

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AGROINDUSTRIA

**DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA
ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA.
DIMENSIONAMIENTO DE UN EQUIPO DE INGENIERÍA QUÍMICA
PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA A BAJA
TEMPERATURA**

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

CONSUELO DE LOURDES ORTIZ DAVILA

consuelo.ortiz@epn.edu.ec

DIRECTOR: MARÍA CRISTINA RIOFRIO ALMEIDA

María.riofrio01@epn.edu.ec

DMQ, marzo 2022

CERTIFICACIONES

Yo, CONSUELO DE LOURDES ORTIZ DAVILA 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.

CONSUELO DE LOURDES ORTIZ DAVILA

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por CONSUELO DE LOURDES ORTIZ DAVILA, bajo mi supervisión.

MARIA CRISTINA RIOFRIO ALMEIDA
DIRECTOR

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.

CONSUELO DE LOURDES ORTIZ DAVILA

MARIA CRISTINA RIOFRIO ALMEIDA

DEDICATORIA

A mis padres Victor Ortiz y Consuelo Dávila, porque gracias a ellos aprendí el valor de la perseverancia y lo bonito que es ganarse las cosas a pulso, a mis hermanos Andrea Ortiz, Victor Ortiz y Alejandro Haro por ser un apoyo incondicional y por los hermosos momentos de familia vividos. Y sobre todo a mi novio Germán Lozada por sus consejos sinceros, por su comprensión y por brindarme todo su amor y apoyo que pudiera darme. A mis compañeras y amigas de carrera Karolina Porras, Valeria Quishpe, que fueron de vital importancia en la elaboración de este trabajo y, por último, pero no menos importante le agradezco a la directora de proyecto la Ingeniera Cristina Riofrío por su sabiduría, su guía y comprensión.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, porque si el conmigo quien en mí contra, quisiera decir que la obtención de un título es algo fácil y es mérito propio, sin embargo, es producto de un montón de esfuerzos diarios y compartidos de todo mi vínculo familiar, es por esto que quiero agradecer a mis padres, a mis hermanos, a mi novio, y a todas personas que contribuyeron con mi crecimiento a lo largo de mi carrera universitaria, a mi promoción de amigos les agradezco infinitamente.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
RESUMEN	I
INTRODUCCIÓN	II
1. FUNDAMENTO TEÓRICO	1
1.1 ALMACENAMIENTO TÉRMICO	1
1.1.1 CLASIFICACIÓN TRADICIONAL DEL ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.	1
1.1.1.1 Problemas referentes a la clasificación tradicional del almacenamiento de energía	2
1.1.2 MECANISMOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA	2
1.1.2.1 Tipos de mecanismos de almacenamiento de energía	3
1.1.2.1.1 Mecanismo de almacenamiento termoquímico	3
1.1.2.1.2 Mecanismo de almacenamiento térmico por calor sensible	3
1.1.2.1.3 Mecanismo de almacenamiento térmico por calor latente	4
1.1.2.2 Características de los mecanismos de almacenamiento de energía	5
1.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM)	5
1.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS PCMs	6
1.2.1.1 Criterios cinéticos para los PCMs	6
1.2.1.2 Criterios químicos para los PCMs	6
1.2.1.3 Criterios termodinámicos para los PCMs	6
1.2.1.4 Criterios económicos para los PCMs	7
1.2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS PCMs	7
1.2.2.1 Recopilación de PCMs de baja temperatura	8
1.2.3 APLICACIONES DE LOS PCMs DE BAJA TEMPERATURA	11
1.2.3.1 PCMs en la aplicación de la construcción	12
1.2.4 ELECCIÓN DEL PCM	14
1.2.4.1 Consideraciones para elección del PCM.	15
1.2.5 ISOPROPIL PALMITATO	16
1.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR	17
1.3.1 CLASIFICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	18
1.3.1.1 Tipos de intercambiadores de calor según su operación	18
1.3.1.2 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción	19
1.3.1.2.1 Intercambiador de tubos y coraza	20
2. METODOLOGÍA	22
2.1 CRITERIOS Y SECUENCIA DE DISEÑO	23
2.1.1 CONDICIONES INICIALES	23
2.2.1 CRONOLOGÍA DE CÁLCULOS	23

2.2.1.1	Cálculo de la Potencia aportada por el aire.	23
2.2.1.2	Cálculo de la energía aportada por el aire.	24
2.2.1.3	Cálculo de la masa del PCM.	24
2.2.1.4	Cálculo del Volumen del PCM sólido y líquido del PCM	25
2.2.1.5	Dimensionamiento del intercambiador	26
2.2.1.5.1	Cálculo del volumen de un tubo y el número de tubos totales	26
2.2.1.5.2	Cálculo del diámetro de la coraza, área de transferencia de calor y velocidad por el lado de la coraza	26
2.2.1.5.3	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externo	28
2.2.1.5.4	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Operación (Usucio)	30
2.2.1.5.5	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Diseño (U limpio)	31
2.2.1.5.6	Cálculo de la resistencia de ensuciamiento (RE)	33
2.2.1.5.7	Cálculo de la caída de presión	33
2.2.1.5.8	Cálculo de la Eficiencia	34
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	35
3.1	Resultados del balance de Energía en el intercambiador de calor	35
3.2	Resultados del dimensionamiento del intercambiador	36
3.3	Resultados del dimensionamiento térmico del Intercambiador de calor.	37
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	40
4.1	CONCLUSIONES	40
4.1.1	Balance de Energía en el intercambiador de calor	40
4.1.2	Dimensionamiento del intercambiador	40
4.1.3	Dimensionamiento térmico del intercambiador	41
4.2	RECOMENDACIONES	42
4.2.1	Recomendaciones para el balance de Energía en el intercambiador de calor	42
4.2.2	Recomendaciones para el dimensionamiento del intercambiador	42
4.2.3	Recomendaciones para el dimensionamiento térmico del intercambiador	42
	REFERENCIAS	44
	ANEXOS	47

ÍNDICE DE TABLAS

	PÁGINA
Tabla 1.1 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades	8
Tabla 1.1 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades (continuación...)	9
Tabla 1.1 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades (continuación...)	10
Tabla 1.2 Cuadro comparativo de los materiales de cambio de fase preseleccionados	15
Tabla 1.2 Cuadro comparativo de los materiales de cambio de fase preseleccionados (continuación...)	16
.	16
Tabla 1.3 Propiedades del isopropil palmitato (PCM, seleccionado).	17
Tabla 3.1 Resultados del balance de Energía en el intercambiador de calor	35
Tabla 3.2 Resultados del dimensionamiento del intercambiador de calor	36
Tabla 3.3 Resultados del dimensionamiento térmico del intercambiador de calor	38

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1.1. Comportamiento de carga y descarga de un material de cambio de fase.	4
Figura 1.2. Clasificación general de los materiales de cambio de fase (PCMs).	7
Figura 1.3. Esquema para el enfriamiento de aire	14
Figura 1.4. Intercambiador de calor con flujo paralelo	18
Figura 1.5. Intercambiador de calor en contraflujo	19
Figura 1.6. Intercambiador de calor con flujo cruzado	19
Figura 1.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza con sus respectivas partes.	21
Figura 2.1. Metodología aplicada al dimensionamiento de un acumulador de calor latente con material de cambio de fase de baja temperatura	22

INDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
ANEXO	47
ANEXO I	48
Tabla AI.1 Propiedades del aire a temperatura media	48
Figura AI.1. Medidas comerciales para tubería de acero. Norma ASTM A 53.	48
Figura AI.2. Factor de fricción versus Reynolds para la caída de presión por la coraza	49
ANEXO II	50
Memoria de Cálculos	50

RESUMEN

El estudio del aprovechamiento de los recursos naturales disponibles, ha aumentado, ya que antiguamente la utilización de la energía no era eficiente, es decir presentaba algunos problemas como: la baja densidad energética de los materiales, el desfase de la oferta y la demanda, y sobre todo la pérdida al ambiente de la energía, etc. Por tanto, en base a estos criterios existen estudios que presentan como alternativa el aprovechamiento de los mecanismos de almacenamiento de energía térmica específicamente el calor latente, mediante el uso de materiales de cambio de fase o PCM. Los objetivos de esta investigación son seleccionar un PCM para aplicaciones de almacenamiento térmico de baja temperatura y dimensionar un intercambiador de calor de tubos y coraza con PCM integrado en el sistema. Para lograr estos objetivos se realizó una extensa revisión bibliográfica tanto de materiales de cambio de fase, como de intercambiadores de calor, luego se seleccionó el PCM y el intercambiador de calor de acuerdo a criterios y condiciones correspondientes a la aplicación de enfriamiento y por último se dimensionó un intercambiador de calor de tubos y coraza. Con lo que se obtuvo un intercambiador de calor con 10060 W de potencia y una eficiencia del 83%, con las siguientes dimensiones: 2,4 m de longitud y 1,7 m de diámetro de la coraza, con 50 tubos de diámetro nominal de 6", para una aplicación de enfriamiento para 8 horas con 1730, 75 kg de isopropil palmitato como PCM seleccionado.

PALABRAS CLAVE: calor latente, PCM, almacenamiento, bajas temperaturas, isopropil palmitato.

1 INTRODUCCIÓN

El almacenamiento térmico es un término últimamente muy usado, esto se da por que el ser humano se ve en la necesidad de aprovechar las fuentes de recursos naturales como: energía solar, energía eólica, etc. Y conservar esta energía para que se utilice cuando sea necesaria, sin embargo, tradicionalmente se usaban medios de almacenamiento como el carbón, la biomasa que presentan algunos inconvenientes que terminan en el desperdicio del recurso, por lo tanto, existen algunos estudios que proponen el aprovechamiento de los distintos tipos de mecanismos de almacenamiento, tanto térmico como termoquímico. (Méndez, 2019)

Entre los mecanismos de almacenamiento térmico se conoce que lo conforman: el calor sensible y el calor latente, mientras que para mecanismo termoquímico se encuentra el calor de reacción. Siendo el calor latente el mayormente usado debido a que presenta ciertas características que se abordaran en el presente trabajo.

El calor latente almacena energía proveniente del cambio de fase, mediante materiales denominados como PCMs, por sus siglas en inglés phase change material, estos materiales deben cumplir criterios químicos termodinámicos, económicos, etc. Estos materiales a pesar que llevan 30 años siendo investigados, según Javier Martínez (2020), asegura que aún falta mucho por determinar respecto a ellos, constituyendo así el eslabón más débil de este tipo de mecanismo. Debido a lo expuesto anteriormente uno de los objetivos del presente trabajo, es realizar una revisión bibliográfica de materiales de cambio de fase empleados para aplicaciones de baja temperatura. Al mismo tiempo se pretende determinar las características y dimensionar un intercambiador de calor de tubos de coraza que permitan mantener la energía hasta que pueda ser empleada según la necesidad. (Martinez, Narváez, & Guerrón, 2020)

Los materiales de cambio de fase de baja temperatura poseen diversas aplicaciones entre las que podemos resumir: climatización interior de construcciones, lo cual además de regular la temperatura reduce la carga de refrigeración en regiones cálidas y reduce la carga de calefacción en regiones frías. Otro de los sectores en el que es aprovechado este sistema es el sector de alimentos, ya que algunos alimentos

requieren cumplir con determinadas condiciones de temperatura para que no se echen a perder prematuramente, es decir hay productos que requieren de bajas temperaturas para evitar su pronta descomposición. Ese también es el caso de la industria farmacéutica y cosmetológica en donde se requiere cumplir con rangos de temperaturas que se ajustan a los PCMs de baja temperatura. Otra aplicación novedosa de los materiales de cambio de fase de baja temperatura es la refrigeración de los panales de abeja utilizando como PCM parafina. (Pielichowska & Pielichowski, 2014)

Sin embargo, el presente trabajo se centrará en la aplicación de enfriamiento nocturno en construcciones, el cual consiste en un sistema que permite aprovechar la diferencia de temperaturas entre el aire del interior, el aire del exterior, la temperatura del PCM, mediante la recirculación de las corrientes que intervienen en el proceso para lo cual es necesario dimensionar un intercambiador de calor para la aplicación mencionada, que además incorpore en su estructura un material de cambio de fase que será cuidadosamente seleccionado de entre todos los PCMs de baja temperatura. (Sosa, 2012)

Para determinar ¿Qué material de cambio de fase usar para la aplicación de enfriamiento? Se realizó una preselección del material, en base a la clasificación por naturaleza de estos materiales, teniendo así un representante de cada familia: materiales orgánicos, inorgánicos y eutécticos cuyo punto de partida fue el rango de temperaturas de operación, para hacer un análisis de las características ventajas y desventajas de cada material. (Martinez, Narváez, & Guerrón, 2020)

Por lo tanto, el presente trabajo se centrará en el dimensionamiento de un intercambiador de calor que aproveche el almacenamiento térmico por calor latente que sirva para la aplicación de enfriamiento nocturno, con la implementación del adecuado material de cambio de fase de baja temperatura.

1.1 Objetivo general

Dimensionar un intercambiador de calor, con materiales de cambio de fase de baja temperatura, para el almacenamiento de energía térmica, mediante el aprovechamiento del calor latente.

1.2 Objetivos específicos

Realizar una revisión bibliográfica sobre los materiales de cambio de fase (PCM) con sus propiedades físicas, térmicas, cinéticas, químicas y económicas, para su aplicación de almacenamiento a baja temperatura.

Seleccionar un PCM para baja temperatura, obtener sus propiedades para el dimensionamiento y sus aplicaciones.

Determinar las características de un intercambiador de calor de tubos y coraza a baja temperatura, mediante el aprovechamiento del calor latente, para el almacenamiento de energía térmica para baja temperatura, empleando el PCM seleccionado

1.3 Alcance

En el presente proyecto se dimensionará un intercambiador de calor de tubos y coraza a baja temperatura para almacenamiento de energía térmica. Para esto se realizará la selección de materiales de cambio de fase apropiados y seleccionados en base a la revisión bibliográfica mediante un análisis multicriterio para una aplicación determinada a baja temperatura.

Se dimensionará el intercambiador de tubos y coraza mediante el uso de ecuaciones y relaciones preestablecidas en libros, normas y manuales de transferencia de calor, cumpliendo con los parámetros básicos para un dimensionamiento que sea viable.

Este trabajo no contempla la construcción de un prototipo ni la realización de pruebas experimentales.

1. FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1 ALMACENAMIENTO TÉRMICO

¿Qué es la energía? Existen varias maneras de definir la energía de manera física y mecánicamente hablando, se refiere a la capacidad de realizar trabajo, mediante el movimiento de la materia. Por otro lado, si hablamos en términos de tecnología, la energía es considerada como un recurso natural, concepto que más se apegó al desarrollo de este trabajo. Según la cita de Adrián Jiménez en el 2018, la segunda ley de la termodinámica, menciona que la energía no solo tiene cantidad, sino que también calidad, esto nos indica que los procesos reales van en una sola dirección, debido a que un estado de energía de mayor calidad pasa a un estado de energía de menor calidad y no viceversa.

En cuanto, el almacenamiento se refiere a un mecanismo de acopio o simplemente guardar algo, para que sea utilizado posteriormente. Por lo tanto, el almacenamiento de energía puede definirse como: el mecanismo de reserva de un recurso natural que será aprovechado en un futuro, esto se logra confinando la energía en un dispositivo por un tiempo determinado para su posterior utilización frente a una necesidad. (Real Academia Española, 2021) A continuación, se presenta una clasificación del almacenamiento de energía.

