

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AGROINDUSTRIA

**DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE MEDIA
TEMPERATURA**

**DIMENSIONAMIENTO DE UN EQUIPO DE INGENIERÍA QUÍMICA
PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA A MEDIA
TEMPERATURA, MEDIANTE EL USO DE MATERIALES DE
CAMBIO DE FASE (PCM)**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERA QUÍMICA**

MARBELLE KAROLINA PORRAS CHECA

marbelle.porras@epn.edu.ec

DIRECTOR: MARÍA CRISTINA RIOFRÍO ALMEIDA

maria.riofrio01@epn.edu.ec

DMQ, marzo 2022

CERTIFICACIONES

Yo, Karolina Porras declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Karolina Porras

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Karolina Porras, bajo mi supervisión.

María Cristina Riofrío

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

Karolina Porras

María Cristina Riofrío

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
CERTIFICACIONES	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	II
RESUMEN	VII
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Objetivo general	1
1.2 Objetivos específicos	1
1.3 Marco teórico	2
1.3.1 Almacenamiento por calor sensible	3
1.3.2 Almacenamiento termoquímico	3
1.3.3 Almacenamiento por calor latente	4
1.3.4 Materiales de cambio de fase	5
1.3.5 Aplicaciones del almacenamiento por calor latente a media temperatura	9
1.3.6 Intercambiadores de calor	15
1.3.7 Intercambiador de tubos y coraza	17
1.3.8 Criterios de diseño	20
2 METODOLOGÍA	21
3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	33
4 CONCLUSIONES	37
5 RECOMENDACIONES	38
ANEXOS	45

ÍNDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
ANEXO I	
Gráfica para obtener el factor de fricción por el lado de la coraza	46
ANEXO II	
Cálculos para el dimensionamiento del intercambiador de tubos y coraza	47
ANEXO III	
Dimensiones para tubos dada por la Norma ASTM A53	52

ÍNDICE DE TABLAS

	PÁGINA
Tabla 1.1. Características de las propiedades que debe cumplir un PCM	8
Tabla 1.2. Ventajas y desventajas de los PCM orgánicos e inorgánicos	8
Tabla 1.3. Propiedades termofísicas de PCMs de media temperatura	13
Tabla 2.4. Dimensiones para los tubos del intercambiador	23
Tabla 2.5. Propiedades termofísicas de la cera de parafina	24
Tabla 2.6. Propiedades del agua a temperatura media	24
Tabla 3.7. Resultados del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza	33

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1.1. Almacenamiento de energía en relación con la temperatura	4
Figura 1.2. Periodo de carga y descarga del intercambiador con PCM	7
Figura 1.3. Parafina Rubitherm RT-70HC	9
Figura 1.4. Secciones del intercambiador multitubular	10
Figura 1.5. Intercambiador de calor como recuperador	15
Figura 1.6. Intercambiador de calor como regenerador	16
Figura 1.7. Partes del intercambiador de tubos y coraza	17
Figura 1.8. Arreglo de tubos en triangular y cuadrado	18
Figura 1.9. Tipos de deflectores	20
Figura 1.10. Sistema de calentamiento de agua solar-carga	22
Figura 1.11. Sistema de calentamiento de agua solar-descarga	23
Figura 3.12. Perfiles de temperatura del agua y del PCM	36

RESUMEN

La energía es un elemento indispensable para el desarrollo y la subsistencia de los seres humanos, en sectores industriales, servicios públicos y de transporte. Las principales fuentes de energía provienen de recursos limitados como combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural), los cuales provocan emisiones considerables de CO₂ siendo uno de los principales problemas ambientales. En la actualidad, se quiere aprovechar recursos renovables como la energía proporcionada por el sol, agua, aire o el calor residual para transformarla en energía térmica. Estos sistemas energéticos sostenibles tienen la ventaja de reducir las emisiones de CO₂. El almacenamiento de energía térmica (TES, *Thermal Energy Storage*) se puede obtener por calor sensible, calor latente y termoquímico. Este trabajo tiene como objetivo dimensionar un intercambiador de calor para el almacenamiento de energía térmica para una aplicación a media temperatura a nivel doméstico. Se concentra en el sistema de almacenamiento de energía por calor latente siendo más común el de fusión (cambio de fase sólido-líquido). Para este tipo de almacenamiento se emplean materiales de cambio de fase (PCM, *Phase Change Materials*) los cuales se encuentran en constante estudio para mejorar la capacidad de almacenar energía. Por esta razón, se realizó una revisión bibliográfica para conocer los PCMs que tengan las mejores propiedades para el almacenamiento de energía solar para calentar agua. Luego, se seleccionó cera de parafina como PCM con una temperatura de fusión de 56 °C para calentar agua de 10 a 36 °C. Finalmente, mediante cálculos se realizó el dimensionamiento de un intercambiador de calor de tubos y coraza que posee 226 tubos con un diámetro de 0,05248 m, espesor de 0,00391 m y longitud de 1,65 m, donde se colocó el PCM. El diámetro de coraza fue de 1,21 m, la cual contiene a los tubos y es por donde fluye el agua.

PALABRAS CLAVE: material de cambio de fase, calor latente de fusión, almacenamiento de energía, calentamiento de agua, energía solar.

1 INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se dimensionará un intercambiador de calor de tubos y coraza que trabaje para almacenar energía térmica a media temperatura. Se utilizará un material de cambio de fase seleccionado a partir de una revisión bibliográfica que cumpla especificaciones y características específicas para el tipo de aplicación seleccionada a media temperatura. El dimensionamiento se obtendrá mediante cálculos utilizando ecuaciones y criterios de dimensionamiento de acuerdo con relaciones preestablecidas en libros, normas y manuales de transferencia de calor. No se contempla la construcción de un prototipo ni la realización de pruebas experimentales.

1.1 OBJETIVO GENERAL

Dimensionar un intercambiador de calor para el almacenamiento de energía térmica para aplicaciones a media temperatura a nivel doméstico.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Realizar una revisión bibliográfica para conocer los materiales de cambio de fase (PCM) que tenga las mejores propiedades de almacenamiento de energía para su aplicación a media temperatura.
2. Seleccionar un PCM para una aplicación doméstica a media temperatura y obtener sus propiedades para el dimensionamiento.
3. Mediante cálculos determinar las características de un intercambiador de calor de tubos y coraza para el almacenamiento de energía térmica para media temperatura.

1.3 MARCO TEÓRICO

La energía es un elemento indispensable para el desarrollo y la subsistencia de los seres humanos, en sectores industriales, servicios públicos y de transporte. Las principales fuentes de energía provienen de recursos limitados como combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural), los cuales provocan emisiones considerables de CO₂, siendo estas emisiones uno de los principales problemas ambientales. Por esta razón se buscan fuentes renovables de energía, que permitan su almacenamiento y uso en cualquier momento del día e incluso la noche. Además, reducir emisiones que sigan afectando la salud, tanto del planeta como de los seres vivos en general (Olabi, et al. 2020).

El almacenamiento de energía se divide en 3 tipos, el primero es el de reserva, el cual tiene como objetivo proveer de energía eléctrica cuando existan alteraciones en el suministro normal, ya sea en una ciudad o país. El almacenamiento móvil que se enfoca en el transporte y, por último, el almacenamiento de ajuste que se utiliza para satisfacer la inconstante demanda de los usuarios. Los requerimientos mencionados han sido neutralizados, principalmente, por el gas natural, el petróleo y sus derivados (Romero, Ambriz, Espinoza y Fernández, 2010).

En la actualidad, se quiere aprovechar recursos renovables como la energía proporcionada por el sol, agua, aire o el calor residual para transformarla en energía térmica. Estos sistemas energéticos sostenibles tienen la ventaja de reducir las emisiones de CO₂ que es uno de los aceleradores del calentamiento global. El almacenamiento de energía térmica (TES, *Thermal Energy Storage*) se puede obtener por calor sensible, calor latente y termoquímico, este último involucra una reacción química (Scapino, et al., 2019).

1.3.1 ALMACENAMIENTO POR CALOR SENSIBLE

En los sistemas de almacenamiento por calor sensible, la energía se almacena cuando un líquido o sólido cambia su temperatura sin cambiar de estado. Depende de parámetros como la cantidad de material, capacidad calorífica, y la diferencia de temperatura al inicio y al final del proceso. Los materiales más utilizados en este tipo de almacenamiento son cerámicas, hormigón, sales fundidas y aceites sintéticos. La eficiencia de este proceso dependerá del gradiente térmico que se consiga, termodinámicamente se basa en el aumento de entalpía y se puede determinar el calor almacenado utilizando la ecuación 1.1 (Fernández, 2013).

$$\Delta Q = m \cdot \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) \cdot dT \quad [1.1]$$

Donde:

ΔQ : calor sensible almacenado (J)

m: masa del material (kg)

C_p : capacidad calorífica específica (J. kg⁻¹. K⁻¹)

T_1 : temperatura inicial del material (K)

T_2 : temperatura final del material (K)

1.3.2 ALMACENAMIENTO TERMOQUÍMICO

Este tipo de almacenamiento posee una alta densidad energética debido a la gran cantidad de calor que liberan las reacciones químicas. Su principal condición es que las reacciones utilizadas sean reversibles. La reacción que representa a este proceso se muestra en la ecuación 1.2:



El material termoquímico (Z) al absorber calor se transforma en los productos X y Y. Estos productos, pueden ser almacenados a condiciones ambientes e incluso transportados con mínimas pérdidas. Cuando se produce la reacción inversa se desprende calor (reacción exotérmica) al unirse X y Y para obtener Z. Algunos ejemplos dentro de este tipo de almacenamiento son la reducción térmica de óxidos, adsorción química y descomposición de amoníaco (Pulido, 2020).

1.3.3 ALMACENAMIENTO POR CALOR LATENTE

Se puede almacenar gran cantidad de energía cuando un material cambia de fase, la más común es la fusión (cambio de fase sólido-líquido). Una de las ventajas más importantes, es que el cambio de fase se realiza a temperatura constante, es decir, la temperatura será similar al inicio y final del proceso. En la Figura 1.1 se muestra la relación entre la temperatura y el almacenamiento de energía en el cambio de fase de sólido a líquido. Es así como, para este tipo de almacenamiento se emplean los materiales de cambio de fase (PCM, *Phase Change Materials*) los cuales se encuentran en constante estudio para mejorar la capacidad de almacenar energía. (Fernández, 2013).

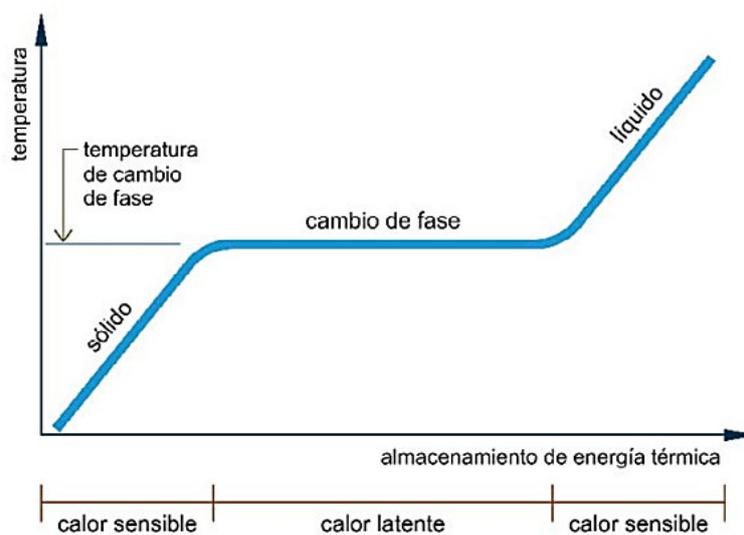


Figura 1.1. Almacenamiento de energía en relación con la temperatura (Fernández, 2013)

Con la ecuación 1.3 se puede determinar el calor almacenado durante la fusión y solidificación.

$$Q = \int_{T_1}^{T_f} m C_{ps} dT + m\Delta h_f + \int_{T_f}^{T_2} m C_{pl} dT \quad [1.3]$$

Donde:

Q : calor almacenado (J)

m : masa del material (kg)

C_{ps} : capacidad calorífica específica (J. kg⁻¹. K⁻¹)

C_{pl} : capacidad calorífica específica (J. kg⁻¹. K⁻¹)

Δh_f : entalpia de cambio de fase (fusión) (kJ/mol)

T_1 : temperatura inicial del material sólido (K)

T_f : temperatura de fusión (K)

T_2 : temperatura final del material líquido (K)

1.3.4 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

Los PCMs son materiales utilizados en el intercambio de cantidad de energía térmica por calor latente en un cierto rango de temperatura. Según Jouhara, H. et al. (2020), las aplicaciones más eficientes se centran en recuperación de calor, energía solar y en el ámbito de construcción. Al utilizar estos materiales, se podría logra considerables ahorros de energía, mayor capacidad de almacenar energía y uso eficiente de la misma, además, son materiales de bajo coste. Los más utilizados son las ceras de parafina, sales fundidas o agua/hielo.

