



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE COLOMBIA

Implementación de un intercambiador de calor con material de cambio de fase (PCM-HX) en un sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos

Daniel Alejandro Perilla Arango

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de ingeniería, Departamento mecánica y mecatrónica
Bogotá D.C., Colombia
2022

Implementación de un intercambiador de calor con material de cambio de fase (PCM-HX) en un sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos

Daniel Alejandro Perilla Arango

Trabajo final de maestría presentado como requisito parcial para optar al título de:
Magister en Ingeniería mecánica

En el plan de estudio de profundización

Directora:

Dr. -Ing. Sonia Lucía Rincón Prat

Línea de Investigación:

Almacenamiento térmico

Grupo de Investigación:

Biomasa y Optimización Térmica de Procesos – BIOT

Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Facultad de Ingeniería

Universidad Nacional de Colombia

Bogotá D.C., Colombia

2022

Declaración de obra original

Yo Daniel Alejandro Perilla declaro lo siguiente:

He leído el Acuerdo 035 de 2003 del Consejo Académico de la Universidad Nacional. De Colombia «Reglamento sobre propiedad intelectual» y la Normatividad Nacional relacionada al respeto de los derechos de autor. Esta disertación representa mi trabajo original, excepto donde he reconocido las ideas, las palabras, o materiales de otros autores.

Cuando se han presentado ideas o palabras de otros autores en esta disertación, he realizado su respectivo reconocimiento aplicando correctamente los esquemas de citas y referencias bibliográficas en el estilo requerido.

He obtenido el permiso del autor o editor para incluir cualquier material con derechos de autor (por ejemplo, tablas, figuras, instrumentos de encuesta o grandes porciones de texto).

Por último, he sometido esta disertación a la herramienta de integridad académica, definida por la universidad.



Daniel Alejandro Perilla Arango.

Fecha 15/03/2022

Agradecimientos

A la Universidad Nacional De Colombia, Sede Bogotá, en especial, al Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica por todo el apoyo recibido durante el proceso de estudio.

A los miembros del Grupo de Investigación en Biomasa y Optimización Térmica de Procesos – BIOT, en especial a la Dr.-Ing Sonia Lucía Rincón Prat, la cual dedico arduamente tiempo y conocimiento académico para hacer realidad este trabajo de maestría.

A la empresa CIA-MSI S.A.S. y al señor John Martin Valenzuela los cuales con amabilidad y ámbito de ayudar a la academia permitió la intervención de los equipos de producción de la fábrica para la presente investigación.

A la empresa Imocom S.A.S. Que brindó apoyo con instrumentos de medición, tiempo de asesoría e información detallada sobre las máquinas involucradas en la implementación propuesta.

A mi esposa Paola Duarte, quien siempre me impulso a continuar y fue mi apoyo emocional durante el proceso de formación.

Resumen

Implementación de un intercambiador de calor con material de cambio de fase (PCM-HX) en un sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos

El interés de lograr cada vez más eficiencia energética en los procesos y reducir la huella de carbono y el calentamiento global, son los principales pilares para buscar sistemas cada vez más eficientes. El uso de sistemas de almacenamiento térmico PCM permite aprovechar, estabilizar y almacenar energía térmica para su posterior uso, lo cual permite mejorar significativamente un proceso si se realiza un correcto diseño. En el presente trabajo se estudió un sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos, al conocer las oscilaciones de temperatura del líquido refrigerante se diseñó analíticamente un intercambiador de cambio de fase PCM-HX con geometría de aletas tipo persiana y tubos planos que ayuda a reducir las oscilaciones de temperatura presentes en el sistema. Se encontró una mejora en la estabilidad de las temperaturas del líquido refrigerante al integrar el PCM-HX, reduciendo las oscilaciones hasta un 50%, adicionalmente evidenció que el chiller opera en ciclos más largos de encendido y apagado, lo que significa una reducción del consumo energético del 11%. Los resultados encontrados permiten explorar nuevas alternativas de implementación de acumuladores de energía térmica, con lo cual se pueden tener una disminución importante en el consumo eléctrico y sistemas de refrigeración más estables contribuyendo en la reducción de la huella de carbono.

Palabras clave: Material de cambio de fase, eficiencia energética, almacenamiento térmico de frío.

Abstract

Implementation of a phase change material heat exchanger (PCM-HX) in a thermoplastic injection mold cooling system

The interest in achieving more energy efficiency in processes and decreasing the carbon footprint and global warming are the main pillars for seeking increasingly efficient systems. The use of PCM thermal storage systems allows the use, stabilization and storage of thermal energy for later use, which allows a process to be significantly improved if a correct design is carried out. In the present work, a cooling system for thermoplastic injection molds was studied. Knowing the temperature oscillations of the cooling liquid, a phase change exchanger (PCM-HX) with louvered fin and flat tubes geometry is analytically designed to help reduce the temperature oscillations present in the system. An improvement was found in the stability of coolant temperatures by integrating the PCM-HX, reducing oscillations up to 50%, additionally it was shown that the chiller operates in longer cycles on and off, which means a reduction in power consumption up to 11%. The results found allow us to explore new alternatives for the implementation of thermal energy storages, which can lead to a significant decrease in electricity consumption and more stable refrigeration systems, contributing to the reduction of the carbon footprint.

Keywords: Phase change material, energy efficiency, cool thermal storage.

Lista de figuras

Figura 2-1: Distribución del consumo de energía en una máquina inyectora hidráulica [24] (con textos en idioma español).....	6
Figura 3-1: Diferencias entre intercambiadores de flujo paralelo y flujo cruzado con sus perfiles asociados de temperatura.....	8
Figura 3-2: Intercambiadores de calor compactos. (a) intercambiador de aletas y tubos planos. (b) intercambiador de aletas planas y tubos circulares. (c) intercambiador de aletas y tubos circulares. (d) intercambiador de placas y aletas. (e) intercambiador de placas y aletas con múltiples pases. Figura traducida de [27].	10
Figura 3-3: Diagrama de flujo de las etapas involucradas en el desarrollo de un TES [13].	14
Figura 3-4: Diagrama de flujo de la metodología propuesta para la implementación.....	14
Figura 4-1: Distribución de la planta de inyección de CIA-MSI S.A.S., en líneas punteadas el lugar de instalación de instrumentos de medición e instalación del PCM-HX.	16
Figura 4-2: Esquema detallado de la implementación planteada.	17
Figura 4-3: Fotografía de los instrumentos instalados.	18
Figura 4-4: Variación de la temperatura del líquido refrigerante en el circuito.	21
Figura 5-1: Comportamiento objetivo de la temperatura en el intercambiador.....	26
Figura 5-2: Principio de un PCM-HX, a la izquierda la configuración básica, a la derecha el rendimiento general de la acumulación de energía térmica cuando $T_{in} < T_{out}$, la línea punteada indica el almacenamiento térmico de calor sensible antes de empezar la liberación de energía por cambio de fase [32].28	
Figura 5-3: Geometrías propuestas para el PCM-HX	29
Figura 5-4: Configuración de las celdas de PCM, asumiendo temperatura constante sobre las superficies de las aletas de cobre.	30
Figura 5-5: Comportamiento esperado durante la fusión del PCM a medida que avanza el tiempo en una celda que contiene PCM en forma de prisma triangular, un recipiente tubular y un recipiente rectangular	31
Figura 5-6: Tasa adimensional de almacenamiento de calor para diferentes tipos de celdas, Imagen adaptada de Hirata et al [35].	32
Figura 5-7: Relación entre el diámetro equivalente y el área transversal de la celda	33
Figura 5-8: Configuración de los tubos planos, en intercambiador seleccionado.....	35
Figura 5-9: Dimensiones del intercambiador propuesto.	40
Figura 6-1: Montaje del PCM-HX en la red de refrigeración del molde.	42
Figura 6-2: Instalación de registradores de consumo eléctrico.	43
Figura 6-3: Descarga completa del PCM-HX, con 22.14 l/min.	44
Figura 6-4: Descarga completa del PCM-HX, con 62.82 l/min.	45
Figura 6-5: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 1.....	47
Figura 6-6: Consumo energético del chiller durante la prueba 1.....	48
Figura 6-7: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 2.....	48

Figura 6-8: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 2.	49
Figura 6-9: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 3.....	50
Figura 6-10: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 3.	50
Figura 6-11: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 4.....	51
Figura 6-12: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 4	51
Figura 6-13: Ciclo de carga y descarga prueba 2	53
Figura 6-14: Ciclo de carga y descarga prueba 3	55
Figura 6-15: Consumo instantáneo del chiller cuando está en el circuito el PCM-HX y cuando no, alienando desde el apagado del chiller.....	56
Figura 6-16: Comportamiento de las celdas en el PCM-HX durante el cambio de fase.....	57

Lista de tablas

Tabla 3-1: Materiales de cambio de fase típicos usados para almacenamiento de energía [28].	11
Tabla 3-2: Materiales comerciales para almacenamiento de frío [12,29].	12
Tabla 4-1: equipos utilizados en la fábrica CIA-MSI S.A.S.	16
Tabla 4-2: Derivaciones posibles de acuerdo a las posiciones de las válvulas.	18
Tabla 4-3: Especificaciones técnicas del registrador de temperaturas.	19
Tabla 4-4: Especificaciones técnicas del caudalímetro.	19
Tabla 4-5: Especificaciones técnicas del caudalímetro.	20
Tabla 4-6: Valores estadísticos del comportamiento de la temperatura en las pruebas preliminares.	21
Tabla 4-7: datos de cálculo de refrigeración.	23
Tabla 5-1: Materiales PCM en el rango de temperaturas del proceso.	24
Tabla 5-2: Propiedades termofísicas del PCM RT10-HC.	25
Tabla 5-3: Comparación de diferentes tipos de intercambiador usados como sistemas de almacenamiento térmico con PCM [31].	27
Tablas 5-4: Números adimensionales requeridos para la solución analítica de acuerdo a las características de la celda y el PCM RT-10HC.	34
Tabla 5-5: Parámetros de transferencia de calor en el lado del PCM.	35
Tabla 5-6: Parámetros de los tubos planos del intercambiador.	36
Tabla 5-7: parámetros de diseño del intercambiador, lado de los tubos planos	37
Tabla 5-8: Parámetros de diseño para el intercambiador de calor.	38
Tabla 5-9: Parámetros de configuración Intercambiador propuesto.	39
Tabla 5-10: Parámetros hallados por el método NTU.	41
Tabla 6-1: lista de pruebas realizadas en producción continua.	46
Tabla 6-2: Carga térmica calculada para las pruebas 1 y 2.	47
Tabla 6-3: Carga térmica calculada para las pruebas 1 y 2.	49
Tabla 6-4: valores de temperatura 1 y 2.	52
Tabla 6-5: ciclos de carga y descarga del PCM-HX	53
Tabla 6-6: valores de temperatura 3 y 4.	54
Tabla 6-7: Ciclos de carga y descarga del PCM-HX en la prueba 3.	55

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
A	Área	m^2	$\iint dx dy$
A	Ancho total del intercambiador	m	Tabla 5-8
Ar	Número de Arquímedes	1	Tabla 5-4
B	Longitud total intercambiador	m	Tabla 5-8
C	Abreviación de Bareiss	1	Tabla 5-4
C	Profundidad total del intercambiador	m	Tabla 5-8
C_p	Calor específico	$\frac{J}{kg K}$	$\frac{\partial C}{\partial m}$
C_{max}	Capacidad calorífica máxima	$W/^\circ C$	$\dot{m}C_p$
C_{min}	Capacidad calorífica mínima	$w/^\circ C$	Ecuación 5-12
D	Diámetro	m	Figura 5-9
d'	altura en el interior del tubo plano	m	Figura 5-10
\dot{E}	Razón de transferencia neta de energía	W	
e'	Ancho del interior del tubo plano	m	Figura 5-9
Fo	Numero de Fourier	1	Tabla 5-4
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$	$\frac{d^2y}{dt^2}$
Gr	Número de Grasoft	1	Tabla 5-4
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$\frac{W}{m K}$	
k	Conductividad térmica	$\frac{m K}{W}$	
L_c	Longitud característica	m	Ecuación 5-3
m	Masa	kg	
\dot{m}	Flujo másico	$\frac{kg}{s}$	
Nu	Número de Nusselt	1	$\frac{hL_c}{k}$
\overline{Nu}	Número de Nusselt promedio	1	Tabla 5-4
NTU	Número de unidades de transferencia	1	Ecuación 5-2
Pr	Número de Prandtl	1	Tabla 5-4
\dot{Q}	Flujo de calor	W	
Q	Caudal	$\frac{l}{min}$	$\vec{V}A$
Re	Número de Reynolds	1	Ecuación 5-8
Ste	Número de Stefan	1	Tabla 5-4
t	Tiempo	s	
T	Temperatura	$^\circ C$	
U	Coeficiente total de trasferencia de calor	$\frac{W}{m K}$	Ecuación 5-9
V_l	volumen libre del intercambiador	m^3	Ecuación 5-7
X	Eje de coordenadas horizontal	1	
Y	Eje de coordenadas vertical	1	

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
α	Difusividad térmica	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{\lambda}{\rho c_p}$
β	Coeficiente de expansión térmica	$\frac{1}{K}$	$\frac{\partial V}{\partial T}$
ΔT	Diferencia de temperatura	$^{\circ}C$	$T_{out} - T_{in}$
Δh	Diferencia de entalpía		
ε	Efectividad	1	Tabla 3-1
η	Densidad de área	$\frac{m^2}{m^3}$	Tabla 5-6
λ	Calor latente de fusión	$\frac{J}{kg}$	
μ	Viscosidad dinámica	$\frac{kg}{m \cdot s}$	
ν	Viscosidad cinemática	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{\mu}{\rho}$
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{m}{V}$
ρ'	Relación de densidad PCM	$\frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}}$	
τ_a	Tiempo Adimensional	1	Ecuación 5-1
ω	relación del volumen total del intercambiador y el volumen libre	1	Ecuación 5-7

Subíndices

subíndice	Término
a	Difusividad térmica
PCM	Material de cambio de fase
diseño	Diseño
HX	Intercambiador de calor
i	Inicial
in	Entrada
liq	Líquido
o	Objetivo
out	Salida
h	Hidráulico
ml	Media logarítmica
max	Máximo
s	Superficie
sol	Sólido
PCM	Material de cambio de fase
LR	Líquido refrigerante
u	Unitario
T	Total

Contenido

<u>Pág.</u>	
Resumen	VII
Abstract	VIII
Lista de figuras	IX
Lista de tablas	XI
Lista de Símbolos y abreviaturas	XII
1. Introducción:	1
2. Planteamiento del problema	5
2.1 Objetivo general y objetivos específicos.....	7
2.1.1 Objetivo general	7
2.1.2 Objetivos específicos.....	7
3. Marco teórico	8
3.1 Intercambiadores de calor.....	8
3.2 Materiales de cambio de fase para almacenamiento de frío	11
3.3 Sistemas de acumulación de energía térmica	13
3.4 Metodología de solución del problema.....	14
4. Caracterización del sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos	15
4.1 Información general de la red de refrigeración	15
4.2 Instalación de equipos y toma de datos de la red de refrigeración de moldes ..	17
4.3 Equipos de medición utilizados	19
4.4 Análisis de la temperatura	20
4.5 Cálculo de la carga térmica	22
5. Diseño del PCM-HX	24
5.1 Selección tipo de intercambiador a implementar	26
5.2 Análisis de los fenómenos de transferencia de calor en el intercambiador de cambio de fase (PCM-HX)	28
5.2.1 Análisis del proceso de fusión y de transferencia de calor en el PCM:	30
5.2.2 Análisis del proceso de transferencia de calor en el líquido refrigerante:.....	35
5.2.3 Dimensionamiento del intercambiador de calor PCM-HX	37
5.2.4 Validación de diseño con el método NTU para el PCM-HX propuesto.....	40
6. Resultados y análisis	42
6.1 Montaje	42
6.2 Pruebas de descarga del PCM-HX.....	43
6.3 Pruebas de rendimiento en producción	46
6.4 Análisis de pruebas 1 y 2	52
6.5 Análisis de pruebas 3 y 4	54
6.6 Análisis del proceso de fusión en la celda	56

7. Conclusiones y trabajos futuros	58
7.1 Conclusiones.....	58
7.2 Trabajos futuros	59
8. Bibliografía	60

1. Introducción:

El aumento continuo en el nivel de emisiones de gases de efecto invernadero y en el uso de energía a nivel mundial, constituyen una de las mayores problemáticas actuales. Hoy en día las necesidades globales de energía aumentan anualmente un 1.3 % desde el 2020 llegando, de acuerdo a proyecciones, a 670 EJ para el 2030 [1]. Ésta es la principal motivación detrás de los esfuerzos para utilizar de manera más efectiva las diversas fuentes de energía disponibles. El desarrollo de tecnologías eficientes y la recuperación de calor residual industrial son cada vez más importantes para enfrentar los problemas de crisis energética y contaminación ambiental. Bajo este concepto, el almacenamiento de energía térmica y eléctrica es de particular interés para los investigadores de todo el mundo, ya que se relaciona directamente con la utilización eficiente de combustibles convencionales y recursos renovables [2].

De manera global la economía se ha ido desarrollando de manera acelerada, requiriendo una mayor demanda de energía. La energía tiene varias formas, incluyendo química, eléctrica, térmica, radiante (lumínica), nuclear y mecánica (potencial y cinética). Por tanto es parte integral de nuestra vida cotidiana. La energía se puede convertir de una forma a otra, y está directa o indirectamente relacionada con todo lo que nos rodea. La energía se puede dividir en dos categorías principales, energías renovables y no renovables [3].

Las energías no renovables tienen un suministro limitado porque no se pueden crear una y otra vez. Las fuentes de energía no renovables incluyen petróleo, gas natural, carbón y energía nuclear. Entre estas fuentes no renovables, el petróleo, el gas natural y el carbón se denominan combustibles fósiles, que han sido la principal fuente comercial de energía en el mundo de hoy [4]. Las energías renovables son aquellas que pueden ser reemplazadas o regeneradas a partir de una fuente natural. Las fuentes de energía renovable incluyen hidroeléctrica, geotérmica, solar, eólica, biomasa y mareomotriz, entre otras [5]. Actualmente se tiene una gran dependencia de las fuentes de energías no renovables y se busca decelerar su uso generando mayor participación de energías renovables e implementación de sistemas cada vez más eficientes.

En el sector industrial se encuentran los más altos consumos energéticos debido a los procesos internos de transformación. A nivel mundial este sector consume alrededor del

32 % a 35 % de toda la energía primaria global [6] que actualmente está dominado por los combustibles fósiles en particular el carbón. Esto causa que se generen altas emisiones de CO₂, adicionando que el sector industrial es responsable de la liberación de grandes cantidades de calor residual al medio ambiente. Este calor es liberado por medio de gases de escape, medios de enfriamiento, calor desperdiciado de las superficies no aisladas de los equipos, productos y procesos que en su aplicación generan calentamiento térmico en general [7]. En los procesos de producción se debe satisfacer de manera continua uno o más formas de energía, donde regularmente se desperdicia energía en su conversión. Para contribuir en la reducción de huella de carbono en la industria, una forma efectiva es mejorar la eficiencia energética de los procesos, donde el desarrollo de sistemas y métodos de captura, acumulación y reutilización de energía son las mejores alternativas para lograr este objetivo [8].

