



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CALENTAMIENTO DEL AIRE INTERIOR EN UN DEPÓSITO DE 3m<sup>3</sup> QUE CONTIENE MIEL DE ABEJA**

Trabajo de titulación previo a la obtención del  
Título de: **INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES: SANDRO MICHAEL CHUQUI PORTERO  
LUIS GONZALO DÍAZ SALAZAR**

**TUTOR: LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

**Quito-Ecuador**

**2022**

## **CESIÓN DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros, Luis Gonzalo Díaz Salazar con documento de identificación N° 1725206526 y Sandro Michael Chuqui Portero con documento de identificación N° 1804785382; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 07 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Luis Gonzalo Díaz Salazar  
1725206526



---

Sandro Michael Chuqui Portero  
1804785382

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL  
TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA  
SALESIANA**

Nosotros, Luis Gonzalo Díaz Salazar con documento de identificación N° 1725206526 y Sandro Michael Chuqui Portero con documento de identificación N° 1804785382, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del proyecto técnico: “Diseño y simulación mediante CFD de un intercambiador de calor para el calentamiento del aire interior en un depósito de 3m<sup>3</sup> que contiene miel de abeja”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana

Quito, 07 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Luis Gonzalo Díaz Salazar  
1725206526



---

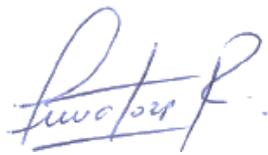
Sandro Michael Chuqui Portero  
1804785382

## **CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, Luis Fernando Toapanta Ramos con documento N° 1721113759, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CALENTAMIENTO DEL AIRE INTERIOR EN UN DEPÓSITO DE 3m<sup>3</sup> QUE CONTIENE MIEL DE ABEJA, realizado por Luis Gonzalo Díaz Salazar con documento de identificación N° 1725206526 y por Sandro Michael Chuqui Portero con documento de identificación N° 1804785382, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción de Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 07 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Ing. Luis Fernando Toapanta Ramos, M.Sc. PhD. (c)  
1721113759

## DEDICATORIA

Este trabajo de titulación va dedicado primero a Dios por que me permitió llegar a este punto con salud y vida, también a mi Padre Juan quien, con su apoyo incondicional me ayudo a ser un profesional con una educación y valores, a mi Madre Ana María que, con sus palabras de aliento, nunca me hizo perder esa fuerza para seguir adelante. A mis hermanos Juan y Giani quienes me han acompañado en todo este trayecto de mi carrera y me apoyaron con sus consejos y aprendizajes.

*Luis Gonzalo Díaz Salazar*

Una dedicatoria a Dios por darme salud y sabiduría para poder terminar esto que empezó un día como una meta, también a quiero dedicar esta tesis a mi Madre Ana, quien fue un pilar fundamental durante toda la etapa de formación, inculcándome valores y principios morales, a mi padre Baltazar quien me enseñó lo difícil que es ganarse la vida sin una profesión y por sus sabios consejos, a mi sobrino Josué que desde que llego a este mundo fue una inspiración para tratar de ser mejor persona y mejor ser humano.

A mis hermanos Silvia, Christian, Paola y Mauro quienes me supieron ayudar en numerosas ocasiones y brindar su apoyo en momentos de dificultad, a una super amiga Yessy que me ayudo en momentos en el que tener a quien te escuche es un privilegio y su constate apoyo incondicional y finalmente a mi mascota Espín, que llego en medio de la pandemia a hacer compañía

*Sandro Michael Chuqui Portero*

## AGRADECIMIENTO

Mi mayor agradecimiento es para mi Papá, quién con su sacrificio económico y un apoyo incondicionalmente me ayudo a forjarme como profesional, a mi Madre que siempre creyó en mí, que nunca perdió esa fe y que siempre tenía palabras de aliento en cada momento que yo más los necesite, a mis hermanos que juntos crecimos y nos hemos apoyamos mutuamente. A mi compañero de tesis que juntos realizamos un buen equipo de trabajo y que a pesar de las dificultades conseguimos culminar la carrera.

Finalmente, a mi tutor el Ing. Fernando Toapanta que nos acompañó en este trayecto de nuestro trabajo de titulación y nos guio con sus conocimientos para culminar este objetivo de realizar un buen trabajo.

*Luis Gonzalo Díaz Salazar*

Un agradecimiento especial a mis padres Ana y Baltazar, por brindarme su apoyo incondicional al igual que mis hermanos por tenerme paciencia en este tiempo de estudio y muchas cosas más, a mis compañeros y amigos de la universidad que me ayudaron en numerosas ocasiones, a mis profesores que impartieron sus conocimientos y consejos para poder formarme como un mejor ser humano, al grupo de misiones al que estuve ligado un tiempo en donde su formación humana y espiritual me permitieron cambiar muchas aspectos de mi vida, a mi compañero y amigo Luis de titulación quien me ayudo a terminar este trabajo de titulación tomando en cuenta la dificultad y teniendo seriedad para hacerlo.

Finalmente, un agradecimiento a mi tutor de tesis Ingeniero Luis Toapanta quien nos supo guiar durante este trabajo y brindar apoyo en aquellas dudas que teníamos para poder terminar este trabajo con satisfacción.

*Sandro Michael Chuqui Portero*

## RESUMEN

El siguiente proyecto tiene como objetivo modelar un dispositivo que intercambia calor en contracorriente y permite elevar la temperatura del aire en un tanque de miel de abeja de 3 m<sup>3</sup>, donde se realiza una transferencia de calor con el refrigerante R134a y el aire que circula en el interior del intercambiador, para la cual se recopiló información sobre el refrigerante a utilizar en este proyecto y particularidades del aire a una temperatura igual al ambiente local, este análisis se realizó primero por un método numérico y luego se verificó por una simulación. En el primer método se analizaron fórmulas con las que se encontró la eficiencia y la geometría adecuada para el diseño, a partir de datos iniciales de los dos fluidos con los que se pretendía elevar la temperatura del aire de 20 a 55 °C, ya que esta temperatura se encontró en artículos para calentar miel. Para el diseño y simulación CFD se utilizaron los paquetes de software SolidWorks y ANSYS Fluent, respectivamente. El intercambiador consta de un serpentín en su interior que tiene 8 pasos de tubo y una longitud de 1.39 m, lo que permite calentar la temperatura promedio del aire a 52.75 °C, así se demostró que el intercambiador alcanzó una eficiencia del 95%, validando los cálculos de las ecuaciones propuestas, ya que se alcanzó la temperatura deseada, evidenciando que este modelo de intercambiador presenta confiabilidad en el proceso de calentamiento de fluidos.

Palabras claves: Ansys Fluent, calentamiento, miel de abeja, refrigerante R134a, simulación, transferencia de calor

## ABSTRACT

The following project is aimed at modeling a counterflow heat exchanger to heat the air in a 3 m<sup>3</sup> honey bee tank, where a heat transfer is carried out with the R134a refrigerant and the air that flows inside the exchanger, for which information was collected about the refrigerant to be used in this project and particularities of the air at an ambient temperature in the city of Quito, this analysis was first carried out by a numerical method and then verified by a simulation. In the first method, formulas were analyzed with which the efficiency and the appropriate geometry for the design were found, based on initial data of the two fluids with which it was intended to raise the air temperature from 20 to 55 °C, since This temperature was found in articles for heating honey. For the CFD design and simulation, the SolidWorks and ANSYS Fluent software packages were used, respectively. The exchanger consists of a coil inside that has 8 tube steps and a length of 1.39 m, allowing to heat the average temperature of the air to 52.75 °C, it was thus shown that the exchanger reached an efficiency of 95%, validating the calculations of the proposed equations, since the desired temperature was reached, showing that this exchanger model presents reliability in the fluid heating process.

Keywords: Ansys Fluent, warming, honey, R134a refrigerant, simulation, heat transfer

## ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN DERECHOS DE AUTORES.....	i
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA .....	ii
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
RESUMEN.....	vi
ABSTRACT.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
INTRODUCCIÓN .....	xiii
PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA.....	xiv
OBJETIVOS .....	xv
CAPÍTULO 1 .....	1
ESTADOS DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE USOS APÍCOLAS .....	1
1.1 Estado del arte .....	1
1.2 Aspectos teóricos.....	5
1.2.1 Miel de abeja.....	5
1.2.2 Transferencia de calor.....	6
1.2.3 Conducción .....	6
1.2.4 Convección .....	7
1.2.5 Intercambiadores de calor.....	9
1.2.6 Bombas de calor.....	12
1.2.7 Refrigeración .....	13
1.2.8 Refrigerante .....	13
1.2.9 Refrigerante R-134a.....	13
1.2.10 Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes.....	14
1.2.11 Condiciones que deben cumplir los refrigerantes.....	14
1.3 Simulador en el proceso de calentamiento .....	15
1.3.1 ANSYS .....	15

1.3.2 Dinámica de fluidos computacional (CFD) .....	15
1.4 Conclusiones del capítulo .....	16
CAPÍTULO 2 .....	17
ANÁLISIS PREVIO AL MODELADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL CALENTAMIENTO DE LA MIEL .....	17
2.1 Ciclo de una bomba de calor .....	17
2.2 Transferencia de calor .....	18
2.3 Mecanismos de transferencia de calor .....	18
2.3.1 Conducción .....	19
2.3.2 Convección .....	19
2.3.3 Radiación .....	20
2.4 Coeficiente global de transferencia de calor .....	20
2.5 Diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD) .....	21
2.6 Método de la efectividad – NTU .....	22
2.7 Análisis térmico .....	23
2.7.1 Calor cedido del condensador .....	23
2.8 Número de Reynolds .....	24
2.9 Número Nusselt .....	24
2.10 Número de Prandtl .....	24
2.11 Número de Grashof .....	25
2.12 Flujo másico y volumétrico .....	26
2.13 Coeficiente de convección .....	26
(26) .....	27
2.14 Ecuación de balance energético .....	27
2.15 Eficiencia del intercambiador de calor .....	28
2.15.1 Métodos activo .....	29
2.15.2 Método pasivo .....	29
2.16 Análisis del diseño del intercambiador .....	30
2.17 Intercambiador de flujo cruzado y de pasos múltiples .....	30
2.17.1 Diseño del intercambiador de calor .....	31
2.17.2 Diseño del tubo .....	31
2.18 Propiedades de los fluidos .....	32

2.19	Análisis del ventilador .....	33
2.20	COP .....	33
2.21	Conclusiones del capítulo.....	34
CAPÍTULO 3 .....		35
ANÁLISIS MECÁNICO Y TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CONTRAFLUJO CON REFRIGERANTE R134a .....		35
3.1	Selección de la tubería.....	35
3.2	Diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD) .....	37
3.3	Cálculo de la velocidad del ventilador .....	38
3.4	Flujo volumétrico .....	39
3.5	Flujo másico .....	40
3.6	Coefficiente de transferencia de calor convectivo interno.....	40
3.6.1	Número de Reynolds .....	40
3.6.2	Número de Prandtl .....	41
3.6.3	Número de Nusselt.....	41
3.6.4	Coefficiente de transferencia de calor convectivo .....	42
3.7	Balance de energía.....	42
3.7.1	Transferencia de calor en estado gaseoso .....	43
3.7.2	Transferencia de calor en fase líquida .....	43
3.7.3	Transferencia de calor por calor latente.....	43
3.7.4	Transferencia total de calor.....	44
3.8	Análisis de la tubería del intercambiador de calor .....	44
3.8.1	Transferencia de calor requerido para los tubos .....	44
3.8.2	Coefficiente global de transferencia de calor.....	44
3.8.3	Eficiencia del intercambiador de calor .....	46
3.10	Longitud de la tubería .....	48
3.10.1	Cálculo del número de pasos del tubo .....	49
3.10.2	Cálculo de la caja .....	49
3.11	Cálculo del coeficiente de intercambio de energía del aire interno en la caja .....	49
3.11.1	Número de Reynolds .....	50
3.11.2	Número de Nusselt.....	51
3.11.3	Coefficiente de intercambio de energía del aire.....	51

3.12 Conclusiones del capítulo.....	52
CAPÍTULO 4 .....	53
ANÁLISIS DE RESULTADOS EN LA SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CONTRAFLUJO PARA EL CALENTAMIENTO DE LA MIEL DE ABEJA .....	53
4.1 Geometría del intercambiador de contraflujo.....	53
4.2 Software ANSYS Fluent .....	55
4.3 ANSYS CFD .....	55
4.4 Mallado computacional .....	55
4.5 Ecuaciones de gobierno.....	57
4.5.1 Ecuación de la continuidad.....	57
4.5.2 Ecuación de momento.....	57
4.5.3 Ecuación de la energía .....	58
4.6 Modelo de Euler – Euler.....	58
4.7. Simulación en ANSYS .....	58
4.8 Conclusión del capítulo .....	62
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.....	63
.....	64
PRESUPUESTO .....	64
CONCLUSIONES GENERALES .....	65
RECOMENDACIONES GENERALES.....	67
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	68
ANEXOS .....	77

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Transferencia de energía por convección[32].	8
<b>Figura 2.</b> Tipos de convección [37].	9
<b>Figura 3.</b> Estructura de un dispositivo de tubos y coraza[45].	11
<b>Figura 4.</b> Bomba de calor[47].	12
<b>Figura 5.</b> Ciclo del secado con bomba que usan calor[58].	17
<b>Figura 6.</b> Funcionamiento de un intercambiador de contraflujo [81].	31
<b>Figura 7.</b> Proceso de fabricación del cobre [88].	36
<b>Figura 8.</b> Serpentín del intercambiador.	54
<b>Figura 9.</b> Caja del serpentín	54
<b>Figura 10.</b> Caja de la miel de abeja 3m <sup>3</sup> (1m x 1.5m x 2m)	55
<b>Figura 11.</b> Mallado de la caja y tubos del serpentín	56
<b>Figura 12.</b> Calidad del mallado del intercambiador de calor	57
<b>Figura 13.</b> Simulación del intercambio de energía	59
<b>Figura 14.</b> Cambio de temperatura en el refrigerante R134a	60
<b>Figura 15.</b> Temperatura de salida del aire	60
<b>Figura 16.</b> Movimiento de la velocidad del aire.	61

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Clasificación de seguridad del ASHRAE[53].	14
<b>Tabla 2.</b> Simulaciones posibles con la CFD[56].	16
<b>Tabla 3.</b> Propiedades del refrigerante R134a [84].	32
<b>Tabla 4.</b> Características de la configuración interna de este intercambiador [89].	36
<b>Tabla 5.</b> Propiedades de entrada del aire a 1 atmósfera [37].	37
<b>Tabla 6.</b> Características del refrigerante R134a [92].	38
<b>Tabla 7.</b> Características técnicas del ventilador [93].	38
<b>Tabla 8.</b> Número de Prandtl de ciertos fluidos [99].	41
<b>Tabla 9.</b> Información de los parámetros de salida del R134a.	42
<b>Tabla 10.</b> Dimensiones de la caja de acero AISI 1010.	50
<b>Tabla 11.</b> Costo de insumos	64

## INTRODUCCIÓN

Al inicio del documento se analiza la información requerida para el calentamiento de la miel de abeja, se investigó información histórica de los procesos de elaboración y procesamiento de la miel, para abordar de mejor manera este tipo de transferencia de calor, donde se utiliza el refrigerante R134a, éste permitirá calentar el aire a una temperatura requerida, además se evaluará la eficiencia que tendrá este tipo de intercambiador en ventaja a otros de este mismo tipo, que conceden el cambio entre dos fluidos, a través de diversos métodos que analizan las propiedades térmicas de los fluidos.

Posteriormente, se analiza la geometría que fue basada en cálculos los cuales se obtuvieron a través de datos iniciales del aire y del refrigerante, además de las propiedades de los materiales con los cuales están contruidos la caja y el serpentín que se encuentra en su interior. Aplicando matemáticas en donde se calculó números adimensionales que demuestran la propagación de energía por convección forzada y una corriente de energía resultante.

A través del método CFD (Computational Fluid Dynamics) propio del software ANSYS se podrá determinar el cambio de temperatura del aire por medio de la caja y si esta llega a satisfacer el resultado deseado, en donde se consideró como parámetros la temperatura de ingreso y velocidad de flujo de ambos fluidos.

Finalmente, con todo esto se obtendrá el resultado al cual sale el aire del intercambiador y calienta la miel de abeja en un espacio de  $3\text{m}^3$  verificando además si el aire de salida del intercambiador es el adecuado para el proceso.

## **PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA**

En el proceso de conservar la miel de abeja se utilizan ciertos espacios y lugares inadecuados para mantenerla en un estado apropiado para su uso, los cuales ocasionarían que la miel de abeja pierda ciertas propiedades. Actualmente se busca implementar un espacio físico apropiado para la buena y correcta conservación sin el uso de productos externos.

Uno de los inconvenientes es, que no existen suficientes estudios para la conservación de la miel de abeja, pues el entorno de almacenaje es uno de los principales elementos, pues éste en muchos casos llega a ser inadecuada para un correcto almacenaje, ya que hay lugares inapropiados, pues la mayoría suele almacenarla a temperatura ambiente en espacios en donde no exista humedad, ni otros factores externos que generan cambios en su composición, siendo estos sitios como cajas, por esta razón es necesario desarrollar nuevas formas de almacenamiento.

En la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se tiene como finalidad el estudio del movimiento de fluidos y procedimientos de intercambio de energía. Está fundamentado para el manejo de sistemas numéricos a fin de determinar las fórmulas que detallan la preservación de la masa, el momento y la energía en un líquido. Contribuyendo con el diseño y así poder simular procesos de transición de fase para fluidos con varias fases, reduciendo el tiempo en su análisis y mostrando varios escenarios.

Los beneficiarios directos de la investigación serán investigadores, docentes y estudiantes de ingeniería y modelación numérica, ciertas zonas apícolas y apicultores pues, con el estudio realizado se demostrará si es eficiente este tipo de intercambiador para generar una temperatura adecuada para conservar la miel de abeja y posteriormente pueda ser implementado por esta parte de la sociedad.

Finalmente, el problema se centra en poder determinar si el intercambiador de contraflujo que se diseñó mediante cálculos y posteriormente simulado permite aumentar la temperatura del aire a la encontrada en artículos que pueda mantenerla en un estado viscoso.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo general**

Diseñar y simular por medio de CFD un intercambiador de calor para el calentamiento del aire interior en un depósito de 3m<sup>3</sup> que contiene miel de abeja.

### **Objetivos específicos**

- Determinar los elementos necesarios en la estructura de un intercambiador de calor para la conservación de la miel de abeja.
- Analizar el proceso de calentamiento del aire y sus propiedades térmicas que transitan en la parte interna del intercambiador de calor.
- Simular mediante CFD en el transcurso del intercambio de calor en medio del aire y el refrigerante en la parte interna del intercambiador.
- Validar los resultados obtenidos de forma analítica establecidos para el diseño y simulación en el calentamiento del aire.