Los PCMs se clasifican por su naturaleza química en orgánicos, inorgánicos y eutécticos. Por su transición de fase pueden ser PCM sólido-sólido, sólido-líquido, sólido-gas y liquido- gas, el más utilizado, como se señaló en la sección 1.3.3, es el cambio de sólido-líquido. Entre los PCMs orgánicos se pueden encontrar parafinas, ésteres, ácidos grasos, alcoholes y glicoles; entre los

inorgánicos se cuenta con los hidratos de sal y aleaciones metálica y, los PCMs eutécticos son mezclas de orgánicos - orgánicos, inorgánicos - inorgánicos y orgánico - inorgánicos. Se tiene una gran variedad de materiales, sin embargo, para su selección, se debe cumplir con características y propiedades específicas de acuerdo con la aplicación deseada (Rodríguez, 2015).

En las aplicaciones de almacenamiento de energía por calor latente se da un calentamiento indirecto, es decir, un fluido transportador de calor (HTF) que será el que reciba la energía almacenada por el PCM y, por tanto, cambiará de fase. Uno de los principales aspectos a estudiar en los PCM, son los periodos de carga y descarga de energía. En ambos casos, se utiliza un fluido transportador que entrega y recibe la energía, respectivamente. Cuando se da la fusión del PCM, empieza el periodo de carga, este proceso puede estar limitado por varios factores. Por ejemplo, en el caso de la energía solar, la condición climática jugará un papel importante, la intensidad de la radiación solar dependerá de las diferentes estaciones del año y también si es de noche, ya que no se contaría con la fuente de energía. Por esta razón, es indispensable su almacenamiento.

Además, se deben considerar las propiedades termofísicas del PCM y del fluido que va a transportar el calor, sin dejar a un lado la conductividad térmica del material del que está hecho el intercambiador de calor. En el periodo de descarga de la energía almacenada, el PCM empieza a solidificarse, es decir, regresa a su estado inicial. En la Figura 1.2 se ejemplifica el periodo de carga y descarga en un sistema de calentamiento de agua con un intercambiador de calor (Moreno, 2018)

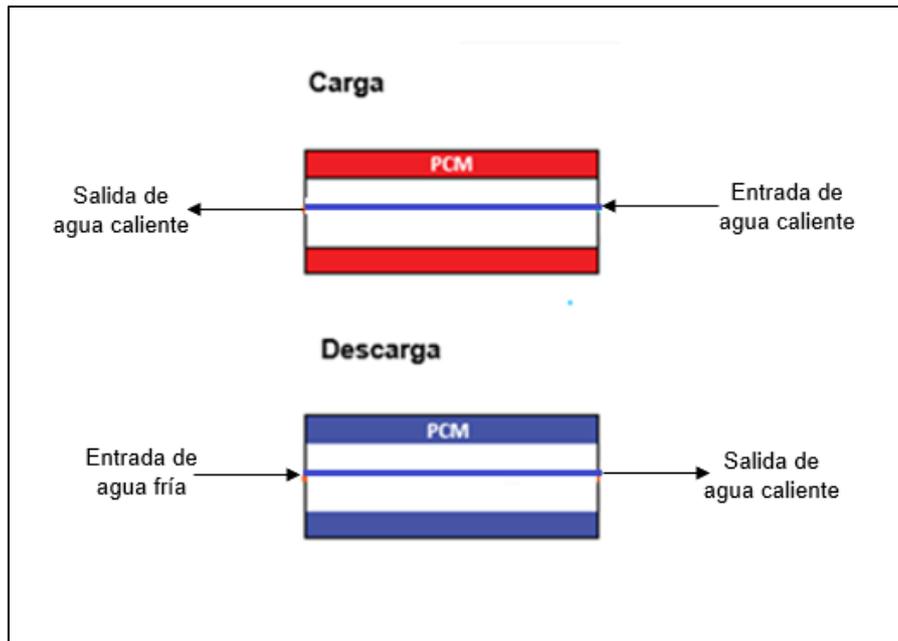


Figura 1.2. Periodo de carga y descarga del intercambiador con PCM

Charalombos, E. y Vassilis, S. (2019), clasifican a los PCM dependiendo de su aplicación en cuatro rangos de temperatura: rango de baja temperatura ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$), con aplicaciones en refrigeración comercial y doméstica; rango de media-baja temperatura ($+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$), para aplicación en calefacción y refrigeración en edificios; rango de media temperatura ($+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$), para la producción de agua caliente, calefacción solar y aplicaciones electrónicas; y rango de alta temperatura ($+90\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$), para la generación de electricidad, recuperación de calor residual y refrigeración por adsorción.

A continuación, en la Tabla 1.1 se muestran las características térmicas, físicas, cinéticas y químicas que deben cumplir los PCMs, cabe recalcar que los más utilizados son los orgánicos e inorgánicos y en la Tabla 1.2 se muestran sus ventajas y desventajas (Sumit, et al., 2020).

Tabla 1.1. Características de las propiedades que debe cumplir un PCM

Propiedades térmicas	Propiedades cinéticas	Propiedades físicas	Propiedades químicas
Temperatura de fusión dentro de los límites operativos.	No presentar superenfriamiento.	Un cambio de volumen pequeño durante la transformación de fase.	Estabilidad química a largo plazo.
Alto calor latente de transición de fase por unidad de volumen.		Presión de vapor bajo en la temperatura de operación.	Ciclo de congelación/fusión completamente reversible.
Alto calor específico.		Equilibrio de fase favorable.	Compatibilidad con los materiales de construcción.
Alta conductividad térmica para lograr la transferencia de calor en ambas fases.		Fusión adecuada para evitar la separación irreversible de sus componentes.	Baja influencia corrosiva en los materiales de construcción.

(Sumit, et al., 2020)

Tabla 1.2. Ventajas y desventajas de los PCM orgánicos e inorgánicos

	PCM ORGÁNICO	PCM INORGÁNICO
VENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> - No corrosivos - No presenta subenfriamiento - Estabilidad térmica y química 	<ul style="list-style-type: none"> - Gran entalpía en cambio de fase
DESVENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> - Baja entalpía en cambio de fase - Baja conductividad térmica - Inflamabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> - Subenfriamiento - Corrosión - Separación de fase - Baja estabilidad térmica

(Sumit, et al., 2020)

Después de conocer las características y potencial utilidad que tienen estos materiales, es importante establecer cuáles son los PCMs a media temperatura (+30°C a +90°C) más utilizados y sus aplicaciones. En las aplicaciones de almacenamiento de energía por calor latente se da un calentamiento indirecto, es decir, un fluido transportador de calor que será el que reciba la energía almacenada por el PCM y por tanto cambiará de fase.

1.3.5 APLICACIONES DEL ALMACENAMIENTO POR CALOR LATENTE A MEDIA TEMPERATURA

En el estudio sobre el rendimiento de un sistema de almacenamiento de energía térmica para calentamiento solar de agua realizado por Mahfuz, H. et al. (2014), asegura que es necesario tomar en cuenta el concepto de energía para determinar el rendimiento y aspectos económicos del sistema. El rango de temperatura de operación para el sistema fue de 40 °C a 60 °C, se determinó que para esta aplicación la cera de parafina (Sigma-Aldrich producto no. 327212) era el material adecuado por su disponibilidad, carácter no corrosivo, su temperatura de fusión (65 °C) compatible con la aplicación y su bajo coste (Prommas, Rattanadecho y Cholaseuk, 2010).

Por otro lado, Moreno, J. (2018), realizó el diseño de una instalación experimental para acumulación de energía solar. Utilizó un PCM y un intercambiador de placas termosoldadas para obtener agua caliente. El rango de temperaturas de operación para el sistema fue de 45°C a 60°C. El material de cambio de fase buscado debía tener baja temperatura, alta entalpía de fusión, disponibilidad y bajo coste. El PCM seleccionado fue la parafina RT-70HC pura que tiene un punto de fusión de 69-71 °C y cumple las especificaciones mencionadas. En la Figura 1.3 se muestra el formato comercial de esta parafina.



Figura 1.3. Parafina Rubitherm RT-70HC
(Moreno, 2018)

Gorzin, M., Hosseini, M., Ranjbar, A. y Bahrampoury, R. (2018), realizaron una investigación del proceso de carga de un PCM en un sistema de agua caliente sanitaria, con el objetivo de ahorrar energía. Para esto, utilizaron un intercambiador multitubular en el que se buscó distribuir la masa de PCM para ampliar el área de transferencia de calor, reducir el tiempo de fusión del material y aprovechar el tiempo limitado de radiación solar. El PCM se distribuyó en el interior y exterior de los contenedores de PCM, como se muestra en la Figura 1.4. Utilizaron la parafina RT-50 como PCM por su bajo coste, alta entalpía de fusión y disponibilidad; y agua como HTF.



Figura 1.4. Secciones del intercambiador multitubular
(Gorzin, Hosseini, Ranjbar y Bahrampoury, 2018)

Sardari, P. T., Giddings, D., Grant, D., Gillott, M. y Walker, G. (2020), estudió el mecanismo de descarga de un intercambiador de placas para calefacción doméstica utilizando un compuesto de espuma de cobre y PCM. Se requería un rango de salida de temperatura de 30-50 °C del aire, se empleó el PCM orgánico RT-82 dado su uso frecuente en calefacción doméstica. Su punto de fusión es de 82 °C, el cual proporcionará una temperatura adecuada de salida del aire. El estudio demostró mayor eficiencia del intercambiador al usar el compuesto de espuma de cobre y la parafina RT-82 ya que proporciona una temperatura de salida uniforme (esencial en este tipo de aplicación).

Méndez, A. (2019), utiliza un método de selección multicriterio (MCMD) para determinar el mejor PCM para un sistema de aislamiento térmico automotriz. El MCMD se caracteriza por examinar varias variables y transformarlas en modelos matemáticos. Lo que buscó el autor con este estudio fue controlar la temperatura interna de los automóviles, en especial cuando estén estacionados para evitar el uso de aire acondicionado. Examinaron siete materiales (parafina, cera de

parafina, el sulfato de sodio trihidratado, el fosfato mono ácido de calcio trihidratado y el sulfato de magnesio pentahidratado) mediante calificación y ponderación. Evaluaron la conductividad térmica, punto de fusión, calor específico, latente y densidad. El material que mostró tener las mejores condiciones en el MCMD fue la parafina con un punto de fusión de 37 °C. El material se colocó en el techo de los automóviles, ya que es el lugar que tiene contacto directo con la radiación solar. Al usar la parafina como aislante térmico se obtuvo una temperatura en el interior del auto entre 18 °C y 20°C, temperaturas consideradas confortables.

Rojas, J. (2021), realizó un estudio experimental de los PCM utilizados para el calentamiento de agua en colectores solares para hogares conformados por 4 personas. Según la Norma Ecuatoriana de Construcción (NEC), los ecuatorianos utilizan agua caliente con una temperatura de 34 °C a 41 °C. Mediante información bibliográfica y tomando en cuenta la disponibilidad de PCM en el Ecuador, el material seleccionado fue la cera de parafina que tiene un punto de fusión de 56 °C. Este material ha sido empelado en aplicaciones solares durante los últimos 5 años, es de uso comercial, con bajo costo y se puede conseguir en fábricas de vela de cera de parafina.

Por otro lado, en la unión europea, los edificios representan el 40% del consumo total de energía, pero tiene un gran potencial para ahorrarla. Por esta razón, Rodríguez, E. (2015), propone una alternativa de mejorar la eficiencia energética de los edificios con el uso de un PCM. A continuación, se presentan dos PCM que han mostrado mejores resultados en la reducción del uso de acondicionamiento térmico en los edificios.

Energain: nombre que le dieron a una placa compuesta por dos láminas de aluminio que contienen a una mezcla de copolímero y PCM (parafina). En estas placas el 60% de su peso corresponde al PCM, lo que genera más ventajas frente a las placas de yeso que solo tienen un 30% de PCM de su peso total.