1.1.1 CLASIFICACIÓN TRADICIONAL DEL ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.

El almacenamiento de energía puede clasificarse por su aplicación en tres tipos: de reserva, móvil y de ajuste. El almacenamiento de reserva garantiza el abastecimiento de energía en una región o país. El almacenamiento móvil hace referencia al aseguramiento de la energía destinada al transporte y el almacenamiento de ajuste nos indica el afrontamiento de la demanda de energía en la población es decir lo que utiliza el consumidor.

1.1.1.1 Problemas referentes a la clasificación tradicional del almacenamiento de energía

Entre los problemas referentes al almacenamiento se encuentran: la intermitencia de la fuente, el desfase entre la oferta y la demanda, la baja densidad energética de los materiales usados para el almacenamiento y la distancia entre los centros de consumo de energía y los puntos en donde se tiene mayores recursos naturales. Es decir, en cuanto a la intermitencia de la fuente se tiene como ejemplo: a la luz solar, esta no dura las 24 horas, salvo ciertas excepciones, por lo cual no se tiene este recurso permanente. Por otro lado, el desfase entre la oferta y la demanda hace referencia a que se consume menos energía de la que se produce. El problema relacionado a la baja densidad del material hace referencia a la cantidad de energía que puede contener un volumen, en otras palabras, es la baja capacidad de almacenamiento que posee un cuerpo. Y, por último, para explicar el problema de la distancia entre los centros de consumo de energía y los puntos en donde se tiene mayores recursos naturales, se presenta el siguiente ejemplo: en los desiertos se tienen picos altos de luz solar, sin embargo, por sus condiciones extremas casi no existen centros de consumo salvo algunas excepciones (PETROQUÍMICA, 2017)

1.1.2 MECANISMOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

En la antigüedad los mecanismos usados para el almacenamiento y aprovechamiento de la energía generada a partir de fuentes renovables como luz solar o energía eólica, etc. son: la utilización de biomasa, carbón mineral e hidrocarburos, sin embargo, según estudios realizados por la EPA (United States Environmental Protection Agency) nos indica que solo el 30% de la cantidad de energía producida y almacenada por estos mecanismos es aprovechado, lo demás se pierde. (United States Environmental Protection Agency, 2017).

Por lo tanto, se deben emplear sistemas viables de almacenamiento. Los mecanismos desarrollados e investigados actualmente son el almacenamiento de energía eléctrico y térmico.

1.1.2.1 Tipos de mecanismos de almacenamiento de energía

El eléctrico ocurre a través de baterías electroquímicas, supercapacitores electroquímicos estos pueden almacenar alrededor de 100 faradios por gramo, sin embargo, este tipo de almacenamiento presenta un inconveniente ya que sirve para el almacenaje de pequeñas cantidades de energía. (H. Romero, J. Ambriz, G. Espinosa y A. Fernández, 2010)

En cuanto al almacenamiento térmico se clasifica en tres mecanismos: calor sensible y latente que representan el almacenamiento térmico y el termoquímico el cual está relacionado con las reacciones químicas (calor de reacción).

1.1.2.1.1 Mecanismo de almacenamiento termoquímico

El almacenamiento termoquímico se produce mediante el calor de reacción, es decir, la energía necesaria para la creación o destrucción de un enlace químico. (Moreno, 2018) Este mecanismo se basa en la variación de la estructura interna del material, esto ocurre a partir de una reacción reversible, es decir cuando la reacción es endotérmica el calor es absorbido (carga) y cuando se da en sentido contrario o reacción exotérmica se da la descarga, sin embargo, este tipo de almacenamiento se encuentra todavía en estudio debido a que presenta muchas complicaciones al momento de poner en práctica su mecanismo. Entre los problemas que tiene este almacenamiento son: los elevados costos, se necesita de mayor control del proceso ya que se trabaja con presiones y temperaturas severas, las reacciones deben ser necesariamente reversibles y se requiere tener un control de los subproductos que se pueden formar. (Romero, Ambriz, Espinnoza, & Fernández, 2010)

1.1.2.1.2 Mecanismo de almacenamiento térmico por calor sensible

El almacenamiento por calor sensible (SHTES) se da cuando el sistema aumenta la temperatura sin que ocurra un cambio de fase esto hace que la temperatura del medio se incremente en la fase de carga, sin embargo, se pierde mientras permanece almacenada. (Moreno, J 2018) Uno de los ejemplos del mecanismo en el que se basa

el calor sensible ocurre mediante la utilización de una serie de espejos que sirven para concentrar la energía. Estos espejos pueden tener diversas formas como: disco parabólico, lineal, forma de cilindro parabólico, o en forma de torre, para realizar la transferencia de calor. Así como también se utiliza un fluido caloportador (HTF) que son sus siglas en inglés Heat transfer fluid, este funciona absorbiendo la radiación en forma de calor y lo transporta hasta un sistema de almacenamiento, para su posterior transformación en energía eléctrica, para que de esta manera la energía no se pierda y sea usada cuando se necesite. (Palomo, 2021)

1.1.2.1.3 Mecanismo de almacenamiento térmico por calor latente

En el almacenamiento por calor latente (LHTES) se tiene la utilización de la energía que se produce debido al cambio de fase entre las cuales se tiene la vaporización, la fusión, condensación, solidificación. Siendo el cambio de fase de sólido a líquido el más utilizado En la Figura 1.1 se observa el proceso de carga y descarga de los materiales de cambio de fase, donde la carga se refiere a cuando el material de almacenamiento recibe la energía por parte de la fuente y la descarga hace referencia a cuando el material entrega la energía, aunque en ciertas ocasiones la energía si puede perderse en la fase de almacenamiento de energía. Este mecanismo ocurre en materiales denominados PCM que serán abordados en el siguiente apartado. (Moreno, J 2018)

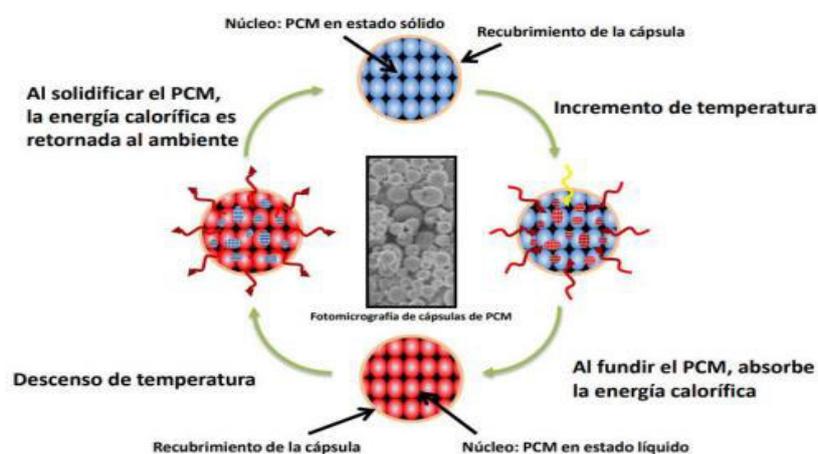


Figura 1.1. Comportamiento de carga y descarga de un material de cambio de fase. (Méndez, 2019)

Para lograr el almacenamiento mediante el calor latente se utilizan los materiales denominados material de cambio de fase PCM, por sus siglas en inglés Phase Change Material, casi todos los materiales se expanden al calentarse y se contraen cuando se enfrían. Cuando el calor que es absorbido no cambia la temperatura del sistema se conoce como calor latente, este es empleado por el sistema para cambiar de fase, sin que implique pérdidas al ambiente. (Beroa, 2004) Con base en los datos antes planteados se necesita profundizar en las características de los mecanismos para la elección del mejor método de almacenamiento de energía.

1.1.2.2 Características de los mecanismos de almacenamiento de energía

Para la elección del mejor mecanismo se deben tener en cuenta varias características como: que el almacenamiento sea a temperatura ambiente, también se debe tener alta densidad energética, que los materiales o mecanismos almacenen el recurso en un tiempo mayor, facilidad de transporte, en cuanto al volumen se requiere que esta variación sea pequeña en el momento de carga y descarga de energía, bajos requerimientos de espacio y peso, etc. (Romero, Ambriz, Espinoza, & Fernández, 2010) En el presente trabajo se abordará el calor latente como forma de almacenamiento, debido a que en este mecanismo: los volúmenes de almacenamiento son de 6 a 10 veces menores que en los otros mecanismos, es decir, que en un intervalo menor de temperatura permite almacenar mayor cantidad de energía. El calor latente se realiza mediante el uso de materiales de cambio de fase (PCM), entre los cuales pueden presentar alta densidad energética. (Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias, 2017; Rodríguez, 2015) (Romero, Ambriz, Espinoza, & Fernández, 2010)

1.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM)

Los PCM son materiales que aprovechan la energía producida cuando un material tiene una transición de fase, por ejemplo, se tiene cambios de gas a líquido, de sólido a gas, sólido a líquido, etc. Aunque el cambio de fase preferido es el de sólido a líquido debido a que el volumen ocupado en este cambio de fase es menor a los otros mencionados, por lo que se tiene una ventaja. El objetivo de estos materiales es el

sustituir la demanda de energía a gran escala, mediante el almacenamiento de este recurso para así tener no solo beneficios económicos, sino también para el ambiente.

1.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS PCMs

Los PCMs son materiales que tienen varias características para aprovechar la energía almacenada por calor latente. Las ventajas o características están divididas por criterios cinéticos, químicos, termodinámicos y económicos.

1.2.1.1 Criterios cinéticos para los PCMs

Desde este punto de vista es conveniente que no exista subenfriamiento. El cual se refiere a la disminución de la temperatura por debajo del punto de saturación en este caso debe ser mínimo y de preferencia no existir, ya que puede producir un descenso en la cantidad del líquido. Por otro lado, la cristalización de la masa fundida debe ser en lo posible en el punto termodinámico respectivo de congelación. (Martinez, Narváez, & Guerrón, 2020)

1.2.1.2 Criterios químicos para los PCMs

Para que este criterio sea favorable, el material no debe presentar descomposición o degradación después de varios ciclos de fusión o congelación, debe presentar estabilidad química a largo plazo, para aplicación de construcción es importante que los materiales no sean corrosivos. El material no debe ser tóxico (Oliver, Neila, & García, 2012)

1.2.1.3 Criterios termodinámicos para los PCMs

Desde el punto de vista de la termodinámica el material debe presentar una alta densidad energética, esto quiere decir que el material almacena mayor energía con menor cantidad de este. Debe poseer alta conductividad térmica, debería tener una fusión congruente, esto hace referencia a que no se formen segregaciones en el

material, se requiere que el material tenga una ventana de temperaturas definida para la aplicación adecuada. (Martinez, Narváez, & Guerrón, 2020)

1.2.1.4 Criterios económicos para los PCMs

En los parámetros financieros lo que se requiere es que el material tenga disponibilidad, ya que esto reduciría los costos. Por otro lado, se quiere que el material se pueda reciclar y que tenga un tiempo de vida útil largo. (Oliver, Neila, & García, 2012)

1.2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS PCMs

Existen varias clasificaciones para los PCMs, se pueden dividir en función de su naturaleza entre los que encontramos los orgánicos e inorgánicos. Los cuales a su vez se subdividen en eutécticos y compuestos. En el grupo de los PCMs orgánicos compuestos podemos encontrar las parafinas y ácidos grasos, principalmente. Mientras que para el grupo de orgánicos eutécticos se tiene específicamente mezclas que consiguen un subenfriamiento. En cuanto a los materiales inorgánicos compuestos se tiene las sales hidratadas y los sólidos metálicos, mientras que los inorgánicos eutécticos nuevamente corresponden a mezclas de materiales. Esta clasificación se puede observar de manera más detallada en la Figura 1.2. (Juárez, Balart, & Fernández, 2012)

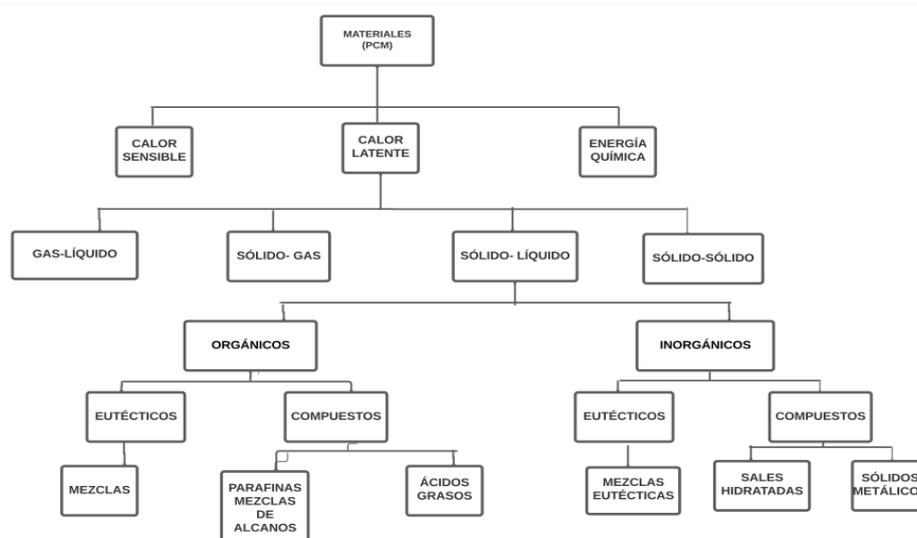


Figura 1.2. Clasificación general de los materiales de cambio de fase (PCMs).

Otra clasificación usada para los PCMs está en función al rango de temperaturas de sus aplicaciones, estos pueden ser de: baja, media y alta temperatura. La temperatura de los materiales de baja varía dependiendo del autor, sin embargo, según Méndez nos indica que el rango de temperatura esta entre: -73 a 16°C y son usados principalmente para uso doméstico, protección térmica en alimentos, en el enfriamiento en los bancos de hielo materiales aislantes, etc. En cuanto a los materiales de media su rango de temperatura va desde 16 a 315°C, cuyo mayor representante es el grupo de las parafinas y son usadas principalmente en la industria de la construcción, en sistemas de ACS aire caliente sanitario. Por último, desde los 315 a 815°C se considera un material de alta temperatura y esto le sirve para aplicaciones comúnmente en plantas solares, como materiales refractarios, etc. (Méndez, 2019)

1.2.2.1 Recopilación de PCMs de baja temperatura

En este documento se ha hecho una recopilación de varios autores de PCMs de baja temperatura, estos datos son presentados en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades

Material	Tipo	Temperatura de fusión (°C)	Calor de fusión (kJ/kg)	Referencias
Al (NO ₃) ₃ (30.5% wt) y H ₂ O	Solución Eutéctica de agua-sal	-30,6	131	Cabeza et al
NaCl(22.4wt%) yH ₂ O	Solución Eutéctica de agua-sal	-21,2	222	Cabeza et al
KCl (19.5wt%) y H ₂ O	Solución Eutéctica de agua-sal	-10,7	283	Cabeza et al
Dietilenglicol	Orgánico Eutéctico	-10 a -7	247	Cabeza et al
Dodecano	Orgánico	-9,6	216	Cabeza et al
Trietilenglicol	Orgánico		247	Cabeza et al
Tetradecano y octadecano	Orgánico Eutéctico	-4,02	227,52	Cabeza et al
H ₂ O		0	333	Cabeza et al
H ₂ O y poliacrilamina	Compuesto	0	295	Cabeza et al

Tabla 1.2 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades
(continuación...)