Una de las opciones para mejorar la eficiencia energética es desarrollar dispositivos y sistemas de almacenamiento de energía que permitan reducir las intermitencias que se generen entre el suministro y el proceso. Su implementación no solo puede mejorar la estabilidad sino hay mejoras de la eficiencia al solventar las cargas pico de los procesos permitiendo que los sistemas funcionen de manera más uniforme. Las diferentes formas de energía que pueden almacenarse son mecánica, eléctrica y térmica [9]. En el almacenamiento térmico, existe un potencial significativo para la recuperación de calor en los procesos de calentamiento y enfriamiento ya que en algunos casos se desperdicia hasta el 50 % del calor generado [10]. La energía térmica se puede almacenar en un material de tres formas: como calor sensible, como calor latente y almacenamiento termoquímico; también se puede presentar en una combinación de los tres anteriores. El calor sensible utiliza la capacidad calorífica de un material para ceder o almacenar energía. La cantidad de energía almacenada depende del calor específico, la masa del material y de los cambios de temperatura del proceso. El almacenamiento de energía por calor latente se basa en la absorción o liberación de calor cuando el material de almacenamiento sufre un cambio de fase de sólido a líquido o de líquido a gas o viceversa. La capacidad de almacenamiento del material se relaciona directamente con la energía requerida para que se genere el cambio de fase, este tipo de almacenamiento se puede combinar con el almacenamiento de energía sensible. Los sistemas termoquímicos dependen de la energía absorbida o liberada para romper y reformar los enlaces moleculares en una reacción química completamente reversible, en este caso, la

energía acumulada depende de la cantidad de material de almacenamiento, el calor de reacción y el grado de conversión de la reacción [11]. Entre las técnicas de almacenamiento de energía presentadas, el almacenamiento de energía térmica por calor latente es particularmente atractivo debido a su capacidad de proporcionar una alta densidad energética de almacenamiento y un comportamiento isotérmico en la región de cambio de fase del material, adicionalmente, algunos materiales manejan una alta estabilidad térmica, manteniendo sus propiedades termofísicas sin degradarse con el tiempo. Estas características mencionadas son valoradas para almacenar energía a altas temperaturas o a bajas temperaturas permitiendo tener un mejor control en los procesos industriales [12]. Los sistemas de almacenamiento térmico pueden dividirse de acuerdo a las temperaturas de almacenamiento en sistemas para almacenamiento de frío, a temperaturas menores a 25 °C; sistemas de almacenamiento de energía a baja temperatura, entre 25 °C y 100 °C, sistemas de almacenamiento de energía a temperatura media, entre 100 °C y 300 °C y almacenamiento de energía a alta temperatura, de 300 °C en adelante [13]. Se han obtenido resultados positivos en la implementación de almacenamiento térmico en frío en aplicaciones industriales y residenciales, encontrando reducción de consumo energético. Pop et al. [15] después de evaluar la eficiencia energética por medio de modelos matemáticos encontró que con un PCM en un sistema de aire acondicionado, se pueden lograr ahorros del 7 % al 41 % en el consumo de energía eléctrica en función de las condiciones particulares estudiadas. Venegas et al. [16] a través de un modelo computacional en EnergyPlus® estudiaron la implementación de un sistema de almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase para reducir los requerimientos energéticos necesarios en horas pico, en los sistemas de enfriamiento por agua usados en la climatización de un edificio comercial de Santiago de Chile, en esta investigación se concluye que el consumo de energía del sistema de refrigeración se reduce en un 7,8 % durante el tiempo analizado. Zhang et al. [17] estudiaron el rendimiento del sistema de aire acondicionado de la Terminal 3 del Aeropuerto Internacional de Xi'an Xianyang que implementa un banco de hielo como almacenamiento térmico, el cual le permite al sistema aprovechar las bajas temperaturas de la noche para almacenar energía y utilizarla en el día permitiendo ahorrar energía en un 5 % e incrementando la capacidad almacenada en un 20 %. Said et al. [18] presentaron una novedosa técnica para mejorar el rendimiento de una unidad de aire acondicionado mediante el uso del almacenamiento de energía térmica a baja temperatura con placas PCM acopladas al condensador, encontrando ahorros

energéticos entre el 5,4 % y el 6,7 %. Allouche et al. [19] realizaron una simulación de un sistema de aire acondicionado solar integrando un PCM y concluyeron que la aplicación de almacenamiento de calor latente con PCM, como almacenamiento de energía térmica a baja temperatura, es muy recomendable para el enfriamiento solar, aportando estabilidad al sistema y mejorando la eficiencia energética. Para concluir Du et al. [20] estudiaron el rendimiento de una caja portátil de enfriamiento integrando materiales de cambio de fase como almacenamiento térmico, realizando un modelo matemático y validando experimentalmente que los sistemas PCM pueden prolongar el almacenamiento a bajas temperaturas hasta por 46,5 horas.

De acuerdo a los beneficios que se han evidenciado en múltiples aplicaciones de almacenamiento de frío, se propone una implementación en la red de refrigeración para el proceso de moldeo por inyección de termoplásticos. El moldeo por inyección ha sido el método más popular para fabricar productos de plástico debido a su alta eficiencia y versatilidad de manufactura. Éste proceso incluye tres etapas importantes: etapa de llenado de la cavidad, etapa de enfriamiento y etapa de apertura y expulsión de la pieza moldeada del molde. Entre estas etapas, la etapa de enfriamiento es importante porque afecta principalmente la productividad y la calidad del moldeo. Un diseño apropiado del molde y un suministro de refrigeración estable permite reducir el tiempo de enfriamiento, aumentar la productividad y minimizar defectos en el producto como marcas de hundimiento, contracciones, tensiones residuales y faltas de llenado [21]. Por estas razones implementar un sistema para mejorar la estabilidad y la eficiencia térmica en el enfriamiento de dicho proceso, trae beneficios adicionales como menor consumo energético y repetitividad dimensional de las piezas moldeadas, teniendo un impacto significativo en toda la cadena de producción. El enfoque de este trabajo está en brindar mejoras tangibles en el proceso usando un sistema de acumulación de energía térmica. Gracias a los resultados positivos al optimizar el proceso de refrigeración del molde, se contribuye en la investigación de tecnologías de eficiencia energética.

2. Planteamiento del problema

De acuerdo al Consejo Mundial de la Energía, “Las mejoras en eficiencia energética se refieren a la reducción de la energía utilizada para un determinado servicio (calefacción, iluminación, ventilación, transporte de material etc.) [22]. El servicio primario más popular en la industria moderna es la electricidad, y en un sub grupo se encuentra los servicios de aire comprimido, refrigeración y calefacción, los cuales se pueden generar a partir de la primera. Por ejemplo en la manufactura de empaques y productos plásticos alrededor del 70 % al 80 % del producto terminado se fabrica mediante el proceso de moldeo por inyección [23] el cual requiere calefacción, refrigeración, y algunas veces aire comprimido, servicios que se generan a partir de electricidad. El proceso de moldeo por inyección de termoplásticos consiste en el calentamiento de la materia prima, que es el termoplástico, hasta su punto de fusión donde se vuelve maleable, permitiendo su dosificación en un molde con las geometrías que se buscan formar. Después del calentamiento se produce un enfriamiento del termoplástico para que se solidifique adquiriendo la forma deseada. En el proceso de inyección de termoplásticos se puede distinguir los consumos energéticos en diferentes etapas o subprocesos. Un ejemplo se muestra en la figura 2-1, donde se encuentra 5 grupos principales de requerimiento de energía para lograr la conversión de la materia prima. El sistema de control y potencia hidráulica de la máquina representan alrededor del 50 % de la energía requerida, mientras que los procesos de calentamiento del material puede estar entre 10 % al 20 %. En los recursos y servicios periféricos para el proceso, la mayor proporción de consumo se identifica en la energía necesaria para enfriar el molde, con el 20 % y finalmente el aire comprimido, la manipulación y transporte de los materiales representan cada uno un 10 % [24].

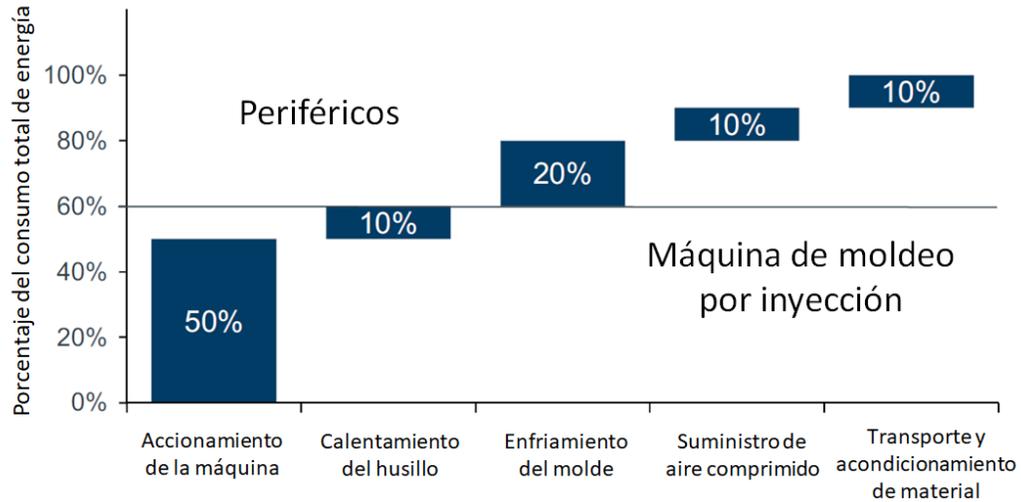


Figura 2-1: Distribución del consumo de energía en una máquina inyectora hidráulica [24] (con textos en idioma español).

¿Cómo se podría hacer más eficiente este proceso?

Después de los sistemas motrices de la máquina inyectora el segundo sistema de mayor demanda energética es el sistema de enfriamiento para el molde, con proporciones que van del 11 a un 52 % [25] dependiendo de las condiciones, tecnologías y parámetros de cada proceso específico. El fluido refrigerante más usado en este tipo de procesos es el agua. Para suministrar el agua en el proceso se implementan enfriadores, donde los enfriadores de agua por compresión de refrigerante son los más utilizados para reducir la temperatura del agua en rangos de 6 °C a 18 °C que es la temperatura comúnmente utilizada para el enfriamiento de moldes que procesan termoplásticos [26].

En general en una planta de producción de termoplásticos se tiene un enfriador de agua centralizado que suministra agua fría a múltiples maquinarias y procesos por medio de una red de bombeo. Debido a que las cargas térmicas son intermitentes, variables y en especial el tipo de control de algunos enfriadores que no logran mantener la temperatura en un valor fijo, se presentan continuos cambios de temperatura que pueden generar pequeñas variaciones en el proceso perdiendo eficiencia de producción. Por consiguiente reducir las variaciones de temperatura del fluido refrigerante causará un impacto positivo en todo el proceso de manufactura. Para lograr este objetivo la implementación de un sistema de almacenamiento de frío, por calor latente gracias a materiales de cambio de fase (PCM) puede ser una solución, ya que se dispone comercialmente de materiales que operen en el rango de temperaturas del fluido refrigerante del proceso a evaluar y se

han realizado trabajos e investigaciones de implementaciones similares que han traído resultados positivos no solo logrando reducir las variaciones de temperatura sino mejorando la eficiencia energética de los procesos.

Buscando reducir las variaciones de temperatura del fluido refrigerante se propone en esta investigación el estudio de las condiciones específicas de un proceso de inyección de termoplásticos en una planta en Bogotá - Colombia, para implementar un intercambiador de calor con materiales de cambio de fase (PCM-HX) en el suministro de agua fría. Se realizará la evaluación de su desempeño esperando un mejoramiento en la eficiencia energética y obtener mayor estabilidad térmica en el sistema de refrigeración intervenido.

2.1 Objetivo general y objetivos específicos

2.1.1 Objetivo general

Evaluar el impacto de la implementación de un intercambiador de calor con material de cambio de fase (PCM-HX) en la estabilización de la temperatura y la eficiencia térmica de un sistema de refrigeración para moldes de inyección de termoplásticos.

2.1.2 Objetivos específicos

- Realizar una preselección de los materiales de cambio de fase (PCM) que sean aplicables al proceso de enfriamiento de agua, con base en una revisión bibliográfica, teniendo en cuenta las condiciones de operación y diseño requerido considerando la disponibilidad comercial de los materiales.
- Diseñar y construir un intercambiador de calor con PCM y caracterizar su comportamiento bajo las condiciones térmicas del proceso definidas en el objetivo específico anterior.
- Integrar el intercambiador de calor diseñado en el sistema de enfriamiento de un molde de inyección de plásticos y evaluar su desempeño en la estabilización de la temperatura de enfriamiento y en la eficiencia térmica del sistema.

3. Marco teórico

3.1 Intercambiadores de calor

Se puede llamar intercambiador de calor a todo dispositivo donde se tiene un intercambio de calor entre dos fluidos totalmente independientes, a temperaturas diferentes, separados por una pared que impide que sean mezclados. Este tipo de dispositivos son muy comunes en aplicaciones de ingeniería. Se pueden encontrar en la industria aeroespacial, automovilística, generación de energía, HVAC, energías renovables entre muchas otras aplicaciones [27]. Un esquema simple de un intercambiador de calor se muestra en la figura 3-1, donde se presentan dos fluidos que están circulando a través de dos tubos concéntricos con sus entradas y salidas en los extremos. La dirección de los fluidos tiene dos opciones posibles, la primera es tomar la misma dirección de manera paralela y la segunda opción en direcciones contrarias, es decir contraflujo.

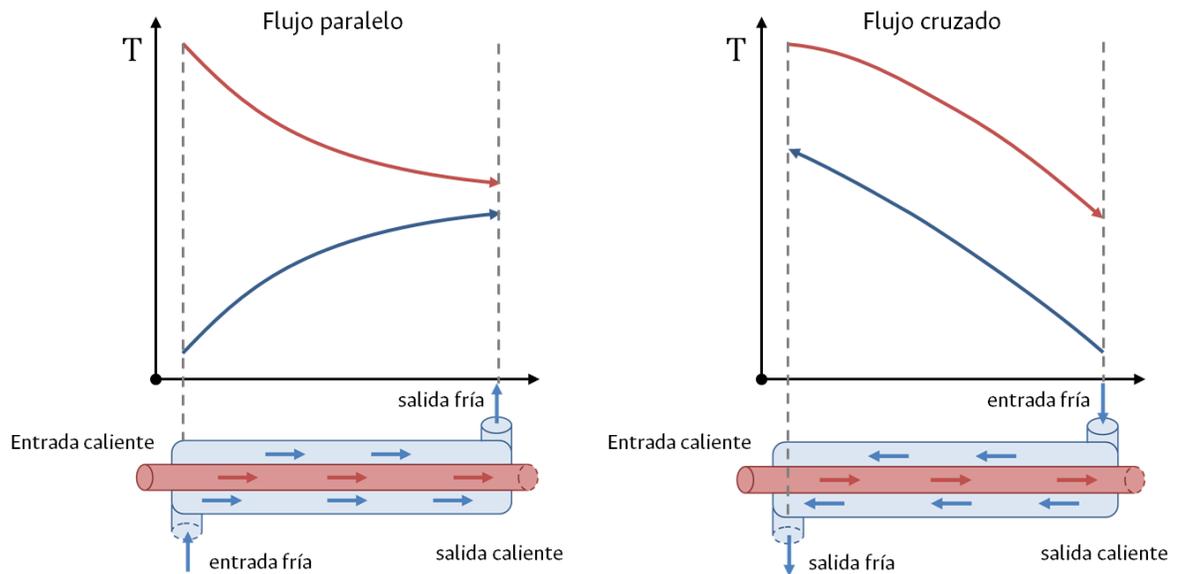


Figura 3-1: Diferencias entre intercambiadores de flujo paralelo y flujo cruzado con sus perfiles asociados de temperatura.

Como los fluidos están a temperaturas diferentes se llamara al de menor temperatura como fluido frío y el de mayor temperatura como fluido caliente. A medida que los fluidos avanzan por el intercambiador el fluido caliente se enfría y el fluido frío se calienta. Los fenómenos de transferencia de calor presentes en los intercambiadores están dominados

por convección entre los fluidos y conducción en la pared que los divide. Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de acuerdo al arreglo de los fluidos y a su tipo de construcción.

Existen arreglos alternativos a los que se muestran en la figura 3-1, se pueden encontrar intercambiadores de flujo cruzado, en donde los fluidos avanzan de manera perpendicular entre ellos, también se pueden dividir en intercambiadores de flujos mezclados o no mezclados, dependiendo si el fluido se separa en diferentes caminos o se puede mezclar a medida que avanza en el intercambiador. En la figura 3-2 se muestra la configuración de varios tipos de intercambiadores de flujo cruzado. Existen clasificaciones más específicas para diferentes tipos de intercambiadores, por ejemplo los intercambiadores de coraza tubo, se pueden clasificar dependiendo el número de pasos que tiene el fluido que atraviesa por la coraza, y el número de pasos del fluido que avanza por los tubos.

En la industria existe un tipo de intercambiadores llamados compactos, en donde la geometría es optimizada de tal manera que se obtiene una alta área superficial en contacto con los fluidos manteniendo un bajo volumen total del intercambiador. En este tipo de intercambiadores, se pueden conseguir valores de densidad de área $\eta \geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos y $\eta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ en gases [27]. Esto se logra implementando arreglos densos de aletas y/o pasajes que obligan al fluido a separarse en pequeñas corrientes teniendo mayor área de contacto con el intercambiador aumentando la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos. Estos intercambiadores se usan normalmente en aplicaciones donde se tienen limitaciones de espacio o cuando los fluidos o solo uno de fluidos tienen un coeficiente de transferencia de calor por convección muy pequeño.

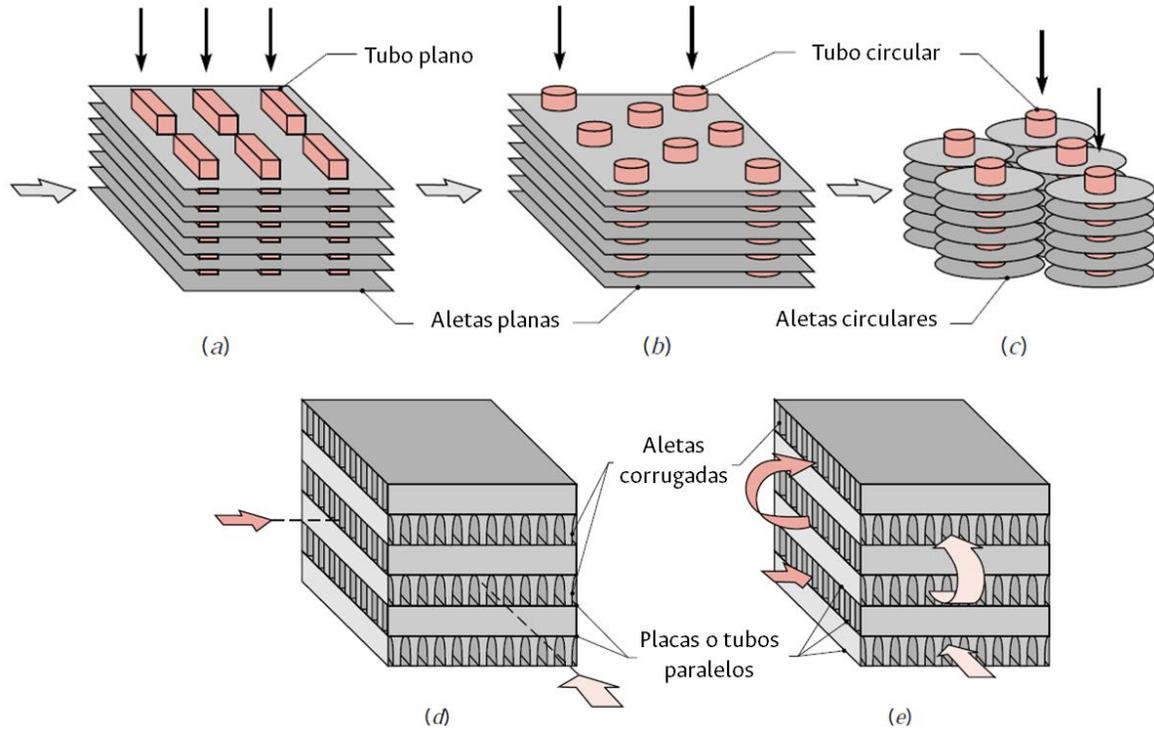


Figura 3-2: Intercambiadores de calor compactos. (a) intercambiador de aletas y tubos planos. (b) intercambiador de aletas planas y tubos circulares. (c) intercambiador de aletas y tubos circulares. (d) intercambiador de placas y aletas. (e) intercambiador de placas y aletas con múltiples pases. Figura traducida de [27].

Un ejemplo de aplicación de intercambiadores compactos se encuentra típicamente en la refrigeración de agua o aceite con aire. Generalmente se utiliza un intercambiador de tubos planos y aletas con persianas en donde el líquido fluye a través de los tubos y el aire al tener menor coeficiente de transferencia de calor atraviesa por las aletas las cuales incrementan el área superficial de contacto con el aire, para que el tamaño del intercambiador tenga unas dimensiones reducidas.

Para las aplicaciones industriales se pueden implementar intercambiadores de calor de diferentes tipos dependiendo la aplicación, tipo de fluidos, condiciones de operación, tipo de materiales de construcción, entre otras consideraciones como la corrosión de los fluidos, temperaturas y presiones de operación. Se debe buscar seleccionar el modelo más adecuado que cumpla con la transferencia de calor requerida en cada proceso.

3.2 Materiales de cambio de fase para almacenamiento de frío

Los materiales de cambio de fase (PCM) son utilizados para almacenar energía durante su transición de sólido a líquido y viceversa. Estos materiales tienen características atractivas de para su uso en sistemas de acumulación de energía gracias a que almacenan grandes cantidades de energía en un rango estrecho de temperatura. En la tabla 3-1 se encuentra un listado de PCM típicos usados en sistemas de acumulación de energía, mientras mayor sea la entalpía de cambio de fase mayor almacenamiento de energía se puede lograr.

Tabla 3-1: Materiales de cambio de fase típicos usados para almacenamiento de energía [28].

Material	Temperatura de fusión (°C)	Entalpía de fusión (kJ/kg)
Soluciones de agua y sales	-100 a 0	200 a 300
Agua	0	330
Clatratos	-50 a 0	200 a 300
Parafinas	-20 a 100	150 a 250
Sales hidratadas	-20 a 80	200 a 600
Alcoholes	20 a 450	200 a 450
Nitratos	120 a 300	200 a 700
Hidróxidos	150 a 400	500 a 700
Cloruros	350 a 750	550 a 800
Carbonatos	400 a 800	600 a 1000
Fluoruros	700 a 900	Mayores de 1000

Para el caso de acumulación de energía en enfriamiento de moldes de inyección las temperaturas de trabajo deben estar por debajo de la temperatura ambiente. En la tabla 4-2 se presenta una compilación de PCM para aplicaciones en que se requiere acumulación en el rango de temperaturas de 0 °C a 20 °C.

