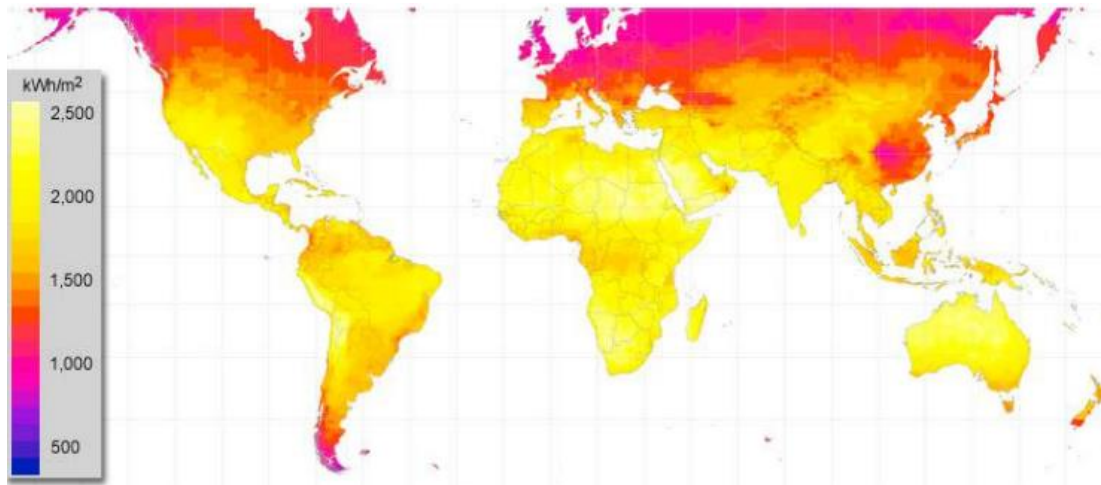
Se puede llegar a producir frío con energía solar utilizando tecnologías de refrigeración eléctrica con paneles fotovoltaicos. La temperatura típica para la preservación de productos es de 0° a 4°C en refrigeración doméstica. (ASHRAE, 2010).

3.4.1 Disponibilidad del Recurso Solar en Colombia

Respecto a Colombia, cuenta con condiciones favorables de radiación solar debido a su ubicación geográfica en la zona tropical, lo que se traduce en altos valores de irradiancia global a lo largo del año (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017). Es esta disponibilidad solar representa una oportunidad lo bastante significativa para el uso de energías renovables, especialmente en regiones con dificultades de abastecimiento eléctrico. Dos de las líneas más comunes de aprovechamiento de la energía solar son la energía fotovoltaica, que convierte la radiación solar directamente en electricidad, y la energía solar térmica, destinada a la generación de calor útil (Ruíz López et al., 2020).

Figura 4.

Irradiación global media incidente sobre una superficie



Nota. Tomado de (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017).

3.4.2 Irradiancia Solar

La irradiancia solar es la potencia de la radiación solar que incide sobre una superficie, y generalmente se expresa en vatios por metro cuadrado (W/m^2). Cuando se integra a lo largo de un día, puede presentarse como $\text{kWh}/\text{m}^2/\text{día}$. Existen distintas formas de medir o caracterizar la irradiancia, dependiendo de la orientación de los receptores solares:

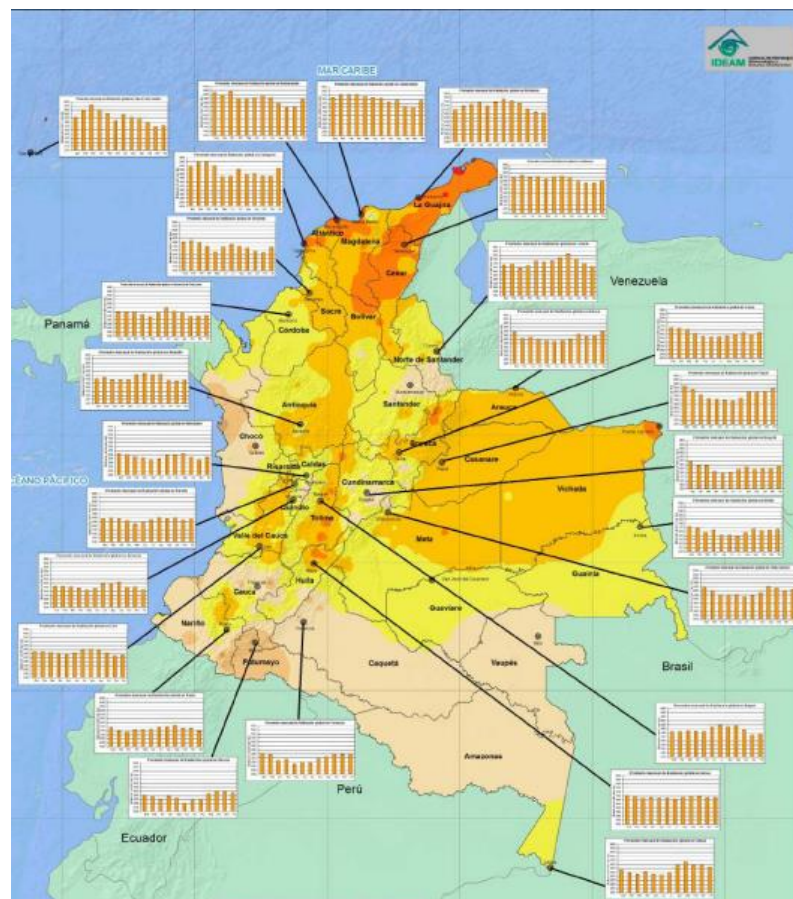
Irradiancia Global Horizontal (GHI): La radiación solar total que incide sobre una superficie horizontal.

Irradiancia Directa Normal (DNI): El componente directo de la radiación solar que llega en línea recta desde el Sol, medida sobre una superficie perpendicular a los rayos solares.

Irradiancia Difusa: La parte de la radiación solar que alcanza la superficie tras haber sido dispersada por la atmósfera.

Figura 5.

Promedio anual de la irradiación global recibida en Colombia (superficie horizontal)



Nota. Se muestra el promedio anual multianual de la irradiación global recibida en el territorio colombiano con histogramas de las principales ciudades del país. Tomado de (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017).

De acuerdo a lo anterior, estos estudios realizados en el país, se han reportado valores medios de GHI entre 3,0 y 6,0 kWh/m²/día, destacándose zonas como la península de La Guajira y algunos departamentos de la región Caribe por presentar los mayores niveles de irradiación (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017). Estas cifras confirman que Colombia se ubica en una posición favorable para la generación de energía solar, tanto fotovoltaica como térmica, y convierten esta fuente renovable en una alternativa viable para regiones aisladas o con infraestructura eléctrica limitada.

Es por tanto que la implementación de sistemas solares en Colombia puede, por tanto, contribuir al mejoramiento de la cobertura energética y a aportar a el impulso al desarrollo económico local.

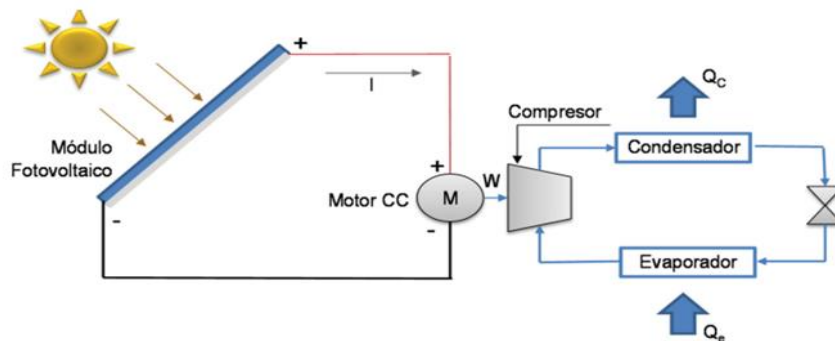
3.4.3 Refrigeradores solares accionados mediante sistemas fotovoltaicos

Estos refrigeradores solares permiten aprovechar la energía del sol para el funcionamiento de sistemas de enfriamiento, ya sea de forma directa (a través de conversión fotovoltaica en electricidad) o indirecta (utilizando el calor del sol para accionar ciclos de refrigeración térmicos) (Fan, Luo, & Souyri, 2007; Sarbu & Sebarchievici, 2016). A continuación, se describen los principales tipos de refrigeradores solares basados en sistemas fotovoltaicos.

3.4.3.1 Refrigeradores solares basados en el ciclo de compresión mecánica de vapor (CMV). En sistemas de compresión mecánica de vapor alimentados por energía solar fotovoltaica, el compresor del equipo de refrigeración se acopla a un motor de corriente continua (CC). La electricidad generada por los paneles fotovoltaicos puede emplearse directamente, sin necesidad de inversores de corriente (Anyanwu & Ogueke, 2005). El ciclo termodinámico es el mismo que en un refrigerador convencional.

Figura 6.

Esquema CMV fotovoltaico



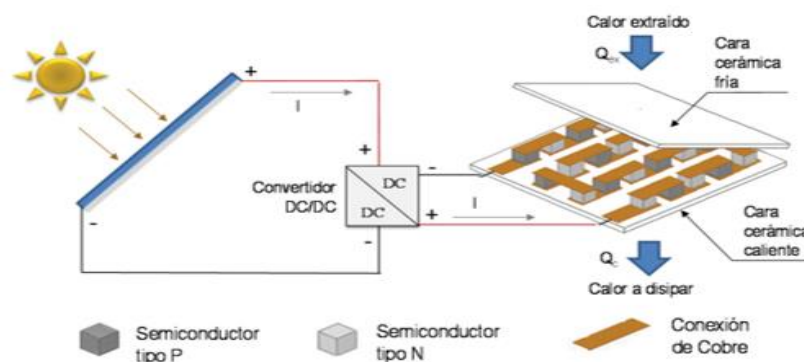
Nota. Esquema CMV accionado mediante sistema fotovoltaico. Tomado de (Coca-Ortegón, 2019).

En zonas aisladas o donde se busca mayor flexibilidad en la operación, estos sistemas pueden incluir baterías y un inversor para alimentar un compresor de corriente alterna (CA) a partir de la energía fotovoltaica. La electricidad producida por el panel solar se regula inicialmente mediante un controlador de carga que gestiona la entrada de corriente a la batería; posteriormente, un inversor convierte la corriente continua almacenada (CC) en corriente alterna (CA), que se va a emplear para accionar un compresor convencional. Este esquema posibilita el uso de equipos de refrigeración estándar (sin necesidad de motores CC dedicados) y garantiza un funcionamiento continuo, pues la batería suministra energía incluso en horarios con radiación solar insuficiente.

3.4.3.2 Refrigeradores solares basados en el efecto termoeléctrico. Los dispositivos termoeléctricos se fundamentan en el efecto Seebeck-Peltier. Cuando una corriente eléctrica fluye a través de dos materiales semiconductores diferentes, se produce una diferencia de temperatura: un lado del módulo se calienta y el otro se enfría (Riffat & Qiu, 2004). Si la electricidad proviene de paneles fotovoltaicos, se puede generar refrigeración a pequeña escala sin necesidad de piezas móviles

Figura 7.

Esquema funcionamiento módulo Peltier

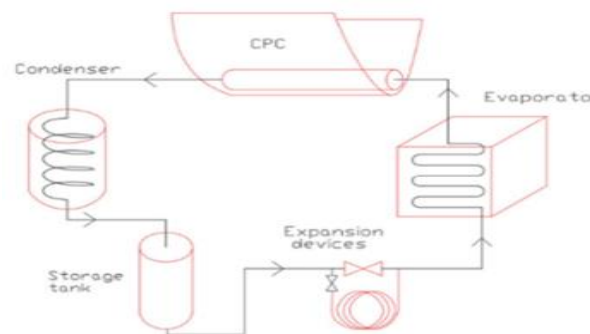


Nota. Esquema módulo Peltier accionado mediante sistema fotovoltaico. Tomado de (Coca-Ortegón, 2019).

3.4.3.3 Refrigeradores solares basados en ciclos de absorción. Lo más común es accionar los ciclos de absorción directamente con calor solar (colectores térmicos), pero también existen configuraciones que combinan paneles fotovoltaicos para alimentar bombas y controles en sistemas de absorción, o incluso esquemas híbridos donde parte del calor se produce con resistencias eléctricas si no hay suficiente radiación directa (Anyanwu & Ogueke, 2005; Klein & Reindl, 2005).

Figura 8.

Esquema refrigerador basado en ciclo de absorción



Nota. Se muestra el esquema de un refrigerador basado en ciclo de absorción. Tomado de (Coca-Ortegón, 2019).

3.5 Transferencia de Calor

La transferencia de calor se define como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperatura. Este proceso está en concordancia con la primera ley de la termodinámica, que es donde el calor representa la transferencia de energía térmica entre sistemas u objetos que se encuentran a diferentes temperaturas. El concepto fundamental detrás de la transferencia de calor es un gradiente de temperatura; sin una variación en la temperatura, no habría una transferencia neta de calor (Generation Genius, s.f.). En otras palabras, la transferencia de calor es un proceso mediante el cual la energía se intercambia entre distintos cuerpos o entre zonas de un mismo cuerpo como resultado de esta diferencia de temperatura. Este intercambio energético tiene como objetivo

alcanzar un equilibrio térmico, de un sistema poseen en el que un estado en el que todas las partes misma temperatura, aunque también pueden existir equilibrios dinámicos en ciertas condiciones. Es crucial comprender que el calor no es una propiedad intrínseca de un sistema, sino más bien un proceso de transferencia de energía.

La transferencia de calor puede ocurrir a través de tres mecanismos distintos: la conducción, la convección y la radiación. Estos tres modos abarcan todas las formas posibles en que el calor puede moverse y, a menudo, se presentan simultáneamente en escenarios del mundo real, aunque uno de ellos puede predominar sobre los demás.

3.5.1 Conducción

La conducción es aquella transferencia de calor que ocurre a través del contacto directo entre sustancias o dentro de una misma sustancia debido a un gradiente de temperatura. Este proceso se desarrolla a nivel molecular, donde las partículas con mayor energía cinética transfieren parte de su energía a las partículas adyacentes con menor energía a través de vibraciones y colisiones. La conducción requiere contacto físico y no implica ningún movimiento macroscópico del material en sí; la energía se propaga a través del material.

El principio fundamental que rige la conducción de calor es la Ley de Fourier. Esta ley establece que la rapidez de la transferencia de calor a través de un material es proporcional al gradiente negativo de la temperatura y al área perpendicular a la dirección del flujo de calor.

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

Donde Q simboliza la tasa de transferencia de calor, k es la conductividad térmica del material, A es el área de la sección transversal y dT/dx expresa el gradiente de temperatura. El signo negativo indica que el calor fluye en la dirección de la disminución de la temperatura. La

Ley de Fourier proporciona una relación cuantitativa para la conducción de calor, lo que permite calcular las tasas de transferencia de calor en diversas situaciones.

3.5.2 Convección

La convección es la transferencia de calor que ocurre a través del movimiento de fluidos (líquidos o gases) debido a las diferencias de temperatura y densidad. A diferencia de la conducción, la convección implica el movimiento macroscópico del fluido.

Existen dos tipos principales de convección: la convección natural (o libre), donde el movimiento del fluido es impulsado por las fuerzas de flotación resultantes de las variaciones de densidad inducidas por la temperatura, y la convección forzada, donde una fuerza externa (como un ventilador o una bomba) provoca el movimiento del fluido.

La Ley de Enfriamiento de Newton proporciona un modelo para la transferencia de calor por convección entre una superficie y un fluido en movimiento.

La ley (ecuación 5), establece que la tasa de transferencia de calor (H) es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie (T_s) y el fluido (T), y al área de la superficie (A) en contacto con el fluido. donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$Q = hA(T_s - T) \quad (5)$$

Donde Q es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Este coeficiente de transferencia de calor por convección (h) representa la efectividad de la transferencia de calor entre una superficie y un fluido. Su valor depende de factores como el tipo de fluido, su velocidad y la geometría de la superficie. Este coeficiente no es una propiedad del material, sino más bien una propiedad del flujo, que refleja la dinámica del flujo del fluido y su interacción con la superficie.

Figura 9.

Valores típicos de coeficientes de convección

Proceso	h (W/m ² K)
Convección libre	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
Convección forzada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20000

Nota. Tomado de (*Mecanismos de transmisión de calor (CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN, RADIACIÓN*), s.f.

3.5.3 Radiación

La radiación es la transferencia de calor a través de ondas electromagnéticas (o fotones) emitidas por cualquier materia que tenga una temperatura superior al cero absoluto (0 Kelvin). A diferencia de la conducción y la convección, la radiación no requiere un medio y puede ocurrir a través del vacío. La capacidad de la radiación para viajar a través del vacío es su característica que la diferencia de los demás mecanismos de transferencia de calor. El tipo e intensidad de la radiación emitida dependen de la temperatura y las propiedades de la superficie del objeto. Los objetos más calientes emiten más radiación a longitudes de onda más cortas. Las propiedades de la superficie, como la emisividad, afectan la cantidad de radiación emitida.

La Ley de Stefan-Boltzmann establece que la energía total radiada por unidad de área superficial de un cuerpo negro por unidad de tiempo es directamente proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo negro (T).

$$Q = \varepsilon\sigma AT^4 \quad (6)$$

Donde Q es la tasa de transferencia de calor, ε es la emisividad de la superficie (0 para un reflector perfecto a 1 para un cuerpo negro), σ es la constante de Stefan-Boltzmann (con un valor de $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$) y A es el área de la superficie. La dependencia de T^4 resalta la fuerte influencia de la temperatura en la transferencia de calor radiativo.

3.6 Zonas no Interconectadas

En Colombia, las Zonas No Interconectadas (ZNI) abarcan aquellas regiones del país que, ya sea por su ubicación geográfica o dispersión poblacional, no están integradas al Sistema Interconectado Nacional (SIN) o carecen de un servicio eléctrico continuo (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021). Estas áreas se caracterizan, generalmente, por dificultades de acceso y por la baja densidad de población, que dificulta la extensión de las redes de transmisión y distribución convencionales (IPSE, 2020).

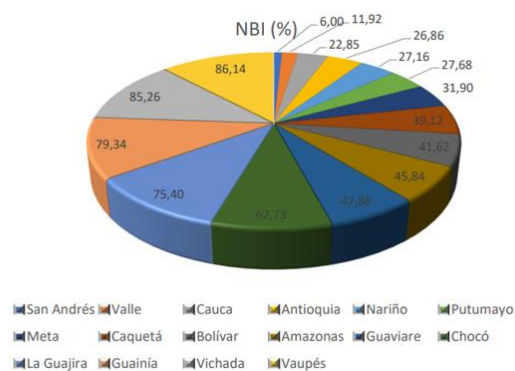
Las ZNI se localizan principalmente en departamentos con elevada ruralidad y territorios insulares, donde la provisión de servicios energéticos se realiza mediante soluciones aisladas, a menudo basadas en generación diésel o en esquemas de electrificación con paneles fotovoltaicos en la localidad. Según la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME, 2023), alrededor del 2–3% de la población colombiana (equivalente a unas 400.000 viviendas) se halla en ZNI, concentradas en departamentos como Amazonas, Chocó, La Guajira, Guainía y Vichada, entre otros. Debido a la falta de acceso eléctrico estable y asequible, las comunidades de ZNI enfrentan limitaciones para la refrigeración de alimentos, medicamentos y otros bienes perecederos, afectando su calidad de vida y su salud (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021).

En los últimos años, el Gobierno colombiano ha promovido la introducción de sistemas de generación renovable distribuida (especialmente energía solar) como estrategia para mejorar la

cobertura eléctrica en ZNI (IPSE, 2020). La adopción de refrigeradores solares con almacenamiento de energía térmica, por ejemplo, en forma de materiales de cambio de fase (PCM), se plantea como solución particularmente idónea para la preservación de alimentos y medicamentos en estas regiones, dado que reduce la dependencia de combustibles fósiles y disminuye el uso de baterías que requieren mantenimiento y sustitución periódica (UPME, 2023).

Figura 10.

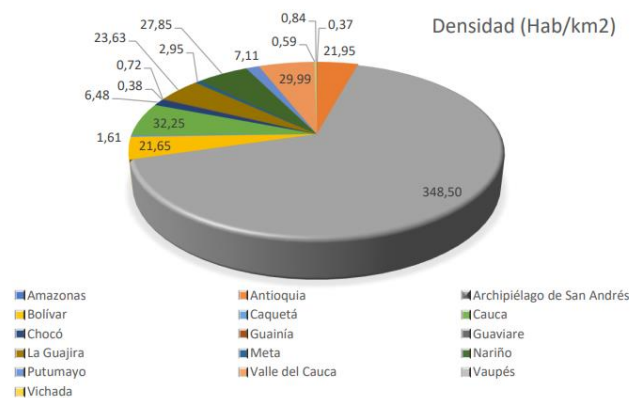
Índice de necesidades básicas insatisfechas (NBI) en las ZNI



Nota. El gráfico muestra el índice de necesidades básicas en el territorio nacional. Reproducido por (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021).

Figura 11.

Densidad poblacional aproximada ZNI



Nota. Tomado de (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021).

3.7 Antecedentes de la investigación

3.7.1 Internacionales

El uso de PCM en refrigeración solar de forma internacional viene desde la década de 2010. En 2010, la Organización Mundial de la Salud (OMS) pre-calificó el primer refrigerador solar de accionamiento directo sin baterías, estableciendo estándares de desempeño para equipos de la cadena de frío de vacunas alimentados por energía solar (SolarChill, s.f.). Estos equipos solares denominados direct-drive (SDD) utilizan la energía solar diurna para congelar un PCM (típicamente agua o una mezcla eutéctica) que actúa como reserva de frío, manteniendo temperaturas seguras durante la noche o días nublados (Comité Internacional de la Cruz Roja, s.f.). Actualmente, múltiples fabricantes ofrecen refrigeradores solares con PCM aprobados por OMS para uso médico, y se estima que entre 15.000 y 20.000 unidades SolarChill (como se mencionó anteriormente esta tecnología de refrigerador solar para vacunas) están instaladas en centros de salud de África, Asia, América Latina y el Caribe (SolarChill, s.f.). Poniendo de ejemplo, el modelo comercial de refrigerador SDD de la empresa Dulas (Reino Unido) emplea un PCM no corrosivo que congela a +5 °C, logrando mantener el compartimento de vacunas entre +2 y +10 °C por hasta 3,9 días en ausencia total de sol (a 43 °C de temperatura ambiente) (Comité Internacional de la Cruz Roja, s.f.).

Sumando a lo anterior la integración de PCM ha hecho viables refrigeradores solares robustos y “a prueba de apagones” en entornos remotos. La comunidad internacional ha desarrollado proyectos e investigaciones que respaldan la efectividad de los PCM en refrigeración solar rural. El proyecto SolarChill, una iniciativa conjunta de agencias (UNICEF, PNUD, OMS) y ONG como Greenpeace, demostró exitosamente prototipos de refrigeradores solares sin batería en

países como Indonesia y Cuba, comprobando que se pueden mantener vacunas entre 0 y 8 °C con PCM (hielo) incluso en entornos tropicales (Bhagat, 2016).

3.7.2 Nacionales

Dentro del contexto colombiano de refrigeración solar con PCM se enmarca en los esfuerzos por llevar servicios energéticos modernos a las Zonas No Interconectadas (ZNI). Aunque la cobertura eléctrica nacional supera el 97% de la población, todavía existen más de 400.000 *hogares* (principalmente rurales) sin acceso a la electricidad convencional (Almario, 2023). Departamentos como Vichada, La Guajira, Amazonas, Guainía, Putumayo y Chocó concentran la mayor parte de estas comunidades aisladas, las cuales enfrentan dificultades para conservar alimentos y vacunas debido a la falta de refrigeración. El gobierno colombiano ha reconocido este desafío; de hecho, en las zonas rurales la cobertura eléctrica es del 86%, significativamente menor que en áreas urbanas, lo cual ha impulsado la búsqueda de soluciones descentralizadas con energías renovables como la solar (Almario, 2023). En este escenario, los refrigeradores solares surgen como una alternativa estratégica para mejorar la calidad de vida en las ZNI, reduciendo la dependencia de costosos combustibles (diésel, gas) empleados tradicionalmente en plantas eléctricas de esas regiones.

Diversas iniciativas y proyectos piloto han introducido refrigeradores solares en comunidades remotas de Colombia, principalmente para aplicaciones de salud pública y desarrollo rural. Un referente importante fue el Proyecto GEF SolarChill, implementado alrededor de 2008-2010 con apoyo del Programa de la ONU para el Medio Ambiente (PNUMA) y el Fondo para el Medio Ambiente Mundial (GEF). En el marco de este proyecto, 37 centros de salud colombianos en áreas apartadas fueron dotados con refrigeradores solares de vacunas tipo SolarChill (SolarChill, s.f.). Estos equipos, similares a los utilizados en África, funcionan sin baterías

eléctricas y emplean hielo (agua) como PCM para mantener la temperatura entre 2 °C y 8 °C durante la noche. La experiencia colombiana de SolarChill demostró la confiabilidad de esta tecnología en entornos locales: las unidades lograron conservar vacunas de manera segura en puestos de salud rurales, funcionando únicamente con paneles solares y almacenamiento en frío, incluso bajo condiciones climáticas variables (e.g. alta humedad y calor del trópico). Los resultados positivos llevaron a que entidades nacionales consideraran la posibilidad de fabricar este tipo de equipos localmente. De hecho, varios fabricantes de refrigeración comercial en Colombia como; Haceb, Hybrytec, Challenger, Indusel, Refrisur, entre otros, manifestaron interés y capacidad para extender sus líneas de producto e incorporar la producción de modelos SolarChill tipo “B” (refrigeradores solares para conservación de alimentos) (SolarChill, s.f.). Esto deja en evidencia un potencial industrial en el país para adoptar tecnologías de PCM en refrigeración solar, apalancando la experiencia adquirida en el sector de cadena de frío de vacunas.

En síntesis, se observa que a nivel nacional Colombia cuenta con antecedentes favorables para la adopción de refrigeradores solares con PCM: pilotos exitosos en centros de salud (SolarChill), interés industrial en fabricar equipos solares de frío, y base científica local que confirma los beneficios técnicos de integrar PCM para lograr mayor autonomía. El contexto de las ZNI colombianas –con alta radiación solar disponible en la mayoría del territorio– es propicio para escalar estas soluciones. La implementación masiva requeriría sin embargo esquemas de financiamiento y modelos de negocio apropiados (por ejemplo: esquemas de pago por uso, subsidios iniciales, cooperativas solares) para superar la barrera del costo inicial en comunidades de bajos ingresos. Aun así, los antecedentes existentes indican que Colombia reúne las condiciones para aprovechar la refrigeración solar con PCM como parte de su estrategia de energización rural y mejora de la calidad de vida en zonas apartadas.

4. Metodología

La presente investigación se desarrolló bajo un enfoque cuantitativo, de tipo experimental-aplicado, orientado al análisis térmico de un sistema de refrigeración solar fotovoltaico asistido por material con cambio de fase (PCM), implementado en condiciones reales en la ciudad de Bucaramanga. El diseño y evaluación del sistema se orientaron hacia su posible aplicación en zonas no interconectadas como Puerto Isabel (Achí, Bolívar). El trabajo se dividió en cuatro fases principales.

4.1 Diseño y dimensionamiento del sistema

Dado que el título del trabajo puede sugerir una aplicación genérica a cualquier zona no interconectada del país o a un refrigerador comercial convencional, es en esta fase dónde se realizó una delimitación precisa del caso de estudio. Se definió como sistema de análisis un refrigerador tipo minibar, operado en configuración off-grid. Asimismo, se delimitó la zona de referencia a Puerto Isabel (Achí, Bolívar), una ZNI que se encuentra en una zona irradiancia solar del país.

Se recopilaron datos de temperatura ambiente, horas de sol pico y trayectoria solar mediante herramientas como PVGIS, PVSyst, WeatherSpark y Global Solar Atlas. Con esta información se dimensionó un sistema solar fotovoltaico compuesto por un panel de 280 W, controlador de carga MPPT, batería VRLA de 12 V – 100 Ah, inversor y cámara de refrigeración tipo minibar (con compresor CBZN122L7GWC). El diseño se ajustó para representar condiciones de uso realistas en una vivienda rural.

4.2 Selección del PCM y carga térmica

Se seleccionó una mezcla de glicerina y agua en proporción 20%/80% en masa, denominada PCM G20, basada en su punto de fusión cercano a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, estabilidad térmica y bajo costo. El PCM fue envasado en tarros plásticos de 900 gramos y distribuido dentro de la cámara.

Como carga térmica de referencia se utilizó un bloque de 2 kg de agua contenido en un cubo de acrílico de dimensiones conocidas, simulando productos de alta humedad como por ejemplo alimentos cárnicos.

4.3. Montaje experimental e instrumentación

El sistema fue instalado en una terraza techada en Bucaramanga en la Universidad Industrial de Santander, operando de forma completamente autónoma mediante energía solar. No se realizaron controles activos sobre la temperatura ambiente ni la radiación recibida, de modo que el sistema fue evaluado bajo condiciones reales de exposición. La instrumentación incluyó termómetros digitales ubicados tanto en el exterior como en el interior de la cámara de refrigeración, en el PCM y en el agua, según lo mostrado en la figura correspondiente en el capítulo experimental. La toma de datos se realizó manualmente mediante fotografías cada 20 minutos, que luego fueron digitalizadas en Excel para construir las curvas de evolución térmica.