Material	Tipo	Temperatura de fusión (°C)	Calor de fusión (kJ/kg)	Referencias
Tetradecano (91,67) y hexadecano (8,33%)	Orgánico Eutéctico	1,7	156,2	Cabeza et al
Tetradecano y docosano	Orgánico Eutéctico	1,5-5,6	234,33	Cabeza et al
Tetradecano y geneicosano	Orgánico Eutéctico	3,54-5,56	200,28	Cabeza et al
Tetrahidrofurano (THF)	Orgánico Eutéctico	5	280	Cabeza et al
Parafina C14	Orgánico	5,5	228	Cabeza et al
		4	153	Cabeza et al
		4,5	165	Cabeza et al
n-Tetradecano	Orgánico	6	230	Cabeza et al
		5,8-5,9	258-227	Cabeza et al
Pentadecano y heneicosano	Orgánico Eutéctico	6,23-7,21	128,25	Cabeza et al
Ácido fórmico	Ácido graso	7,8	247	Cabeza et al
Poli glicol E400	Orgánico	8	99,6	Cabeza et al
Parafina C15-C16	Orgánico	8	153	Cabeza et al
Pentadecano y octadecano	Orgánico Eutéctico	8,5-9,0	271,93	Cabeza et al
Pentadecano y docosano	Orgánico Eutéctico	7,6-8,99	214,83	Cabeza et al
ZnCl ₂ ·3H ₂ O	Inorgánico (sal hidratada)	10	-	Cabeza et al
Parafina C15	Orgánico	10	205	Cabeza et al
ZnCl ₂ ·3H ₂ O	Inorgánico (sal hidratada)	10	-	Cabeza et al
Parafina C15	Orgánico	10	205	Cabeza et al
n-Pentadecano	Orgánico	10	-	Cabeza et al
Tetrabutyl amoniobromida (tipo A-tipo B)	Orgánico	9,9	193,9	Cabeza et al
		10-12	193-199	Cabeza et al
K ₂ HPO ₄ ·6H ₂ O	Inorgánico (sal hidratada)	13	-	Cabeza et al
Trietiloetano (38,5%);H ₂ O (31,5%) y urea (30%)	Orgánico Eutéctico	13,4	160	Cabeza et al
Estereato de isopropilo	Orgánico	14-18	140-142	Cabeza et al
Trimetiloetano (38,5%);H ₂ O (31,5%) y urea (30%)	Orgánico -mezcla	14,4	160	Cabeza et al
CaCl ₂ (55%)-6H ₂ O y CaBr ₂ ·6H ₂ O (45%)	Inorgánico eutéctico	14,7	140	Cabeza et al

Tabla 1.3 Materiales de cambio de fase de baja temperatura y sus propiedades
(continuación...)

Material	Tipo	Temperatura de fusión (°C)	Calor de fusión (kJ/kg)	Referencias
$\text{LiClO}_2 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	Inorgánico (sal hidratada)	8	253 155	Cabeza et al
Ácido cáprico (90%) y ácido láurico (10%)	Orgánico	14	109	Cabeza et al
$\text{NaOH} (3/2) \text{H}_2\text{O}$	Inorgánico (sal hidratada)	15	-	Cabeza et al
		15.4	-	Cabeza et al
$\text{Mn} (\text{NO}_3) \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	Inorgánico – mezcla	15-25	125,9	Cabeza et al
Palmitato de propilo	Orgánico	16-19	186	Cabeza et al
		10	-	Cabeza et al
Ácido caprílico	Ácido graso	16	148,5	Cabeza et al
		16,3	149	Cabeza et al
Dimetil sulfoxido (DMSO)	Orgánico	16,5	85,7	Cabeza et al
Parafina C16	Orgánico	16,7	237,1	Cabeza et al
Ácido acético	Ácido graso	16,7	184	Cabeza et al
Palmitato de Isopropilo	Orgánico	10	98	KS Reddy
Parafina 15-Carbonos	Orgánico	10	205	KS Reddy
$\text{NaSO}_4 \text{ KCl NaCl H}_2\text{O}$	Inorgánico (sal hidratada)	4	235	Cabeza et al
$\text{Na}_2\text{SO}_4 \text{ NH}_4 \text{ Cl NaCl H}_2\text{O}$	Inorgánico (sal hidratada)	10,9	-	Cabeza et al
Mirabilita (sal de Glauber).	Inorgánico	10-11 °C	-	Cabeza et al
Hidratos de Sal (Na_2HPO_4 y Ca Cl_2)	Inorgánico (sal hidratada)	5-12°C		Cabeza et al
$\text{LiClO}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	Inorgánico (Sal Hidratada)	8	253	Pielichowska, y Pielichowski,
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ (45%) y $\text{CaBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ (55%)	Eutéctico	14.7	140	Pielichowska, y Pielichowski,
n-Tetradecano	Orgánico	5,8–6,0	227- 229	Pielichowska, y Pielichowski,
n-Pentadecano	Orgánico	9.9–10.0	206	Pielichowska, y Pielichowski,
PEG 400	Poliméricos	4.2	117	Pielichowska, y Pielichowski,

(Pielichowska, K. y Pielichowski, K., 2014). (Cabeza, Castell, Barreneche, C., de Gracia y Fernández, 2011).

(KS Reddy, Vijay Mudgala, TK Mallick, 2018)

1.2.3 APLICACIONES DE LOS PCMs DE BAJA TEMPERATURA

Los materiales de cambio de fase pueden usarse para diversas aplicaciones, por ejemplo: los PCMs de baja temperaturas son empleados en el sector de la construcción, para regular la temperatura interna de un edificio evitando así que las condiciones climáticas severas intervengan en la climatización interior de las construcciones. La incorporación de los PCMs en los muros ha proporcionado una temperatura agradable sin fluctuaciones, ya que se ha dado la reducción de la carga de refrigeración en regiones cálidas como se da en el verano, como también la disminución de la carga de calefacción en regiones frías. El mecanismo de estos PCMs es el siguiente, por el día la placa del material de cambio de fase se derrite por completo, lo que se considera la carga del sistema y por la noche se solidifica liberando así la energía almacenada, lo que hace que la temperatura del edificio se mantenga y se climatice adecuadamente. A demás estos materiales presentan ventajas como menor masa y espacio con respecto a los ladrillos convencionales de hormigón. (KS Reddy, et al, 2018)

Otra de las aplicaciones en las que se emplea PCMs de baja temperatura son las de invernaderos, esto ocurre por ejemplo en un tanque lleno de 300 kg de cloruro de calcio hexahidratado (hidrato de sal) usado como PCM y mezclado con nitrato de potasio lo cual crea un ambiente para el almacenamiento en frío. El artículo de Murali en el año 2015 a parte de la aplicación en invernaderos indica que la geometría de los PCM es importante, por ejemplo en el caso específico del almacenamiento de energía en invernaderos el autor recomienda que se realice en tubos por eso escogió el tanque para simular esta geometría, también observó que el enfriamiento ocurre debido a que el PCM se encuentra encapsulado en un cilindro de agua, con lo que determinó que la tasa del flujo no implicaban cambios en el tiempo de fusión y solidificación.(Murali, Mayilsamy y Mubarak, 2015)

Actualmente, El empleo de los PCMs de baja temperatura han estado destinados para los intercambiadores de calor los cuales son utilizados para múltiples fines, por ejemplo: Wang et al en 2007 implementó una planta de refrigeración donde encontró un aumento de rendimiento del 6 al 8 por ciento. Otra aplicación novedosa con intercambiadores de calor se da en la refrigeración de cascos de nido de abeja, esto

ocurre empleando parafina como PCM. El intercambiador de calor fue colocado encima del casco del nido de abejas y el fluido térmico caloportador fue el agua, en esta aplicación ayudó a mantener la temperatura constante en el panal de miel. (Wang, F; Maidment, G; Missenden, J y Tozer, R. 2007)

La industria de la tecnología también resulta beneficiada por la utilización de intercambiadores de calor con PCM, estos son empleados para la refrigeración de componentes electrónicos, para gestión térmica de batería de los vehículos eléctricos lo cual también aporta en la descarbonización del mundo. El PCM usado para estos fines corresponde al Tricosane que es colocado en el módulo del tubo del intercambiador de calor, dando como resultado un buen rendimiento en la reducción de temperaturas, debido a que el PCM seleccionado mantiene la temperatura durante mayor tiempo. (Murali, Mayilsamy y Mubarak, 2015)

1.2.3.1 PCMs en la aplicación de la construcción

Existen 3 mecanismos de acción del PCM en aplicaciones de construcción los cuales son: mecanismo pasivo, mecanismo forzado o activo y el enfriamiento nocturno por ventilación.

Mecanismo pasivo. -En este mecanismo, el calor o frío almacenado en el PCM es cargado o liberado debido a las diferencias de temperaturas interior y exterior, es decir cuando la temperatura del ambiente denominada del exterior o la temperatura del cuarto denominada interna, están por encima o por debajo del punto de fusión de PCM se produce esa variación de temperatura, dependiendo si es en el día o en la noche. Es ahí donde se aprovecha la capacidad del PCM para almacenar y liberar calor a temperatura constante, lo que permite la estabilización de la temperatura interior. Este tipo de mecanismo se aplica principalmente cuando se observan cambios sensibles de temperaturas. (Marbán, 2015)

Mecanismo forzado o activo. -El mecanismo ocurre con la ayuda de un componente externo como pueden ser: los sistemas de calefacción, aires acondicionados, bombas de calor, ventiladores, colectores solares, etc. Donde el calor o frío es almacenado en el PCM independientemente de la temperatura del edificio o construcción, mediante

la utilización de equipos auxiliares, lo que genera que, el calor o frío sea usado en distintas horas dependiendo de la necesidad, la demanda energética y el suministro. (Sosa, 2012)

Mecanismo de enfriamiento nocturno. -En el mecanismo de enfriamiento mediante un PCM, se tiene la integración de un PCM en la estructura del equipo. En el caso de aplicaciones en la industria de la construcción, este se suele colocar dentro de los cielos rasos, pisos y paredes de la edificación, específicamente el PCM en estas situaciones se encuentra en el canal del intercambiador, mientras que por otro lado el aire atraviesa el canal. El principio de funcionamiento es el siguiente: en la noche se da la descarga del calor almacenado, lo cual enfría al PCM, esto ocurre porque en la noche la temperatura disminuye y al momento de hacer pasar el aire del exterior hacia el PCM, el material se enfría, paso seguido el aire es descargado al exterior de las instalaciones. Mientras que para el enfriamiento durante el día ocurre lo siguiente: el aire caliente del cuarto es el que se mueve a través del canal con el PCM, con lo cual este absorbe calor, por lo tanto, como el aire cedió su calor es direccionado más frío de nuevo a la habitación. (Méndez, 2019)

1.2.3.1.1 Condiciones de enfriamiento nocturno para construcciones

Para esta aplicación el equipo que suele usarse emplea las siguientes condiciones térmicas: la temperatura externa, es decir la del ambiente estará entre los 35 a 40°C, mientras que la temperatura interna de la habitación que se requiere enfriar será de 25°C, el sistema además contará con una bobina cuya temperatura será de 5 °C, la finalidad de esta bobina es transferir el aire caliente de la habitación al sistema de refrigeración, con esta transferencia el aire es devuelto a la habitación a 10° C, para que se complete el ciclo de refrigeración se debe tener una bobina externa cuya temperatura será de 50°C, lo que hace que el calor interno se transfiera al exterior. Es decir, el aparato bombea el calor desde el interior de la casa hacia el ambiente, el aire frío del interior de la casa es recirculado para que el aire caliente de 25 °C del interior de la edificación sea enfriado en el aparato y devuelto a la habitación a 10°C, con lo que se dice que es el mismo aire interno con menor cantidad de calor o

enfriado. El PCM se encuentra en el tubo del intercambiador como se presenta en la Figura 1.3 (Sosa, 2012)

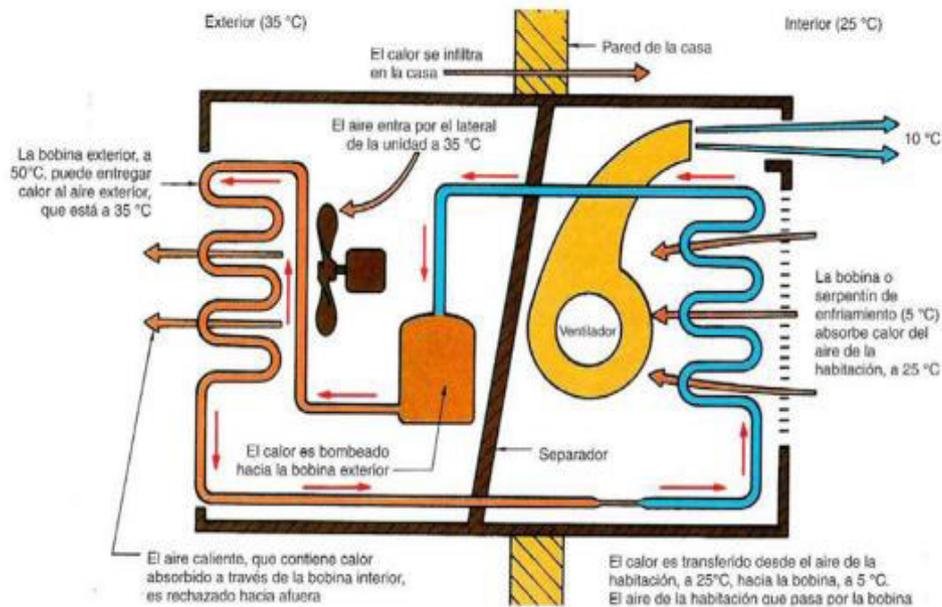


Figura 1.3. Esquema para el enfriamiento de aire (Sosa, 2012)

Por lo tanto, se procederá a la elección del material de cambio de fase de baja temperatura, para aplicaciones de enfriamiento nocturno en construcciones.

1.2.4 ELECCIÓN DEL PCM

Mediante la determinación de condiciones de enfriamiento nocturno en construcciones se determinó que la temperatura de fusión deseada para construcción va de 8 a 12° C, para que el aire salga con esas condiciones de confort térmico, es decir una temperatura a la que se siente una sensación de satisfacción o conformidad con el ambiente, sin embargo, se establece este un rango considerando un error de $\pm 2^{\circ}\text{C}$, ya que el proceso no puede operar al 100% todas las veces, debido a que depende de otro tipo de factores como: la actividad que realice la persona en la habitación, número de equipos o electrodomésticos existentes en la zona, ¿qué tan transitado es el lugar?, número de personas en la habitación, etc. (Chávez del Valle., 2002)

Por lo tanto, con la ayuda de la Tabla 1.1 de este documento, se procedió a seleccionar tres materiales de cambio de fase que estén dentro de este rango de

temperaturas, de los cuales, se obtendrá uno y se detallará más información del material escogido como, por ejemplo: propiedades físicas, químicas, valor económico y accesibilidad.

Los materiales seleccionados fueron: el Cloruro de Zinc tri hidratado ($ZnCl_2 - 3H_2O$) cuya temperatura de fusión es de $10^{\circ}C$, la mezcla de pentadecano y octadecano cuyo punto de fusión está en el rango de: 8.5 a $9^{\circ}C$ y el último material seleccionado fue el isopropil palmitato cuya temperatura de fusión según Cabezas et al 2011 es de $10^{\circ}C$.