Tabla 3-2: Materiales comerciales para almacenamiento de frío [12,29].

Nombre del Material	Tipo	Temperatura de fusión (°C)	Entalpía de fusión (kJ/kg)
Agua	-	0	330
RT 3	parafina	3	198
RT 4	parafina	4	182
Solución salina TEAP	Solución salina	4	105
RT5	parafina	5 a 9	205
RT6	parafina	8	140
Climsel C7	Sh	7	130
Solución salina TEAP	Solución salina	7	300
Ácido fórmico	Acido fórmico	7.8	247
RT10HC	parafina	9	200
A10 pluslce PCM	parafina	10	210
Solución salina TEAP	Solución salina	10	170
A12 pluslce PCM	parafina	12	215
Solución salina TEAP	Solución salina	15	175
Solución salina TEAP	Solución salina	18	175
A20 pluslce PCM	parafina	20	160

Para seleccionar correctamente un material de cambio de fase para aplicaciones de enfriamiento es importante tener las siguientes consideraciones:

- Temperatura de fusión y solidificación: es importante tener certeza de la temperatura de solidificación y fusión del material, algunos materiales pueden presentar un rango amplio de transición. La temperatura debe ser seleccionada de acuerdo al proceso específico que se desea intervenir.
- Entalpía de fusión: Esta propiedad termofísica permite conocer la capacidad de almacenamiento del material, en lo posible se debe seleccionar entre las opciones comerciales el material con mayor entalpía de fusión, lo que permitirá usar menor cantidad de material.
- Sub enfriamiento: se debe tener en cuenta que algunos materiales como las sales hidratadas no se solidifican inmediatamente al bajar su temperatura por debajo de la temperatura de solidificación, su proceso de cristalización puede formarse a temperaturas mucho más bajas, lo cual puede afectar o incluso anular la capacidad de liberación de energía.

- Degradación y estabilidad: Al diseñar un sistema de acumulación térmica se busca que su comportamiento después de múltiples ciclos de cargas y descargas sea uniforme durante mucho tiempo, los PCM pueden sufrir pérdida de su capacidad de almacenamiento limitando su usabilidad.
- Toxicidad y corrosión: es importante considerar que el PCM no reaccione con el material del encapsulado ni tampoco afecte los otros elementos o partes del proceso.
- Facilidad de consecución: al diseñar un sistema de acumulación se debe considerar el costo del material para que la solución sea rentable en el proceso. Algunos materiales tienen una fácil fabricación sin embargo, la ventaja de los materiales comerciales está en sus propiedades termofísicas uniformes para diferentes lotes procesados, lo que permite diseñar sistemas con características iguales.

3.3 Sistemas de acumulación de energía térmica

El desarrollo de un sistema de almacenamiento de energía térmica por calor latente (TES, por sus siglas en inglés), implica la comprensión de tres temas esenciales: propiedades termofísicas de los materiales de cambio de fase, geometrías y materiales de construcción del encapsulado del PCM y fenómenos de intercambio de calor con el medio deseado. Se tiene una serie de elementos involucrados para que el sistema funcione satisfactoriamente, con una amplia gama de opciones técnicas disponibles para almacenar energía térmica. El diagrama de flujo de la figura 3-3 muestra las etapas requeridas para el desarrollo de un TES. De acuerdo a su diseño pueden almacenar calor o frío para usarlos posteriormente en condiciones que impliquen cambios en la temperatura. Uno de los principales usos de los TES es minimizar la variación térmica entre la fuente de generación y el uso final y/o aprovechar fuentes intermitentes de energía para ser utilizadas posteriormente.

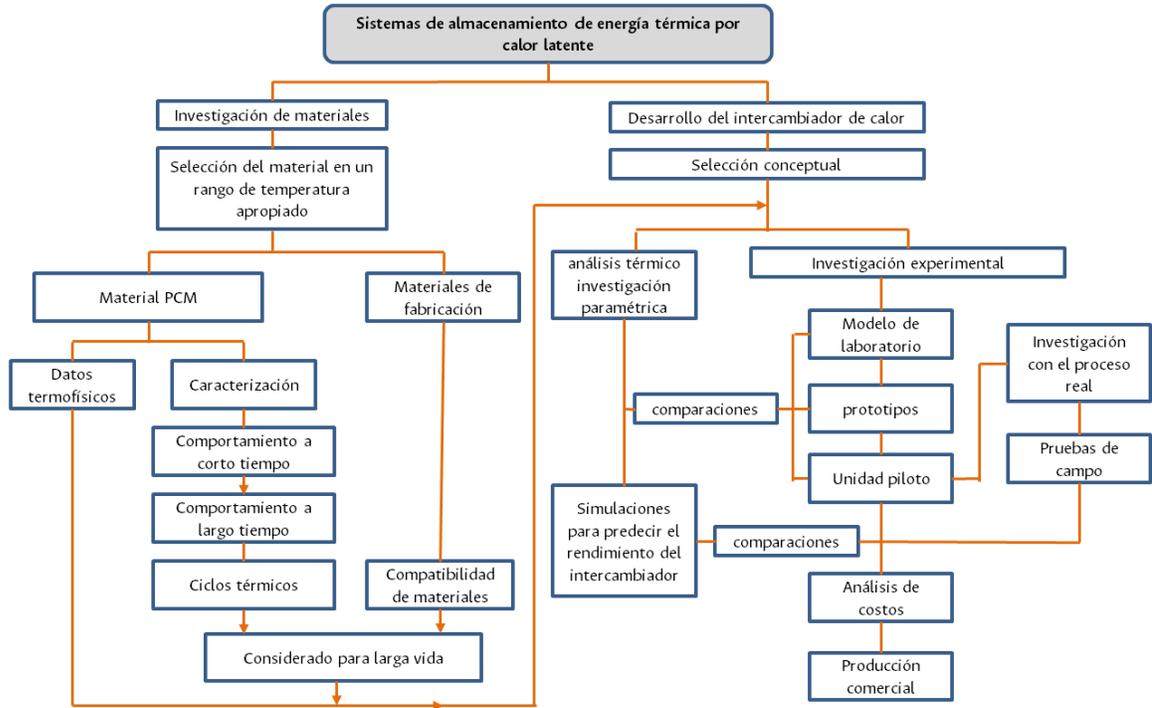


Figura 3-3: Diagrama de flujo de las etapas involucradas en el desarrollo de un TES [13].

3.4 Metodología de solución del problema

De acuerdo al numeral anterior se plantea la metodología del desarrollo analítico y práctico para la integración propuesta en el la red de refrigeración. En la figura 3-4 se encuentra el diagrama de flujo que indica cada actividad que se requiere para realizar la implementación.

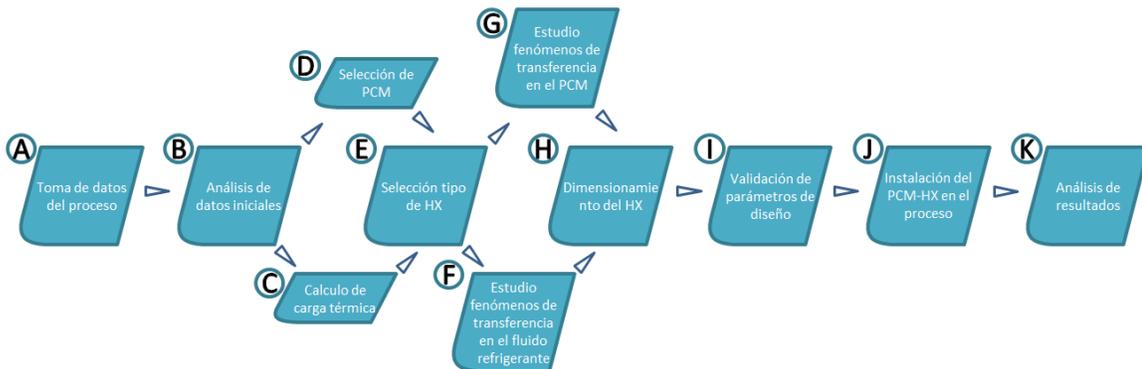


Figura 3-4: Diagrama de flujo de la metodología propuesta para la implementación.

4. Caracterización del sistema de refrigeración de moldes de inyección de termoplásticos

4.1 Información general de la red de refrigeración

La planta donde se realiza la implementación y estudio se llama CIA-MSI S.A.S., ubicada en la ciudad de Bogotá. El área de inyección está conformada por cinco máquinas que cuentan con un proceso variable de producción dependiendo la programación semanal o mensual. Esto causa que las condiciones de operación y cargas térmicas asociadas al circuito de refrigeración sean variables cada semana. Para poder realizar una toma de datos adecuada se consideran unas condiciones fijas de operación en el proceso de inyección para que la toma de datos iniciales sea la más aproximada a las condiciones de estudio con la intervención del PCM-HX

En la figura 4-1 se presenta un esquema con la distribución actual de la planta de inyección de CIA-MSI S.A.S. En donde se identifica la ubicación y red del proceso a intervenir. La red empieza su distribución desde el chiller ubicado en la zona occidental de la planta, en su interior se encuentra un tanque de reserva de líquido refrigerante de 50 litros y una bomba que genera el caudal y presión necesaria para todo el circuito. El líquido refrigerante usado en este caso es agua sin ningún tipo de aditivos. El circuito se conforma por una red principal de dos flujos paralelos que viajan por una tubería de 1.5 pulgadas de diámetro. El primer flujo, en verde, es el encargado de enviar el fluido frío a las máquinas y el segundo, en naranja, funciona como retorno después de pasar por el proceso. En la red principal se realizan múltiples bifurcaciones que lleva el fluido refrigerante necesario a cada máquina conectada, el líquido refrigerante regresa al enfriador (o chiller) para reducir nuevamente su temperatura y cerrar el circuito.

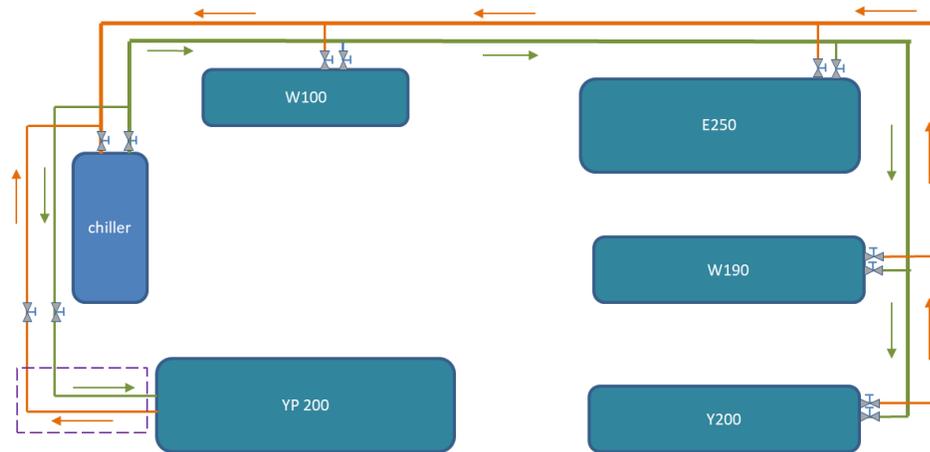


Figura 4-1: Distribución de la planta de inyección de CIA-MSI S.A.S., en líneas punteadas el lugar de instalación de instrumentos de medición e instalación del PCM-HX.

Para el presente estudio se busca realizar la instalación de los elementos para la investigación y el PCM-HX en el recuadro punteado de la figura 4-1, de tal manera que se puedan controlar las condiciones de operación de la máquina de inyección de termoplásticos YP 200, reducir variaciones de la carga térmica y ajustar el caudal que ingresa al molde de inyección de termoplástico. A pesar de intervenir una sola bifurcación circuito de refrigeración para el estudio, el chiller que es el equipo encargado de refrigerar el fluido de toda la planta, puede tener variaciones en su comportamiento dependiendo el número de máquinas que se encuentren en producción. En la tabla 4-1 se presentan las especificaciones de la inyectora y el chiller de la planta.

Tabla 4-1: Equipos utilizados en la fábrica CIA-MSI S.A.S.

Inyectora de termoplásticos Yizumi PAC 200 – YP200		
Datos básicos del proceso	Valor	Unidades
Flujo de calor cedido por el molde	3060.9	W
Material procesado	Polipropileno homopolímero 11HC01A	
Tiempo de ciclo	9.1	s
Producción por hora	15.3	kg/h
Chiller Shini SIC 24A		
Datos básicos del proceso	Valor	Unidades
Potencia de refrigeración nominal	28	kW
Consumo eléctrico promedio (según fabricante)	5.82	kW h
Caudal máximo de la bomba	80	l/min
Presión de la bomba	3.4	bar

En cada máquina el fluido refrigerante tiene tres funciones específicas. Enfriar el molde de inyección de termoplásticos, enfriar la zona de alimentación de barril y en ocasiones enfriar el aceite hidráulico de la máquina inyectora a través de un intercambiador. Para el estudio realizado se independiza el enfriamiento del aceite hidráulico y el enfriamiento de la zona de alimentación del barril para que la única carga térmica afectada por el PCM-HX sea el molde de inyección de termoplásticos.

4.2 Instalación de equipos y toma de datos de la red de refrigeración de moldes

Debido a que en la máquina inyectora de termoplásticos YP200 el único proceso a intervenir es la refrigeración del molde, se realiza el esquema, de la figura 4-2, donde se explica en detalle los componentes del chiller y la red de refrigeración principal, se describe los elementos instalados para la investigación en la bifurcación del molde.

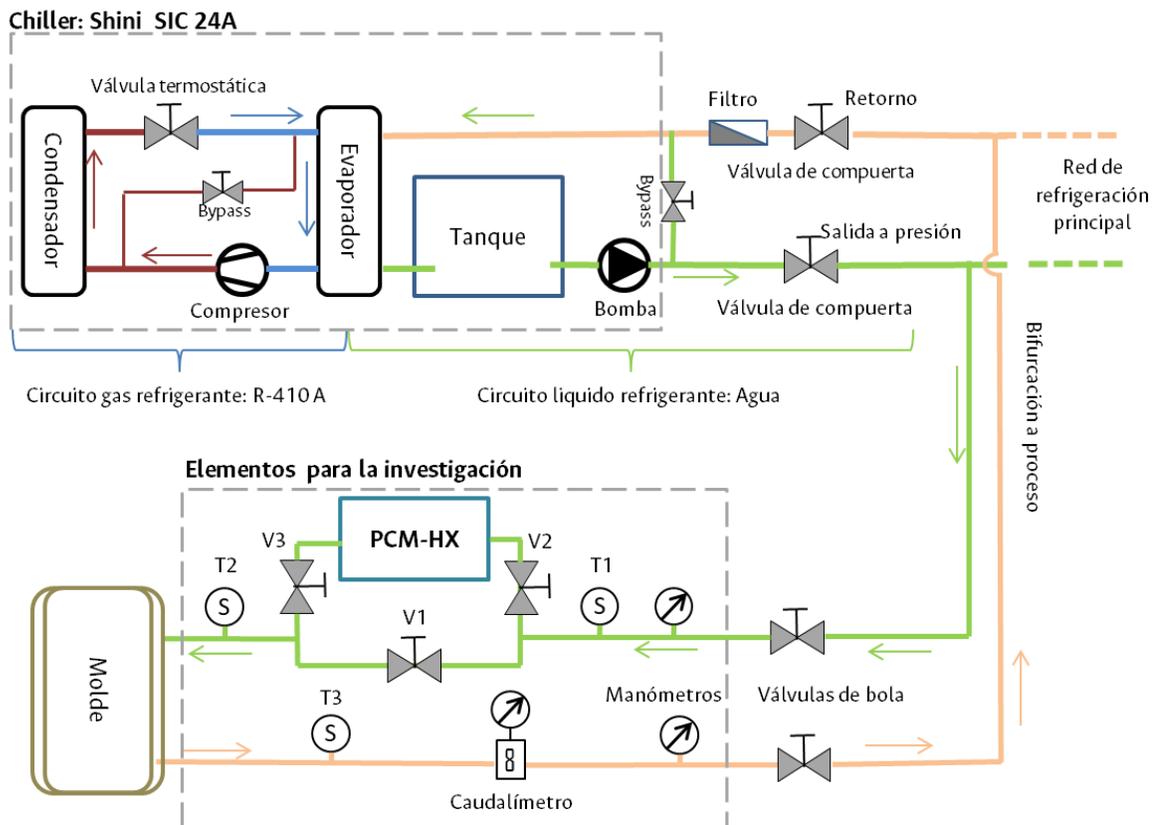
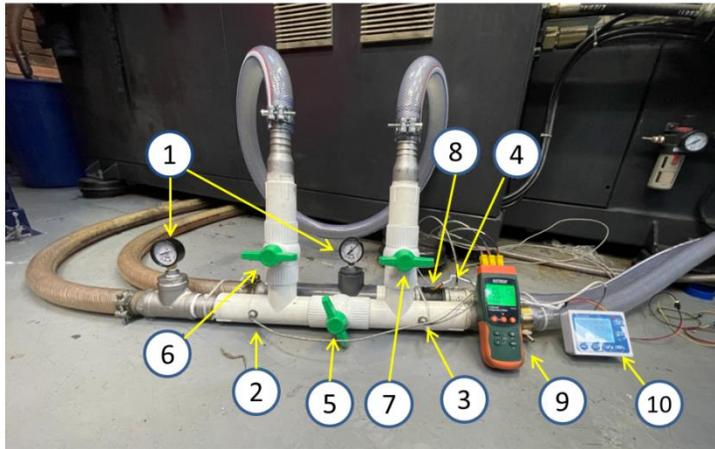


Figura 4-2: Esquema detallado de la implementación planteada.

En la bifurcación se realiza la instalación de los siguientes instrumentos para evaluar el comportamiento de líquido refrigerante; dos manómetros, utilizados para medir la presión y caída de presión, tres sensores de temperatura T1, T2 y T3 donde se utilizaron termopares tipo K y un caudalímetro de tipo turbina. Además se instalaron 3 válvulas, V1, V2 y V3 para realizar dos derivaciones las cuales nos permiten conectar en serie el PCM-HX o suspenderlo. En la figura 4-3 se complementa la información anterior con una fotografía que presenta el montaje inicial de instrumentos para medir el comportamiento de la red de refrigeración usada en el molde.



1. Manómetros
2. Termopar 1
3. Termopar 2
4. Termopar 3
5. Válvula 1
6. Válvula 2
7. Válvula 3
8. Caudalímetro
9. Registrador de Temperatura
10. Indicador de caudal

Figura 4-3: Fotografía de los instrumentos instalados.

Para identificar los termopares, Se describe en la tabla 4-2 el significado de cada una dependiendo la derivación de las válvulas. En la toma de datos de la red de refrigeración de moldes inicial, el PCM-HX no está fabricado por lo que la única posición 2 es la única requerida.

Tabla 4-2: Derivaciones posibles de acuerdo a las posiciones de las válvulas.

Configuración de válvulas		Termopar	Indicador Temperatura	Descripción
Posición 1	V1 ON	T1	Out Chiller	Temperatura suministrada por el chiller
	V2 OFF	T2	Out PCM HX-OFF	Temperatura suministrada por el chiller = T1
	V3 OFF	T3	Out Mold	Temperatura de salida del molde
Posición 2	V1 OFF	T1	Out Chiller	Temperatura suministrada por el chiller
	V2 ON	T2	Out PCM HX-ON	Temperatura entregada por el PCM-HX
	V3 ON	T3	Out Mold	Temperatura de salida del molde

4.3 Equipos de medición utilizados

Registrador de temperatura Extech® SDL-200:

Equipo utilizado para el registro de temperaturas del proceso, cuenta con 4 canales para sensores tipo termopar, se utilizaron termopares tipo K y se realizaba registro de datos en intervalos de un segundo para tener la mayor sensibilidad del proceso. Se verificó la calibración del equipo y los termopares utilizados para minimizar el error en los datos capturados. Las especificaciones técnicas se encuentran en la tabla 4-3

Tabla 4-3: Especificaciones técnicas del registrador de temperaturas.

	Especificación	Valor	Unidades
	Intervalo de registro	1	s
	resolución	0.1	°C
	Escala aplicable	-50 a 999	°C
	Precisión	$\pm(0.4 \% + 0.5 ^\circ\text{C})$	-
	Termocuplas	Tipo K	-
	Numero de sensores	4	°C

Sistema de medición caudal y control cuantitativo Shandong iSentrol ZJ-LCD-M:

Instrumento utilizado para medir con precisión el caudal del líquido refrigerante en el proceso a intervenir, se instaló un sensor de 1.5 pulgadas y se verificó su calibración haciendo cinco pruebas de control cuantitativos de caudal.

Tabla 4-4: Especificaciones técnicas del caudalímetro.

	Especificación	Valor	Unidades
	Voltaje de operación	DC 24 \pm 8	V
	Medición por pulsos (máximo)	350	Hz
	Caudal de operación:	5 a 150	l/min
	Precisión del sensor	\pm 2	%
	Rosca de fijación del sensor	NPT 1.5-11 ½	

Registrador de energía eléctrica Carlo Gavazzi EM-210

Instrumento utilizado para evaluar la potencia absorbida por el chiller instalado, se instaló con tres transformadores de corriente de 5:500 amperios para cada una de las líneas de la red trifásica de alimentación eléctrica. Al instalarse en el chiller se evalúa el consumo instantáneo del compresor, bomba y ventiladores requeridos durante su operación normal.