4.4 Simulación y análisis de datos

Se elaboró una simulación en SolidWorks a partir de las dimensiones reales del refrigerador, el cubo de agua y los envases del PCM. Las propiedades térmicas del PCM fueron obtenidas de las curvas del estudio de Medeiros et. al (2019) y digitalizadas mediante la herramienta Automeris. La simulación permitió estimar la distribución térmica en la cámara y el comportamiento del sistema en condiciones de temperatura ambiente. Posteriormente, se compararon las curvas experimentales con los resultados del modelo para validar la respuesta térmica del sistema. Además, se calcularon indicadores como la duración de conservación térmica, el consumo energético acumulado y el Coeficiente de Rendimiento (COP).

5. Acotaciones del Problema

Esta sección va a permitir delimitar y enfocar la investigación dentro de un campo de estudio que, de otra manera, podría ser demasiado amplio, especialmente en un país como Colombia que cuenta con numerosas zonas no interconectadas.

5.1 Delimitación Geográfica

Haciendo revisión de indicadores y características de las ZNI en Colombia se observa lo siguiente:

Figura 12.

Fragmento de otros indicadores de ZNI

ZONA	ZNI	AMAZONIA	ORINOQUIA	PACÍFICO	NORTE	INSULAR
Departamentos	18	6	2	4	5	1
Municipios	83	31	5	37	8	2
Localidades con reporte en SUI a dic 2020	2.082	396	13	1549	122	2
Prestadores con localidades codificadas 2020	86	13	3	64	5	1
Total viviendas	2.215.680	105.150	77.714	1.002.465	1.006.918	23.433

Nota. Tomado de (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021).

Teniendo en cuenta los datos mostrados en la figura 10 y en la figura 11, sumándole los datos de cobertura y sociodemográficos compartidos por el Departamento Nacional de Estadísticas (DANE) (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021). Se podría definir cinco grandes ZNI, como se observa en la siguiente tabla:

Tabla 1.

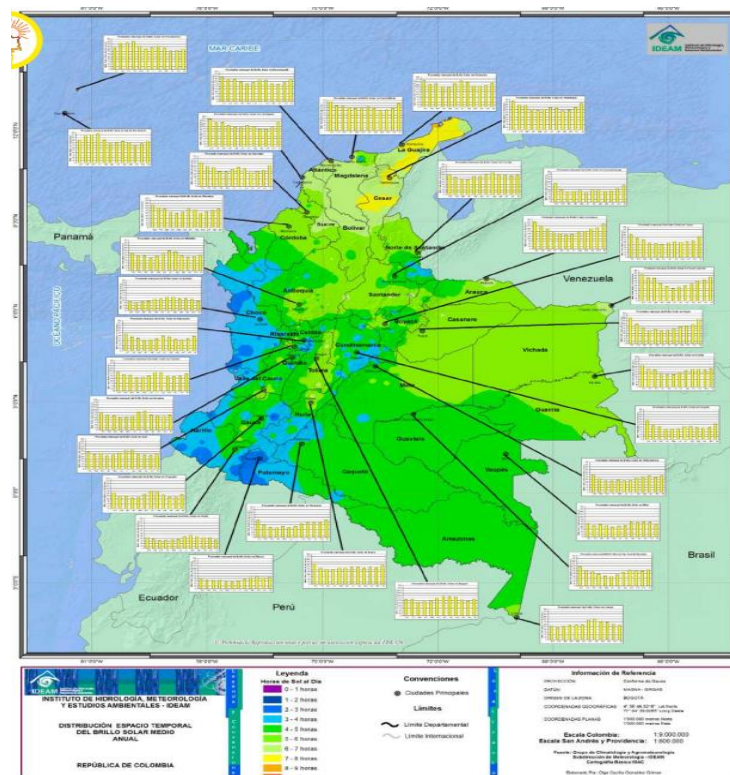
Datos climáticos específicos de los grandes grupos de ZNI.

ZONA	Departamentos	Temperatura Promedio [°C]	Humedad relativa [%]	Precipitaciones anuales [mm]
Amazonia	Amazonas, Putumayo,	Entre 24°C y 27°C	85%	Entre 3000 mm y 4000 mm

	Guaviare, Guainía y Caquetá			
Orinoquia	Meta y Vichada	27°C hasta 33°C	Entre 60% y 80%	Entre 2500 mm hasta 6000 mm
Pacífico	Chocó, Valle del Cauca, Cauca y Nariño	24°C	NC*	10000 mm
Norte	Antioquia, Córdoba, Bolívar, La Guajira y Magdalena	Entre 25°C y 28°C, pero alcanza hasta los 40°C (en zonas como la guajira)	80%	NC*
Insular	San Andrés y Providencia	27°C	NC*	Entre 1500 mm y 2000 mm

Nota. Adaptado de (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2021). NC, representa los datos no compartidos en el informe.

Considerando las grandes áreas donde se encuentran las ZNI podemos entonces seguir delimitando la investigación en aspectos importantes para el proyecto como lo son la irradiancia global media donde se encuentren estas zonas en cuál ya se observa en la Figura 5 y su promedio anual multianual de horas de sol al día.

Figura 13.*Promedio anual multianual de horas de Sol al día*

Nota. Se muestra el promedio anual multianual de las horas de sol en el territorio colombiano con histogramas de las principales ciudades del país. Tomado de (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017).

Tabla 2.*Irradiancia y Horas de Sol promedio en las ZNI (conclusión)*

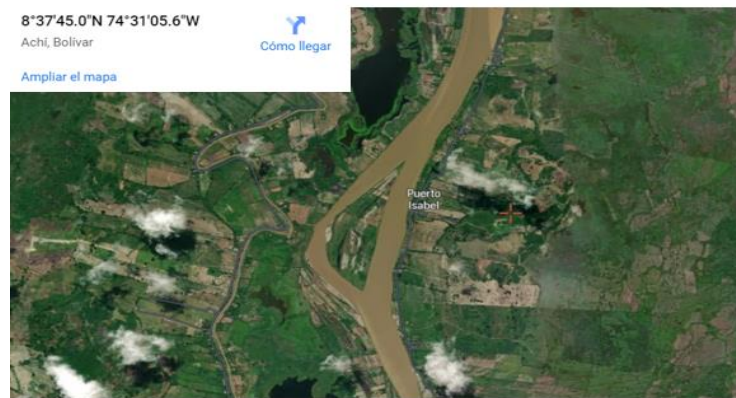
Área en la que se encuentra la ZNI	Irradiancia (KWh/m ² /día)	Horas de Sol
Caribe/Norte	4.5 – 5.0	6 – 7
Orinoquía	4.5 – 5.0	6 – 7
Insular	5.0 – 5.5	7 – 8
Amazonia	3.5 – 4.0	4 – 5
Pacífico	3.0 – 4.0	3 – 4

Nota. Tabla diseñada a partir de los datos de (Benavides Ballesteros, Simbagueva Fonseca, & Zapata Lesmes, 2017).

Para delimitar un área específica del país, se ha basado en dos criterios importantes, el primero siendo que por la naturaleza del proyecto que los datos a tener en cuenta sean en una ZNI que tenga una alta irradiancia solar, y el segundo es que el autor conozca de primera mano la problemática expuesta. Es por esto que se ha seleccionado específicamente una zona del Caribe/Norte, basándose en un área de la parte sur del departamento de Bolívar, una zona que cuenta con varios pueblos, para tener uno de referencia se va a mencionar a Puerto Isabel.

Figura 14.

Coordenadas de Achí, Bolívar (Ubicación de Puerto Isabel)



Nota. Coordenadas obtenidas a través de la vista satelital de Google, e imagen captada por Satellites.pro

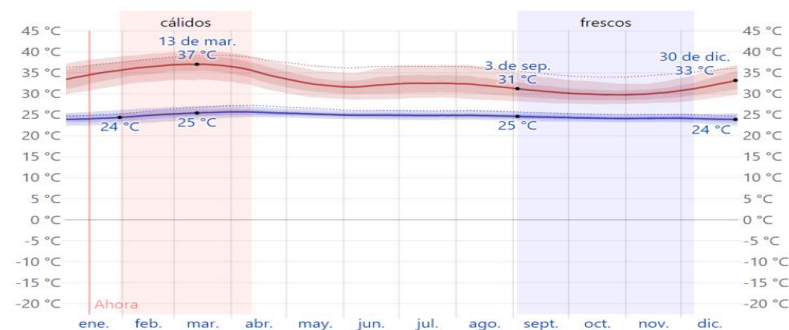
Puerto Isabel es una zona no interconectada (ZNI) un asentamiento rural aislado (como se observa en la Figura 13) que carece de conexión al Sistema Interconectado Nacional, dependiendo por tanto de soluciones locales para conseguir llevar el servicio de electricidad a este lugar (Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, 2017). Este enfoque geográfico se justifica por dos razones principales, como se ha mencionado anteriormente la región Caribe de Colombia (donde se ubica Bolívar) como se observa en la Tabla 2, cuenta con alta irradiación solar durante todo el año. Amplios sectores de la costa Caribe registran intensidades de radiación solar global superiores a 4,5 kWh/m² diarios, con valores pico en torno a 5,5–6,0 kWh/m² en las zonas más

favorables (Medina Casas et al., 2019). Esta abundancia de recurso solar evidentemente hace viable la implementación de un refrigerador fotovoltaico en la localidad. En segundo se tiene, la experiencia directa del autor en Puerto Isabel que proporciona un conocimiento empírico del contexto social, climático y energético del lugar, lo que facilita la adecuación del diseño experimental a las condiciones reales de la comunidad.

A pesar de que se muestre en el mapa, como se observa en la Figura 14 las coordenadas mostradas no son específicas de Puerto Isabel, si no que muestran el municipio más cercano y relevante en ese sector que sería Achí separados por una distancia de ocho kilómetros aproximadamente.

Figura 15.

Temperatura máxima, mínima y promedio en Achí, Bolívar.



Nota. Tomado WeatherSpark, (s.f.) que a su vez toma los datos del satélite MERRA-2.

Figura 16.

Temperaturas promedio tabuladas por mes.

Promedio	ene.	feb.	mar.	abr.	may.	jun.	jul.	ago.	sept.	oct.	nov.	dic.
Máxima	35 °C	36 °C	37 °C	35 °C	32 °C	32 °C	33 °C	32 °C	31 °C	30 °C	30 °C	32 °C
Temp.	29 °C	30 °C	31 °C	30 °C	28 °C	28 °C	28 °C	28 °C	27 °C	27 °C	27 °C	28 °C
Mínima	24 °C	25 °C	26 °C	26 °C	25 °C	25 °C	25 °C	25 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C

Nota. Tomado WeatherSpark, (s.f.) que a su vez toma los datos del satélite MERRA-2.

Después de observar los datos de la Figura 15 y 16, se puede concluir que, el mes más cálido de Achí es marzo con una temperatura máxima de 37°C y su mínima 26°C, lo que refleja un promedio térmico elevado. En contraste con la temporada más fresca en el municipio, siendo entre los meses de octubre y noviembre.

Figura 17.

Hora de luz natural en Achí, Bolívar.



Nota. La línea negra indica la cantidad de horas las cuales el sol está visible, la transición de colores del eje Y indican el cambio de luz natural, crepúsculo y noche total. Tomado WeatherSpark, (s.f.) que a su vez toma los datos del satélite MERRA-2.

Figura 18.

Promedio de Horas de Luz Natural por mes

Horas de	ene.	feb.	mar.	abr.	may.	jun.	jul.	ago.	sept.	oct.	nov.	dic.
Luz natural	11,7 h	11,9 h	12,1 h	12,3 h	12,5 h	12,6 h	12,6 h	12,4 h	12,2 h	11,9 h	11,7 h	11,6 h

Nota. Tomado de Weather Spark, (s.f.).

Cabe especificar que, debido a la ausencia de datos climáticos específicos de Puerto Isabel y los pueblos de los alrededores, se han empleado registros meteorológicos de Achí, Bolívar (municipio vecino en la margen opuesta del río Cauca) como referencia aproximada. Achí comparte condiciones geográficas similares (baja altitud, clima tropical cálido) con Puerto Isabel, por lo que sus datos de temperatura e irradiación son representativos para fines de este análisis. En

síntesis, la elección de Puerto Isabel como zona de referencia para el estudio responde a su necesidad de soluciones energéticas, como a su elevado potencial solar disponible, dos factores que la convierten en un caso de interés para evaluar la viabilidad de un refrigerador solar fotovoltaico asistido por material de cambio de fase en entornos rurales aislados.

5.2 Escala del sistema

El prototipo que se emplea es a una escala de laboratorio que tiene como base un congelador tipo minibar (con un compresor CBZN122L7GWC) que fue originalmente parte de un banco de pruebas de laboratorio desarrollado en un trabajo de grado previo (Ortiz Ortiz & Pinzón Abril, 2016). Dicho banco se diseñó y construyó con el propósito de analizar y controlar el proceso de descongelamiento en sistemas de refrigeración, sentando las bases técnicas para la instrumentación y evaluación del comportamiento térmico. En el actual estudio, este banco se ha adaptado dicho refrigerador para ser incorporado a un sistema fotovoltaico y a su vez asistido con un material de cambio de fase, con el fin de simular el funcionamiento de una nevera solar.

Figura 19.

Banco de laboratorio para el control y análisis de descongelamiento en un sistema de refrigeración



Nota. Imagen del banco de laboratorio elaborado por (Ortiz Ortiz & Pinzón Abril, 2016)

Es importante aclarar que esta aproximación no busca replicar un equipo comercial a gran escala, sino analizar el comportamiento térmico fundamental del sistema en condiciones normales e incursionar en la integración fotovoltaica para un uso doméstico. El uso de prototipos a pequeña escala es una práctica común en la investigación, ya que permite explorar fenómenos de transferencia de calor y rendimiento termodinámico con menores costos y mayor control experimental (Samson, Echarri, & El Hasi, 2008).

En términos generales, la delimitación en escala deja claro que es un sistema experimental compacto (un minibar instrumentado) cuyo propósito fue ensayar el concepto del refrigerador solar con material de cambio de fase, más que producir un dispositivo comercial final. Esta aproximación reducida, aunque conlleva simplificaciones, resulta adecuada para caracterizar el desempeño térmico básico y extraer conclusiones transferibles a futuros desarrollos a escala real.

5.3 Delimitación del producto refrigerado

En cuanto al contenido a refrigerar, se delimitó a utilizar agua (H_2O) como fluido de prueba en el interior de la cámara de refrigeración. Es decir, en lugar de enfriar directamente alimento que sería un abanico demasiado amplio de opciones, se empleó un recipiente de acrílico con agua que simulan la carga térmica equivalente de un producto alimenticio. La elección se fundamenta en varias consideraciones técnicas y prácticas. Primeramente, el agua es una sustancia de bajo costo y fácil manipulación, lo que simplifica enormemente las pruebas de laboratorio (facilidad de almacenamiento, medición de volumen, repetibilidad de ensayos sin llegar a incurrir en desperdicio de comida, etc.).

Adicionalmente las propiedades termo físicas del agua son representativas de muchos alimentos refrigerados. La mayoría de los productos cárnicos y víveres perecederos tiene un contenido de agua muy elevado; por ejemplo, la carne fresca está compuesta en aproximadamente

un 70–75% por agua en peso (León, Orduz, & Velandia, 2017; Çengel, Y. A., & Boles, M. A. 2015). En consecuencia, el comportamiento térmico (capacidad calorífica, conductividad, inercia térmica) de tejidos como la carne está dominado por su fracción acuosa (León et al., 2017).

Emplear agua pura como carga de ensayo permite entonces simular de manera razonable la respuesta de enfriamiento que tendría un alimento de alta humedad (como carne de res, e incluso lácteos, frutas u hortalizas) dentro del refrigerador. Desde el punto de vista de la transferencia de calor, 1 litro de agua proporciona una masa térmica análoga a la de un kilogramo de alimento con alto contenido rico en agua, facilitando la experimentación sobre tiempos de enfriamiento, estabilización de temperatura. Por último, vale resaltar que el uso de agua como producto refrigerado cuenta con aval en la literatura técnica: distintos autores la han utilizado como lastre térmico para estabilizar sistemas de refrigeración. Por ejemplo, Chojnacky y Rodríguez (2020), reportan que la colocación de botellas de agua en refrigeradores domésticos mejora la estabilidad de la temperatura interna ante interrupciones de energía, gracias a la alta capacidad calorífica del agua que atenúa las fluctuaciones térmicas. En el contexto de este estudio, utilizar agua líquida permitió cuantificar de forma consistente la capacidad de enfriamiento del sistema (mediante registros de la temperatura del agua a lo largo del tiempo) y evaluar cómo el material de cambio de fase contribuía a prolongar la conservación del frío. Además, se hace especial énfasis en la carne ya que es el producto que más desean conservar.

Tabla 3.

Propiedades Termofísicas del Agua (25°C, 1 atm)

Propiedad	Valor	Unidades
Densidad (ρ)	997.0	kg/m ³
Calor específico (C_p)	4.182	kJ/kg·K
Conductividad térmica (k)	0.607	W/m·K
Calor latente de fusión (L_f)	334	kJ/kg

Nota. Adaptado de Çengel & Ghajar (201).

Tabla 4.*Propiedades Termofísicas del Hielo (-0,15 °C)*

Propiedad	Valor	Unidades
Densidad (ρ)	920	kg/m ³
Calor específico (C_p)	2,040	kJ/kg·K
Conductividad térmica (k)	1,88	W/m·K

Nota. Adaptado de Çengel & Ghajar (201).

En resumen, la delimitación del producto refrigerado se estableció en agua por ser un sustituto térmico sencillo pero representativo de productos alimenticios de interés mientras garantiza así los hallazgos sobre desempeño térmico del refrigerador solar sean extrapolables a escenarios reales de conservación de alimentos en comunidades rurales aisladas.

6. Sistema Propuesto

Se propone un sistema conocido como off-grid (o sistema autónomo) el cual genera, almacena y distribuye energía sin necesidad de conexión física al Sistema Interconectado Nacional (SIN). Se plantea un sistema fotovoltaico con banco de baterías, capaz de abastecer en forma continua las cargas críticas de la instalación. Su arquitectura incluye: (i) un generador solar de corriente continua, (ii) un controlador MPPT, (iii) almacenamiento electroquímico para la franja nocturna, y (iv) un inversor de onda senoidal pura para los consumos en corriente alterna. Al no depender de líneas de transmisión externas, el sistema elimina pérdidas eléctricas por distancia, evita interrupciones asociadas a fallos de la red y además de reducir emisiones ligadas al diésel que normalmente son las que respalda a las Zonas No Interconectadas (ZNI).

6.1 Cámara de Refrigeración

Como se vio anteriormente la cámara de refrigeración (o congelación) ha sido seleccionada debido a los criterios establecidos, así como se observa en la Figura 19, se va a trabajar por la cámara de refrigeración propuesta por en el banco de laboratorio para el control y análisis de descongelamiento en un sistema de refrigeración (Ortiz Ortiz & Pinzón Abril, 2016). Por ende, es a partir de esta cámara de refrigeración que se va a dimensionar el resto del sistema para su uso experimental.

Tabla 5.

Dimensiones físicas del congelador prototipo

Componente	Medida (cm)	Medida (m)
Cuerpo principal		
Alto	51.0	0.510
Ancho	40.7	0.407
Profundidad	46.0	0.460
Espesores		
Paredes laterales	3.0	0.030
Pared posterior	7.2	0.072
Vidrio (puerta)		
Grosor	0.3	0.003
Alto (total)	41.6	0.416
Ancho (total)	33.0	0.330
Alto (área visible)	39.7	0.397
Ancho (área visible)	31.1	0.311
Icopor (aislante)	1.4	0.014

Nota. Datos obtenidos midiendo el congelador. Elaborada por el autor.

6.1.1 Compresor

Al ser un banco de laboratorio orientado al análisis del descongelamiento, la cámara de congelación ha sido acoplada un compresor C-BZN122L7GWC, que opera de forma continua.

Tabla 6.*Especificaciones técnicas del compresor CBZN122L7GWC*

Parámetro	Valor	Unidades/Tolerancias	Notas
Fabricante	Mabe Sanyo Compressors	—	Modelo para 116-127V/60Hz
Tipo	Hermético, convección natural	—	Protección interna
Voltaje nominal	116-127V	60 Hz	Confirmado por etiqueta
Consumo eléctrico	156 W	1.36 A ($\pm 8\%$)	Calculado: $115V \times 1.36A$
Capacidad de enfriamiento	615 BTU/h	≈ 180 W	60 Hz
Refrigerante	R-134a	—	PH1 R134a

Nota. Datos relevantes del compresor, vistos en su etiqueta, y adaptado a su vez de (Mabe, 2015)

Figura 20.*Datasheet de compresor CBZN122L7GWC*

TEST CONDITIONS: @100V50Hz		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 45°C (+113°F))					
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	302	76	89	83	0.93	1.71	3.65	0.92	1.07
-30	(-22)	446	112	131	96	1.06	2.53	4.64	1.17	1.36
-25	(-13)	615	155	180	111	1.21	3.49	5.55	1.40	1.63
-20	(- 4)	812	205	238	126	1.36	4.62	6.44	1.62	1.89
-15	(+ 5)	1040	262	305	142	1.51	5.94	7.33	1.85	2.15
-10	(+14)	1302	328	382	157	1.66	7.46	8.25	2.08	2.42

Nota. Tomado de (Ortiz Ortiz & Pinzón Abril, 2016).

6.2 Módulo Fotovoltaico

El módulo fotovoltaico debe estar condicionado a garantizar un suministro estable de energía en zonas no interconectadas (ZNI). Se observa que el principal parámetro a cubrir es la potencia aproximada de 156 W (aproximada) demandada por el compresor (ver Tabla 6), además se debe tener en cuenta un margen de seguridad para compensar las pérdidas inherentes del sistema

(controlador de carga, baterías, variaciones en la radiación solar y factores ambientales). Bajo estas circunstancias se adopta un sobredimensionamiento del módulo fotovoltaico, como se observa en la siguiente figura (ver Figura 21).

Figura 21.

Módulo Fotovoltaico



Nota. Se muestra el módulo fotovoltaico y su etiqueta de especificaciones. Imagen elaborada por el autor.

Tabla 7.

Especificaciones técnicas del módulo fotovoltaico AS-6P30-280W

Parámetro	Valor	Unidades	Condiciones estándar (STC)
Potencia máxima (Pm)	280	W	E=1000W/m ² , Tc=25°C, AM=1.5
Voltaje de circuito abierto (Voc)	38.6	V	—
Corriente de cortocircuito (Isc)	9.31	A	—
Voltaje máximo de operación (Vmp)	31.5	V	—

Corriente máxima de operación (Imp)	de	8.89	A	—
Tolerancia de potencia		0 a +3%	—	—
Dimensiones		1640*992*35	mm	—

Nota. Se organizan las especificaciones del módulo fotovoltaico. Elaborado por el autor.

6.2.1 Ángulo de Inclinación y Orientación

Al momento de haber diseñado un sistema fotovoltaico, uno de los aspectos más importantes es determinar el ángulo de inclinación (β) de los módulos respecto a la horizontal, ya que este va a influir directamente en la cantidad de radiación solar que incide sobre la superficie. La elección del ángulo afecta tanto la captación de la radiación directa como la difusa, y de ello depende el rendimiento anual del sistema.

A nivel fundamental la radiación solar que incide sobre una superficie inclinada se puede estimar mediante la siguiente ecuación:

$$I_t = I_b \cos \theta + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_r \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (7)$$

Dónde en la ecuación 4, I_t es la radiación total de la superficie inclinada; I_b es la irradiancia del haz directo, I_d es la irradiancia difusa, I_r irradiancia reflejada, ρ es el coeficiente de reflectividad del suelo, y finalmente β representa el ángulo de inclinación del módulo fotovoltaico con respecto a la horizontal.

$$\beta = \varphi - \delta \quad (8)$$

Por otro lado, el α es el ángulo de incidencia, que se relaciona tanto con la posición del sol como con la inclinación del módulo. Durante el mediodía solar, cuando la radiación es máxima, se puede determinar la altura del sol mediante:

$$\alpha = 90 - |\varphi - \delta| \quad (9)$$

Dónde en la ecuación 5 tenemos; α es el ángulo del sol sobre el horizonte, φ es la latitud del lugar, y δ es la declinación solar, que varía diariamente según la expresión:

$$\delta = 23,45 \text{sen} \left(\frac{360}{365} (284 + n) \right) \quad (10)$$

Siendo n el día del año (ver Figura 21 y Apéndice A). (Duffie & Beckman, 2013).

Figura 22.

Días promedio recomendados por mes y valores de n por mes

Month	n for i th Day of Month	For Average Day of Month		
		Date	n	δ
January	i	17	17	-20.9
February	$31 + i$	16	47	-13.0
March	$59 + i$	16	75	-2.4
April	$90 + i$	15	105	9.4
May	$120 + i$	15	135	18.8
June	$151 + i$	11	162	23.1
July	$181 + i$	17	198	21.2
August	$212 + i$	16	228	13.5
September	$243 + i$	15	258	2.2
October	$273 + i$	15	288	-9.6
November	$304 + i$	14	318	-18.9
December	$334 + i$	10	344	-23.0

Nota. Tomado de (Duffie & Beckman, 2013).

Es entonces que en la ciudad de Bucaramanga (lugar dónde se simula la situación del refrigerador solar), el día ocho de abril que se hacen las pruebas se tiene un $n = 98$, usado en la ecuación 6, se determinó un ángulo de inclinación de $0,34^\circ$ (β), (ver Apéndice A) es decir una posición prácticamente horizontal en pro de la captación de la radiación solar. En lo que respecta a la orientación, la superficie del módulo debe mirar hacia el sur geográfico, debido a que, al estar en el hemisferio norte, la trayectoria promedio anual del sol cruza el cielo por el sur (Masters, 2004).

Tabla 8.*Ángulo de inclinación del módulo*

Día/Mes	Valor n	Ángulo de inclinación (°)
8 / Abril	98	0,34
9 / Abril	99	-0,05
10 / Abril	100	-0,39

Nota. A efectos prácticos se observa que el módulo fotovoltaico estará totalmente horizontal.

Por otro lado, para un panel con inclinación fija, no se puede seguir perfectamente la trayectoria del sol, por consiguiente, se busca un ángulo que represente el mejor compromiso para todo el año. Se puede posicionar el módulo a un ángulo igual a la latitud ($\beta \approx \varphi$) lo posiciona de forma óptima para captar la radiación durante los equinoccios y promedia razonablemente bien la captación durante los solsticios. Es decir, aunque no sea perfecto cada día, maximiza la energía total anual recogida.

Esta simplificación se justifica porque la declinación solar, que varía entre aproximadamente -23.45° y 23.45° a lo largo del año, genera en latitudes cercanas al ecuador cambios en la altura solar (ecuación 5) que son poco significativos (Duffie & Beckman, 2013). En general en el territorio nacional los paneles se posicionan en un rango de entre 10° a 15° .

Figura 23.*Ángulos de inclinación óptimos según PVGIS*

Resultados de la simulación:	
Ángulo de inclinación [°]:	10 (opt)
Resultados de la simulación:	
Ángulo de inclinación [°]:	12 (opt)

Nota. Se muestra el ángulo óptimo calculado por PVGIS, en la parte superior para Bucaramanga, Santander, en la zona inferior para Achí, Bolívar.

Tabla 9.
Ángulo óptimo

Ciudad / Región	Ángulo Óptimo promedio	Ángulo Óptimo (PVGIS)
Bucaramanga, Santander	7°	10°
Achí, Bolívar	Entre 8° a 9°	12°

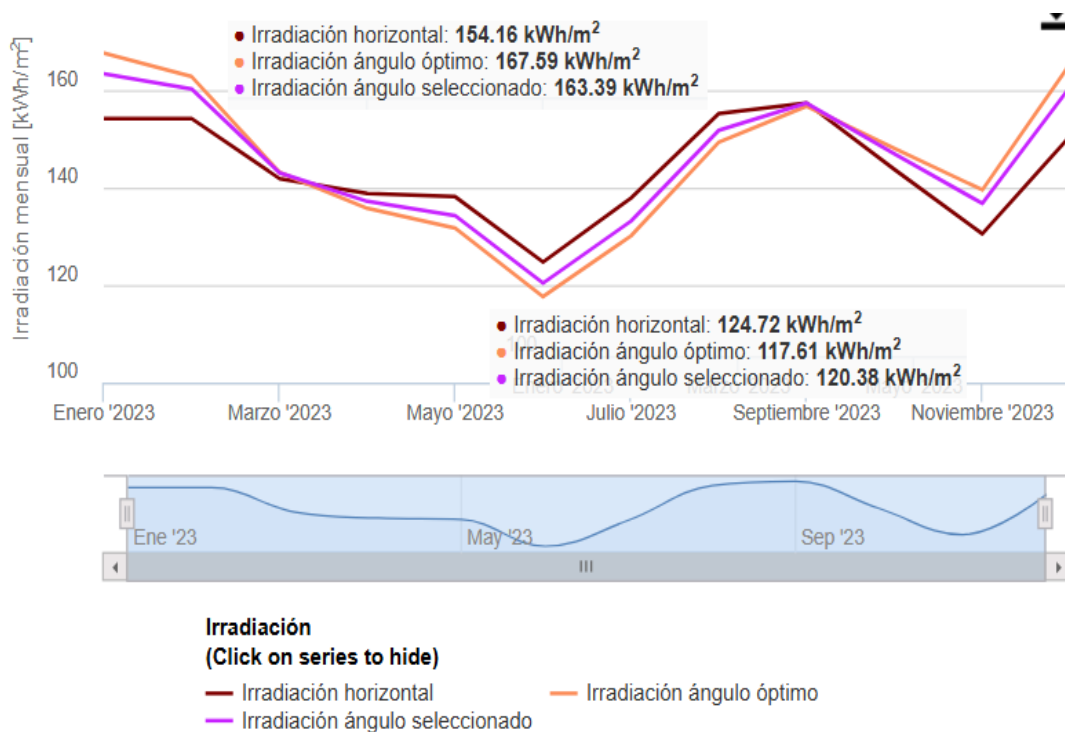
Figura 24.