# **CAPÍTULO 1**

## **ESTADOS DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE USOS APÍCOLAS**

A continuación, describimos el inicio de operatividad dentro del intercambiador de calor, sus principales partes, su sistema de operatividad y además un estudio acerca del tratamiento de la miel de abeja, los efectos que esta sufriría al trabajar en conjunto con el intercambiador y los posibles cambios que causaría. En este capítulo lo que se busca conocer es el correcto manejo e instalación de un intercambiador donde se mantiene la miel a una temperatura estable sin alterar al medio ambiente.

### **1.1 Estado del arte**

En la actualidad los intercambiadores son dispositivos termodinámicos empleados para varios sectores industriales de este modo ayudan con diferentes procesos como son: calefacción, refrigeración, automoción, ingeniería química y recuperación de calor industriales [1]. Selvakumar y Suresh [2] exponen que, es necesario la aplicación de fluidos de buen rendimiento y apropiados en un equipo de transferencia de calor para mejorar su funcionamiento puesto que existen algunos que no cumplen con una buena transferencia de calor o baja conductividad térmica.

Actualmente en el mundo existen alrededor de 20 mil especies de abejas, que son las que producen de forma natural la miel que sirve para el consumo humano [3]. Mosquera [4] expone en su trabajo que, si la miel es tratada térmicamente a 80 °C por tiempos no mayores a 30 min aproximadamente con pequeños intervalos de 5min se evidenció que el color y el (5-Hidroximetilfurfural) HMF se incrementaron y la actividad diastasa disminuye a medida que pasaba el tratamiento térmico por su parte Subramanian et al. [5] expone que, debido a las propiedades de la miel como su alta viscosidad ( $1.36 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$  a 25 °C y 21.5 % de humedad) se tiene problemas de manipulación y procesamiento. Es por tal razón que su viscosidad está influenciada directamente con la temperatura del lugar a medida que está se va calentando, sufre una disminución en la viscosidad hasta 30 °C.

Amariei et al. [6] comparte la idea de que, la miel es mucho mejor en un estado no cristalizado ya que es la consumida por los clientes, establece que existen algunos métodos para prevenir esto, donde se encuentra el tratamiento térmico a muy altas o bajas temperaturas, ultrasonido microondas, filtración ultrasonido y adición de aditivos alimentarios, en cambio Mouhoubi-Tafinine et al. [7] en su artículo expresan que, un tratamiento a altas temperaturas suele involucrar tener que calentarla en un baño de agua a unos 35 - 40 °C por un tiempo no mayor a 30 min. Durante este proceso la miel presenta poca conductividad térmica 0.5 W/m·K por lo que es conveniente mezclarla, puesto que la miel contiene un 18 % de agua durante el proceso de almacenamiento absorbe humedad del aire (humedad relativa aproximadamente 60 %) en procesos lentos. si se la calienta a unos 35 °C ocasiona que se incremente el HMF que no debe exceder los 40 mg/kg.

Bucekova et al. [8] realizaron un estudio sobre el tratamiento térmico no controlado a altas temperaturas de la miel, puede aumentar el HMF que es un indicador de frescura y el sobrecalentamiento, se han probado otros procedimientos diferentes de licuefacción en las que incluyen microondas, ultrasonido y alta presión hidrostática, aunque estas técnicas parecieran adecuadas desde un punto de vista económico la licuefacción térmica sigue siendo la más prometedora. Concluyeron que uno de los mejores métodos usuales para este proceso de licuefacción es el calentamiento industrial y se lo puede realizar hasta una temperatura de 55 °C.

Kabbani et al. [9] aportan con una investigación de un método para acelerar el proceso de licuefacción y reducir la cristalización en la miel. Para ello se empleó muestras de miel cristalizada por medio de un baño ultrasónico de 40 kHz a temperaturas de 40 a 60 °C durante 20, 40 y 60 min. Determinando que a temperaturas inferiores a 50 °C muestran una aceleración en el proceso de licuefacción de la miel, con esto se concluye que a bajas temperaturas la calidad de la miel se preserva y evitan un alto consumo de energía. Por otro lado, Escriche et al. [10] demostraron un estudio experimental para establecer si la volatilidad de la miel se ve alterada por diferentes procesos de tratamientos térmicos industriales. Se estudiaron cuatro tipos de miel españolas: tres de origen floral (críticos, romero y poli floral) y el cuarto de mielada, los resultados reflejaron que cada tipo de miel se pueden clasificar por origen botánico.

Zarei et. al [11] contribuyeron con una investigación acerca de los tratamientos industriales de las mieles comerciales en el proceso de sacar y almacenar la miel y cómo esto altera su condición, se elaboró un tratamiento térmico a 63 °C durante 10, 20 y 30 min. Demostraron que hay pocos cambios en todas las características fisicoquímicas de la miel durante el proceso, sin embargo, se dio un aumento de HMF, por lo contrario, Janghu et al. [12] en su estudio sobre el tratamiento ultrasónico optimizado realizó un estudio térmico con temperaturas entre de 65 a 95 °C hasta que la miel alcanzó una temperatura de 65 °C, algunos contenidos como el HMF, actividad diastasa, pH y humedad se vieron menos afectadas durante este proceso, concluyó que el ultrasonido de potencia bajo condiciones sugeridas es un proceso alternativo para el procesamiento de la miel no térmico.

Önür et al. [13] desarrollaron un estudio de dos procesos térmicos de la miel para evitar la cristalización, de este modo evaluaron dos tratamientos térmicos, la alta presión hidrostática (HHP) y el procesamiento de ultrasonidos, para lo cual se tomaron parámetros de calidad como el HMF, la diastasa y la viscosidad, por ende esto género que en el primer método con datos como la  $P=220$  MPa,  $T= 50^{\circ}\text{C}$ ,  $t=106$ min, dieran como resultado la mejora de las condiciones de licuefacción de la miel y con el método de ultrasonido se tomaron los datos de una sonda 7 mm con 0.5 ciclos, con esto se logró que los procesos se reduzcan y la calidad no cambie. En concreto ambos métodos son recomendables ya que los tiempos del procesamiento son cortos y evitan que disminuya la calidad.

Villalobos y Martínez [14] realizaron una investigación sobre los tratamientos térmicos que experimenta la miel de abeja de forma que la calidad de esta sea óptima para el consumo humano para ello se desarrolló un estudio en el que 650 g de miel cristalizada es sometida a un horno microondas, con una potencia de 100 y 1000 W, en la cual se estimó un tiempo considerable para que la miel pase a estado líquido, demostrando que con una potencia de 100 W en aproximadamente 30 min dieran como resultado la descristalización de la miel sin que la temperatura superase los 60 °C, por otra parte el mismo método utilizado con temperaturas mayores provoca un sobrecalentamiento lo que genera un cambio en su estructura.

Bucekova et al. [15] señala a la licuación térmica de la miel cristalizada como un método para que los apicultores puedan realizar de manera segura un proceso de licuar la miel de abeja, para lo cual desarrollaron un tratamiento térmico con varias temperaturas de 45, 55 y 65 °C , de este modo determinaron que no afecta la actividad antibacteriana de la miel de abeja, del mismo modo Zaizuliana et al. [16] en su artículo establecen que la cristalización de la miel suele dar la impresión que está adulterada aunque este proceso solo ocurre cuando la miel es pura, natural. durante el proceso se presentan algunas desventajas cuando se trata de su manejo al momento de realizar la operación y posterior almacenamiento.

Bartáková et al. [17] menciona que, uno de los usos del calentamiento por microondas (MW) es especialmente para la re licuefacción en el proceso de materializar la miel, en este procedimiento de MW la temperatura que alcanzó la miel fue de 80 - 90 °C donde el aumento del HMF no fue tan alto como en los métodos convencionales a esa temperatura.

Zhao et al. [18] aportaron con una investigación sobre el sobrecalentamiento de la miel sometido a un método térmico por medio de una observación de aminoácidos, se analizaron dos muestras de miel de azufaifo y la miel de casta las cuales son expuestas en un horno a una temperatura de 65 °C durante 10 h y a 80 °C durante 8 h lo que dio como resultado el cambio de color de cada una de las mieles y una influencia en sus HMF y aminoácidos, se determinó que los tratamientos a altas temperaturas producen un cambio en la composición de la miel.

Según un estudio realizado por Visquert [19], demostró que, al pasteurizar la miel de abeja a unos 85 °C por un tiempo estimado de 6 min, en función de sus características esta podría aumentar el HMF unos 3 a 7 mg/kg, se podría afirmar que el tratamiento del producto es menor, entonces realizando la pasteurización controlada el HMF no tendría que incrementarse. Este tipo de tratamiento térmico podría retardar la cristalización de la miel (pasteurización), unos 75 °C por varios minutos que tiene como fin retardar la cristalización, por su parte Scripca y Amariei [20] mencionan que, la miel es una mezcla saturada de azúcares que supera el 70 % y en menor cantidad de alrededor del 20% es agua en el proceso de la

cristalización están involucrados 2 azúcares como la fructosa (30 - 40 %) y glucosa (25 - 40 %) que pueden variar el proceso dependiendo del tipo de miel.

Alias et al. [21] menciona que, unos de los procesos más utilizados es de la pasteurización a unos 72 °C, este proceso hace que las células de levadura se destruyan, los cristales se mezclen, aumentando el HMF y reduciendo la actividad diastasa. Uno de los efectos que este proceso es el oscurecimiento de la miel también cambia en su aroma y sabor ocasionando una disminución en su calidad.

Braghini et al. [22] propusieron una investigación experimental sobre varias situaciones de almacenamiento de la miel de abeja para de este modo evaluar el efecto en sus propiedades fisicoquímicas, se almacenó miel de abeja a 22 y 40 °C durante 90 días también se tomó una muestra de miel comercial a 4 °C durante 365 días. Los resultados de las propiedades fisicoquímicas mostraron que las mieles tienen pequeños cambios en comparación al inicio del almacenamiento.

## **1.2 Aspectos teóricos**

Una introducción donde se va a detallar todos los aspectos generales acerca del calentamiento de la miel y conceptos relacionados con transferencia de calor, indicando lo más relevante acerca de esto, para lograr el entendimiento del leyente y mejorar la capacidad de aprendizaje.

### **1.2.1 Miel de abeja**

La miel se considera una mezcla azucarada, viscosa semilíquida, su composición es variable puesto que esta depende de la zona, las condiciones climáticas, etc. la cantidad de agua tiene una variación de 14 % a 19 % que se relaciona con el clima y fauna ya que si el porcentaje de humedad no supera el 18 % nada crecerá en ella. también contiene azúcares como fructosa (30%) glucosa (31%) y diminutas porciones de sacarosa (1 - 2 %) por el volumen de azúcares simple es altamente calorífica 3400 cal/g por lo que es beneficioso como una forma de energía [23]. Con el calentamiento de la miel a 32 y 40 °C disminuyen su viscosidad y permite el paso de la misma a través de los filtros, sin embargo la miel caliente tiende a colorearse por lo que recomienda no mantener más de 10 días a 35 °C [24].

Benalcázar [25] considera que, los efectos por el aumento de temperatura en este proceso, aumenta o disminuye las propiedades de la miel como la viscosidad que al calentarse y aumentar causa que la viscosidad se reduzca, por lo que la extracción de la miel es mínima y las características organolépticas, puesto que las temperaturas elevada perjudican la estructura y condición de la miel puesto que cuando es mayor a 45 °C su deterioro se hace más significativo si es por mucho tiempo.

### **1.2.2 Transferencia de calor**

Se considera una facultad la cual investiga la propagación de energía que ejerce sobre los objetos como consecuencia de una variación de temperatura, otro significado que proporciona la termodinámica en donde dice que la transferencia de calor está definida como calor. Hay 3 tipos de intercambio de energía: conducción, convección y radiación [26].

En termodinámica menciona que el calor se precisa como el transporte de energía que provoca una variación de temperatura en medio del conjunto y su entorno, en el segundo principio de termodinámica establece que el calor fluye a través de un límite del sistema en dirección a la caída de temperatura, por lo tanto la termodinámica indica que el calor transferido está sujeta a una fuerza impulsora y que tan veloz o intenso es este proceso irreversible, por ende este trabajo es relacionado con la transferencia de calor ya que esta ciencia debe aclarar las leyes de este proceso [27].

### **1.2.3 Conducción**

Proceso en el cual la temperatura de diferentes puntos ya sea un sólido o fluido es desigual, se rige al segundo principio de la termodinámica en donde el calor se transmite desde, aquella zona que tenga las temperaturas más elevadas hacia aquellas de menor temperatura, un fenómeno llamado conductividad térmica. Para su estudio analítico resulta complicado sin embargo se ha logrado establecer leyes gracias a la experimentación [28].

Raju y Nandi [29] relacionan acerca de que, el número de unidades de transferencia (NTU) real o efectiva donde se conoce que es siempre menor a la de NTU, que se realiza en el diseño no se desprecia la conducción de calor longitudinal. una forma muy efectiva para calcular el rendimiento real y una mejor optimización de la geometría a utilizar es el uso de expresiones analíticas ya que la misma reduce el tiempo y posteriores cálculos.

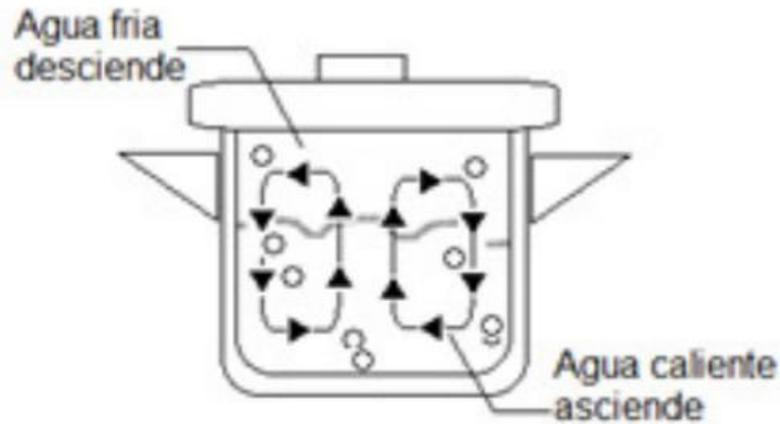
Rana y Jena [30] se centraron en un nuevo método de conducción de calor estable que se genera por medio de las paredes de los tubos de cualquier intercambiador obviando su geometría utilizando una técnica numérica llamada método de elementos de contorno BEM, en 2 casos particulares el primero estaba focalizado en tubos donde su superficie interna como externa se mantenían a una temperatura isotérmica y la segunda era una predicción de transferencia de calor entre los tubos donde había temperatura constante en la parte interna y en la externa en condiciones convectivas. En el primer caso constató que la transferencia de calor por BEM tiene concordancia con los obtenidos a través de Ansys Fluent®.

#### **1.2.4 Convección**

Al contrario de la conducción, este mecanismo de transmisión se genera oportunamente al movimiento de partículas que transfieren energía, debido a esto el intercambio que existe entre la superficie y el fluido de trabajo se le llama convección. En este proceso se puede explicar como el calor que se transfiere de las partículas de la superficie al fluido a través de la conducción y de este modo las partículas del fluido aumentan su temperatura [31].

Proceso en el cual existe una transferencia térmica de una sustancia líquida a una sólida en los 3 estados de la materia este proceso se determina con el coeficiente de conductividad térmica y el gradiente de temperatura. Se considera que está ligada como una sucesión de traspaso de masa fluida. Por tal razón es solo posible en líquidos y gases con partículas que se deslizan con cierto grado de facilidad. existiendo dos clases de convección la normal o libre y la forzada [28].

El mecanismo de convección puede explicarse de tal forma, tal como se nota en la Figura 1 en cuanto el líquido se va calentando y por consiguiente adquiriendo mayor temperatura la densidad disminuye tal y como se explica en la Ley de Boyle-Mariotte y se vuelve flotante a su vez el fluido frío especialmente en líquido con densidades bajas donde el más pesado sustituye al que se va aumentando su temperatura y de esta manera se va formando un ciclo de desplazamiento [32].



**Figura 1.** Transferencia de energía por convección[32].

#### **1.2.4.1 Convección natural**

La convección natural ha sido un método de intercambio de calor más relevantes en muchos estudios y aplicaciones en diferentes campos, se utiliza mucho en la calefacción y refrigeración ya que son los más comunes usados en edificios debido a que estos emplean sistemas de calefacción. El otro mecanismo que ayuda a la convección es la conducción puesto que en las partículas hay una diferencia de temperaturas ya que estas partículas están en constante movimiento ya sea esto en condiciones líquidas o gas [33].

Este mecanismo de intercambio de energía se detalla como un movimiento natural que trabaja en distintas densidades de partículas que interactúan entre sí, ya sean estos líquido o gas, se puede establecer por condiciones o propiedades físicas químicas de un proceso y también depende mucho de los estados del fluido y la variación de temperatura [34].

### 1.2.4.2 Convección forzada

La convección forzada es otro de las clasificaciones de la transferencia de calor, Larco [35] alude que, es una forma de intercambio de calor que ocurre cuando un fluido atraviesa un medio a consecuencia de un medio exterior como un ventilador, bombas de calor, etc, por lo que la gradiente de presión se hace muy importante, adicionalmente se estudian números adimensionales los cuales son: Prandtl, Reynolds y Nusselt. Cabe mencionar una existencia de otras formas de transferencia, Hu et al. [36] sugieren que, el uso de una espuma metálica al ser utilizada como medio poroso, y al tener un esqueleto aleatorio y superficies específicas han sido fuentes de estudio para reemplazar a la convección forzada, en la Figura 2 se puede visualizar los tipos de convección.

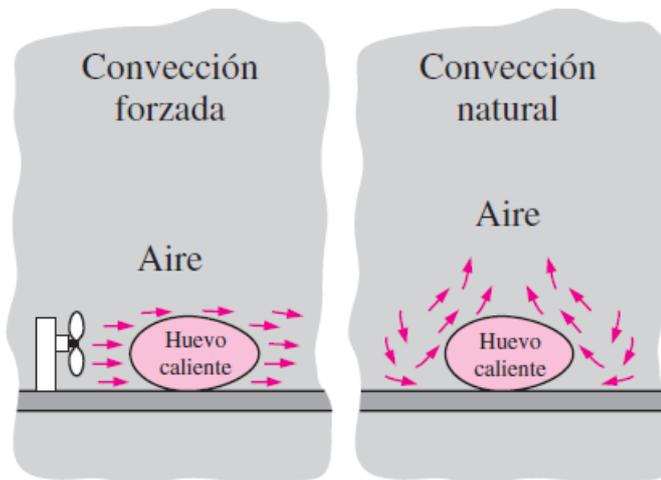


Figura 2. Tipos de convección [37].

### 1.2.5 Intercambiadores de calor

Son artefactos que intercambian calor y ayudan con el sistema de transferencia de energía interna de varios fluidos a distintas temperaturas, en general todos los intercambiadores están separados por superficies las que proporcionan una transferencia ideal y los fluidos no se mezclan. Estos dispositivos están conformados con un núcleo que contiene una superficie de transferencia y elementos de distribución de fluidos como cabezales, boquillas o tuberías, entradas y salidas [38].