BioPCM: son láminas flexibles que contienen pequeños “sacos” llenos de una solución de PCM macroencapsulada. Estas láminas pueden ser colocadas

detrás de muros, techos falsos y acabado en interiores. Del 65 al 75% de peso de la lámina corresponde al PCM utilizado. Los PCM que se pueden utilizar son ácidos grasos (aceite de palmiste, aceite de palma, aceite de coco y aceite de soja). Estos PCMs son menos costosos que la parafina.

En la Tabla 1.3 se muestran las propiedades termofísicas de los PCMs empleados para almacenar energía térmica a temperatura media de las aplicaciones antes mencionadas.

Tabla 1.3. Propiedades termofísicas de PCMs de media temperatura

Propiedades	Cera de parafina RT44HC Sigma-Aldrich producto no. 327212 (Mahfuz, H. et al. 2014)	Parafina RT-70HC (Moreno, J., 2018)	Parafina RT-50 (Gorzin, M., Hosseini, M., Ranjbar, A. y Bahrampoury, R., 2018)	Parafina RT-82 (Sardari, P. T., Giddings, D., Grant, D., Gillott, M. y Walker, G., 2020)	Parafina (Méndez, A., 2019)	Cera de parafina (Rojas, J., 2021)
Punto de fusión	56,06 °C	69 °C	51 °C	77 °C	37 °C	56 °C
Punto final de fusión	64,99 °C	71 °C		82 °C		
Punto inicial de congelación	58,93 °C					
Punto final de congelación	47,51 °C					
Temperatura máxima de fusión	61,12 °C					
Temperatura máxima de congelación	55,70 °C		45 °C			
Calor específico del sólido (<30 °C)	2,565 J/g °C	2 kJ/kg K	2000 J/kg.K	2 kJ/kg K	2,5 kJ/kg K	2,565 kJ/kg °C
Calor específico del líquido (>65 °C)	2,439 J/g °C					2,439 kJ/kg °C

Tabla 1.3. Propiedades termofísicas de PCMs de media temperatura (Continuación...)

Propiedades	Cera de parafina RT44HC Sigma-Aldrich producto no. 327212 (Mahfuz, H. et al. 2014)	Parafina RT-70HC (Moreno, J., 2018)	Parafina RT-50 (Gorzin, M., Hosseini, M., Ranjbar, A. y Bahrapoury, R., 2018)	Parafina RT-82 (Sardari, P. T., Giddings, D., Grant, D., Gillott, M. y Walker, G., 2020)	Parafina (Méndez, A., 2019)	Cera de parafina (Rojas, J., 2021)
Calor latente de fusión	200,74 J/g					
Calor latente de congelación	195,97 J/g					
Densidad en forma solida	800 kg/m ³	0.88 kg/l	0,82 kg/m ³	800 kg/m ³	900 kg/m ³	818 kg/m ³
Densidad en forma líquida		0.77 kg/l		770 kg/m ³		760 kg/m ³
Capacidad de almacenamiento térmico		260 kJ/kg	168 kJ/kg		70 kJ/kg	200 kJ/kg
Conductividad térmica		0,2 W/m K	0,2 W/m K	0,2 W/m K	30 W/m K	0,2 W/m K
Volumen de expansión		12.5%				
Coefficiente de expansión			0,006 1/K	0,001 1/K		

1.3.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un equipo que permite la transferencia de calor entre un sólido y un fluido, entre dos o más fluidos, o un sólido y un fluido. Sin embargo, en el sistema de transferencia también se pueden utilizar corrientes de gas e incluso sólidos que cambian de fase y permiten la transferencia de calor. Los intercambiadores de calor tienen varios usos industriales y domésticos. Dependiendo del tipo de intercambiador se pueden utilizar en plantas de procesamiento químico, plantas eléctricas, sistemas de calefacción aire acondicionado y refrigeración, entre otras. En cuanto a su selección y diseño se deben tomar en cuenta factores como el tamaño, peso y coste de fabricación e instalación. Existen normas publicadas periódicamente por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA) que proporcionan información para el diseño de los intercambiadores (Zohuri, 2016).

Tipos de intercambiadores

Los intercambiadores de calor que se encuentran de forma convencional son conocidos como recuperadores. Esto se debe a que la corriente que tiene mayor temperatura (A) recupera parte del calor que posee la corriente B. La transferencia de calor se genera a través de una pared o el interfaz entre las corrientes como se muestra en la Figura 1.5 (Kakaç, Liu y Pramuanjaroenkij, 2012).

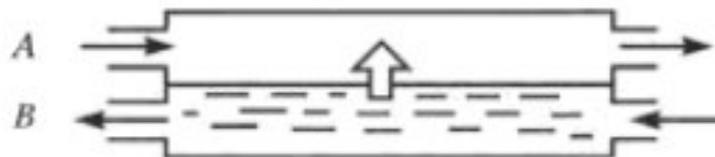


Figura 1.5. Intercambiador de calor como recuperador
(Kakaç, Liu y Pramuanjaroenkij, 2012)

Los intercambiadores de calor de almacenamiento o conocidos como regenerativos son aquellos que almacenan energía en una matriz. Es decir, el fluido caliente pasa por la matriz y le transfiere su calor. Luego, un fluido frío pasara por el mismo sistema y extrae la energía de la matriz. Cuando la matriz está en contacto con el fluido frío pierde calor, pero cuando se encuentra con el fluido A gana calor, es decir, el calor se regenera. El sistema mencionado se muestra en la Figura 1.6 (Kakaç, Liu y Pramuanjaroenkij, 2012).

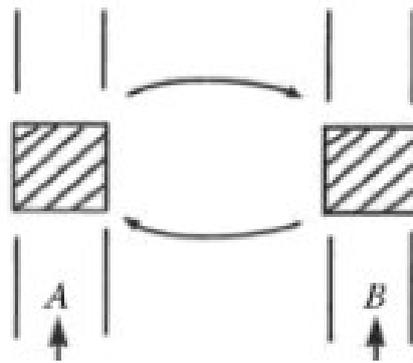


Figura 1.6. Intercambiador de calor como regenerador
(Kakaç, Liu y Pramuanjaroenkij, 2012)

Acosta, C. y Ajala, E. (2021), menciona que los intercambiadores de calor se clasifican por:

- Tipo de operación
- Tipo de construcción

En el tipo de operación se toma en cuenta la dirección de las corrientes, por lo tanto, pueden ser:

Contraflujo. - las corrientes se mueven en direcciones opuestas dentro del intercambiador.

Paralelo. - las corrientes fluyen en la misma dirección y salen por el mismo lado.

Flujo cruzado. – una corriente de fluido se desplaza de un lado al otro a través de la ruta de flujo de la otra corriente de fluido.

Por el tipo de construcción se tienen:

- Intercambiador de tubos y coraza
- Intercambiador de placas

- Intercambiador de tubos concéntricos

1.3.7 INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA

Este tipo de intercambiadores son utilizados en varias aplicaciones industriales, en especial cuando se requieren amplias superficies de transferencia de calor. Está constituido por tubos, coraza, cabeza frontal y trasera, y deflectores como se muestra en la Figura 5. La transferencia de calor ocurre cuando una de las corrientes (sólido, líquido o gas) pasa por los tubos y la otra corriente (líquido o gas) por la coraza. En el presente estudio, el PCM se colocará en el interior de los tubos y el agua circulará por la coraza. Cabe recalcar que las corrientes deben estar a diferentes temperaturas para que suceda la transferencia de calor de la corriente con mayor temperatura hacia la de menor temperatura (Galvis y Pacheco, 2014).

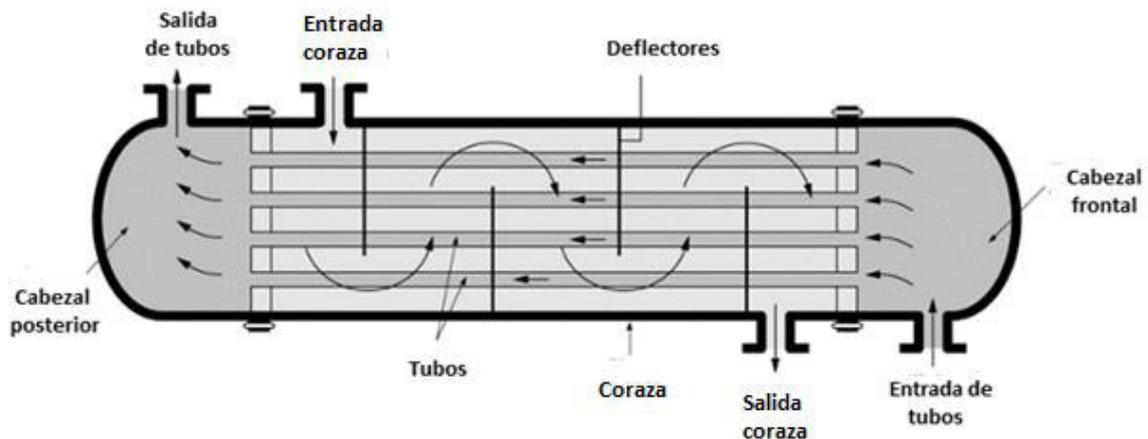


Figura 1.7. Partes del intercambiador de tubos y coraza
(Barrera, 2018)

Son los más utilizados en la industria química ya que tiene una buena relación entre costo y eficiencia. Además, su versatilidad permite adaptarse a todo tipo de aplicación, cambiando su diámetro, longitud, material de fabricación y, sin dejar de lado su fácil instalación y mantenimiento. Para su construcción se consideran factores internos, entre los más importantes, como transferencia de calor requerida, capacidad, rendimiento, temperatura, presión de operación, caída de presión, corrosión. (López y Trejo, 2013).

Los principales componentes de un intercambiador de tubos y coraza se describen a continuación.

1.3.7.1 BANCO DE TUBOS

Conjunto de tubos que se encuentran dentro de la coraza de forma paralela a ella. Pueden ser fabricados de diferentes materiales como acero, cobre, aluminio, latón, acero inoxidable, entre otros. Los diámetros que se consideren para su diseño deben existir en el entorno comercial ya que tienen sus especificaciones establecidas por la industria. Pueden tener una configuración cuadrada (fácil de limpiar) o triangular (mayor área de transferencia de calor) como se indica en la Figura 1.8, se recomienda que el espacio entre los centros de los tubos (Pt) sea de 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos y la distancia mínima entre ellos (C) de 0,0064 m (Burbano, 2014).

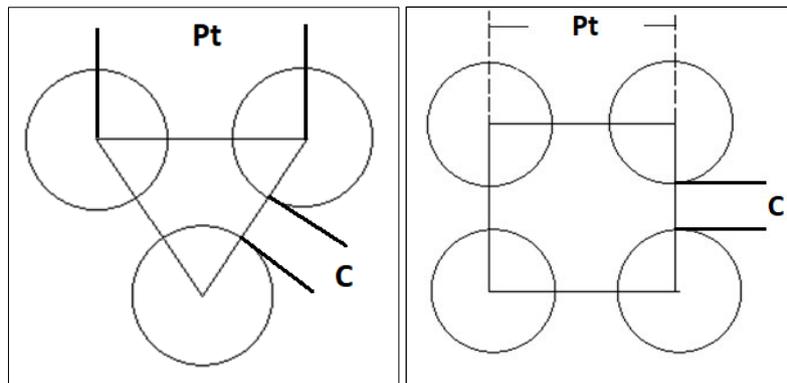


Figura 1.8. Arreglo de tubos en triangular y cuadrado

1.3.7.2 CORAZA

Es un cilindro, el cual contienen al banco de tubos y es por donde fluye el segundo material con el que se realiza la transferencia de calor. Por lo general, esta soldada de forma longitudinal. El material más utilizado para la construcción de corazas es el acero al carbono. Sin embargo, pueden variar según el tipo de aplicación. Según la norma TEMA se tiene varios tipos de corazas, las cuales pueden elegirse en función de la aplicación tomando en cuenta la caída de

presión, el número de pasos por la coraza, gradientes de temperatura, entre otros (Burbano, 2014).