Posición del Módulo Fotovoltaico en pruebas



6.2.2 Irradiación

Para garantizar un diseño óptimo de los sistemas fotovoltaicos en ambos emplazamientos, se comparó la irradiación solar mensual obtenida de PVGIS, en tres escenarios: plano horizontal (global horizontal o GHI), ángulo óptimo (según PVGIS) y la inclinación óptima promedio.

Figura 25.*Irradiancia Mensual en Bucaramanga*

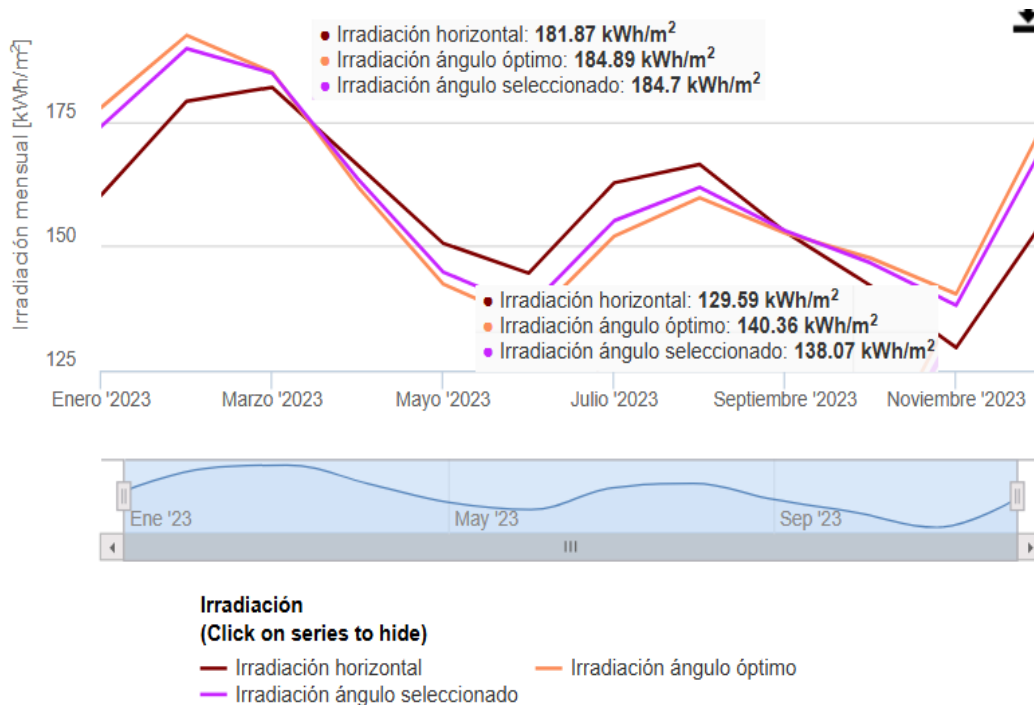
Nota. Gráfica de datos de Bucaramanga obtenidas a través de Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) (Joint Research Centre, s.f.)

En el caso de Bucaramanga, la irradiación incidente sobre una superficie horizontal varía de manera moderada a lo largo del año, con un máximo en enero (154 kWh/m²) y valores mínimos en junio (124 kWh/m²). Al inclinar los módulos a 7° muy cercano al ángulo óptimo de 10° determinado por PVGIS, la irradiación ajustada aumenta entre un 2 % y un 4 % en todos los meses. Por ejemplo, se puede observar que mientras que en enero la irradiación horizontal es de 154 kWh/m², el plano inclinado captura aproximadamente 160 kWh/m²; de igual modo, en junio el valor se mantiene alrededor de 120 kWh/m² en inclinación. Esta mejora contribuye a suavizar la estacionalidad, reduciendo el rango entre meses altos y bajos de unos. Además, se observa que

mientras el ángulo calculado por PVGIS capta más irradiación en meses de irradiación alta (valga la redundancia), el ángulo promedio capta más en meses donde la irradiación es más crítica.

Figura 26.

Irradiación Mensual en Achí



Nota. Gráfica de datos de Achí obtenidas a través de Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) (Joint Research Centre, s.f.).

Por su parte, como se puede observar en la figura anterior (Figura 26) Achí, Bolívar, presenta un recurso solar ligeramente superior y más variable. La irradiación horizontal fluctúa entre un mínimo de 129 kWh/m² en el mes de noviembre y un máximo de 181 kWh/m² en marzo. Al aplicar la inclinación de 9°, y la óptima calculada por PVGIS del 12°, se logra un incremento de captación de entre el 3 % y el 5 % mes a mes; así en el mes que sería crítico, o sea, noviembre de 129 kWh/m² se pasaría a una captación aproximadamente 140 kWh/m². La mayor amplitud estacional en Achí (unos 52 kWh/m² horizontal) se reduce ligeramente con la inclinación, lo que favorece una producción más homogénea.

En conjunto, estos resultados confirman que, en ambos sitios, la adopción de una inclinación cercana a la latitud local (7° para Bucaramanga y 9° para Achí) maximiza la captación anual con mejoras de hasta un 5 % respecto al plano horizontal.

6.2.3 Horas de Sol Pico

Para caracterizar con precisión el recurso solar disponible en cada emplazamiento se utiliza el indicador Horas Sol Pico (HSP), que equivale al número de horas diarias bajo una irradiancia constante de 1000 W/m² necesarias para reproducir la energía recibida en un día. Se expresa matemáticamente de la siguiente manera (ver Ecuación 8).

$$HSP = \left(\frac{1}{1000 * 365} \right) \sum_{i=1} G_i \quad (11)$$

Donde G_i corresponde a la irradiación global inclinada (Wh/m²) registrada en cada hora del año. En este trabajo se descargaron de PVGIS (European Commission – JRC, 2023) los datos horarios de irradiación en Bucaramanga y en Achí, Bolívar (ver Apéndice B y C); tras sumar todos los valores, finalmente se obtuvo media 4,7 kWh/m²·día en Bucaramanga y 5,2 kWh/m²·día en Achí.

Con estos valores, se puede estimar la energía eléctrica diaria que puede entregar el módulo fotovoltaico, según la expresión:

$$E = P_{pico} * HSP \quad (12)$$

Dónde:

E es la energía generada en promedio cada jornada, en (Wh/día).

P_{pico} es la potencia máxima del módulo, en (W)

HSP son las Horas Sol Pico, equivalentes a la irradiación inclinada media diaria

Aplicando la fórmula con un módulo de 280 W, se obtienen valores de 1288 Wh/día y 1456 Wh/día, para Bucaramanga y Achí respectivamente.

6.2.4 Horas de Luz Natural

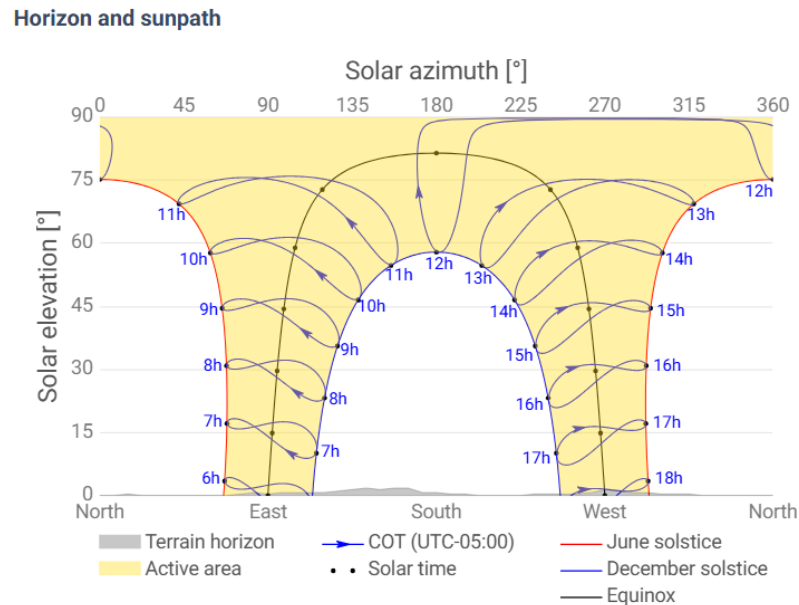
Más allá de las Horas Sol Pico, que condensan la irradiación diaria en horas equivalentes a 1000 W/m², el módulo fotovoltaico recibe radiación (tanto directa como difusa) desde el amanecer hasta el ocaso. En latitudes cercanas al ecuador, como lo es en el territorio nacional, la luz natural está presente aproximadamente entre 6 h y 18 h, lo que supone cerca de 12 h diarias de fotones disponibles. Durante ese intervalo, aunque la irradiancia instantánea sea inferior a 1000 W/m² en las primeras y últimas horas del día, el panel sigue suministrando corriente. Esto no solo aumenta la producción diaria real, sino que mejora la carga del banco de baterías y contribuye a suavizar las fluctuaciones de irradiancia. En consecuencia, un análisis completo debe considerar tanto las HSP como la ventana completa de luz natural, que determina la generación continua y la estabilidad del sistema fotovoltaico.

Si bien, las horas pico de sol (HSP) condensan todo el perfil diario de irradiancia en un número equivalente de horas a 1 000 W/m². Si desea estimar la potencia a cada hora es decir qué produce el sistema fuera de las HSP se puede explicar que en cada hora el panel entrega (ver Apéndice B y C):

$$P(t) = P_{nominal} \cdot \frac{G(t)}{1000 \text{ W/m}^2} \quad (13)$$

Figura 27.

Diagrama de trayectoria solar (Horizon and sun-path) para Achí, Bolívar

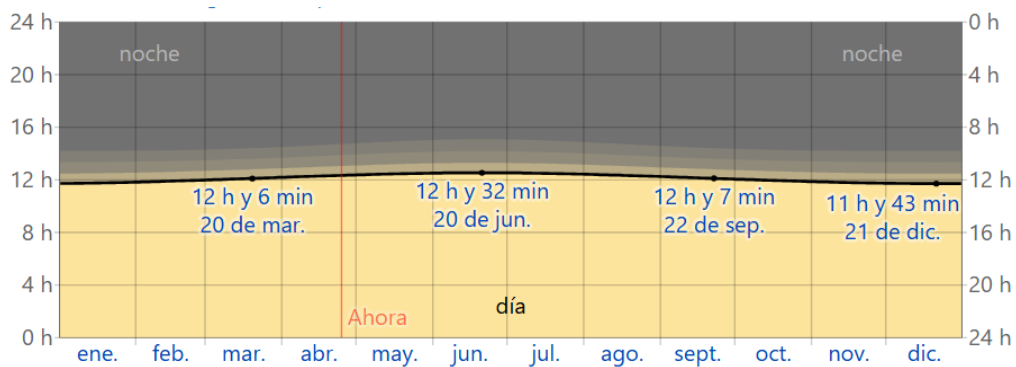


Nota. Diagrama reproducido por Global Solar Atlas (World Bank Group & Solargis, s.f.) y datos verificados con el programa PVSyst.

Según el diagrama de trayectoria solar para Achí, Bolívar (Global Solar Atlas, 2023), el Sol supera el horizonte local aproximadamente a las 06:00 h y se oculta a las 18:00 h. La zona activa (es decir el área amarilla) confirma que el panel recibe radiación durante aproximadamente 12 horas de luz natural, más allá de las 5 HSP concentradas en irradiación máxima. Este intervalo de luz total es el que determina el periodo de generación fotovoltaica, aunque a menor potencia en las primeras y últimas horas del día. Confirma a su vez los datos vistos en la Figura 17 y la Figura 18.

Figura 29.

Horas de Luz Natural para Bucaramanga, Santander.



Nota. Explicación del gráfico en la Figura 17. Tomado de WeatherSpark, (s.f.).

Figura 30.

Promedio de Horas de Luz Natural por mes - Bucaramanga, Santander

Horas de	ene.	feb.	mar.	abr.	may.	jun.	jul.	ago.	sept.	oct.	nov.	dic.
Luz natural	11,8 h	11,9 h	12,1 h	12,3 h	12,5 h	12,5 h	12,5 h	12,3 h	12,1 h	12,0 h	11,8 h	11,7 h

Nota. Tomado de WeatherSpark, (s.f.).

Es posible notar entonces que en ambas ubicaciones (Bucaramanga y Achí) la ventana de luz natural disponible (de aproximadamente 12 h diarias) es prácticamente idéntica, de modo que el refrigerador podrá recibir irradiación y, por tanto, generar energía durante la misma franja horaria. Sin embargo, las Horas Sol Pico difieren: mientras en Achí alcanza alrededor de 5,2 HSP/día, en Bucaramanga cae a unas 4,7 HSP.

Esta diferencia en HSP implica que, aunque el refrigerador opere con luz solar desde el amanecer hasta el ocaso en ambos sitios, la cantidad de energía concentrada en los picos de irradiancia será mayor en Achí. En la práctica significa que:

En Achí, los paneles producirán más energía durante las horas centrales, facilitando una recuperación más rápida de la carga de las baterías y permitiendo ciclos de descongelación más frecuentes o una mejor estabilidad térmica del refrigerador.

En Bucaramanga, la energía captada en horas pico será un aproximadamente de un 12 % menor, por lo que deberá contar con un banco de baterías ligeramente más grande o una gestión de carga más conservadora para garantizar la misma autonomía.

En conclusión, aunque la duración de la generación fotovoltaica es equivalente en ambos sitios, el recurso solar efectivo (HSP) es superior en Achí, lo que confiere mayor margen de diseño y resiliencia al sistema. Aun así, en Bucaramanga los 4,7 HSP/día siguen siendo suficientes para mantener un comportamiento estable y similar del refrigerador para su análisis.

6.3 Controlador de carga

El controlador de carga como su nombre lo dice va a regular el voltaje y la corriente que va desde el panel solar hacia la batería, optimizando la carga y protegiendo la batería contra sobrecarga y, a menudo, descarga profunda.

Figura 31.

Controlador de carga (Tipo MPPT)



Nota. Imagen comparativa de stock y física del controlador de carga MPPT. Imagen elaborada por el autor.

6.3.1 Diferencias con el controlador PWM

Los controladores PWM (*Pulse Width Modulation*), operan de forma que conecta directamente el panel solar a la batería y regula la tensión reduciendo la diferencia entre la salida del panel y la tensión de la batería. Estos resultan adecuados cuando el voltaje del panel está muy cerca del voltaje nominal de la batería, ya que en esos casos no se pierde mucha energía durante el proceso de conversión, es por esto que su eficiencia es menor cuando la tensión del panel es considerablemente superior a la tensión de la batería, ya que no aprovecha de forma óptima el potencial del panel.

Por otro lado, los controladores MPPT (*Maximum Power Point Tracking*) utiliza un convertidor DC-DC para ajustar continuamente la relación entre la tensión del panel y la tensión de la batería, lo que garantiza que el sistema opere siempre en el punto de máxima potencia del panel. Esto optimiza el rendimiento del sistema mediante el seguimiento activo de la máxima potencia disponible, lo cual es beneficioso en condiciones de baja irradiación o cuando la temperatura varía.

Es por lo anterior que es un punto muy importante la selección de un controlador de carga tipo MPPT con el propósito de obtener el mayor aprovechamiento energético del panel solar. Dado que el voltaje de máxima potencia del panel (31.5V) es considerablemente superior al voltaje nominal de la batería (12V), el MPPT permite convertir eficientemente esta diferencia de voltaje en una mayor corriente de carga, mejorando el rendimiento general del sistema en comparación con un controlador PWM, lo cual refuerza esta selección para optimizar la carga de la batería con el panel disponible.

6.4 Banco de Baterías

Las baterías serán las encargadas de almacenar la energía generada por el módulo fotovoltaico para poder alimentar en situaciones críticas como en días demasiado nublados.

Figura 32.

Batería VRLA (Plomo-Ácido Regulada por Válvula)



Nota. Imagen comparativa de stock y física de la batería Netion modelo FL121000. Imagen elaborada por el autor.

La elección de este modelo específico también se vio influenciada por la disponibilidad de la misma para la realización de las pruebas del proyecto. Este tipo de batería es sellada y libre de mantenimiento, lo que la hace conveniente y segura para la aplicación. A diferencia de las baterías de plomo-ácido abiertas, estas no emiten gases durante la carga normal.

Referente a sus características el voltaje nominal de 12V coincide con el diseño típico del sistema solar fotovoltaico, esto asegura la compatibilidad tanto con el controlador de carga MPPT,

como del inversor seleccionado. Además, con una capacidad nominal de 100Ah (1200 Wh), esta batería cumple la función al ser cargada y usada durante el día. Esta energía almacenada permite alimentar el congelador durante periodos de baja irradiación solar, mejorando la autonomía al sistema. Los 600 Wh útiles son significativamente menores que el consumo diario estimado típico (1500 Wh). Esto indica que la batería por sí sola no está dimensionada para sostener el funcionamiento del congelador durante 24 horas continuas sin aporte solar. No obstante, esto no representa una limitación crítica para el sistema, ya que su operación principal se da durante las horas del día mientras recibe energía directamente del panel fotovoltaico. Durante ese periodo, además de alimentar el congelador, el sistema aprovecha para congelar el material de cambio de fase (PCM), que se va a evaluar cuanto puede mantener la temperatura interna durante la noche, una vez se haya agotado la carga de la batería.

Tabla 10.

Especificaciones técnicas de la batería VRLA recargable

Parámetro	Valor/Descripción	Notas
Tipo de batería	VRLA (Valve-Regulated Lead-Acid)	Certificación ISO 14001. Material: Plomo (Pb).
Modelo	H121000	Código alternativo: CHUP YIH04-XIX J26.
Voltaje nominal	12 V	Capacidad sugerida: 700Ah (verificar en ficha técnica).
Voltaje de carga cíclica	14.5–15.0 V ($\pm 25^{\circ}\text{C}$)	Para uso frecuente (ej: sistemas solares).
Voltaje de flotación	13.6–13.8 V ($\pm 25^{\circ}\text{C}$)	Para uso ocasional o mantenimiento.
Certificaciones	CE, ISO 14001	Cumple con estándares ambientales y de seguridad.

Seguridad	Libre de derrames	Diseño sellado (VRLA).
Precauciones	No cargar en recipientes herméticos, evitar cortocircuitos, no exponer al fuego.	Riesgo de explosión o daño permanente.

6.5 Inversor

El inversor es el componente encargado de 12V convertir la corriente continua (DC) de almacenada en la batería, en corriente alterna (AC) de 110V a 60Hz, que es la requerida para operar el compresor del congelador.

Figura 33. *Inversor NCKOU de 3200W*



Nota. Imagen comparativa de stock y física del inversor NCKOU. Imagen elaborada por el autor.

El criterio para seleccionar el inversor se fundamenta en su capacidad de entregar una potencia pico de 3200W. Esta alta capacidad de pico es importante para manejar la elevada corriente de arranque (o de irrupción) que demanda el compresor del congelador al encenderse, la cual puede superar varias veces su consumo nominal.

Figura 34.

Midiendo la corriente de irrupción



Nota. Se tomo el valor de la corriente de irrupción o corriente pico por medio la pinza amperimétrica.

Asegurar que el inversor pueda suministrar este pico es fundamental para asegurar el arranque del refrigerador/congelador. Es por eso que es bastante importante considerar el dato exacto de potencia pico:

$$P_{pico} = V * I_{pico} \rightarrow (110)(12) = 1320 W \quad (14)$$

Es entonces que se tiene que la potencia pico sería aproximadamente de 1320W, teniendo así un inversor que duplica la potencia pico del arranque del compresor.

Sumado a lo anterior, la potencia continua de 1600W que ofrece el inversor es considerablemente superior al consumo nominal teórica del congelador en funcionamiento

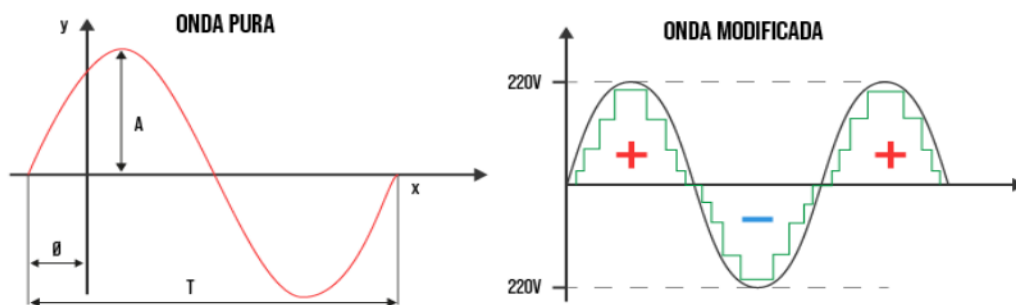
(156W). Esto proporciona un amplio margen de seguridad, asegura que el inversor no trabaje forzado durante la operación normal y permite alimentar la carga de forma estable y prolongada.

6.5.1 Tipo de Onda

Otro punto bastante importante es que el inversor debe ser del tipo Onda Seno Pura ya que producen una forma de onda sinusoidal casi idéntica a la energía que suministra la red eléctrica. Este tipo de onda es la ideal para alimentar motores y compresores, como el del refrigerador, ya que asegura un funcionamiento más eficiente, silencioso, con menor calentamiento y prolonga la vida útil del aparato, al replicar fielmente la calidad de la energía de la red eléctrica. A diferencia de los inversores de tipo onda seno modificada, ya que generan una señal que es una aproximación a la onda sinusoidal, comúnmente a través de una forma de onda escalonada o trapezoidal.

Figura 35.

Comparación Onda Pura y Onda Modificada



Nota. Adaptado de (AutoSolar, s.f.).

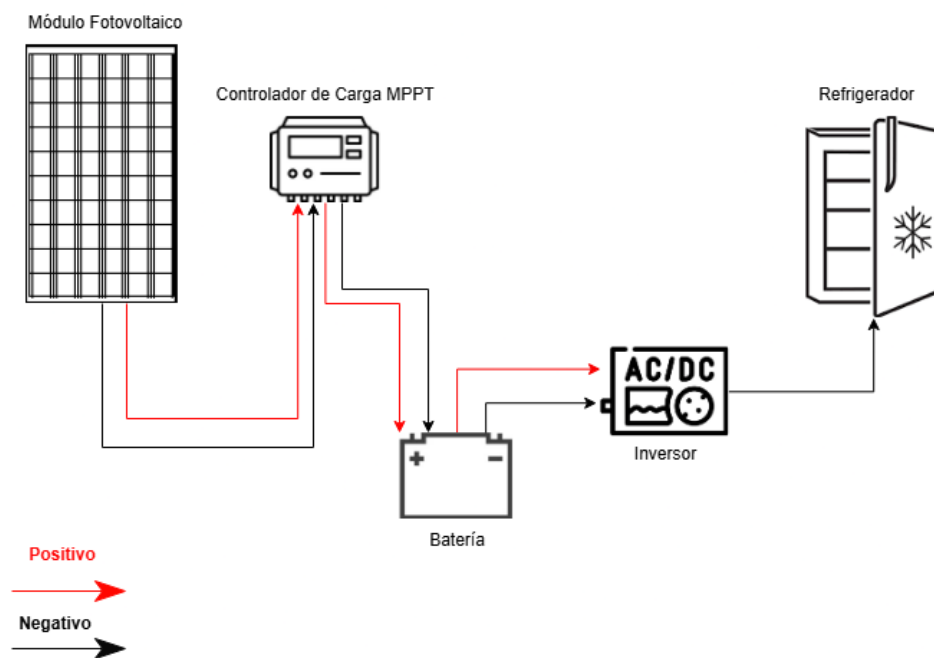
6.6 Conclusión del Sistema Propuesto

Gracias a las simulaciones realizadas en PVGIS y PVsyst, se pudo confirmar que el sistema funciona de manera operativa bajo las condiciones establecidas. Si bien los resultados sugieren que sería ideal un sobredimensionamiento del banco de baterías para mejorar la autonomía y reducir el déficit energético, en este estudio se optó por mantener una capacidad de batería limitada

debido a los altos costos de las mismas. Esta decisión no compromete el objetivo principal del proyecto, que es analizar la respuesta térmica del refrigerador bajo condiciones normales de operación asistida por energía solar y material de cambio de fase (PCM). A continuación, se presenta un diagrama simplificado de las conexiones implementadas, con el fin de facilitar su comprensión (ver Figura 36).

Figura 36.

Diagrama de conexión de un sistema solar fotovoltaico off-grid



Nota. Elaborado por el autor

7. Selección del Material de Cambio de Fase (PCM)

Para la selección del material de cambio de fase (PCM), se realizó una revisión de la literatura con el enfoque de que las mismas estuvieran centradas en aplicaciones similares a la del presente proyecto (temas referentes a refrigeración).

7.1 Criterios de selección del PCM

En esta sección se presentan los criterios que fundamentan la selección del material de cambio de fase (PCM) empleado en este estudio experimental.

7.1.1 Capacidad térmica

No crítico para la aplicación, pero es importante tener en cuenta la capacidad térmica es, ya que define la eficiencia con la que el PCM absorbe y libera energía en forma de calor latente durante sus transiciones de fase. Un PCM con una alta capacidad térmica permite mantener temperaturas constantes en el sistema, lo que garantiza un almacenamiento y una liberación de energía estables en los ciclos de enfriamiento y congelación.

7.1.2 Disponibilidad y Costo

La viabilidad económica y logística del estudio depende en gran medida de la disponibilidad del material, es decir aquellos que puedan ser adquiridos de forma rápida, sin depender de procesos de pedido o tiempos de entrega extensos. Por otro lado, el costo del material es otro de los factores decisivos al encaminarse por una selección u otra, ya que el uso de compuestos económicamente facilita la replicación del proceso en el contexto del estudio.

7.1.3 Seguridad

Se procura que el PCM utilizado sea inocuo para la aplicación, considerando que, en la práctica, podrían presentarse situaciones críticas en las cuales el material de cambio de fase entre en contacto con los alimentos. Por esta razón, durante el proceso de selección, se priorizan materiales que sean no tóxicos, no corrosivos, que no generen reacciones adversas con los alimentos y que permitan conservar su calidad y seguridad para el consumo humano. Adicionalmente debe cumplir con la normativa dentro del territorio nacional por ejemplo para

PCM basados en parafinas o sales se debe incluir la certificación de no toxicidad (Ministerio de Salud y Protección Social, Resolución 2674 de 2013).

7.2 Revisión en la literatura

A continuación, se sintetiza la información recopilada de estudios previos sobre PCM aplicados en refrigeración.

Tabla 11.

Comparativa de materiales de cambio de fase (PCM) para aplicaciones de refrigeración.

Nombre	Temp. de cambio fase (°C)	Calor latente (kJ/kg)	Accesibilidad Económica*	Disponibilidad	Seguridad	Fuente (cita APA)
Agua/Hielo	0	334	Alta	Alta	Grado alimenticio	(Oró et al., 2012)
RT5 (Parafina)	Varía según el tipo	180-250	Baja	Baja	Sí (no tóxico)	(Rubitherm, s.f.)
PureTemp-21°C (No Parafínico)	Varía según la serie	Varía según la serie	Baja	Baja	Sí (grado alimenticio, no tóxico)	(PureTemp, s.f.)
CrodaTherm Series (No Parafínico)	Varía según la serie	226	Baja	Baja	Sí (biodegradable, no tóxico)	(Croda Industrial Specialties, s.f.)
S10 (Sal Hidratada)	-	170	Alta	Media	Posible corrosión	(PCM Products, s.f.; Selvnes et al., 2021)
Glicerina-Agua (70%)	-38,3	Reducido del agua	Alta	Alta	Grado alimenticio, no tóxica	(<i>Physical Properties of Glycerine and its Solutions</i> , 1967)
Mezcla Eutéctica (NaCl 15%)	-11	153	Alta	Alta	Grado alimenticio	(Zhang, Shi, Luo, Fan, Wang, & Jia, 2021)
Dietilenglicol	-10	247	Baja	Media	Tóxico (altas cantidades)	(Yang, Sun, Wennersten, & Cheng, 2018)

n-Tridecano (C ₁₃ H ₂₈)	-6		Media	Media	No	(Yang, Sun, Wennersten, & Cheng, 2018)
Solución acuosa de sorbitol	-2,9	293	Alta	Alta	Si (Grado alimentario)	(Puyue, Weidong, & Yicong, 2019)
Polietilenglicol	-20	-	Media	Alta	Si (No toxico, grado alimentario)	(Yang et al., 2021)
Dodecano + Tridecano (20:80)	-5,4	126	Baja	Baja	No	(Yang, Sun, Wennersten, & Cheng, 2018)
Sulfito de manganeso (MnSO ₃) al 32,2%	-10,5	213	Media	Baja	No	(Zheng & Wu, 2002)
Solución acuosa de bicarbonato de potasio (KHCO ₃) al 16,95%	-5,4	268	Media	Media	Moderado	(Zheng & Wu, 2002)
Solución acuosa de sulfato de sodio (Na ₂ SO ₄) al 12,7%	-3,55	284	Media	Media	Moderado	(Zheng & Wu, 2002)
PT-15	-15	-	Bajo	Bajo	-	(Oró, Cabeza, & Farid, 2013)
5 % en peso de benzoato de potasio (C ₆ H ₅ KO ₂) y 25 % en peso de cloruro de potasio (KCl)	-14	230	Bajo	Bajo	Moderado (no recomendable)	(Lu, Liu, Xing, & Wang, 2019)

Nota. La accesibilidad económica se da por el valor del producto Baja<100000 COP<Alta.