Primero, se consideraron estos tres materiales, porque cada uno representa a un tipo de familia de PCM, es decir el cloruro de Zinc Tri hidratado corresponde a una sustancia inorgánica denominada: sal hidratada, luego se tomó la mezcla pentadecano más octadecano por que corresponde a un eutéctico y por último el isopropil palmitato representa a la familia de los compuestos orgánicos no parafínicos. Cabe recalcar que la elección se va a realizar mediante una comparación entre las propiedades de los materiales antes mencionados. (Cabezas, et al, 2011)

1.2.4.1 Consideraciones para elección del PCM.

En la Tabla 1.2 se presenta un cuadro comparativo de los materiales de cambio preseleccionados, con la finalidad de visualizar las ventajas y desventajas de cada material en la aplicación de enfriamiento nocturno.

Tabla 1.2 Cuadro comparativo de los materiales de cambio de fase preseleccionados

Material de cambio de fase	Origen	Ventajas	Desventajas
Cloruro de Zinc tri hidratado ($ZnCl_2 - 3H_2O$)	Inorgánico (sal hidratada)	Generalmente son baratos. Alta entalpía de cambio de fase, alta conductividad térmica, fácilmente disponibles, su punto de fusión es definido, es decir no está en un rango de temperaturas, alta densidad energética. No son inflamables. Estos materiales pueden ser reciclables y biodegradables.	Subenfriamiento, corrosión, separación y segregación de fases, su volumen disminuye conforme a los ciclos usados del PCM, debido a la sedimentación, son tóxicos Según Oliver 2012 Ninguna sal hidratada solidifica en su punto de congelación. Las sales hidratadas absorben agua con gran facilidad, por lo cual se los suele encapsular y lo que representa inconvenientes, respecto a elevación de costos. Para que su uso sea prolongado se necesitan de aditivos, lo cual reduce su capacidad de almacenamiento en un 25 % y además provoca variaciones en su punto de fusión.

Tabla 1.2 Cuadro comparativo de los materiales de cambio de fase preseleccionados (**continuación...**)

Material de cambio de fase	Origen	Ventajas	Desventajas
Pentadecano más octadecano	Eutéctico	Alto calor de latente por unidad de volumen posee una alta conductividad térmica, funde sin segregación de fases.	Bajo calor de fusión por unidad de peso, difícil encontrar las propiedades del material, no es muy accesible.
Isopropil Palmitato	Orgánico (no parafínicos, ácidos grasos)	Rango de temperatura de refrigeración grande. No segrega fases, fusión congruente, bajo o ningún subenfriamiento, tiene una estabilidad química y térmica, la transformación de fases es marcada, en comparación con las parafinas presenta mejor calor de fusión. No necesitan de agentes nucleadores. Son más compatibles y adecuados para la adsorción en varios materiales de la construcción que los materiales inorgánicos. Son reciclables y no reaccionan con el medio ambiente	Baja entalpía de cambio de fase, baja conductividad térmica, agente oxidante(inflamable), levemente corrosivo, inestable a altas temperaturas. Su coste inicial es el doble que la parafinas y mayor que el de los PCM inorgánicos, sin embargo, su durabilidad le proporciona un costo competitivo.

(Oliver, Neila, & García, 2012), (Bistué, 2015).

La revisión bibliográfica llevada a cabo permitió elegir al isopropil palmitato como material de cambio de fase para el posterior dimensionamiento, debido a que no presenta subenfriamiento, tampoco presenta separación ni segregación de fase, en comparación con los materiales inorgánicos no presenta sedimentación, es decir es química y térmicamente estable. Otra razón por la que se escogió el isopropil palmitato es que en la temperatura de operación de esta aplicación no es inestable, esto se considera ya que algunos compuestos orgánicos como: aceites pueden ser inestables a altas temperaturas, además que la temperatura de fusión del material de 10°C es la deseada para la aplicación. Por último, según Oliver 2012 para las aplicaciones de baja temperatura no se emplean PCMs de la familia de los inorgánicos (sales hidratadas), las investigaciones revelan que para esta aplicación los materiales orgánicos son los más usados (Oliver, Neila, & García, 2012)

1.2.5 ISOPROPIL PALMITATO

En la Tabla 1.3 se presentan las propiedades necesarias del PCM isopropil palmitato para el almacenamiento de energía para el dimensionamiento de un intercambiador de calor para la aplicación en enfriamiento nocturno de construcciones.

Tabla 1.3 Propiedades del isopropil palmitato (PCM, seleccionado).

Material	Palmitato de isopropilo	Referencias
Tipo	Orgánico (ácido graso)	Cabezas, et al, (2011)
Temperatura de fusión ° [C]	10	
Calor de fusión(kJ/kg)	186	
Peso molecular (kg/kg mol)	298,51	Alicante, (1998)
Densidad (g/ml)	0,850 – 0,855	

(ACOFARMA, 2013)

El isopropil palmitato o palmitato de isopropilo, como lo indica Tomas García (1995) es un ester sintético cuya obtención se da mediante la reacción de esterificación directa entre el ácido palmítico y el alcohol iso propílico con síntesis catalítica, dando lugar a composiciones de aceite muy variadas. En especial los ésteres tienen diversas aplicaciones, por ejemplo: en la industria de la cosmética debido a sus propiedades físicas como: color, olor, consistencia, etc. Son empleados para la línea de producción, en la industria textil, debido a su propiedad de lubricación. En general suele competir con el ácido oleico y el linólico. Tiene en su estructura una cadena larga de carbono, hidrógeno y oxígeno lo cual le hace a fin a la piel, por ser lipofílica ingresa con facilidad e hidrata, (García, 1995)

Una vez seleccionado el PCM es necesario realizar la elección del intercambiador de calor, para su posterior dimensionamiento, para ello se hará una revisión bibliográfica presentada a continuación

1.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor indirecto, en el que se tienen dos fluidos a diferentes temperaturas. El uno se denomina fluido caliente ya que es el que se encuentra a mayor temperatura, mientras que el otro es

denominado fluido frío. El principio de funcionamiento de estos equipos es con base en la ley de enfriamiento de Newton, la cual postula que la transferencia de calor ocurre producto de la diferencia de temperaturas entre dos cuerpos, es decir si un cuerpo se encuentra a mayor temperatura que otro cuerpo, estos interactúan entre sí, lo que ocasiona que un cuerpo se enfríe y el otro se caliente para así llegar los dos a la misma temperatura y alcanzar el equilibrio térmico. (Young, H. D., Freedman, R. A., & Flores, V. A, 2009) (Incropera, 1999)

1.3.1 CLASIFICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Estos instrumentos pueden clasificarse: según su diseño de construcción o según su operación, esta clasificación se presentará a continuación.

1.3.1.1 Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Como se tienen diversas maneras de definir y clasificar a un intercambiador de calor, para lograr una subdivisión específica se debe tomar en cuenta una característica en común, esta peculiaridad corresponde a la relación que existe entre los dos fluidos de transferencia. Debido a esto se puede subclasificar a estos equipos como: de flujo paralelo, en contraflujo y flujo cruzado. (Jaramillo, 2007)

A continuación, se colocan en las Figuras 1.4, 1.5 y 1.6 la representación del intercambiador de flujo paralelo, contraflujo y cruzado respectivamente.

Flujo paralelo. – Los dos fluidos van en la misma dirección, aunque el uno por el tubo y el otro por la coraza. Como se observa en la Figura 1.4.

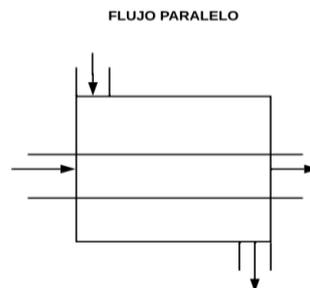


Figura 1.4. Intercambiador de calor con flujo paralelo

En Contraflujo. -Esta configuración ocurre cuando los dos fluidos van en diferente dirección, mientras en el uno ingresa, por un lado, el otro fluido ingresa por el opuesto. Como se observa en la Figura 1.5

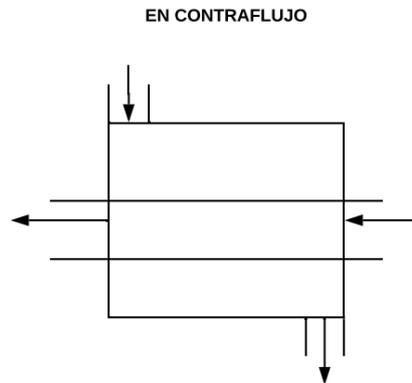


Figura 1.5. Intercambiador de calor en contraflujo

Flujo cruzado. –En esta configuración el fluido por el lado de la coraza atraviesa perpendicularmente al fluido que va por los tubos Como se observa en la Figura 1.6.

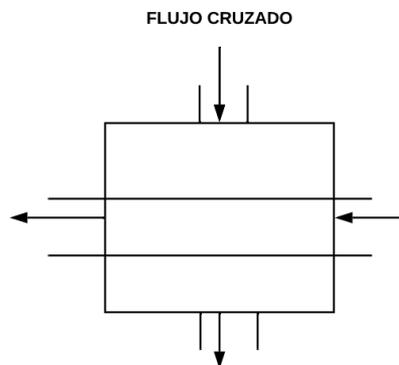


Figura 1.6. Intercambiador de calor con flujo cruzado

1.3.1.2 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

Dentro de esta clasificación se puede encontrar una infinidad de intercambiadores de calor con diferentes formas y tamaños, sin embargo, todas estas resultan ser variaciones de dos categorías específicas de intercambiadores los cuales son: de tubos y coraza y el intercambiador de placas

Entre las variaciones se pueden mencionar, por ejemplo, intercambiadores de doble tubo, de cabezal flotante interno o exterior, intercambiadores de lámina y tubo fijo, intercambiador de cabezal y tubos integrados, etc.

Sin embargo, según Peña 2006 los intercambiadores más ampliamente usados a escala industrial por su practicidad y dimensiones es el de tubos y coraza. Motivo por el cual las consideraciones para su diseño son las mejor definidas. Es por este motivo que este intercambiador será detallado a continuación. (Peña, 2006)

1.3.1.2.1 Intercambiador de tubos y coraza

Estos intercambiadores principalmente están constituidos por varias partes que se utilizan para el correcto funcionamiento del equipo. Entre estas partes encontramos las siguientes: banco de tubos, coraza o envolvente, deflectores y cabezales.

Los tubos son pequeñas estructuras en forma cilíndrica por donde pasa uno de los fluidos que requiere enfriarse o calentarse, esto depende de algunas consideraciones como: la viscosidad, la corrosión, la presión, etc. Por ejemplo: si se tiene dos fluidos que poseen una diferencia de presiones marcadas se debe establecer de manera correcta por donde va a circular cada fluido, generalmente al aire con mayor presión se le hará pasar por adentro de los tubos y al de menor presión por la coraza, esto se justifica ya que los tubos pueden ser diseñados para que resistan altas presiones. (Cabanzón, 2018)

La coraza o envolvente es considerada como una chapa metálica, que en su interior envuelve a los tubos y por donde también pasa un fluido. Aquí también es importante considerar ¿qué tipo de fluido es más adecuado que pase por la coraza?, por ejemplo, cuando se tiene fluidos que no son limpios, es decir tienen material que se puede incrustar, es recomendable que no pasen por la coraza. O cuando se tiene fluidos corrosivos también se les hará pasar por el lado de los tubos ya que el reemplazo de los tubos es menos costoso que el de la coraza. (Perry & Chilton, 1992)

Deflectores esta parte del equipo corresponde a un conjunto de placas de tubos perforadas, con la finalidad de sostener los tubos, orientar el flujo que viaja por la coraza y como consecuencia induce la turbulencia, lo que incrementa el coeficiente de convección del fluido por el lado de la coraza y mejora la transferencia de calor. (Incropera, 1999)

Cabezales se denominan así a los extremos del intercambiador de calor por donde ingresa y sale el fluido que circula por el lado de los tubos. Pueden existir cabezales móviles o cabezales fijo, el primer diseño permite extraer el haz para tubos sin necesidad de desmontar el equipo por completo, mientras que el segundo es lo contrario, los cuales consistieron en primeros diseños usados. (FUNKE, 2015)

Este tipo de intercambiador de calor asegura que el equipo tenga un buen sellado debido a que los tubos se encuentran soldados a la placa. Las especificaciones de diseño que tienen estos instrumentos están reguladas por algunas normas entre las cuales: la norma ASTM y la norma TEMA por sus siglas en inglés the tubular exchanger manufacturers association, etc. (Mazueto, 2007) En la Figura 1.7 se muestra un intercambiador de calor de tubos y coraza, con algunas de sus partes.

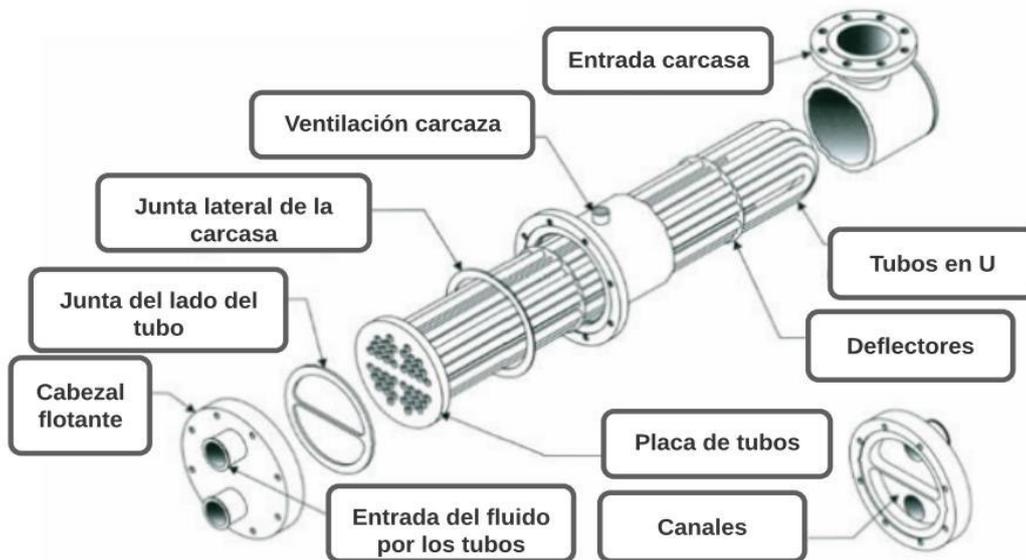


Figura 1.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza con sus respectivas partes.

2. METODOLOGÍA

El dimensionamiento del intercambiador de calor se desarrolló de acuerdo a la siguiente metodología resumida en el diagrama de flujo presentado en la Figura 2.1, aquí se observan los pasos seguidos, desde la investigación de los materiales de cambio de fase, como de intercambiadores de calor y su funcionamiento, seguido de la elección del rango de temperatura en el que se trabajó, el material y sus respectivas aplicaciones. A continuación, se prosiguió a la elección y obtención de propiedades termo físicas del PCM de baja temperatura, como su comportamiento en condiciones de fusión para los casos de enfriamiento que es el caso de este documento. Una vez determinada la aplicación y el PCM, se continuó con la elección del tipo de intercambiador necesario para abordar dicha aplicación, con lo cual se analizó y seleccionó los parámetros de diseño como son: velocidad del HTF, temperaturas del sistema, tiempo de carga y descarga, dimensiones del intercambiador de manera general, etc. Gracias a esto se calculó algunos valores indispensables para el diseño y dimensionamiento del intercambiador de calor con PCM, como, por ejemplo: el calor requerido del sistema, así también coeficientes de transferencia de calor, números adimensionales, entre otras propiedades. Lo cual llevó a la evaluación del diseño, en el que se ajustó los parámetros hasta que cumplan con las especificaciones recomendadas de bibliografía.