1.3.7.3 CABEZALES

Son de cuerpo cilíndrico, encargados de sujetar la coraza. Además, los cabezales facilitan la circulación cuando un fluido pasa por el interior de los tubos. Existe dos tipos de cabezales, el frontal o llamado estacionario y el posterior como se muestra en la Figura 1.7. Para la elección de ambos se consideran aspectos importantes. Para el cabezal frontal se considera el fácil acceso a los tubos y para el posterior el goteo, posibles problemas en la empaquetadura, limpieza y estrés térmico. En la norma TEMA se puede conseguir información acerca de los tipos de cabezales tanto para los frontales como para los posteriores (Llangarí y Solís, 2012).

1.3.7.4 DEFLECTORES

Son una especie de láminas que se colocan a lo largo de la coraza para dar soporte a los tubos y dirigir el flujo que circula por esta. Son instalados en la coraza de forma transversal o longitudinal (cuando se tienen dos o más pasos por la coraza) para aumentar la turbulencia y, por tanto, se obtienen coeficientes de transferencia de calor más altos. Este elemento debe ajustarse con los cabezales, esto evitará fugas o derrames. Para obtener una mejor turbulencia se utilizan los deflectores a un 25% (segmento de corte del deflector) para líquidos y de 45% par gases. Los tipos de deflectores más comunes se muestran en la Figura 1.9 (Galvis y Pacheco, 2014).

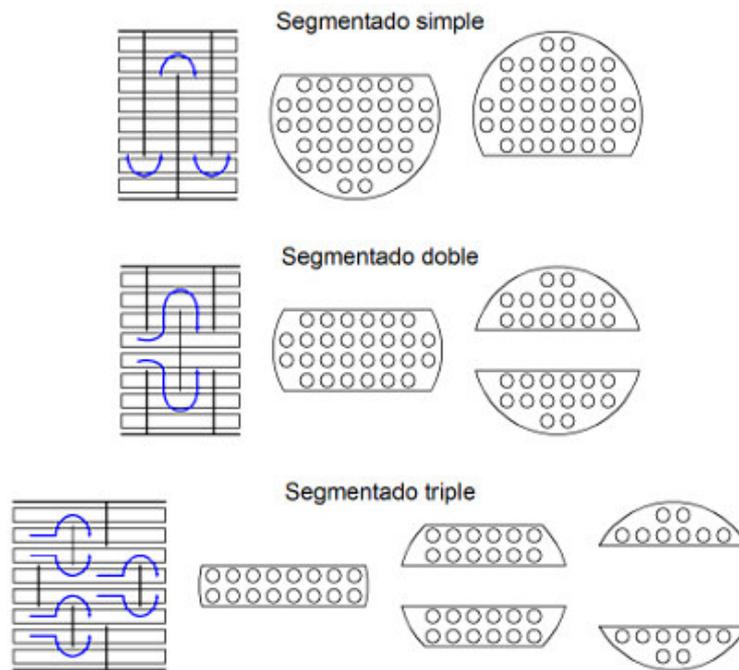


Figura 1.9. Tipos de deflectores
(Llangarí y Solís, 2012)

1.3.8 CRITERIOS DE DISEÑO

Se deben tomar en cuenta varios criterios a la hora de dimensionar un intercambiador de calor de tubos y coraza, entre los más importantes se tienen los siguientes (Mon, Lin y Sandar, 2008).

- Al instalar deflectores se perturba el flujo y aumenta el coeficiente de transferencia de calor a comparación del flujo no perturbado.
- Los deflectores deben tener un espaciamiento mayor a $1/5$ del diámetro de la coraza y menor al diámetro de esta.
- El coeficiente de transferencia de calor en un arreglo triangular de tubos es aproximadamente un 25% mayor que cuando se emplea un arreglo en cuadrado.
- Se logrará una mayor turbulencia al colocar los deflectores a distancias mínimas.
- El coeficiente de transferencia de calor de la coraza se ve influenciado por el tamaño, holgura de los tubos y las características del fluido utilizado.

Condiciones iniciales y requerimientos

Por lo general, las variables conocidas al iniciar un diseño es el caudal de los fluidos, rangos de temperatura, longitud y disposición de los tubos. Por otro lado, las variables que deberán ser calculadas serán el número de tubos, diámetro de la coraza, velocidad de la transferencia de calor y la caída de presión tanto en los tubos como en la coraza.

Después de realizar la revisión bibliográfica de los PCMs y de los intercambiadores de calor, se utilizará cera de parafina ya que tiene bajo costo y es fácil de conseguir en Ecuador. Además, el intercambiador seleccionado es de tubos y coraza, el cual es ampliamente utilizado en sistemas de almacenamiento de energía solar para calentar agua. El fluido transportador que circulará por la coraza es agua y el PCM se colocará en el interior de los tubos.

2 METODOLOGÍA

En las Figuras 1.10 y 1.11 se muestran los sistemas de almacenamiento de energía solar para calentar agua para la carga y descarga, respectivamente. Cabe mencionar, que el tipo de instalación dependerá del tipo de casa o departamento en el que se utilice.

El proceso de carga se produce en el día, el agua fría circula por la válvula 1 que se encuentra abierta (válvula 2 permanece cerrada). Luego, llega al panel solar térmico donde el agua se calienta y sale. Esta agua caliente se puede usar directamente o pasarla al intercambiador de calor con PCM. Al pasar al intercambiador de calor, el agua transferirá su calor al PCM, el cual al cargarse sufre la transición de sólido a líquido. Este proceso se muestra en la Figura 1.10.

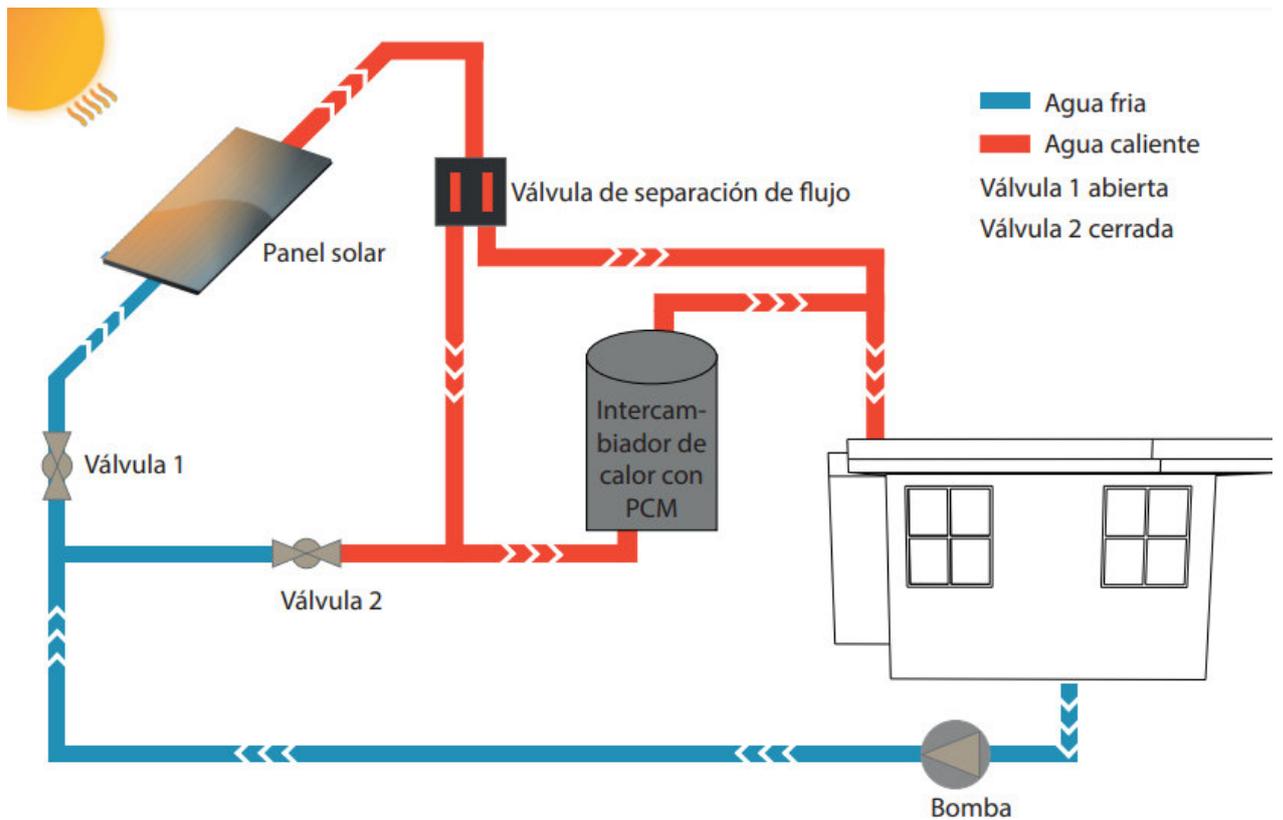


Figura 1.10. Sistema de calentamiento de agua solar-carga

En la Figura 1.11 se muestra el proceso de descarga, este se realiza en la noche o cuando no existe radiación solar, como en días fríos o lluviosos. En este caso la válvula 2 se abre mientras la válvula 1 permanece cerrada. El agua fluye a través del intercambiador de calor donde el PCM entregará su energía almacenada (transición de fase líquido a sólido), calentando el agua que se empleará para usos domésticos.

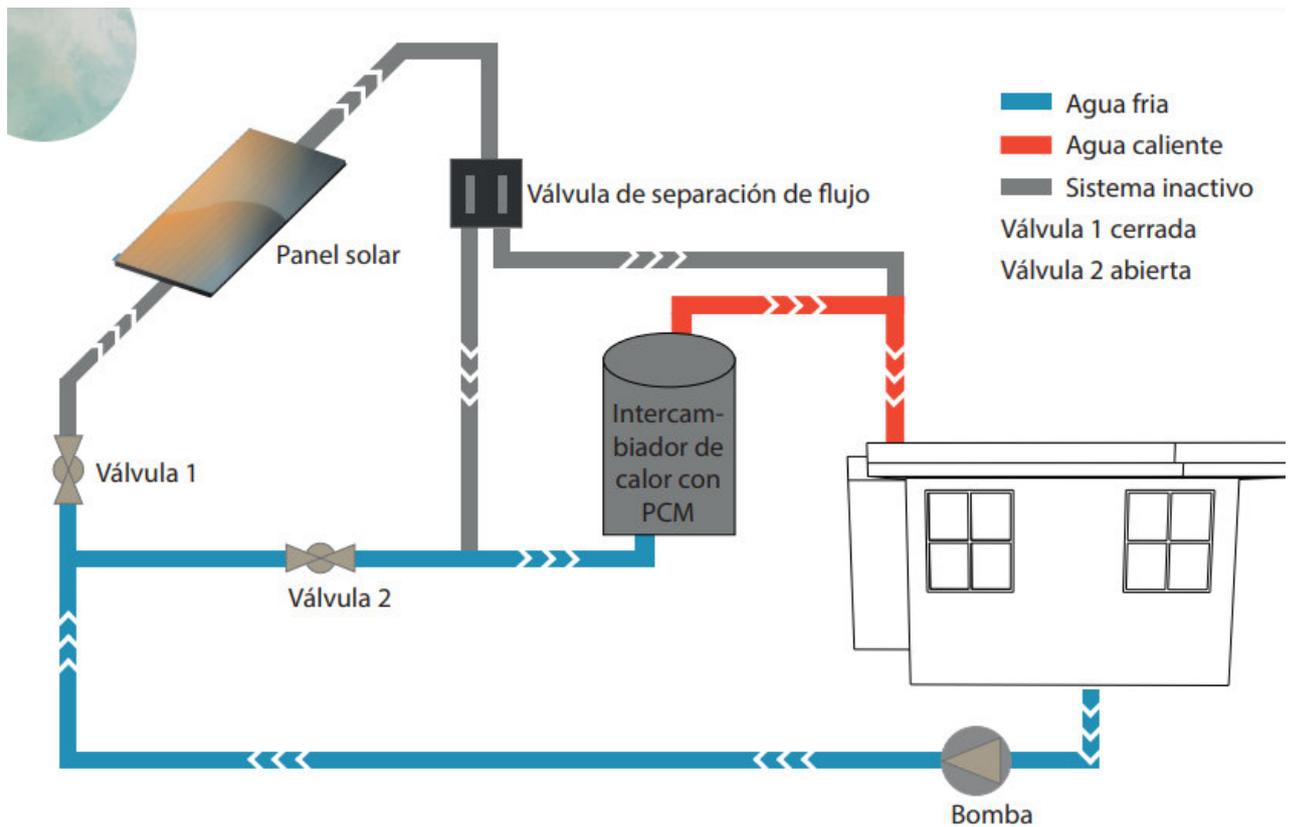


Figura 1.11. Sistema de calentamiento de agua solar-descarga

El presente dimensionamiento se centró en el periodo de descarga, el cual requiere de 40 minutos (Nene y Ramachandran, 2021). Las ecuaciones utilizadas en el presente trabajo para el dimensionamiento del intercambiador de calor y los rangos límites de ciertos parámetros se obtuvieron de los libros de Kern, D. (1999), Mills, A. (1997), Holman, J. (1999) e Incropera, A. y Dewitt, D. (1996).