Tabla 4-5: Especificaciones técnicas del caudalímetro.

	Especificación	Valor	Unidades
	Frecuencia de muestreo	1900	lecturas/s
	Numero de fases medidas	3	-
	Voltaje medido	220	V
	Precisión del sensor de acuerdo a EN50470-3	± 1	%
Tipo de transformador de corriente	5:500	A	

4.4 Análisis de la temperatura

Con los instrumentos de medición a punto se ajusta el caudal del chiller en $20 \text{ l/min} \pm 0.3$ valor sugerido por el fabricante del molde. Las válvulas de configuración de la bifurcación se ubican en la posición 1, de acuerdo a la tabla 4-2, para medir la variación de la temperatura del líquido refrigerante antes y después de refrigerar el molde durante un tiempo de 1093 segundos. En la figura 4-4 se muestran los resultados de la medición.

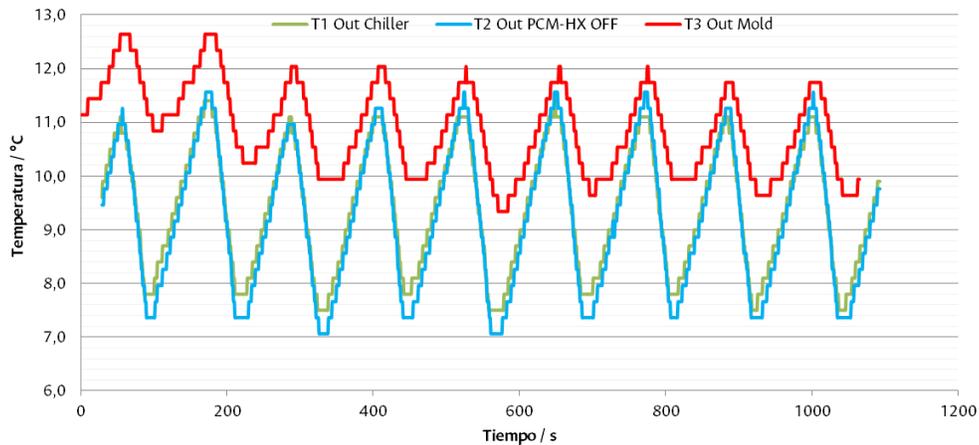


Figura 4-4: Variación de la temperatura del líquido refrigerante en el circuito.

La temperatura entregada por el chiller presenta oscilaciones de temperatura entre los 11.6 y 7.1 °C debido a el encendido y apagado del compresor, cuando el controlador del chiller detecta que el agua está a una temperatura superior a los 11 °C el compresor se enciende y la temperatura del líquido refrigerante baja de manera uniforme durante 50 segundos, al llegar a la temperatura de 7.1°C el compresor se apaga. Debido a las cargas térmicas conectadas al sistema de refrigeración el agua se empieza a calentar, al pasar 70 segundos aproximadamente, el agua nuevamente está a una temperatura superior a 11 °C y el compresor del chiller se enciende nuevamente para refrigerar el líquido. El proceso se repite continuamente durante todo el tiempo de producción del molde. A partir de los datos obtenidos se realiza la tabla 4-6 en donde se muestran algunas características del comportamiento del chiller. Se puede identificar que el molde inicia con una temperatura mayor, pero a los 288 segundos se evidencia más estable, la temperatura del líquido refrigerante suministrada por el chiller oscila constante entre 7.1 y 11.6 °C con variaciones entre sus puntos más altos y bajos de 0.6 °C.

Tabla 4-6: Valores estadísticos del comportamiento de la temperatura en las pruebas preliminares.

Valor evaluado	T1 Out Chiller (°C)	T2 Out PCM-HX OFF (°C) ¹	T3 Out Mold (°C)
Temperatura máxima	11.4	11.6	12.6
Temperatura mínima	7.5	7.1	9.3
Temperatura promedio	9.3	9.2	10.8

¹ La temperatura T2 Out PCM-HX OFF es el sensor ubicado para medir la temperatura del líquido refrigerante después de pasar por el PCM-HX, como el intercambiador no se ha diseñado ni fabricado, la válvula V1 es la única abierta, ver tabla 4-2 Posición 1. En este caso, la temperatura T1 Out chiller \approx T2 Out PCM-HX OFF.

de la prueba			
--------------	--	--	--

4.5 Cálculo de la carga térmica

Se realiza la determinación de la potencia de refrigeración necesaria para disipar el calor entregado por la materia prima utilizando la información de proceso presentada en la tabla 4-7, se realiza el cálculo de acuerdo al siguiente procedimiento:

Se realiza la determinación de la potencia de refrigeración necesaria para disipar el calor entregado por la materia prima.

- 1) Se realiza el balance de energía considerando que el sistema trabajará con flujo estacionario, con el caudal promedio medido.
- 2) Las pérdidas de energía presentadas en el transporte del agua no se tienen en cuenta por ser muy bajas en comparación a la carga térmica.
- 3) Se identifica la carga térmica posible para evaluar el diseño del intercambiador.

Conservación de la energía aplicada al proceso del enfriamiento del termoplástico:

$$\dot{E}_{Entra} = \dot{E}_{Sale} \quad (4-1)$$

En donde \dot{E}_{Entra} es la energía interna del material termoplástico fundido al ingresar al molde y \dot{E}_{Sale} es el cambio en de la energía interna del material termoplástico al solidificarse y tomar la geometría del molde más el calor cedido por el material termoplástico al líquido refrigerante.

Como la cantidad de energía total que ingresa al volumen de control es constante, es este caso el molde es el volumen de control. La cantidad de energía que ingresa será igual a la cantidad de energía que sale, para el caso en el que la masa que ingresa es igual a la masa que sale. El molde tiene flujo estacionario para la entrada y salida de material termoplástico y flujo estacionario para el líquido refrigerante, por tanto, $\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale} = \dot{m}_{LR}$ donde \dot{m}_{LR} es el flujo másico de líquido refrigerante que continuamente atraviesa el molde de inyección, con cambios de energía potencial y cinética despreciables, el balance de energía para sistemas de flujo estacionario se simplifica como:

$$\dot{Q}_{LR} = \dot{m}_{LR}\Delta h = \dot{m}_{LR}c_{p,LR}\Delta T \quad (4-2)$$

Donde \dot{Q}_{LR} será es el calor transferido por el material termoplástico al líquido refrigerante en J/s. Como el calor específico se considera constante, el cambio en la energía del líquido refrigerante se manifiesta con un aumento en su temperatura, como se muestra en la figura 4-4, donde la temperatura después de salir del molde T3 Out Mold siempre es mayor a T1 Out Chiller, conociendo las propiedades del líquido refrigerante, se puede estimar \dot{Q}_{LR} con la ecuación 4-2, los parámetros del funcionamiento del molde para el cálculo de la carga térmica se encuentran en la tabla 4-7.

Tabla 4-7: Datos de cálculo de refrigeración.

Datos básicos del proceso	Valor	unidades
Temperatura de la masa fundida de Polipropileno	240	°C
Temperatura de desmoldeo	50	°C
c_p del polipropileno a 212 °C [29]	2750	J/(kg K)
Producción horaria continua	15.3	kg/h
Flujo de material polipropileno	0.00425	kg/s
Temperatura promedio T1 Out Chiller	9.2	°C
Temperatura promedio T3 Out Mold	10.8	°C
Delta de temperatura (T3 – T1 = ΔT)	1.6	°C
Caudal de Agua en el molde	20	l/min
Flujo másico del líquido refrigerante (\dot{m}_{LR})	0.333	kg/s
Calor específico del agua a 10°C ($c_{p,LR}$)	4174	J/(kg K)

Solucionando la ecuación con los valores de la tabla 4-7 tenemos como resultado que el calor transferido al líquido refrigerante es:

$$\dot{Q}_{LR} = \dot{m}_{LR}c_{p,LR}\Delta T = 2224 \text{ W}$$

5. Diseño del PCM-HX

De acuerdo a los datos encontrados en el proceso a intervenir y a la solución propuesta, el proceso el diseño del intercambiador será atípico debido a las temperaturas de operación donde se manejarán diferencias de temperatura entre los fluidos muy pequeñas, menores a 5 °C. Adicionalmente a un lado del intercambiador se tendrá cambio de fase entre sólido y líquido por lo cual no se tiene flujo másico circulando a través del intercambiador. Se tendrá una masa de material PCM que al cambiar de fase libera energía a temperatura constante. En este capítulo se describen los análisis realizados para llevar a cabo el diseño del PCM-HX piloto que se usa en la implementación. Se establecen criterios de diseño y selección de acuerdo a literatura.

De acuerdo al capítulo anterior se identifican las condiciones de temperatura requeridas en donde el chiller entrega el líquido refrigerante a una temperatura que oscila entre 7.1 y 11.6 °C. Para definir el PCM a utilizar se tienen 4 posibles opciones comerciales, que incluyen el ácido fórmico, soluciones salinas y parafinas con temperaturas de cambio de fase en el rango de oscilación, como se presenta en la tabla 5-1.

Tabla 5-1: Materiales PCM en el rango de temperaturas del proceso

Nombre del Material	Tipo	Temperatura de fusión (°C)	Entalpía de fusión (kJ/kg)
Ácido fórmico	Acido fórmico	7.8	247
RT 10-HC	Parafina	9	200
A10 plusIce PCM	Parafina	10	210
Solución salina TEAP	Solución salina	10	170

A pesar de que el ácido fórmico tiene una entalpía de fusión más alta que las demás opciones, se descarta por ser inflamable y ácido, pudiendo reaccionar con plásticos y metales dificultando su almacenamiento dentro del intercambiador de calor. Además que puede provocar rinitis, irritaciones en la piel, vías respiratorias y lagrimeo [30].

La solución salina TEAP puede ofrecer un rendimiento aceptable, sin embargo de acuerdo a investigaciones como la de Yilmaz et al [37] su posibilidad de requerir subenfriamiento para solidificarse puede provocar que el PCM no se solidifique con las temperaturas de operación del líquido refrigerante y no se logre almacenar energía por la entalpía de fusión del material [12]. Además el alto contenido de cloro puede generar problemas de corrosión en el intercambiador.

Las parafinas RT10-HC y A10 pluslce PCM tienen propiedades termofísicas muy similares entre ellas, su uso comercial está más desarrollado que otros tipos de PCM, las parafinas son materiales estables y con muy baja degradación aplicable para ciclos rápidos cambio de fase. El material finalmente seleccionado para el estudio es el Rubitherm RT10-HC, por facilidad de importación y costo del material, sus propiedades termofísicas detalladas se encuentran en la tabla 5-2. Una consideración importante es que la temperatura de cambio de fase está muy cercana a la temperatura promedio de T1 Out Chiller en 9.3 °C. El proceso de solidificación (descarga) del PCM-HX se comienza cuando el líquido refrigerante ingrese al intercambiador con temperaturas menores de 9.2 °C y se presentará fusión (carga) cuando las temperaturas del líquido refrigerante en el intercambiador sean mayores de 9.2 °C.

Tabla 5-2: Propiedades termofísicas del PCM RT10-HC.

Rubitherm GmbH - RT10-HC			
Propiedad	símbolo	Valor	unidades
Temperatura media de fusión	T_{PCM}	9,2	°C
Calor latente fusión	T_{PCM}	175000	J/kg
Calor específico	C_p	200	J/(kg K)
Densidad en estado sólido	ρ_s	880	g/l
Densidad en estado líquido	ρ_l	770	g/l
Relación de densidades	$\rho' = \frac{\rho_l}{\rho_s}$	0.875	-
Conductividad térmica	k	0,2	W/(m K)
Coeficiente de expansión térmica	β	0,001	1/K
Viscosidad Cinemática	ϑ	4,00E-06	m ² /s
Difusividad térmica	α	1,14E-07	m ² /s

Para realizar un correcto dimensionamiento del PCM-HX, se parte de la condición donde se libera su energía almacenada que en este caso es durante su fusión. En la figura 5-1 se muestra el comportamiento esperado de la temperatura de los fluidos del intercambiador, donde se fija una temperatura objetivo en el líquido refrigerante de $T_0 = 10$ °C, debido a la baja conductividad térmica del PCM una vez se empieza a derretir su temperatura de contacto con la superficie es mayor a la de cambio de fase, por lo cual se estima una temperatura media de la superficie de contacto $T_s = 9.5$ °C de acuerdo a pruebas realizadas al PCM seleccionado, la cual se considerará una temperatura constante a lo largo del intercambiador. La temperatura de entrada al intercambiador se considerará la mayor posible en el proceso, la cual se fija en $T_i = 11.6$ °C que fue la temperatura máxima medida en las mediciones de temperatura en las pruebas preliminares, Tabla 4-6.

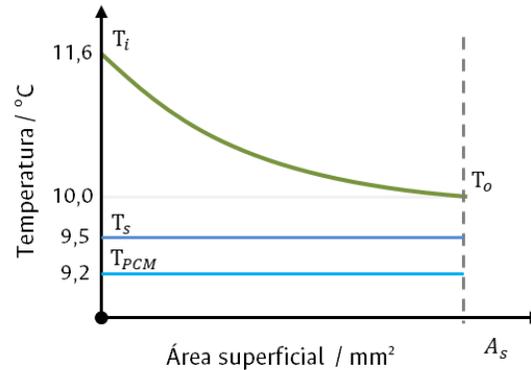


Figura 5-1: Comportamiento objetivo de la temperatura en el intercambiador

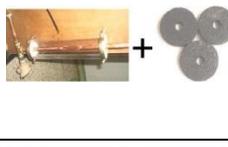
Para poder dimensionar el PCM-HX con el área superficial adecuada se debe identificar las características de construcción del tipo de intercambiador a utilizar, los fenómenos de transferencia que se presentan al lado del PCM y los fenómenos de transferencia que ocurren en el líquido refrigerante.

Con la información de la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida en el PCM-HX para el líquido refrigerante, se puede identificar el calor deseado \dot{Q}_{HX} es el valor encontrado en el capítulo 4.4 del cálculo de la carga térmica con $\dot{Q}_{HX} = 2224 \text{ W}$.

5.1 Selección tipo de intercambiador a implementar

Para tener un punto de selección enfocado al uso de PCM y convertir un intercambiador de calor en un unidad de almacenamiento térmico, se destaca el trabajo de Medrano et al. [31] en donde realiza la evaluación y caracterización de intercambiadores de calor comerciales para uso con PCM. En los intercambiadores investigados usó diferentes configuraciones de sistemas comerciales o de construcción tradicional, como el de tubos concéntricos, en el cual el espacio anular del intercambiador se llena con PCM y por el tubo interior se hace circular agua como fluido de transferencia de calor. En la tabla 5-3 se encuentran las principales características de los intercambiadores seleccionados por el autor. En la tabla se puede evidenciar que la influencia del diseño seleccionado puede afectar significativamente el comportamiento del intercambiador como unidad de almacenamiento térmico.

Tabla 5-3: Comparación de diferentes tipos de intercambiador usados como sistemas de almacenamiento térmico con PCM [31].

Nombre y #	Foto intercambiador (sin PCM)	Descripción del HX	Peso total con PCM (kg)	Volumen externo (l)	Área de transferencia de calor (m ²)	Cantidad de PCM (kg)	Capacidad calorífica a PCM (kJ/°C)	Capacidad calorífica promedio HX (kJ/°C)	Intensidad de almacenamiento de calor (kJ/l)
1. DPHX-PCM		HX de Tubos concéntricos con PCM en el espacio anular	1.5	0.93	0.011	0.55	5.8	1.0	92.9
2. DPHX-PCM matrix		Igual al 1, pero con PCM embebido en matriz de grafito	1.8	0.93	0.011	0.44	4.6	1.1	73.4
3. DPHX fins-PCM		Igual al 1, pero con aletas de cobre en el PCM	1.8	0.93	0.065	0.50	5.2	1.1	84.4
4. Comp-HX-PCM		Intercambiador de calor compacto HX, con PCM entre las aletas	4.3	4.4	0.850	1.10	11.5	2.7	39.2
5. Plate-HX-PCM		Intercambiador de placas HX, con PCM en medio de las placas	15	4.5	0.400	0.35	3.7	6.9	12.2

La capacidad calorífica mencionada por Medrano et al. [31] es el producto del calor latente de fusión por la masa de PCM sobre el rango de temperaturas de operación. En la tabla 5-3 se puede identificar que el intercambiador Comp-HX-PCM tiene la mayor área de transferencia de calor y tiene gran volumen libre para almacenar PCM, incluso mayor volumen libre que los otros intercambiadores de la tabla, favoreciendo su capacidad calorífica. De acuerdo a estas ventajas del intercambiador compacto, se opta por implementar un intercambiador compacto con aletas tipo persiana para el PCM y de tubos planos para el líquido refrigerante del sistema de refrigeración de moldes, porque ofrece un reducido espacio y una capacidad calorífica alta en comparación con otros tipos de intercambiadores. Los intercambiadores con aletas tipo persianas son de fácil consecución y se tiene la posibilidad de fabricar de acuerdo a las condiciones de operación y a los parámetros geométricos de diseño requeridos.

5.2 Análisis de los fenómenos de transferencia de calor en el intercambiador de cambio de fase (PCM-HX)

En el caso de un sólido que se está derritiendo, se tiene una característica especial en la tasa de capacidad calorífica debido a que el flujo másico que atraviesa el intercambiador es nulo. Entonces el intercambio de calor se da principalmente por fenómenos de conducción y convección interna entre la frontera de sólido y líquido y la pared que contiene el PCM. En la figura 5-2 se muestra un ejemplo de acumulación de energía térmica donde el fluido de transferencia de calor (HTF) se bombea a través del intercambiador donde se encuentra el encapsulado de PCM y al tener contacto con el HTF se transfiere la energía almacenada en el PCM al fluido (HTF).

El HTF ingresa con una temperatura T_{in} y se tiene un PCM con una temperatura mayor en cambio de fase, lo que causa que T_{out} salga a mayor temperatura. La capacidad de almacenamiento del material PCM se libera en un intervalo de tiempo fijo, a medida que se presenta su descarga la temperatura baja suavemente y cuando el cambio de fase se termina por completo, la temperatura disminuye rápidamente hasta que las temperaturas de la entrada y salida del intercambiador se igualan $T_{out} = T_{in}$.

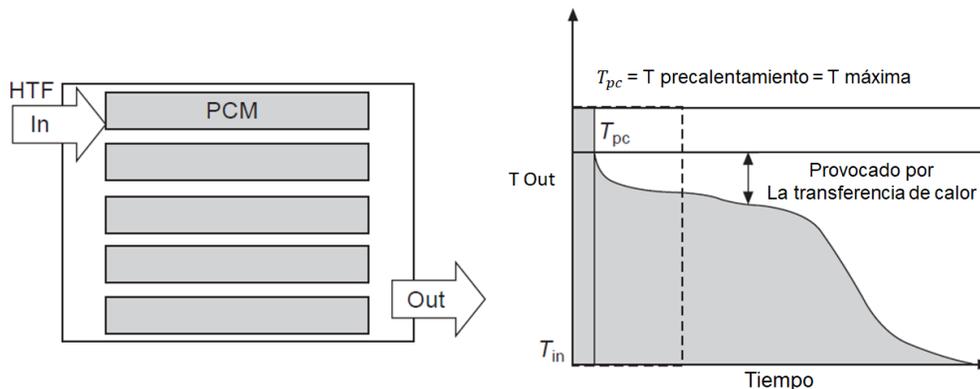


Figura 5-2: Principio de un PCM-HX, a la izquierda la configuración básica, a la derecha el rendimiento general de la acumulación de energía térmica cuando $T_{in} < T_{out}$, la línea punteada indica el almacenamiento térmico de calor sensible antes de empezar la liberación de energía por cambio de fase [32].

En el diseño de intercambiador propuesto el fluido de refrigerante estará circulando por un arreglo de tubos planos y el PCM estará contenido en el interior del arreglo de aletas las cuales están plegadas en forma triangular, como se muestra en la Figura 5-3. Para

identificar los fenómenos de transferencia al lado del PCM se evalúa de manera independiente cada compartimiento triangular como una celda.