### **1.2.5.1 Intercambiador de placas planas**

Son dispositivos usados en muchas partes industriales, estos intercambiadores están compuestos por varios canales que están separados por placas y de este modo acceden los fluidos con diferentes temperaturas de manera que intercambien calor sin mezclarse, se utilizan en varios campos como son el aire acondicionado y en ventiladores, en cierta aplicación se utiliza un intercambiador de entalpía de membrana ya que este dispositivo produce el mismo efecto de un intercambiador de calor solo que en vez de placas planas hay una membrana [39].

### **1.2.5.2 Intercambiador tipo espiral**

Uno de los mejores intercambios que existen en la actualidad son los espirales puesto que poseen ventajas sobre los demás, esto es que, el patrón de flujo se lo puede colocar a contracorriente con lo que se consigue una mejor transferencia entre dos líquidos, además que la transferencia por convección es alta en este tipo de intercambiadores aunque la caída de presión es moderada transformando este proceso en altamente efectivo [40].

Este tipo de intercambiadores están conformados por diversas bobinas estas se colocan en forma espiral y se distribuye entorno a la carcasa de tubo, la manera en la que está empleado el intercambiador ayuda a que tenga una mejor transferencia de calor y también genera que el fluido tenga mayor tiempo de estabilidad [41].

### **1.2.5.3 Intercambiador enfriado por aire**

Es una serie de tubos que están ubicados en una corriente de aire como un ventilador además suele tener aletas para aumentar el intercambio de calor. La elección de este tipo de intercambiadores frente a los demás es la economía pues los enfriados por agua requieren torres de enfriamiento que suelen ser elevados, los enfriados con aire tienen costos bajos aunque si se considera la potencia de los ventiladores si exigen gastos más considerables [42]. Una de las ventajas que posee este equipo es que no requiere agua o algún refrigerante por lo que no requiere de estos para su enfriamiento, la fiabilidad de este enfriador se da porque está conectado directamente al compresor siendo este el componente principal [43].

### 1.2.5.4 Intercambiador de tubos y coraza

Se basa en un conjunto sobre tuberías dentro del armazón o carcasa. El fluido dentro se denomina flujo interno y el que está del lado de la coraza flujo externo, en la parte de los extremos de los fluidos interno y externo se los separa por láminas de tubo. Estas piezas metálicas son soldadas para fijarlos en una sola posición. cabe mencionar que si en el sistema existiera una diferencia de presión alta, se hace circular por los tubos aquella que tenga más presión por lo general un líquido, mientras que el de menor presión por la coraza [44]. Son los más utilizados en la zona industrial pues poseen algunas ventajas como una buena relación entre volumen del equipo y la transferencia de calor, su diseño y formas de construcción vienen dados por estándares de diseño, su volumen hace que pueda soportar grandes temperaturas y altas presiones, en la Figura 3 se aprecia la estructura del intercambiador [45].

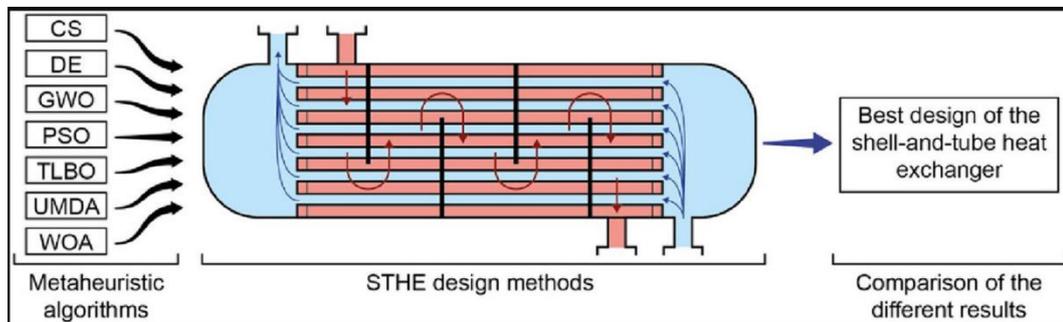


Figura 3. Estructura de un dispositivo de tubos y coraza[45].

### 1.2.5.5 Intercambiador de calor contacto indirecto

Se define como las corrientes del fluido que pueden mantenerse apartadas y la propagación de energía se mueve en medio de la pared de una forma continua o también se trasladan de una forma transitoria, de manera que el contacto directo entre fluido no existe ya que estos no interactúan [46].

### 1.2.6 Bombas de calor

Son considerados sistemas termodinámicos pues operan en un ciclo en donde hay un intercambio de energía a partir desde el objeto de menor temperatura a uno de temperatura elevada, aunque para ello es necesario suministrar algún trabajo. El resultado es que se incrementa la temperatura del cuerpo frío y disminuye la de cuerpo caliente. Es un trabajo similar al que genera el refrigerador, a través de la Figura 4 observamos este ciclo de operatividad [47].

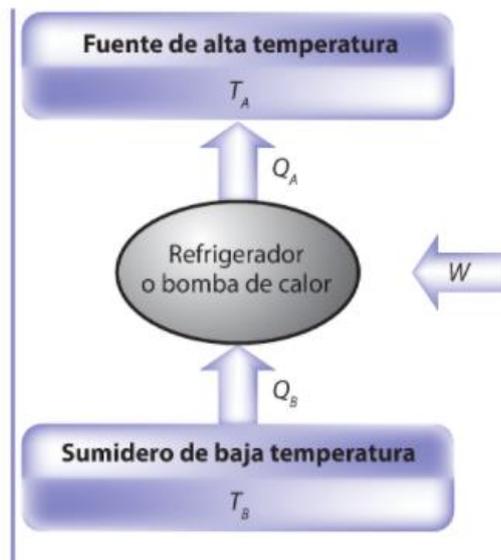


Figura 4. Bomba de calor[47].

La bomba de calor de fuente terrestre (GSHP) es reconocida como uno de los sistemas de energía que posee más ventajas puesto que su sistema de calefacción es muy bueno, un ciclo de vida muy bueno, bajo nivel de mantenimiento y su buena rentabilidad todo esto con el fin de proporcionar buenas condiciones climáticas y de manera óptima en calefacción o secado [48].

### **1.2.7 Refrigeración**

Es un sistema por el cual separa el calor de un sitio de menor temperatura, por lo que la energía que es extraída es entregada a un lugar donde la temperatura es relativamente alta, mediante el consumo de una cierta cantidad de energía. La refrigeración involucra una producción de temperatura por debajo del entorno de un espacio en específico, esto se produce gracias impregnación del calor de la menor temperatura y la liberación del mismo a una mayor temperatura, el desarrollo de este proceso se logra por medio de la evaporación de un líquido que tiene un temperatura de saturación baja y regresar el vapor a su estado líquido, este ciclo consta de 4 procesos los cuales son: compresión del refrigerante, condensación del vapor en líquido, expansión del líquido y la evaporación del refrigerante líquido [49].

### **1.2.8 Refrigerante**

Los refrigerantes más comunes utilizados son el aire y el agua como líquidos de trabajo, con la incorporación de etapas de compresión de gas genera que se produzcan métodos más compactos y eficientes. En un inicio los primeros fluidos de trabajo eran el dióxido de carbono y el amoníaco, para la conservación de la carne, en largos viajes en Nueva Zelanda y Austria se utilizaba el amoníaco, no obstante no era el más conveniente debido a que era tóxico, de manera que se utilizó el dióxido de carbono, sin embargo resultó que se necesitará una mayor presión, por otra parte el cloruro de metilo, aunque muy tóxico se utilizó en sistemas más reducidos [50].

### **1.2.9 Refrigerante R-134a**

El R-134a ha sido utilizado para reemplazar a largo plazo al R-12, este tipo de refrigerante es usado en diferentes campos como en el aire acondicionado y en la refrigeración comercial, en sistemas industriales, en la que se puede hallar compresores de potencia de 40 CV. El R-134a es un tipo de refrigerante de HFC, es decir, libre de cloro, es un gas puro por lo que resalta un deslizamiento de

temperatura de evaporación cero de modo que se puede cargar el equipo en forma líquida o gaseosa [51].

### 1.2.10 Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes

Mencionado esta parte hay que establecer que ninguno de los refrigerantes suele reunir todas las cualidades de ser un refrigerante ideal, por tal razón se debe elegir al que cumpla con las mayores condiciones de acuerdo a nuestra necesidad. Entre las cualidades no debe ser tóxico y nocivo para las personas que lleguen a tener algún contacto con él, se debe evitar que sea inflamable ni explosivo, al momento de estar en contacto con otros materiales no debe ser corrosivo o causar efectos, de acuerdo a sus reacciones químicas debe ser estable y no presentar ningún problema en la máquina en donde opera [52]. Debido a la toxicidad e inflamabilidad mencionadas anteriormente existen tablas de ASHRAE graduadas de acuerdo con colores para una mejor identificación de los refrigerantes.

**Tabla 1.** Clasificación de seguridad del ASHRAE[53].

Clasificación	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Sin propagación de llama	A1	B1
Incremento riesgo-inflamabilidad	A2L	B2L
↓	A2	B2
Media inflamabilidad	A3	B3
Máxima inflamabilidad		
	→ →	
	Incremento riesgo - toxicidad	

### 1.2.11 Condiciones que deben cumplir los refrigerantes

Son ciertas normas que los refrigerantes deben cumplir al momento de realizar su trabajo, por ejemplo, que al momento de su evaporación debe absorber la mayor cantidad de calor posible por lo tanto su calor latente de vaporización debe ser alto, ya que cuanto más calor absorba menor refrigerante se necesitara usar, también su conductividad debe ser alta para que al momento de condensarse ceda calor de

manera más rápida, su temperatura de evaporación siempre será menor a la temperatura en donde se va a refrigerar, así mismo esté no debe afectar o causar problemas al momento de usar lubricantes con lo deberá ser miscible para el aceite usado en la lubricación de la máquina asegurando con eso su retorno desde el evaporador al compresor en donde debe estar [51].

### **1.3 Simulador en el proceso de calentamiento**

Se detalla los softwares que se utilizaran para realizar la simulación del calentamiento de la miel de abeja ayudándonos de una mejor comprensión del proceso que se está realizando.

#### **1.3.1 ANSYS**

Al ser un paquete computacional de elementos finitos permite realizar análisis de elementos dividiéndolos en pieza de tamaño más pequeño llamado elementos, que aplican fórmulas que conducen los fenómenos de transporte, su comportamiento y la solución de los mismos. Estos resultados suelen presentarse de manera tabular, gráfica o animada. su uso está dirigido principalmente al diseño, optimización, análisis e información de teorías que tengan una alta dificultad que no se podría hacerlo de soluciones manual [54].

Este software de simulación computacional que proporciona elementos como son una plataforma completa para el diseño de cualquier prototipo y está integra un conjunto de simulación avanzada, también ofrece un amplio entorno direccionado a varios campos de la ingeniería como la productividad y la facilidad entre equipos o maquinarias en procesos industriales [55].

#### **1.3.2 Dinámica de fluidos computacional (CFD)**

Actualmente los procedimientos del modelamiento en ingeniería están basados en modelos empíricos, debido al paso del tiempo surgieron nuevos procesos que requieren diferentes ecuaciones que gobiernan el proceso. entre sus ventajas está el bajo costo si se lo compara con la experimentación tradicional es por tal razón que en la actualidad el software CFD se lo utiliza como herramienta de análisis de flujo además de ser útil en más campos como el transporte de especies químicas cambios

de fase y cristalizaciones. otra de su versatilidad es que se pueden crear prototipos virtuales que simulen dichos procesos [56].

En estos tiempos modernos el intercambiador de calor es importante en los procesos industriales de este modo el CFD es un software que ayuda al análisis y diseño con base en un estudio de propiedades mecánicas en las paredes del intercambiador y como se ven afectados los fluidos de gases y líquidos, esto para conseguir un funcionamiento adecuado, también brinda un amplio campo en la transferencia de calor y masa. Este simulador proporciona una extensa plataforma con la cual se puede realizar nuestros propios prototipos y abastece con imágenes, datos que pronostican el rendimiento del diseño o sistema [57].

**Tabla 2.** Simulaciones posibles con la CFD[56].

<b>Régimen de flujo</b>	<b>Transporte de masa</b>	<b>Transporte de calor</b>
Laminar	Convección	Convección
Turbulento	Difusión	Conducción
Unifásico	Reacción	Radiación
Multifásico	Cambio de fase	-

#### **1.4 Conclusiones del capítulo**

En la actual sección se ha indagado información de suma importancia acerca del proceso del calentamiento de la miel de abeja, los tipos de intercambiadores que podrían ser utilizados, asimismo los distintos métodos de intercambio de calor, se investigó respecto a los efectos que puede tener la miel y los cambios que sufre.

Estudios recientes demuestran que el excesivo calentamiento de la miel puede llegar a causar deterioro en el color y propiedades químicas de la miel, por tal razón se lo realiza con una cierta temperatura y un tiempo establecido para evitar que sufra alteraciones.

## CAPÍTULO 2

### ANÁLISIS PREVIO AL MODELADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL CALENTAMIENTO DE LA MIEL

Seguidamente, se pretende realizar un análisis de los factores externos que actúan en el diseño del intercambiador, teniendo en cuenta los efectos que produce el intercambiador durante esta fase de calentamiento de la miel de abeja, además se estudia procesos termodinámicos y de transferencia de calor que suceden durante esta fase.

Para finalizar también se estudia el refrigerante R 134a como opción en el funcionamiento de este sistema y así determinar un óptimo funcionamiento de este refrigerante en el intercambiador.

#### 2.1 Ciclo de una bomba de calor

Este dispositivo se usa también como un secador regularmente se genera a partir de un ciclo con la utilización de fuentes de calor como el evaporador y el condensador. Debido a esto, este tipo de maquina térmica implementa un periodo de aire de circuito cerrado, para que de este modo haya una conexión del flujo del aire por medio del evaporador y condensador, de esta manera la presión aumenta debido al paso del aire dado al circuito cerrado, este ciclo se lo detalla en la Figura 5 [58].

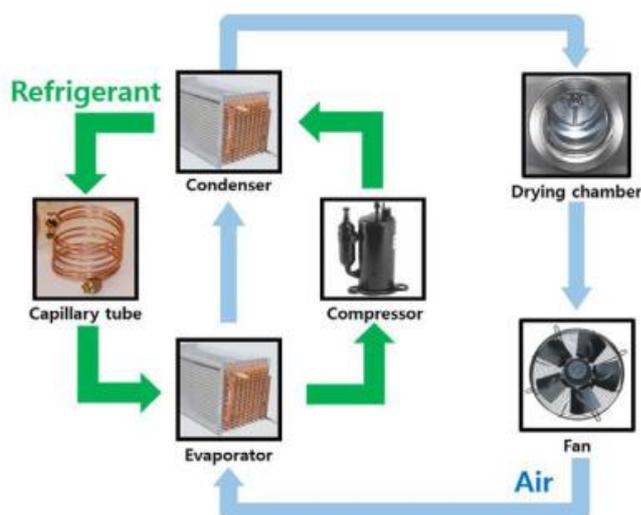


Figura 5. Ciclo del secado con bomba que usan calor[58].

En la investigación de este proceso de transmisión de energía para los intercambiadores de calor se realiza mediante un estudio transitorio, ya que de esta manera se puede tomar sus importantes propiedades dinámicas, otras de las partes importantes de un ciclo de bomba de calor es el compresor y el tubo capilar puesto que ayuda a la expansión y compresión del refrigerante [58].

## 2.2 Transferencia de calor

Se lo denomina como una transición de energía que se generan por la variación en la temperatura, la transferencia de calor en la ingeniería se lo define como mecanismos que son responsables de la transmisión de energía de un lugar a otro con la existencia de un intercambio de temperatura [59].

El calor cedido por un dispositivo es ganado por otro de similar porción, como se establece en la ecuación (1)

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{Q}_{ganado} \quad (1)$$

Para entender la cantidad de calor que ingresa o sale del sistema, debido a una variación de temperatura del fluido que se trasmite en la parte interna y la temperatura ambiente se determina mediante la fórmula matemática (2)

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

*Donde:*

$\dot{Q}$ : *Energía cedido al entorno natural, [W]*

$\dot{m}$ : *Corriente másico, [kg / s]*

$c_p$ : *Energía específica, [kJ / kg °C]*

$\Delta T$ : *Variación de temperatura, [°C]*

## 2.3 Mecanismos de transferencia de calor

Es primordial en este sistema comprender los distintas formas de intercambio de energía ya que están actúan en este proceso, por lo tanto, se revisa las ecuaciones de estos tres mecanismos[26].

### 2.3.1 Conducción

La transferencia de calor se la analiza mediante una pared física, este puede ser sólido o líquido, para de este modo el calor interno del lugar de mayor temperatura se transmite al lugar de menor temperatura, este se conoce como un intercambio molecular de energía cinética y un flujo libre de electrones, esta ecuación matemática es proporcionada gracias a estudio de Joseph Fourier como se muestra en la ecuación (3) [60].

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta X} \quad (3)$$

Donde:

*k*: Conductividad calorífica del objeto, [W/m·K]

*A*: Superficie del intercambio de energía, [m<sup>2</sup>]

*T1*: Temperatura en la parte interna de una lámina, [K]

*T2*: Temperatura en la parte externa de una lámina, [K]

*AX*: Grosor de una lámina, [m]

### 2.3.2 Convección

El intercambio de calor esta generado por el desplazamiento de masa en la superficie de un fluido lo que ocasiona un cruce de una zona a otra lo que produce un intercambio de calor, este también causa que las temperaturas se reduzcan. La fórmula esta derivada de la experimentación dado por el intercambio de calor por medio de la parte exterior y el fluido de este modo la convección de calor se da por la ecuación (4) [60].

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (4)$$

Donde:

*Q<sub>conv</sub>*: Calor de convección, [W]

*h*: Coeficiente de intercambio de calor por convección, [W/m<sup>2</sup>K]

*A*: Zona de la superficie, [m<sup>2</sup>]

*T<sub>s</sub>*: Temperatura externa en una pared, [K]

*T<sub>∞</sub>*: Temperatura ambiente, [K]

### 2.3.3 Radiación

La superficie de cuerpos surge un intercambio de radiante debido a la radiación que es difundida por diferentes direcciones y esta llega a ser interceptada por distintos cuerpos, si la radiación llega a ser generada con rangos térmicos adecuados es capaz de impactar a la capacidad energética del cuerpo y existir un cambio de temperatura para lo cual el intercambio de energía por radiación, de la forma que se define en la fórmula (5) [60].

$$\dot{Q}_{rad} = \xi \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (5)$$

Donde:

$\xi$ : Componente de emisividad.

$\sigma$ : Valor invariable de Stefan-Boltzmann  $5,67 \times 10^{-8}$ ,  $[W/m^2 \cdot K^4]$ .