Las dimensiones seleccionadas para los tubos del intercambiador de calor y las propiedades termofísicas del PCM seleccionado se muestran en las Tablas 2.4 y 2.5, respectivamente.

Tabla 2.4. Dimensiones para los tubos del intercambiador

ASTM	NPS	2
Diámetro externo (mm)	de	60,3
Espesor (mm)	e	3,91
Diámetro interno (mm)	di	52,48
Diámetro interno (m)	di	0,05248

(ASTM Internacional, 2018)

Tabla 2.5. Propiedades termofísicas de la cera de parafina

PROPIEDADES	VALORES DE LAS PROPIEDADES
Punto de fusión	56 °C
Calor específico del líquido	2,439 J/g °C
Calor latente de fusión	200,74 J/g
Densidad del sólido	818 kg/m ³
Densidad del líquido	760 kg/m ³

(Rojas, 2021)

En la Tabla 2.6 se muestran las propiedades del agua a 296 K, que se utilizaron para realizar los cálculos. Esta temperatura se obtuvo del promedio de las temperaturas de entrada y salida del sistema, que son 10 y 36 °C, respectivamente. El caudal utilizado fue de $1,046 \times 10^{-4}$ m/s (Espín y Remache, 2011).

Tabla 2.6. Propiedades del agua a temperatura media

PROPIEDADES	VALORES DE LAS PROPIEDADES
Calor específico	4180,4 J/kg K
Densidad	997,6 kg/m ³
Número de Prandtl	6,54
Conductividad térmica	0,6038 W/m K
Viscosidad dinámica	$9,48 \times 10^{-4}$ kg/m s

(Perry, 1994)

Para calcular la masa de PCM necesaria se realizó un balance de energía del fluido (agua) y el PCM. Primero se calculó el del agua, con la ecuación 2.4, ya que se conocen todas las variables y se igualó al del PCM para obtener la masa. Según datos de Ravi, R., et al. (2018), en el periodo de descarga, el PCM no se solidifica completamente. Un 90% logra solidificarse mientras que el 10% se mantiene en estado líquido. Por esta razón, se consideró un 10% más de la masa requerida de PCM para satisfacer la demanda de energía del sistema de calentamiento solar de agua.

Balance de energía

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad [2.4]$$

Donde:

\dot{Q} : potencia necesaria para el periodo de descarga, (W)

\dot{m} : flujo masico, (kg/s)

C_p : calor especifico del fluido, (J/g °C)

ΔT : diferencia de temperaturas de salida y entrada del fluido, (°C)

Después de calcular la potencia se multiplicó este valor por el tiempo que requiere el periodo de descarga para obtener la energía en la descarga. Se consideró el tiempo para una familia de 4 personas que son 160 minutos. Se utilizó la ecuación 2.5 para calcular la masa de PCM.

Masa de PCM

$$m_{PCM} = \frac{Q}{C_{p_{PCM}} \times \Delta T + L_f} \quad [2.5]$$

Donde:

Q : energía en la descarga, (J)

m_{PCM} : masa de PCM, (kg)

ΔT : diferencia de temperaturas de salida y entrada del PCM, (K)

L_f : calor latente de fusión, (J/g)

Una vez calculada la masa de PCM, con la densidad de este, se calculó el volumen que ocuparía el PCM en un tubo con la ecuación 2.6. Cabe recalcar que al volumen que ocuparía el PCM en un tubo se le añadió 10% más de volumen ya que se produce un cambio de fase y, por tanto, el volumen varía. Luego, con las dimensiones del tubo seleccionado se calculó su volumen y, luego se obtuvo el número de tubos, utilizando las ecuaciones 2.7 y 2.8.

Número de tubos

$$V_{PCM} = \frac{m_{PCM}}{\rho_{PCMs}} \quad [2.6]$$

$$V_{tubos} = \pi \times \frac{1}{4} \times di^2 \times L \quad [2.7]$$

$$nt = \frac{V_{PCM}}{V_{tubos}} \quad [2.8]$$

Donde:

V_{PCM} : volumen requerido de PCM, (m³)

m_{PCM} : masa de PCM, (kg)

ρ_{PCMs} : densidad de PCM sólido, (kg/m³)

V_{tubos} : volumen de los tubos, (m³)

L: longitud de los tubos, (m)

di: diámetro interno de los tubos, (m)

nt: número de tubos

Con el número de tubos (nt) se calculó el diámetro de la coraza utilizando la ecuación 2.9. El espaciamiento entre tubos (Pt) se seleccionó según los criterios de diseño:

$$(1,25 \times de < Pt < 1,33 \times de)$$

Donde de es el diámetro externo de los tubos.

Diámetro de la coraza

$$Dic = (\sqrt{nt} \times Pt) + Pt \quad [2.9]$$

Donde:

Dic: diámetro interno de la coraza, (m)

Nt: número de tubos

Pt: espaciamiento entre tubos, (m)

Ya obtenido el diámetro de la coraza se calculó la velocidad con la que el agua fluirá en la misma, con las ecuaciones 2.10, 2.11 y 2.12. El valor del

espaciamiento entre deflectores (B) también es seleccionado por criterios de dimensionamiento:

$$(1/5 Dic < B < Dic)$$

Donde Dic es el diámetro de la coraza.

Velocidad en la coraza

$$v = \frac{\dot{m}}{Af \rho} \quad [2.10]$$

$$Af = \frac{Dic \times B \times C}{Pt} \times \frac{1}{n} \quad [2.11]$$

$$C = Pt - de \quad [2.12]$$

Donde:

v: velocidad del fluido por la coraza, (m/s)

\dot{m} : flujo másico del agua que circula por la coraza, (kg/s)

Af: área de flujo de la coraza, (m²)

ρ : densidad, (kg/m³)

Dic: diámetro interno de la coraza, (m)

B: espaciado entre deflectores, (m)

Pt: espaciado entre tubos, (m)

n: número de pasos por la coraza

de: diámetro externo de los tubos, (m)

A continuación, se calculó los números adimensionales para obtener el coeficiente de convección externa. Con la ecuación 2.13 se calculó el número de Reynolds.

Número de Reynolds por la coraza

$$Re = \frac{v \times L^* \times \rho}{\mu} \quad [2.13]$$

Donde:

Re: número de Reynolds

v: velocidad de entrada del fluido, (m/s)

ρ : Densidad del fluido, (kg/m³)

L^* : longitud característica, (m)

μ : viscosidad dinámica, (kg/ms)

Se seleccionó un arreglo triangular ya que Burbano, S. (2014), menciona que al utilizar este arreglo se aumenta el área de transferencia, por lo que se obtendrá mayor eficiencia en la aplicación. Se utilizó la ecuación 2.14 para calcular la longitud característica para un arreglo triangular.

$$L^* = \frac{8 \times \left(0,43 \times Pt^2 - \frac{\pi \times de^2}{8}\right)}{\pi \times de} \quad [2.14]$$

Número de Nusselt por la coraza

Se seleccionó deflectores segmentados al 25% ya que Galvis, A y Pacheco, D. (2014), lo recomiendan porque genera mayor turbulencia y, por tanto, mejoran la transferencia de calor. Para deflectores segmentados al 25% se utilizó la ecuación 2.15.

$$Nu = 0,36 \times Re^{0,55} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad [2.15]$$

Donde:

Nu: número de Nusselt

Re: número de Reynolds

Pr: número de Prandtl

Una vez calculados los números adimensionales, con la ecuación 2.16 se calculó el coeficiente de convección externo.

Coeficiente de convección externo

$$he = \frac{Nu \times k}{L^*} \quad [2.16]$$

Donde:

he: Coeficiente externo de transferencia de calor por convección, (W / m²·K)

Nu: número de Nusselt

k: conductividad térmica del agua, (W/ m K)

L*: longitud característica, (m)

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor de operación se calculó la diferencia media logarítmica y el área de transferencia de calor óptima, con las ecuaciones 2.17 y 2.18, respectivamente. La diferencia media logarítmica se determina cuando la transferencia de calor a través del intercambiador no es lineal. Además, representa la fuerza impulsora para que se produzca la transferencia de calor.

Diferencia media logarítmica

$$LMTD = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad [2.17]$$

Donde:

LMTD: diferencia media logarítmica, (K)

ΔT1: diferencia de temperatura de la corriente de salida de fluido caliente menos la temperatura de entrada de la corriente fría.

ΔT2: diferencia de temperatura de la corriente de entrada de fluido caliente menos la temperatura de salida de la corriente fría.

Área de transferencia de calor óptima

$$At = \pi \times de \times L \times nt \quad [2.18]$$

Donde:

At: área de transferencia de calor optima, (m²)

de: diámetro externo de los tubos, (m)

L: longitud de los tubos, (m)

nt: número de tubos

Después de calcular el LMTD y el área de transferencia de calor óptima, con la ecuación 2.19 se calculó el coeficiente global de transferencia de calor de operación.

Coeficiente global de transferencia de calor de operación

$$\dot{Q} = U_{operación} \times A_t \times LMTD \quad [2.19]$$

Donde:

\dot{Q} : potencia necesaria para el proceso de descarga, (W)

$U_{operación}$: coeficiente global de transferencia de calor de operación, (W/m² °C)

A_t : área de intercambio óptimo de calor, (m²)

LMTD: diferencia media logarítmica, (°C)

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño se consideró el coeficiente de convección externo en la coraza y la resistencia de conducción. Existe una resistencia de conducción ya que el PCM pasa de estado líquido a sólido. Un 10% no se solidifica por lo que se calculó la masa del PCM en estado líquido con su respectiva densidad. Finalmente, se obtuvo el diámetro correspondiente a la cantidad líquida de PCM y se calculó la resistencia. Para estos cálculos se utilizaron las ecuaciones 2.20, 2.21, 2.22, 2.23 y 2.24 que se muestran a continuación.

Resistencia de conducción

$$m_{PCM1} = V_{tubo} \times \rho_{PCMs} \quad [2.20]$$

$$m_{PCM \text{ líquido}} = m_{PCM1} \times \frac{10}{100} \quad [2.21]$$

$$V_{PCM \text{ líquido}} = m_{PCM \text{ líquido}} \div \rho_{PCMl} \quad [2.22]$$

$$d_{PCM} = \sqrt{\frac{V_{PCM \text{ líquido}}}{\pi \times \frac{1}{4} \times L}} \quad [2.23]$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_{PCM}}\right)}{2 \times \pi \times k_{PCM} \times L} \quad [2.24]$$

Donde

V_{tubo} : volumen de un tubo que se deberá llenar con PCM, (m^3)

m_{PCM1} : masa de PCM que ocuparía en un tubo, (kg)

ρ_{PCMs} : densidad de PCM sólido, (kg/m^3)

ρ_{PCMl} : densidad de PCM líquido, (kg/m^3)

$m_{PCM\text{ líquido}}$: masa de PCM líquido, (kg)

$V_{PCM\text{ líquido}}$: volumen de PCM líquido, (m^3)

d_{PCM} : diámetro de la cantidad de PCM líquido, (m)

L: longitud de los tubos, (m)

d_i : diámetro interno de los tubos, (m)

k_{PCM} : conductividad térmica del PCM, (W/m K)

R_{cond} : resistencia de conducción del PCM en transición de fase, (K/W)

Con los resultados obtenidos y con las ecuaciones 2.25 y 2.26, se calculó el coeficiente global de transferencia de calor de diseño.

Coeficiente global de transferencia de calor de diseño

$$U_{diseño} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + R_{cond} \times Ac} \quad [2.25]$$

$$Ac = \pi \times d_e \times L \quad [2.26]$$

Donde:

$U_{diseño}$: coeficiente global de transferencia de calor de operación, (W/m² K)

h_e : coeficiente externo de transferencia de calor por convección, (W / m²·K)

R_{cond} : resistencia de conducción del PCM en transición de fase, (K/W)

Ac: área de transferencia de calor óptimo de conducción, (m²)

d_e : diámetro externo de los tubos, (m)

L: longitud de los tubos, (m)

Por otro lado, se calculó la caída de presión por el lado de la coraza, la cual debe ser menor a 10 psi. El factor de fricción se obtuvo de la gráfica que se muestra en el Anexo I. Para este cálculo se utilizaron las ecuaciones 2.27 y 2.28.