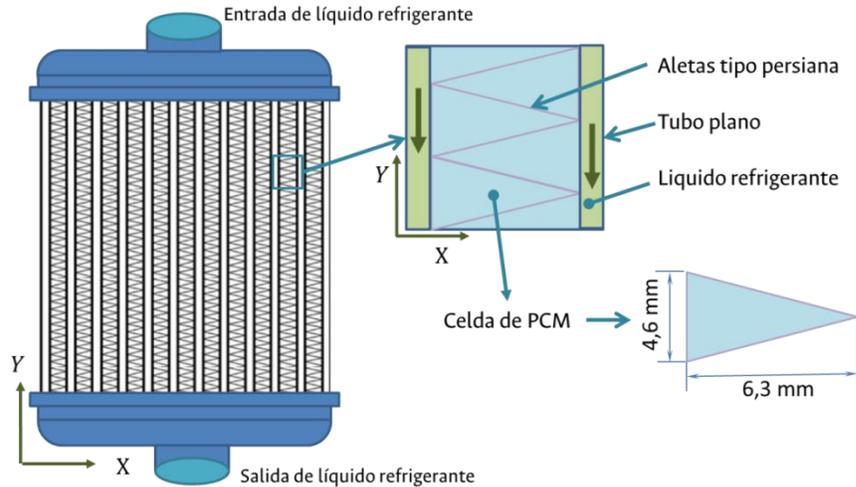


Figura 5-3: Geometrías propuestas para el PCM-HX

Cada celda no es perfectamente triangular, las aletas presentan una curvatura a medida que se pliegan para acomodarse entre los tubos planos, sin embargo se puede considerar una primera simplificación del modelo evaluando cada celda como un prisma triangular, estas celdas tienen una longitud de 46 milímetros y el rectángulo tiene una base de 4.6 mm, la altura de cada triángulo es de 6.3 mm, cada celda se encuentra separada por la aleta de espesor 0.152mm y quedan organizadas como se ve en la figura 5-5. Cada celda está en contacto a lo largo por 3 tubos planos a la derecha y tres tubos a la izquierda, como se presenta en la figura 5-4. Debido a que la conductividad de las aletas es muy alta al estar fabricada en cobre, se puede considerar una temperatura T_s homogénea en las paredes de cada celda.

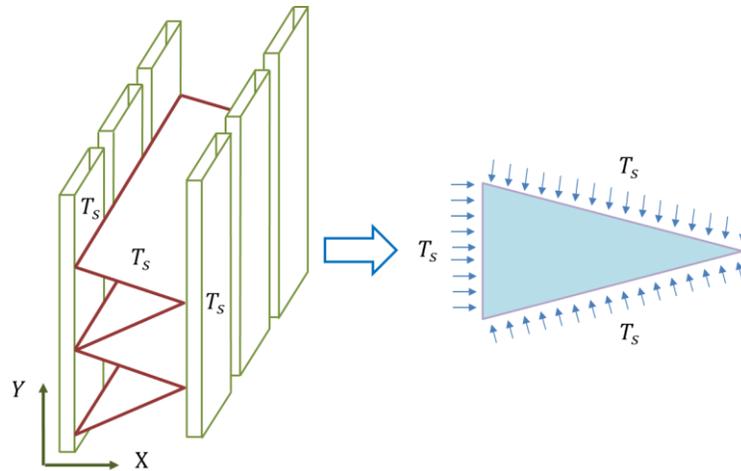


Figura 5-4: Configuración de las celdas de PCM, asumiendo temperatura constante sobre las superficies de las aletas de cobre.

5.2.1 Análisis del proceso de fusión y de transferencia de calor en el PCM:

Como la acumulación térmica en el PCM seleccionado se obtiene durante su fusión, se busca mantener una baja temperatura en el fluido refrigerante de la red de agua de enfriamiento, por tanto el cálculo de almacenamiento térmico en este estudio se enfoca en el fenómeno de fusión y no en la solidificación del PCM.

De acuerdo al trabajo de Hirata et al. [35] y Bareiss et al. [36], los cuales analizaron de manera cuasi-estacionaria y experimental el fenómeno de fusión de PCM para determinar su capacidad de transferencia de calor, su análisis parte de considerar un PCM completamente solidificado en la celda y que presenta una temperatura homogénea en todas las superficies que lo contienen. Si la temperatura es mayor a la temperatura de fusión del PCM este empieza a derretir, almacenando energía de fusión. Por diferencia de densidades entre la fase líquida y sólida el material va evolucionando como se muestra en la figura 5-5, la fase líquida a mayor temperatura tiende a ubicarse en la zona superior de la celda, mientras que la fase sólida se mantiene en la parte más baja. En la superficie inferior, la cual está más caliente que el sólido, la transferencia de calor es dominada por conducción entre la cercanía entre la superficie inferior y la parte sólida. En la parte superior la transferencia de calor ocurre por convección entre la superficie superior y el líquido. Entre el sólido y la superficie inferior se presenta una delgada capa de líquido que se está derritiendo a una razón de cambio uniforme y mantiene un espesor uniforme y constante, por lo cual se asume un comportamiento cuasi constante debido al

equilibrio entre las fuerzas gravitacionales y viscosas, esta capa se extiende hacia los laterales rodeando el sólido hasta llegar a la fase líquida depositada en la parte superior.

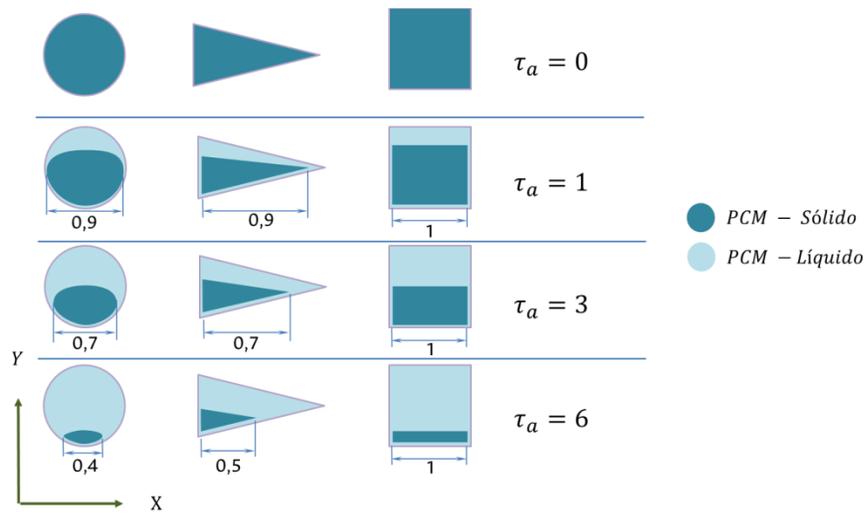


Figura 5-5: Comportamiento esperado durante la fusión del PCM a medida que avanza el tiempo en una celda que contiene PCM en forma de prisma triangular, un recipiente tubular y un recipiente rectangular

El intercambio de calor está principalmente dominado en la cara inferior de la celda debido a su contacto cercano con el sólido. Para simplificar el análisis se analiza su comportamiento de manera transversal, debido a la orientación de la geometría triangular el cambio de fase de la parte sólida tiene un comportamiento similar al de la celda rectangular, pero debido a la inclinación de la pared inferior el sólido disminuye su tamaño tanto en el eje X como en el eje Y causando que el área de contacto no permanezca constante. Esto hace que se presente un comportamiento más parecido al presentado durante la fusión en una celda tubular si se evalúa la longitud de contacto del PCM sólido. Como se observa en la figura 5-5, a diferencia de la celda tubular se observa que en la celda triangular al tener una pared recta, se presenta una mayor área de contacto. Esto causa que la capacidad de liberar el calor almacenado en una celda rectangular sea mayor que en una celda cilíndrica, pero no mayor a una celda rectangular. Esta capacidad de almacenamiento se muestra en la figura 5-6 donde se presenta la capacidad de almacenamiento de la celda analizada en comparación con la celda rectangular y circular de manera adimensional.

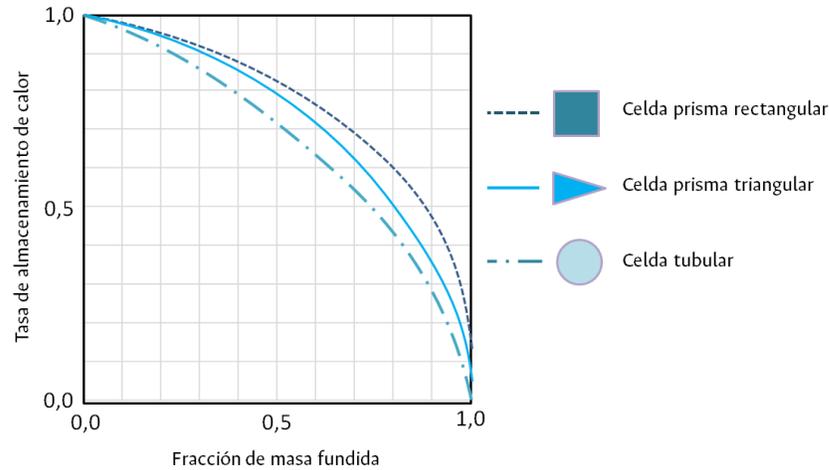


Figura 5-6: Tasa adimensional de almacenamiento de calor para diferentes tipos de celdas, Imagen adaptada de Hirata et al [35]

Existe información limitada que permita definir analíticamente el fenómeno de transferencia de calor en un intercambiador tubos planos y aletas con persianas en contacto con un PCM. Tampoco se encontró una solución analítica del almacenamiento de energía con PCM para celdas triangulares debido a que es un encapsulado inusual. La mayoría de las investigaciones relacionadas se enfocan en evaluar el desempeño del intercambiador con parámetros indirectos de medición o realizan un análisis con herramientas computacionales. Considerando que las capacidades de almacenamiento entre las celdas triangulares y tubulares tienen un comportamiento de cambio de fase y capacidad de almacenamiento aproximadamente igual, figura 5-6, se opta por usar el método analítico para una celda tubular durante el cambio de fase propuesto por Bareiss et al. [36]. Estos investigadores plantean una solución por medio de expresiones adimensionales para determinar el tiempo de cambio de fase y el número de Nusselt promedio. Aplicar las ecuaciones de una celda tubular implica determinar un diámetro equivalente para la celda triangular y se considera que el almacenamiento del intercambiador propuesto tendrá una capacidad igual o muy cercana a la capacidad calculada analíticamente. Las ecuaciones validadas experimentalmente por Bareiss et al. [36] utilizadas para el presente análisis son la del tiempo adimensional de cambio total de fase τ_a , ecuación 5-1 y el número de Nusselt promedio \overline{Nu} ecuación 5-2, el cual permite hallar un coeficiente de transferencia de calor por convección cuasi-estacionario h_{PCM} necesario para dimensionar correctamente el intercambiador.

$$\tau_a = 2.49 \left(\frac{\text{Ste}}{\text{PrAr}} \right)^{0.25} \rho'^{-0.75} \left(\frac{1}{1+C} \right) \quad (5-1)$$

$$\overline{\text{Nu}} = 0.2 \left(\frac{\text{PrAr}}{\text{Ste}} \right)^{0.25} \rho'^{-0.25} (1 + C) \quad (5-2)$$

Para desarrollar estas expresiones es necesario encontrar los números adimensionales relacionados con las propiedades termofísicas del PCM, en la tabla 5-4 se realiza un listado de los números adimensionales encontrados para el PCM RT-10HC.

La longitud característica de la celda se determina buscando un diámetro equivalente para la implementación de la solución analítica de Bareiss et al. [36] se usó la ecuación 5-3 que relaciona el área de la sección transversal de la celda triangular A_{celda} con el área del diámetro equivalente, en la figura 5-7 se muestra que el radio equivalente se define como L_c para el análisis.

$$L_c = \sqrt{\frac{A_{celda}}{\pi}} = 2.15 \text{ mm} \quad (5-3)$$

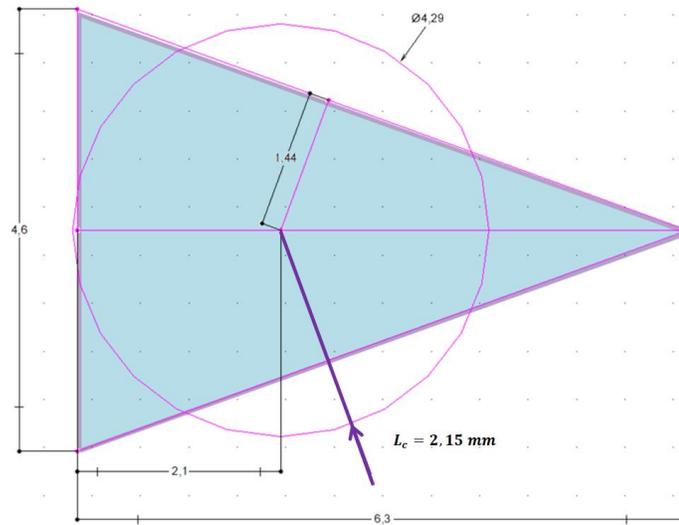


Figura 5-7: Relación entre el diámetro equivalente y el área transversal de la celda

Tablas 5-4: Números adimensionales requeridos para la solución analítica de acuerdo a las características de la celda y el PCM RT-10HC.

Numero adimensional	Ecuación	Valor
Arquímedes (Ar)	$Ar = \frac{\rho_{sol} - \rho_{liq}}{\rho_{sol}} \frac{gL_c^3}{\vartheta^2}$	Ar = 756.4
Abreviación Bareiss (C)	$C = 0.25 \left(Ste \rho' \frac{Ra}{PrAr} \right)^{0.25}$	C = 0.01718
Fourier (Fo)	$Fo = \frac{\tau_a}{Ste} = \frac{\alpha t}{L_c^2}$	Fo = 9.39
Grashof (Gr)	$Gr = \frac{g\beta L_c^3 (T_s - T_{PCM})}{\vartheta^2}$	Gr = 3.02
Nusselt promedio (\overline{Nu})	$\overline{Nu} = 0.2 \left(\frac{PrAr}{Ste} \right)^{0.25} \rho'^{-0.25} (1 + C)$	$\overline{Nu} = 9.51$
Prandtl (Pr)	$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}$	Pr = 35.2
Stefan (Ste)	$Ste = \frac{C_p (T_s - T_{PCM})}{\lambda}$	Ste = 0.00637
Tiempo adimensional (τ_a)	$\tau_a = 2.49 \left(\frac{Ste}{PrAr} \right)^{0.25} \rho'^{-0.75} \left(\frac{1}{1 + C} \right)$	$\tau_a = 0.0598$

La Abreviación de Bareiss permite excluir la dependencia del tiempo en el cambio de fase relacionando la fracción de masa sólida con respecto a la masa fundida. Se halla el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del PCM por medio la ecuación 5-4, donde L_c es la longitud característica del encapsulado, el tiempo de cambio de fase de todo el PCM se haya con la ecuación 5-5 despejando Fourier gracias a que se conoce τ_a , se puede determinar la masa requerida a almacenar en el intercambiador de calor con la ecuación 5-5.

$$h_{PCM} = \frac{\overline{Nu} k_{PCM}}{L_c} \quad (5-4)$$

$$t = \frac{Fo L_c^2}{\alpha} \quad (5-5)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \frac{\lambda m_{PCM}}{\Delta t} \rightarrow m_{PCM} = \frac{\dot{Q}_{HX} \Delta t}{\lambda} \quad (5-6)$$

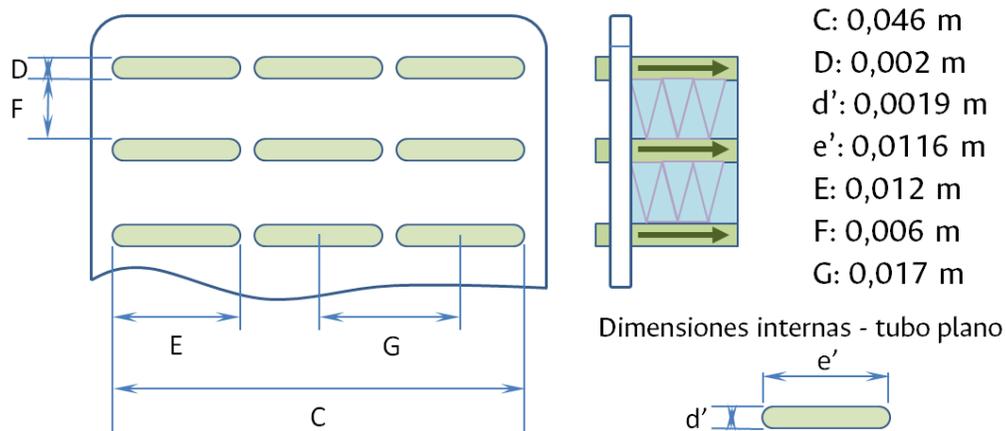
Partiendo de números adimensionales para el caso, tabla 5-4, se logra determinar los tiempos de cambio de fase y datos de operación los cuales se resumen en la tabla 5-5.

Tabla 5-5: Parámetros de transferencia de calor en el lado del PCM

Parámetro	Valor
Calor deseado en el intercambiador	$\dot{Q}_{HX} = 2224 \text{ W}$
Longitud característica	$L_c = 0.002145 \text{ m}$
Temperatura de entrada fluido refrigerante	$T_i = 11.6 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de superficie de contacto (según pruebas experimentales)	$T_s = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura objetivo fluido refrigerante	$T_o = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
Tiempo de cambio de fase	$t = 380 \text{ s}$
Masa de PCM	$m_{PCM} = 4.8 \text{ kg}$
Coefficiente de transferencia de calor por convección	$h_{PCM} = 886.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

5.2.2 Análisis del proceso de transferencia de calor en el líquido refrigerante:

De acuerdo a la designación del intercambiador de tubos planos y aletas con persianas seleccionado, los tubos planos están en un arreglo como se muestra en la figura 5-8. La separación de los tubos corresponde a una distancia $G = 17 \text{ mm}$ y a una distancia $F = 6.3 \text{ mm}$ entre centros. Las dimensiones de su sección transversal interna son $e' = 11.6 \text{ mm}$ definida como el ancho y $d' = 2 \text{ mm}$ definida como el alto en el interior del tubo. Estos datos son utilizados para calcular el área superficial de transferencia de calor del lado del fluido y el diámetro hidráulico y estudiar el comportamiento del flujo del agua equivalente a una tubería de sección circular.

**Figura 5-8:** Configuración de los tubos planos, en intercambiador seleccionado.

En la tabla 5-6 se encuentran las especificaciones del intercambiador seleccionado. La información geométrica fue suministrada por el fabricante y sus dimensiones generales fueron verificadas. Para caracterizar el intercambiador se usó la densidad de área del intercambiador η . Como el área de transferencia entre el PCM y el líquido refrigerante son diferentes, se tiene un valor diferente η para cada lado del intercambiador, el η de los tubos se pudo determinar con las dimensiones básicas del intercambiador, mientras que el η del lado de las aletas se obtiene a partir de su denominación estándar de placas S3/8(b)-11.1 [33].

Se tiene una relación del volumen total del intercambiador y el volumen libre llamada ω . El volumen libre ($V_{l,PCM}$) es el volumen que se puede aprovechar en cada celda para ser llenado con PCM, este dato se haya con la ecuación 5-7, y es definido de acuerdo al estándar de las placas usadas, para este caso S3/8(b)-11.1 [33].

$$\omega = \frac{V_{l,PCM}}{ABC} \quad (5-7)$$

$$V_{l,PCM}[\text{m}^2] = \omega ABC$$

Tabla 5-6: Parámetros de los tubos planos del intercambiador.

Parámetro	Valor	Unidades
Total tubos por metro lineal	387	-
Numero de hileras	3	-
Ancho total del intercambiador	$C = 0.046$	m
Número de tubos mínimo recomendados por el fabricante	36	
densidad de área del intercambiador lado líquido refrigerante	$\eta_{LR} = 213,43$	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$
densidad de área del intercambiador lado PCM [33]	$\eta_{PCM} = 1204$	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$
Relación de volumen libre [33]	$\omega = 0.756$	-

El caudal de 20 l/min del proceso a intervenir presentado en la tabla 4-7, es el caudal máximo a considerar en el diseño del intercambiador por el lado de los tubos planos. Este caudal se divide idealmente en partes iguales en cada uno de los tubos. Como punto de partida se asume que el número de tubos planos del intercambiador será de 36, valor mínimo de tubos sugeridos por el fabricante, por lo cual el caudal de cada tubo plano será de 0.555 l/min. Para calcular el número de Reynolds se utiliza la ecuación 5-8, posteriormente hallando el número de Reynolds se puede determinar el número de

Nusselt. Debido a que el número de Reynolds calculado es de 1.149, considerado fluido laminar, se utiliza el número de Nusselt para el flujo laminar completamente desarrollado para tubo rectangular, la información utilizada en la caracterización del lado del fluido refrigerante se encuentra en la tabla 5-7, de acuerdo a investigaciones se recomienda flujo laminar para HX con materiales de cambio de fase [34].

$$Re = \frac{D_h V}{\vartheta} \quad (5-8)$$

Tabla 5-7: Parámetros de diseño del intercambiador, lado de los tubos planos

Parámetro	Valor	Unidades
Caudal total en la red	$Q = 20$	l/min
Flujo másico total en la red	$\dot{m}_t = 0.333$	kg/s
Numero de tubos planos	36	-
Flujo másico en tubo unitario	$\dot{m}_u = 0.00926$	kg/s
Viscosidad cinemática	$\vartheta = 1.27 \times 10^{-6}$	m
Velocidad del fluido en cada tubo	$V = 0.435$	m/s
numero de Reynolds	$Re = 1.149$	-
Número de Nusselt a T_s constante ($e'/d' = 6$) para tubo plano [38]	$Nu = 5.14$	$\frac{m^2}{m^3}$
coeficiente de transferencia de calor por convección lado del refrigerante	$h_{LR} = 889.13$	$\frac{W}{m^2K}$

5.2.3 Dimensionamiento del intercambiador de calor PCM-HX

Al tener caracterizado el estándar de construcción del intercambiador de tubos planos y aletas con persianas a utilizar, y una vez hallados los coeficientes de transferencia de calor por convección en cada uno de los lados del intercambiador, se procede a determinar con la ecuación 5-9 [33], el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador referido al lado del líquido refrigerante para cumplir con la carga térmica del proceso. También se tiene en cuenta en establecer la relación entre la solución analítica propuesta por Bareiss et al. [36] y la carga térmica para cumplir con un tiempo de fusión de 380 s calculado de acuerdo a la ecuación 5-5 y presentado en la tabla 5-5. En primer lugar se determina que para el lado de las aletas con persianas la capacidad mínima de material PCM debe ser de 4.8 kg. Se utilizan los datos de la tabla 5-8 como

parámetros de partida para el dimensionamiento del intercambiador. Se determina el área superficial del intercambiador por el método de la temperatura media logarítmica. Con los datos anteriormente encontrados en el lado del fluido refrigerante, las dimensiones A y C son fijas, de acuerdo a los parámetros de construcción del fabricante, por lo cual para variar la capacidad del intercambiador se puede variar la longitud B , para lograr el área de transferencia requerido por la carga térmica y también que se cumpla con el volumen mínimo deseado para el tiempo de cambio de fase.

$$\frac{1}{U_{LR}} = \frac{1}{h_{LR}} + \frac{1}{(\eta_{PCM}/\eta_{LR})\epsilon_{0,PCM}h_{PCM}} \quad (5-9)$$

$$\frac{1}{U_{PCM}} = \frac{1}{\epsilon_{0,PCM}h_{PCM}} + \frac{1}{(\eta_{PCM}/\eta_{LR})h_{LR}} \quad (5-10)$$

Una vez determinado el coeficiente total de transferencia de calor referido al lado del líquido refrigerante U_{LR} , se calcula el área superficial requerida y se puede encontrar la longitud de los tubos mínima requerida. El valor calculado es de $B = 2940$ mm, en cada tubo. El volumen libre hallado es de 10.126 cm^3 lo que nos da una capacidad de PCM solidificado de 8.9 kg.