$A_s$ : Superficie de intercambio de energía,  $[m^2]$

$T_s$ : Temperatura externa de la lámina,  $[K]$ .

$T_\infty$ : Temperatura del entorno,  $[K]$ .

### 2.4 Coeficiente global de transferencia de calor

Para otra investigación sobre intercambiadores es importante establecer un coeficiente global de intercambio de energía, generalmente este coeficiente equivale a las resistencias térmicas y la intercambio de calor en los fluidos, el coeficiente global de intercambio de energía se encuentra dada por la fórmula (6) [61].

$$Q = U \cdot A_s \cdot LMTD \quad (6)$$

Dónde:

$U$ : Coeficiente global de intercambio de energía  $[W/m^2 \cdot K]$ .

$A_s$ : Zona de la superficie,  $[m^2]$ .

$LMTD$ : Variación promedio de temperatura logarítmica,  $[^\circ C]$ .

Si en el intercambiador se establecen las áreas de la pared del tubo, las resistencias térmicas están determinado por la ecuación (7) [61].

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_0}{D_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (7)$$

*Dónde:*

$D_o$ : Diámetro al exterior del tubo, [m].

$D_i$ : Diámetro al interior del tubo, [m].

$k$ : Conductividad calorífica de un objeto, [W/m·°C].

$L$ : Largo de la tubería, [m].

Se tiene dos coeficientes de transferencia de calor la razón es porque el intercambiador tiene dos de sus superficies para la transmisión de energía, esto debido a que son muy importantes las superficies internas y externas del tubo, debido a la conducción y convección que están dada respectivamente por las ecuaciones (8) y (9) [61].

Este coeficiente global de intercambio de energía está dado por esta fórmula. (10)

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (8)$$

$$R_s = \frac{1}{h_s \cdot A_s} \quad (9)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_e}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{1}{h_e}} \quad (10)$$

*Dónde:*

$h_i$ : Valor del intercambio de energía por convección en el interior, [W/m<sup>2</sup> K].

$h_e$ : Valor del intercambio de energía por convección en el exterior, [W/m<sup>2</sup> K].

$D_o$ : Diámetro externo, [m].

$D_i$ : Diámetro interno, [m].

## 2.5 Diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD)

Forma correcta con que se debe tomar la temperatura media que se va a utilizar en el análisis de los intercambiadores siendo estos de misma corriente o a flujo cruzado, con la ventaja de que se puede elegir a cualquier extremo como parte de ingreso o salida, como se visualiza en la ecuación (11) [62].

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (11)$$

Donde:

$\Delta T_{ml}$ : Diferencial de temperatura promedio logarítmica

$T_1$ : Variación de temperatura en un lado

$T_2$ : Variación de temperatura en el lado opuesto

Estos intercambiadores de contraflujo utilizan una relación de temperaturas equivalentes como la ecuación (12).

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (12)$$

Donde:

F: Factor de corrección (varia con una configuración geométrica a otra)

$T_{ml}$ : Diferencial de temperatura promedio logarítmica (para intercambiador a contraflujo); donde las temperaturas se definen como las ecuaciones (13) y (14).

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (14)$$

## 2.6 Método de la efectividad – NTU

Este procedimiento se aplica cuando el intercambiador tiene mayor número de pasos y flujo cruzado, para ello se necesita determinar la eficiencia del intercambiador de calor y de esta manera demostrar lo cercano que está el intercambiador de calor al desarrollo límite de propagación de calor, se determinan la velocidad de transmisión de calor y las temperaturas de abandono en el líquido caliente y así mismo del líquido con menor temperatura, la finalidad de este método es encontrar el beneficio con respecto al intercambio de calor en un intercambiador de calor [63].

Kumar et al. [64] en su investigación establece que para los rendimientos de los intercambiadores de NTU tiene por lo general una eficacia mayor a 0,95 lo que afecta en algo la conducción de calor por su longitud, por otro lado Cole y Çetin [65] determinaron que el NTU real es conocida como NTU efectiva que siempre va

a ser menor a la NTU de diseño cuando no se desprecie la conducción a través de la longitud. Se puede predecir una correcta geometría y un mejor rendimiento real por medio de expresiones de forma cerrada

El método de la efectividad NTU es un número adimensional que es empleado para una distribución en contraflujo, este método se asocia con la eficiencia de los intercambiadores y se expresa como se observa en la ecuación (15) [66].

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \quad (15)$$

## 2.7 Análisis térmico

Para desarrollar un análisis de temperatura de un intercambiador se debe conseguir la mejor manera de un dimensionamiento adecuado para una cierta superficie de propagación de calor de tal forma que se asegure una tasa de transferencia de calor eficiente[67].

### 2.7.1 Calor cedido del condensador

En el proceso del condensador se va a definir la energía que se separa del refrigerante en el evaporador esto con la adición del procedimiento de compresión que se desvanece a un medio condensante como se muestra en la ecuación (16)[68].

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + (f)(N_{ir}) \quad (16)$$

*Donde:*

$Q_{cond}$ : Calor del condensador, [W]

$Q_{evap}$ : Calor del evaporador, [W]

$(f)(N_{ir})$ : Proceso de compresión donde se desvanece a un medio condensante

El refrigerante sale del compresor con un sobrecalentamiento, esto se debe a la elevada temperatura y presión, el sobrecalentamiento se aparta del límite de gas caliente del compresor de tal manera que una cantidad del condensador donde la temperatura se encuentra menor de modo que el gas se condensa en estado líquido. El calor liberado por el condensador se la expresa con la ecuación (17) [68]

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (17)$$

Donde:

$Q_{cond}$ : Calor del condensador, (W)

$\dot{m}$ : Corriente másica del refrigerante, (kg / s)

$h_2$ : La entalpía del refrigerante al momento de salir del condensador, [kJ/kg]

$h_3$ : La entalpía del refrigerante al momento de entrar al condensador, [kJ/kg]

## 2.8 Número de Reynolds

A fin de saber la clase de corriente que va a producirse se requiere calcular el número de Reynolds, este es utilizado para aquellos fenómenos que tengan que ver con la mecánica de fluidos el cual ayuda a determinar si la corriente es laminar o turbulento como se observa en la ecuación (18) [69].

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (18)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad de un líquido, [kg / m<sup>3</sup>].

$V$ : Velocidad de un líquido, [m/s].

$D$ : Diámetro hidráulico en el tubo, [m].

$\mu$ : Viscosidad dinámica de un líquido, [Pa·s].

## 2.9 Número Nusselt

Este número es adimensional y se define para diferentes relaciones de intercambio de energía, significa una mejora en la transferencia de una superficie de un fluido en la convección en asociación con la conducción, si el valor de Nusselt es mayor más eficiente es la convección, como se muestra en la ecuación (19) [70].

$$Nu = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,3} \quad (19)$$

## 2.10 Número de Prandtl

Este número sin dimensiones se lo denomina como una dependencia en medio de la difusión de una proporción de circulación y la expansión del calor, la óptima

forma de describir es como una espesura referente a la área de corriente de la velocidad y térmicas de un fluido viscoso y se define como está representado en la ecuación (20) [71].

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (20)$$

Donde:

$v$  : Difusividad molecular en una porción de circulación,  $[m^2 / s^2]$ .

$\alpha$  : Difusividad molecular de la energía,  $[m^2 / s^2]$ .

## 2.11 Número de Grashof

Este número relaciona las energías de empuje y las viscosas. El número de Reynolds posee un gran valor, para este caso depende mucho de Reynolds debido a la convección que se da, por lo tanto, este número proporciona el cálculo y la determinación de un flujo de fluido para comprobar si este fluido sostiene una corriente laminar o turbulenta como se representa en la fórmula matemática (21) [71].

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (21)$$

Donde:

$g$ : Aceleración de la gravedad,  $[m / s^2]$ .

$\beta$ : Coeficiente del crecimiento del volumen,  $[1/K]$ .

$T_s$ : Temperatura superficial,  $[K]$ .

$T_\infty$ : Temperatura del entorno,  $[K]$ .

Este valor de Rayleigh no es más que una multiplicación de Grashof y Prandtl, el cual se define como una entre flotabilidad y viscosidad dentro del fluido que a su vez también es una conexión mediante la expansión de desplazamiento y la difusividad térmicas como se observa en la ecuación (22) [37].

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (22)$$

## 2.12 Flujo másico y volumétrico

El flujo volumétrico es una de las propiedades más importantes dentro de la cinemática ya que él mismo permite saber la velocidad a la que un líquido atraviesa por una determinada zona en un tiempo establecido, eso ayudará a determinar qué cantidad está circulando por el interior del intercambiador como se observa en la ecuación (23) [69].

$$\dot{v} : V \cdot a \quad (23)$$

*Donde:*

$\dot{v}$  : Caudal del fluido, [m<sup>3</sup>/s]

V: Velocidad de trabajo, [m/s]

a: Superficie interna de los tubos, [m<sup>2</sup>]

El flujo másico se determina como la velocidad a la que puede circular una sustancia por una superficie específica como se aprecia en la siguiente formula (24) [69]

$$\dot{m} = v \cdot \rho \quad (24)$$

*Donde:*

m: Flujo másico, [kg/s]

v: Flujo volumétrico, [m<sup>3</sup>/s]

$\rho$ : Densidad, [kg/m<sup>3</sup>]

## 2.13 Coeficiente de convección

Una de las formas en las que se puede obtener el coeficiente por convección externa forzada es a través de la ecuación del coeficiente de intercambio de energía por convección descrito por esta fórmula (25), en consecuencia este requiere de números adimensionales que en este caso son Reynolds ecuación (18) y Prandtl descritos en las ecuaciones (20) para su cálculo [72].

Cuando se calcula el número de Nusselt lo siguiente es calcular y analizar el Coeficiente de convección  $h$  como se observa en la ecuación (26), con lo cual es necesario conocer la longitud ( $L$ ) o del mismo modo el diámetro  $D$  y la conductividad térmica de la tubería [72].

$$Nu = \frac{h \cdot l}{k} \quad (25)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (26)$$

### 2.14 Ecuación de balance energético

Se estima que el trabajo que efectúa los intercambiadores de calor son largos periodos y por lo que genera no se efectúa alteraciones en la calidad de cálculo es por tal razón que se los estima como instrumentos de corriente estable. En los intercambiadores flujo cruzado es importante determinar la razón de capacidad calorífica que se obtiene mediante el cálculo combinado del calor específico y el flujo másico. Si bien este es un tipo de intercambiador por donde circula un fluido caliente frío y otro caliente se requiere el uso del primer principio de la termodinámica en donde se precisa que la velocidad de intercambio de energía de un líquido de baja temperatura sea la misma que la del líquido caliente como se aprecia en las ecuaciones (27) y (28) [37].

$$\dot{Q}_h = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_c = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (28)$$

Se precisan las letras colocadas en la parte inferior del símbolo  $c$  y  $h$ , que indican el líquido de baja temperatura y el de mayor temperatura, respectivamente.

$\dot{m}_c, \dot{m}_h =$  gastos de masa

$c_{pc}, c_{ph} =$  calores específicos

$T_{c,sal}, T_{h,sal} =$  temperatura de salida

$T_{c,ent}, T_{h,ent} =$  temperaturas de entrada

En el estudio de intercambiadores conviene combinar los productos de masa con los calores específicos de los fluidos en solo una, llamándose razón de capacidad calorífica teniendo ecuaciones para el fluido frío y caliente (29) y (30) respectivamente [37].

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (29)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (30)$$

*Donde:*

*h,c:* Subíndices del líquido de mayor temperatura y menor temperatura respectivamente.

*C:* Cantidad calorífica del fluido, [W/K].

*Cp:* Calor específico a presión constante del fluido, [J/kg · K].

*m:* Corriente másica del fluido caliente, [kg/s].

Al asociar estas fórmulas (29) y (30) se obtiene la ecuación (31) de balance general que está dada para cualquier intercambiador que trabaja con dos fluidos [37].

$$C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_c(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (31)$$

## 2.15 Eficiencia del intercambiador de calor

Esta eficiencia puede definirse como una relación entre la propagación de calor real que se tiene por medio del intercambiador y la propagación de calor máxima que se alcanza, como se expresa en la fórmula (32) [73].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} \quad (32)$$

Hay que considerar que hay varios aspectos que al ser modificados pueden llegar a cambiar esta eficiencia como:

- La superficie total del intercambiador.
- La variación de temperatura que existe por medio de ambos líquidos de trabajo.
- El coeficiente de intercambio de energía global [73].

También cabe mencionar que existen métodos que pueden mejorar la eficiencia de los intercambiadores de calor que están basados igualmente en alteraciones como las mencionadas anteriormente. se dividen en dos categorías los métodos activos y los pasivos [74].

### **2.15.1 Métodos activo**

Estos métodos requieren de una fuente de alineación externa para poder mejorarlos.

- Campo electrostático
- Vibración fluida
- Vibración de superficie
- Succión de fluido
- Inyección
- Choque de chorro

### **2.15.2 Método pasivo**

Esta no requiere de una fuente externa la mejora se logra con la modificación de superficies y geometría o adicionando aditivos estos pueden ser:

- Superficie extendida.
- Superficie áspera.
- Superficie tratada.
- Tubo enrollado.
- Dispositivos de mejora de desplazamiento.
- Flujo de remolino.
- Aditivos para líquidos [74].

Bhatnagar et al. [75] comentaron que no existe un sistema o dispositivo que sea 100 % eficiente en lo que respecta a operaciones mecánicas por la pérdida de fricción ya que para seguir con su movimiento todo objeto debe perder algo de energía, la misma que está en forma de calor en el intercambiador de calor.

## **2.16 Análisis del diseño del intercambiador**

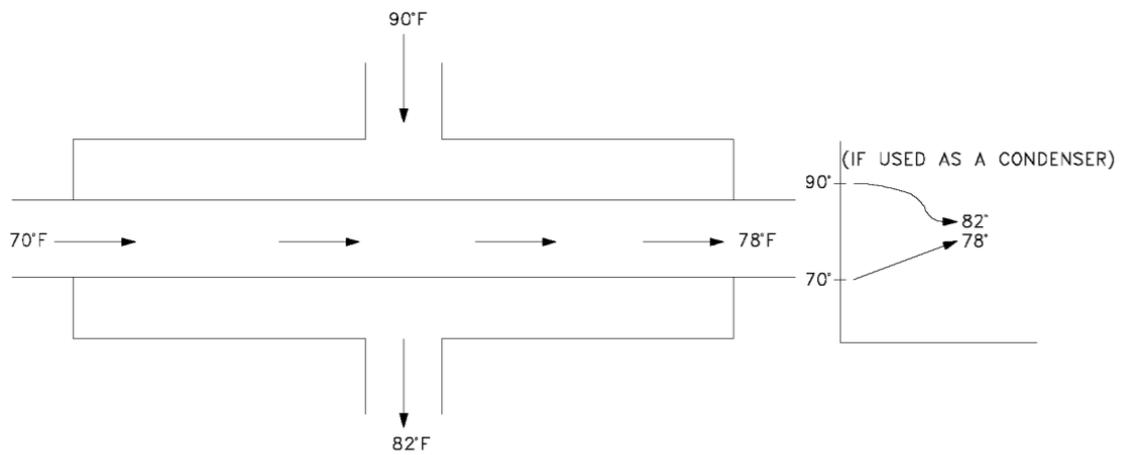
En el modelado de intercambiadores se debe seguir normas para su correcto funcionamiento en que se elige criterios en materiales y la geometría de dicho intercambiador que cumplan con lo que queremos realizar. Cao et al. [76] mencionaron que la mayoría de investigación que se dan acerca de mejorar el rendimiento de intercambiadores de calor están centrados en disminuir la resistencia al flujo. Arani y Uosofvand [77] investigaron que el uso de deflectores helicoidales en comparación a los segmentarios mejora la el rango de calor y ayuda a reducir los efectos causados por la derivación, ensuciamiento y vibración ya que al usar este tipo de deflectores se puede cambiar la dirección del flujo que mejorar el proceso de mezcla y logrando aumentar la turbulencia, además que con un ángulo correcto se reduce la producción de caída de presión.

Lei et al. [78] encontraron que, otros de los diseños fueron el deflector de doble segmento y el deflector de disco y rosquilla que fueron creados con el fin de mejorar el rendimiento de un lado de la carcasa del intercambiador.

## **2.17 Intercambiador de flujo cruzado y de pasos múltiples**

Intercambiador de contraflujo se genera cuando un líquido circula perpendicular hacia el otro líquido, en otra palabra el fluido frío circula mediante la tubería mientras tanto el fluido caliente circula por medio de los tubos. Para lograr un incremento en la eficiencia del intercambiador, se conoce dos tipos de intercambiadores los cuales son: de paso simple y paso múltiple, este último se denomina como los fluidos que atraviesan distintas veces por los tubos del intercambiador, mientras que el de pasos simples fluyen una sola vez [79].

Por lo general estos tipos de intercambiadores tienen una configuración tienen la capacidad de que haya un intercambio de energía en ambas partes de mayor energía en los dos líquidos en el lado caliente y el otro en el lado frío, en la longitud del intercambiador se puede evidenciar con facilidad que el cambio entre la variación de temperatura es mínima con respecto al flujo paralelo [80].



**Figura 6.** Funcionamiento de un intercambiador de contraflujo [81].

### 2.17.1 Diseño del intercambiador de calor

El intercambiador de contraflujo y pasos múltiples es básicamente en un tubo en forma de serpentín que contiene n números de pasos incluido dentro de una caja rectangular, por lo tanto, el líquido frío ingresa por un costado de la caja rectangular y el líquido caliente ingresa por los tubos [82].

### 2.17.2 Diseño del tubo

Ibarra et al.[83] aluden que para un cálculo de los tubos se debe tomar en cuenta la presión interna y externa a la que están sometidos si se planea calcular la presión interna se usa la ecuación (34) sin embargo si se planea un cálculo de la presión externa se deben calcular siguiendo las normas establecidas en el código ASME UG - 28 inciso C. Si la tubería esta presiona por ambas presiones el cálculo de su grosor debe ser a ambas presiones tanto interna como externa y se elige el grosor máximo.

Partiendo de la ecuación (6) vista anteriormente se ocupa en dato del área superficial para calcular la longitud de la tubería que existirá dentro del intercambiador en función de diámetro externo de la tubería seleccionada por lo que se usará la ecuación (33)

$$L = \frac{A_s}{\pi D_e} \quad (33)$$

Donde:

$A_s$ = Área superficial del intercambiador, [mm]

$L$ = Largo de la tubería, [mm]

$D_e$ = Diámetro en la parte externa de la tubería, [mm]

## 2.18 Propiedades de los fluidos

Como fluidos de trabajo se emplearán el aire y el refrigerante R 134a que se puede decir que son accesibles en cualquier mercado para su uso, en la tabla 3 se describen algunas propiedades de los fluidos. Para el aire se ha tomado propiedades a 1 atmósfera, con diferentes temperaturas, presión que es la que establece la ciudad de Quito.