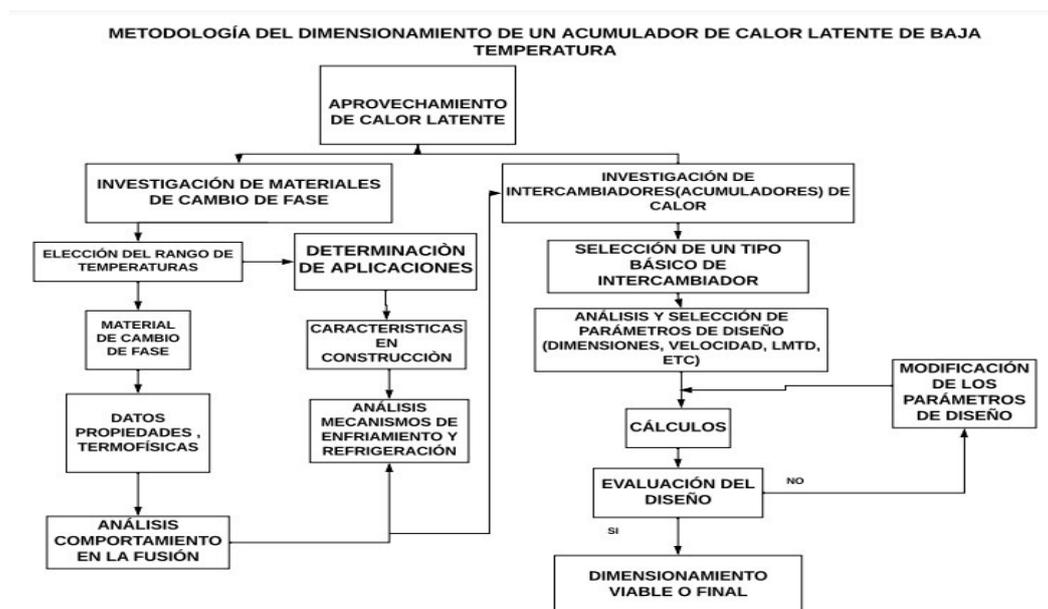


Figura 2.1. Metodología aplicada al dimensionamiento de un acumulador de calor latente con material de cambio de fase de baja temperatura

2.1 CRITERIOS Y SECUENCIA DE DISEÑO

Para el diseño y dimensionamiento del intercambiador de calor PCM a bajas temperaturas, a ser empleado para la aplicación de enfriamiento nocturno, se tomaron en cuenta algunas fórmulas para determinar los parámetros de diseño, las cuales fueron obtenidas de varias fuentes bibliográficas como: el libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel (2004), del libro Fundamentos de transferencia de calor del autor Frank P. Incropera y David De Witt en 1999, se utilizó también las ecuaciones y conceptos del libro Transferencia de Calor escrito por J.P. Holman, como también se emplearon ecuaciones de la obra: Procesos de Transferencia de Calor, cuya autoría es de Donald Q. Kern (1999), entre otros documentos y artículos que serán citados respectivamente en cada sección. A demás que esta bibliografía también se usó para establecer criterios de referencia para algunas variables.

2.1.1 CONDICIONES INICIALES

El dimensionamiento del intercambiador de calor fue realizado con las siguientes condiciones: el fluido enfriado fue el aire, el cual entró por la coraza a 305 K y salió a 285 K, mientras que el PCM se encontró en adentro de los tubos con una temperatura inicial de 281K y se calentó hasta 284 K, para lo cual se utilizó un flujo másico de aire de $0,5 \frac{kg}{s}$, para un tiempo de operación de 8 horas considerando la descarga. Las demás propiedades del aire necesarias para los cálculos se presentan en la Tabla A1.1 en la sección de ANEXOS I.

2.2.1 CRONOLOGÍA DE CÁLCULOS

2.2.1.1 Cálculo de la Potencia aportada por el aire.

En el diseño del intercambiador primero se realizó el cálculo del flujo de energía (potencia) correspondiente al aire, para esto se utilizó la ecuación del Balance de Energía que se presenta en la Ecuación 2.1. (Holman, 1999)

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_{ce} - T_{cs}) \quad [2.1]$$

Donde:

\dot{Q} : potencia (W)

\dot{m} : flujo másico del aire ($\frac{kg}{s}$)

C_p : Calor específico del fluido ($\frac{J}{g \times K}$)

T_{ce} : Temperatura del fluido caliente(aire) a la entrada. (K)

T_{cs} : Temperatura del fluido caliente(aire) a la salida. (K)

2.2.1.2 Cálculo de la energía aportada por el aire.

Luego se realizó el cálculo para la determinación de la energía aportada por el aire, para esto se consideró el tiempo de carga, debido a que todos los cálculos están en función de este proceso. Para el valor de tiempo de carga se consideró: 8 horas. (Sosa, 2012). En la 2.2 se presenta la ecuación usada para este cálculo.

$$Q = \dot{Q} \times t \quad [2.2]$$

Donde:

\dot{Q} : potencia (W)

Q : energía del aire (J)

t : tiempo de descarga. (s)

2.2.1.3 Cálculo de la masa del PCM.

Para el cálculo de la masa del PCM, se consideró la ecuación de balance de energía para intercambiadores, en donde se tiene que el calor ganado por el fluido frío, es igual al calor perdido por el fluido caliente. En la ecuación 2.3 se presenta la relación usada para la determinación de este parámetro. (Cengel, 2004)

$$Q_{aire} = Q_{PCM} \quad [2.3]$$

$$m \times C_p \times (T_{ce} - T_{cs}) = m_{PCM} \times \lambda$$

Donde:

Q_{aire} : energía del aire (J)

Q_{PCM} : energía del PCM (J)

m : masa del aire (kg)

m_{PCM} : masa del PCM (kg)

λ : calor de fusión del PCM. $\frac{J}{Kg}$

C_p : calor específico del fluido $\left(\frac{J}{g^{\circ} \times K}\right)$

T_{ce} : temperatura del fluido caliente(aire) a la entrada. (K)

T_{cs} : temperatura del fluido caliente(aire) a la salida. (K)

2.2.1.4 Cálculo del Volumen del PCM sólido y líquido del PCM

Para la determinación del volumen sólido, lo que se realizó fue la relación entre la masa del PCM y la densidad del mismo, los datos aquí usados fueron tomados de la tabla 1.3, capítulo 1.2.5. En la ecuación 2.4 se presenta la relación requerida para encontrar el valor del volumen de PCM sólido, mientras que para la determinación del volumen del PCM líquido se consideró un 10% más del volumen empleado para el sólido, porcentaje que se tomó de bibliografía. (García J. , 2012)

$$V_{PCM\text{sólido}} = \frac{m_{PCM}}{\rho_{PCM}} \quad [2.4]$$

$$V_{PCM\text{líquido}} = V_{PCM\text{sólido}} \times 1,1 \quad [2.5]$$

Donde:

m_{PCM} : masa del PCM (kg)

ρ_{PCM} : densidad del PCM $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$V_{PCM\text{sólido}}$: volumen del PCM en estado sólido (m^3)

$V_{PCM\text{líquido}}$: volumen del PCM en estado líquido (m^3)

2.2.1.5 Dimensionamiento del intercambiador

2.2.1.5.1 Cálculo del volumen de un tubo y el número de tubos totales

El volumen de un tubo del intercambiador de calor fue calculado con base en la norma ASTM A53, la cual se presenta como ANEXOS I en la Figura A1.1, en donde se eligió el tamaño necesario para la cantidad de PCM requerida en la aplicación de enfriamiento nocturno y de la cual se tomó el valor de diámetro del tubo, paso seguido se escogió la longitud del intercambiador, tomando en cuenta las especificaciones de diseño de bibliografía, como dimensiones máximas disponibles comercialmente. Por lo tanto, la relación para la determinación del volumen del tubo se presenta en la Ecuación 2.6, mientras en la Ecuación 2.7 se presenta la relación para el cálculo de número de tubos totales del sistema. (ASTM A53, 2018)

$$V_{tubo} = \frac{\pi}{4} \times Di^2 \times L \quad [2.6]$$

$$n_{tubos} = \frac{V_{PCM\text{líquido}}}{V_{tubo}} \quad [2.7]$$

Donde:

L : longitud del intercambiador (m)

Di^2 : diámetro interno del tubo (m^2)

V_{tubo} : volumen de un tubo del intercambiador de calor (m^3)

$V_{PCM\text{líquido}}$: volumen del PCM en estado líquido (m^3)

n_{tubos} : número de tubos del intercambiador de calor

2.2.1.5.2 Cálculo del diámetro de la coraza, área de transferencia de calor y velocidad por el lado de la coraza

Para el dimensionamiento de la coraza en general, se debe hacer algunas consideraciones y utilizar algunas relaciones, primero se consideró la Ecuación 2.8, tomada de la obra: Procesos de Transferencia de Calor, cuya autoría es de Donald

Q. Kern (1999), para la determinación del espaciamiento entre tubos, valor requerido para la Ecuación 2.9 que es la fórmula con la cual se encuentra el diámetro de la coraza del intercambiador de calor

$$1,25d_e < P_T < 1,33d_e \quad [2.8]$$

Donde:

d_e : diámetro externo del tubo del intercambiador de calor (m)

P_T : espaciamiento entre los tubos del intercambiador de calor (m)

$$D_{ic} = (\sqrt{n_{tubos}} \times P_T) + P_T \quad [2.9]$$

Donde:

D_{ic} : diámetro de la coraza (m)

P_T : espaciamiento entre los tubos del intercambiador de calor (m)

n_{tubos} : número de tubos del intercambiador de calor

Para la determinación del área de flujo de calor por la coraza se consideró la relación expresada en las ecuaciones: Ecuación 2.10, Ecuación 2.11 y Ecuación 2.12, las cuales fueron tomadas del libro Procesos de Transferencia de Calor, de Donald Q. Kern en 1999.

$$\frac{1}{5}D_{ic} < B < D_{ic} \quad [2.10]$$

$$C = P_T - d_e \quad [2.11]$$

$$Af = \frac{D_{ic} \times B \times C}{P_T} \times \frac{1}{n_{pasos}} \quad [2.12]$$

Donde:

d_e : diámetro externo del tubo del intercambiador de calor (m)

P_T : espaciamiento entre los tubos del intercambiador de calor (m)

A_f : área de flujo de la coraza. (m^2)

D_{ic} : diámetro interno de la coraza (m)

B : espaciamiento entre deflectores (m)

C : es la diferencia entre el espaciamiento entre los tubos y el diámetro externo de la coraza. (m)

P_T : espaciamiento entre los tubos (m)

n_{pasos} : número de pasos por la coraza.

Para la determinación de la velocidad por la coraza se utilizó la Ecuación 2.13.

$$v = \frac{\dot{m}}{A_f \times \rho_{aire}} \quad [2.13]$$

Donde:

v = velocidad por la coraza. ($\frac{m}{s}$)

\dot{m} : flujo másico del aire ($\frac{kg}{s}$)

ρ_{aire} : densidad del aire ($\frac{kg}{m^3}$)

A_f : área de flujo de la coraza. (m^2)

2.2.1.5.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externo

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo, se necesitó la determinación de ciertos parámetros previos, los cuales se obtuvieron de las Ecuaciones: Ecuación 2.14, Ecuación 2.15, Ecuación 2,16 y Ecuación 2.17, las mismas que se definieron sobre la base de los datos obtenidos en el libro de Transferencia de Calor escrito por Yunus Cengel en 2004.

2.2.1.5.3.1 Cálculo de Reynolds

Para la determinación del número adimensional Reynolds, se colocó en la sección de ANEXOS I en la Tabla AI.1, las propiedades del fluido que pasó por la coraza (aire),

y se determinó los otros parámetros que requiere la Ecuación 2.14, en relación a esto fue necesario el cálculo de la longitud característica, para lo cual se aplicó la Ecuación 2.15 que cumplen con la consideración de un arreglo triangular de los tubos, debido a que este arreglo mejora la transferencia de calor. La misma que se tomó de referencia del libro Fundamentos de transferencia de calor del autor Frank P. Incropera y David De Witt en 1999. (Incropera, 1999)

$$Re = \frac{v \times \rho_{aire} \times L^*}{\mu_{aire}} \quad [2.14]$$

Donde:

Re : Reynolds, número adimensional

v : velocidad por la coraza. $\left(\frac{m}{s}\right)$

L^* : longitud característica (m)

ρ_{aire} : densidad del aire $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

μ_{aire} : viscosidad del aire $\left(\frac{kg}{m \times s}\right)$

$$L^* = \frac{8 \times \left(0.43 \times P_T^2 - \frac{\pi d_e^2}{8}\right)}{\pi \times d_e} \quad [2.15]$$

Donde:

d_e : diámetro externo del tubo del intercambiador de calor (m)

P_T : espaciamento entre los tubos del intercambiador de calor (m)

L^* : longitud característica (m)

2.2.1.5.3.2 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

Para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección, se obtuvo el número adimensional Nusselt, para lo cual se utilizó la Ecuación 2.16, la que corresponde a la Ecuación de Colborn y que para usarla se considerará el uso de deflectores segmentados al 25%, la cual es usada para fluidos menos viscosos. Esta relación se obtuvo del escrito transferencia de calor de Yunus A. Cengel (2004).

$$Nu = 0.36 \times Re^{0.55} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad [2.16]$$

Donde

Nu : Nusselt, número adimensional

Re : Reynolds, número adimensional

Pr : Prandtl, número adimensional

Una vez definidos estos parámetros se prosiguió al cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección. La relación para la determinación de este valor se presenta en la Ecuación 2.17.

$$h_e = \frac{k \times Nu}{L^*} \quad [2.17]$$

Donde

h_e : coeficiente de transferencia de calor por convección externo $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

k : conductividad térmica del aire $\left(\frac{W}{m \times K}\right)$

Nu : Nusselt, número adimensional

L^* : longitud característica (m)

2.2.1.5.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Operación (Usucio)

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de operación, también denominado U sucio, se tomó en cuenta la Ecuación 2.18, la misma que se obtuvo del libro Transferencia de Calor escrito en 1999 por J.P Holman. Sin embargo, antes de su determinación se especificó el área de transferencia de calor mediante la Ecuación 2.19 y el valor de LMTD, que corresponde a la diferencia de temperaturas media logarítmica, presentado en la Ecuación 2.20. (Holman, 1999),

$$Q = U_s \times A_e \times LMTD \quad [2.18]$$

Donde

Q : potencia del aire. $\left(\frac{J}{s}\right)$

U_s : coeficiente global de transferencia de calor de operación (Usucio) $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

A_e : área de transferencia de calor m^2

$LMTD$: Diferencia de temperaturas media logarítmica (K)

$$A_e = \pi \times d_e \times L \times n_{tubos} \quad [2.19]$$

Donde

A_e : área de transferencia de calor (m^2)

d_e : diámetro externo del tubo del intercambiador de calor (m)

L : longitud de la coraza (m)

n_{tubos} : número de tubos del intercambiador de calor

$$LMTD = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad [2.20]$$

Donde

$\Delta T1$: diferencia de temperatura de la corriente de salida del fluido caliente menos la temperatura de entrada de la corriente fría

$\Delta T2$: diferencia de temperatura de la corriente de entrada del fluido caliente menos la temperatura de salida de la corriente fría.