Caída de presión por el lado de la coraza

$$\Delta P_c = \frac{f \times G_c^2 \times D_i \times (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} \times L^*} \quad [2.27]$$

$$N = \frac{L}{B} \quad [2.28]$$

Donde:

ΔP_c : caída de presión por el lado de la coraza, (psi)

f : factor de fricción, (ft²/in²)

G_c : Velocidad másica, (lb/h ft²)

D_i : diámetro interno de la coraza, (ft)

N : número de deflectores

L^* : longitud característica, (ft)

L : longitud de los tubos, (ft)

B : espaciamiento entre deflectores, (ft)

Finalmente, se calculó la eficiencia del intercambiador de calor con la ecuación 2.29.

Eficiencia del intercambiador de calor

$$\varepsilon = \frac{m_{agua} \times C_p \times (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} \times (T_{ce} - T_{fe})} \quad [2.29]$$

Donde:

m_{agua} : masa del agua, (kg)

C_p : calor específico del fluido, (J/g °C)

T_{fs} : temperatura del fluido a la salida, (°C)

T_{fe} : temperatura del fluido a la entrada, (°C)

T_{ce} : temperatura del PCM a la entrada, (°C)

C_{min} : producto de la masa y el Cp que sea más bajo entre el fluido y el PCM, (J/ s K)

Las ecuaciones anteriores han sido utilizadas para el dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza. El cual se utilizará para almacenar energía solar y así poder calentar agua que se pueda utilizar en días con baja radiación solar o incluso en la noche. Todos los cálculos a detalle se muestran en el Anexo II.

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con los datos antes mencionados, las propiedades del PCM y del fluido transportador se obtuvieron los resultados que se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Resultados del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza

Parámetro	Resultados
Potencia en la descarga	11303,80 J/s
Energía en la descarga	108586495,360 J
Masa de PCM necesaria	540,58 kg
Masa de PCM + 10%	600,65 kg
Longitud de los tubos	1,65 m
Número de tubos	226
Eficiencia	60%
LMTD	30,83 °C
Diámetro de la coraza	1,21 m
Velocidad del agua por la coraza	0,0036 m/s
Reynolds	160,83
Coficiente global de transferencia de diseño	5,76 W/m ² °C
Coficiente global de transferencia de operación	5,18 W/m ² °C
Caída de presión	2,030 × 10 ⁻⁵ psi

Este estudio se concentró en el periodo de descarga, es el determinante porque emplea más tiempo y es el que nos interesa analizar. Este periodo tiene una duración de 40 minutos, el agua ingresa al sistema con un flujo de $1,046 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ y a una temperatura de $10 \text{ }^\circ\text{C}$. El valor de caudal fue tomado del análisis experimental realizado por Espín, G. y Remache, B. (2011), quienes midieron el caudal de una ducha convencional. Además, la temperatura del agua con la que la mayoría de las personas se duchan está alrededor de 36 a $38,5 \text{ }^\circ\text{C}$, por lo que en este trabajo se pretende obtener agua a $36 \text{ }^\circ\text{C}$ del sistema de almacenamiento de energía solar para calentar agua.

Como se había mencionado, el tiempo de descarga aproximado para que una sola persona utilice el agua caliente proveniente del sistema de almacenamiento es de 40 minutos. En este tiempo la masa de PCM no se solidifica por completo. La masa no logra solidificarse debido a que la cera de parafina no tiene un coeficiente de conductividad térmica muy alto, es decir, no es buen conductor de calor. Por esta razón se consideró un 10 % más de la masa requerida y el tiempo se consideró para el uso de 4 personas (160 minutos), que en promedio conforman una familia, para que el sistema pueda cumplir con su objetivo. La masa requerida de PCM fue de 540,58 kg y la masa con el porcentaje adicional es de 600,65 kg. Además, se consideró un 10% más de volumen de PCM, debido a la transición de líquido a sólido que hace que el volumen varíe, pasando de $0,73 \text{ m}^3$ a $0,81 \text{ m}^3$.

Las dimensiones de los tubos fueron elegidas de la norma ASTM A53 que se muestra en el Anexo III, los cuales tienen un diámetro interno de $0,05248 \text{ m}$ y un espesor de $0,00391 \text{ m}$. La longitud de estos es de $1,65 \text{ m}$. Con estas características se obtuvieron 226 tubos para almacenar los 600,65 kg de PCM. Además, el diámetro de coraza obtenida fue de $1,22 \text{ m}$. Por criterios de dimensionamiento dados en el libro de Kern, D. (1999), la velocidad por el lado de la coraza tiene límites máximos y mínimos.

La velocidad máxima por el lado de la coraza al circular agua es de $1,22 \text{ m/s}$ y la mínima es de $0,61 \text{ m/s}$. La velocidad que se obtuvo en el dimensionamiento fue de $0,0036 \text{ m/s}$ la cual no se encuentra dentro de los límites a pesar de que se

tomaron los valores de límite inferior tanto para B como para Pt. La velocidad depende de la cantidad de flujo masico y del área de flujo, para obtener una mayor velocidad se disminuyó el diámetro de los tubos. Sin embargo, no se logró llegar a los límites ya que el flujo másico es bajo, pero es el que fluye en los hogares. Por esta razón, en el sistema se debería utilizar una bomba, como se muestra en la Figura 1.10, para que el agua fluya por el sistema con una velocidad aceptable.

En cuanto a la caída de presión en la coraza, según Kern, D. (1999), esta no debe sobrepasar los 10 psi. En el dimensionamiento se obtuvo una caída de presión de $2,030 \times 10^{-5}$ psi la cual es mucho menor al límite. Esto se debe a que en esta aplicación de almacenamiento de energía solar para calentar agua no se trabaja con caudales altos ya que su uso es a nivel doméstico. Por el lado de los tubos no se calculó la caída de presión ya que se colocó un sólido, por tanto, no fluye dentro de ellos.

Los 226 tubos se podrían considerar como un número excesivo e incluso que el intercambiador de calor es grande a comparación de los propuestos en bibliografía que poseen máximo 80 tubos. Sin embargo, se podría optimizar el sistema con una configuración diferente, por ejemplo, se puede analizar el colocar el PCM en la coraza y hacer circular el agua por el interior de los tubos. Haillot, D., Franquet, E., Gibout, S. y Bédécarrats, J. (2013) proponen utilizar una mezcla de PCM para aumentar su conductividad mediante el uso de grafito expandido o espumas metálicas o en su defecto encapsular el PCM.

Debido al valor bajo de velocidad se obtuvo un Reynolds de 160,83 el cual muestra un flujo laminar. El número de Reynolds fue utilizado para calcular el número de Nusselt con la ecuación 2.15, se eligió deflectores segmentados al 25% porque generan mayor turbulencia. Por consiguiente, se calculó el coeficiente de convección externa por el lado de la coraza con la ecuación 2.16. Según el estudio de Tao, Y., Liu, Y., y He, Y. (2017), la convección natural del PCM en los tubos en el periodo de descarga no influye de manera significativa en la transferencia de calor. Como en el presente estudio se dimensionó el

intercambiador de calor para el periodo de descarga no se consideró dicho parámetro.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de operación, se obtuvo la temperatura la media logarítmica. Por criterios de dimensionamiento dados en el libro de Kern, D. (1999), la diferencia de temperatura en el lado frío (ΔT_f) debe ser mayor a 5°C y la diferencia de temperatura en el lado caliente (ΔT_c) mayor o igual a 20°C . En la Figura 3.12 se muestra el perfil de temperaturas del sistema para el cálculo de las diferencias de temperatura. Por el lado frío se obtuvo 45°C y por el lado caliente 20°C , los cuales cumplen con el criterio de dimensionamiento que justifica la construcción del intercambiador de calor.

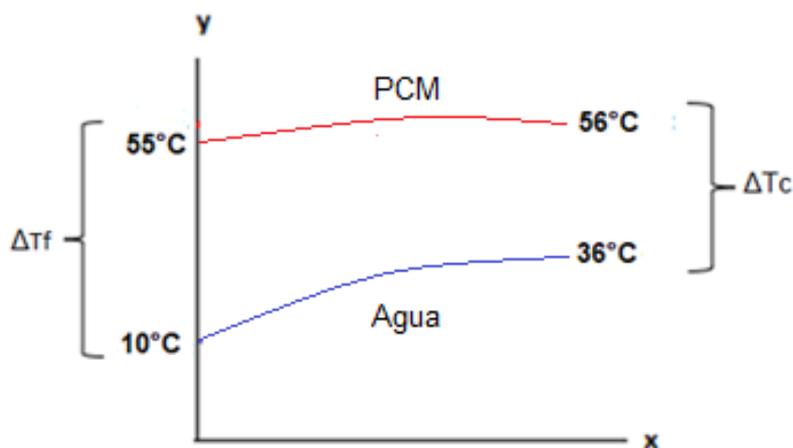


Figura 3.12. Perfiles de temperatura

Para que un intercambiador de calor de tubos y coraza sea aceptado para su funcionamiento debe tener una eficiencia mínima entre el 60 y 85% (Acosta y Ajala, 2021). Esta eficiencia se obtuvo con la ecuación 2.29. En el dimensionamiento se obtuvo una eficiencia de 60% por lo que se considera que el intercambiador puede funcionar sin problema. Además, el coeficiente global de transferencia de calor de diseño debe ser mayor al de operación, lo cual se cumple con un valor de $5,76 \text{ W/m}^2\text{C}$ y $5,18 \text{ W/m}^2\text{C}$, respectivamente. Para el cálculo de este coeficiente se tomó en cuenta la resistencia por convección externa y la resistencia de conducción. La resistencia de conducción es la que controla la transferencia en esta etapa. La transferencia se produce desde la

cantidad de PCM que no logró solidificarse, que se encuentra en el medio del tubo, hacia el exterior (Takayuki, Hisashi y Atsushi, 1993).

4 CONCLUSIONES

1. Después de realizar una revisión bibliográfica para conocer los materiales de cambio de fase (PCM) se seleccionó la cera de parafina por su disponibilidad y bajo costo. Además, es la más utilizada para almacenamiento de energía solar para calentar agua por tener la temperatura de fusión adecuada para la aplicación.
2. El dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza resultó tener 226 tubos de 0,05248 m de diámetro y una longitud de 1,65 m en cuyo interior se coloca el PCM. La coraza tiene un diámetro de 1,21 m con deflectores segmentados al 25%, con dos pasos, por donde fluye el agua.
3. La masa de PCM requerida para el proceso es de 540,58 kg, pero se aumentó un 10% más para que el sistema cumpla con su objetivo de calentar agua. El PCM tiene una baja conductividad y no se solidifica por completo, por esto la masa aumentó a 600,65 kg. El 10% que no se solidifica fue asumido por lo que deberá ser verificado ya sea experimentalmente o mediante simulación CFD.
4. Debido que el caudal que fluye en las duchas convencionales de los hogares es bajo, la velocidad no cumple con los límites de los criterios de dimensionamiento. Además, la caída de presión dentro de la coraza fue de $2,030 \times 10^{-5}$ psi, la cual es baja por la misma razón. Por el lado de los tubos no se considera la caída de presión ya que el PCM se encuentra en estado sólido, es decir, no fluye dentro de los tubos.
5. Se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de diseño de $5,76 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y el de operación de $5,18 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Sin embargo, en los

cálculos iniciales el sistema obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de operación mayor al de diseño. Para corregir este inconveniente se cambió las dimensiones de los tubos lo que permitió aumentar el número de tubos y, por consiguiente, el coeficiente global de transferencia de calor de diseño. Cabe recalcar que ambos coeficientes aumentaban ya que están relacionados con el número de tubos, el parámetro que permitió invertir este resultado fue el tiempo de descarga de 160 minutos, considerado para una familia de 4 personas.

6. El intercambiador de calor se considera apto para la aplicación propuesta ya que tiene una eficiencia de 60%.
7. Las propiedades termofísicas del PCM seleccionado varían respecto a la bibliografía consultada, debido a que tiene una dependencia con la temperatura. Por esta razón se debe medir las propiedades del material experimentalmente.