**Tabla 3.** Propiedades del refrigerante R134a [84].

CARACTERISTICAS	MAGNITUDES	REFRIGERANTE
Peso en moles	(g/mol)	102
Temperatura máxima de calentamiento (a 1,013 bar)	(°C)	-26.1
Temperatura máxima de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(kJ/kg·K)	40.67
Densidad crítica	(kg/m <sup>3</sup> )	508
Densidad - líquido (25°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	1.206
Densidad - líquido (0°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	1.293
Densidad - vapor saturado (a punto ebull.)	(kg/m <sup>3</sup> )	5.28
Presión - vapor (25°C)	(bar abs)	6.657
Presión - vapor (0°C)	(bar abs)	2.92
Calor - vaporización	(kJ/kg·K)	217.2
Calor específico - líquido (25°C) (1,013 bar)	(kJ/kg·K)	1.44
Calor específico - vapor (25°C) (1,013 bar)	(kJ/kg·K)	0.85
Viscosidad - líquido (25°C)	(cP)	0.202
Presión superficial (25°C)	(mN/m)	015
Solubilidad- R134a en agua (25°C a 1,013 bar)	(wt%)	1192.11
Capacidad volumétrica refig. (-25°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	No
Inflamabilidad		0

## 2.19 Análisis del ventilador

Como uno de los fluidos de trabajo es el aire la parte analítica del mismo cobra importancia en la ecuación (34) se describe el flujo volumétrico  $Q$  que se consigue, partiendo de una velocidad intermedia y el área por donde va circular el aire [85]. se calcula como:

$$\dot{v} = A \cdot V_{aire} \quad (34)$$

Donde:

$\dot{v}$  = Flujo volumétrico, [ $m^3/s$ ].

$A$  = Superficie de sección transversal, [ $m^2$ ].

$V_{aire}$  = Velocidad del aire, [ $m/s$ ]

también es importante el cálculo de velocidad aire de salida, por lo que se genera una presión estacionaria para superar a la oposición del sistema como se observa en la ecuación (35) [86] .

$$V_{aire} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{salida}}{\dot{m}_{aire}}} \quad (35)$$

Donde:

$\dot{W}$  = Fuerza de él ventilador, [ $W$ ]

$\dot{m}_{aire}$  = Corriente másica del aire, [ $kg/s$ ]

## 2.20 COP

El coeficiente COP es el calor que está siendo cedido de un espacio para el calentamiento en el proceso de compresión, para el cálculo se utiliza la ecuación (36) [87].

$$COP = \frac{Q_{he}}{W} \quad (36)$$

Donde:

$Q_{he}$ : Capacidad total del intercambio de energía (servicio del refrigerante en MW)

$W$ : Es la potencia requerida para los compresores (en MW)

## **2.21 Conclusiones del capítulo**

En este apartado se han estudiado las ecuaciones a través de una investigación, estas ecuaciones tienen relación unas con otras como el coeficiente de transferencia en el tubo y la caja contenedora rectangular de la miel, en donde están relacionados directamente con los números sin dimensiones de Nusselt, Prandtl y Reynolds. Además, ecuaciones que permiten analizar y calcular el intercambiador y las partes internas.

Estas servirán para obtener la información que se colocaran en el programa informático de simulación de simulación y de diseño, también cabe mencionar que estas no son todas las ecuaciones que necesitaremos por lo que se puede adicionar otras posteriormente.

### **CAPÍTULO 3**

#### **ANÁLISIS MECÁNICO Y TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CONTRAFLUJO CON REFRIGERANTE R134a**

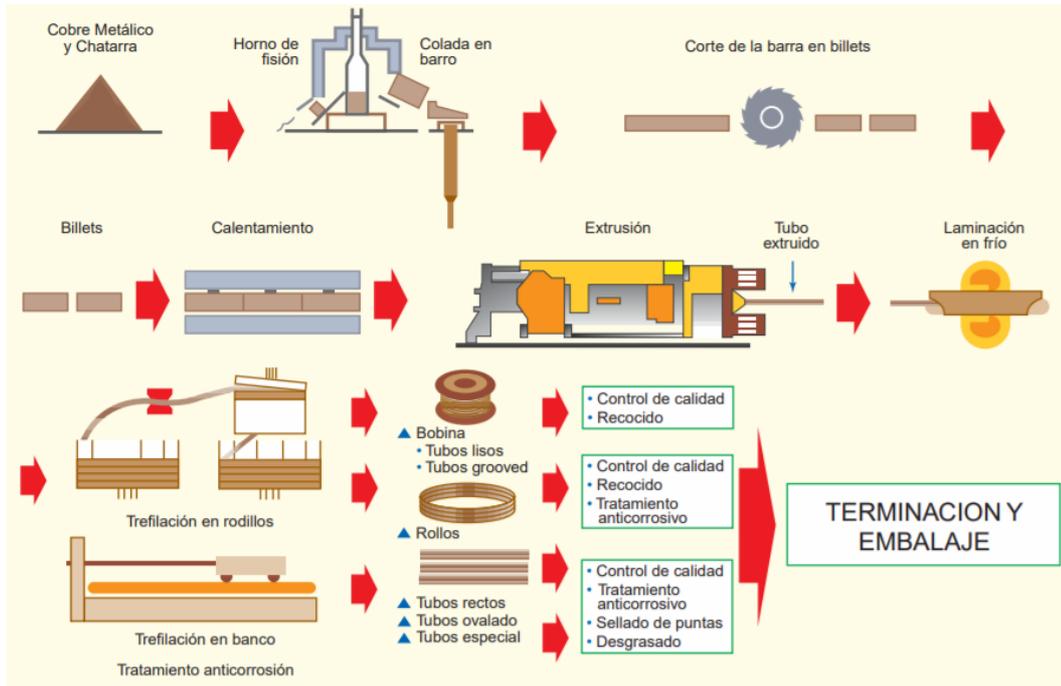
Se procede en este capítulo a resolver los parámetros del intercambiador para calentar la miel de abeja, también se estima el coeficiente de transferencia convectivo para el fluido en el interior de la caja el aire y el fluido dentro de la tubería el refrigerante R134a, para así obtener un coeficiente total de intercambio de energía.

Adicionalmente, con estos cálculos también es posible analizar la estructura interna del intercambiador de calor, realizando el dimensionamiento de la caja y el tubo, para obtener los datos de pérdidas de calor durante el proceso y determinar la eficiencia del intercambiador.

#### **3.1 Selección de la tubería**

La tubería de cobre se elabora por una mezcla de cobre refinado y chatarra de calidad, se calienta en hornos a altas temperaturas para ser coladas en lingotes, estos bloques son con los que se fabrican los tubos sin costuras por medio de deformaciones plásticas siguiendo una serie de etapas: corte, calentamiento extrusión, laminación, trefilado, recocido y embalaje, como se observa en la Figura 7. Son usados generalmente en fontanerías para instalaciones de agua y gas, también para usos industriales, existiendo tres tipos; K, L, y M de acuerdo a sus dimensiones y especificaciones [88].

Para la tubería interna del intercambiador de calor se estableció que la más óptima es la tubería de cobre tipo L ya que la misma tiene un uso en calefacción, refrigeración, gases, medicinales entre otros [89].



**Figura 7.** Proceso de fabricación del cobre [88].

Los parámetros de la tubería de cobre para el modelado del intercambiador por donde va a fluir el refrigerante R 134a, puesto que por la caja va a circular el aire, el diámetro de la tubería fue considerado en base a la investigación realizada por Kallannavar et al. [90] , las cuales se describe en la tabla 4 y anexo 1.

**Tabla 4.** Características de la configuración interna de este intercambiador [89].

Parámetros	Datos
Diámetro interior ( $D_i$ )	32.131 mm
Diámetro exterior ( $D_o$ )	34.925 mm
Grosor (e)	1.397 mm
Conductividad térmica de este material (k)	386 W/m·K
Presión (P)	253.08 kg/cm <sup>2</sup>
Área de la tubería (A)	810.84 mm <sup>2</sup>

### 3.2 Diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD)

Para un análisis del diferencial se establece el uso de tres temperaturas principales en el refrigerante R134a, las cuales son necesarias para los cálculos, siendo estas: temperatura de calentamiento máximo, crítica y del punto congelamiento establecidas en la tabla 3, estas son:  $-26.1^{\circ}\text{C}$ ,  $101.1^{\circ}\text{C}$  y  $-103^{\circ}\text{C}$  respectivamente.

Tomando en cuenta , el aire a 1 atm y en condiciones ambientales para la ciudad de Quito es de  $20^{\circ}\text{C}$  [91]. Se toma esta temperatura como la de entrada a través del sistema del intercambiador y como temperatura de salida se toman la temperatura descrita anteriormente en el estudio realizado por Bucekova et al.[8], de  $55^{\circ}\text{C}$  existiendo un variación de  $\pm 2^{\circ}\text{C}$ , para la densidad del aire en la ciudad de quito se considera

$1.218\text{ kg/m}^3$  [91]. Estos parámetros son expuestos en la tabla 5 y el anexo2 [37].

**Tabla 5.** Propiedades de entrada del aire a 1 atmósfera [37].

Características del aire	Detalles
Temperatura al ingreso ( $T_{Ai}$ )	$20^{\circ}\text{C}$
Temperatura a la salida ( $T_{Ao}$ )	$55^{\circ}\text{C}$
Presion al ingreso ( $P_{Ai}$ )	$0.101\text{ MPa}$
Capacidad calorífica ( $C_p$ )	$1.007\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Densidad ( $\rho$ )	$1.218\text{ kg/m}^3$

Para realizar la fase de calentamiento es importante que el refrigerante R134a tenga una mayor temperatura que el aire, se tomaron valores referentes a este tipo de proceso basados en otros estudios a cerca de este tipo experimentación, existiendo una cierta diferencia entre temperaturas. El refrigerante ingresa como fluido sobrecalentado a la entrada y como líquido comprimido a la salida [92]. y se genera de acuerdo al anexo 3 y 4, como se observa en la tabla 6.

**Tabla 6.** Características del refrigerante R134a [92].

<b>Características del R134a</b>	<b>Detalles</b>
Presión al ingreso ( $P_{Ri}$ )	1.103 MPa
Temperatura al ingreso ( $T_{Ri}$ )	80.15 °C
Temperatura en la salida ( $T_{R0}$ )	75.4 °C
Temperatura de saturación a 2473.56 MPa	77 °C
Volumen específico a 80.15 °C ( $v$ )	0.022905 m <sup>3</sup> /kg
Densidad - 80.15 °C ( $\rho$ )	156.11 kg/ m <sup>3</sup>
Viscosidad - 80.15 °C ( $\mu$ )	1.98467x10 <sup>-5</sup> kg/m·s
Capacidad calorífica específica a 80.15 °C ( $C_p$ )	1.957 kJ/kg·K
Conductividad térmica a 80.15 °C ( $k$ )	0.02136 W/m·K

Con los datos descritos anteriormente, para calcular el valor del LMTD del refrigerante R134a se emplea la ecuación (11), para ello se ocuparán las temperaturas de ingreso y salida de los líquidos con los que se está trabajando.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$LMTD_{R134a} = \frac{(80.15 - 55) - (75.4 - 20)}{\ln\left(\frac{80.15 - 55}{75.4 - 20}\right)}$$

$$LMTD_{R134a} = 38.30 \text{ °C}$$

### 3.3 Cálculo de la velocidad del ventilador

En este cálculo del aire que fluye al interior del intercambiador es necesario calcular la velocidad del ventilador, para ello se utiliza las características de la tabla 5 y 7 respectivamente, para calcular el flujo másico como se establece en la ecuación (24).

**Tabla 7.** Características técnicas del ventilador [93].

<b>Parámetros</b>	<b>Detalles</b>
Modelo	NEOLINEO/EW-100-Q
Potencia (P)	4.5/7 (W)
Caudal máximo ( $\dot{v}$ )	90/145 (m <sup>3</sup> /h)
Peso aproximado	1.5 (kg)

Se escogió un valor aproximado para el flujo volumétrico de  $44.31 \text{ m}^3/\text{h}$ , pues en artículos mencionan que este valor es por lo general menor a  $50 \text{ m}^3/\text{h}$ , para que el aire no se mueva muy rápido y pueda darse la transferencia de calor con el refrigerante.

$$\dot{v} = 44.31 [\text{m}^3/\text{h}] = 0.01231 [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho \cdot \dot{v}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 1.218 [\text{kg}/\text{m}^3] \cdot 0.01231 [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.015 [\text{kg}/\text{s}]$$

para posteriormente usar el dato del flujo másico para determinar el flujo del aire que sale por el ventilador, con la ecuación (35).

$$V_{\text{aire}} = \sqrt{\frac{2 \cdot W_{\text{salida}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}}$$

$$V_{\text{aire}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4.5 [\text{W}]}{0.015 [\text{kg}/\text{s}]}}$$

$$V_{\text{aire}} = 24.49 [\text{m}/\text{s}]$$

### 3.4 Flujo volumétrico

Dado que no muchas investigaciones hablan acerca de la velocidad de los líquidos al interior del intercambiador, Burbano [94] en su investigación utilizó una velocidad de  $0.877 \text{ m/s}$  y un caudal de  $1.111 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , mientras Warren et al. [95] sugiere una velocidad para el agua y fluidos viscosos entre  $0.9$  a  $1.8 \text{ m/s}$ . Se toma como un valor preliminar a una velocidad de  $1.35 \text{ m/s}$  al ser un valor intermedio entre los valores mencionados anteriormente. Para el cálculo se utilizará la ecuación (23).

$$\dot{v} = V \cdot A$$

$$\dot{v} = 1.35 [\text{m}/\text{s}] \cdot 8.1084 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$$

$$\dot{v} = 1.0946 \times 10^{-3} [\text{m}^3/\text{s}]$$

### 3.5 Flujo másico

En el análisis del flujo másico se necesita utilizar el dato anteriormente obtenido del flujo volumétrico y utilizando la tabla 6 para el dato de la densidad del refrigerante R134a, empleando la ecuación (24).

$$\dot{m} = \dot{v} * \rho$$

$$\dot{m} = 1.0946 \times 10^{-3} [m^3/s] \cdot 86.207 [kg/m^3]$$

$$\dot{m} = 0.09436 [kg/s]$$

### 3.6 Coeficiente de transferencia de calor convectivo interno

Para este análisis del coeficiente de intercambio de energía para el refrigerante R134a se utilizan los datos de las temperaturas a las que ingresan de los líquidos de trabajo y donde intervienen Prandtl, Nusselt y Reynolds.

#### 3.6.1 Número de Reynolds

Para calcular del número de Reynolds conviene analizar que el líquido sea laminar o turbulento, para lo cual es indispensable utilizar la fórmula (18), para ello se analiza un cierto rango, Guaytarilla y Mangia [96] en su investigación describen estos rangos de Re menor o igual a 2000 se considera flujo laminar, entre 2000 a 4000 como una región crítica y Re mayor o igual 4000 se lo considera como flujo turbulento, mientras González y Castellanos [97] consideran que el flujo laminar es Re menor o igual a 2300, la región crítica entre 2300 y 4000, mientras que para flujo turbulento considera los mismos valores mayores o iguales a 4000. Para el cálculo es necesario conocer otras variables como la densidad, viscosidad dinámica como se observa en la tabla 6 y la velocidad preliminar tomada anteriormente, el diámetro interno de los tubos del intercambiador como se visualiza en la tabla 4.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{156.11 [kg/m^3] \cdot 1.35 [m/s] \cdot 32.131 \times 10^{-3} [m]}{1.98467 \times 10^{-5} [kg/m \cdot s]}$$

$$Re = 341193.24$$

### 3.6.2 Número de Prandlt

A fin de determinar este número de Prandlt, hay que saber ciertas características termodinámicas del refrigerante R134a, como el calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica, para utilizarlas en una ecuación (20) como se describe en el capítulo anterior [98].

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

$$Pr = \frac{1.98467 \times 10^{-5} [kg/m \cdot s] \cdot 1.957 [kJ/kg \cdot K] \cdot 1000}{0.02136 [W/m \cdot K]}$$

$$Pr = 1.818$$

El número de Prandlt para fluidos tienen diferentes valores que pueden ir desde 6.99 hasta 13487.59 por citar algunos ejemplos tal y como se muestra en la tabla 8 donde se observa estas propiedades termofísicas [99].

**Tabla 8.** Número de Prandlt de ciertos fluidos [99].

Fluidos	Número de Pr
Agua líquida	6.99
Líquido de gasoil	50.41
Etilenglicol	150.46
Glicerina	6780.33
Aceite de motor	13487.59

### 3.6.3 Número de Nusselt

Una correlaciones de propagación de calor para los tubos en el número de Nusselt es la que propone Dithus Boelter para su uso en fluidos turbulentos donde establece que para el calentamiento de fluidos  $n = 0.4$  y para el enfriamiento o condensación  $n = 0.3$ , como expone Toutant et al. [100], valores que se utilizan en la ecuación (19).

$$Nu = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^n$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.3}$$

$$Nu = 0.023 \cdot 341193.24^{0.8} \cdot 1.818^{0.3}$$

$$Nu = 734.52$$

### 3.6.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo

Una vez obtenido este número de Nusselt y una de sus correlaciones se puede despejar el coeficiente de intercambio de energía convectivo, la cual está definida por la ecuación (25) mencionada por Yang et al. [101], cabe recalcar que se cambia la longitud ( $l$ ) de la ecuación (25) por el diámetro en el interior del tubo ( $D$ ) según se describe por la fórmula (26).

$$Nu = \frac{h \cdot l}{k}$$
$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D}$$
$$h_i = \frac{(734.52) \cdot 0.02136 [W/m \cdot K]}{32.131 \times 10^{-3} [m]}$$
$$h_i = 488.29 [W/m^2 \cdot K]$$

### 3.7 Balance de energía

En este punto es indispensable realizar un balance energético puesto que está fluyendo en este sistema y el entorno del intercambiador de calor, el balance energético consta de tres estados en los cuales hay que determinar el estado gaseoso luego el estado líquido y finalmente una variación en la fase, provocado a causa del calor latente.

**Tabla 9.** Información de los parámetros de salida del R134a.

Características del R134a	Detalles
Capacidad calorífica específica a 80.15°C ( $Cp_{gas}$ )	1.957 kJ/kg·K
Capacidad calorífica específica a 75.4°C ( $Cp_{liq}$ )	1.918 kJ/kg·K
Entalpía de evaporización a 75.4°C ( $h_{fg}$ )	115.14 kJ/kg
Temperatura de saturación, a 2473.56 MPa ( $T_{sat}$ )	77 °C
Densidad a 75.4°C ( $\rho$ )	961.136 kg/m <sup>3</sup>

### 3.7.1 Transferencia de calor en estado gaseoso

En este estado gaseoso se procede al calcular la transferencia de calor del refrigerante R134a en este estado, para ello se manejará la ecuación (2) tomando en cuenta que se empleará una variación de temperaturas por medio de la temperatura de ingreso y salida de este refrigerante, como se visualiza en la tabla 6.