2.2.1.5.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Diseño (U limpio)

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño o también denominado U limpio se debe hacer varias consideraciones como: se despreció la resistencia por radiación ya que no se trabajó con temperaturas elevadas, sin embargo, se tomó en cuenta la resistencia por conducción ya que se considera que el PCM en cambio de fase está solidificando, por tanto, el coeficiente de transferencia de calor interno no se calcula, ya la convección natural se consideró despreciable. Además, se considera que existe un porcentaje de solidificación de 90% tomado del trabajo de Javier García en 2012, por lo tanto, se realizó el cálculo del volumen

utilizado por el PCM que no solidifica para calcular el radio interno formado por el líquido que permite el cálculo de la resistencia de conducción. En la Ecuación 2.21 y Ecuación 2.22 se presentan las relaciones utilizadas

$$U_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_{cond}} + \frac{1}{h_e}\right) \times A} \quad [2.22]$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{it}}{d_{ip}}\right)}{2 \times \pi \times k} \quad [2.23]$$

Donde

U_l : coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U limpio) $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

A : área de transferencia de calor m^2

d_{it} : diámetro interno del tubo del intercambiador de calor (m)

d_{ip} : diámetro interno del PCM líquido (m)

h_e : coeficiente de transferencia de calor por convección externo $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

k : coeficiente de transferencia de calor por convección externo $\left(\frac{W}{m \times K}\right)$

2.2.1.5.5.1 Cálculo de diámetro interno del PCM líquido

Para el cálculo del diámetro interno del PCM, se determinó que el 10% del volumen de PCM no se solidifica, por lo tanto, con el volumen identificado se despejó el valor del diámetro del tubo, considerando la geometría cilíndrica. La Ecuación que indica esta relación corresponde a la 2.24.

$$V_{10\%} = \pi \times r^2 \times L \times n_{tubos} \quad [2.24]$$

Donde

$V_{10\%}$: volumen del 10% que no solidificó (m^3)

r : radio del volumen del 10% (m)

L: longitud del intercambiador de calor (m)

n_{tubos} : número de tubos del intercambiador de calor

2.2.1.5.6 Cálculo de la resistencia de ensuciamiento (RE)

La resistencia de ensuciamiento se calculó mediante la Ecuación 2.25, presentada a continuación:

$$RE = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U_l} \quad [2.25]$$

Donde

RE: resistencia de ensuciamiento $\left(\frac{m^2 K}{W}\right)$

U_l : coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U limpio) $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

U_s : coeficiente global de transferencia de calor de operación (Usucio) $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$

2.2.1.5.7 Cálculo de la caída de presión

En el cálculo de la caída de presión se empleó la Ecuación 2.26, la cual está en relación con la información encontrada en el libro de Transferencia de Calor escrito en 1999 por J.P Holman. Sin embargo, para su completa resolución fue necesario utilizar la gráfica que se presenta en la Figura A1.2, sección de ANEXOS I, para determinar el factor de fricción por el lado de la coraza, además que se planteó una ecuación adicional para el cálculo del parámetro N, definido en la Ecuación 2.27.y la Ecuación 2.28 para el cálculo del parámetro G_c . (Holman, 1999)

$$\Delta P_c = \frac{f \times G_c^2 \times D_{ic} \times (N + 1)}{2 \times g \times \rho \times L^*} \quad [2.26]$$

$$N = \frac{L}{B} \quad [2.27]$$

$$G_c = \frac{\dot{m}c}{A_f} \quad [2.28]$$

Donde

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

f : factor de fricción $\left(\frac{ft^2}{in}\right)$

G_c : velocidad másica $\left(\frac{lb}{h \times ft^2}\right)$

D_{ic} : diámetro interno de la coraza (ft)

N : número de deflectores

L : longitud del tubo (ft)

g : gravedad $\left(\frac{ft}{h^2}\right)$

ρ : densidad $\left(\frac{lb}{ft^3}\right)$

L^* : longitud característica o diámetro equivalente de la coraza (m)

B : espaciamiento entre deflectores

$\dot{m}c$: flujo másico del aire $\left(\frac{lb}{s}\right)$

A_f : área de flujo de la coraza. (m^2)

2.2.1.5.8 Cálculo de la Eficiencia

Para el cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor (η) se consideró la Ecuación 2.28 obtenida del libro de transferencia de Calor de Yunus Cengel (2004).

$$\eta = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fs}} \quad [2.28]$$

Donde

(η): eficiencia del intercambiador de calor.

T_{ce} : corresponde a la temperatura del fluido caliente de entrada (K)

T_{cs} : Temperatura del fluido caliente de salida. (K)

T_{fs} : Temperatura del fluido frío de salida. (K)

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.2 Resultados del balance de Energía en el intercambiador de calor

Los cálculos referentes al dimensionamiento del intercambiador de calor se presentan en la sección de ANEXOS II.

En la Tabla 3.1, se presentan los resultados obtenidos del análisis del balance de energía y las condiciones de PCM, con las que se realizó el dimensionamiento del intercambiador de calor.

Tabla 3.1 Resultados del balance de Energía en el intercambiador de calor

RESULTADOS DEL BALANCE DE ENERGÍA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Tiempo de descarga (<i>h</i>)	8
Potencia ($\frac{J}{s}$)	10060
Energía aportada por el aire (<i>J</i>)	28972800
Masa del PCM (Kg)	1730,75
Volumen del PCM sólido (m^3)	2,03
Volumen del PCM líquido (m^3)	2,23

El análisis se realizó considerando un tiempo de descarga de 8 horas, con lo cual se obtuvo una energía aportada por el aire de 28972800 *J*, para lo cual se estableció 1730,75 Kg como la cantidad de PCM requerida para la aplicación, con relación a esta cantidad se determinó 2.03 m^3 como el volumen ocupado por el PCM en estado sólido, mientras que para el PCM en estado líquido un volumen de 2.23 m^3 , considerando un porcentaje de expansión de volumen de sólido a líquido del 10% obtenido del trabajo de Javier García (2012), esto se justifica debido a que al cambio de fase de una sustancia la separación de los átomos aumenta producto de esto ocurre una expansión térmica que es la que se consideró para el dimensionamiento. (García J. , 2012). Por otro lado, en el análisis de la cantidad de PCM requerido para la aplicación se establece que este valor, se justifica debido a que el tiempo y el rango de temperaturas empleados en el enfriamiento, corresponde a prácticamente toda la mañana y unas cuantas horas de la tarde, lo que en comparación a trabajos de enfriamiento Héctor Sosa en 2012 menciona que al reducir el rango de temperaturas de 22 a 20° C el tiempo para trabajar con el PCM se redujo en un 33 %, por lo tanto, la cantidad de PCM, las temperaturas, la potencia y energía requeridas presentan valores elevados en esta aplicación, debido a sus condiciones de operación.(Sosa, 2012)

3.3 Resultados del dimensionamiento del intercambiador

En la Tabla 3.2 se reportan los resultados correspondientes a las dimensiones del intercambiador de calor, se puede observar valores tanto por el lado de los tubos, como por el lado de la coraza.

Tabla 3.2 Resultados del dimensionamiento del intercambiador de calor

RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Diámetro nominal del tubo. NPS (<i>in</i>)	6
Diámetro externo del tubo (<i>m</i>)	0,17
Diámetro interno del tubo (<i>m</i>)	0,15
Espesor del tubo (<i>m</i>)	0,0071
Volumen de un tubo (m^3)	0,04
Número de tubos totales	50
Espaciamiento por los tubos (<i>m</i>)	0,21
Longitud total (<i>m</i>)	2,4
Diámetro de la coraza (<i>m</i>)	1,7
Área de transferencia de calor (m^2)	0,06
Velocidad por el lado de la coraza ($\frac{m}{s}$)	7,25
Número de pasos por la coraza	2
Espaciamiento entre deflectores (<i>m</i>)	0,34

Para el análisis de las dimensiones del intercambiador de calor, primero se escogió un NPS de 6 pulgadas en base con la Norma ASTM A53, la cual presenta tamaños de tuberías que se pueden encontrar en el mercado, con lo cual se obtuvo un diámetro externo, un diámetro interno y un espesor del tubo de 0,17, 0,15, y 0,0071 m respectivamente. En relación con la estructura del tubo se pudo calcular el volumen que corresponde a $0,04 m^3$ para un solo tubo y a partir de este, se determinó que el número de tubos totales en el intercambiador de calor corresponden a 50 con un espaciamiento entre ellos de 0,21 m y una longitud total de 2,4 m. En el libro Diseño de equipos e instalaciones escrito por Antonio Moya en 2006, se expresan los valores típicos para las dimensiones del tubo, donde el rango de longitudes va desde 6 a 20 ft como máximo, siendo más habitual el de 16 ft, por lo tanto, al comparar esta dimensión con el 2,4 m que corresponde a 7,87 ft de este proyecto se determina que se ajusta y entra en rango, mientras que al comparar el valor de diámetro y espesor de los tubos se observa que el valor de 6 pulgadas no se ajusta al valor típico que va desde los $\frac{5}{8}$ hasta 1 pulgada, esto puede deberse a la cantidad de material de cambio

de fase que debe contener cada tubo, para cumplir con la aplicación de enfriamiento nocturno en 8 horas. Sin embargo, cabe mencionar que la utilización de estos diámetros tiene su ventaja ya que estos como se mencionó antes son de tamaños comerciales, es decir de catálogo, por tanto, su costo se ajusta a los valores del mercado y no se contaría con los gastos asociados a fabricar a medida los tubos. (ASTM A53, 2018) (Moya, 2006)

En cuanto al lado por la coraza, se determinó un diámetro de 1,7 m, con lo cual se tiene un valor de $0,06 \text{ m}^2$ para el área de transferencia de calor. Mientras que para 2 pasos por la coraza y un espesamiento entre deflectores de 0,34 m se determinó una velocidad por el lado de la coraza de $7,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Con respecto a estos valores fueron calculados en base a los rangos permitidos tanto para el valor del espaciamiento entre deflectores como para el diámetro de la coraza, obteniendo así una velocidad por el lado de la coraza que se ajusta al rango de valores de $6,10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ a $12,19 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, que corresponde a gases de alta densidad mayor a la del aire, este parámetro se determinó comparando la temperaturas en las que el aire trabaja en el intercambiador propuesto, como el dimensionamiento se enfoca en el proceso de descarga el aire se encuentra a unos 12°C , con lo que al comparar la densidad del aire a esta temperatura con la del aire ambiente se tiene una mayor densidad y por lo que se asumen que estos rangos son los que debe cumplir. (Kern, 1999)

3.4 Resultados del dimensionamiento térmico del Intercambiador de calor.

En la Tabla 3.3 se presentan los resultados del dimensionamiento térmico del intercambiador de calor, donde se observa parámetros como Reynolds, Nusselt, los coeficientes globales de transferencia de calor, la caída de presión y eficiencia del intercambiador, los cuales son importantes para definir el funcionamiento del equipo.

Tabla 3.3 Resultados del dimensionamiento térmico del intercambiador de calor

DIMENSIONAMIENTO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Reynolds (Re)	57043,77
Nusselt (Nu.)	131,66
Coefficiente de transferencia de calor por convección $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$	29,05
Coefficiente global de transferencia de calor de operación $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$	22,41
Coefficiente global de transferencia de calor de diseño $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$	29,84
Resistencia de Ensuciamiento $\left(\frac{m^2 \times K}{W}\right)$	0,002
Caída de Presión (psi)	2E-06
LMTD (K)	10
Eficiencia (%)	83

Para el diseño y dimensionamiento del intercambiador de calor se establecieron ciertos parámetros como Reynolds con un valor de 57043,77, este valor nos indica el régimen de flujo en el que se encuentra el fluido. Como Reynolds es mayor a 2100 se considera un régimen turbulento y como es mayor a 10000 se considera completamente desarrollado, esto es beneficioso, debido a que la turbulencia aumenta la transferencia de calor, estos rangos se pueden verificar en el libro de transferencia de calor escrito por Yunus Cengel en 2004. También se determinó el valor de Nusselt de 131,66, considerando un flujo de aire a través de un banco de tubos, con deflectores segmentados al 25%, esta estimación se ajusta a un flujo de aire cruzado para un cilindro según Juan Carlos Ramos en su manual Fórmulas, tablas y figuras para la universidad de Navarra publicado en 2007. Gracias a la determinación de estos valores se pudo obtener un valor de $29,05 \frac{W}{m^2 \times K}$ para coeficiente de calor por convección externo, el cual según el autor Mills en su obra transferencia de calor publicada en 1997, se encuentra en el rango de 10 a $200 \frac{W}{m^2 \times K}$, que a su vez corresponde a una convección forzada de aire. (Mills, 1997)

En la Tabla 3.3 además se presentan los valores correspondientes a los coeficientes globales de transferencia de calor de operación y de diseño con 22,41 y $29,84 \frac{W}{m^2 \times K}$ respectivamente, de los cuales podemos indicar que según Donald Kern en Procesos de Transferencia de Calor escrito en 1999 nos presenta el rango de coeficientes

globales para intercambiadores de calor, el cual va desde los 11,4 hasta los 283,9 $\frac{W}{m^2 \times K}$, por lo tanto, se encuentra dentro del rango, además que en el trabajo experimental Aplicaciones De PCMs (Phase Change Materials) En Un Ciclo De Acondicionamiento Del Aire En El Trópico Colombiano realizado por Héctor Sosa, presenta para la aplicación en enfriamiento el coeficiente de transferencia de calor para un gas con convección forzada corresponde a $25 \frac{W}{m^2 \times K}$. (Sosa, 2012)

Los valores de la resistencia de ensuciamiento y caída de presión también fueron calculados, con lo que se obtuvo $0,011 \frac{m^2 \times K}{W}$ para la resistencia y 2E-6 psi para la caída de presión. Para el primer valor en el apéndice del libro Procesos de Transferencia de Calor, de Donald Q. Kern en 1999. se encuentran valores tabulados del factor de obstrucción o resistencia de ensuciamiento para diferentes fluidos, entre ellos se encuentra el aire y para lo que indica un valor de resistencia de ensuciamiento de $0,011 \frac{m^2 \times K}{W}$ que se ajusta perfectamente con el valor obtenido. (Kern, 1999) Mientras que para el valor de caída de presión el panorama es diferente ya que por un lado la presión no excede el valor de 10 psi, que según Kern (1999) es el máximo permisible, sin embargo, no cumple el límite inferior que corresponde a 5 psi, aunque, este valor se puede justificar al observar el valor la resistencia de ensuciamiento que implica que no existe fricción, por lo tanto, la caída de presión tendrá valores bajos como el obtenido.

Y por último en la Tabla 3.3 se presentan los valores de 10 K para el LMTD y 83 % eficiencia del equipo, lo que nos indica que el intercambiador será apto para la aplicación de enfriamiento nocturno propuesto, esta conjetura se hace con base en lo expuesto por Yunus Cengel (2004), en su libro de transferencia de calor, sobre que el valor de la eficiencia se encuentra en el rango de 0 a 1. (Cengel, 2004)

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.2 CONCLUSIONES

4.2.1 Balance de Energía en el intercambiador de calor

El material de cambio de fase seleccionado para la aplicación de enfriamiento, fue el Isopropil Palmitato, debido a que su temperatura de fusión de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, se ajusta al rango de temperaturas usadas en el intercambiador de calor. Con la revisión bibliográfica llevada a cabo se pudo concluir que las propiedades de este PCM al pertenecer a la familia de materiales orgánicos son las más idóneas para aplicaciones de enfriamiento.

Después del análisis realizado se puede concluir que para que el intercambiador trabaje 8 horas en la descarga, con 1730,75 kg de material de cambio de fase se necesitó una energía de 28972800 J, y un volumen del PCM tanto en estado sólido como en estado líquido de 2,03 y 2,23 m^3 , respectivamente. Considerando un porcentaje volumétrico de expansión de: 10%. Estas cantidades se justifican ya que la aplicación de enfriamiento planteada necesitará manejar rangos de temperaturas y de tiempos grandes.