Tabla 5-8: Parámetros de diseño para el intercambiador de calor.

Parámetro	Valor	Unidades
Ancho total del intercambiador	$A = 0.105$	m
profundidad total del intercambiador	$C = 0.046$	m
Numero de tubos planos	36	-
Temperatura media logarítmica	$\Delta T_{ml} = 1.115$	°C
Espesor de las aletas	$\vartheta = 1.52 \times 10^{-4}$	m
Longitud de las Aletas	0.003071	m
Efectividad general superficie	$\epsilon_{0,PCM} = 0.94$	-
Coeficiente total de transferencia de calor al lado del líquido refrigerante	$U_{PCM} = 132.6$	$\frac{W}{m^2K}$
Coeficiente total de transferencia de calor al lado del PCM	$U_{LR} = 747.8$	$\frac{W}{m^2K}$
Área superficial requerida	$A_s = 2.67$	m^2
Longitud total intercambiador	$B = 2.94$	m
Volumen libre del intercambiador	$V_{L,PCM} = 0.01012$	m^3
Capacidad de masa PCM fase sólida	$m_{PCM} = 8.9$	kg

Debido a una longitud total del intercambiador $B = 2940$ mm para el diseño del intercambiador, se decide re evaluar la capacidad del intercambiador, debido a que su dificultad para hacer la instalación en el sistema de refrigeración del molde, su elevado costo y la capacidad de material PCM sería un 85% adicional a lo sugerido por la solución analítica. Se plantea realizar un intercambiador con un volumen menor y dos pasos por los tubos reduciendo la longitud a 790 mm y por tanto se modifica el ancho del intercambiador $A = 19.8$ cm. Obteniendo una capacidad de 4.8 kg, cumpliendo con la capacidad requerida en las celdas del intercambiador según la tabla 5-5 de parámetros de transferencia de calor en el lado del PCM. Adicionalmente esta modificación permite construir un intercambiador, más fácil de transportar y facilita su manipulación en la instalación y adaptación en la red de refrigeración. Las dimensiones propuestas se encuentran en la tabla 5-9, no se consideran pérdidas de transferencia de calor por separar el flujo en dos pases debido a que la relación de C_{\min}/C_{\max} es cercana a 0 debido al alto valor de la razón de capacidad calorífica del PCM que se encuentra en cambio de fase.

Tabla 5-9: Parámetros de configuración Intercambiador propuesto

Parámetro	Valor	Unidades
Ancho total del intercambiador	$A = 0.105$	m
Profundidad total del intercambiador	$C = 0.046$	m
Longitud total del intercambiador	$B = 0.79$	m
Numero de tubos planos	36 + 36	-
Temperatura media logarítmica	$\Delta T_{ml} = 1.115$	°C
Área superficial requerida	$A_s = 2.667$	m^2
Área superficial diseñada	$A_s = 1.443$	m^2
Tiempo de cambio de fase	$t = 380$	s
Masa de PCM	$m_{PCM} = 4.8$	kg

El Intercambiador tendrá un tabique que permitirá que una vez el agua circule por el primer paso se dirija por los siguientes 36 tubos. Para acoplarse a la red se instalan dos salidas para tubería de 1.5 pulgadas y evitar pérdidas de presión por accesorios, Las dimensiones del intercambiador propuesto se muestran en la figura 5-9.

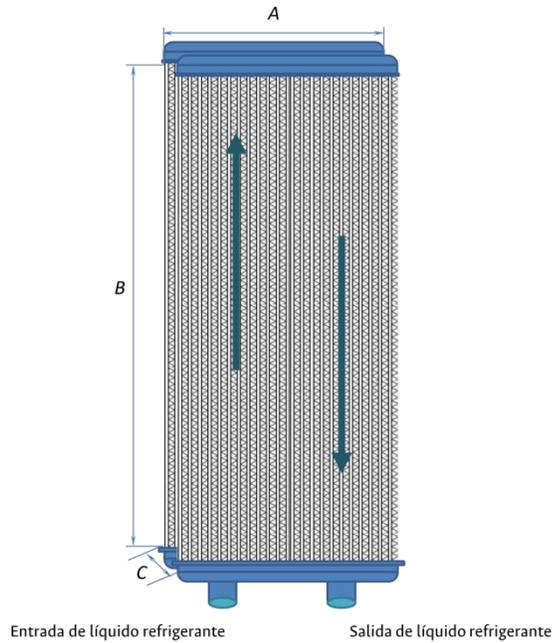


Figura 5-9: Dimensiones del intercambiador propuesto.

5.2.4 Validación de diseño con el método NTU para el PCM-HX propuesto

Para la validación se evalúa el intercambiador con el método de número de unidades de transferencia (NTU), en donde se usan las ecuaciones 5-11 y 5-13 para hallar efectividad. En la tabla 5-10 se describen los parámetros del método de NTU.

$$NTU = \frac{U_{LR} A_s}{C_{min}} \quad (5-11)$$

$$C_{min} = \dot{m}_t C_{p,LR} \quad (5-12)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (5-13)$$

Tabla 5-10: Parámetros del PCM-HX hallados por el método NTU.

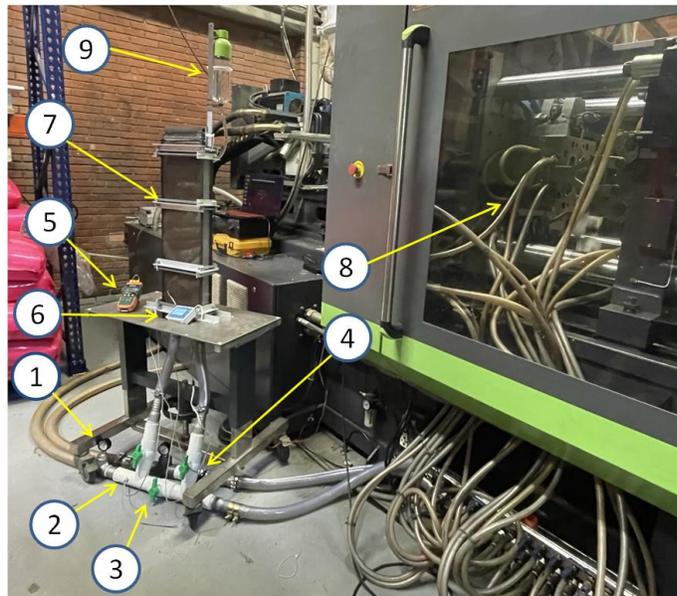
Validación NTU		
Parámetro	Valor	Unidades
Flujo másico total	$\dot{m}_t = 0.333$	kg/s
Delta T diseño	$\Delta T_{diseño} = 1.6$	°C
Delta T Max	$\Delta T_{max} = 2.1$	°C
Calor específico líquido refrigerante (H2O 10°C)	$C_{p,LR} = 4174$	J/(kg K)
Q deseado	2224	W
Coefficiente total de transferencia de calor al lado del líquido refrigerante	747.8	W/(m ² K)
Área superficial lado del líquido refrigerante	$A_{s,LR} = 1.443$	m ²
Capacidad calorífica mínima	$C_{min} = 1390$	W/K
Máxima posible transferencia de calor	$\dot{Q}_{max} = 2919$	W
Unidades de transferencia	NTU = 0,776	-
Efectividad	$\varepsilon = 54\%$	-
Capacidad del PCM-HX	$\dot{Q}_{HX} = 1576$	W
Temperatura de entrada al PCM HX	$T_i = 11.6$	°C
Temperatura a la salida del PCM-HX	$T_o = 10,5$	°C

Se identificó que la capacidad máxima del intercambiador propuesto es de 1576 W lo que nos permitirá reducir la temperatura del líquido refrigerante 1.1 °C. Considerando que es un valor razonable que puede traer efectos positivos en el proceso de refrigeración del molde de termoplásticos.

6.Resultados y análisis

6.1 Montaje

En el proceso se realizó la intervención del circuito de fluido refrigerante en dos etapas. Inicialmente se instalaron todos los instrumentos y accesorios necesarios para medir el proceso sin intervención del PCM-HX, figura 4-3, lo que permitió conocer con detalles el comportamiento del proceso para el capítulo 4. Una vez se tiene el intercambiador construido de acuerdo a los parámetros de la tabla 5-9, se realiza el montaje en una derivación independiente, lo que permite activar y desactivar el uso del PCM-HX de acuerdo a la posición de las válvulas, como se describe en la tabla 4-2. Los elementos agregados en el circuito de refrigeración se pueden observar en la figura 6-1.



1. Manómetros
2. Termopares
3. Válvulas
4. Caudalímetro
5. Registrador de Temperatura
6. Indicador de caudal
7. PCM-HX
8. Molde
9. Reserva de PCM

Figura 6-1: Montaje del PCM-HX en la red de refrigeración del molde.

En la figura se observan los elementos que se describen con más detalle en la figura 4-3 adicionando el PCM-HX, su base para la instalación, el tanque de reserva de PCM y se muestra el molde instalado en la máquina inyectora donde se realizaron las pruebas en producción.

En la construcción del PCM-HX, se instalaron cubiertas transparentes en el recipiente contenedor de PCM en contacto con las aletas, el cual permite identificar visualmente el

cambio de fase. El volumen del recipiente para contener el PCM se construyó ajustándose al volumen necesario para cubrir todo el volumen útil de intercambio con las aletas con persianas. Se instaló un tanque de reserva de 1000 cm³ que permite compensar el volumen cuando se presentan los cambios de densidad del PCM a medida que va cambiando de fase. En el recipiente de reserva se puede medir los cambios de volumen permitiendo estimar la cantidad de masa en fase sólida o líquida que se tiene en el PCM-HX, La masa total de PCM RT-10HC que puede almacenar el PCM-HX construido es de 5.15 kg.

En el chiller por compresión de la planta, como se muestra en la figura 6-2, se instala el registrador de energía eléctrica descrito en la tabla 4-5, el cual permite identificar si el PCM-HX afecta significativamente el comportamiento del chiller.



Figura 6-2: Instalación de registradores de consumo eléctrico.

6.2 Pruebas de descarga del PCM-HX

Para evaluar la capacidad máxima de almacenamiento térmico del PCM-HX se realizan pruebas de funcionamiento cargando y descargando de energía totalmente el PCM-HX. Las pruebas inician con el PCM-HX descargado, y con una temperatura inicial del líquido refrigerante de 12 °C. Durante las pruebas el chiller tiene desactivado el compresor, por

lo cual la temperatura del líquido refrigerante irá subiendo gradualmente durante el tiempo de la prueba.

Se realizaron dos pruebas con diferentes caudales 22.14 l/min y 62.82 l/min. La variación de la temperatura del agua con el tiempo se presenta en las figuras 6-3 y 6-4 para el menor y el mayor caudal respectivamente.

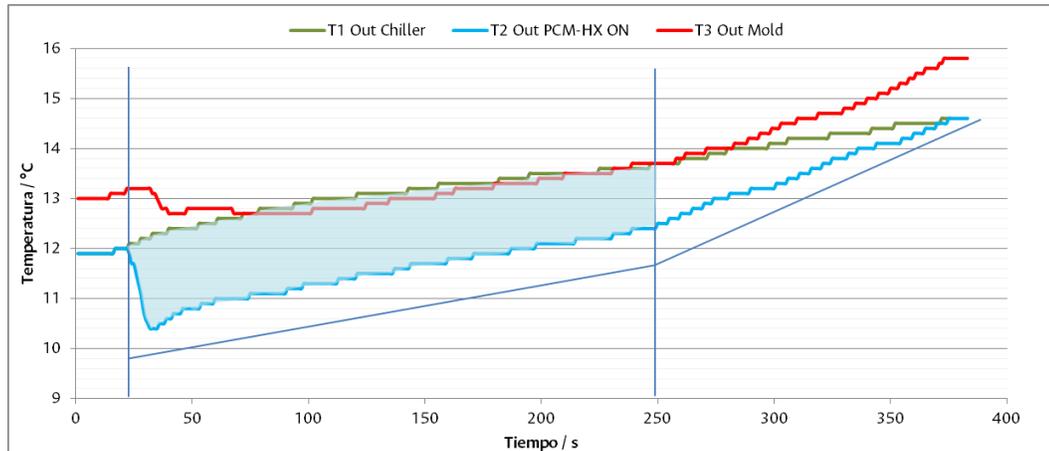


Figura 6-3: Descarga completa del PCM-HX, con 22.14 l/min.

En la prueba a 22.14 l/min \pm 0.20 se evidencia una disminución rápida de la temperatura T2 Out PCM-HX ON, a los 9 segundos de conectar el PCM-HX en el circuito del líquido refrigerante, logrando un valor mínimo de 10.4 °C. Para poder identificar el tiempo de descarga del PCM-HX se analizó la tendencia de la temperatura, identificando los cambios de pendiente. Cuando se está realizando la carga de energía en el PCM-HX (fusión) el aumento de la temperatura sube gradualmente intentando mantener una diferencia de temperatura de \pm 1.53 °C entre T1 Out Chiller y T2 Out PCM-HX ON hasta los 249 segundos de la medición.

Después de los 250 segundos se evidencia un cambio de pendiente por un incremento acelerado de la temperatura T2 Out PCM-HX ON hasta que se iguala con T1 Out Chiller, el cambio de pendiente evidencia que el PCM-HX está cargado totalmente, es decir que el PCM está en fase líquida completamente. La duración de cambio de fase en la carga a 22.14 l/min fue de 227 segundos.

Con la diferencia de temperatura de T1 Out Chiller y T2 Out PCM-HX ON hallada de los datos experimentales y con la ecuación 4-2 se determina la acumulación de energía que

se muestra en el área sombreada de la figura 6-3. Durante los 227 segundos la potencia cargada en el PCM-HX fue de 2385 W.

De acuerdo a la tabla 5-10 de parámetros calculados por el método NTU, Se esperaba una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del PCM-HX de 1.1, por lo cual el intercambiador con 1.53 °C cumple las expectativas de diseño. De acuerdo al flujo de calor máximo calculado analíticamente para el PCM-HX, las pruebas experimentales presentan un 51% mayor capacidad de la esperada, indicando que la tasa de almacenamiento de calor de las celdas es mayor a lo estimado teóricamente.

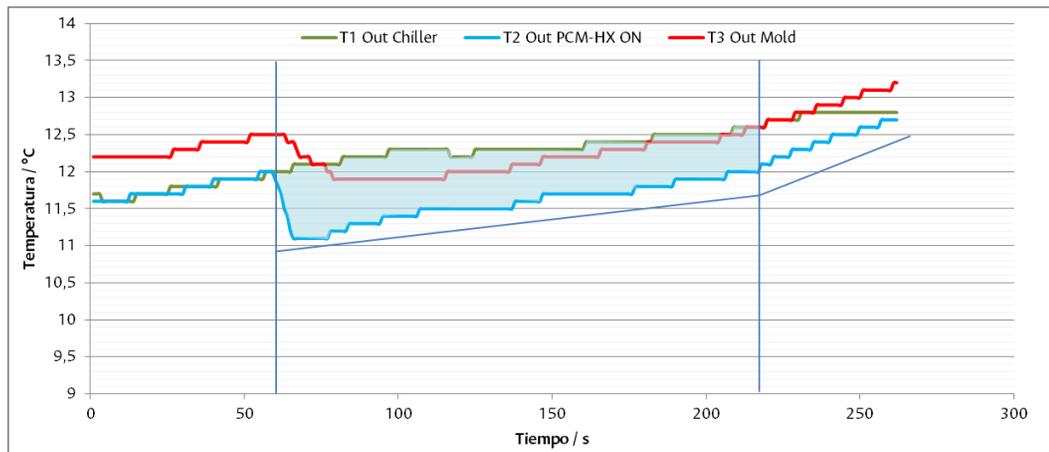


Figura 6-4: Descarga completa del PCM-HX, con 62.82 l/min.

En la prueba a 62.82 l/min \pm 0.20 se evidencia una disminución rápida de la temperatura T2 Out PCM-HX ON, a los 7 segundos de conectar el PCM-HX en el circuito del líquido refrigerante, logrando un valor mínimo de 11.1 °C. Para poder identificar el tiempo de descarga del PCM-HX se analizó la tendencia de la temperatura, identificando los cambios de pendiente. Cuando se está realizando la carga de energía en el PCM-HX (fusión) el aumento de la temperatura sube gradualmente intentando mantener una diferencia de temperatura de \pm 0.74 °C entre T1 Out Chiller y T2 Out PCM-HX ON hasta los 221 segundos de la medición.

Después de los 222 segundos se evidencia un cambio de pendiente por un incremento acelerado de la temperatura T2 Out PCM-HX ON hasta que se iguala con T1 Out Chiller, el cambio de pendiente evidencia que el PCM-HX está cargado totalmente, es decir que el PCM está en fase líquida completamente. La duración de cambio de fase en la carga a 62.82 l/min fue de 161 segundos.

Con la diferencia de temperatura de T1 Out Chiller y T2 Out PCM-HX ON tomada de los datos experimentales y con la ecuación 4-2 se identifica la acumulación de energía que se muestra en el área sombreada de la figura 6-3. Durante los 161 segundos la potencia cargada en el PCM-HX fue de 2758 W.

En ambas pruebas de descarga se evidencia que la temperatura T3 Out Mold, es afectada por los cambios de la temperatura T2 Out PCM-HX ON, la temperatura T3 Out Mold se reduce al conectar el PCM-HX en el circuito del líquido refrigerante buscando mantener la diferencia de temperatura con T2 Out PCM-HX ON en 0.5 °C.

6.3 Pruebas de rendimiento en producción

En la tabla 6-1 se describen las 4 pruebas realizadas en producción continua del molde de inyección de termoplásticos. Las pruebas 1 y 2 se realizaron con unas condiciones de producción y control de temperatura diferente a las pruebas 3 y 4. Para las pruebas 1 y 2 se tuvo un caudal de 18.27 l/min +/- 0.20 con una variación de la temperatura del líquido refrigerante entre 7.8 °C a 10.5 °C de acuerdo a las condiciones de trabajo del chiller. El molde trabajó con una producción de 15.01 kg/h de material termoplástico. La prueba 1 se realizó con el PCM-HX desconectado del sistema de refrigeración del molde, en un tiempo de 1807 segundos.

Tabla 6-1: Lista de pruebas realizadas en producción continua.