5 RECOMENDACIONES

1. Realizar el proyecto de forma experimental para obtener resultados más cercanos a la realidad al medir las propiedades del PCM seleccionado.
2. Con las propiedades del PCM obtenidos de experimentación simular el sistema de almacenamiento de energía solar para calentar agua para comparar los resultados con los propuestos de forma teórica.
3. Utilizar otros tipos de PCM que sean afines a esta aplicación para comparar su eficiencia. Colocar el PCM por el lado de la coraza y el agua por los tubos para comparar resultados y determinar cuál entrega mejores resultados. Estos cambios se pueden realizar tanto de forma experimental como en simulación.

4. Probar con otros materiales y dimensiones de los tubos con el objetivo de mejorar el funcionamiento del sistema. Se puede añadir materiales de alta porosidad para aumentar la conductividad térmica del PCM.

5. Con los resultados obtenidos tanto de forma experimental como en simulación, optimizar el sistema de almacenamiento de energía solar para calentar agua. Se podría buscar el disminuir la cantidad de tubos, cantidad de PCM o el tamaño del intercambiador de calor en general. Si se obtienen buenos resultados, realizar un análisis económico que permita conocer el uso potencial de este sistema en los hogares.

6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Acosta, C. y Ajala, E. (2021). Diseño y simulación mediante CFD de Ansys del proceso de calentamiento de agua hospitalaria con un intercambiador de calor para una capacidad máxima de 10 m³/h. Universidad Politécnica Salesiana. Recuperado de: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/19950/1/UPS%20-%20TTS319.pdf> (Enero, 2022)
- [2] ASTM Internacional. (2018). ASTM A53/A53M – 18, Standard Practice for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless. Recuperado de: <https://www.astm.org/Standards/A53A53M-SP.htm> (Diciembre, 2021)
- [3] Barrera, C. (2018). Intercambiadores de coraza y tubos. Universidad Tecnológica Nacional. Recuperado de: <http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/INTERCAMBIADOR%201%202018.pdf> (Diciembre, 2021)
- [4] Burbano, S. (2014). Diseño de un módulo de intercambiador de calor de coraza y tubos. Universidad Santo Tomás. Recuperado de: <https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/719/Diseno%20de%20un%20modulo%20de%20intercambiador%20de%20calor%20de%20coraza%20y%20tubos.pdf;jsessionid=7DF50D9EBED09563FFEC1926C17554C0?sequence=1> (Enero, 2022)
- [5] Charalombos, E y Vassilis, S (2019). Una revisión completa de los avances recientes en los aspectos materiales de los materiales de cambio de fase en el almacenamiento de energía térmica. Energy Procedia, 161, 385–394. doi: 10.1016 / j.egypro.2019.02.101
- [6] Espín, G. y Remache, B. (2011). Diseño y construcción de un prototipo de ducha eléctrica de alta eficiencia. Recuperado de: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/3742/1/CD-3439.pdf> (Diciembre, 2021)
- [7] Fernández, J. (2013). Almacenamiento termoquímico de energía basado en óxidos mixtos de manganeso y hierro: estudio experimental y simulación. Recuperado de: <https://burjcdigital.urjc.es/bitstream/handle/10115/11990/TFG%20-JoaquinFPillado.pdf?sequence=1&isAllowed=y> (Enero, 2022)
- [8] Galvis, A. y Pacheco, D. (2014). Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena (RCSA). Universidad San Buenaventura Cartagena. Recuperado de: <http://bibliotecadigital.usb.edu.co/bitstream/10819/2796/1/Dise%C3%B1o%20de%2>

0un%20intercambiador%20de%20calor%20coraza_Albeiro%20Galvis_USBCTG_2015.pdf (Diciembre, 2021)

- [9] Galvis, A. y Pacheco, D. (2014). Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena (RCSA). Universidad San Buenaventura Cartagena. Recuperado de: http://bibliotecadigital.usb.edu.co/bitstream/10819/2796/1/Dise%C3%B1o%20de%20un%20intercambiador%20de%20calor%20coraza_Albeiro%20Galvis_USBCTG_2015.pdf (Diciembre, 2021)
- [10] Gorzin, M., Hosseini, M., Ranjbar, A. y Bahrampoury, R. (2018). Investigation of PCM Charging for the Energy Saving of Domestic Hot Water System. Applied Thermal Engineering, (), S135943111737816X-. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.016
- [11] Hailot, Didier; Franquet, Erwin; Gibout, Stéphane; Bédécarrats, Jean-Pierre (2013). Optimization of solar DHW system including PCM media. Applied Energy, 109(), 470–475. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.09.062
- [12] Holman, J. (1998). Transferencia de calor (8a. ed., 1a. reimp.). Madrid: Mcgraw-hill Interamericana.
- [13] Incropera, A. y Dewitt, D. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Editorial Wiley. 4a ed. Estados Unidos.
- [14] Jouhara, H., Żabnieńska-Góra, A., Khordehgah, N., Ahmad, D., & Lipinski, T. (2020). Latent Thermal Energy Storage Technologies and Applications: A Review. International Journal of Thermofluids, 100039. doi:10.1016/j.ijft.2020.100039
- [15] Kakaç, S., Liu, H. y Pramuanjaroenkij, A. (2012). Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. Recuperado de: <https://books.google.com.ec/books?id=sJXpvP6xLZsC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false> (Febrero, 2022)
- [16] Kern, D. (1999). Procesos de Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 31a reimpression. México.
- [17] Llangarí, V. y Solís, G. (2012). Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de coraza y tubos. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado de: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2355/1/15T00517.pdf> (Diciembre, 2021)
- [18] López, F. y Trejo, A. (2013). Diseño y construcción de un intercambiador de calor directo para horno cubilote. Escuela Politécnica Nacional. Recuperado de: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/6647/1/CD-5032.pdf> (Diciembre, 2021)
- [19] Mahfuz, MH., Anisur, MR., Kibria, MA., Saidur, R. y Metselaar, IHSC. (2014). Investigación del rendimiento del sistema de almacenamiento de energía térmica con

material de cambio de fase (PCM) para aplicaciones de calentamiento solar de agua. *Comunicaciones internacionales en materia de transferencia de calor y masa*, 57, 132-139. doi: 10.1016 / j.icheatmasstransfer.2014.07.022

- [20] Mendéz, A. (2019). Almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase para su uso en un sistema de aislamiento térmico automotriz. Universidad Internacional SEK. Recuperado de: <https://repositorio.uisek.edu.ec/bitstream/123456789/3325/1/Almacenamiento%20t%C3%A9rmico%20mediante%20PCM%20%28tesis%29.pdf> (Diciembre, 2021)
- [21] Mills, A. (1997). *Transferencia de calor* (1a. ed.). Santafe de Bogota: MCGRAW HILL.
- [22] Mon, S., Lin, K. y Sandar, M. (2008). Heat exchanger design. *World Academy of Science, Engineering and Technology* 46. Recuperado de: <https://designgyan.com/srp457/assets/images/papers/DesignGyan19295712hex1.pdf> (Enero, 2022)
- [23] Moreno, J. (2018). Diseño de una instalación experimental para el estudio del sistemas de acumulación de energía solar, basados en la utilización de materiales de cambio de fase. Recuperado de: <https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/7801/tfg-mordis.pdf?sequence=1&isAllowed=y> (Diciembre, 2021)
- [24] Nene, A., y Ramachandran, S. (2021). Design analysis of heat exchanger for the solar water heating systems using phase change materials. *Materials Today: Proceedings*. doi:10.1016/j.matpr.2021.05.421
- [25] Olabi, A. G., Onumaegbu, C., Wilberforce, T., Ramadan, M., Abdelkareem, M. A., y Al – Alami, A. H. (2020). Critical Review of Energy Storage Systems. *Energy*, 118987. doi:10.1016/j.energy.2020.118987
- [26] Perry, R. (1994). *Manual del Ingeniero Químico*. Quinta Edición. Mc. Graw-Hill. México. Tomo 1.
- [27] Prommas, R., Rattanadecho, P. y Cholaseuk, D. (2010). Análisis de energía y exergía en el proceso de secado de medios porosos mediante aire caliente. *Comunicaciones internacionales en transferencia de calor y masa*, 37 (4), 372–378. doi: 10.1016 / j.icheatmasstransfer.2009.12.006
- [28] Pulido, P. (2020). Alternativas para el almacenamiento termoquímico de energía solar a alta temperatura. Universidad Loyola. Recuperado de: <https://repositorio.uloyola.es/bitstream/handle/20.500.12412/2264/TFG%20Pedro%20Antonio%20Pulido%20Nu%C3%B1ez.pdf?sequence=1&isAllowed> (Enero, 2022)
- [29] Ravi, R., et al. (2018). Experimental Study of Solidification of Paraffin Wax in Solar Based Triple Concentric Tube Thermal Energy Storage System. *Thermal Science*. Vol. 22, No. 2, pp. 973-978. doi: /10.2298/TSC1160311021R

- [30] Rodríguez, E. (2015). Almacenamiento de energía térmica por calor latente en los edificios: bases para la optimización de aplicaciones pasivas, opacas y traslúcidas. Universidad Politécnica de Madrid. Recuperado de: https://oa.upm.es/40328/1/EDWIN_ISRAEL_RODRIGUEZ_UBINAS.pdf (Diciembre, 2021)
- [31] Rojas, J. (2021). Estudio experimental de materiales de cambio de fase (PCMs) usados para el incremento de eficiencia térmica en el calentamiento de agua en colectores solares. Escuela Politécnica Nacional. Recuperado de: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/21483/1/CD%2010977.pdf> (Enero, 2022)
- [32] Romero, H., Ambriz, J., Espinosa, G. y Fernández, A. (2010). Almacenamiento de la energía. Recuperado de: https://www.revistaciencia.amc.edu.mx/images/revista/61_2/PDF/AlmacenamientoEnergia.pdf (Enero, 2022)
- [33] Saha, S., Ruslan, ARM., Monjur Morshed, AKM. y Hasanuzzaman, M. (2020). Perspectivas y desafíos mundiales del almacenamiento de energía térmica por calor latente: una revisión. *Tecnologías limpias y política medioambiental*. doi: 10.1007 / s10098-020-01997-7
- [34] Sardari, P., Giddings, D., Grant, D., Gillott, M., & Walker, G. S. (2020). Discharge of a composite metal foam/phase change material to air heat exchanger for a domestic thermal storage unit. *Renewable Energy*, 148, 987–1001. doi:10.1016/j.renene.2019.10.084
- [35] Scapino, L., De Servi, C., Zondag, H. A., Diriken, J., Rindt, C. C. M., y Sciacovelli, A. (2019). Techno-economic optimization of an energy system with sorption thermal energy storage in different energy markets. *Applied Energy*, 114063. doi:10.1016/j.apenergy.2019.1140.
- [36] Takayuki, W., Hisashi, K. y Atsushi, K. (1993). Enhancement of charging and discharging rates in a latent heat storage system by use of PCM with different melting temperatures. , 13(1), 57–66. doi:10.1016/0890-4332(93)90025-q
- [37] Tao, Y. B., Liu, Y. K., & He, Y.-L. (2017). Effects of PCM arrangement and natural convection on charging and discharging performance of shell-and-tube LHS unit. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 99–107. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.
- [38] Zanganeh G, Commerford M, Haselbacher A, Pedretti A, Steinfeld A (2014) Stabilization of the outflow temperature of a packedbed thermal energy storage by combining rocks with phase change materials. *Appl Therm Eng* 70(1):316–320. doi: org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.020
- [39] Zheng ZJ, Xu Y, Li MJ (2018) Eccentricity optimization of a horizontal shell-and-tube latent-heat thermal energy storage unit based on melting and melting-solidifying