La disponibilidad del producto se refiere a si este se encuentra fácilmente de venta libre en el mercado colombiano.

Seguridad moderada se refiere a la posibilidad de tener contacto con la comida, pero se hace énfasis en que no sería lo recomendable. Tabla elaborada por el autor.

Tras analizar el amplio conjunto de materiales de cambio de fase vistos en la Tabla 11, se puede reducir aún más el conjunto basado en los criterios clave para el contexto del proyecto localizado en Colombia. A continuación, la Tabla 12 muestra una síntesis con los materiales que mejor equilibran dichos criterios, resaltando tanto sus principales ventajas como sus desventajas o limitaciones. Esta preselección servirá de base para la siguiente etapa de evaluación experimental.

Tabla 12.

Comparativa de materiales de cambio de fase preseleccionados para aplicaciones de refrigeración.

Material preseleccionado	Ventajas principales	Desventajas/Limitaciones	Referencia (APA)
Agua	-Alta disponibilidad y bajo costo - No tóxica, grado alimenticio - Calor latente relativamente alto (334 kJ/kg)	-Temperatura de fusión fija (0 °C)	(Oró et al., 2012)
Glicerina-Agua	- Seguridad alimentaria certificada - Bajo costo y accesibilidad - Rango térmico ajustable	- Estabilidad cíclica limitada (300-500 ciclos)	(Dow Chemical Company, 1967)
Mezcla eutéctica (NaCl 15%)	- Materias primas de alta disponibilidad - Bajo costo operativo - Aprobación para contacto alimentario indirecto	- Calor latente moderado - Potencial corrosivo en metales	(Zhang et al., 2021)
Solución acuosa de sorbitol	-Seguridad alimentaria garantizada -Alto calor latente (293 kJ/kg)	- Rango térmico puede ser limitado. -Viscosidad elevada en altas concentraciones	(Puyue et al., 2019)

Nota. Se muestran en la tabla los materiales que muestran un mejor balance entre los criterios establecidos. Tabla elaborada por el autor.

Como se evidencia, los cuatro materiales preseleccionados presentan propiedades destacables que los hacen viables para su uso como materiales de cambio de fase. No obstante, para los fines de este proyecto, se decidió enfocar el análisis en la mezcla de glicerina con agua y en la solución acuosa de sorbitol. Esta decisión se fundamenta en el equilibrio que ambos materiales ofrecen entre seguridad alimentaria, costo y disponibilidad en el contexto colombiano,

además de presentar temperaturas de cambio de fase adecuadas para aplicaciones de refrigeración moderada. Aunque el agua y la mezcla eutéctica sean de fácil disposición también se busca incursionar en PCM económicos, pero a su vez que no sean tan típicos en el contexto del país.

Ahora con base en la preselección, se procede a realizar una evaluación preliminar del comportamiento térmico de las mezclas candidatas bajo condiciones reales dentro de la cámara de congelación. Para ello, se prepararon diferentes concentraciones de las soluciones seleccionadas (glicerina-agua y sorbitol-agua), las cuales fueron envasadas en recipientes plásticos y posteriormente posicionadas en el refrigerador. El objetivo de la prueba inicial fue observar la capacidad de congelación de cada mezcla y su respuesta ante el ambiente térmico del sistema, considerando que en la etapa operativa real se busca asegurar una solidificación eficiente durante el día teórico.

Figura 37.

Evaluación Preliminar



Nota. Se muestran de izquierda a derecha, glicerina 10%*m/m*, agua pura, glicerina 20%*m/m*, glicerina 30%*m/m*, sorbitol 40%*m/m*, en empaque plástico de 100ml. Imagen elaborada por el autor.

La Figura 37 presenta la disposición experimental utilizada para esta evaluación preliminar. En esta imagen se observa la ubicación de los diferentes empaques con las distintas mezclas, suspendidas frente al evaporador del congelador. Esta configuración permitió exponer homogéneamente las muestras al flujo de aire frío generado, simulando condiciones de uso real.

7.3 Mezcla seleccionada para la fase experimental

Con base en los resultados preliminares, se define como formulación base, la mezcla con un 20 %m/m de glicerina y un 80 %m/m de agua. Esta proporción fue seleccionada por su comportamiento térmico favorable bajo condiciones de congelación, permitiendo una solidificación completa dentro del rango operativo del sistema, también se analizaron formulaciones con mayor contenido de glicerina (30% m/m y 40% m/m), se constató que el incremento en la concentración eleva el punto de congelación, lo que podría comprometer el rendimiento en sistemas diseñados para refrigeración moderada. Además, mantener una proporción baja de glicerina mejora la conductividad térmica y disminuye la viscosidad, lo que facilita una distribución más uniforme del calor y optimiza la transferencia térmica. Esta formulación resulta, en síntesis, más económica y con menor impacto químico en comparación con opciones más concentradas.

En cuanto a la solución acuosa de sorbitol, si bien fue inicialmente considerada por su alto calor latente y su compatibilidad con aplicaciones alimentarias, fue descartada para la fase experimental por dos razones principales. Primero, su elevada viscosidad en concentraciones efectivas dificulta tanto el manejo como el envasado y la distribución térmica dentro del sistema. Segundo, durante los ensayos iniciales, se evidenció un proceso de congelación más lento y menos uniforme que en la mezcla de glicerina-agua, lo que representa una limitación en contextos que

exigen una alta eficiencia en la transferencia de calor. A esto se suma su mayor costo por unidad de masa útil, lo que reduce su viabilidad económica en escenarios rurales o de acceso limitado.

7.3.1 Delimitaciones del estudio

Al resaltar que objetivo de la investigación es evaluar la respuesta térmica del refrigerador-prototipo cuando se incorpora un PCM; la caracterización termo-física detallada del material excede el alcance de la presente. Por tanto, se asumieron las propiedades reportadas por autores que han estudiado soluciones acuosas de glicerol al 20 % m/m (PCM G20) bajo condiciones análogas.

7.3.2 Características de la mezcla

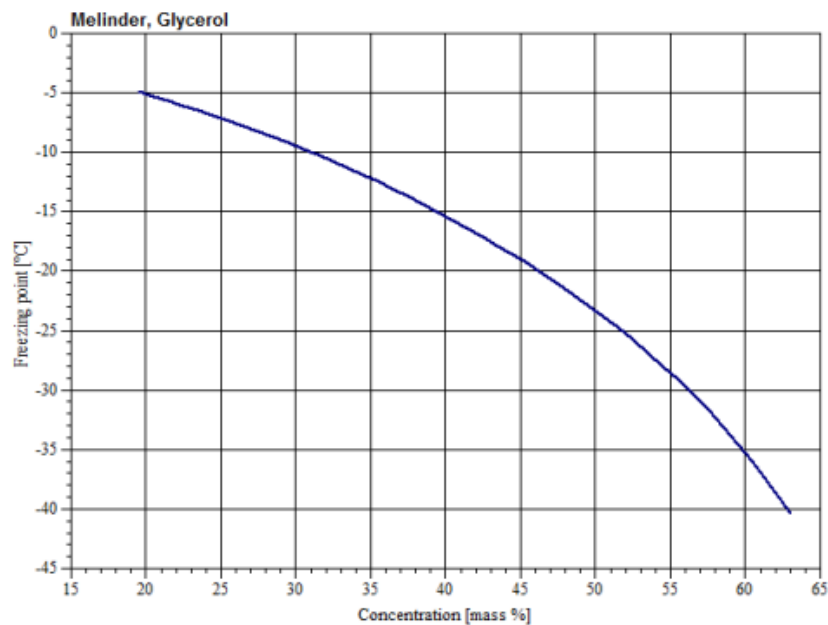
Finalmente, definida la solución acuosa de glicerina al 20%(m/m), que para efectos prácticos será denominado como PCM G20, como material de cambio de fase para el estudio, se lleva a cabo una revisión bibliográfica orientada a identificar y caracterizar sus propiedades fisico-térmicas más relevantes. Sin esta caracterización sistemática, resultaría imposible predecir con exactitud la respuesta térmica del compuesto bajo diferentes regímenes operativos de la mezcla dentro del sistema de refrigeración. A continuación, se detallan las propiedades clave identificadas en la literatura para esta formulación.

7.3.2.1 Punto de Congelación Revisando la literatura se observa que, en particular, añadir 20% de glicerina en agua permite reducir significativamente la temperatura de congelación respecto al agua pura, haciéndola útil para aplicaciones de almacenamiento de frío por debajo de 0°C. La glicerina actúa como anticongelante, lo que modifica a su vez las propiedades termodinámicas de la solución (punto de cambio de fase, calor latente, etc.), y a la vez que influencia la transferencia de calor (por cambios en conductividad térmica y viscosidad).

Tabla 13.*Punto de congelación reportados para PCM G20*

Mezcla	Punto de congelamiento (°C)	Fuente / Referencia
PCM G20	-5.12	(Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010)
	-5.0	(The Engineering Toolbox, s.f.)
	-4.8	(Dean, 2017)
	-5.3	(Miner & Dalton, 1953)

Nota. Adaptado de Medeiros, Barbosa, & Fontes (2010); The Engineering Toolbox (s.f.); Dean (2017).

Figura 38.*Punto de congelación en función de la concentración de glicerina*

Nota. Tomado de (Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010).

De la Tabla 12 y la Figura 36, se puede concluir que el punto de congelación del PCM G20, ronda los -5°C , de igual forma se puede estimar el punto de congelación de la mezcla gracias concepto de descenso crioscópico, que representa cuánto disminuye el punto de congelación del solvente puro cuando a este se le añade un soluto, además aun desconociendo la cantidad total de PCM que se vaya a usar, ya que las propiedades coligativas dependen de la concentración, no de la cantidad total. (Atkins & de Paula, 2006). Este fenómeno ocurre porque la presencia de un soluto no volátil (en este caso, la glicerina) reduce el punto de congelación del solvente (agua).

$$\Delta T_f = K_f * m * i \quad (15)$$

Dónde se tiene que la constante crioscópica del agua (K_f) tiene un valor de $1,86^{\circ}\text{Ckg/mol}$, la molalidad de la mezcla (m) $2,71 \text{ mol/kg}$, y debido a que siendo un soluto no electrolito (no se disocia en iones), por lo que el factor de Van 't Hoff (i) es 1. Reemplazando en la ecuación 15, se tiene:

$$\Delta T_f = (1,86) * (2,71) * (1) \rightarrow \Delta T_f = 5,04^{\circ}\text{C} \quad (16)$$

Sumado a que el punto de congelación del agua (solvente puro) es 0°C , se tiene que efectivamente el punto de congelación de la mezcla es aproximadamente $-5,04^{\circ}\text{C}$.

7.3.2.2 Densidad El presunto estudio realizado por Miner y Dalton (1953) donde describen, basado en cálculos de datos de gravedad específica de Bosart y Snoddy, reporta una densidad de $1,04525 \text{ kg/m}^3$ para una solución de glicerina al 20% a 25°C . Este valor, derivado de datos experimentales y cálculos establecidos. Además, la densidad de los componentes puros también proporciona un contexto útil. La glicerina pura tiene una densidad de 1.26 g/cm^3 , mientras

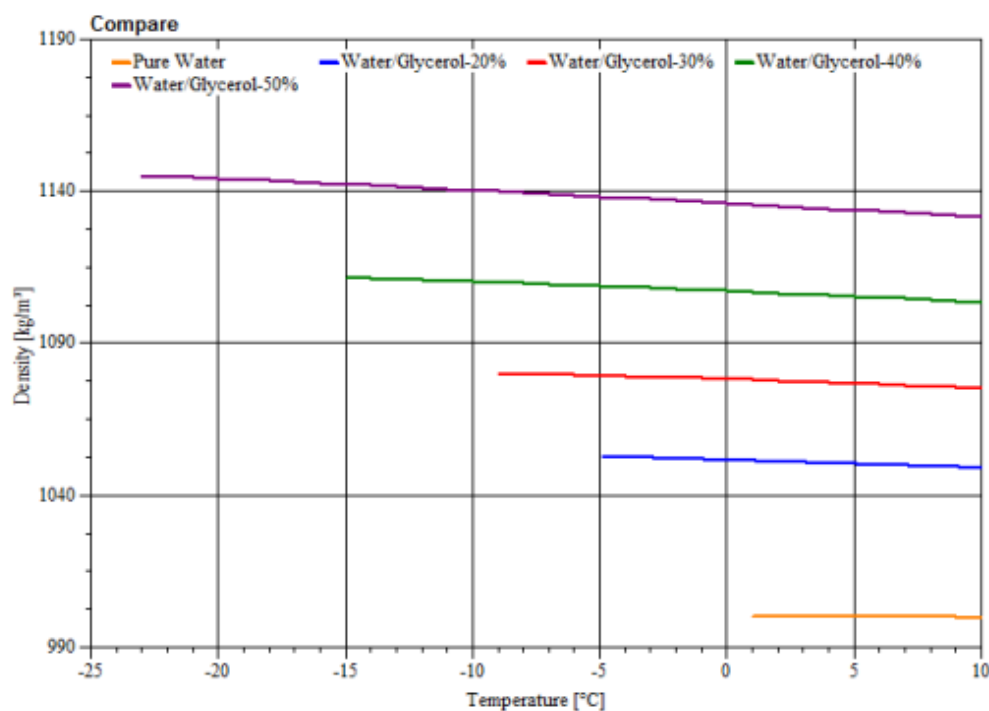
que la densidad del agua pura a 25°C es de aproximadamente 1 g/mL. El valor reportado para la mezcla (1.04950 g/mL) se encuentra lógicamente entre estos dos extremos, lo que sugiere una mezcla razonable en términos de volumen. De hecho, un promedio ponderado simple de las densidades de los componentes puros:

$$\rho_{mezcla} = (f_{glicerina} * \rho_{glicerina}) + (f_{agua} * \rho_{agua}) \quad (17)$$

Siendo (f) la fracción másica, obteniendo un valor de 1,052 kg/m³, que se acerca mucho al valor reportado.

Figura 39.

Variación de la densidad en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.



Nota. Gráfico reproducido de *Effects of addition glycerol co-product of biodiesel in the thermophysical properties of water-glycerol solution applied as secondary coolant*, por P. S. G. Medeiros, C. R. F. Barbosa y F. A. O. Fontes, 2010, *Proceedings of ENCIT 2010 – 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, p.4. Copyright 2010 por ABCM.

Tabla 14.*Densidades reportadas para el PCM G20*

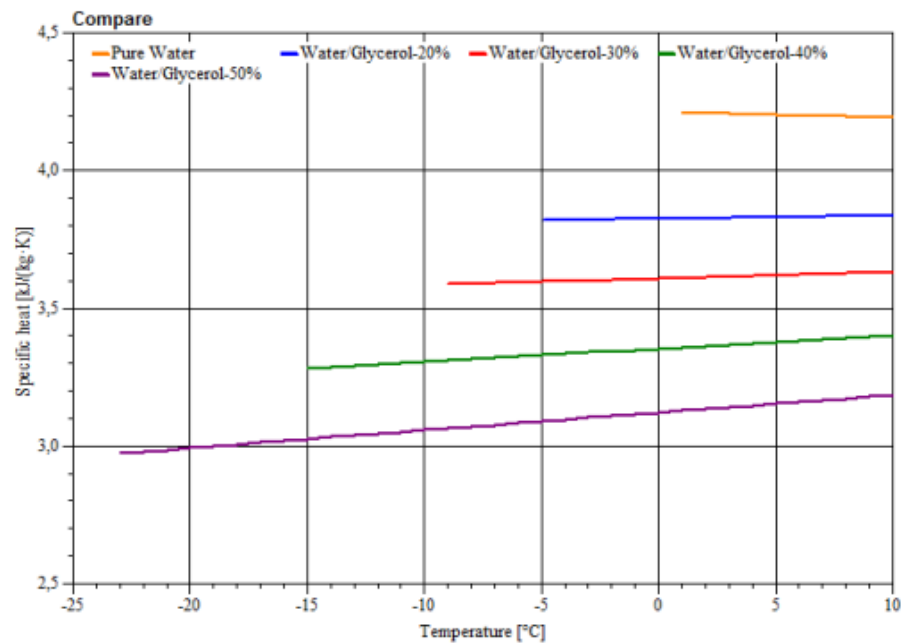
Mezcla	Densidad (kg/m ³)	Fuente (APA)
	1052	-
PCM G20	1045,25	(Miner & Dalton, 1953)
	1051,5	(Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010)
	1060	(Dean, 2017)

Nota. El primer valor de la tabla representa el cálculo teórico.

7.3.2.3 Capacidad Calorífica y Conductividad Térmica La presencia de un 20% de glicerina disminuye la capacidad calorífica específica y la conductividad térmica de la solución en comparación con agua pura. El agua tiene un calor específico elevado (aproximadamente 4,18 kJ/kg·K a temperaturas cercanas a 0 °C), mientras que el de la glicerina pura es menor (2,4 kJ/kg·K) (Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010). En la PCM G20, el calor específico resulta aproximadamente un 9% menor que el del agua. En otras palabras, se almacenará algo menos de calor sensible por grado de temperatura en comparación con hielo/agua, reduciendo ligeramente la capacidad de almacenamiento térmico sensible.

Figura 40.

Variación del calor específico en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.



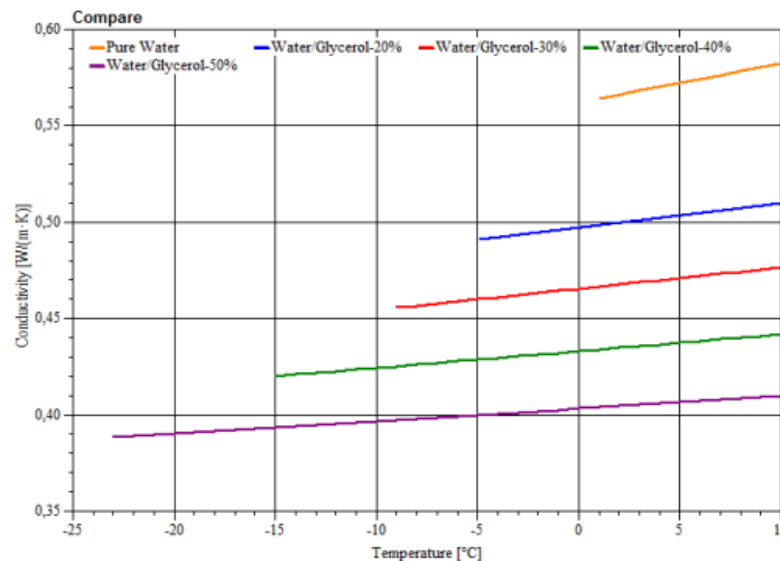
Nota. Gráfico reproducido de *Effects of addition glycerol co-product of biodiesel in the thermophysical properties of water-glycerol solution applied as secondary coolant*, por P. S. G. Medeiros, C. R. F. Barbosa y F. A. O. Fontes, 2010, *Proceedings of ENCIT 2010 – 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, p.4. Copyright 2010 por ABCM.

Del mismo modo, la conductividad térmica del PCM es algo más baja que la del agua. El agua líquida tiene una conductividad aproximada de 0,58–0,60 W/m·K cerca de 0–20 °C, mientras que la glicerina es bastante menos conductora (~0,28 W/m·K a 20 °C) (Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010). Para el PCM, la conductividad disminuye aproximadamente 11–12% respecto al agua. En cifras, esto implica del orden de 0,52–0,54 W/m·K a temperatura ambiente (en enfriamiento cerca de 0 °C sería similar o un poco menor). Esta menor conductividad significa que el material transfiere calor más lentamente, lo cual puede retrasar la congelación y descongelación (menor tasa de intercambio térmico) comparado con agua pura. Aunque la reducción en capacidad calorífica y conductividad es modesta al 20% de glicerina, se traduce en una menor inercia térmica

y eficiencia de transferencia de calor. Sin embargo, estos efectos son relativamente pequeños a baja concentración (solo 9% menos de calor específico y 12% menos conductividad), por lo que la mezcla sigue teniendo buenas propiedades térmicas en términos absolutos.

Figura 41.

Variación de la conductividad térmica en soluciones agua-glicerina en función de la temperatura.



Nota. Gráfico reproducido de *Effects of addition glycerol co-product of biodiesel in the thermophysical properties of water-glycerol solution applied as secondary coolant*, por P. S. G. Medeiros, C. R. F. Barbosa y F. A. O. Fontes, 2010, *Proceedings of ENCIT 2010 – 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, p. 5. Copyright 2010 por ABCM.

Tabla 15.

Calores específicos y Conductividades térmicas reportadas para el PCM G20

Mezcla	Calor específico (kJ/kgK)	Conductividad térmica (W/mK)	Referencia (APA)
	3,826	0,4985	(Medeiros, Barbosa, & Fontes, 2010)
PCM G20	3,510	0,461	(Lahari, Sai, Narayanaswamy, & Sharma, 2021)
	3,598 ~ 3,68	0,586	(Miner & Dalton, 1953)

7.3.2.4 Calor Latente El calor latente de fusión del PCM G20 puede estimarse mediante un promedio ponderado de los calores latentes de fusión de los componentes puros, ajustado por sus fracciones másicas. Sin embargo, es importante señalar que esta es una aproximación, ya que las mezclas reales pueden presentar comportamientos no ideales debido a interacciones moleculares (como puentes de hidrógeno entre la glicerina y el agua).

$$L_{fmezcla} = (f_{glicerina} * \Delta h_{fusión-glicerina}) + (f_{agua} * \Delta h_{fusión-agua}) \quad (18)$$

Similar la ecuación 17, la ecuación 18 representa la sumatoria de la fracción másica del componente (f) por el calor latente de fusión de su respectivo componente (L), determinando un valor de 306 kJ/kg. Pero este valor Este valor considera las fracciones másicas bajo el supuesto de idealidad termodinámica, por ende, hay que considerar los datos a nivel empíricos obtenido a través del estudio del PCM.

Tabla 16.

Calores latentes reportados para el PCM G20

Mezcla	Calor Latente de Fusión (kJ/kg)	Referencias (APA)
	208 ~ 218	(Han et al., 2006)
	218 ± 4	(Devireddy, Leo, Lowengrub, & Bischof, 2001)
PCM G20	205 ~ 212	(Johnson, Hall, Das, & Devireddy, 2022)
	220	(Malach, 2002)

El ligero descenso respecto al valor ideal (306 kJ/kg, si toda el agua cristalizara) se debe a que solo 60 % del agua se transforma en hielo a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$; la glicerina aún solidifica y actúa como agua “no congelable”.

7.3.2.5 Estabilidad y Ciclos El PCM G20 es químicamente estable e inocuo, y al ser totalmente miscible no sufre separación de fases irreversible durante los ciclos de congelación y fusión (es decir que el hielo formado es agua casi pura, pero al fundirse se reincorpora a la solución homogénea de glicerina). A diferencia de algunos hidratos salinos u otros PCM acuosos, no hay problema de segregación permanente ni degradación química significativa tras múltiples ciclos. Estudios sobre PCM acuosos muestran que la pérdida de capacidad de almacenamiento tras decenas de ciclos es mínima cuando no hay corrosión ni fuga de componentes (Malach, 2002).

En formulaciones similares (por ejemplo, soluciones acuosas con aditivos orgánicos), se han observado reducciones menores a entre el 3% y 6% en el calor latente después de 10 a 50 ciclos (Feng, Zhang, & Ji, 2024) atribuibles más a pequeñas pérdidas de agua por evaporación o a variaciones en la nucleación que a cambios en la composición.

Para el caso del PCM G20, mantenerla en un recipiente cerrado o encapsulado previene la evaporación y contaminación, preservando su concentración con el tiempo. Ensayos de ciclo térmico en PCM sub-ero tienden a mostrar buena fiabilidad térmica: por ejemplo, Liu et al. (2023) investigaron la preparación y estabilidad de materiales de cambio de fase, usando una solución eutéctica glicina-NaCl (punto -21°C), reportando una estabilidad de rendimiento tras 50 ciclos, y dado que la glicerina es aún más inerte, se espera un comportamiento igualmente robusto. Adicionalmente, la glicerina tiene propiedades antimicrobianas a concentraciones moderadas y el medio congelado/inactivo desincentiva el crecimiento biológico, contribuyendo a la longevidad del material.

En cuanto a la estabilidad dimensional, al congelarse la mezcla experimenta cierta expansión térmica (el hielo es menos denso que el agua líquida). Sin embargo, la presencia de glicerol reduce la cantidad de hielo formado a una temperatura dada y además modera la expansión. Datos experimentales de Miner & Dalton (1953) indican que la expansión cúbica de un PCM G20, parcialmente congelada es menor que la del agua pura lo que sugiere menor estrés mecánico en los contenedores a lo largo de los ciclos. Además, que no se reportan problemas significativos de degradación mecánica o separación en la literatura para esta concentración.

7.4 Envasado del PCM

El envase o encapsulado es el encargado de proteger al PCM de la contaminación y facilita su integración mecánica y térmica en el sistema. Además, compensa la dilatación y contracción asociada a la solidificación y fusión además que, en aplicaciones alimentarias, garantiza inocuidad del contacto indirecto con los comestibles. A continuación, la Tabla muestra las opciones de envasado populares entre los PCM's.

Tabla 17.

Tipos de encapsulamiento de PCM.

Tipo	Descripción	Ventajas	Limitaciones	Referencia (APA)
Micro-encapsulado	PCM recubierto por una cápsula polimérica (tamaño: 10–100 μm).	-Alta área de transferencia de calor. -Se dispersa fácilmente en matrices	-Síntesis compleja y costosa. -Sensibilidad a altas temperaturas durante el procesamiento.	(Selvnes, Allouche, Manescu, & Hafner, 2021)
Shape-stabilized	PCM incorporado en una matriz porosa (HDPE, grafito, sílice, etc.).	-Sin riesgo de fugas. - Forma rígida y modular.	-Conductividad térmica limitada sin aditivos. -Requiere procesos de extrusión/moldado.	(Sacchet, Valentini, Rizzo, Po, & Fambri, 2025)
Macro-encapsulado	PCM contenido en estructuras grandes (tubos, placas, bolsas o botellas).	-Bajo costo. -Fácil instalación y reemplazo.	-Tensiones mecánicas por expansión/contracción durante ciclos térmicos.	(PCM Products., s.f.)

Se destacan los sistemas macro por sus ventajas, que se ven alineadas a la practicidad que se busca dentro de la investigación ya que, a parte de su bajo costo, su fácil instalación, forma y remplazo sigue la línea de las cámaras de refrigeración usadas por SolarEnergy. Los contenedores rígidos de polietileno de alta densidad (HDPE) dominan el sector por su compatibilidad química y su precio. Lane et al. (1978) demostraron su buen desempeño tras más de 120 ciclos, aunque advirtieron fisuración por esfuerzo en diseños sin fuelle, diseños que actualmente ya se tienen, que compensan la variación del volumen.

Figura 42.

Envase polímero de alta densidad (HDPE) comercial.



Nota. Se muestra el envase de 750ml (de contenido) seleccionado para el estudio experimental. Imagen tomada de stock,

Seleccionado un recipiente de polímero de alta densidad comercial se procede a ser vaciado, lavado y relleno con la PCM experimental (PCM G20).

Figura 43.

PCM G20 encapsulado.

**7.5 Subenfriamiento**

En almacenamiento de frío se define como subenfriamiento (o conocido como “supercooling”) al fenómeno por el cual un líquido se enfría por debajo de su temperatura de congelación de equilibrio sin que se formen cristales inmediatamente. El retraso se debe a la barrera de nucleación, es decir el sistema necesita que aparezcan núcleos críticos para iniciar la solidificación. Mientras no surjan, la fase líquida persiste en estado metaestable.

Por un lado, Miyata et al (2012) encontró que en algunas situaciones el PCM G20, mostraba subenfriamiento, formando solidificación hasta encontrarse en los -11°C , reduciéndose el subenfriamiento con agente nucleantes, de igual forma el PCM G20 presenta un subenfriamiento moderado que se reduce de forma natural a $3 - 4^{\circ}\text{C}$ después de pocos ciclos, sin afectar la energía latente liberada (Miyata et al., 2012; Kumano et al., 2007). De igual manera no presenta una criticidad en el prototipo debido a que el congelador opera varias horas por debajo de -10°C ; produciéndose la nucleación se produce dentro del rango de trabajo, además que el retraso en la

nucleación no afecta la inocuidad; la mezcla permanece líquida pero confinada en envase HDPE, y se revisó en varias pruebas la congelación del PCM.