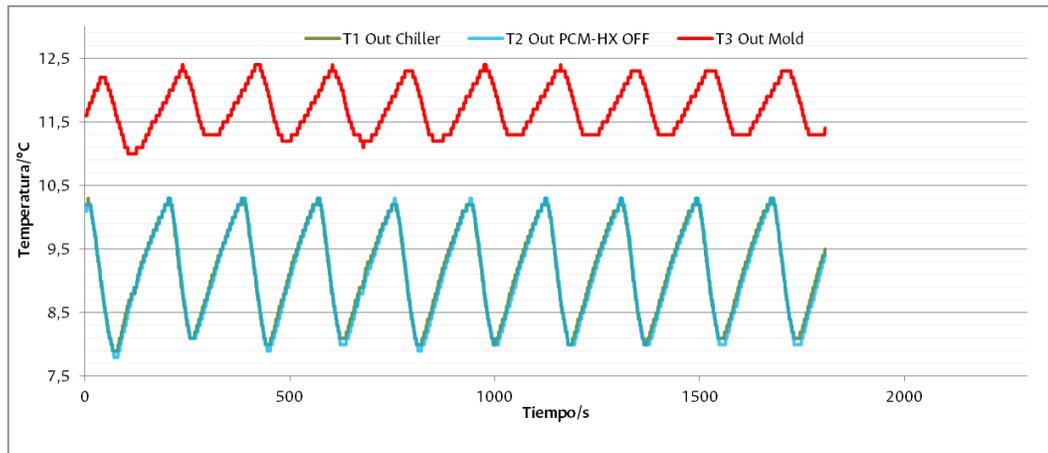
Prueba	Temperatura en operación (°C)	Presión (bar)	Caudal (l/min)	Producción (kg/h)	Uso del PCM-HX	Tiempo de prueba (s)
1	7.8 hasta 10.5	0.4	18.09	15.01	No	1807
2	7.9 hasta 10.4	0.4	18.45	15.01	Si	2209
3	7.0 hasta 11.9	0.4	18.82	9.55	Si	3748
4	6.9 hasta 11.9	0.4	18.43	9.55	No	2915

La diferencia de temperatura del líquido refrigerante entre T2 Out PCM-HX ON y T3 Out no presentó cambios relevantes durante las pruebas 1 y 2 manteniendo una diferencia de temperatura de 2.6 °C en promedio, Aplicando la ecuación 4-2 se determinó que el calor cedido por el molde es de: 3305 W. Los datos usados para determinar el flujo de calor cedido por el molde se encuentran en la tabla 6-2.

Tabla 6-2: Carga térmica calculada para las pruebas 1 y 2.

calor cedido por el molde en prueba 1 y 2		
Diferencia de temperatura promedio	$\Delta T = 2.6$	°C
Flujo másico total	$\dot{m} = 0.3045$	kg/s
calor cedido por el molde	3305	W

La variación de las temperaturas en la prueba 1 se muestra en la figura 6-5. Las oscilaciones de temperatura causadas por las condiciones de trabajo del chiller presentan un comportamiento estable durante la producción.

**Figura 6-5:** Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 1.

En la figura 6-6 se visualiza el consumo energético del chiller durante la prueba 1. La medición se realizó durante 1807 segundos de manera continua, y se identifica el ciclo de encendido y apagado de compresor. Se tiene un consumo constante de 1884 W principalmente por el funcionamiento de la bomba del líquido refrigerante. El compresor se energizó 29.0 % del tiempo de la prueba solamente. El consumo promedio del chiller es de 4.88 kW h.

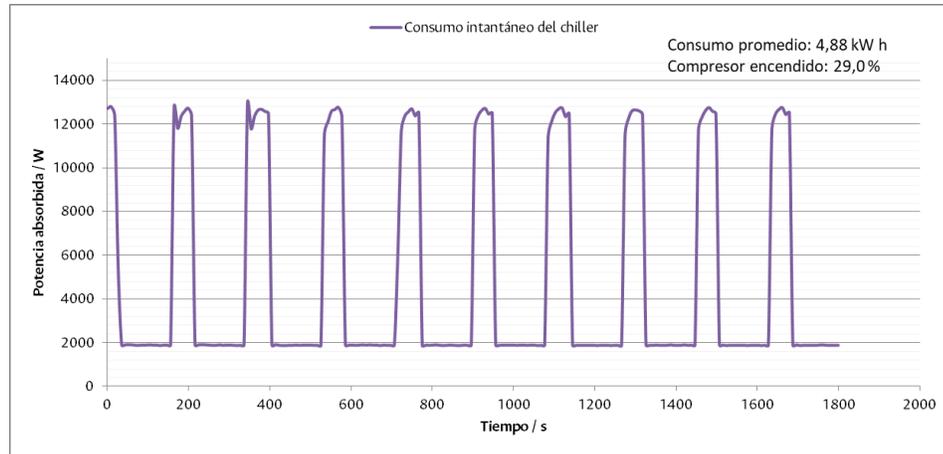


Figura 6-6: Consumo energético del chiller durante la prueba 1.

Una vez terminada la prueba 1, se conecta el PCM-HX en el sistema de refrigeración del molde y se esperan 15 minutos para que el proceso se estabilice con el PCM-HX. Cuando el proceso es estable se inicia la prueba 2, el comportamiento de las temperaturas del líquido refrigerante se presenta en la figura 6-7. La prueba 2 se realizó durante 2209 segundos. La temperatura T2 Out PCM-HX ON indica la temperatura del líquido refrigerante después de atravesar el PCM-HX, generando variaciones de temperatura diferentes a las encontradas en la prueba 1.

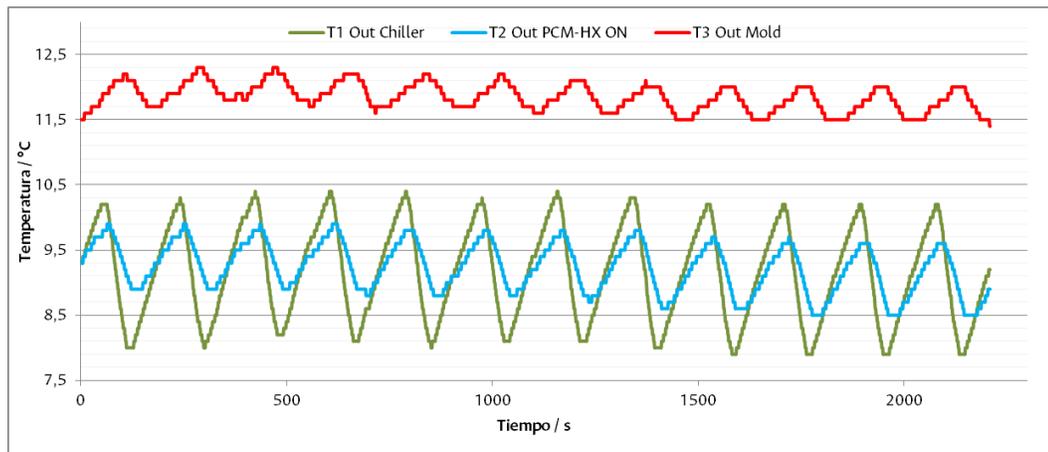


Figura 6-7: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 2.

En la figura 6-8 se visualiza el consumo energético del chiller durante la prueba 2. Se tiene un consumo constante de 1882 W principalmente por el funcionamiento de la bomba del líquido refrigerante. Se registra una potencia promedio consumida por el

chiller de 4.93 kW h. El compresor se energizó 29.3 % del tiempo de la prueba. Estos resultados son semejantes a los encontrados en los datos de consumo energético del chiller durante la prueba 1. El consumo energético fue medido durante 1801 segundos, para tener el mismo intervalo de tiempo usado en la prueba 1.

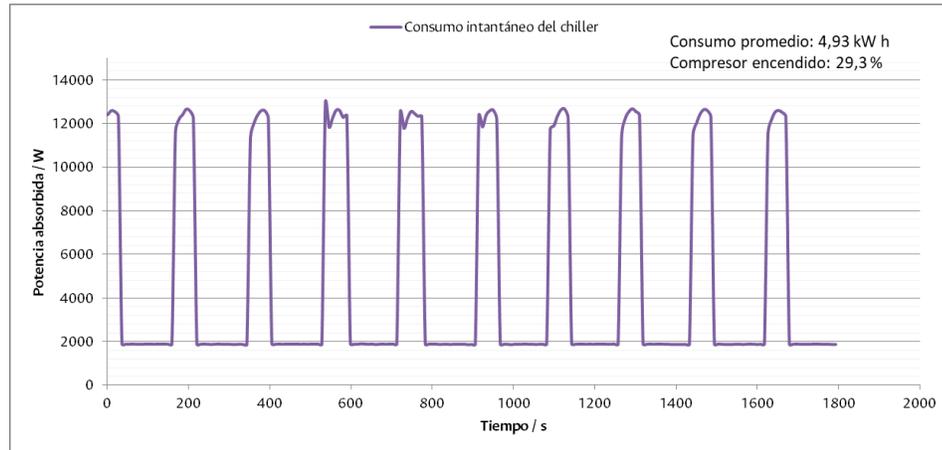


Figura 6-8: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 2.

Para las pruebas 3 y 4 se tuvo un caudal de 18.61 l/min +/- 0.3 con una variación de la temperatura del líquido refrigerante entre 6.9° a 11.9 °C de acuerdo a las condiciones de trabajo del chiller. El molde trabajó con una producción de 9.55 kg/h de material termoplástico. La prueba 3 se realizó con el PCM-HX conectado en el sistema de refrigeración del molde, en un tiempo de 3748 segundos.

La diferencia de temperatura del líquido refrigerante entre T2 Out PCM-HX ON y T3 Out no presentó cambios relevantes durante las pruebas 3 y 4 manteniendo una diferencia de temperatura de 2.0 °C en promedio, Aplicando la ecuación 4-2 se determinó que el calor cedido por el molde es de: 2589 W. Los datos usados para determinar el flujo de calor cedido por el molde se encuentran en la tabla 6-3.

Tabla 6-3: Carga térmica calculada para las pruebas 3 y 4.

calor cedido por el molde en prueba 1 y 2		
Diferencia de temperatura promedio	$\Delta T = 2.0$	°C
Flujo másico total	$\dot{m} = 0.310$	kg/s
Calor cedido por el molde	2589	W

La variación de la temperatura en la prueba 3 se presenta en la figura 6-9, La temperatura T2 Out PCM-HX ON indica la temperatura del líquido refrigerante después de atravesar el PCM-HX,

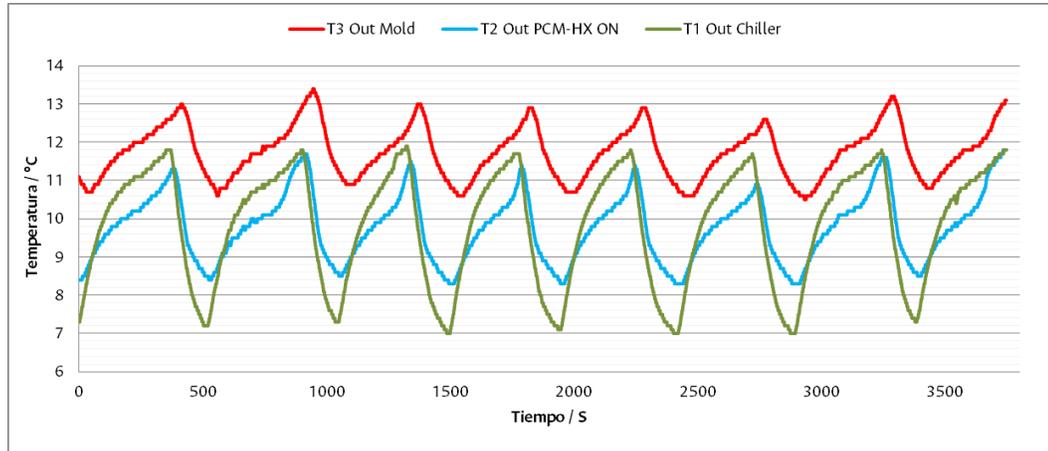


Figura 6-9: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 3.

En la figura 6-10 se visualiza el consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 3. El consumo constante de 1907 W principalmente por el funcionamiento de la bomba del líquido refrigerante. Se registra una potencia promedio consumida por el chiller de 5.16 kW h. El compresor se energizó 30.7 % del tiempo de la prueba. El consumo energético fue medido durante 3584 segundos.

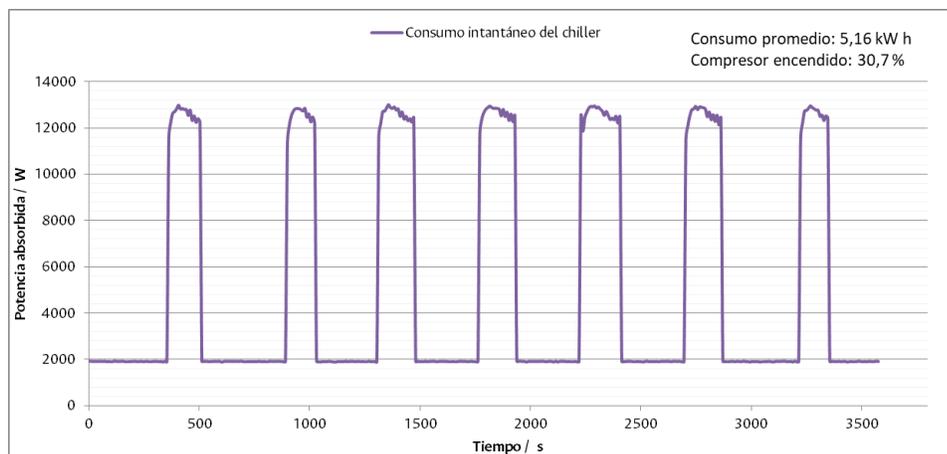


Figura 6-10: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 3.

Para la prueba 4, se realiza la desconexión del PCM-HX del sistema de refrigeración del molde, en la figura 3-6 se presenta las variaciones de las temperaturas durante la prueba 4 en un tiempo de 2915 segundos.

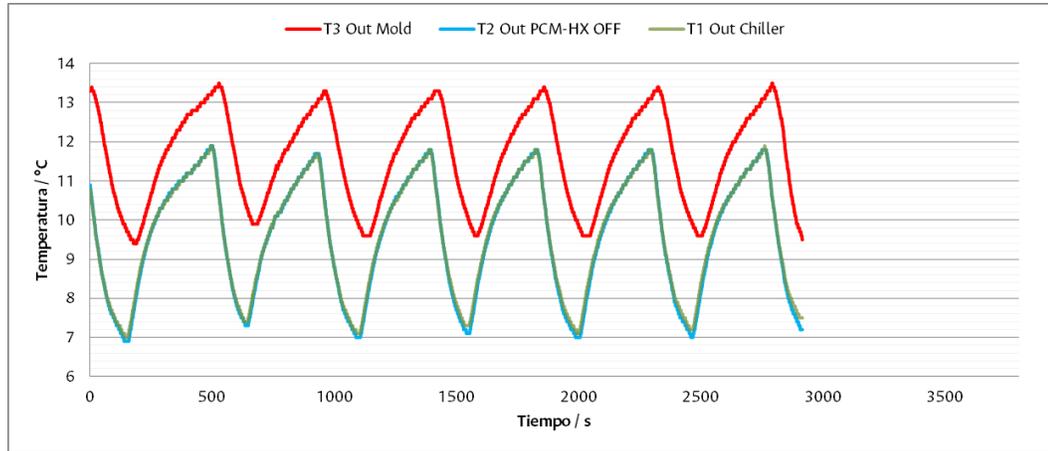


Figura 6-11: Comportamiento de la temperatura de la red durante la prueba 4.

En la figura 6-12 se visualiza el consumo energético del chiller durante la prueba 4, Se tiene un consumo constante de 1899 W principalmente por el funcionamiento de la bomba del fluido refrigerante. Se registra una potencia absorbida promedio de 5.82 kW h durante la toma de datos. El compresor se energizó 36.8 % El consumo energético fue medido durante 3026 segundos.

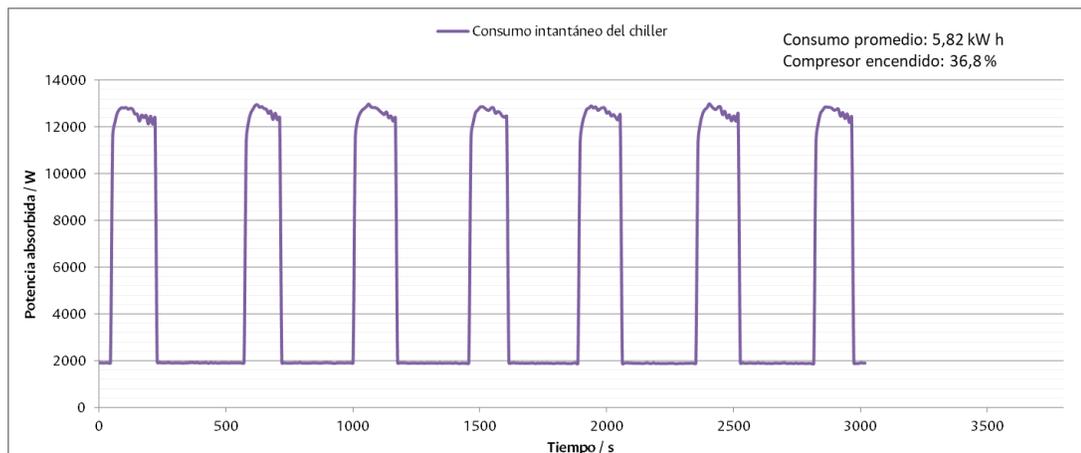


Figura 6-12: Consumo energético instantáneo del chiller durante la prueba 4

6.4 Análisis de pruebas 1 y 2

Si se realiza una comparación entre las figuras 6-5 y 6-7 que presentan la variación de la temperatura en la red de refrigeración. Cuando se tiene conectado el PCM-HX se puede evidenciar un cambio en la temperatura del líquido refrigerante al salir del PCM-HX, donde la oscilación de la temperatura por los ciclos de prendido y apagado del chiller se afectan en menor proporción. Esto influye también el comportamiento del líquido refrigerante después de pasar por el molde. Haciendo que la temperatura T3 Out Mold de la prueba 2 muestre una variación menor de la temperatura con respecto a la prueba la prueba 1. En la tabla 6-4 se identifican los cambios en la temperatura de las pruebas 1 y 2.

Tabla 6-4: Diferencias en temperatura de las prueba 1 y 2.

Punto de medición	Valor	Prueba 1 PCM OFF	Prueba 2 PCM ON	Diferencia
T1 Out Chiller	Temperatura mínima (°C)	7.9	7.9	0
	Temperatura máxima (°C)	10.3	10.4	0.1
	Temperatura promedio (°C)	9.1	9.1	0
T2 Out PCM	Temperatura mínima (°C)	7.8	8.4	0.6
	Temperatura máxima (°C)	10.3	9.9	0.4
	Temperatura promedio (°C)	9.1	9.2	0.1
T3 Out Mold	Temperatura mínima (°C)	11	11.5	0.5
	Temperatura máxima (°C)	12.4	12.3	0.1
	Temperatura promedio (°C)	11.7	11.8	0.1

Se evidencia una reducción de las oscilaciones de la temperatura en el líquido refrigerante en al menos un 40% cuando se implementó el PCM-HX diseñado. La temperatura T2 Out PCM ON reduce su temperatura máxima en 0.4 °C, y su temperatura mínima en 0.6 °C. Contribuyendo en la reducción de la temperatura mínima de T3 Out Mold en 0.5 °C.

No se encontraron cambios representativos en el consumo energético del chiller, se encontró un incremento de 50 W h de potencia absorbida en la prueba 2, es decir una variación del 1 %.

En la figura 6-13, se identifican los ciclos de carga y descarga del PCM-HX en la prueba 2. Se puede identificar que la temperatura de transición de cada carga inicia en 9 °C, y una transición de carga a descarga en 9.8 °C, siendo información consistente con los cambios de entalpía parcial reportada por el fabricante para el material de cambio de fase del PCM seleccionado, RT-10HC. Con la información del registrador de temperatura se puede identificar los puntos de intersección identificando los tiempos de transición entre descarga y carga.

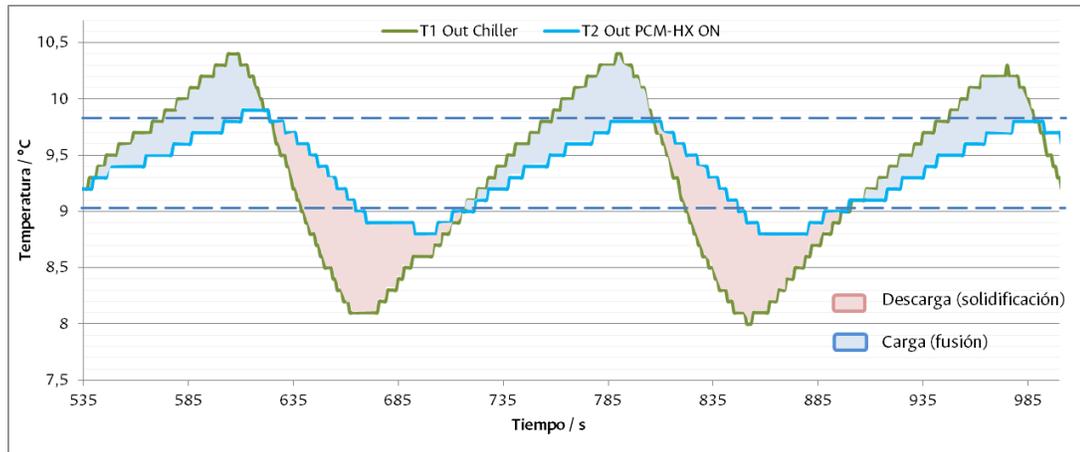


Figura 6-13: Ciclo de carga y descarga prueba 2

El tiempo de descarga promedio es de 80 s y el tiempo de carga promedio 90 s. En la tabla 6-5 se evalúa la potencia entregada y consumida en la descarga y carga del PCM-HX respectivamente durante la prueba 2.

Tabla 6-5: Ciclos de carga y descarga del PCM-HX en la prueba 2.