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m} \cdot C_{p_{gas}} \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_{gas} = 0.09436[kg/s] \cdot 1.957[kJ/kg \cdot K] \cdot (348.4K - 353.15K)$$

$$\dot{Q}_{gas} = -0.8771 [kJ/s]$$

### 3.7.2 Transferencia de calor en fase líquida

Del mismo modo se procedió a encontrar el valor de la transferencia en estado gaseoso se ocupará la ecuación (2), para el estado líquido existiendo un cambio en el delta de temperatura que ahora serán la temperatura de saturación y la de salida del refrigerante R134a respectivamente.

$$\dot{Q}_{liq} = \dot{m} \cdot C_{p_{liq}} \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_{liq} = 0.09436[kg/s] \cdot 1.918[kJ/kg \cdot K] \cdot (348.4K - 350K)$$

$$\dot{Q}_{liq} = -0.2895 [kJ/s]$$

### 3.7.3 Transferencia de calor por calor latente

Cuando ingresa una gran cantidad de energía, un líquido pasa a condensarse o evaporizarse que lleva el nombre de calor latente de evaporización, esta energía es parecida a la que se produce en los procesos de condensación. Para su análisis se utilizará la fórmula (37) detallada anteriormente en el capítulo 2. El resultado es negativo ya que muestra una pérdida de calor en el sistema.

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m} \cdot h_{fg} \tag{37}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.09436[kg/s] \cdot (-115.14)[kJ/kg]$$

$$\dot{Q}_{lat} = -10.864[kJ/s]$$

### 3.7.4 Transferencia total de calor

La energía total que se obtiene en el proceso de la transmisión de calor es la suma de estados gaseoso, líquido y de calor latente que se calcularon anteriormente y se lo realiza a través de la ecuación (38).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{total} &= \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{liq} + \dot{Q}_{lat} & (38) \\ \dot{Q}_{total} &= (-0.8771 [kJ/s]) + (-0.2895 [kJ/s]) + (-10.864 [kJ/s]) \\ \dot{Q}_{total} &= -12.0306 [kJ/s]\end{aligned}$$

### 3.8 Análisis de la tubería del intercambiador de calor

Para el análisis de la tubería dentro del intercambiador se procede a realizar una serie de procesos para calcular el área de calentamiento y la cantidad de pasos del tubo requerido, de acuerdo a los parámetros del refrigerante descrito en la tabla 6.

#### 3.8.1 Transferencia de calor requerido para los tubos

Se continúa con un estudio de la propagación de energía en el refrigerante por medio de los tubos en donde se asume las pérdidas que son despreciables y el calor específico, el coeficiente de transferencia permanece estable, se ocupa la fórmula (2) detallada en el capítulo anterior. Dato que posteriormente permitirá conocer el área total de transmisión de calor en el tubo.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{req} &= \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \\ \dot{Q}_{req} &= 0.09436 [kg/s] \cdot 1.957 [kJ/kg \cdot K] \cdot (353.15K - 348.4K) \\ \dot{Q}_{req} &= 0.8771 kJ/s\end{aligned}$$

#### 3.8.2 Coeficiente global de transferencia de calor

Este valor numérico muestra la resistencia total al flujo de calor, en este cálculo hay que analizar las resistencias a los fluidos tanto en el lado de la tubería, como en el lado de la caja, estas resistencias pueden ser representadas por el material, la resistencia del refrigerante al fluir y la resistencia del aire a fluir. Por lo general estas resistencias se consideran despreciables puesto que tiene una mínima

incidencia durante los cálculos, para ello se utiliza la ecuación (10) analizando el estado de transferencia en las paredes de la tubería.

Se necesita identificar el valor de coeficiente global de intercambio de energía, a fin de utilizar los parámetros del tubo de cobre descritos en la tabla 4. Para el coeficiente de convección interna  $h_i$ , podemos encontrarlo por la fórmula (26), mientras que para el coeficiente de convección externa  $h_e$  se lo calcula por medio de la fórmula (39) descrita por Domingo [102], para tubos horizontales.

$$h_e = 0,725 \left\{ \frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_v) g \cdot [(h_{fg}) + [0,68 \cdot C p_{liquido} \cdot (T_{Ri} - T_{sat})]]}{D_o \cdot \mu \cdot (T_{Ri} - T_{sat})} \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (39)$$

$$h_e = 0,725 \left\{ \frac{\left(0,02136 \frac{W}{m \cdot K}\right)^3 \left(961.136 \frac{kg}{m^3}\right) (961.136 - 156.11) \frac{kg}{m^3} \dots}{(34.925 \times 10^{-3} m) \left(1.98467 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}\right) \dots} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

$$\dots X \left\{ \frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \left[\left(115.14 \times 10^3 \frac{J}{kg}\right) + \left[0,68 \left(1.918 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}\right) (353.15 - 348.4) K\right]\right]}{(353.15 - 348.4) K} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

$$h_{e_{R134a}} = 931.583 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

Por otro lado, Guillén [103] en su trabajo analiza que cuando no se sabe la distancia exacta del tubo del intercambiador de calor es posible eliminar la longitud (l) a través de la factorización en la fórmula (26) para dejarla en condiciones de perímetro de la tubería tanto externo como interno.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{488.29[W/K \cdot m^2]} + \frac{\ln\left(\frac{34.925}{32.131}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 386W/K \cdot m} + \frac{1}{931.583[W/m^2 \cdot K]}}$$

$$U = 316.87 [W/K \cdot m^2]$$

### 3.8.3 Eficiencia del intercambiador de calor

Esta eficiencia, está definida como una partición que se da por medio de la transmisión de calor real calculada anteriormente y la transmisión de calor máxima que se obtiene mediante la fórmula descrita a continuación (32).

Antes de ello se procede a determinar el  $C_{\min}$ , para lo cual hay que calcular las ecuaciones (29) y (30) para analizar cuál de estas dos se convertirá en el  $C_{\min}$ , que se utilizará en el cálculo del calor máximo.

Capacidad de razón calorífica del fluido caliente  $C_h$ .

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph}$$

$$C_h = 0.09436[kg/s] \cdot 1.957 \times 10^3 [J/kg \cdot K]$$

$$C_h = 184.66 [W/K]$$

Capacidad de razón calorífica del fluido frío  $C_c$ .

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

$$C_c = 0.0152[kg/s] \cdot 1.007 \times 10^3 [J/kg \cdot K]$$

$$C_c = 15.31 [W/K]$$

El  $C_{\min}$ , es por lo general la razón calorífica del fluido caliente o la de menor valor entre el  $C_h$  y  $C_c$ , como se expresa en esta ocasión por consiguiente el valor es de 6.042 [W/K].

Utilizando la ecuación (27) se determina el calor real que ocupa el intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_h = C_h \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

$$\dot{Q}_h = 184.66 [W/K] \cdot (353.15 - 348.4) [K]$$

$$\dot{Q}_h = 877.135 [W]$$

Una vez obtenido el  $C_{\min}$  procedemos a calcular el calor máximo con la ecuación (40)

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{max} = 15.31[W/K] \cdot (353.15 - 293)[K]$$

$$\dot{Q}_{max} = 920.89[W]$$

Una vez determinado el calor máximo y el calor real del intercambiador de calor respectivamente se continua con el cálculo la eficiencia que tendrá el sistema, para lo que se empleará la ecuación (32).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\varepsilon = \frac{877.135 [W]}{920.89[W]}$$

$$\varepsilon = 0.95$$

La eficiencia obtenida fue del 95 % lo que prevé un funcionamiento óptimo en el sistema.

### 3.9 Método de efectividad NTU

Después de haber determinado este coeficiente global de intercambio de energía y la eficiencia, se calcula el número de unidades de transferencia de energía, para lo cual necesitamos obtener la relación de capacidades ( $c$ ) como se observa en la ecuación (41).

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (41)$$

$$c = \frac{15.31}{184.66}$$

$$c = 0.0829$$

Con la relación de capacidades (c) obtenida anteriormente el siguiente paso es determinar el NTU utilizando la fórmula de relaciones para intercambiadores a contraflujo como se aprecia en la ecuación (42).

$$NTU = \frac{1}{c - 1} \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot c - 1}\right) \quad (42)$$

$$NTU = \frac{1}{0.0829 - 1} \cdot \ln\left(\frac{0.95 - 1}{0.95 \cdot 0.0829 - 1}\right)$$

$$NTU = 3.177$$

Luego, de que se obtuvo el valor del NTU con la fórmula de relaciones para intercambiadores de calor se procede a despejar el área superficial  $A_s$  de la ecuación (15) descrita anteriormente.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}}$$

$$A_s = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U}$$

$$A_s = \frac{3.177 \cdot 15.31 [W/K]}{316.87 [W/K \cdot m^2]}$$

$$A_s = 0.1535 \text{ m}^2$$

### 3.10 Longitud de la tubería

Como se conoce existe una gran variedad de tubos en el mercado que tiene diversidad diámetros y materiales, sin embargo, se escogió el cobre por sus propiedades en la propagación de calor, por lo tanto, el largo de la tubería se determina por la ecuación (33).

$$L = \frac{A_s}{\pi \cdot D_e}$$

$$L = \frac{0.1535 [m^2]}{\pi \cdot 34.925 \times 10^{-3} [m]}$$

$$L = 1.399 [m]$$

### 3.10.1 Cálculo del número de pasos del tubo

Una vez encontrada la distancia en el tubo precedemos a determinar la cantidad de pasos de tubo que requerirá esta variedad de intercambiador, para lo cual se empleará la ecuación (43) la cual relaciona la longitud de los tubos y el lado pequeño de la caja.

$$N_{pasos} = \frac{L_{Tubos}}{lado_{Caja}} \quad (43)$$

$$N_{pasos} = \frac{4.3 \text{ m}}{0.19 \text{ m}}$$

$$N_{pasos} = 7.36 \approx 8$$

Con el cálculo del número de pasos ya determinado se procede al obtener la profundidad del intercambiador del calor para ello se utilizará la ecuación (44).

$$H_s = 2 \cdot N \cdot D_e \quad (44)$$

$$H_s = 2 \cdot 8 \cdot 34.925$$

$$H_s = 0.56 \text{ m}$$

### 3.10.2 Cálculo de la caja

Después de determinar la altura y el ancho del serpentín se diseña la caja con dimensiones apropiadas para un mejor calentamiento del aire en su interior por lo que se diseña con una distribución apropiada a los cuatro lados de la caja.

### 3.11 Cálculo del coeficiente de intercambio de energía del aire interno en la caja

Tal como se realizaron los cálculos del líquido que va por el interior del tubo, se analiza el líquido por el lado de la caja para este caso se tomaran las temperaturas con la que ingresa el aire que es de 20 °C, se analizará también los números adimensionales calculados anteriormente como Reynold, Prandlt y Nusselt, por lo que se utilizará la Tabla 5 donde se muestran las propiedades del aire, también es

necesario identificar las dimensiones de la caja que se encuentra en la Tabla 10 y el material que se va utilizar de acuerdo al anexo 5.

**Tabla 10.** Dimensiones de la caja de acero AISI 1010

Características	Detalle
Largo [l]	560 mm
Ancho[a]	600 mm
Altura [h]	100 mm
Área [A]	0.904 m <sup>2</sup>
Conductividad térmica [k]	63.9 W/m·K

### 3.11.1 Número de Reynolds

Para calcular del número de Reynolds para el fluido en el interior de la caja se requiere calcular el diámetro hidráulico que se los realiza con la ecuación (45). Para el diámetro hidráulico se considera la altura y la base del rectángulo, para considerar el diámetro hidráulico total se resta el diámetro del tubo del diámetro hidráulico de la caja.

$$D_h = \frac{4ab}{2(a + b)} - De \quad (45)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot 600 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}}{2(600\text{mm} + 100\text{mm})} - 34.925 \text{ mm}$$

$$D_h = 136.5 \text{ mm}$$

El diámetro hidráulico será 0.136 m, además con la velocidad del aire que tiene un valor de 21.19 m/s, a continuación, se calcula el número de Reynolds utilizando la fórmula (18), además del dato de la viscosidad del aire a 20 °C como se observa en el anexo 2.

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot V_{aire} \cdot D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{1.218[\text{kg}/\text{m}^3] \cdot 21.19[\text{m}/\text{s}] \cdot 0.136[\text{m}]}{1.825 \times 10^{-5}[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]}$$

$$Re = 192333.21$$

### 3.11.2 Número de Nusselt

Se procede a utilizar la ecuación (46) que permite encontrar el número de Nusselt en un lado de la caja, en esta ocasión se eligió una de las correlaciones existentes en este caso la de Drexel y Mc Adams al ser la que se aproxima tanto en el número de Reynolds como en el número de Prandtl [104]. Considerando que fue mencionado anteriormente para este cálculo se hace un enlace de Reynolds determinado previamente, además del número de Prandtl a una temperatura de 20 °C del aire como se indica en el anexo 2.

$$Nu = 0.021 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \quad (46)$$

$$Nu = 0.021 \cdot 192333.21^{0.8} \cdot 0.7309^{0.4}$$

$$Nu = 312.61$$

### 3.11.3 Coeficiente de intercambio de energía del aire

Se emplea la fórmula (26) mencionada anteriormente, para calcular el valor de coeficiente de intercambio de energía interno en un lado en la caja, se usa los datos del diámetro hidráulico, el número de Nusselt y además del valor en la conductividad térmica descrito en el anexo 2.

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{k}$$

$$h_{air} = \frac{Nu \cdot k}{Dh}$$

$$h_{air} = \frac{(312.61) \cdot 0.02514 [W/m \cdot K]}{0.136 [m]}$$

$$h_{air} = 57.78 [W/m^2 \cdot K]$$

### **3.12 Conclusiones del capítulo**

Se procedió a calcular la transmisión interna de calor del aire y del refrigerante a través del intercambiador de contraflujo, estableciendo de artículos científicos que la temperatura ideal de la cabina es de 55 ° C por lo que se utilizó dicha temperatura para los cálculos, para determinar las dimensiones más precisas que se requieran en el diseño y posterior simulación, eligiendo también el material y la geometría para que se realice una mejor transferencia durante el proceso.

También se identificó la eficiencia que tendrá este intercambiador de calor que fue de 95 % en donde se puede establecer que los materiales, el diseño y las dimensiones funcionan de manera estable al tener casi un 100 % de la efectividad al momento de calentar el aire para posteriormente calentar la miel de abeja.

Además, se analizó el número de pasos necesario para el proceso que fue de 7.37 pero se aproximó a 8 para tener longitudes iguales en cada tramo, con lo que, tanto la entrada como salida del refrigerante van a estar en el mismo lado de la caja.

## CAPÍTULO 4

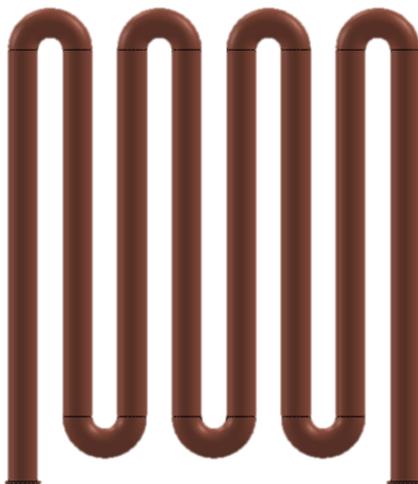
### ANÁLISIS DE RESULTADOS EN LA SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CONTRAFLUJO PARA EL CALENTAMIENTO DE LA MIEL DE ABEJA

En este último capítulo se procederá a presentar los resultados obtenidos durante la simulación numérica del líquido que se estudia, que circula por medio del intercambiador y que servirá para el calentamiento de la miel de abeja. Para esto se necesitan una serie de pasos y de diversos estudios numéricos, análisis de los fluidos de trabajo actuantes y características de los materiales del intercambiador. Los detalles últimos del diseño de la geometría se van a ir detallando en este capítulo, adicionalmente del estudio de los resultados generados en la simulación para la verificación del cálculo numérico realizada anterior y finalmente se detallará una deducción de todo este proceso.

#### 4.1 Geometría del intercambiador de contraflujo

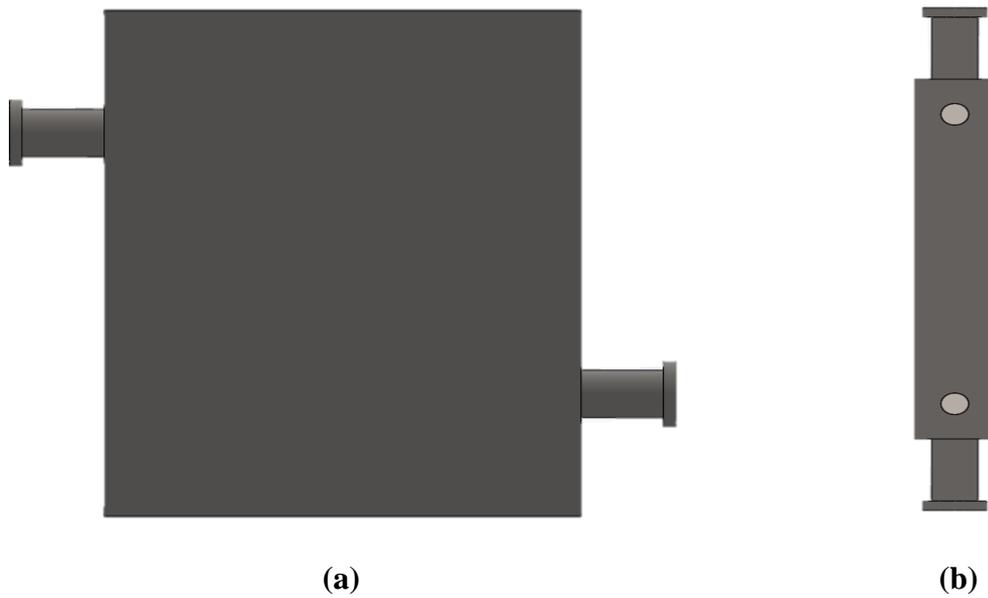
En el modelado del intercambiador de contraflujo por donde fluye los dos fluidos: el refrigerante R134a y el aire, se analizaron varios aspectos como el material de los tubos y de la caja, diámetro y longitud de la tubería interna, número de paso de tubos que se detallaron anteriormente. Para el modelado del intercambiador se empleó el programa informático CAD SolidWorks, puesto que este programa permite diseñar de manera más adecuada este tipo maquinas que se utilizan en trabajos de ingeniería.

En la Figura 8 se aprecia la configuración del serpentín con números de pasos calculados para el calentamiento del refrigerante.