Figura 44.

PCM G20 en estado congelado



7.6 Conclusión del PCM G20

Después de revisar la literatura se puede concluir las características termo-físicas del PCM G20, que van acorde a lo evidenciado en el uso con el congelador.

Tabla 18.

Propiedades el PCM G20

Propiedad	Valor Representativo	Rango o Variación	Fuentes Relevantes
Punto de congelación (°C)	-5.0 °C	-4.8 a -5.3 °C	Dean (2017), Miner & Dalton (1953)
Densidad (kg/m ³)	1,0515 kg/m ³	1,04525 a 1,060	Medeiros et al. (2010), Dean (2017)
Calor específico (kJ/kgK)	3.598 kJ/kgK	3.510 a 3.826	Miner & Dalton (1953), Lahari et al. (2021)

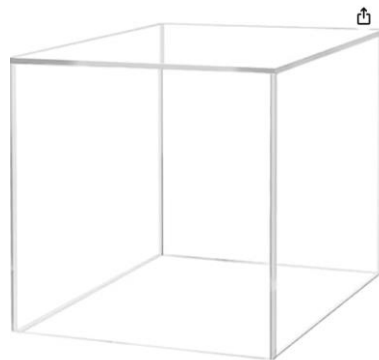
Conductividad térmica (W/mK)	0.4985 W/mK	0.461 a 0.586	Medeiros et al. (2010), Miner & Dalton (1953)
Calor latente de fusión (kJ/kg)	220 kJ/kg	205 a 220	Johnson et al. (2022), Han et al. (2006)

7.6.1 Dimensionamiento de la carga térmica y cantidad de PCM requerida

En base a las propiedades termo-físicas previamente caracterizadas para el PCM G20, en este apartado se procede a determinar la cantidad requerida del material de cambio de fase. Para ello, se define inicialmente una carga térmica de referencia, la cual está constituida por 2 litros de agua contenidos en un recipiente cúbico de acrílico.

Figura 45.

Envase cúbico de acrílico



Nota. Imagen tomada de Amazon (s.f)

A partir del volumen de agua seleccionado, se estima la energía necesaria para mantener su estado congelado durante un intervalo definido, lo cual permite calcular la masa de PCM G20 necesaria para cumplir dicha función térmica. Para el cálculo se utiliza la ecuación de calor latente (ver Ecuación 3) tanto para la cantidad de agua, como para la cantidad de PCM G20 en el envase,

para proseguir con un balance del calor latente. A continuación, junto con la cantidad equivalente en tarros individuales de 900 gramos previamente envasados.

$$N = \left[\frac{Q_{agua}}{Q_{jar}} \right] \quad (19)$$

Dónde finalmente se obtiene un valor de 2,78, es decir 3 envases de PCM G20, redondeando para arriba 4 del mismo, para mantener la homogeneidad de la cámara de congelación.

8. Análisis Térmico

8.1 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor a través de las paredes

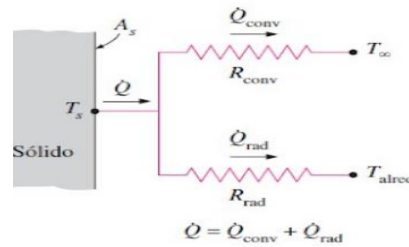
Para cada cara del refrigerador (puerta, techo, suelo y cuatro laterales) modelamos la transferencia de calor como una red de resistencias térmicas en serie y paralelo. El flujo global puede expresarse mediante la siguiente ecuación de resistencias equivalentes:

$$Q = \frac{T_{\infty,i} - T_{\infty,e}}{R_{conv} + R_{cond} + (R_{conv} + R_{rad})} \quad (20)$$

Sin embargo, para el cálculo numérico en régimen estacionario, directo de la resistencia externa se empleó la forma detallada que combina convección y radiación en un solo término de flujo:

Figura 46.

Modelo de transferencia de calor hacia una superficie.



Nota. Tomado de Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011).

$$q = h_{conv}A(T_\infty - T_s) + \varepsilon\sigma A(T_\infty^4 - T_\infty^4) \quad (21)$$

Dónde:

h_{conv} es el coeficiente de convección libre en el exterior, calculado para placas a la temperatura media.

ε y σ son la emisividad de la superficie y la constante de Stefan–Boltzmann, respectivamente.

T_s es la temperatura de la cara externa de la pared.

Finalmente, la carga térmica total de la cámara fría se evalúa sumando las contribuciones de las seis caras:

$$Q_{total} = \sum_{i=1}^6 q \quad (22)$$

8.1.1 Pared superior

Para estimar el flujo de calor que ingresa al sistema a través de la pared superior de la cámara de congelación, se empleó una sonda tipo termopar conectada a un multímetro digital, con el fin de registrar la temperatura superficial exterior del sistema. Esta medición se realizó con el refrigerador encendido, una vez alcanzada la temperatura interna estable de operación, que osciló entre $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Los datos registrados se tabularon en Microsoft Excel, junto con las propiedades termo físicas del aire evaluadas a la temperatura de película correspondiente.

Es importante señalar que esta metodología fue aplicada de forma idéntica para cada una de las superficies del sistema (laterales, inferior y frontal), por lo cual en los siguientes apartados no se repetirá la descripción del procedimiento, enfocándose únicamente en los resultados y cálculos correspondientes a cada cara.

Tabla 19.

Temperaturas superficiales del sistema.

Cara de la cámara de congelación	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatura (K)
Superior, Inferior y Laterales	23	296
Posterior	25	298
Frontal	20/25	293/298
Ambiente	≈ 26	300

Para el cálculo del coeficiente de convección y de las propiedades termo físicas del aire, se empleó el concepto de temperatura de película, la cual se define como el promedio entre la temperatura del aire ambiente y la temperatura superficial externa del sistema (de acuerdo a la Tabla 19):

$$T_p = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (23)$$

Dónde:

$T_\infty + T_s$, es la suma del valor de la temperatura ambiente y la temperatura de la superficie.

Reemplazando en la Ecuación 23, se obtiene entonces:

$$T_p = \frac{300 + 296}{2} \rightarrow T_p = 298 \text{ K} \approx 25^\circ\text{C} \quad (24)$$

Por tanto, se obtiene una temperatura de película de 25°C . Este valor se utiliza para consultar o interpolar las propiedades del aire a 1 atm (densidad, viscosidad, conductividad térmica, entre otras), ver Apéndice F.

Posteriormente para calcular definir el coeficiente de convección, también es necesario determinar la longitud característica del sistema, que para placas horizontales se define como como:

$$L = \frac{A}{P} \quad (25)$$

Dónde se observa gracias a la Tabla 5, que se tienen un área de la pared superior de $0,189 \text{ m}^2$ y un perímetro de $0,174 \text{ m}$, resultando en una longitud característica de:

$$L = \frac{0,189}{0,174} = 0,109 \text{ m} \quad (26)$$

A su vez, se puede obtener el área y longitud característica de cada pared:

Tabla 20.

Áreas y Longitudes Características para cada pared

Pared	Área (m ²)	Longitud característica (m)
Pared Superior e Inferior	0,189	0,109
Pared Lateral	0,235	0,51
Pared Frontal y Posterior	0,209	0,51
Icopor	0,123/0,209	0,397/0,51
Vidrio	0,209	0,51

Nota. La longitud característica considerada para las paredes verticales del sistema corresponde a su altura, al tratarse de convección natural en una superficie plana orientada verticalmente.

Los valores de la longitud característica se emplean como base para consultar los valores adimensionales del flujo externo (Rayleigh, Nusselt), permitiendo así el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección. A continuación, se muestran las propiedades del aire a 1 atm y 25°C para el cálculo de la pared superior.

Tabla 21.

Propiedades del aire a 1 atm y 25°C

Propiedad	Expansión volumétrica β	Conductividad térmica k (W/mK)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	Difusividad térmica α (m ² /s)	Número de Prandtl
Valor	0,0034	0,02551	1,562x10 ⁻⁵	2,141x10 ⁻⁵	0,7296

Con estos valores, se procede al cálculo del número de Rayleigh, el cual permite caracterizar el régimen de convección natural sobre superficies expuestas. Este número adimensional se define como:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)L^3}{\nu\alpha} \quad (27)$$

Donde:

g : aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

β : coeficiente de expansión térmica [1/K].

$T_\infty - T_s$: temperatura ambiente y superficial [K].

L : longitud característica [m].

ν : viscosidad cinemática [m²/s].

α : difusividad térmica [m²/s].

Sustituyendo en la Ecuación 27, los valores obtenidos de las propiedades del aire a 25 °C (Tabla 21) y la longitud característica de la pared superior:

$$Ra_L = \frac{(9,81)(0,0034)(300 - 296)(0,109)^3}{(1,562 \times 10^{-5})(2,141 \times 10^{-5})} = 5,16 \times 10^5 \quad (28)$$

Determinado valor de Ra , se pueden emplear las correlaciones empíricas propuestas para estimar el número de Nusselt, en convección natural sobre placas horizontales frías (Hrycak & Sandman, 1988). Para la pared superior (aire caliente encima, placa fría debajo) en régimen laminar $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$ se utiliza la siguiente correlación presentada en Incropera et al. (2007, p.577):

$$Nu = 0,27Ra_L^{1/4} \quad (29)$$

A continuación, se sustituye el valor de Ra_L la Ecuación 29 para calcular el número de Nusselt para la pared superior:

$$Nu = 0,27(5,16 \times 10^5)^{1/4} \rightarrow Nu = 7,24 \quad (30)$$

Una vez determinado el Nu para la superficie en estudio, el coeficiente de transferencia de calor por convección h se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h = \frac{Nuk}{L} \quad (31)$$

Donde k es la conductividad térmica del aire (ver Tabla 21) y L la longitud característica de la pared (ver Tabla 20). Remplazando los valores en la Ecuación 31, se obtiene un valor para el coeficiente de convección:

$$h = \frac{(7,24)(0,02551)}{0,109} = 1,69 \text{ W/m}^2\text{K}$$

A partir del coeficiente de convección de la pared superior $h=1,69 \text{ W/m}^2\text{K}$, se calcula la carga térmica por convección se obtiene mediante la Ecuación 5, que ahora se expresa de la siguiente forma:

$$Q_{conv} = h_{conv}A(T_{\infty} - T_s) \quad (32)$$

Al reemplazar el área determinada en la Ecuación 25 y la diferencia de temperatura utilizada en la Ecuación 27 dentro de la Ecuación 32, se obtiene la carga térmica por convección, cuyo valor es:

$$Q_{conv} = (1,69)(0,189)(300 - 296) \rightarrow Q_{conv} = 1,28 \text{ W} \quad (33)$$

Para la misma superficie, la transferencia de calor por radiación se evalúa a partir de la Ecuación 6, la cual, en este caso particular, se expresa de la siguiente forma:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_{\infty}^4 - T_s^4) \quad (34)$$

Donde:

ε : es la emisividad de la superficie.

σ : es la constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$).

A : área de la superficie.

$T_{\infty} - T_s$: temperatura ambiente y superficial [K].

Para la fachada exterior del refrigerador (compuesta de chapa de acero esmaltado con pintura vitrificada) se adoptó un valor de emisividad hemisférica total resulta adecuado adoptar:

$$\varepsilon = 0,90 \quad (35)$$

Este valor se fundamenta en la siguiente evidencia: En la tabla de emisividad de ThermoWorks, la superficie presenta una emisividad de 0,90. (ThermoWorks, s.f.). Por otro lado, los datos de Mastercool para aleaciones de acero oxidado reportan valores de emisividad cercanos a 0,90 (Mastercool Inc., s.f.). Por consiguiente, este valor de $\varepsilon = 0,90$ refleja adecuadamente la capacidad emisiva de la superficie esmaltada y garantiza una estimación precisa de la carga radiactiva para la Ecuación 34.

Al reemplazar el valor de emisividad obtenido en la Ecuación 35, junto con la diferencia de temperatura y el área correspondiente utilizadas en la Ecuación 33, se obtiene la carga térmica por radiación, cuyo valor es:

$$Q_{rad} = (0,90)(5,67 \times 10^{-8})(0,189)(300^4 - 296^4) \rightarrow Q_{rad} = 4,08W \quad (36)$$

De este modo, al sumar los valores obtenidos en las Ecuaciones 33 y 36, se determina la carga térmica total que incide sobre la pared superior de la cámara de refrigeración:

$$Q_{pred,superior} = Q_{conv} + Q_{rad} \rightarrow 1,28 + 4,08 = 5,36 W \quad (37)$$

8.1.2 Pared inferior

Siguiendo el mismo procedimiento, con las propiedades del aire a 1 atm y 25°C obtenemos un Ra_L de $5,16 \times 10^5$ y Nu de 14,4 (ver Apéndice G)

A diferencia de la pared superior, la pared inferior (aire caliente abajo, placa fría arriba) en régimen laminar $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$ se utiliza la siguiente correlación presentada en Incropera et al. (2007, p.577):

$$Nu = 0,54Ra_L^{1/4} \quad (38)$$

Al sustituir el valor de Ra_L en la Ecuación 38, se obtiene:

$$Nu = 0,54(5,16 \times 10^5)^{1/4} \rightarrow Nu = 14,47 \quad (39)$$

Finalmente, después de proceder el cálculo en Microsoft Excel, se obtiene una carga total de la pared inferior $Q_{pared,inferior}$ de 6,63 W (ver Apéndice G)

8.1.3 Paredes Laterales

Con base en los datos presentados en la Tabla 20, y al sustituir los valores correspondientes en la Ecuación 22, se obtiene una temperatura media de 25 °C para la pared superior. (esto para tener en cuenta las propiedades termo físicas del aire). Asimismo, dado que se trata de una pared vertical, se adopta una longitud característica de 0,51 m, la cual se mantendrá constante en los cálculos posteriores aplicables a superficies verticales. Por su parte, el área correspondiente a la pared superior es de 0,236 m², según las dimensiones detalladas en la Tabla 4.

Consecuentemente para conocer el coeficiente medio de transferencia de calor por convección natural en la cara externa (aire ambiente), se obtiene a partir del número de Nusselt calculado con la correlación de Churchill & Chu (1975), ampliamente aceptada porque cubre toda la gama práctica de números de Rayleigh (Ra) y de Prandtl (Pr) para aire:

Para $Ra_L < 10^9$:

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (40)$$

Para $10^9 \leq Ra_L \leq 10^{12}$:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (41)$$

Dónde Ra_L y Pr , representan el valor del número de Rayleigh y número de Prandtl respectivamente. Al contar con un valor de Ra_L de $5,29 \times 10^7$ se procede a usar la Ecuación 39.

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670(5,29 \times 10^7)^{1/4}}{\left[1 + (0,492/(0,7296))^{9/16}\right]^{4/9}} \rightarrow Nu = 44,67 \quad (42)$$

Resultando en un valor para la carga de las paredes laterales de (ver Apéndice H):

$$2(Q_{pared,lateral}) = 14,34 \text{ W} \quad (43)$$

8.1.4 Pared Posterior

Reemplazando los valores de las temperaturas T_∞ y T_s , de la Tabla 19 en la Ecuación 23:

$$T_p = \frac{300 + 298}{2} \rightarrow T_p = 299K \approx 25^\circ C \quad (44)$$

Se obtiene un valor de $Q_{pared,posterior}$ igual a 3,07 W (ver Apéndice I)

8.1.5 Pared Frontal

Para la pared frontal se tiene dos secciones para el análisis, una zona de acero esmaltado y una zona protegida por poliestireno expandido conocido como icopor (este con el fin de disminuir drásticamente la transferencia de calor a través del vidrio).

$$A_{esmaltada} = A_{total} - A_{icopor} \quad (45)$$

Para determinar cada área de contacto se revisan los valores de la Tabla 4, para ser reemplazados en la ecuación 42.

$$A_{esmaltada} = (0,209) - (0,123) \rightarrow A_{esmaltada} = 0,086 \text{ m}^2$$

Para el área esmaltada se tiene una temperatura de película de (ver Tabla 19, ver ecuación 23):

$$T_p = \frac{300 + 293}{2} \rightarrow T_p = 296K \approx 22^\circ C$$

Utilizando las propiedades del aire a 1 atm y 22°C, y tabuladas en Microsoft Excel (ver Apéndice J):

$$Q_{a,esmaltada} = 4,75 \text{ W} \quad (46)$$

Se prosigue con el cálculo para la segunda zona (icopor):

$$T_p = \frac{300 + 298}{2} \rightarrow T_p = 299K \approx 25^\circ C \quad (47)$$

Usando las propiedades termo físicas del aire a 1 atm (ver Apéndice F), y finalmente resolviendo las ecuaciones a través de Microsoft Excel.

Por otro lado, en la bibliografía se describe al poliestireno expandido (EPS, icopor) como un material de emisividad elevada, aunque el valor exacto depende del color y de los aditivos. Por ejemplo, en mediciones termográficas in situ, Krause y Nowoświat (2020) determinaron una emisividad hemisférica de $\varepsilon = 0,95$ para paneles de EPS gris con grafito, mientras que, a partir de la literatura, adoptaron $\varepsilon \approx 0,60$ para EPS blanco convencional. Estas magnitudes coinciden con tablas de uso ingenieril: como en el registro de ThermoWorks Electronic Temperature Instruments Ltd para “Styrofoam insulation” y (marca comercial de EPS) consigna $\varepsilon = 0,60$ como valor de referencia para superficies blancas limpias (ThermoWorks, s.f; Electronic Temperature Instruments Ltd., s.f).

En consecuencia, la carga térmica correspondiente presenta un valor de:

$$Q_{icopor} = 1,42 W \quad (48)$$

Tal como se detalla en el Apéndice K.

Finalmente se muestra la totalidad de la carga a través de las paredes en la siguiente tabla:

Tabla 22.

Carga total a través de las paredes

Pared	Carga (W)
-------	-----------

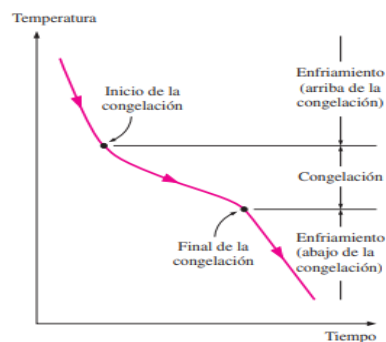
$Q_{pared,superior}$	5,36
$Q_{pared,inferior}$	6,63
$Q_{paredes,laterales}$	14,34
$Q_{pared,posterior}$	3,07
$Q_{esmaltado}$	4,75
$Q_{pared,icopor}$	1,42
TOTAL	35,57 W

8.2 Cálculo de carga térmica por el almacenamiento de agua

Para estimar las pérdidas térmicas por introducción de agua al sistema, se considera el efecto de una masa líquida que debe ser enfriada desde su temperatura inicial hasta la temperatura interna del refrigerador.

Figura 47.

Curva de Congelación Típica de un producto alimenticio.



Nota. Tomado de Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011).

Este tipo de carga representa un escenario común en aplicaciones reales, donde se introducen líquidos u otros productos que requieren alcanzar la temperatura de almacenamiento en un tiempo determinado, donde se analiza el agua antes de convertirse en hielo y seguir enfriándose. En este caso, se evalúa el comportamiento térmico del agua como producto de referencia, considerando su masa, calor específico y la diferencia de temperatura entre su estado

inicial y el objetivo de enfriamiento (ver Tabla 3 y Tabla 4). Este análisis permite cuantificar la energía que debe absorber el sistema para estabilizar dicha carga.

Calor Sensible por encima del punto de congelación:

Se reemplazan los valores en la Ecuación 2

$$Q = (2)(4,182)(25,5 - 0) \rightarrow Q = 213,28 \text{ kJ} \quad (49)$$

Calor Sensible por debajo del punto de congelación:

$$Q = 2(2,040)(0 - (-11,2)) \rightarrow Q = 45,70 \text{ kJ} \quad (50)$$

Calor Latente:

Se reemplazan los valores en la Ecuación 3

$$Q = (2)(334) \rightarrow Q = 668 \text{ kJ} \quad (51)$$

Calor Total:

$$Q = 926,98 \quad (52)$$

Tasa media de extracción:

$$Q = \frac{926,98}{14 * 3600} = 18,39 \text{ W} \quad (53)$$

8.3 Cálculo de carga térmica por almacenamiento del PCM

Adicionalmente, se incorpora al análisis el comportamiento térmico de un material de cambio de fase (PCM), en este caso una mezcla de glicerina y agua en proporciones 20/80 en masa. Para su análisis se toman en cuenta la masa total del PCM, su temperatura inicial, el calor específico en estado sensible, el punto de cambio de fase y el calor latente de fusión (ver Tabla 18), con el objetivo de calcular la demanda energética total necesaria para completar su ciclo térmico dentro del sistema. Además, para evitar redundancia en el presente proyecto se muestran los datos obtenidos a través de la siguiente tabla:

Tabla 23.

Carga por almacenamiento del PCM

Calor	Valor (kJ)
Calor sensible por encima del punto de congelación	347,14
Calor sensible por debajo del punto de congelación	65,84
Calor latente	792
Total	1204,98

Tasa media de extracción:

$$Q = \frac{1204,98}{14 * 3600} = 23,91 \text{ W} \quad (54)$$

8.4 Cálculo de carga térmica por equipos eléctricos internos

Dentro del volumen refrigerado, los equipos eléctricos en operación generan calor que debe ser compensado por el sistema de refrigeración. Este tipo de carga térmica se conoce como carga interna por servicio eléctrico, e incluye elementos como ventiladores, motores de circulación, lámparas o cualquier dispositivo activo en el interior de la cámara. En el análisis, se identificó que

el único equipo activo al interior de la cámara es el ventilador del evaporador, cuya función es mantener una distribución homogénea de temperatura. No se cuenta con iluminación interna ni otros dispositivos que aporten calor adicional.

Ortiz Ortiz y Pinzón Abril (2016) comparten las características del motor (110V y 0,2), además de que consideran un factor de potencia del 0,6, el cual adoptan con base en los criterios establecidos por Dossat (1963) en su obra Principios de refrigeración.

Entonces reemplazando en la ecuación 14, multiplicado por el factor de potencia:

$$Q = (110)(0,2)(0,6) \rightarrow Q = 13,2 \text{ W} \quad (55)$$

8.5 Carga total del sistema

Con las cargas previamente calculadas se obtiene la carga total del sistema expresado como:

$$Q_{total} = Q_{amb} + Q_{agua} + Q_{pcm} + Q_{equipo} \quad (56)$$

Tabla 24.

Carga total del sistema

Carga	Valor (W)
Q_{amb}	35,57
Q_{amb}	18,39
Q_{pcm}	23,91
Q_{equipo}	13,20
Total	91,07

9. Simulación térmica de la cámara de refrigeración mediante SolidWorks

En este apartado se presenta una simulación térmica de la cámara de refrigeración mediante el software SolidWorks Simulation, con el objetivo de analizar la distribución interna de temperaturas bajo las condiciones de operación. Esta herramienta permite visualizar los gradientes térmicos presentes en las superficies internas del sistema, identificando zonas con mayor y menor transferencia de calor. Para simular correctamente el comportamiento del PCM G20 dentro de la cámara de refrigeración se introducen los valores compartidos por Medeiros et. al (2019) ver Figura 39, 40 y 41, dónde se comparten la variación de las propiedades termofísicas de la mezcla respecto a la temperatura, esto es posible gracias al software de Automeris (ver Apéndices L, M y N).

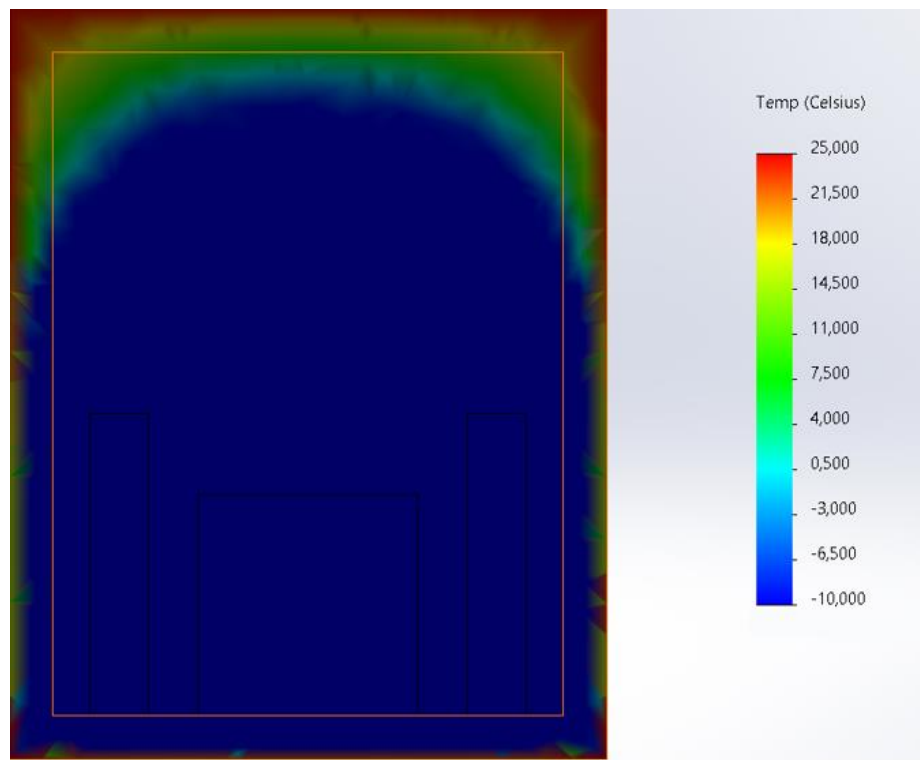
9.1 Resultados de la simulación térmica de la cámara de refrigeración mediante

SolidWorks

A continuación, durante una simulación térmica de 10 horas, se evaluó el comportamiento interno de un compartimiento refrigerado tras el corte de energía, en un escenario sin funcionamiento activo de la batería, para tener conocimiento del momento en el cuál aparecerán las primeras gotas de agua en el bloque de hielo. Dentro del volumen se dispone un cubo de agua inicialmente congelado al centro, y en los extremos laterales se incluyen dos bloques de material de cambio de fase (PCM), diseñados para absorber calor durante el proceso y extender la estabilidad térmica del sistema. Para monitorear la evolución, se incorporó un sensor virtual en el centro del cubo de agua con el fin de registrar su temperatura promedio.

Figura 48.

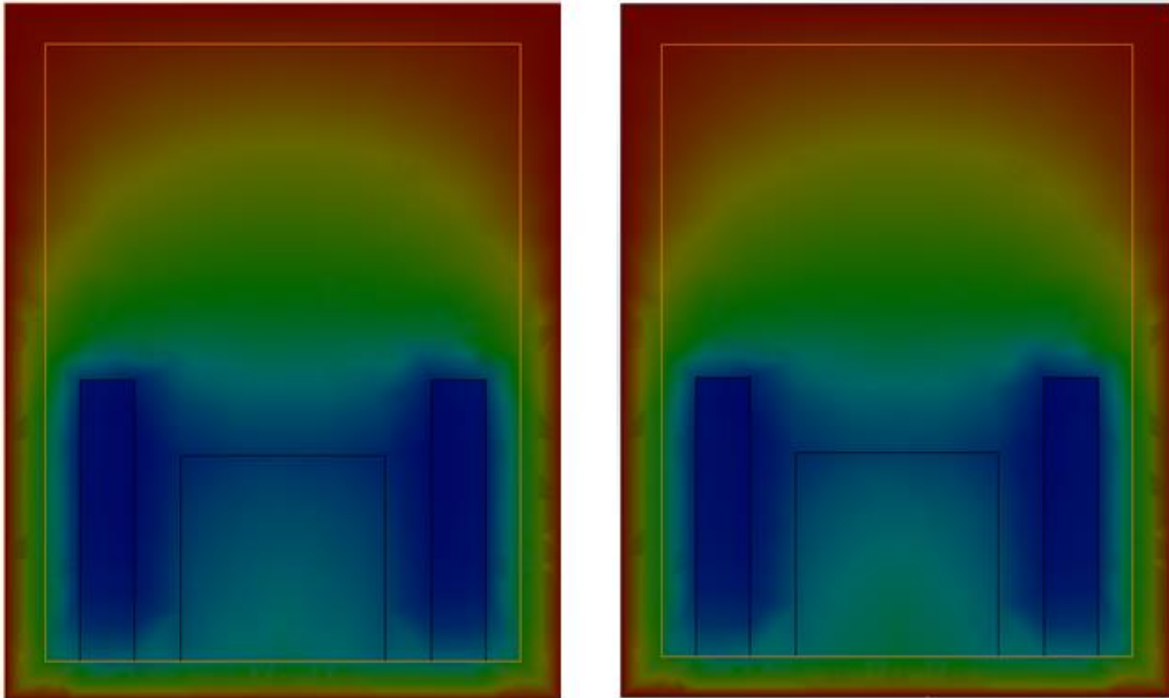
Gradiente térmico en corte transversal en la primera hora



En la hora 1 (Figura 48), la cavidad se mantiene en estado prácticamente estable, con temperaturas internas por debajo de los 0 °C. Tanto el cubo de agua como los bloques de PCM están aún en estado sólido, funcionando como barreras térmicas que evitan la propagación rápida del calor desde las paredes hacia el centro.