Descarga del PCM-HX		Carga del PCM-HX	
W	s	W	s
674,5	74	516,4	95
685,3	74	468,2	98
684,63	75	468,3	92
678,38	80	462,2	88
667,26	88	422,6	80
679,76	89	440,5	88
Promedios			
W	s	W	s
678,3	80	463,0	90

Durante la prueba 2 el PCM-HX no se cargaba completamente durante los ciclos de encendido y apagado del chiller, esto se conoce porque en el intercambiador se podía visualizar que las celdas tenían masa del PCM en fase sólida.

6.5 Análisis de pruebas 3 y 4

Se realiza una comparación entre la figura 6-9 y 6-11, los datos de temperaturas máximas, mínimas y promedios se muestran en la tabla 6-6. Cuando se tiene conectado el PCM-HX se puede evidenciar un cambio en la temperatura del líquido refrigerante al salir del PCM-HX.

Tabla 6-6: Valores de temperatura 3 y 4.

Punto de medición	Valor	Prueba 3 PCM ON	Prueba 4 PCM OFF	Diferencia
T1 Out Chiller	Temperatura mínima (°C)	7.0	7.0	0.0
	Temperatura máxima (°C)	11.9	11.9	0
	Temperatura promedio (°C)	9.8	9.6	0.2
T2 Out PCM	Temperatura mínima (°C)	8.3	6.9	1.4
	Temperatura máxima (°C)	11.8	11.9	0.1
	Temperatura promedio (°C)	9.8	9.6	0.2
T3 Out Mold	Temperatura mínima (°C)	10.5	9.4	1.1
	Temperatura máxima (°C)	13.4	13.5	0.1
	Temperatura promedio (°C)	11.7	11.6	0.1

Se observa una reducción en las oscilaciones de la temperatura en el líquido refrigerante en al menos un 30% cuando se implementa el PCM-HX. En especial cuando se está haciendo la descarga del PCM-HX. La temperatura T2 Out PCM ON reduce la amplitud en 1.5 °C, con una desviación de 0.1 por encima y 1.4 por debajo de la temperatura promedio. En la temperatura T3 Out Mold también se observa una reducción de amplitud de sus oscilaciones en 1.2 °C.

En la figura 6-14, se identifican los ciclos de carga y descarga del PCM-HX para la prueba 3, se puede identificar que la temperatura de transición de cada a carga inicia en 9 °C, al igual que la prueba 2, sin embargo se identifica una transición de carga a descarga se ubica en 11 °C, la cual se encuentra por fuera del rango de temperatura en

que ocurre el cambio de fase. Esto puede ocurrir debido a la acumulación por calor sensible considerando que el PCM-HX queda completamente cargado. Cuando el fluido refrigerante logra una temperatura de 9.6 la intensidad de descarga aumenta debido a que el PCM comienza la solidificación.

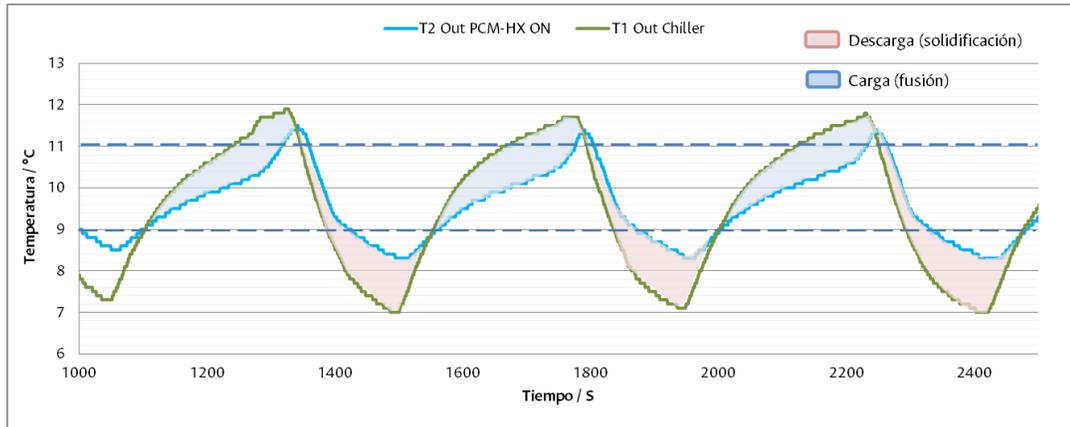


Figura 6-14: Ciclo de carga y descarga prueba 3

Con la información obtenida en el registrador de temperatura se identifican los tiempos promedios de descarga y carga para la prueba 3. Los tiempos de descarga encontrados están en promedio de 210 segundos y el tiempo de carga promedio en 236 segundos. En la tabla 6-7, se indica la potencia entregada y consumida en la descarga y carga del PCM-HX.

Tabla 6-7: Ciclos de carga y descarga del PCM-HX en la prueba 3.

Descarga del PCM-HX		Carga del PCM-HX	
W	s	W	s
1199.8	224	981.7	242
1165.8	203	1085.3	235
1169.0	204	948.9	231
Promedios			
W	s	W	s
1178.2	210	1005.3	236

En la figura 6-15 se compara el consumo energético instantáneo del chiller, desplazando el eje de tiempo para que las pruebas 3 y 4 coincidan en el momento en que el chiller se apaga por primera vez, a los 230 segundos. Se puede observar que el compresor tarda más tiempo en encender cuando se tiene conectado el PCM-HX. El tiempo que tarda en encender el compresor se va acumulando en cada ciclo lo que permite

identificar que durante la prueba el chiller encendió 6.1 % menos tiempo con el uso del PCM-HX. Esto reduce el consumo energético del chiller en 11 % con respecto a la prueba 4, consumiendo 656 W-h menos energía.

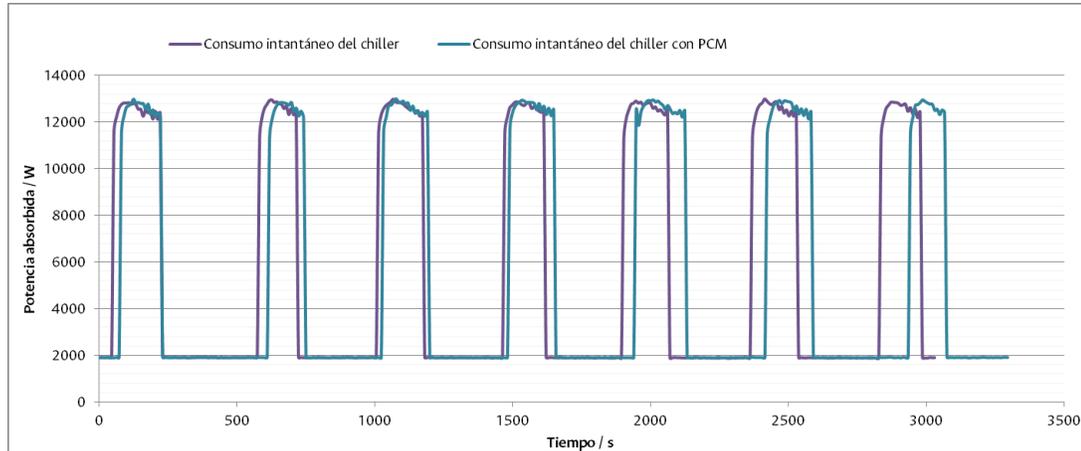


Figura 6-15: Consumo instantáneo del chiller cuando está en el circuito el PCM-HX y cuando no, alienando desde el apagado del chiller.

6.6 Análisis del proceso de fusión en la celda

Durante la implementación del PCM-HX en el sistema de refrigeración, se observó la evolución del PCM en el interior de las celdas triangulares a medida que el cambio de fase se presentaba. En el análisis fue posible identificar la fracción de PCM en estado sólido y líquido como se muestra en la figura 6-16. En esta figura se presentan fotografías de una sección del intercambiador, en diferentes intervalos de tiempo. Debido al tamaño de las celdas no se facilita identificar las fronteras entre la fase líquida y sólida. La frontera superior de la fase sólida se logra identificar con la ayuda de una línea punteada amarilla. La frontera superior es la más fácil de visualizar debido a que es la que más se distancia de las aletas del intercambiador. El PCM utilizado es completamente translucido en fase líquida y opaco cuando está en fase sólida. Cuando se empieza la fusión, rayos de luz alcanzan a atravesar la celda, causando que algunas partes de las fotografías se muestren en color azul claro a medida que avanza el tiempo.

El desplazamiento de la frontera a medida que la fracción de PCM en estado sólido disminuye acorde a lo propuesto en el capítulo 5.2.1. La diferencia de densidades mantiene la fracción en fase sólida cerca a la pared de la aleta inferior.

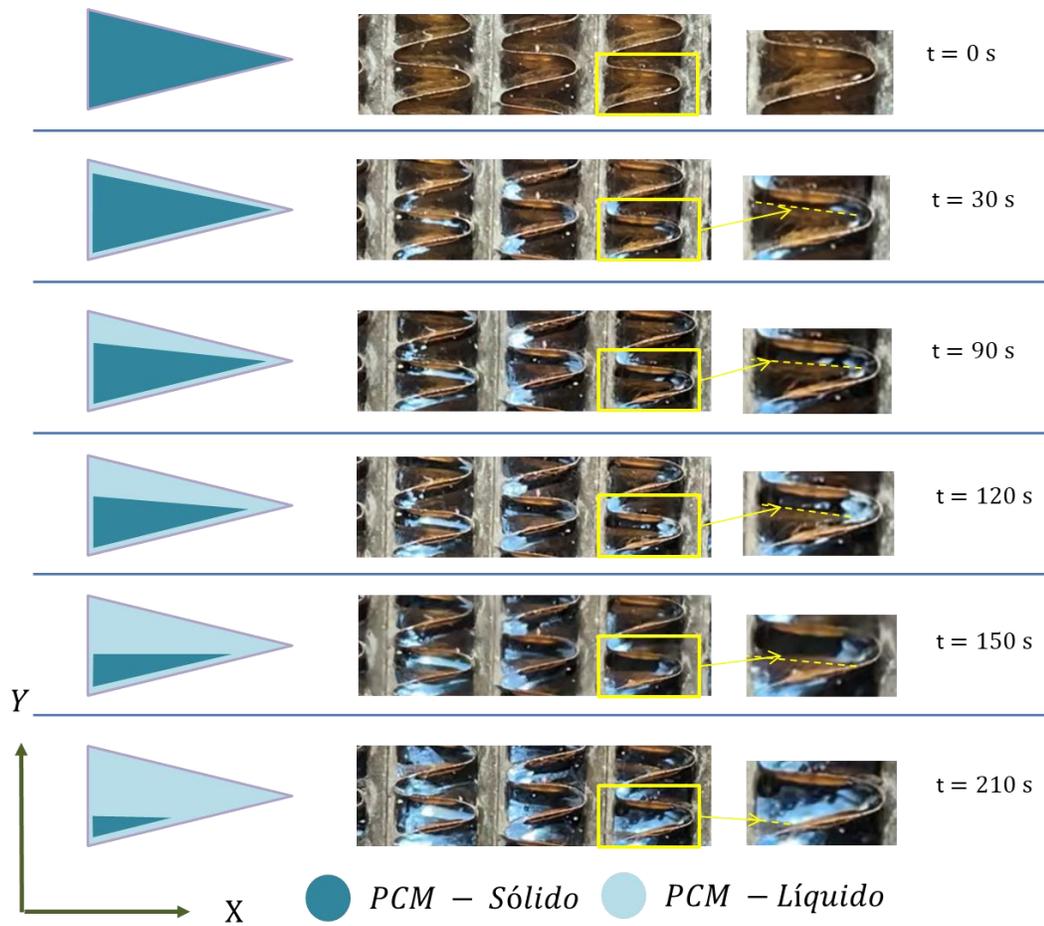


Figura 6-16: Comportamiento de las celdas en el PCM-HX durante el cambio de fase.

7. Conclusiones y trabajos futuros

7.1 Conclusiones

Se encontró factibilidad en la implementación de sistemas acumuladores por medio de PCM-HX logrando disminuir la variación de la temperatura en el sistema de refrigeración de moldes intervenida entre un 30 % y 50%.

Se logró reducir el consumo de energía eléctrica del chiller en un 11% gracias a que éste maneja ciclos de encendido y apagado más prolongados reduciendo la potencia total acumulada a lo largo del periodo de operación del equipo.

Observando el proceso de fusión del PCM en las celdas triangulares del PCM-HX propuesto, se encontró que la fracción de masa sólida y líquida se comportan de acuerdo al planteamiento teórico usado para encontrar la tasa de almacenamiento de calor. Permitiendo usar las aproximaciones realizadas en el método analítico cuasi-estacionario para el dimensionamiento del intercambiador.

De acuerdo a las pruebas de rendimiento realizadas al PCM-HX se encontró que el flujo de calor entregado fue 51 % mayor al calculado analíticamente, lo que puede indicar que la tasa de almacenamiento de calor de las celdas triangulares es mayor a la esperada, El intercambiador implementado cumple de acuerdo a lo esperado disminuyendo la temperatura del líquido refrigerante, sin embargo debido al aumento del flujo de calor del PCM el tiempo de cambio de fase se redujo un 40%.

La metodología para el dimensionamiento usada en el presente trabajo se puede implementar para otros procesos de refrigeración de similares características. Se debe tener en cuenta la temperatura de cambio de fase del PCM a implementar para que la acumulación de energía en el PCM-HX pueda ser aprovechada correctamente.

A pesar de que se logró una mejora en la estabilidad térmica del fluido refrigerante para el molde de termoplásticos, no se logró identificar cambios geométricos o de masa en el producto termoplástico inyectado.

7.2 Trabajos futuros

Se pueden realizar evaluaciones del comportamiento del PCM-HX durante tiempos prolongados de producción, las pruebas realizadas se realizaron durante intervalos de 30 a 80 min. Poder evaluar el comportamiento en ciclos largos puede identificar con mayor exactitud beneficios encontrados sobre ahorro energético y efectos que pueda tener el circuito de refrigeración.

Se puede evaluar y ajustar el modelo analítico implementado realizando pruebas del comportamiento del PCM en un modelo de una celda con geometría de prisma triangular. Adicionalmente se puede hacer uso de herramientas computacionales donde se puedan ajustar las variables encontradas en el presente estudio y obtener resultados más precisos para futuras implementaciones.

Realizar pruebas de laboratorio con condiciones controladas de la carga térmica y temperaturas del fluido refrigerante puede ayudar a caracterizar mejor el comportamiento de carga y descarga del PCM-HX.

8. Bibliografía

- [1] IEA (2021, Octubre 1). World energy outlook 2021 – analysis. IEA. Paris, Retrieved March 13, 2022, from <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021>
- [2] Li, S.-F., Liu, Z., & Wang, X.-J. (2019). A comprehensive review on positive cold energy storage technologies and applications in air conditioning with phase change materials. *Applied Energy*, 255, 113667.
- [3] Gil, A., Medrano, M., Martorell, I., Lázaro, A., Dolado, P., Zalba, B., & Cabeza, L. F. (2010). State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1— Concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 31–55.
- [4] Gómez, T., & Ribó, D. (2018). Assessing the obstacles to the participation of renewable energy sources in the electricity market of Colombia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90, 131–141.
- [5] Jurasz, J., Canales, F. A., Kies, A., Guezgouz, M., & Beluco, A. (2020). A review on the complementarity of renewable energy sources: Concept, metrics, application and future research directions. *Solar Energy*, 195, 703–724.
- [6] Kumar, L., Hasanuzzaman, M., & Rahim, N. A. (2019). Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review. *Energy Conversion and Management*, 195, 885–908.
- [7] Miró, L., Gasia, J., & Cabeza, L. F. (2016). Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review. *Applied Energy*, 179, 284–301.
- [8] Pitié, F., Zhao, C. Y., Baeyens, J., Degève, J., & Zhang, H. L. (2013). Circulating fluidized bed heat recovery/storage and its potential to use coated phase-change-material (PCM) particles. *Applied Energy*, 109, 505–513.
- [9] Dutil, Y., Rousse, D. R., Salah, N. B., Lassue, S., & Zalewski, L. (2011). A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 112–130.
- [10] Elias, C. N., & Stathopoulos, V. N. (2019). A comprehensive review of recent advances in materials aspects of phase change materials in thermal energy storage. *Energy Procedia*, 161, 385–394.
- [11] Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., & Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(2), 318–345.
- [12] Oró, E., de Gracia, A., Castell, A., Farid, M. M., & Cabeza, L. F. (2012). Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. *Applied Energy*, 99, 513–533.

- [13] Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. *Solar energy*, 30(4) (pp. 314), 313-332.
- [14] Feng, P. H., Zhao, B. C., & Wang, R. Z. (2020). Thermophysical heat storage for cooling, heating, and power generation: A review. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114728.
- [15] Pop, O. G., Tutunaru, L. F., Bode, F., Abrudan, A. C., & Balan, M. C. (2018). Energy efficiency of PCM integrated in fresh air cooling systems in different climatic conditions. *Applied energy*, 212, 976-996.
- [16] Venegas, T., Ugarte, G., Vasco, D. A., Rouault, F., & Pérez, R. (2019). Feasibility study of the application of a cooling energy storage system in a chiller plant of an office building located in Santiago, Chile. *International Journal of Refrigeration*, 102, 142–150.
- [17] Zhang, T., Liu, X., Zhang, L., Jiang, J., Zhou, M., & Jiang, Y. (2013). Performance analysis of the air-conditioning system in Xi'an Xianyang International Airport. *Energy and buildings*, 59, 11-20.
- [18] Said, M. A., & Hassan, H. (2018). Parametric study on the effect of using cold thermal storage energy of phase change material on the performance of air-conditioning unit. *Applied Energy*, 230, 1380-1402.
- [19] Allouche, Y., Varga, S., Bouden, C., & Oliveira, A. C. (2017). Dynamic simulation of an integrated solar-driven ejector based air conditioning system with PCM cold storage. *Applied energy*, 190, 600-611.
- [20] Du, J., Nie, B., Zhang, Y., Du, Z., & Ding, Y. (2020). Cooling performance of a thermal energy storage-based portable box for cold chain applications. *Journal of Energy Storage*, 28, 101238.
- [21] Park, H. S., & Dang, X. P. (2017). Development of a smart plastic injection mold with conformal cooling channels. *Procedia Manufacturing*, 10, 48-59.
- [22] Camarda, M. F. (2017). Eficiencia energética y competitividad industrial: análisis del sistema de incentivos en torno al programa provincial energía eficiente (propee). *Administración Pública y Sociedad (APyS)*, (3), 62-81.
- [23] Liu, H., Zhang, X., Quan, L., & Zhang, H. (2020). Research on energy consumption of injection molding machine driven by five different types of electro-hydraulic power units. *Journal of Cleaner Production*, 242, 118355.
- [24] Spiering, T., Kohlitz (2015). Energy efficiency benchmarking for injection moulding processes. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 36, 45–59.
- [25] Rashid, O (2020). Mold cooling in thermoplastics injection molding: Effectiveness and energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, 264, 121375.
- [26] Le, C. V., Bansal, P. K., & Tedford, J. D. (2004). Three-zone system simulation model of a multiple-chiller plant. *Applied Thermal Engineering*, 24(14–15), 1995–2015.
- [27] Incropera, F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S., (2007). 11. Fundamentals of heat and mass transfer 6th edition, John Wiley & Sons. Danvers, Massachusetts
- [28] Cabeza, L. F. (2015). Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications. In *Introduction to thermal energy storage (TES) systems* (pp. 7). Woodhead Publishing.

- [29] Naranjo, A., & Sanz, J. R. (2001). *Extrusion processing data*. Hanser Verlag.,
- [30] Yang, C. C., Ger, J., & Li, C. F. (2008). Formic acid: a rare but deadly source of carbon monoxide poisoning. *Clinical Toxicology*, 46(4), 287-289.
- [31] Medrano, M., Yilmaz, M. O., Nogués, M., Martorell, I., Roca, J., & Cabeza, L. F. (2009). Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems. *Applied energy*, 86(10), 2047-2055.
- [32] Mehling, H., & Cabeza, L. F. (2008). Heat and cold storage with PCM. An up to date introduction into basics and applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg; Berlin (Germany).
- [33] Kays, W. M., & London, A. L. (1984). Compact heat exchangers. MEDTECH
- [34] Longeon, M., Soupart, A., Fourmigué, J. F., Bruch, A., & Marty, P. (2013). Experimental and numerical study of annular PCM storage in the presence of natural convection. *Applied energy*, 112, 175-184.
- [35] Hirata, T., Makino, Y., Kaneko, Y. (1991). Analysis of close-contact melting for octadecane and ice inside isothermally heated horizontal rectangular capsule. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, vol. 34, no 12, p. 3097-3106.
- [36] Bareiss, M., & Beer, H. (1984). An analytical solution of the heat transfer process during melting of an unfixed solid phase change material inside a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(5), 739-746.
- [37] Yilmaz, S., Sheth, F., Martorell, I., Paksoy, H. O., & Cabeza, L. F. (2010). Salt-water solutions as PCM for cooling applications. In Proceedings of EuroSun.
- [38] Çengel Yunus A., & Ghajar, A. J. (2020). Heat and mass transfer: Fundamentals & applications. McGraw-Hill Education.