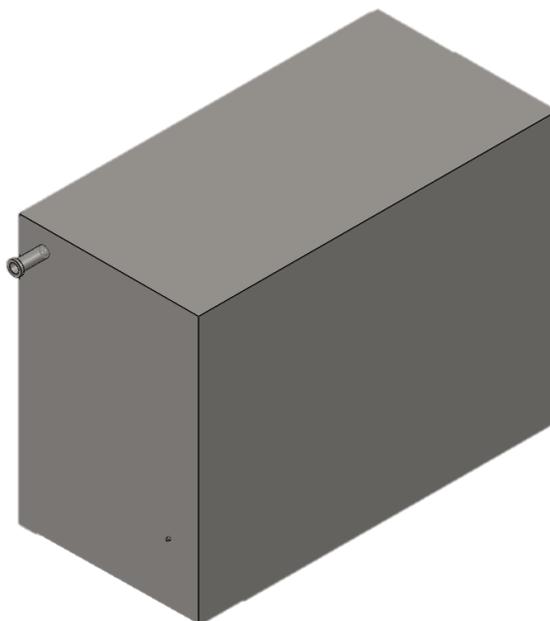
**Figura 8.** Serpentin del intercambiador

La caja en donde se produce el calentamiento entre el refrigerante y el aire se aprecia en la Figura 9, la vista lateral (a), la vista frontal (b), muestra los detalles de las perforaciones donde se coloca el serpentín.



**Figura 9.** Caja del serpentín

En la Figura 10 se observa la caja que contiene la miel de abeja y en donde circula el aire que se espera llegue a la temperatura desea para el calentamiento de la miel de abeja.



**Figura 10.** Caja de la miel de abeja 3m<sup>3</sup> (1m x 1.5m x 2m)

## **4.2 Software ANSYS Fluent**

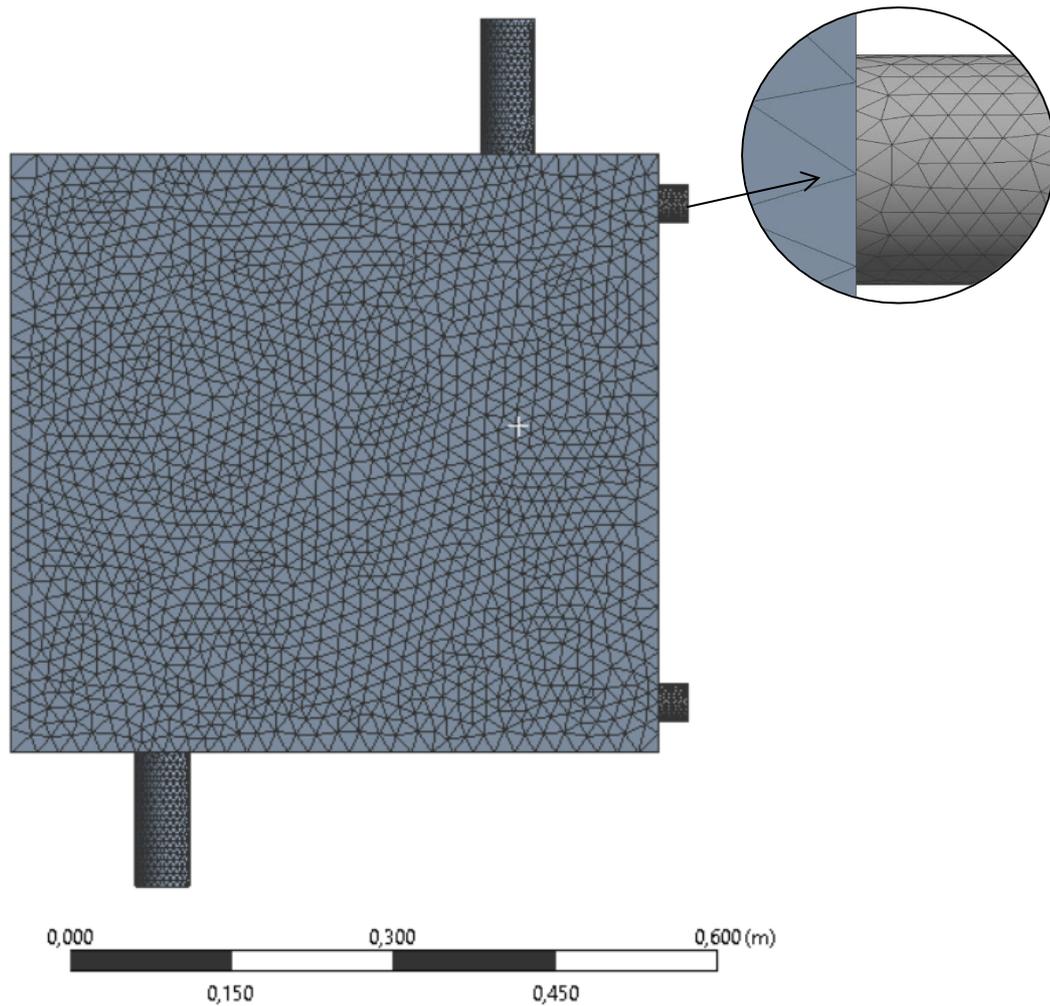
El software de simulación de fluidos que se utiliza para la simulación de transporte de fluidos, intercambio de calor y algunos hechos anormales relacionados con los fluidos, es el Ansys Fluent puesto que permite soluciones más exactas de acuerdo al estudio realizado, este software posee una interfaz más fácil de usar y optimizada para procesos CAD, por lo que permite simular en diseños realizados en otros software de dibujo y diseño [105].

## **4.3 ANSYS CFD**

EL CFD conocido como dinámica de fluidos computacional es una sección del ANSYS que se utiliza para analizar problemas en los que se utilizan fluidos. También se utilizan para la simulación de gases que actúan en condiciones de contorno, el tiempo de simulación depende de la calidad y tipo de computadores, con los años se ha logrado una mayor precisión durante el proceso de simulaciones especialmente con flujo turbulentos [106].

## **4.4 Mallado computacional**

Para el mallado computacional existen dos tipos de mallas, una estructurada que tiene una peculiaridad de conectividad rectangular que por lo general expresa en una matriz de 2 o 3 dimensiones, lo que restringe componentes a cuadriláteros en 2D o hexaedros en 3D, la constante de la conexión ayudan a preservar el espacio, el otro tipo de malla es la no estructurada tiene una conectividad irregular lo que no permite expresar matrices en dos o tres dimensiones [107]. En la Figura 11 se indica el mallado utilizado para el serpentín y los fluidos de trabajo.



**Figura 11.** Mallado de la caja y tubos del serpentín

El mallado mediante Skewness se define como una variación para una celda, por lo general esta forma es equilátera respecto a un volumen, para obtener mejores resultados la simetría en el proceso del mallado para los flujos y componentes debe ser menor a 1 y en promedio inferior a 0.3. en la Figura 12 se describe los valores de la malla Skewness de la simulación.

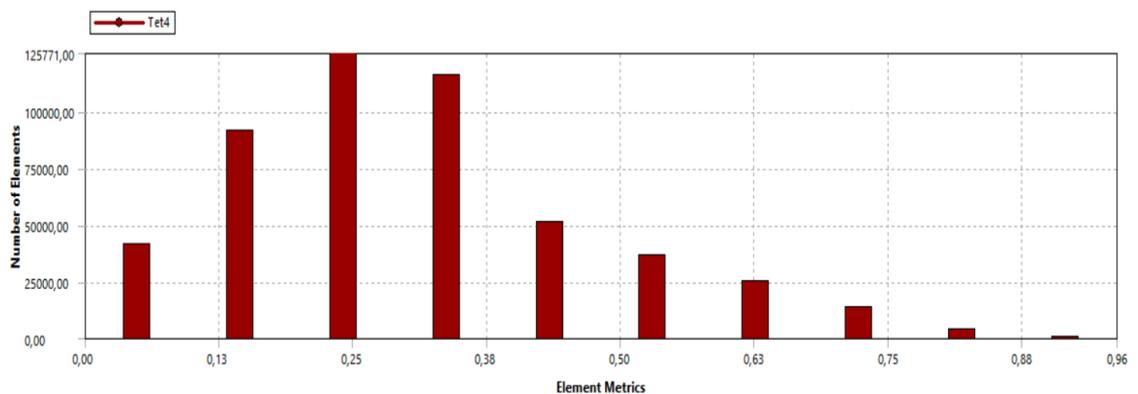


Figura 12. Calidad del mallado del intercambiador de calor

## 4.5 Ecuaciones de gobierno

Para estas fórmulas primordiales, están relacionadas datos de presión, velocidad, densidad y viscosidad del líquido que están presentes en las ecuaciones de Navier Stokes, el cual permite calcular información que sufren los fluidos especialmente en tubos curvos, por lo que se establecen las condiciones de borde y frontera, cabe mencionar que estas ecuaciones son parciales, es decir están relacionadas con las ecuaciones de movimiento de Newton [108].

### 4.5.1 Ecuación de la continuidad

Un elemento infinitesimal que está siendo desplazado en un fluido lograra tener una masa fija, pero a su vez su forma y volumen cambiaran de régimen a medida que este tenga movimiento, como la masa se conserva, una de las cosas que se puede deducir es que el elemento infinitesimal será cero durante toda la trayectoria como se puede apreciar en la ecuación(47) que es la ecuación de la continuidad [109].

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot V = 0 \quad (47)$$

### 4.5.2 Ecuación de momento

El dominio está resuelto por solo una ecuación de momento, a continuación, se presenta la ecuación (48) de momento que es dependiente del volumen de las fases de  $\rho$  y  $\mu$ .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (48)$$

La limitación que tiene se da en los casos donde grandes diferencias de velocidades entre las fases, en donde puede verse afectado negativamente estas velocidades, también hay que tener en cuenta que si el radio de la viscosidad es mayor a mil puede existir convergencia, en caso de darse problemas de mala convergencia se utiliza el esquema de la captura de interfaz de comprensión para malla arbitrarias (CICSAM) [110].

### 4.5.3 Ecuación de la energía

Un cambio de energía en un lapso de tiempo que se produce en el interior del volumen es ocasionado por el esfuerzo de las resistencias que actúan con respecto a este volumen y por la corriente de calor actuante hacia el volumen como se indica en la fórmula (49).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T + (\bar{\tau}_{eff} \vec{v})) + S_h \quad (49)$$

Donde,  $k_{eff} \nabla T$  representa intercambio de energía por la conducción,  $\bar{\tau}_{eff} \vec{v}$  indica la propagación de energía por distorsión viscosa y  $S_h$  alude a otras fuentes de energía por reacciones químicas y finalmente  $k_{eff}$  es la conductividad efectiva que se da por la recopilación de  $k$  y  $k_t$ , representan conductividad y conductividad turbulenta respectivamente [111].

### 4.6 Modelo de Euler – Euler

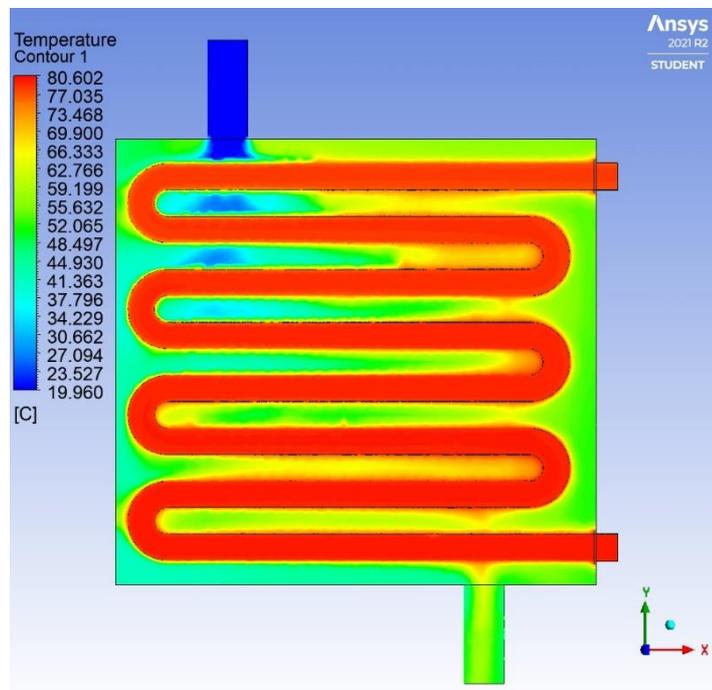
De acuerdo, al método de Euler – Euler las fases se tratan matemáticamente en donde se establece que la capacidad de un estado no podría estar ocupada por el volumen de otros estados, se analizan las secciones de volumen como funciones seguidas de tiempo y lugar, donde la recopilación de estas dos es equivalente a uno. Si se derivan estas ecuaciones de conservación se obtendrá un conjunto de ecuaciones, se menciona también que estas son cerradas y que proporcionan mejores relaciones empezando desde de la investigación experimental y en el caso de los corrientes granulares a partir de una teoría cinética. En el FLUENT existen 3 tipos de multifase los cuales son:

- Tipo volumen of fluid (VOF)
- Tipo mixture
- Tipo Eulerian [110].

### 4.7. Simulación en ANSYS

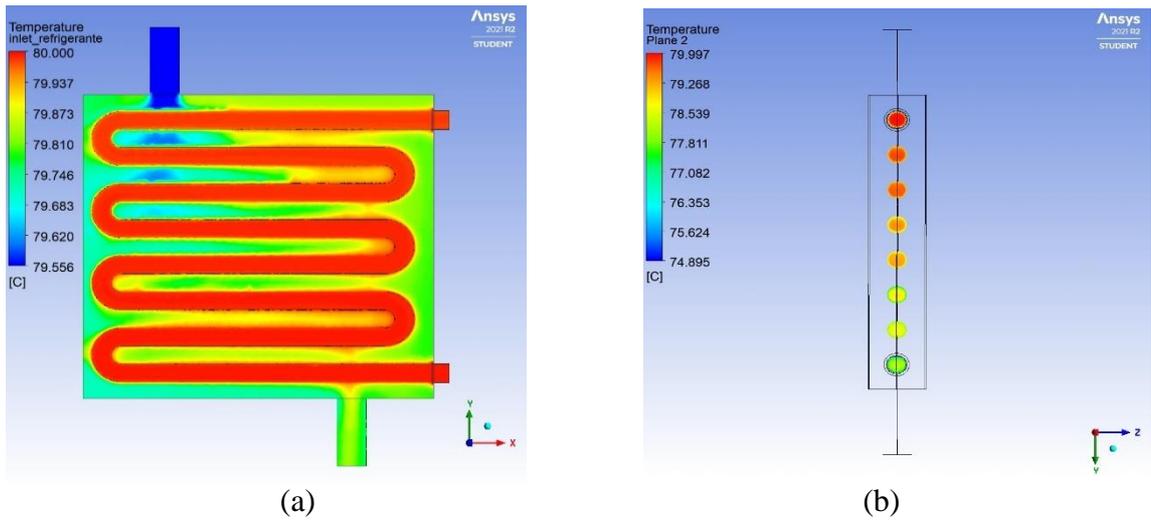
Para la simulación por convección forzada se tiene como objetivo aumentar la temperatura al momento de salir el aire para el calentamiento de la miel de abeja, a través de un intercambio con la temperatura del refrigerante R134a. La Figura 13

indica los resultados generados por la simulación en donde se evidencia una variación de temperatura en medio del aire producido por el intercambio de energía entre los fluidos. En la parte del serpentín, por donde fluye el refrigerante R134a, se encuentra a una temperatura de 80 °C, lo que produce el calentamiento del aire, adicionalmente se visualiza que la temperatura de ingreso del aire es de 20 °C esto debido a la temperatura del medio ambiente, de la cual se investigó anteriormente, por el efecto de la convección la temperatura al momento de salir el aire que se obtuvo es aproximadamente de 52.75 °C, que es cercana a los valores de los que se tenía previsto anteriormente en citas bibliográficas mencionadas que especificaban valores alrededor de los 55 °C.



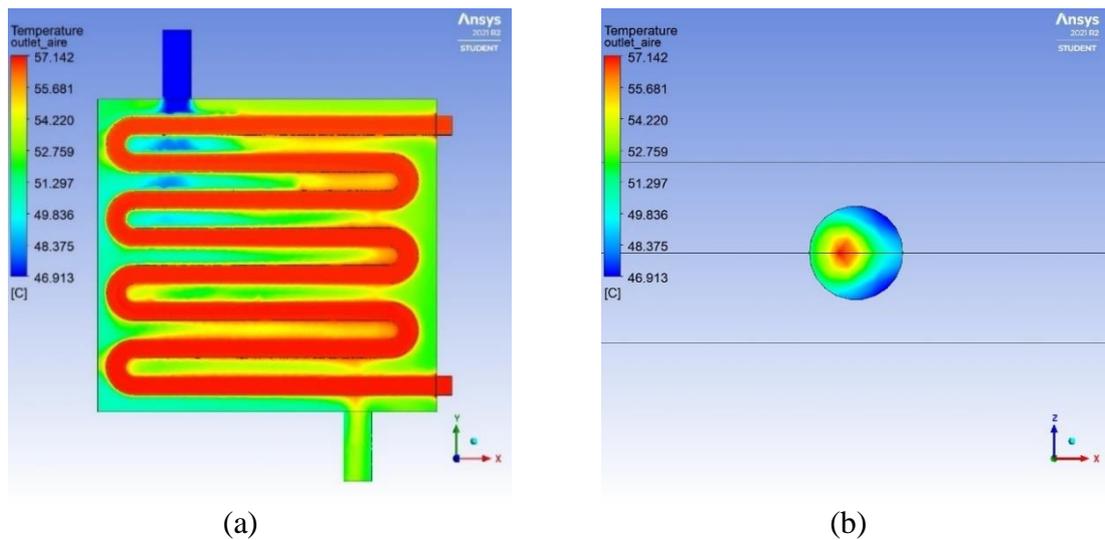
**Figura 13.** Simulación del intercambio de energía

La Figura 14 (a) describe la temperatura de ingreso del refrigerante R134a que es de 80 °C, la cual permite la convección con el aire para su posterior calentamiento, también se visualiza que no existe un cambio con respecto a la temperatura de salida pues esta solo disminuyo a 77.23 °C esto debido a que el aire no actúa como otros fluidos líquidos en el intercambio de temperatura, mientras que en la figura (b) se detalla los cambios de temperatura que tiene el refrigerante a través del serpentín. Donde se visualiza una reducción significativa de temperatura.