Figura 49.

Gradiente térmico en corte transversal en la tercera hora y quinta hora



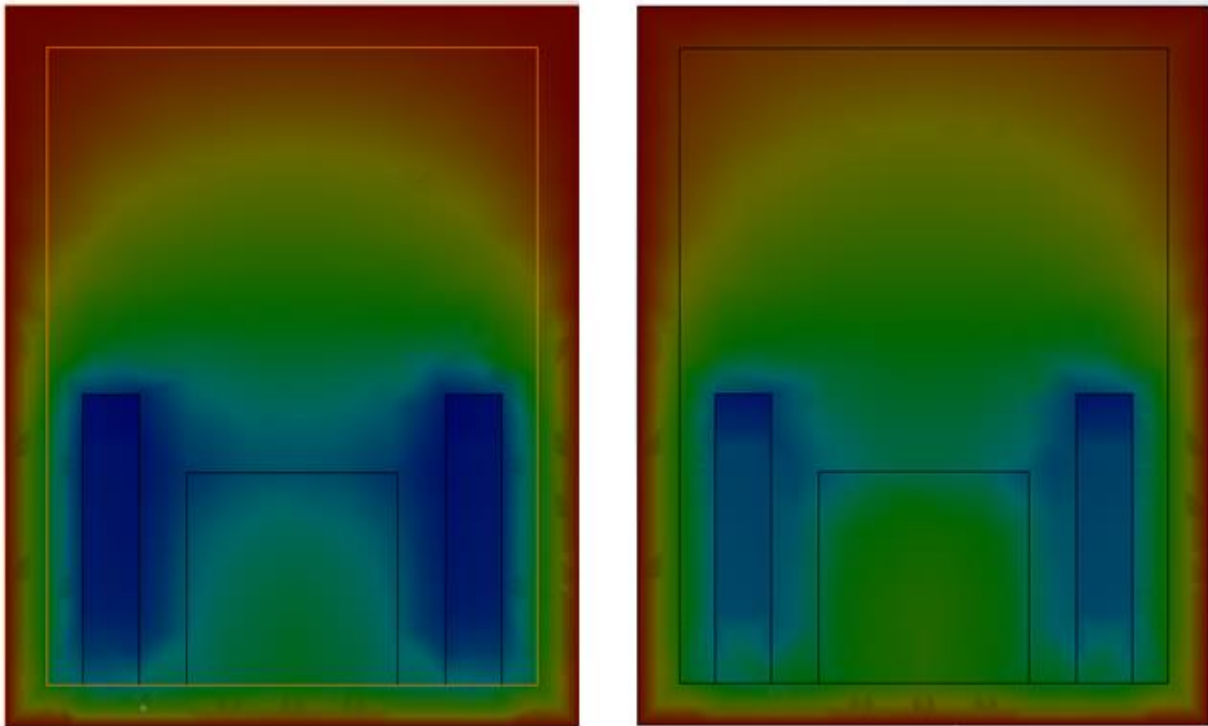
Nota. Al lado izquierdo de la imagen se observa el gradiente térmico en corte transversal en la tercera hora, y al lado derecho para la quinta hora.

En la hora 3 (Figura 49), se comienza a evidenciar una leve entrada de calor desde las superficies externas. Las zonas altas del compartimiento muestran temperaturas en ascenso, cercanas a los 5–7 °C, mientras que el centro del sistema, donde se ubican el cubo de agua y los PCM continúa manteniéndose frío gracias a la alta inercia térmica de ambos cuerpos.

En la hora 5 (Figura 49), el incremento térmico es más notorio. Las paredes exteriores superan los 10 °C y el volumen de aire ya presenta un gradiente marcado. Los PCM comienzan su transición de fase, absorbiendo calor latente y retrasando el aumento de temperatura en el entorno inmediato. Esta acción protectora también beneficia al cubo de agua, que sigue estando en un estado sólido.

Figura 50.

Gradiente térmico en corte transversal en la séptima hora y novena hora



Nota. Al lado izquierdo de la imagen se observa el gradiente térmico en corte transversal para la séptima hora, y al lado derecho para la novena hora.

Para la hora 7 (Figura 50), los PCM están en pleno proceso de fusión. Su capacidad de absorción térmica estabiliza el entorno térmico, evitando un calentamiento brusco del aire interior. El cubo de agua empieza a calentarse en su periferia, aunque su núcleo permanece frío.

En la hora 9 (Figura 50), los PCM han absorbido una cantidad significativa de calor y se encuentran en estado líquido en la figura se observa de una tonalidad azul claro, porque sigue en una temperatura debajo 0°C . La temperatura en el interior del compartimiento se ha elevado, especialmente en zonas superiores, donde el aire supera los 10°C . El cubo de agua ha entrado en fase líquida, aunque aún conserva un núcleo frío.

Este análisis corresponde al informe de resultados térmicos generado automáticamente por SolidWorks Flow Simulation dentro del estudio documentado en el archivo de proyecto Aprendizaje O, donde se recopila toda la evolución térmica en condición de apagado y la validación con sensores virtuales.

10. Estudio experimental de la respuesta térmica del sistema

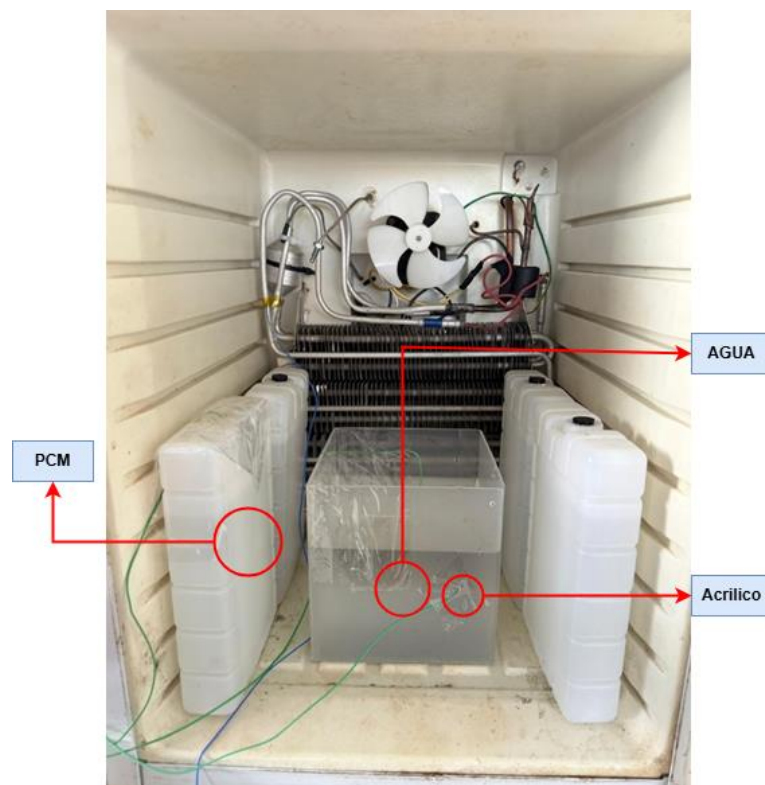
En esta sección se presenta el estudio experimental realizado con el prototipo de refrigerador solar fotovoltaico, asistido por un material con cambio de fase (PCM). El objetivo principal fue observar y registrar el comportamiento térmico del sistema bajo condiciones reales de operación. Para ello, se introdujo una carga de agua representativa en el interior de la cámara (2kg de agua), y se empleó instrumentación basada en termopares tipo K conectadas a un termómetro digital de doble canal (modelo UNI-T UT320D) con una capacidad de medición entre $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una precisión de $\pm (0,5\% + 1\text{ }^{\circ}\text{C})$, según especificaciones del fabricante. Lo que permite el monitoreo de las temperaturas (con una frecuencia de cada 20 minutos) en distintos puntos del sistema como se muestra en la Figura 54. Esta evaluación experimental complementa las simulaciones previas, y permite validar el desempeño térmico del sistema en condiciones reales.

Figura 51.

Modelo UNI-T UT320D

**Figura 52.**

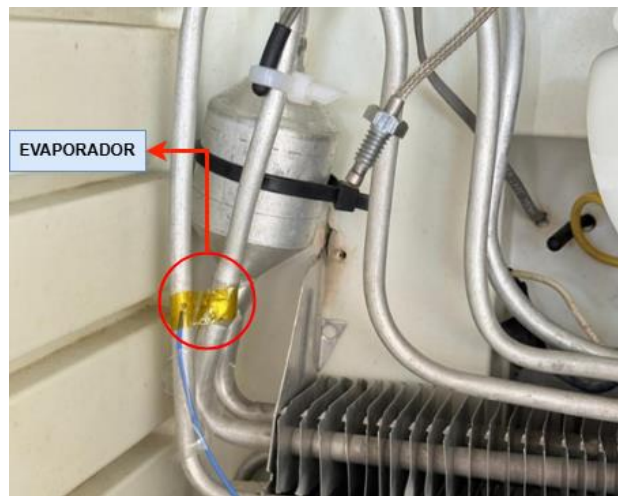
Posición de los termopares en el sistema



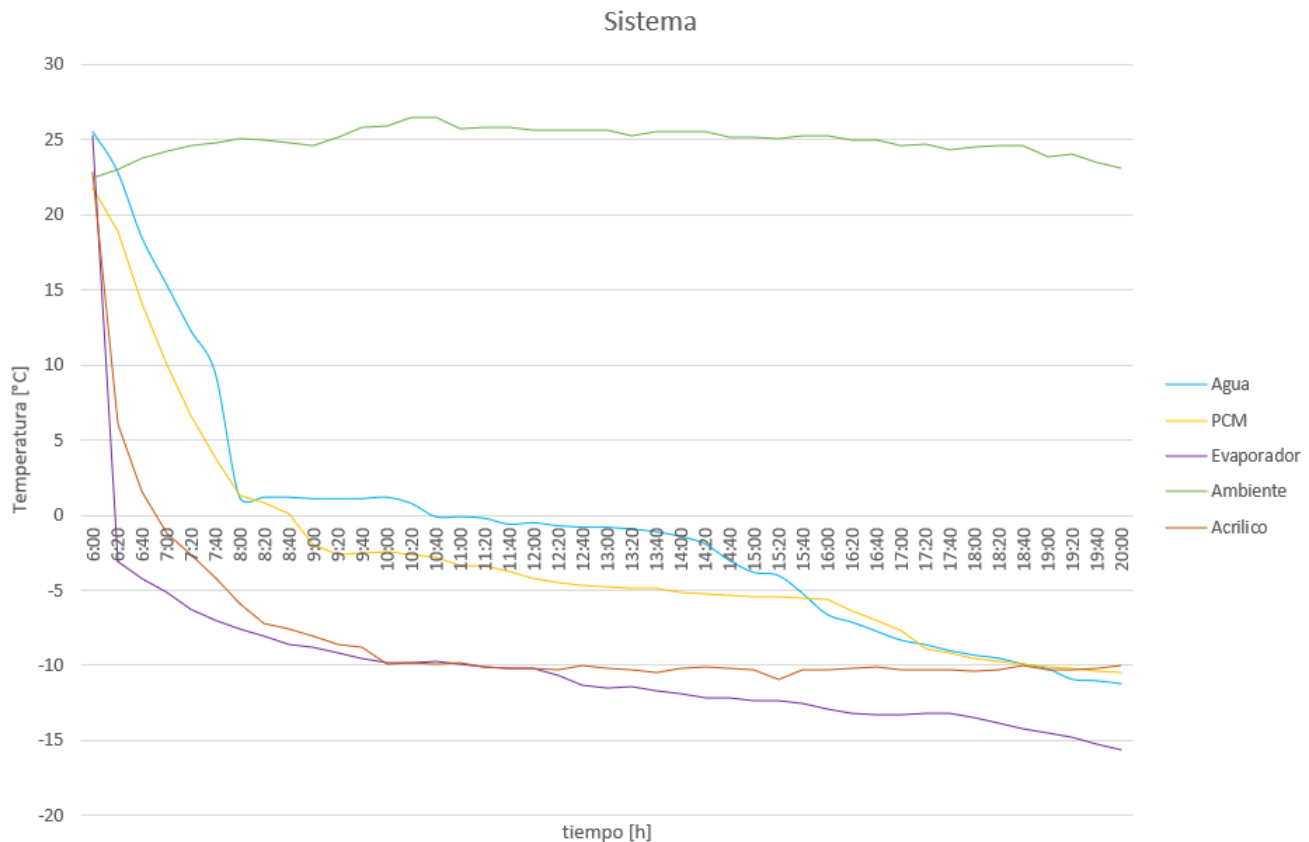
Nota. También se ubica un termopar en la pared lateral externa del refrigerador con el fin de registrar la temperatura ambiente alrededor del sistema.

Figura 53.

Posición del termopar en el evaporador



Nota. Se utiliza otro color (azul) para evitar confusiones al captar su temperatura, ya que se cuenta con cuatro canales, y se tienen cinco termopares.

Figura 54.*Perfil de enfriamiento del sistema*

10.1 Evaluación de la autonomía en situación crítica

Para determinar el comportamiento en una situación crítica ya sea el cielo nublado o un apagón nocturno debido a mala autonomía de las baterías en medio de la noche sin irradiación, se inició el ensayo una vez que el sistema alcanzó un estado completamente congelado (temperaturas alrededor de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el PCM y cubo de agua), se desconectó el compresor y se dejó cerrado el frigorífico durante el período nocturno. Durante este intervalo, los termómetros UNI-T UT320D continuaron registrando la evolución de la temperatura en los mismos puntos definidos (ver Figura 54 y 55). A partir de esos datos se construyó perfil de autonomía térmica (Figura 58).

Figura 55.

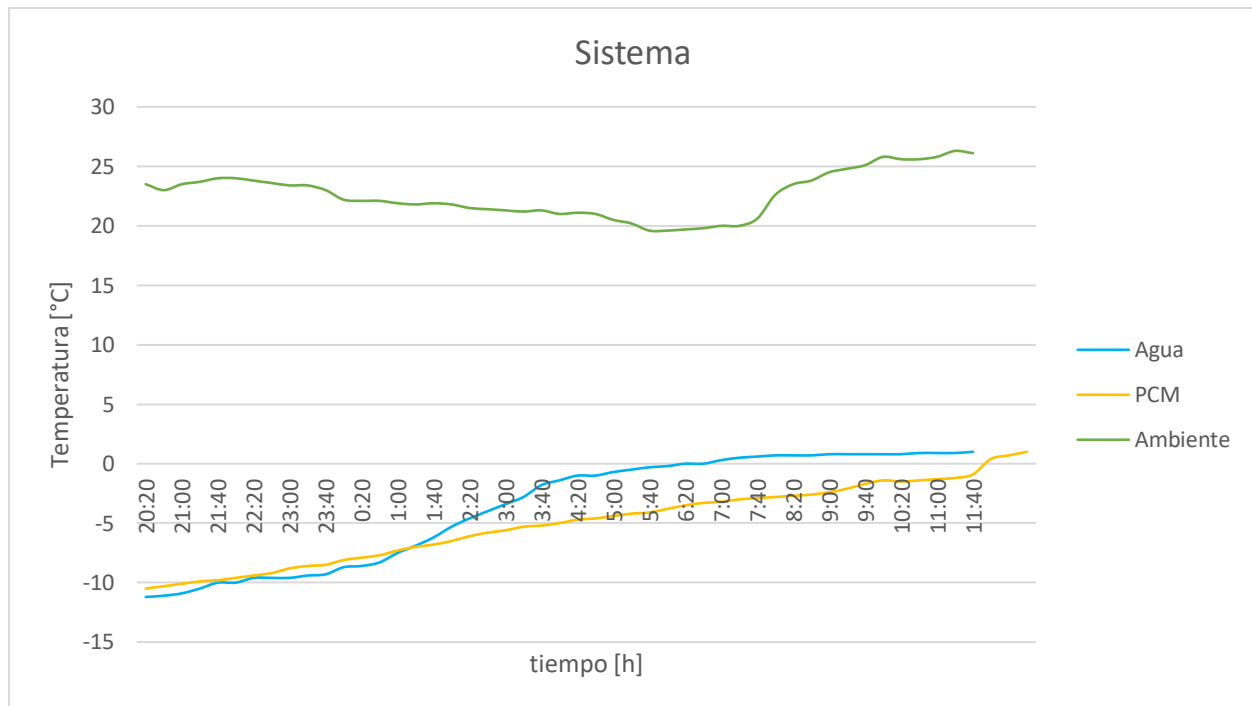
Configuración experimental nocturna para registro de temperaturas



Nota. Se observa la lámpara LED que iluminó el montaje para registrar temperaturas.

Figura 56.

Perfil de calentamiento térmico nocturno del sistema



11. Consumo energético

Para cuantificar el consumo energético del sistema durante su operación, se utilizó un medidor de consumo eléctrico digital (wattímetro, modelo Steren), el cual fue conectado entre el inversor de corriente (DC a AC) y el cable de alimentación del refrigerador. Este dispositivo permitió registrar el total de energía eléctrica consumida en kilovatios-hora (kWh) durante el tiempo en que el sistema estuvo en funcionamiento continuo.

Figura 57.

Medidor de consumo eléctrico



Nota. Imagen del medidor de consumo eléctrico Steren de stock, y en uso para el estudio experimental.

La medición se llevó a cabo desde el momento de arranque del sistema hasta finalizar el ensayo térmico, sin interrupciones en el suministro. El wattímetro entregó como resultado un consumo total acumulado de 2,486 kWh, correspondiente a un intervalo de 14 horas de operación.

Figura 58.

Lectura total del medidor de consumo eléctrico



Adicionalmente, el equipo permitió observar valores máximos y mínimos de potencia instantánea, corriente y voltaje, lo cual brindó una referencia del comportamiento del compresor durante su ciclo continuo, especialmente útil considerando que este tipo de refrigerador opera con compresor de funcionamiento constante.

11.1 Coeficiente de Rendimiento (COP)

Como se observa en la Figura 57, el consumo del refrigerador dio un total de 2,486 kWh, que el kJ se convierten de la siguiente manera:

$$W = 2,486 * 3600 \rightarrow W = 8949,6 \text{ kJ} \quad (57)$$

La carga térmica total del sistema, presentada en la Tabla 24, se expresa en las mismas unidades para efectos de comparación y cálculo del COP. Esta carga incluye todas las contribuciones térmicas analizadas (agua, PCM, paredes y ventilador), cuya suma será trabajada en kilojulios (kJ):

$$Q = 90,07 * \frac{50400}{1000} \rightarrow Q = 4589,92 \text{ kJ} \quad (58)$$

A partir de esto, el COP del sistema se determina como:

$$COP = \frac{Q_{ext}}{W_{ent}} \quad (59)$$

Dónde:

COP: Coeficiente de rendimiento.

Q_{ext} : Energía útil extraída del sistema, se entiende como el calor absorbido por el evaporador.

W_{ent} : Trabajo de entrada o energía eléctrica consumida por el compresor (en las mismas unidades que Q_{ext}).

Remplazando valores de las Ecuaciones 57 y 58, en la Ecuación 59, se obtiene un COP de:

$$COP = \frac{4589,92}{8949,60} \rightarrow COP = 0,5 \quad (60)$$

12. Discusión de Resultados

12.1 Comparación del comportamiento térmico en la fase de derretimiento

Una vez alcanzado el estado totalmente congelado, el sistema fue sometido a un escenario de corte de energía, con el fin de evaluar la autonomía térmica del refrigerador mediante la observación del proceso de derretimiento del agua y el PCM G20. Se procede entonces a comparar el estudio que se realizó tanto una simulación en SolidWorks Flow Simulation como un ensayo experimental en condiciones reales en Bucaramanga.

La simulación térmica fue ejecutada para un intervalo de 10 horas, partiendo de condiciones iniciales en las que el PCM y el cubo de agua estaban completamente congelados a temperaturas de -10 °C. Según el modelo, el sistema mantenía estabilidad térmica durante las primeras 3 horas, gracias a la alta inercia térmica de los materiales. Es a partir de la hora 5, se inició la transición de fase del PCM, y en la hora 7, este se encontraba en pleno proceso de fusión. El agua, por su parte, comienza un calentamiento superficialmente en esa misma hora, conservando aún un núcleo sólido. Para la hora 9, tanto el PCM como el cubo de agua habían

alcanzado temperaturas superiores a sus respectivos puntos de fusión, presentando un proceso de derretimiento parcial, aunque aún con zonas frías en su interior

Por otro lado, en el ensayo experimental, una vez desconectado el sistema, tras el monitoreo de temperaturas en intervalos de 20 minutos. Se observó que el cubo de agua mantuvo su estado sólido durante más de 9 horas, con un calentamiento visible en la gráfica cerca de la séptima hora. El proceso de fusión fue lento y progresivo, completándose en la teoría a los 0°C hacia la décima hora.

El PCM G20 por su parte mostró un comportamiento en el cuál comienza el calentamiento casi de inmediato, y comenzó a fundirse superficialmente tras la séptima hora, pero mantuvo una temperatura bajo cero incluso pasadas 10 horas, pero ya en un estado líquido. (en concordancia con lo visto en la simulación).

Tabla 25.

Comparativa entre el tiempo de fusión entre la simulación y el estudio experimental

Etapa	Agua	Desviación Porcentual	PCM G20	Desviación Porcentual
Inicio de fusión				
Inicio de fusión (simulado)	7 horas	22%	7 horas	12,5 %
Inicio de fusión (real)	Entre 8 y 9 horas		8 horas	
Fusión completa				
Fusión completa (simulado)	9 horas	10 %	9 horas	6,9 %
Fusión completa (real)	10 horas		9 horas	

Nota. Para el cálculo de la desviación porcentual se obtiene el cociente entre la diferencia del tiempo simulado con el tiempo real, y el tiempo real con un producto de 100

Las discrepancias observadas de aproximadamente 2 horas pueden explicarse a que el agua en el ensayo alcanzo una temperatura de $-11,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que hace que extienda su inercia térmica, en cuanto al PCM, estar en contacto con las paredes laterales empezó a calentarse inmediatamente.

A pesar de estas diferencias, la simulación representa adecuadamente la tendencia general del sistema, validando su utilidad como herramienta predictiva preliminar., ya que la simulación predijo correctamente el orden de aparición de la fusión (primero el PCM, luego el agua), pero subestimó ligeramente los tiempos reales, especialmente la fusión completa para el agua.

12.2 Análisis del COP obtenido en el sistema de refrigeración

En las mediciones experimentales realizadas, se determinó que el sistema de refrigeración (tipo minibar con compresor convencional) operó durante 14 horas continuas, presentando un consumo energético acumulado de aproximadamente 2,4 kWh. Al contrastar este dato con la cantidad de calor extraído del interior del compartimiento (según el cálculo de las cargas térmicas, expresadas en kJ), se obtuvo un Coeficiente de Rendimiento (COP) del orden de 0,5, este es un valor considerablemente inferior a lo que se reporta habitualmente en la literatura técnica para este tipo de sistemas.

Este valor bajo de COP obtenido en el estudio se explica, en parte, porque el compresor operó sin interrupciones durante todo el tiempo de prueba, lo cual indica que el sistema estuvo en una condición de carga térmica constante y elevada. Este comportamiento puede deberse a una configuración del termostato en su punto más bajo, exigiendo al compresor mantener temperaturas interiores considerablemente inferiores al entorno.

Desde el punto de vista termodinámico, la eficiencia de un ciclo de refrigeración depende directamente de la diferencia entre la temperatura del evaporador (interior del refrigerador) y la del condensador (ambiente). A mayor diferencia, menor es el rendimiento del ciclo real. En este

caso, las condiciones llevaron al sistema a operar en su punto de menor eficiencia, lo que justifica el bajo COP observado.

Cabe resaltar que un COP inferior a 1,0 en sistemas de compresión mecánica no es habitual y, si se mantiene de forma sostenida, puede ser indicativo de fallas técnicas (como carga insuficiente de refrigerante, defectos en el compresor o sellos defectuosos en la puerta) o de condiciones operativas no adecuadas. Por ejemplo, en refrigeradores de absorción (tecnología menos eficiente), los COP rondan entre 0,5 y 0,7, lo que pone en perspectiva el bajo rendimiento medido.

Este resultado, es relevante para fines del estudio, el mismo permite dejar en evidencia las limitaciones del sistema bajo condiciones reales y de uso continuo, particularmente en contextos de zonas no interconectadas donde el consumo energético debe ser optimizado. A partir de esta observación, se podrían considerar estrategias de mejora como: rediseñar el sistema de ventilación del condensador, mejorar el aislamiento térmico o utilizar termostatos programables que permitan ajustar la demanda de frío según las condiciones externas.

Conclusiones

El sistema fotovoltaico propuesto, compuesto por un panel de 280 W, batería de 100 Ah y controlador MPPT, logró mantener en operación continua al refrigerador tipo minibar sin necesidad de conexión a red eléctrica, demostrando su funcionamiento autónomo bajo condiciones solares como las de Bucaramanga, y por extensión, las de zonas como Puerto Isabel (Bolívar).

Se incursiono en la búsqueda de un PCM económico que a su vez cumpliera con los criterios deseados, además de que su integración dentro de la cámara de refrigeración contribuyó a prolongar la conservación del frío tras el corte de energía, alargando el tiempo de derretimiento

de la carga térmica (agua) más allá de las 10 horas en condiciones reales. Dejando en evidencia que los materiales de cambio de fase son una alternativa efectiva para aumentar la autonomía térmica en sistemas donde se quiera conservar el frío.

La comparación entre la simulación térmica en SolidWorks y los datos reales corroboró una tendencia coherente, aunque con diferencias temporales en el derretimiento del PCM y el agua. Por otro lado, el coeficiente de rendimiento (COP) obtenido experimentalmente fue de 0,5, un valor bajo en comparación con los rangos esperados para refrigeradores de compresor, lo que evidencia una eficiencia limitada del sistema en las condiciones probadas. Este bajo COP se relaciona directamente con el funcionamiento continuo del compresor y las pérdidas por aislamiento, lo que representa un punto dónde se puede mejorar.

La mayor limitación del estudio fue de tipo económico, lo cual condicionó el uso de instrumentación, la escala reducida del sistema y la posibilidad de realizar pruebas directamente en la zona de aplicación. Aun así, los resultados obtenidos son consistentes y valiosos como base para proyectos futuros (se puede observar cómo sería la publicación en la RevistaUISIngenierías en el Apéndice X).

En síntesis, esta investigación demuestra que es viable implementar un sistema de refrigeración solar asistido por PCM como solución para la conservación de alimentos y/o medicamentos en zonas rurales aisladas. Si bien es necesario optimizar su eficiencia energética (para este refrigerador en específico) y realizar ajustes en la escala y diseño, el enfoque planteado representa una alternativa sostenible, replicable y socialmente pertinente para enfrentar el problema de la falta de refrigeración en las ZNI del país.

Referencias

- Almario, M. A. (2023, 10 de marzo). Cerca de 97% de los colombianos tiene acceso a la energía eléctrica según Minenergía. *La República*. Recuperado de <https://www.larepublica.co/especiales/el-apagon-de-1992-1993/cerca-de-97-de-los-colombianos-tiene-acceso-a-la-energia-electrica-segun-minenergia-3565120>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) (2010). *STANDARD 90.1. Energy Standard for Buildings except Low-Rise Residential Buildings*. ASHRAE: Atlanta.
- Anyanwu, E. E., & Ogueke, N. V. (2005). *Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator*. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.05.005>
- Atkins, P., & de Paula, J. (2006). *Physical Chemistry* (8th ed.). Oxford University Press.
- AutoSolar. (s.f.). *Diferencias entre inversores de onda senoidal pura y modificada*. AutoSolar. Recuperado de: <https://autosolar.co/aspectos-tecnicos/diferencias-entre-inversores-de-onda-senoidal-pura-y-modificada>
- Benavides Ballesteros, H. O., Simbagueva Fonseca, O., & Zapata Lesmes, H. J. (2017). *Atlas de radiación solar; ultravioleta y ozono de Colombia*. Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales – IDEAM; Unidad de Planeación Minero Energética – UPME; Fundación Universitaria Los Libertadores.
- Bhagat, K. (2016). PCM based solar refrigeration systems. *Cooling India*. Recuperado de <https://www.coolingindia.in/pcm-based-solar-refrigeration-systems/>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* (8.ª ed.). McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4.ª ed.). McGraw-Hill.

Chojnacky, M., & Rodriguez, A. L. (2020). *Effect of thermal ballast loading on temperature stability of domestic refrigerators used for vaccine storage*. PLOS ONE
<https://doi.org/10.1371/journal.pone.0235777>

Churchill, S.W. and Chu, H.H.S. (1975) Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate. International Journal of Heat and Mass Transfer.
[http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4)

Coca-Ortegón, A. (2019). *Estudio teórico-experimental de un refrigerador solar fotovoltaico con almacenamiento de frío mediante materiales de cambio de fase*. Universitat Rovira i Virgili.