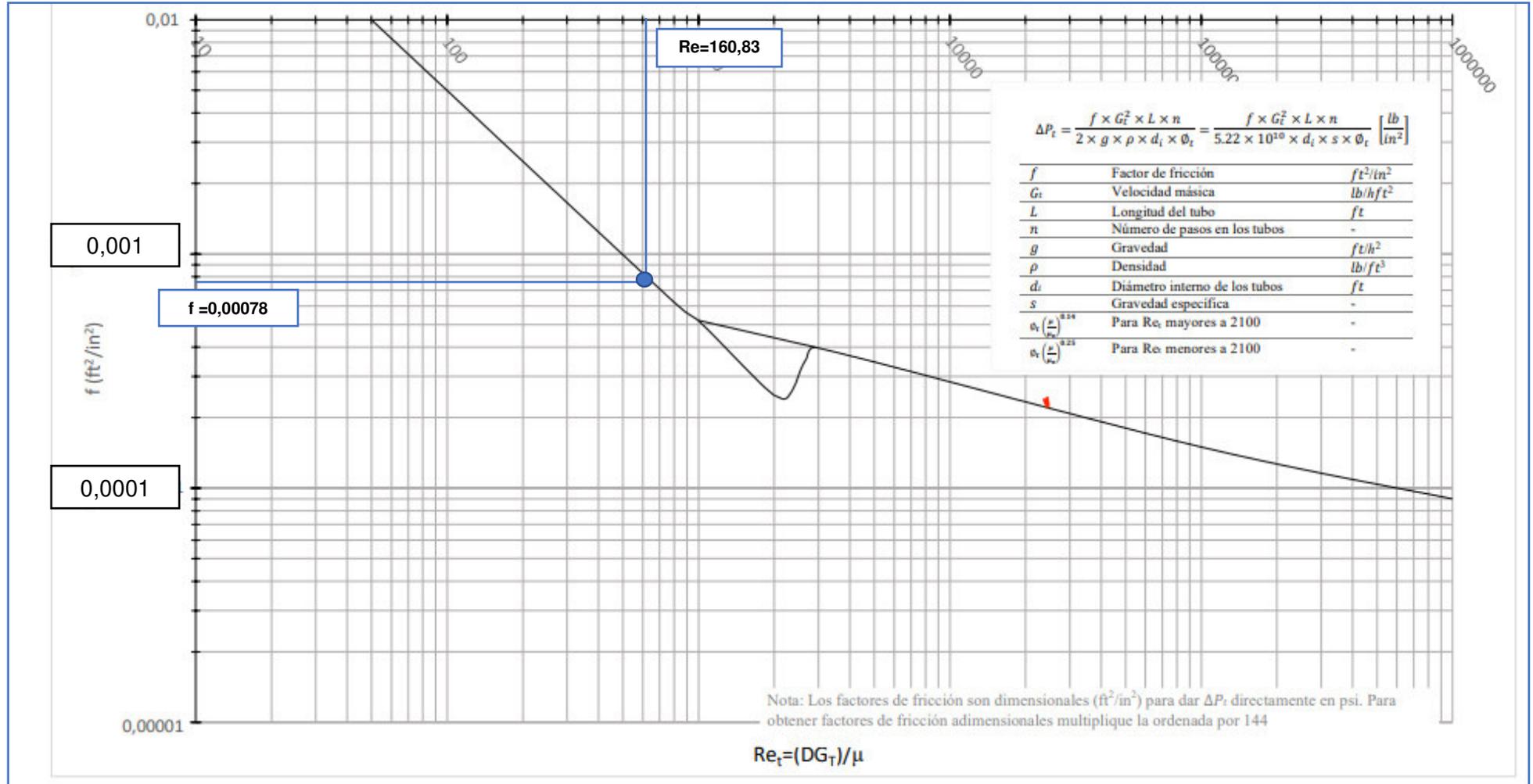
performance. Appl Energy 220:447–454.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.126>

- [40] Zohuri, B. (2016). Heat Exchanger Types and Classifications. Compact Heat Exchangers, 19–56. doi:10.1007/978-3-319-29835-1_2

ANEXOS

ANEXO I

GRÁFICA PARA OBTENER EL FACTOR DE FRICCIÓN POR EL LADO DE LA CORAZA



ANEXO II

CÁLCULOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

A continuación, se presentan los cálculos realizados para el dimensionamiento del intercambiador de calor.

- Cálculo de la potencia necesaria para la descarga

Se obtiene el flujo masico del agua que se va a hacer circular por la coraza.

$$1,046 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times \frac{997,6 \text{ kg}}{m^3} = 0,104 \frac{kg}{s}$$

Con la ecuación 2.4 se obtiene la potencia:

$$\dot{Q} = 0,104 \frac{kg}{s} \times 4180,4 \frac{J}{kg K} \times (36 - 10)K = 11303,8016 \text{ W}$$

- Cálculo de la energía

Tiempo que se utiliza es para que una familia de 4 personas utilice el agua caliente al ducharse. Tiempo estimado de 9600 s.

$$11303,8016 \frac{J}{s} \times 9600 \text{ s} = 108516495,360 \text{ J}$$

- Cálculo de la masa de PCM

Se considera un 10% más de la masa de PCM y se utilizó la ecuación 2.5.

$$m_{PCM} = \frac{108516495,360 \text{ J}}{2,439 \frac{J}{g^{\circ}C} \times (56 - 55) + 200,74 \frac{J}{g}} = 540582,32 \text{ g} = 540,58 \text{ kg}$$

$$m_{PCM} = \frac{540,58 \text{ kg}}{0,9} = 600,65 \text{ kg}$$

- Cálculo del volumen de PCM y tubos

Se considera un 10% más de volumen en los tubos por el cambio de fase. Con la ecuación 2.6 se calculó el volumen de PCM y con la ecuación 2.7 el volumen de los tubos.

$$600,65 \text{ kg} \times \frac{m^3}{818 \text{ kg}} = 0,7345m^3 \times 1,10 = 0,8077 m^3 \text{ PCM}$$

Con una longitud de 1,66 m:

$$V_{tubos} = \pi \times \frac{1}{4} \times (0,05248 \text{ m})^2 \times 1,65 \text{ m} = 0,0036 m^3$$

- **Cálculo del número de tubos**

Con la ecuación 2.8:

$$nt = \frac{0,8077 m^3}{0,0036m^3}$$

$$nt = 226$$

- **Cálculo del diámetro de la coraza**

Con la ecuación 2.9:

$$Dic = (\sqrt{226} \times (1,25 \times 0,06030) \text{ m}) + (1,25 \times 0,06030) \text{ m} = 1,21 \text{ m}$$

- **Velocidad en la coraza**

Con las ecuaciones 2.10, 2.11 y 2.12:

$$C = 0,075375 - 0,0603 \text{ m} = 0,015075 \text{ m}$$

$$Af = \frac{1,21 \text{ m} \times \left(\frac{1}{5} \times 1,21\right) \text{ m} \times 0,015075 \text{ m}}{0,075375 \text{ m}} \times \frac{1}{2} = 0,02924 m^2$$

$$v = \frac{0,104 \frac{kg}{s}}{0,02924 m^2 \times 997,6 \frac{kg}{m^3}} = 0,0036 \frac{m}{s}$$

- **Número de Reynolds**

Con las ecuaciones 2.13 y 2.14:

$$L^* = \frac{8 \times \left(0,43 \times (0,075375)^2 - \frac{\pi \times (0,0603)^2}{8}\right)}{\pi \times 0,0603} = 0,04286 \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,0036 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,04286 \times 997,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{9,48 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 160,83$$

- **Número de Nusselt en la coraza**

Con la ecuación 2.15:

$$Nu = 0,36 \times Re^{0,55} \times Pr^{\frac{1}{3}}$$
$$Nu = 0,36 \times 162,37^{0,55} \times 6,54^{\frac{1}{3}} = 12,83$$

- **Coefficiente de convección externo en la coraza**

Con la ecuación 2.16:

$$he = \frac{Nu \times k}{L^*}$$
$$he = \frac{12,83 \times 0,6038 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}{0,04286 \text{ m}} = 180,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

- **Diferencia media logarítmica**

Con la ecuación 2.17:

$$LMTD = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$
$$\Delta T1 = 55 - 10 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$
$$\Delta T2 = 56 - 36 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$LMTD = \frac{45^{\circ}C - 20^{\circ}C}{\ln\left(\frac{45^{\circ}C}{20^{\circ}C}\right)} = 30,83^{\circ}C$$

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de operación**

Con las ecuaciones 2.19 y 2.18:

$$At = \pi \times 0,06030 \text{ m} \times 1,65 \text{ m} \times 226 = 70,73 \text{ m}^2$$

$$U_{operación} = \frac{11303,8016 \frac{J}{s}}{70,73 \text{ m}^2 \times 30,83^{\circ}C} = 5,18 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}C}$$

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño**

Se calculó la resistencia de conducción ya que el PCM empieza su transición de fase de líquido a sólido. Se utilizaron las ecuaciones 2.20, 2.21, 2.22, 2.23 y 2.24.

$$V_{tubo} = 0,0036 \text{ m}^3$$

$$m_{PCM1} = 0,0036 \text{ m}^3 \times 818 \frac{kg}{\text{m}^3} = 2,9195 \text{ kg}$$

$$m_{PCM \text{ líquido}} = 2,9195 \text{ kg} \times \frac{10}{100} = 0,2919 \text{ kg}$$

$$V_{PCM \text{ líquido}} = 0,2919 \text{ kg} \times \frac{\text{m}^3}{760 \text{ kg}} = 0,0003841 \text{ m}^3$$

$$d_{PCM} = \sqrt{\frac{0,0003841 \text{ m}^3}{\pi \times \frac{1}{4} \times 1,65 \text{ m}}} = 0,01721 \text{ m}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_{PCM}}\right)}{2 \times \pi \times k_{PCM} \times L}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0,05248}{0,01721}\right)}{2 \times \pi \times 0,2 \frac{W}{\text{m K}} \times 1,65 \text{ m}} = 0,5375 \frac{K}{W}$$

Área de transferencia para la conducción con la ecuación 2.26 y el coeficiente global de transferencia de calor de diseño con la ecuación 2.25:

$$A_c = \pi \times 0,06030 \text{ m} \times 1,65 \text{ m} = 0,3125 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{diseño}} = \frac{1}{\frac{1}{180,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} + 0,5375 \frac{\text{K}}{\text{W}} \times 0,3125 \text{ m}^2} = 5,76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- Cálculo de la caída de presión por el lado de la coraza

Con las ecuaciones 2.27 y 2.28:

$$N = \frac{L \text{ (ft)}}{B \text{ (ft)}} = \frac{5,41345}{0,79347} = 6$$

$$\begin{aligned} G_c &= \frac{\dot{m}}{A_f} = \frac{0,104 \text{ kg/s}}{0,02924 \text{ m}^2} = 3,556 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \times \frac{2,204 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{1 \text{ m}^2}{10,76 \text{ ft}^2} \\ &= 2622,1864 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \end{aligned}$$

$f=$ es el factor de fricción por el lado de la coraza obtenido de gráfica (Incropera, 1996)

$$f= 0,00078$$

$$\Delta P_c = \frac{0,00078 \times (2622,1864)^2 \times 3,9698 \text{ ft} \times (6 + 1)}{(5,22 \times 10^{10} \times 0,1406 \text{ ft})} = 2,030 \times 10^{-5} \text{ psi}$$

- Eficiencia

El C_{min} es el del agua, por tanto, la eficiencia solo se calculó con las temperaturas utilizando la ecuación 2.29:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{m_{\text{agua}} \times C_p \times (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\text{min}} \times (T_{ce} - T_{fe})} \\ \varepsilon &= \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(36 - 10)}{(56 - 10)} = 0,6 \end{aligned}$$

ANEXO III

DIMENSIONES PARA TUBOS DADA POR LA NORMA ASTM A53

TABLA X2.2 Dimensiones, pesos (masas) por unidad de longitud, y presiones de prueba para tubos de extremo liso

Designador de NPS	Designador de DN	Diámetro exterior especificado, in. [mm]	Espesor de pared especificado, in. [mm]	Peso (masa) nominal por unidad de longitud, extremo liso, lb/ft [kg/m]	Clase de peso	Programa N.°	Presión de prueba, ^a psi [kPa]	
							Grado A	Grado B
1½	40	1,900 [48,3]	0,145 [3,68]	2,72 [4,05]	STD	40	1200 [8300]	1300 [9000]
			0,200 [5,08]	3,63 [5,41]	XS	80	1800 [12 400]	1900 [13 100]
			0,281 [7,14]	4,86 [7,25]	—	160	1950 [13 400]	2050 [14 100]
			0,400 [10,16]	6,41 [9,56]	XXS	—	2200 [15 200]	2300 [15 900]
2	50	2,375 [60,3]	0,154 [3,91]	3,66 [5,44]	STD	40	2300 [15 900]	2500 [17 200]
			0,218 [5,54]	5,03 [7,48]	XS	80	2500 [17 200]	2500 [17 200]
			0,344 [8,74]	7,47 [11,11]	—	160	2500 [17 200]	2500 [17 200]
			0,436 [11,07]	9,04 [13,44]	XXS	—	2500 [17 200]	2500 [17 200]