4.2.2 Dimensionamiento del intercambiador

El Intercambiador de calor presentó las siguientes dimensiones después de los cálculos realizados: una longitud de 2,4m, un diámetro de la coraza de 1,7 m, esto para un total de 50 tubos. Estos tubos a su vez presentaron un NPS o diámetro nominal de 6 pulgadas, un diámetro externo de 0,17 m, un diámetro interno de 0,15 m y un espesor de 0,0071 m, cuyo espaciamiento entre ellos fue de 0,21 m, con lo cual se obtuvo un volumen para cada tubo de $0,04m^3$,

En cuanto a los valores calculados para el lado de la coraza fueron los siguientes: el área de transferencia de calor de $0,06\text{ }m^2$, 2 pasos por la coraza y un espaciamiento entre deflectores de 0,34 m con lo que se determinó una velocidad por el lado de la coraza de $7,25\frac{m}{s}$, para el aire a esas condiciones.

Para estos valores se concluye que el intercambiador de calor se ajusta a los valores típicos y comerciales de estos equipos, por lo que se puede asumir que su construcción no representara mayores inconvenientes.

4.2.3 Dimensionamiento térmico del intercambiador

Los coeficientes globales de transferencia de calor de operación y de diseño fueron de: 22,52 y 29,84 $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right)$, lo que nos permite concluir que el intercambiador de calor está trabajando con una convección forzada con aire y que además se ajusta al requerimiento de que el coeficiente de diseño sea mayor que el de operación, valores que en un principio no se acomodaban, pero una vez que se cambiaron algunos parámetros como: el tiempo y el tamaño de los tubos, se logró cumplir con este requerimiento. Por otro lado, también se encontró que la relación de la conductividad térmica del material influye en que se modifique el valor del coeficiente global de transferencia de calor de diseño, puesto que el valor utilizado en el presente proyecto es de 0,3 se recomienda probar con valores mayores a este valor ya que aumenta el valor del coeficiente global de transferencia de calor de diseño.

Cabe mencionar que los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor de operación y de diseño se encuentran cercanos lo cual establece que hay menor resistencia a la transferencia de calor, por lo tanto, transfiere calor de mejor manera.

Se obtuvo una eficiencia de 83 % para el intercambiador de calor, por lo que se concluye que trabajara de manera idónea en el enfriamiento.

El valor de resistencia de ensuciamiento fue de 0,011 $\frac{m^2 \times K}{W}$ y nos indica que el intercambiador de calor se encuentra correctamente dimensionado, ya que su valor se ajusta perfectamente con los tabulados de bibliografía. De todas formas, son valores que se deben verificar experimentalmente.

4.3 RECOMENDACIONES

4.3.1 Recomendaciones para el balance de Energía en el intercambiador de calor

En la sección 3.1 de resultados del balance de energía específicamente cuando se habla del volumen de expansión se sugiere que en trabajos posteriores se determine experimentalmente este valor, ya que según Jonathan Moreno en 2018 menciona que este porcentaje depende de cada material y de las condiciones de trabajo y debido a las limitaciones en el desarrollo del presente proyecto se tomó el valor de bibliografía, por lo que se recomienda su comprobación para el PCM determinado y las condiciones planteadas. Con respecto a la cantidad de PCM requerido para la aplicación se recomienda manejar otro rango de temperaturas para ver cómo se comporta el sistema, o en su defecto se recomienda cambiar el material de cambio de fase como, por ejemplo: la sal de Glauber para trabajar a diferentes temperaturas, porque además esta sal hidratada ya ha sido ampliamente estudiada y presenta mayor bibliografía, con respecto a sus propiedades, comportamiento, etc. (Moreno, 2018)

4.3.2 Recomendaciones para el dimensionamiento del intercambiador

Para este apartado la recomendación general sería utilizar otras normas y otros rangos para el dimensionamiento del intercambiador de calor como, por ejemplo: que los valores de los tubos sean tomados de BWG (Birmingham Wire Gauge) o de la norma ASME para requerimientos en general, con la finalidad de comparar el comportamiento del intercambiador con los diferentes tamaños de los tubos y las dimensiones con respecto a los propuestos en este trabajo, o mejor aún contrastar la información con trabajos experimentales en el laboratorio o en simulación con la ayuda de CFD (Computational Fluid Dynamics)

4.3.3 Recomendaciones para el dimensionamiento térmico del intercambiador

Cabe mencionar que se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de operación mayor al de diseño por lo cual fue necesario modificar las condiciones de 0trabajo planteadas, como, por ejemplo: el tiempo de operación y el tamaño de los

tubos del intercambiador, por lo que se recomienda trabajar con tubos mayores a 5 pulgadas, con un tiempo mayor a 4 horas, para que la relación del coeficiente de diseño sea mayor que el de operación, por otro lado, se recomendaría además probar con otro material de cambio de fase que presente valores de conductividad térmica mayores a los $0,3 \left(\frac{W}{m \times K} \right)$ con el que se trabajó en el presente trabajo. Sin embargo, es recomendable tomar en cuenta que los coeficientes globales de transferencia de calor de diseño y de operación deben encontrarse lo más cercanos posibles para que el intercambiador trabaje adecuadamente.

En cuanto a la caída de presión el autor Kern (1999) asegura que cuando se tiene un valor extremadamente pequeño se recomienda el reemplazo de los deflectores por el uso de placas de soporte, las cuales son medios círculos, por lo tanto, se recomienda que en futuros trabajos se tome en cuenta esta configuración (Kern, 1999)

REFERENCIAS

- [1] ACOFARMA. (2013). *FICHAS DE INFORMACIÓN TÉCNICA PALMITATO ISOPROPILO*. Obtenido de <https://formulasmagistrales.acofarma.com/idb/descarga/3/f0594edc7af550f9.pdf> (Enero,2022)
- [2] ASTM A53. (2018). *Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless*. Obtenido de [file:///C:/Users/User/Downloads/A53A53M.18259%20\(6\).pdf](file:///C:/Users/User/Downloads/A53A53M.18259%20(6).pdf) (Noviembre,2021) (Diciembre,2021)
- [3] Bistué, C. (2015). *Evaluación de impacto ambiental mediante análisis de ciclo de vida (ACV) de la incorporación de materiales de cambio de fase (PCM) en edificación*. Obtenido de <https://zaguan.unizar.es/record/48555/files/TAZ-TFG-2015-3701.pdf> (Enero,2022)
- [4] Cabanzón, J. (2018). *Trabajo fin de grado diseño y cálculo de un intercambiador de calor (design and analysis of a heat exchanger)*. escuela técnica superior de ingenieros industriales y de telecomunicación Universidad de Cantabria, Cantabria, España.
- [5] Cengel, Y. (2004). *Transferencia de Calor*. México: Mc Graw Hill.
- [6] Chávez del Valle. (2002). *Capítulo 2. 2.5. Condiciones Básicas para el Confort Térmico*. Obtenido de <https://www.tesisenred.net/bitstream/handle/10803/6104/07CAPITULO2.pdf> (Enero,2022)
- [7] FUNKE. (2015). *Intercambiadores de calor de carcasa y tubos* . Obtenido de https://www.funke.de/pdf/es/funke_rbwt_es.pdf (Febrero, 2022)
- [8] García, J. (2012). *Materiales de Cambio de Fase. Diseño de una instalación para la caracterización de PCM a altas temperaturas*. Universidad de Zaragoza, Aragón, España.
- [9] García, T. (1995). *Estudio fenomenológico y modelado cinético de la síntesis enzimática de ésteres de bajo, medio y alto peso molecular*. Universidad Complutense de Madrid, Madrid, España
- [10] Holman, J. P. (1999). *Transferencia de Calor* . México: CECSA.

- [11] Incropera, F. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall.
- [12] Jaramillo, O. (2007). *INTERCAMBIADORES DE CALOR*. Obtenido de <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf> (Enero,2022)
- [13] Juárez, D., Balart, R., & Fernández, S. G. (2012). Estudio de materiales con cambio de fase (pcm) y análisis sem de micro (PCM). *3c Tecnología, investigación y pensamiento crítico* , 56-59. Recuperado de <https://riunet.upv.es/handle/10251/34264> (Enero,2022)
- [14] Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. México: CECSA.
- [15].Marbán, E. (2015). *Apuntes arquitectura Bioclimática*. Obtenido de https://www.academia.edu/15060862/SISTEMAS_PASIVOS_1_SISTEMAS_PASIVOS (Enero, 2022)
- [16] Martínez, J., Narváez, R., & Guerrón, G. (2020). Análisis de selección de materiales de cambio de fase PCM) para almacenamiento de calor latente por métodos de decisión de multi-criterio (MCDM). *Revista Ibérica de Sistemas e Tecnologías de Informação*, 176-189. ISSN: 1646-9895
- [17] Mazueto, P. (2007). *Normas para tubos de intercambiadores de calor* . Obtenido de https://www.academia.edu/34568037/Normas_para_tubos_de_intercambiadores_de_calor (Diciembre, 2021)
- [18] Méndez, A. (2019). *Almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase para su uso en un sistema de aislamiento térmico automótrix (Tesis de maestría)*. Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador.
- [19] Mills, A. (1997). *Transferencia de calor* . California : McGrawHill/Irwin.
- [20] Moreno, J. (2018). *Diseño de una instalación experimental para el estudio de sistemas de acumulación de energía solar, basados en la utilización de materiales de cambio de fase*. Obtenido de Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Colombia.
- [21] Moya, A. (2006). *Diseño de equipos e instrumentación*. España : Universidad de Salamanca, Salamanca, España.
- [22] Oliver, A., Neila, F., & García, A. (2012). Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de

- almacenamiento de energía térmica. *Materiales de Construcción*, Vol. 62(305), 131-140. doi: 10.3989/mc.2012.58010
- [23] Peña, J. (2006). *Diseño de intercambiadores de calor e instalación*. Obtenido de <https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/intercambiadoresdecalor.pdf> (Enero,2022)
- [24] Perry & Chilton. (1992). *MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO*. Sección 10. "Transferencia de Calor". Sección 11. "Equipos de Transferencia de Calor". México: Mc Graw Hill.
- [25] Pielichowska, K., & Pielichowski, K. (2014). Materiales de cambio de fase para almacenamiento . *Pielichowska, K. y Pielichowski, K. (2014). Materiales de cambio de fase Progreso en ciencia de materiales*, 65, 67–123. doi: 10.1016 / j.pmatsci.2014.03.005.
- [26] Ramos, J. C. (2007). *FÓRMULAS, TABLAS Y FIGURAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*. Universidad de Navarra. Pamplona, España.
- [27] Real Academia Española. (2021). *Diccionario de la lengua española*. Obtenido de <https://dle.rae.es/almacenamiento> (Enero, 2022)
- [28] Romero, H., Ambriz, J., Espinoza, G., & Fernández, A. (2010). *Almacenamiento de Energía* . México: Revista Ciencia. Recuperado de: https://www.revistaciencia.amc.edu.mx/images/revista/61_2/PDF/AlmacenamientoEnergia.pdf (Diciembre,2022)
- [29] Sosa, H. (2012). *Aplicaciones de PCMs(PHASE CHANGE MATERIAL) en un ciclo de acondicionamiento de aire en el trópico Colombiano*. Monografía de grado UNIVERSIDAD DEL VALLE, ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA SANTIAGO DE CHILE, Santiago, Chile.
- [30] Young, H. D., Freedman, R. A., & Flores, V. A. (2009). *Física Universitaria. Sears-Zemansky (Vol 1)*. México:: Pearson Educación.

ANEXOS

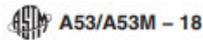
ANEXO I

RECURSOS ADICIONALES

Tabla AI.1 Propiedades del aire a temperatura media

Propiedades del Aire	Valor	Unidades
Capacidad calorífica Cp.	1006	$\frac{J}{kg \times K}$
Densidad ρ	1,19850	$\frac{kg}{m^3}$
Temperatura de entrada Te	305	K
Temperatura de salida Ts.	285	K
Flujo de aire(m)	0,5	$\frac{kg}{s}$
Temperatura media Tm	295	K
Conductividad térmica k	0,0264	$\frac{w}{m \times K}$
Prandlt Pr	0,69	Adimensional
Viscosidad μ	1,82E-05	$\frac{kg}{m \times s}$

(Perry & Chilton, 1992)



X2. TABLES FOR DIMENSIONAL AND CERTAIN MECHANICAL REQUIREMENTS

X2.1 Tables X2.1-X2.4 address dimensional and certain mechanical requirements.

TABLE X2.1 Calculated H Values for Seamless Pipe

NPS Designator	DN Designator	Specified Outside Diameter, in. [mm]	Specified Wall Thickness, in. [mm]	Distance, in. [mm], Between Plates "H" by Formula: $H = (1 + e) D(e + fD)$	
				Grade A	Grade B
2½	65	2.875 [73.0]	0.203 [5.16]	1.378 [35.0]	1.545 [39.2]
			0.276 [7.01]	1.618 [41.1]	1.779 [45.2]
3	80	3.500 [88.9]	0.216 [5.49]	1.552 [39.4]	1.755 [44.6]
			0.300 [7.62]	1.861 [47.3]	2.062 [52.4]
3½	90	4.000 [101.6]	0.226 [5.74]	1.682 [42.7]	1.912 [48.6]
			0.318 [8.08]	2.045 [51.9]	2.276 [57.8]
4	100	4.500 [114.3]	0.237 [6.02]	1.811 [46.0]	2.067 [52.5]
			0.337 [8.56]	2.228 [56.6]	2.489 [63.2]
5	125	5.563 [141.3]	0.258 [6.55]	2.062 [52.4]	2.372 [60.2]
			0.375 [9.52]	2.597 [66.0]	2.920 [74.2]
6	150	6.625 [168.3]	0.280 [7.11]	2.308 [58.6]	2.669 [67.8]
			0.432 [10.97]	3.034 [77.1]	3.419 [86.8]
8	200	8.625 [219.1]	0.277 [7.04]	2.473 [62.8]	2.902 [73.7]
			0.322 [8.18]	2.757 [70.0]	3.210 [81.5]
			0.500 [12.70]	3.683 [93.5]	4.181 [106.2]
10	250	10.750 [273.0]	0.279 [7.09] ^A	2.623 [66.6]	3.111 [79.0]
			0.307 [7.80]	2.823 [71.7]	3.333 [84.7]
			0.365 [9.27]	3.210 [81.5]	3.757 [95.4]
			0.500 [12.70]	3.993 [101.4]	4.592 [116.6]
12	300	12.750 [323.8]	0.300 [7.62]	3.105 [78.9]	3.683 [93.5]
			0.375 [9.52]	3.423 [86.9]	4.037 [102.5]
			0.500 [12.70]	4.218 [107.1]	4.899 [124.4]
14	350	14.000 [355.6]	0.375 [9.52]	3.500 [88.9]	4.146 [105.3]
			0.500 [12.70]	4.336 [110.1]	5.061 [128.5]
16	400	16.000 [406.4]	0.375 [9.52]	3.603 [91.5]	4.294 [109.1]
			0.500 [12.70]	4.494 [114.1]	5.284 [134.2]
18	450	18.000 [457]	0.375 [9.52]	3.688 [93.7]	4.417 [112.2]
			0.500 [12.70]	4.628 [117.6]	5.472 [139.0]

Figura AI.1. Medidas comerciales para tubería de acero. Norma ASTM A 53. (ASTM A53, 2018)