Comité Internacional de la Cruz Roja. (s.f.). *Solar fridge/freezer, Solar Dir. Drive 60, for vaccine storage*. Recuperado de <https://itemscatalogue.redcross.int/health--3/cold-chain--3/fridges-and-freezers--43/solar-fridgefreezer-solar-dir-drive-60-for-vaccine-storage--XCOLFRIF01.aspx>

Croda Industrial Specialties. (s.f.). *CrodaTherm™ 60*. Recuperado de https://www.crodaindustrialspecialties.com/en-gb/product-finder/product/1803-crodatherm_1_60

Croda Industrial Specialties. (s.f.). *CrodaTherm™ 6.5*. Recuperado de https://www.crodaindustrialspecialties.com/en-gb/product-finder/product/1796-crodatherm_1_6_1_5

Dean, J. A. (2017). *Lange's Handbook of Chemistry* (17.a ed.). McGraw-Hill Education.

Devireddy, R. V., Leo, P. H., Lowengrub, J. S., & Bischof, J. C. (2001). *Measurement and numerical analysis of freezing in solutions enclosed in a small container*. International Journal of Heat and Mass Transfer.

- Dossat, R. J. (1963). *Principios de refrigeración* (L. Dignowity, Trad.). Compañía Editorial Continental.
- Dossat, R. J., & Horan, T. J. (2001). *Principles of refrigeration* (5th ed.). Pearson Education.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4^a ed.). Wiley.
- Electronic Temperature Instruments Ltd. (s.f.). *Emissivity table for infrared thermometers*.
Recuperado de <https://thermometer.co.uk/content/297-emissivity-table>
- Fan, Y., Luo, L., & Souyri, B. (2007). *Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.01.007>
- Farid, M. M., Khudhair, A. M., Razack, S. A. K., & Al-Hallaj, S. (2004). *A review on phase change energy storage: materials and applications*. Energy Conversion and Management.
- Feng, T., Zhang, X., & Ji, J. (2024). *Preparation and properties of gel-type low-temperature phase change materials*. Journal of Energy Storage. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.111644>
- Generation Genius. (s.f.). *Calor: Transferencia de energía térmica – material de lectura*.
Recuperado de: <https://www.generationgenius.com/es/calor-transferencia-de-energia-termica-material-de-lectura-6-a-8-grado/>
- Gómez-Ramírez, J., Murcia-Murcia, J. D., & Cabeza-Rojas, I. (s.f.). *La energía solar fotovoltaica en Colombia: Potenciales, antecedentes y perspectivas*. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Santo Tomás.
- Han, B., Choi, J. H., Dantzig, J. A., & Bischof, J. C. (2006). *A quantitative analysis on latent heat of an aqueous binary mixture*. Cryobiology.

- Hrycak, P., & Sandman, D. J. (1988). *Radiative and free-convective heat transfer from a finite horizontal plate inside an enclosure* (NASA Technical Memorandum N88-10833). New Jersey Institute of Technology.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). John Wiley & Sons.
- Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas No Interconectadas – IPSE. (2020). *Informe de rendición de cuentas 2019–2020*. IPSE.
- Johnson, S., Hall, C., Das, S., & Devireddy, R. (2022). *Freezing of solute-laden aqueous solutions: Kinetics of crystallization and heat- and mass-transfer-limited model*. Bioengineering, Joint Research Centre. (s.f.). *Herramienta interactiva PVGIS: estimación del potencial fotovoltaico*. Comisión Europea.
- Kenisarin, M. (2010). *High-temperature phase change materials for thermal energy storage*. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
- Klein, S. A., & Reindl, D. T. (2005). *Solar refrigeration*. University of Wisconsin–Madison. Research Gate.
- Kumano, H., Asaoka, T., Saito, A., & Okawa, S. (2007). *Study on latent heat of fusion of ice in aqueous solutions*. International Journal of Refrigeration.
- Krause, P., & Nowoświat, A. (2020). *Experimental studies involving the impact of solar radiation on the properties of expanded graphite polystyrene*. Energies. <https://doi.org/10.3390/en13010075>
- Lahari, M. L. R. C., Sai, P. H. V. S. T., Narayanaswamy, K. S., & Sharma, K. V. (2021). *Thermophysical Properties of Copper and Silica Nanofluids in Glycerol-Water Mixture Base Liquid*. Journal of Thermodynamics & Catalysis.

- Lane, G. A., Warner, G. L., Hartwick, P. B., & Rossow, H. E. (1978). *Macro-encapsulation of heat storage phase-change materials for use in residential buildings: Sixth quarterly progress report*. The Dow Chemical Company.
- Liu, Y., Li, M., Zhang, Y., Wang, Y., Yu, Q., Gu, Z., & Tang, R. (2023). *Preparation and stability analysis of glycine water-based phase change materials modified with potassium sorbate for cold chain logistics*. *Journal of Energy Storage*.
- Lu, W., Liu, G., Xing, X., & Wang, H. (2019). *Investigation on ternary salt-water solutions as phase change materials for cold storage*. *Energy Procedia*.
- Mabe. (2015). *Manual de servicio: Refrigeradores Cycle*. Mabe. Manual interno de servicio técnico.
- Mecanismos de transmisión de calor (CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN, RADIACIÓN)*. (s.f). [Archivo PDF].
- Medeiros, P. S. G., Barbosa, C. R. F., & Fontes, F. A. O. (2010). *Effects of addition glycerol co-product of biodiesel in the thermophysical properties of water-glycerol solution applied as secondary coolant*. In *Proceedings of ENCIT 2010 - 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. ABCM.
- Medina Casas, M. P., Gutiérrez Ramírez, A. M., Amorin Figueroa, M. P., Escobar Macualo, F. H., & Guerrero Martin, C. A. (2019). *Selección de campos para la implementación de solar EOR como proceso térmico de recobro mejorado en Colombia*. *Revista Fuentes: El Reventón Energético*. <https://doi.org/10.18273/revfue.v17n2-2019004>
- Mehling, H., & Cabeza, L. F. (2008). *Heat and Cold Storage with PCM: An Up to Date Introduction into Basics and Applications*. Springer Science & Business Media.

Miner, C. S., & Dalton, N. N. (1953). *Glycerol* (ACS Monograph No. 117). Reinhold Publishing Corporation.

Malach, T. J. (2002, November 19). *Phase change formulation* (U.S. Patent No. 6,482,332). United States Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US6482332B1/en>

Masters, G. M. (2004). *Renewable and efficient electric power systems*. John Wiley & Sons.

Mastercool Inc. (s.f.). *Infrared emissivity – metals* [Tabla de datos]. Recuperado de <https://www.mastercool.com>

Miyata, K., Hayakawa, S., Kajiwara, K., & Kanno, H. (2012). *Supercooling and vitrification of aqueous glycerol solutions at normal and high pressures*. *Cryobiology*.

Ortiz Ortiz, C. A., & Pinzón Abril, D. E. (2016). *Diseño y construcción de un banco de laboratorio para el control y análisis de descongelamiento en un sistema de refrigeración* Repositorio Institucional UIS.

Oró, E. & de Gracia, A. & Castell, A. & Farid, M.M. & Cabeza, L.F., 2012. *Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications*. *Applied Energy*, Elsevier.

Oró, E., Cabeza, L. F., & Farid, M. M. (2013). *Experimental and numerical analysis of a chilly bin incorporating phase change material*. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier.

PCM Products Ltd. (s.f.). *Encapsulated PCMs*. Recuperado de https://www.pcmproducts.net/Encapsulated_PCMs.htm

PCM Products Ltd. (s.f.). *Salt Hydrate PCMs*. Recuperado de https://www.pcmproducts.net/Salt_Hydrate_PCMs.htm

Physical properties of glycerine and its solutions. (1967). Hydrocarbon Processing, Gulf Publishing Company.

PureTemp. (s.f.). *Applications*. Recuperado de https://puretemp.com/?page_id=59

Puyue, J., Weidong, W. U., & Yicong, W. (2019). *Preparation of 0 °C phase change material and its cold storage performance in cold-chain logistics*. Chemical Industry and Engineering Progress.

Unidad de Planeación Minero-Energética (UPME) (2023). *Plan Indicativo de Expansión de Cobertura de Energía Eléctrica 2019-2023*.

Riffat, S. B., & Qiu, G. (2004). *Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners*. Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.010>

Rubitherm. (s.f.). *Organische PCM RT*. Recuperado de <https://www.rubitherm.eu/en/productcategory/organische-pcm-rt>

Ruíz López, A., Krumm, A., Schattenhofer, L., Burandt, T., Corral Montoya, F., Oberländer, N., & Oei, P.-Y. (2020). *Solar PV generation in Colombia: A qualitative and quantitative approach to analyze the potential of solar energy market*. Renewable Energy. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.066>

Sacchet, S., Valentini, F., Rizzo, C., Po, R., & Fambri, L. (2025). *High density polyethylene with phase change materials for thermal energy management*. Energy Materials.

Samson, I., Echarri, R., & El Hasi, C. D. (2008). *Prototipo a pequeña escala de una nevera solar: primeros resultados*. Ciencia y Sociedad

Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2016). *Solar heating and cooling systems: Fundamentals, experiments and applications*. Elsevier.

- Selvnes, H., Allouche, Y., & Hafner, A. (2021). *Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials*. Thermal Science and Engineering Progress.
- Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., & Buddhi, D. (2009). *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
- SolarChill. (s.f.). *"SolarChill-A" for medical purposes*. Recuperado de <https://www.solarchill.org/english/the-solution/preserving-vaccines/>
- SolarChill. (s.f.). *Colombia*. Recuperado de <https://www.solarchill.org/spanish-1/los-pa%C3%ADses-del-proyecto/colombia/>
- Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios. (2021). *Zonas no interconectadas – ZNI: Informe sectorial de la prestación del servicio de energía eléctrica 2021*. Superintendencia Delegada para Energía y Gas – Dirección Técnica de Gestión de Energía.
- Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios. (2017). *Zonas no interconectadas – ZNI: Diagnóstico de la prestación del servicio de energía eléctrica 2017*. Superintendencia Delegada para Energía y Gas Combustible.
- The Engineering Toolbox. (s.f.). *Glycerine - Boiling and Freezing Points*. Recuperado de https://www.engineeringtoolbox.com/glycerine-boiling-freezing-points-d_1590.html
- ThermoWorks. (s.f.). *Emissivity table for infrared thermometers*. <https://www.thermoworks.com/emissivity-table/>
- Weather Spark. (s.f.). *Clima promedio en Achí, Colombia durante todo el año*. Recuperado de <https://es.weatherspark.com/y/23419/Clima-promedio-en-Ach%C3%AD-Colombia-durante-todo-el-a%C3%B1o>

WeatherSpark. (s.f.). *Clima promedio en Bucaramanga, Colombia durante todo el año.*

Recuperado de <https://es.weatherspark.com/y/24381/Clima-promedio-en-Bucaramanga-Colombia-durante-todo-el-a%C3%B1o>

Whitman, W. C., & Johnson, W. M. (2000). *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. Volumen 2: Refrigeración comercial.* Paraninfo.

Yang, L., Villalobos, U., Akhmetov, B., Gil, A., Khor, J. O., Palacios, A., Li, Y., Ding, Y., Cabeza, L. F., & Tan, W. L. (2021). *A comprehensive review on sub-zero temperature cold thermal energy storage materials, technologies, and applications: State of the art and recent developments.* Applied Energy.

Yang, T. R., Sun, Q., Wennersten, R., & Cheng, L. (2018). *Review of phase change materials for cold thermal energy storage.* Journal of Engineering Thermophysics (K. Cheng Je Wu Li Hsueh Pao).

Zalba, B., Marín, J. M., Cabeza, L. F., & Mehling, H. (2003). *Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications.* Applied Thermal Engineering.

Zhang, X., Shi, Q., Luo, L., Fan, Y., Wang, Q., & Jia, G. (2021). *Research progress on the phase change materials for cold thermal energy storage.* Energies <https://doi.org/10.3390/en14248233>

Zheng, D. X., & Wu, X. H. (2002). *Comprehensive evaluation eutectic character used as low temperature thermal energy storage.* Cryogenics.

Apéndice A.*Cálculo de la declinación Solar*

	Δ	12	hora del día estándar	
Meridiano standard	Lst	75	1.308996939	Meridiano estandar hora local
Longitud local	Lloc	73.11	Longitud de Bucaramanga	
# días	n	98	Número del día del año	
angulo	B	95.67	1.669778013	
radiacion	E	-2.21		
	delta tiempo	5.35		
	tiempo Standard	9	540	
	tiempo Solar	545.35	8:44 49"	8.75
	delta Solar	12-8:44	3.93	hora
Angulo horario	w	-58.95	antes de medio día es negativo	
	Φ	7.1	Latitud Bucaramanga	
	δ	6.76	0.118070006	
	θZ	58.48		
	Y_s	-93.60		
incl. horital	β	0.34	Angulo de inclinación	
	θ	58.57		
altitud solar	α_s	41.63		
hora solar	h	-48.75		

Apéndice C.*HSP calculado para Achí, Bolívar*

Column1	Column2	Column3	Column4	Column5	Column6		
Latitude (decimal degrees):8,603							
Longitude (decimal degrees):-74,459							
Elevation (m):21							
Radiation database:PVGIS-ERA5							
Slope: 12 deg, (optimum)							
Azimuth: 0 deg,							HSP Achí
time	G(i)	H_sun	T2m	WS10m	Int		5,260049918
20230101:0030		0	0	27,69	0,83	0	
20230101:0130		0	0	27,28	1,24	0	
20230101:0230		0	0	26,58	1,24	0	
20230101:0330		0	0	26,11	0,83	0	
20230101:0430		0	0	25,7	0,9	0	
20230101:0530		0	0	25,45	1,17	0	
20230101:0630		0	0	25,18	1,38	0	
20230101:0730		0	0	25,37	1,24	0	
20230101:0830		0	0	24,96	1,45	0	
20230101:0930		0	0	24,95	1,45	0	
20230101:1030		0	0	24,77	1,45	0	
20230101:1130		49,37	3,18	24,45	1,31	0	
20230101:1230		254,98	16,57	24,56	1,03	0	
20230101:1330		388,73	29,45	25,94	1,1	0	
20230101:1430		632,32	41,34	27,08	1,45	0	
20230101:1530		679,09	51,3	28,53	1,38	0	
20230101:1630		794,14	57,48	29,34	1,24	0	
20230101:1730		658,21	57,61	30,51	1,24	0	
20230101:1830		809,19	51,65	30,83	1,45	0	

Apéndice D.

Informe de generación Solar con PVGIS



PVGIS-5 estimates of solar electricity generation:

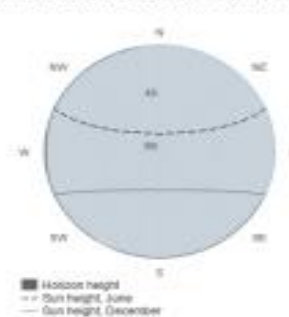
Provided inputs:

Latitude/Longitude: 8.603,-74.459
 Horizon: Calculated
 Database used: PVGIS-ERAS
 PV technology: Crystalline silicon
 PV installed: 280 kWp
 System loss: 0 %

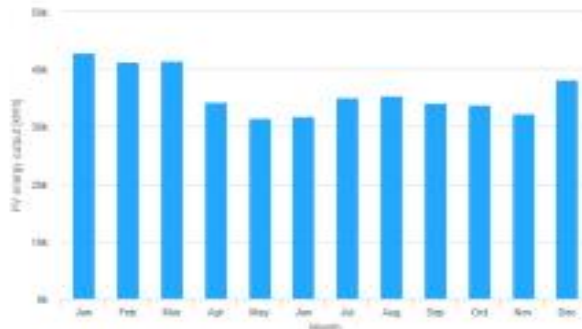
Simulation outputs

Slope angle: 12 (opt) °
 Azimuth angle: 0 °
 Yearly PV energy production: 431756.59 kWh
 Yearly in-plane irradiation: 1814.08 kWh/m²
 Year-to-year variability: 18175.57 kWh
 Changes in output due to:
 Angle of incidence: -2.82 %
 Spectral effects: NaN %
 Temperature and low irradiance: -12.53 %
 Total loss: -15 %

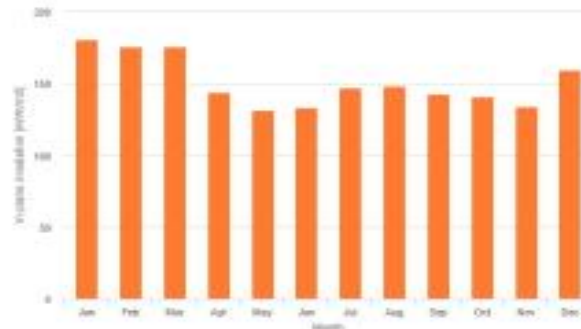
Outline of horizon at chosen location:



Monthly energy output from fix-angle PV system:



Monthly in-plane irradiation for fixed-angle:



Monthly PV energy and solar irradiation

Month	E_m	H(i)_m	SD_m
January	42874.0180.8	2410.1	
February	41207.2175.8	2492.7	
March	41399.6175.9	3533.1	
April	34220.4143.9	3179.4	
May	31437.3131.7	1610.1	
June	31818.7133.3	1905.9	
July	35045.7147.1	2188.9	
August	35335.6148.2	2485.1	
September	34118.9142.8	1317.6	
October	33841.5140.8	1555.1	
November	32302.4134.1	2473.3	
December	38155.4159.6	3709.3	

E_m: Average monthly electricity production from the defined system [kWh].
 H(i)_m: Average monthly sum of global irradiation per square meter received by the modules of the given system [kWh/m²].
 SD_m: Standard deviation of the monthly electricity production due to year-to-year variation [kWh].

The European Commission accepts this website as an open public access to information and European Union policies regarding. Our goal is to keep this information always accurate. It is not enough to be correct, we also try to be useful. However, the Commission accepts no responsibility or liability whatsoever with regard to the information on this site.

It is not possible to ensure absolute accuracy of the information provided. However, some data on information on this site may have been obtained from other sources or from other PVGIS databases. The Commission accepts no responsibility with regard to such problems caused as a result of using this site on any linked external sites.

For more information, please visit https://ec.europa.eu/info/legal_en



Apéndice E.

Informe de PVsyst



PVsyst V8.0.9
 VCO, Simulation date:
 10/05/25 05:31
 with V8.0.9

Project: Congelador_ZNI
 Variant: Nueva variante de simulación

Main results

System Production

Useful energy from solar: 12777 kWh/year
 Available solar energy: 37690 kWh/year
 Excess (unused): 23425 kWh/year

Perf. Ratio PR: 24.98 %
 Solar Fraction SF: 101.20 %

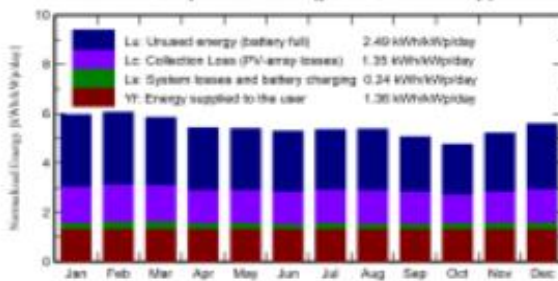
Loss of Load

Time Fraction: 0.1 %
 Missing Energy: 6 kWh/year

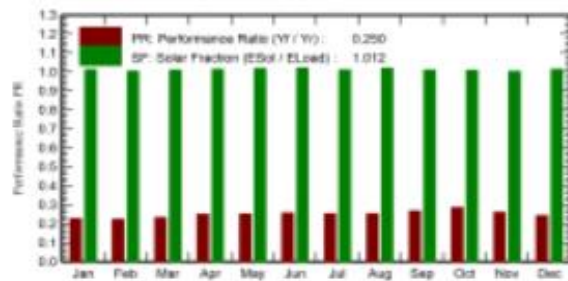
Battery aging (State of Wear)

Cycles SOW: 70.8 %
 Static SOW: 87.3 %

Normalized productions (per installed kWp)



Performance Ratio PR



Balances and main results

	GlobHor kWh/m²	GlobEff kWh/m²	E_Avail kWh	EUnused kWh	E_Miss kWh	E_User kWh	E_Load kWh	SolFrac ratio
January	169.6	180.3	3525	2304	3.8	1082	1086	1.012
February	160.4	165.5	3226	2089	0.0	981	981	1.004
March	177.8	176.7	3427	2168	0.0	1086	1086	1.009
April	165.8	158.2	3096	1936	0.0	1051	1051	1.013
May	175.5	161.9	3164	1960	0.0	1086	1086	1.018
June	169.1	153.6	3015	1879	0.0	1051	1051	1.020
July	176.3	160.9	3138	1934	0.0	1086	1086	1.012
August	171.7	161.8	3141	1958	0.0	1086	1086	1.019
September	151.1	148.0	2843	1699	2.5	1048	1051	1.010
October	142.7	143.2	2800	1601	0.0	1086	1086	1.008
November	146.1	152.1	2989	1807	0.0	1051	1051	1.003
December	158.5	168.9	3324	2090	0.0	1086	1086	1.014
Year	1964.7	1931.1	37690	23425	6.3	12777	12784	1.012

Legends

GlobHor Global horizontal irradiation
 GlobEff Effective Global, corr. for IAM and shadings
 E_Avail Available Solar Energy
 EUnused Unused energy (battery full)
 E_Miss Missing energy
 E_User Energy supplied to the user
 E_Load Energy need of the user (Load)
 SolFrac Solar fraction (EUsed / ELoad)

Apéndice F.

Propiedades del aire a 1 atm de presión

894

TABLAS Y GRÁFICAS

TABLA A-9

Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico c_p $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para gases ideales, c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se dividen ν y α entre P (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-30607020-8.

Apéndice G.*Cálculo de carga térmica para la pared inferior*

Propiedad	Expansión Volumétrica	Conductividad Térmica (W/mK)	Viscosidad Cinématica (m ² /s)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Número de Pr	Longitud Característica (m)	Emisividad	Constante σ	
Valor	0,0034	0,02551	1,56E-05	2,14E-05	0,7296	0,1084	0,9	5,67E-08	
Valores del lado de la placa (m)			Número de Rayleigh		Número de Nusselt Pared Superior		Coeficiente de convección		
0,41	0,46	5,08E+05		7,21		3,39			
Área (m ²)	0,1886				Número de Nusselt Pared Inferior		Carga por convección		
Perímetro (m)	1,74				14,42		2,56		
						Número de Nusselt Paredes Laterales		Carga por radiación	
Tinf (K)	300						4,08		
Ts (K)	296						Total de la pared		
								6,63	

Apéndice H.*Cálculo de carga térmica para paredes laterales*

Propiedad	Expansión Volumétrica	Conductividad Térmica (W/mK)	Viscosidad Cinématica (m ² /s)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Número de Pr	Longitud Característica (m)	Emisividad	Constante σ	
Valor	0,0034	0,02551	1,56E-05	2,14E-05	0,7296	0,51	0,9	5,67E-08	
Valores del lado de la placa (m)			Número de Rayleigh		Número de Nusselt Pared Superior		Coeficiente de convección		
0,51	0,46	5,29E+07		23,03		2,23			
Área (m ²)	0,2346				Número de Nusselt Pared Inferior		Carga por convección		
Perímetro (m)	1,94				46,06		2,10		
						Número de Nusselt Paredes Laterales		Carga por radiación	
Tinf (K)	300				44,67		5,07		
Ts (K)	296						Total de la pared		
								14,33	

Apéndice I.*Cálculo de carga térmica para la pared posterior*

Propiedad	Expansión Volumétrica	Conductividad Térmica (W/mK)	Viscosidad Cinématica (m ² /s)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Número de Pr	Longitud Característica (m)	Emisividad	Constante σ
Valor	0,0034	0,02551	1,56E-05	2,14E-05	0,7296	0,51	0,9	5,67E-08
Valores del lado de la placa (m)			Número de Rayleigh		Número de Nusselt Pared Superior		Coeficiente de convección	
0,51	0,41	2,65E+07		19,36		1,88		
Área (m ²)					Número de Nusselt Pared Inferior		Carga por convección	
0,2091					38,73		0,79	
Perímetro (m)					Número de Nusselt Paredes Laterales		Carga por radiación	
1,84					37,67		2,28	
T _{inf} (K)	300							
T _s (K)	298							
						Total de la pared		
						3,07		

Apéndice J.*Cálculo de carga térmica para la puerta (área esmaltada)*

Propiedad	Expansión Volumétrica	Conductividad Térmica (W/mK)	Viscosidad Cinématica (m ² /s)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Número de Pr	Longitud Característica (m)	Emisividad	Constante σ
Valor	0,0034	0,025288	1,53E-05	2,10E-05	0,73038	0,51	0,9	5,67E-08
Valores del lado de la placa (m)			Número de Rayleigh		Número de Nusselt Pared Superior		Coeficiente de convección	
0,51	0,317	9,61E+07		26,73		2,57		
Área (m ²)					Número de Nusselt Pared Inferior		Carga por convección	
0,086					53,46		1,54	
Perímetro (m)					Número de Nusselt Paredes Laterales		Carga por radiación	
1,654					51,75		3,20	
T _{inf} (K)	300							
T _s (K)	293							
						Total de la pared		
						4,75		

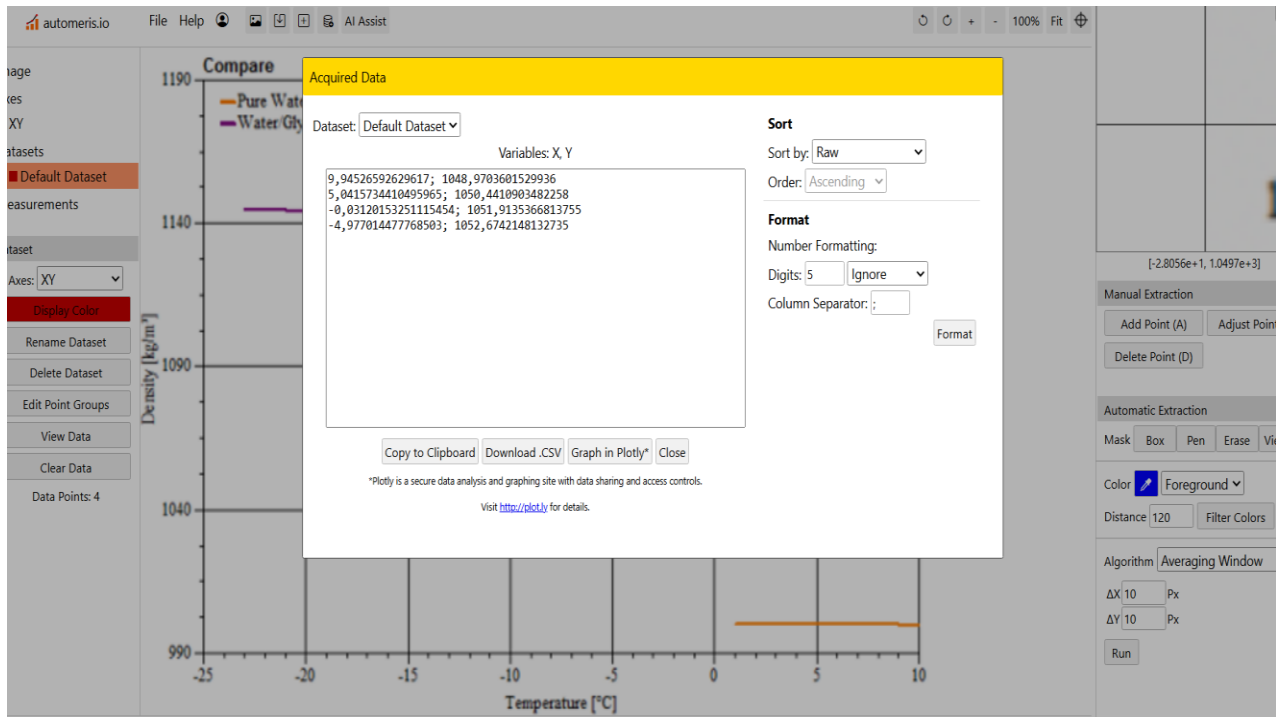
Apéndice K.

Cálculo de carga térmica para la puerta (área icopor)

Propiedad	Expansión Volumétrica	Conductividad Térmica (W/mK)	Viscosidad Cinématica (m ² /s)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Número de Pr	Longitud Característica (m)	Emisividad	Constante σ
Valor	0,0034	0,02544	1,55E-05	2,13E-05	0,7299	0,40	0,6	5,67E-08
Valores del lado de la placa (m)			Número de Rayleigh		Número de Nusselt Pared Superior		Coeficiente de convección	
0,397 0,317			1,26E+07		16,10		2,01	
Área (m ²)					Número de Nusselt Pared Inferior		Carga por convección	
0,126					32,19		0,51	
Perímetro (m)					Número de Nusselt Paredes Laterales		Carga por radiación	
1,428					31,43		0,92	
T _{inf} (K)							Total de la pared	
300							1,42	
T _s (K)								
298								

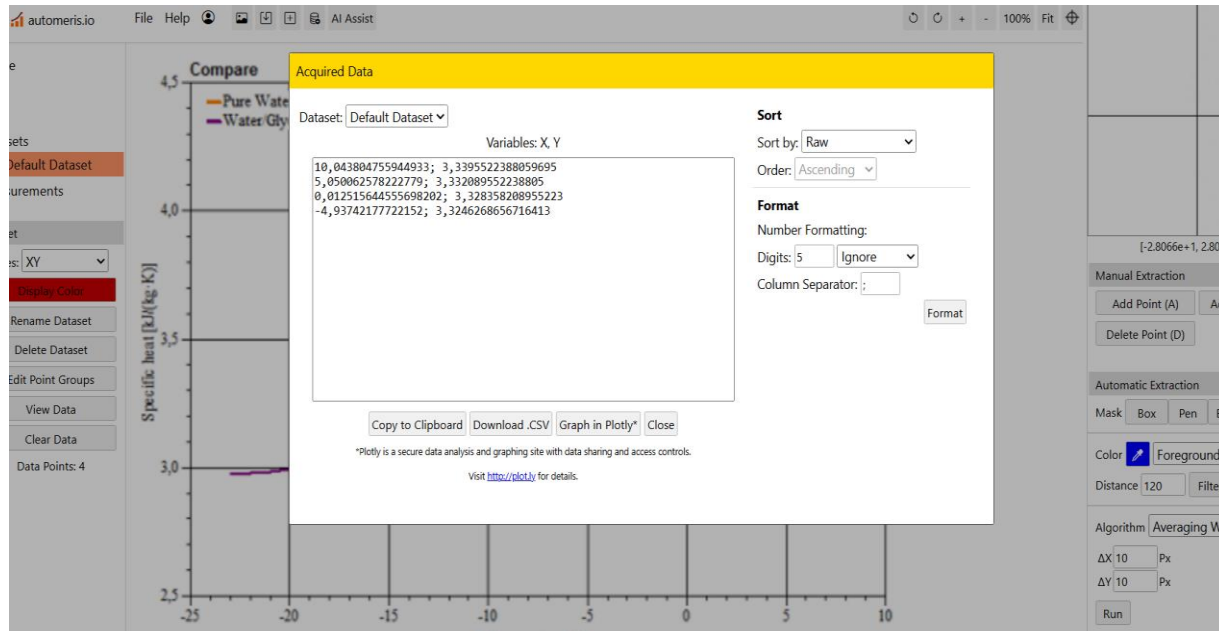
Apéndice L.

Valores para la densidad del PCM en función de la temperatura



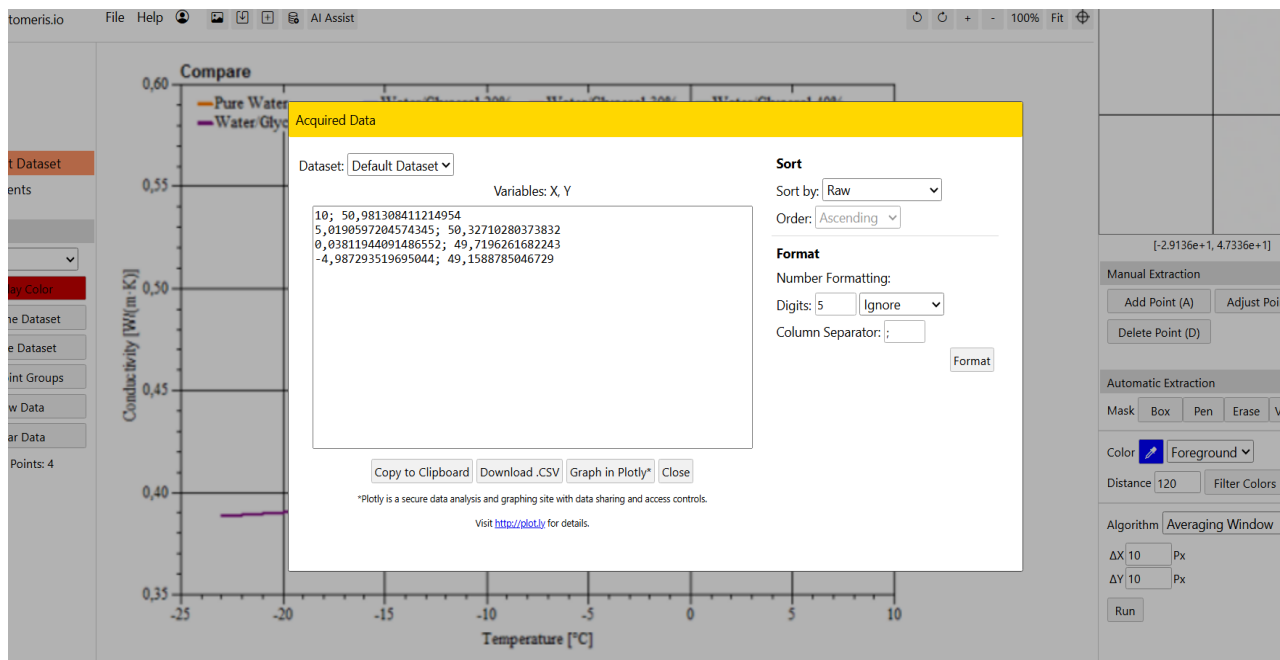
Apéndice M.

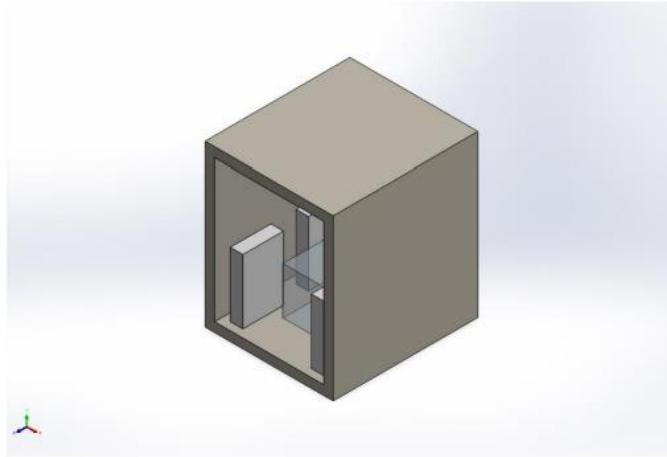
Valores del calor específico del PCM en función de la temperatura



Apéndice N.

Valores de la conductividad térmica para el PCM en función de la temperatura



Apéndice O.*SolidWorks Flow Simulation*

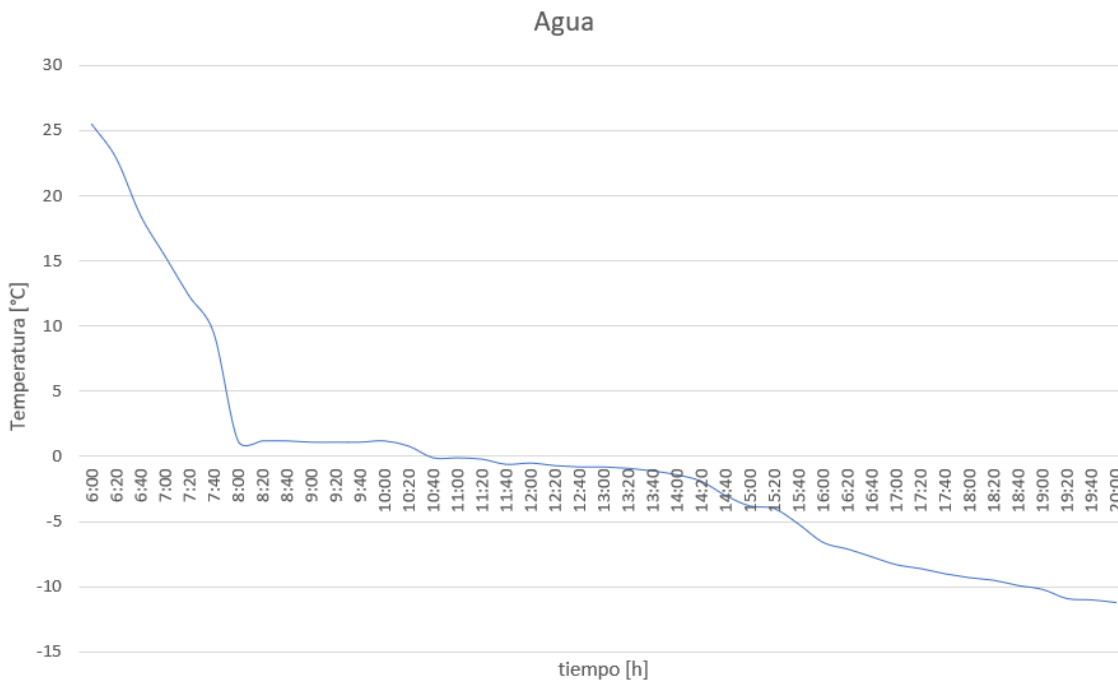
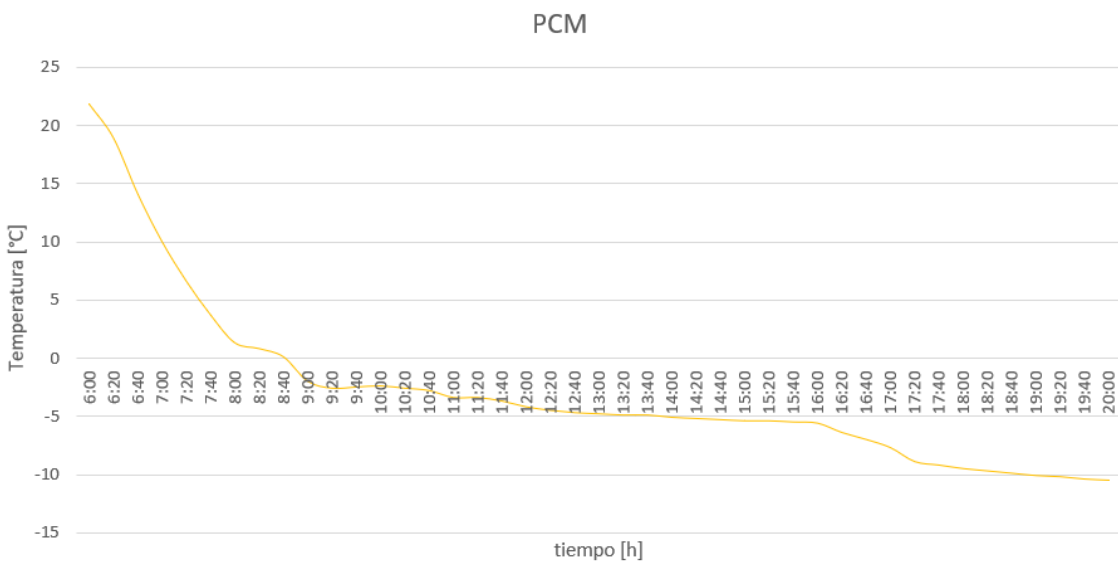
Descripción
No hay datos

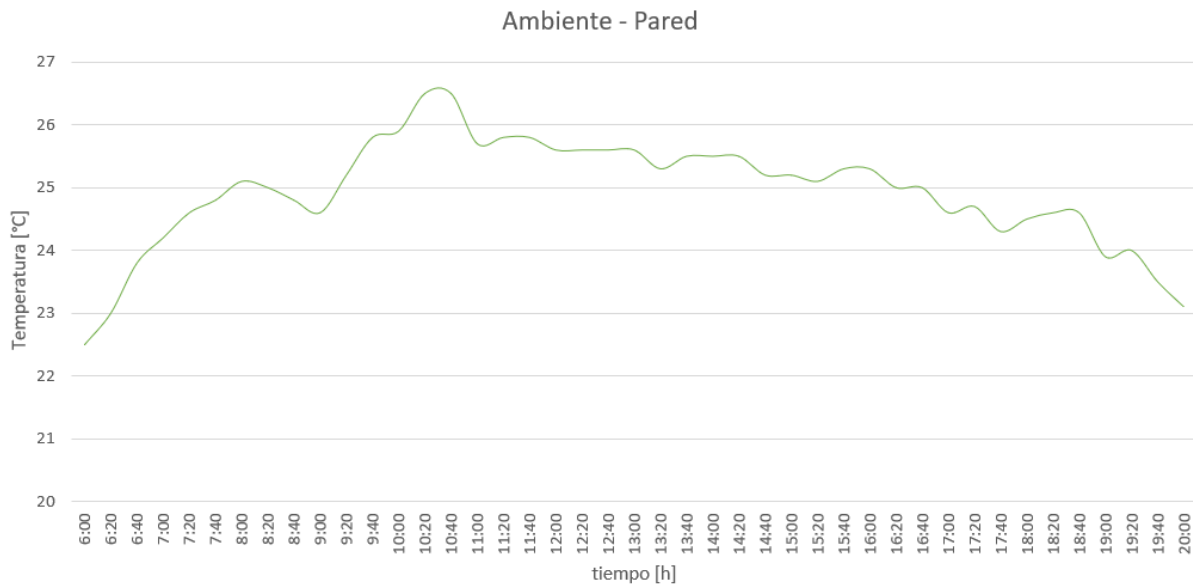
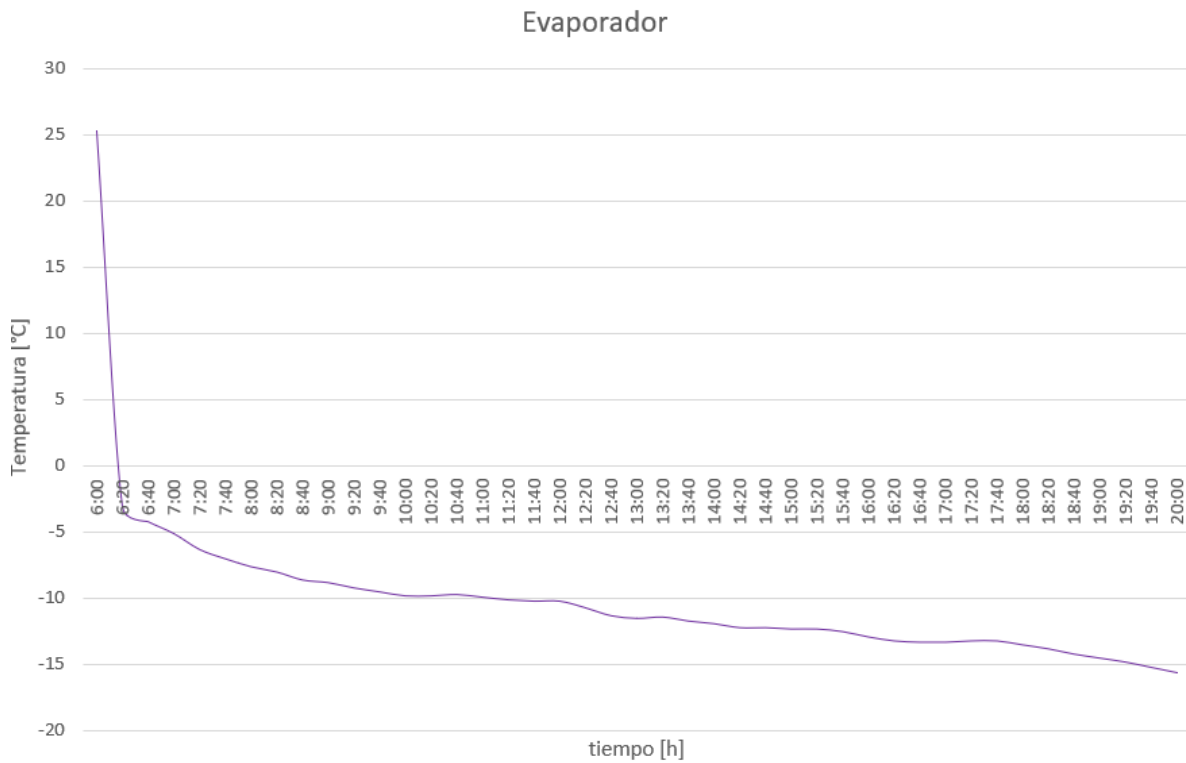
Simulación de PCM

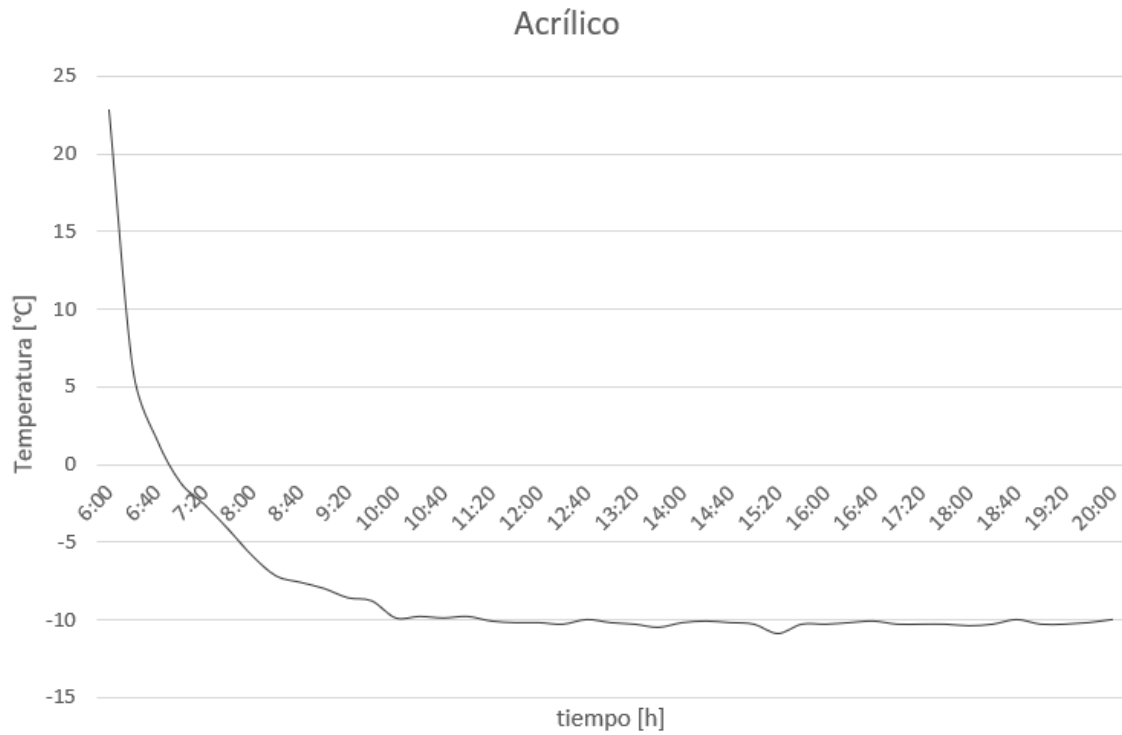
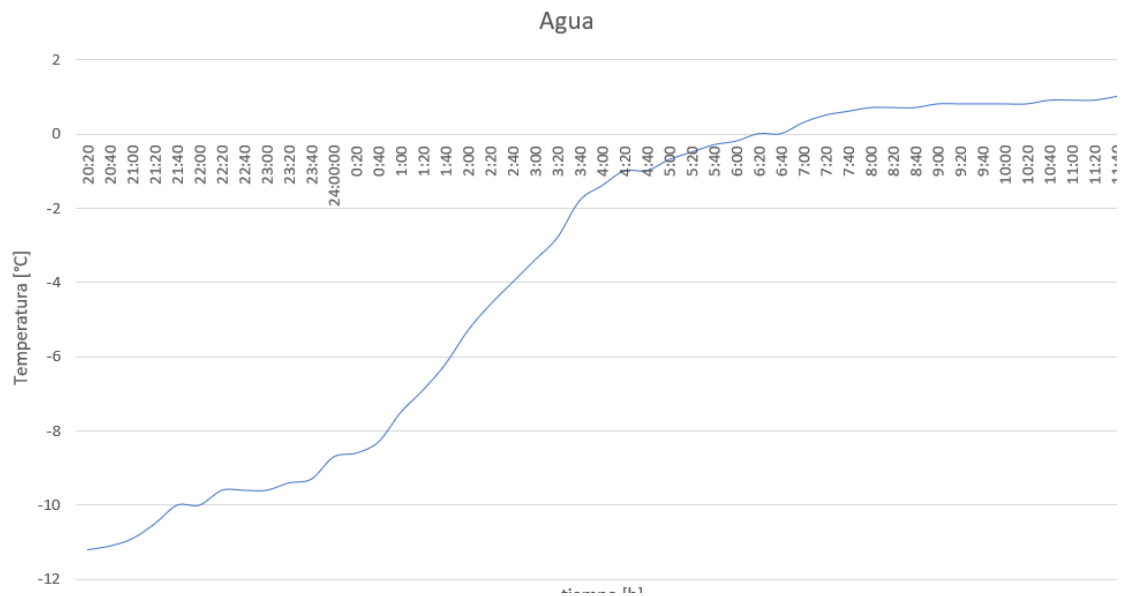
Fecha: domingo, 11 de mayo de 2025
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Térmico 1
Tipo de análisis: Térmico(Transitorio)

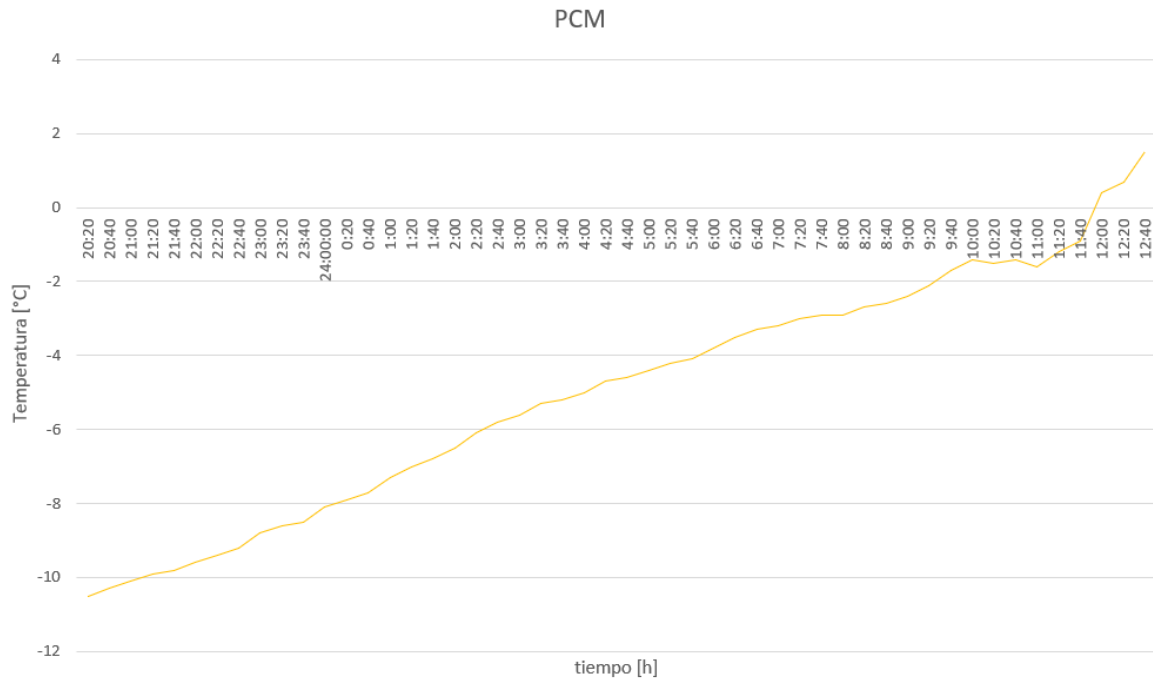
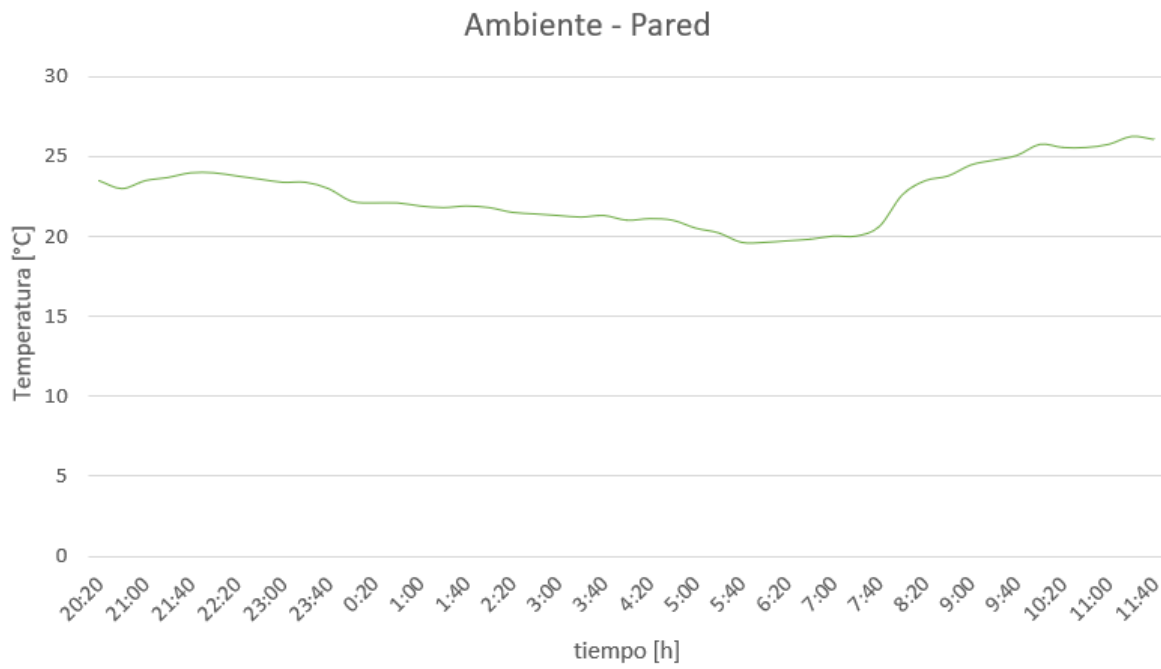
Tabla de contenidos

Descripción.....	1
Suposiciones	2
Información de modelo.....	3
Propiedades de estudio	5
Unidades.....	6
Propiedades de material	7
Cargas térmicas	9
Información de contacto	10
Información de malla	11
Detalles del sensor	12
Resultados del estudio	13
Conclusión.....	13

Apéndice P.*Curva de enfriamiento del agua***Apéndice Q.***Curva de enfriamiento del PCM G20*

Apéndice R.*Curva de la temperatura ambiente (día)***Apéndice S.***Curva de temperaturas del evaporador*

Apéndice T.*Curva de temperaturas del acrílico***Apéndice U.***Curva de temperatura del descongelamiento del agua*

Apéndice V.*Curva de descongelamiento del PCM***Apéndice W.***Curva de la temperatura ambiente (noche)*

Apéndice X.*Versión para Publicación en Revista Institucional*

Vol. 21, n.ºx, pp. 127-xxx, 2022

Revista UIS Ingenierías

Página de la revista: <https://revistas.uis.edu.co/index.php/revistauisingenierias>**Análisis Térmico de un Refrigerador Solar Fotovoltaico Asistido por un Material Con Cambio de Fase para Zonas No Interconectadas****Thermal Analysis of a Solar Photovoltaic Refrigerator Assisted by Phase-Change Material for Off-Grid Areas**J.E Ruiz¹¹Estudiante de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander, Colombia. Email: jose.eliasruiz16@gmail.com

RECIBIDO: Mes 05, 2025. ACEPTADO: Mes 05, 2025. VERSIÓN FINAL: Mes 05, 2025

RESUMEN

Se analiza el comportamiento térmico de un refrigerador solar fotovoltaico asistido por un material con cambio de fase (PCM), orientado a su ejecución en zonas no interconectadas (ZNI) de Colombia. Se seleccionó como caso de estudio la zona rural de Puerto Isabel (Aché, Bolívar), caracterizada por alta irradiancia solar. El sistema propuesto combina un compresor convencional tipo minibar, un módulo fotovoltaico de 280 W y una mezcla de PCM glicerina-agua (20%/80% m/m), enfocado en mantener por conservación térmica en ausencia de radiación. La metodología incluyó diseño experimental, montaje en condiciones reales y simulación computacional mediante SolidWorks. Los resultados permitieron validar la respuesta térmica del sistema, cuantificar su capacidad de almacenamiento de frío y estimar su eficiencia energética (COP). Se concluye que la integración del PCM permite extender significativamente la autonomía térmica del refrigerador, lo que la convierte en una alternativa viable y sostenible para el almacenamiento de alimentos en comunidades aisladas.

PALABRAS CLAVE: refrigerador solar, material con cambio de fase, zonas no interconectadas, eficiencia energética, conservación térmica, energía fotovoltaica, glicerina-agua

ABSTRACT

This study analyzes the thermal behavior of a photovoltaic solar refrigerator assisted by a phase change material (PCM), intended for deployment in off-grid areas (OGA) of Colombia. The rural area of Puerto Isabel (Aché, Bolívar), known for its high solar irradiance, was selected as the case study. The proposed system integrates a conventional minibar-type compressor, a 280 W photovoltaic module, and a glycerin-water PCM mixture (20%/80% w/w), aimed at maintaining thermal conservation in the absence of solar radiation. The methodology involved experimental design, field implementation, and computational simulation using SolidWorks. The results validated the thermal response of the system, quantified its cold storage capacity, and estimated its energy efficiency (COP). It is concluded that the integration of PCM significantly extends the refrigerator's thermal autonomy, making it a viable and sustainable solution for food preservation in remote communities.

KEYWORDS: solar refrigerator, phase change material, non-interconnected zones, energy efficiency, thermal preservation, photovoltaic energy, glycerin-water