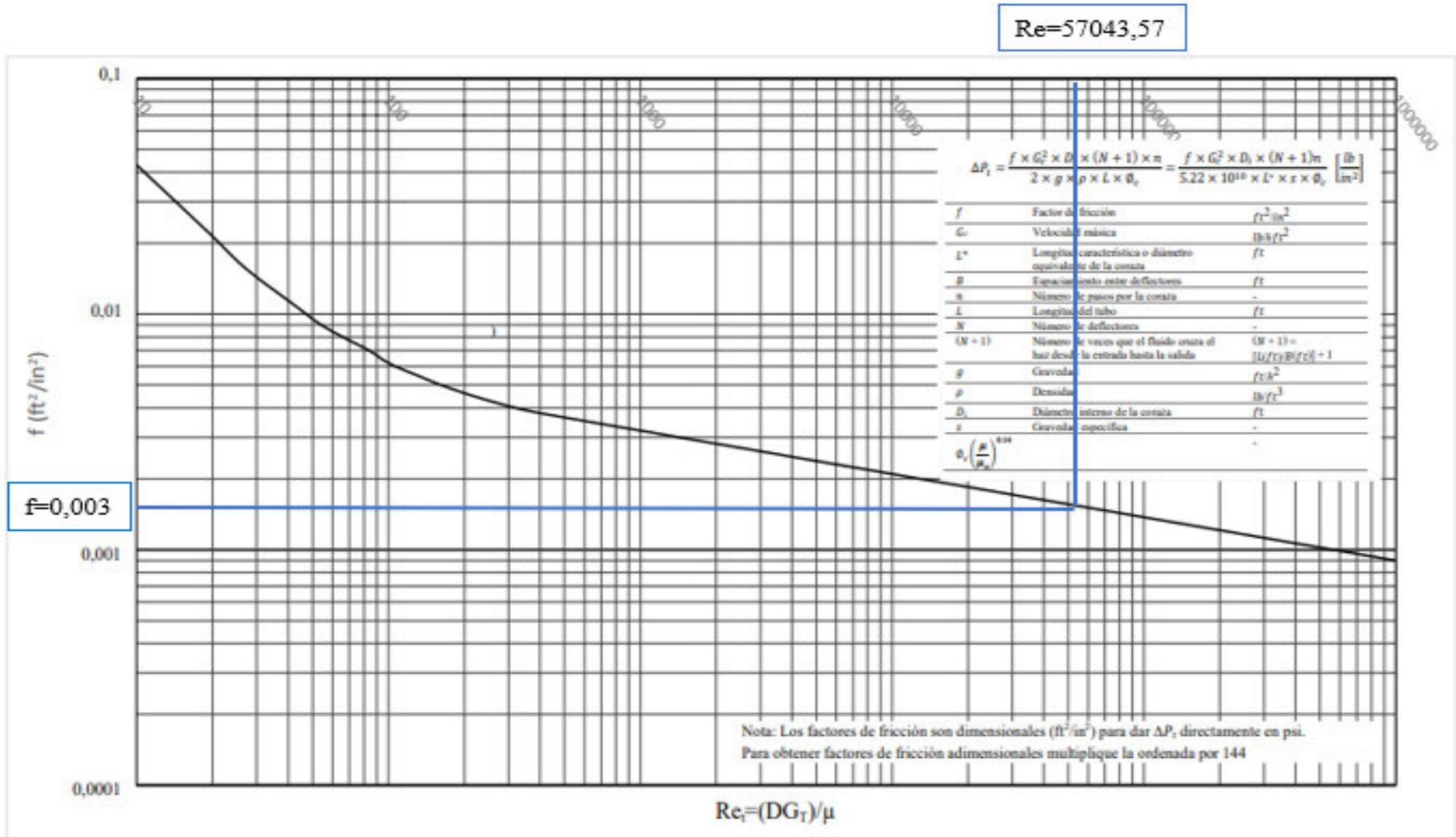


Figura AI.2. Factor de Fricción versus Reynolds. (Kern, 1999)

ANEXO II

MEMORIA DE CÁLCULOS

Para el dimensionamiento de un intercambiador de calor de tubos y coraza con material de cambio de fase, se calcularon varios parámetros que se presentan a continuación de manera cronológica.

Cálculo de la Potencia aportada por el aire.

Se calculó la potencia aportada por el aire hacia el PCM, empleando la ecuación AII.1, presentada a continuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_{ce} - T_{cs}) \quad [\text{AII.1}]$$

$$\dot{Q} = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1006 \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{s}} \times (305 - 285) \text{K}$$

$$\dot{Q} = 10060 \text{ W}$$

Cálculo de la energía aportada por el aire

Para poder hacer el cálculo de la masa del PCM se necesita pasar la potencia a energía.

$$Q = \dot{Q} \times t \quad [\text{AII.2}]$$

$$Q = 10060 \text{ W} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 8\text{h}$$

$$Q = 289728000\text{J}$$

Cálculo de la masa del PCM.

En esta sección se calcula la masa del PCM, mediante la ecuación del balance de energía aplicada a los intercambiadores de calor

$$Q_{\text{aire}} = Q_{\text{PCM}} \quad [\text{AII.3}]$$

$$0,5 \frac{kg}{s} \times 1006 \frac{J}{kg \times s} \times (305 - 285)K = m_{PCM} \times 186000 \frac{J}{kg}$$

$$m_{PCM} = 1557,68 \text{ kg}$$

Hay que considerar que este valor corresponde al 90%, ya que se asume un porcentaje de solidificación del 90%, por tanto, el 10% no se solidifica, de acuerdo a esto, se debe sacar el 100% para los posteriores cálculos.

$$m_{PCM} = \frac{100 \times 1557,68 \text{ kg}}{90}$$

Este valor corresponde al 100%

$$m_{PCM} = 1730,75 \text{ kg}$$

$$m_{PCM} = \frac{10 \times 1730,75 \text{ kg}}{100}$$

Este valor corresponde al 10%

$$m_{PCM} = 173,075 \text{ kg}$$

Cálculo del Volumen del PCM sólido y líquido del PCM

Para continuar con los cálculos se necesita conocer el valor de volumen tanto de sólido, como para líquido que ocupara el PCM, para lo cual se ocupa la relación de masa y densidad del material.

$$V_{PCMsólido} = \frac{m_{PCM}}{\rho_{PCM}}$$

[All.4]

$$V_{PCMsólido} = \frac{1730,75 \text{ kg}}{855 \frac{kg}{m^3}}$$

$$V_{PCMsólido} = 2,02 \text{ m}^3$$

Aquí se calcula el volumen que ocupa el PCM en estado líquido, para lo cual se multiplica por un factor de 1,1, encontrado de bibliografía, referenciado en la sección de metodología del presente documento.

$$V_{PCMlíquido} = V_{PCMsólido} \times 1,1$$

[All.5]

$$V_{PCMlíquido} = 2,02 \text{ m}^3 \times 1,1$$

$$V_{PCM\text{liquido}} = 2,23m^3$$

Cálculo del volumen de un tubo y el número de tubos totales

El número de tubos se calculó en base al volumen de un solo tubo y el volumen líquido, considerando que los cálculos están en función de la descarga.

$$V_{tubo} = \frac{\pi}{4} \times Di^2 \times L \quad [AII.6]$$

$$V_{tubo} = \frac{\pi}{4} \times (0,15408)^2 m^2 \times 2,4m$$

$$V_{tubo} = 0,044 m^3$$

$$n_{tubos} = \frac{V_{PCM\text{liquido}}}{V_{tubo}} \quad [AII.7]$$

$$n_{tubos} = \frac{2,23m^3}{0,044 m^3}$$

Cálculo del diámetro de la coraza, área de transferencia de calor y velocidad por el lado de la coraza

Para el dimensionamiento de la coraza se necesita establecer el diámetro, el área de transferencia de calor y velocidad por el lado de la coraza, para lo cual se tomó criterios de referencia como: el espaciamiento entre los tubos, el espaciamiento entre deflectores, etc.

$$1,25d_e < P_T < 1,33d_e \quad [AII.8]$$

$$1,25(0,1683m) < P_T$$

$$0,210375 m < P_T$$

$$P_T < 1,33(0,1683 m)$$

$$P_T < 0,223839 m$$

$$D_{ic} = (\sqrt{n_{tubos}} \times P_T) + P_T \quad [AII.9]$$

Para P_T se tomó el valor mínimo del rango

$$D_{ic} = (\sqrt{50} \times 0,210375m) + 0,210375m$$

$$D_{ic} = 1,6979m$$

$$\frac{1}{5}D_{ic} < B < D_{ic}$$

[All.10]

$$\frac{1}{5}(1,6979m) < B$$

$$0,33958 < B$$

$$B < 1,6979m$$

De igual manera se escogió el rango inferior

$$B = 0,3392m$$

$$C = P_T - d_e$$

[All.11]

$$C = 0,210375m - 0,1683m$$

$$C = 0,042m$$

$$A_f = \frac{D_{ic} \times B \times C}{P_T} \times \frac{1}{n_{pasos}}$$

[All.12]

$$A_f = \frac{1,6979m \times 0,3392 \times 0,042}{0,210375} \times \frac{1}{2}$$

$$A_f = 0,057m^2$$

$$v = \frac{\dot{m}}{A_f \times \rho_{aire}}$$

[All.13]

$$v = \frac{1800 \frac{kg}{h} \times \frac{1h}{3600s}}{0,057m^2 \times 0,05753 \frac{kg}{m^3}}$$

$$v = 7,25 \frac{m}{s}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externo

Cálculo de Reynolds

El número adimensional de Reynolds fue calculado en base a las propiedades del fluido que atraviesa la coraza, que en este caso es el aire, y para su completa resolución se determinó la longitud característica, considerando un arreglo triangular, debido a que este arreglo mejora la transferencia de calor.

$$Re = \frac{v \times \rho_{aire} \times L^*}{\mu_{aire}}$$

[AII.14]

$$Re = \frac{7,25 \left(\frac{m}{s}\right) \times 1,19850 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \times 0,119646(m)}{0,000018225 \frac{kg}{m \times s}}$$

$$Re = 57043,77$$

$$L^* = \frac{8 \times \left(0,43 \times P_T^2 - \frac{\pi d_e^2}{8}\right)}{\pi \times d_e}$$

[AII.15]

$$L^* = \frac{8 \times \left(0,43 \times 0,210375^2 m^2 - \frac{\pi \times 0,1683^2 m^2}{8}\right)}{\pi \times 0,1683 m}$$

$$L^* = 0,119646 m$$

Cálculo de Nusselt

El cálculo de Nusselt fue realizado, considerando que existen deflectores segmentados al 25 %.

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

[AII.16]

$$Nu = 0,36 \times 57043,77^{0,55} \times 0,7^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 132,003$$

$$h_e = \frac{k \times Nu}{L^*}$$

[All.17]

$$h_e = \frac{0,0264 \frac{W}{m \times K} \times 132,003}{0,119696 m}$$

$$h_e = 29,05 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Operación (Usucio)

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de operación, se calcula en base a la ecuación sin considerar resistencias y mediante la relación con la diferencia de temperaturas media logarítmica.

$$Q = U_s \times A_e \times LMTD$$

[All.18]

$$U_s = \frac{10060 W}{44,67 m^2 \times 10 K}$$

$$U_s = 22,52 \frac{W}{m^2 \times K}$$

$$A_e = \pi \times d_e \times L \times n_{tubos}$$

[All.19]

$$A_e = \pi \times 0,1683m \times 1,69m \times 50$$

$$A_e = 44,67m^2$$

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

[All.20]

$$LMTD = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)}$$

$$LMTD = \frac{(305 - 284) - (285 - 281)}{\ln\left(\frac{305 - 284}{285 - 281}\right)}$$

$$LMTD = 10,25 K$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de Diseño (U limpio)

Para el cálculo de coeficiente global de transferencia de calor de diseño, es preciso primero calcular el valor de la resistencia de conducción, para lo cual, se estableció la ecuación AII.23 de la resistencia de conducción. para ello también se estableció la conductividad térmica del material la que se obtuvo del trabajo de Héctor Sosa, que trabaja y compara con la familia de este PCM, porque el valor exacto no se encontró tabulado, por lo tanto, se asume de $0,3 \frac{W}{m \times K}$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{it}}{d_{ip}}\right)}{2 \times \pi \times k}$$

[AII.23]

Cálculo de diámetro interno del PCM líquido

En esta sección se calculó el radio para poder aplicar en la resistencia de conducción ya mencionada anteriormente.

$$V_{10\%} = \pi \times r^2 \times L \times n_{tubos}$$

[AII.24]

$$\sqrt{\frac{0,2231}{L \times \pi \times n_{tubos}}} = r$$

$$r = 9,8 E - 04$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0,15798}{0,000986725}\right)}{2 \times \pi \times 0,3 \frac{W}{m \times K}}$$

[AII.23]

$$R_{cond} = 1,59 \frac{W}{m \times K}$$

El coeficiente global de transferencia de calor de diseño se calculó a partir de las resistencias de conducción y el coeficiente de transferencia de calor por convección

externo, no se consideró el coeficiente de transferencia de calor por convección interno, debido a que se está considerando el proceso de descarga, el PCM está en el interior de los tubos, la resistencia de radiación tampoco se considera ya que no se está trabajando altas temperaturas.

$$U_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_{cond}} + \frac{1}{h_e}\right) \times A}$$

[AII.22]

$$U_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{2,069 \frac{W}{m \times K}} + \frac{1}{29,05 \frac{W}{m^2 \times K}}\right) \times 44,67m^2}$$

$$U_l = 29,84 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Cálculo de la resistencia de ensuciamiento (RE)

En esta sección se calculó el valor de la resistencia de ensuciamiento, relación que se tomó de bibliografía y se encuentra referenciada en la sección de metodología.

$$RE = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U_l}$$

[AII.25]

$$RE = \frac{1}{29,84} - \frac{1}{22,52}$$

$$RE = 0,011 \frac{m^2 \times K}{W}$$

Cálculo de la caída de presión

En el cálculo de la caída de presión se considera usar las unidades del sistema inglés, puesto que es una condición para poder utilizar el valor de fricción por lo cuál es la única sección que presenta estas unidades.

$$\Delta P_c = \frac{f \times G_c^2 \times D_{ic} \times (N + 1)}{2 \times g \times \rho \times L^*}$$
[AII.26]

$$N = \frac{L}{B}$$

[AII.27]

$$N = \frac{2,4m}{0,3392m}$$

$$N = 7,08$$

$$G_c = \frac{\dot{m}c}{A_f}$$

$$G_c = \frac{39,6832 \frac{lb}{h}}{0,6135 ft^2}$$

$$G_c = 6468,33 \frac{lb}{ft^2 \times h}$$

El factor f se calculó de grafica presentada en el Anexo I, Figura AI.2.

$$\Delta P_c = \frac{0,003 \times (6468,33)^2 \left(\frac{lb}{ft^2 \times h}\right)^2 \times 5,54 ft \times (7,08 + 1) \times 2}{2 \times 416793600 \frac{ft}{h^2} \times 748,20 \frac{lb}{ft^3} \times 7,87 ft \times 1}$$

$$\Delta P_c = 2,0E - 06 psi$$

Cálculo de la Eficiencia

Se calculó en base al fluido que limita la transferencia de calor, como se considera el proceso de descarga la relación se presenta en la Ecuación AII.28

$$\eta = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fs}}$$

[AII.28]

$$\eta = \frac{305 - 285}{305 - 281} \times 100$$

$$\eta = 83\%$$