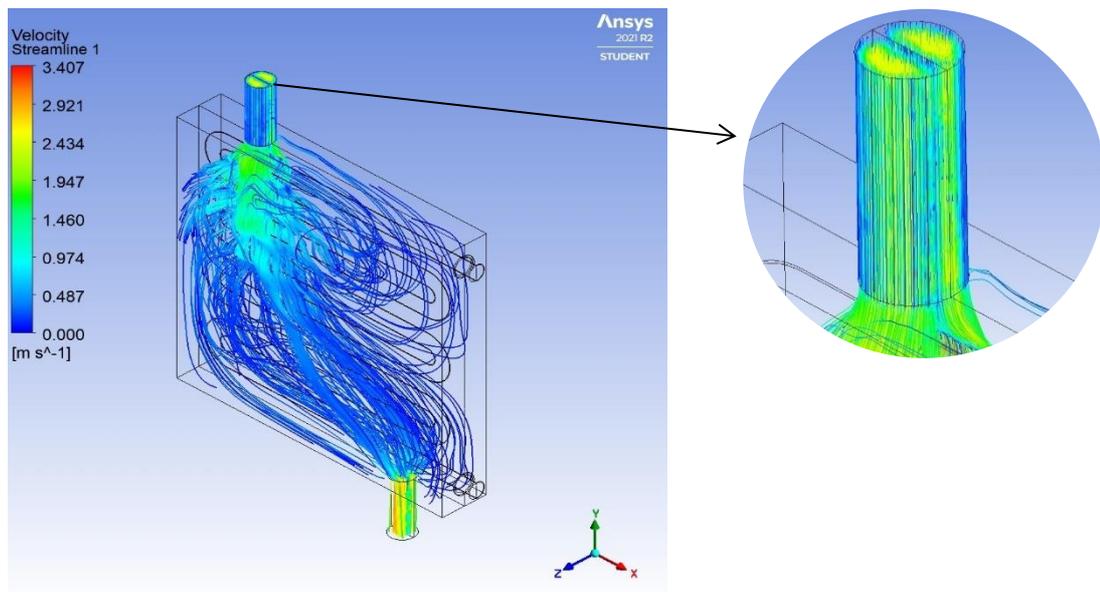
**Figura 14.** Cambio de temperatura en el refrigerante R134a

En la temperatura del aire se aprecia diversos cambios de temperatura durante el intercambio con el refrigerante R134a en el interior de la caja pues en la Figura 15 (a) se observa que en el lado derecho de la caja se producen mayores transferencias de calor, esto debido a que existen una mayor concentración de calor en este lado, que en el lado izquierdo como se aprecia en el rango de colores, en la Figura (b) donde se observa el pico más alto de temperatura al momento que sale el aire, puesto que la temperatura del refrigerante era elevada lo cual ayudo gradualmente a que se incremente la temperatura del aire logrando así el análisis mencionado anteriormente y temperaturas deseadas aproximadamente para el calentamiento de la miel de abeja.



**Figura 15.** Temperatura de salida del aire

Uno de los factores que intervino gradualmente en este proceso del intercambio de calor es la velocidad de flujo en el ingreso del aire ya que esta al ser de 2.44 m/s permite que el aire no fluya de manera rápida permitiendo una propagación de energía, que se visualiza en la Figura 16, dentro de la caja, el aire produce un especie de remolino al momento de ingresar por lo que se aprecia que se va calentando durante el proceso, también otro de los factores que influye es la corriente másica que es de 0.015 kg/s para este proceso.



**Figura 16.** Movimiento de la velocidad del aire

#### **4.8 Conclusión del capítulo**

En el transcurso de la simulación se logró obtener el comportamiento del fluido durante el calentamiento, el cual se produjo debido a los parámetros que incidieron como la velocidad de entrada, la temperatura ambiente del aire y parámetros establecidos en el capítulo anterior considerando claramente el intercambio de calor como proceso importante de la convección.

Como se observa en las imágenes anteriores se evidencia claramente la fase de calentamiento del aire, así como la influencia del refrigerante al momento de producirse la transferencia.

Para concluir se determinó que debido a las condiciones descritas anteriormente se pudo obtener una temperatura de 52.75 °C la cual está bastante cerca a los 55 °C que mencionan ciertos artículos acerca de la mejor temperatura para el calentamiento de la miel de abeja, por lo que se establece que el intercambiador satisface con la misión óptima para el calentamiento del aire.

## CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

En esta sección se puede apreciar el cronograma de actividades la cual se establece el tiempo de inicio de cada uno de los cuatro capítulos a tratar en el trabajo técnico. Se observa que para este trabajo tuvo un inicio en mayo del 2021.

TAREA	TIEMPO	INICIO	FIN	MAYO		MAYO			JUNIO				
				19-25	26-30	01-08	09-15	16-22	23-31	01-06	07-14	15-22	23-30
<b>CAPITULO 1</b>	<b>44 Días</b>	<b>19-04-2021</b>	<b>01-06-2021</b>										
Planteamiento del problema	4 Días	19-04-2021	22-04-2021										
Justificación y objetivos	3 Días	23-04-2021	25-04-2021										
Estado del arte y aspectos teóricos	15 Días	26-04-2021	10-05-2021										
Marco teórico	15 Días	11-05-2021	25-05-2021										
Revisión	7 Días	26-05-2021	01-06-2021										
<b>CAPITULO 2</b>	<b>50 Días</b>	<b>02-06-2021</b>	<b>28-07-2021</b>										
Modelos matemáticos.	10 Días	03-06-2021	12-06-2021										
Validación de modelos	14 Días	13-06-2021	26-06-2021										
Diseño y modelado del intercambiador	15 Días	27-06-2021	11-07-2021										
Parametrización	4 Días	12-07-2021	15-07-2021										
Revisión	7 Días	16-07-2021	22-07-2021										
<b>CAPITULO 3</b>	<b>40 Días</b>	<b>23-07-2021</b>	<b>31-08-2021</b>										
Simulación	15 Días	23-07-2021	06-08-2021										
Análisis y tabulación de resultados	14 Días	07-08-2021	20-08-2021										
Comparación de resultados	4 Días	21-08-2021	24-08-2021										
Revisión	7 Días	25-08-2021	31-08-2021										
<b>CAPITULO 4</b>	<b>20 Días</b>	<b>01-09-2021</b>	<b>20-09-2021</b>										
Costos	4 Días	01-09-2021	04-09-2021										
Conclusiones y recomendaciones	9 Días	05-09-2021	13-09-2021										
Revisión	7 Días	14-09-2021	20-09-2021										

Continuando con el cronograma establecido se procedió a la realización del capítulo 2, que era donde está establecido hasta el final del periodo.

TAREA	TIEMPO	INICIO	FIN	AGOSTO				SEPTIEMBRE				OCTUBRE				
				01-06	07-14	15-22	23-31	01-09	10-21	22-25	26-31	01-07	08-14	15-22	23-31	
<b>CAPITULO 1</b>	<b>44 Días</b>	<b>19-04-2021</b>	<b>01-06-2021</b>													
Planteamiento del problema	4 Días	19-04-2021	22-04-2021													
Justificación y objetivos	3 Días	23-04-2021	25-04-2021													
Estado del arte y aspectos teóricos	15 Días	26-04-2021	10-05-2021													
Marco teórico	15 Días	11-05-2021	25-05-2021													
Revisión	7 Días	26-05-2021	01-06-2021													
<b>CAPITULO 2</b>	<b>50 Días</b>	<b>02-06-2021</b>	<b>28-07-2021</b>													
Modelos matemáticos.	10 Días	03-06-2021	12-06-2021													
Validación de modelos	14 Días	13-06-2021	26-06-2021													
Diseño y modelado del intercambiador	15 Días	27-06-2021	11-07-2021													
Parametrización	4 Días	12-07-2021	15-07-2021													
Revisión	7 Días	16-07-2021	22-07-2021													
<b>CAPITULO 3</b>	<b>40 Días</b>	<b>23-07-2021</b>	<b>31-08-2021</b>													
Simulación	15 Días	23-07-2021	06-08-2021													
Análisis y tabulación de resultados	14 Días	07-08-2021	20-08-2021													
Comparación de resultados	4 Días	21-08-2021	24-08-2021													
Revisión	7 Días	25-08-2021	31-08-2021													
<b>CAPITULO 4</b>	<b>20 Días</b>	<b>01-09-2021</b>	<b>20-09-2021</b>													
Costos	4 Días	01-09-2021	04-09-2021													
Conclusiones y recomendaciones	9 Días	05-09-2021	13-09-2021													
Revisión	7 Días	14-09-2021	20-09-2021													

Finalmente se visualiza la culminación del capítulo 3 y 4 de trabajo de titulación.

TAREA	TIEMPO	INICIO	FIN	NOVIEMBRE				DICIEMBRE			
				01-06	07-14	15-21	22-30	01-07	08-15	16-23	24-31
<b>CAPITULO 1</b>	<b>44 Días</b>	<b>19-04-2021</b>	<b>01-06-2021</b>								
Planteamiento del problema	4 Días	19-04-2021	22-04-2021								
Justificación y objetivos	3 Días	23-04-2021	25-04-2021								
Estado del arte y aspectos teóricos	15 Días	26-04-2021	10-05-2021								
Marco teórico	15 Días	11-05-2021	25-05-2021								
Revisión	7 Días	26-05-2021	01-06-2021								
<b>CAPITULO 2</b>	<b>50 Días</b>	<b>02-06-2021</b>	<b>28-07-2021</b>								
Modelos matemáticos.	10 Días	03-06-2021	12-06-2021								
Validación de modelos	14 Días	13-06-2021	26-06-2021								
Diseño y modelado del intercambiador	15 Días	27-06-2021	11-07-2021								
Parametrización	4 Días	12-07-2021	15-07-2021								
Revisión	7 Días	16-07-2021	22-07-2021								
<b>CAPITULO 3</b>	<b>40 Días</b>	<b>23-07-2021</b>	<b>31-08-2021</b>								
Simulación	15 Días	23-07-2021	06-08-2021								
Análisis y tabulación de resultados	14 Días	07-08-2021	20-08-2021								
Comparación de resultados	4 Días	21-08-2021	24-08-2021								
Revisión	7 Días	25-08-2021	31-08-2021								
<b>CAPITULO 4</b>	<b>20 Días</b>	<b>01-09-2021</b>	<b>20-09-2021</b>								
Costos	4 Días	01-09-2021	04-09-2021								
Conclusiones y recomendaciones	9 Días	05-09-2021	13-09-2021								
Revisión	7 Días	14-09-2021	20-09-2021								

Actividades que realizamos  
 Días que no realizamos actividades

## PRESUPUESTO

En la tabla 11 se muestra los insumos necesarios para el proyecto y una aproximación de los costos que estos implican:

**Tabla 11.** Costo de insumos

N.-	DETALLE	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Licencias y softwares	2	0	0
2	Capacitaciones	1	0	0
3	Artículos científicos y revistas varias		0	0
			<b>TOTAL</b>	<b>0</b>

Nota: las licencias de software tienen un valor de 0 ya que estos softwares fueron descargados de forma gratuita, el ANSYS fue descargado de la página de internet el cual permitió el uso en formato estudiantil lo mismo que con el software de SolidWorks.

## CONCLUSIONES GENERALES

- Una vez concluida la simulación se analizó las propiedades y características de los fluidos de trabajo como son: el aire y el refrigerante R134a, fluido que pertenece a los HFC(Hidrofluorcarbono), con un ODP igual a 0, teniendo en cuenta que este coeficiente, es el que se establece la posibilidad destructiva del fluido refrigerante hacia la capa de ozono, ya que una de las principales fines que se pretende es evitar el daño al medio ambiente, es por esta razón que se utilizó este tipo de refrigerante en la investigación, por tener una baja toxicidad y no ser inflamable.
- Como se puede notar para el modelado de la geometría del intercambiador de calor que empezó por los cálculos utilizando la velocidad de entrada del aire a través de la caja, la cual fue obtenida por medio de datos relacionados en los artículos de investigación, se utilizó el dato que generaría un ventilador que tiene un caudal aproximado de 44.31 m<sup>3</sup>/h, que posteriormente permitieron determinar el diámetro interno del tubo siendo de 32.131 mm, valor que fue necesario para calcular el número de pasos del tubo del intercambiador y la longitud del tubo. Se obtuvo como resultado una longitud de 1.399 m, 7.37 número de pasos que se aproximó a 8 para que la entrada y salida del refrigerante estén en un mismo lado de la caja.
- Se considera satisfactorio la simulación pues los resultados arrojados muestran que se produjo el calentamiento del aire dentro del intercambiador, en la que se obtuvo una temperatura de salida del aire a 52.75 °C que es el 95.6 % de la temperatura deseada que era de 55 °C, lo cual valida los resultados analizados analíticamente en el capítulo 3, además que la efectividad del intercambiador es del 95 %, debido a que la temperatura de salida en la simulación tiene un error del 5 % de la temperatura deseada, de este modo se evidencia en los resultados.
- Con la obtención del resultado, se evidencia que la temperatura de entrada del refrigerante R134a que es de 80.15 °C, cumple con la función esperada de calentar el aire de 20 °C a los 52.75 °C, además que la velocidad de flujo másico calculada que es de 0.015 kg/s permitió que el aire fluya dentro de la caja de manera constante para que se genere la transmisión de calor.

- Finalmente, el software de simulación ANSYS Fluent, permitió verificar que el aire salió con una temperatura de 52.75 °C, este fue el pico más alto de la temperatura de salida como se analizó en la Figura 15 (b), con lo que se demostró que esta variedad de intercambiador pudo cumplir con la función requerida de calentamiento.

## **RECOMENDACIONES GENERALES**

- Se sugiere investigar y analizar distintas clasificaciones de intercambiadores de calor para realizar este proceso de calentamiento de aire y algún fluido de refrigerante, pues se encontró con algunos limitantes al momento de realizar las investigaciones pues la mayoría estaban direccionados a realizar proceso de fluido – fluido, con lo que se delimita la posibilidad de utilizar un fluido natural.
- En la industria de la alimentación se recomienda el uso de intercambiadores de calor por sus beneficios y altas rentabilidades, adicionalmente en la apicultura se propone realizar más investigaciones pues es una industria altamente rentable no solo a nivel nacional sino mundial, pues los datos encontrados en su mayoría son de muchos años atrás o peor no se encontraban estudios o investigaciones acerca de los procesos de la miel de abeja en la industria.
- Finalmente se plantea una simulación acerca de otros tipos de fluidos o método con el que se pueda calentar la miel de abeja, además que esta debe especificarse en su forma de almacenamiento pues una recomendación sería en pequeños frascos y no en un recipiente con demasiado volumen pues se requeriría de una fuente de calor demasiada alta, ya que es muy denso.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] M. A. Dekhil, J. V. Simo Tala, O. Bulliard-Sauret, and D. Bougeard, "Development of an innovative heat exchanger for sensible heat storage in agro-food industry," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 177, no. May, p. 115412, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115412.
- [2] P. Selvakumar and S. Suresh, "Convective performance of CuO/water nanofluid in an electronic heat sink," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 40, pp. 57–63, 2012, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2012.01.033.
- [3] C. D. Michener, *The Bees of the World*. Baltimore, 2000.
- [4] A. Correa, "Ministerio de agricultura y ganaderia y Ministerio de energía, industria y comercio. Evaluación de indicadores de deterioro de miel de diferentes especies de abejas," *Univ. Nac. Colomb.*, p. 140, 2015, [Online]. Available: <http://www.icta.unal.edu.co/>.
- [5] R. Subramanian, H. U. Hebbar, and N. K. Rastogi, "Processing of honey: A review," *Int. J. Food Prop.*, vol. 10, no. 1, pp. 127–143, 2007, doi: 10.1080/10942910600981708.
- [6] S. Amariei, L. Norocel, and L. A. Scripcă, "An innovative method for preventing honey crystallization," *Innov. Food Sci. Emerg. Technol.*, vol. 66, no. January, p. 102481, 2020, doi: 10.1016/j.ifset.2020.102481.
- [7] Z. Mouhoubi-Tafinine, S. Ouchemoukh, M. Bachir Bey, H. Louaileche, and A. Tamendjari, "Effect of storage on hydroxymethylfurfural (HMF) and color of some Algerian honey," *Int. Food Res. J.*, vol. 25, no. 3, pp. 1044–1050, 2018.
- [8] M. Bucekova, V. Juricova, E. Monton, S. Martinotti, E. Ranzato, and J. Majtan, "Microwave processing of honey negatively affects honey antibacterial activity by inactivation of bee-derived glucose oxidase and defensin-1," *Food Chem.*, vol. 240, no. April 2017, pp. 1131–1136, 2018, doi: 10.1016/j.foodchem.2017.08.054.
- [9] D. Kabbani, F. Sepulcre, and J. Wedekind, "Ultrasound-assisted liquefaction of rosemary honey: Influence on rheology and crystal content," *J. Food Eng.*, vol. 107, no. 2, pp. 173–178, 2011, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2011.06.027.
- [10] I. Escriche, M. Visquert, M. Juan-Borrás, and P. Fito, "Influence of simulated industrial thermal treatments on the volatile fractions of different varieties of honey," *Food Chem.*, vol. 112, no. 2, pp. 329–338, 2009, doi: 10.1016/j.foodchem.2008.05.068.
- [11] M. Zarei, A. Fazlara, and N. Tulabifard, "Effect of thermal treatment on physicochemical and antioxidant properties of honey," *Heliyon*, vol. 5, no. 6, p. e01894, 2019, doi: 10.1016/j.heliyon.2019.e01894.
- [12] S. Janghu, M. B. Bera, V. Nanda, and A. Rawson, "Study on power ultrasound optimization and its comparison with conventional thermal

- processing for treatment of raw honey,” *Food Technol. Biotechnol.*, vol. 55, no. 4, pp. 570–579, 2017, doi: 10.17113/ftb.55.04.17.5263.
- [13] İ. Önrü *et al.*, “Effects of ultrasound and high pressure on physicochemical properties and HMF formation in Turkish honey types,” *J. Food Eng.*, vol. 219, pp. 129–136, 2018, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2017.09.019.
- [14] C. M. Bucio Villalobos and O. A. Martínez Jaime, “Utilización de microondas para descristalizar miel producida por las abejas domésticas (*Apis mellifera*),” *Investig. y Desarro. en Cienc. y Tecnol. Aliment.*, vol. 4, pp. 933–940, 2019.
- [15] M. Bucekova *et al.*, “Effect of thermal liquefying of crystallised honeys on their antibacterial activities,” *Food Chem.*, vol. 269, no. July, pp. 335–341, 2018, doi: 10.1016/j.foodchem.2018.07.012.
- [16] N. Z. R. Anwar, A. M. A. Fuad, A. J. Zakaria, N. Shahidan, and Z. Zakaria, “Effect of storage conditions on the crystallisation behaviour of selected Malaysian honeys,” *Int. Food Res. J.*, vol. 24, no. December, pp. 475–480, 2017.
- [17] K. Bartáková, M. Dračková, I. Borkovcová, and L. Vorlova, “Impact of microwave heating on hydroxymethylfurfural content in Czech honeys,” *Czech J. Food Sci.*, vol. 29, no. 4, pp. 328–336, 2011, doi: 10.17221/110/2009-cjfs.
- [18] H. Zhao *et al.*, “The effects of different thermal treatments on amino acid contents and chemometric-based identification of overheated honey,” *Lwt*, vol. 96, no. May, pp. 133–139, 2018, doi: 10.1016/j.lwt.2018.05.004.
- [19] M. Visquert, “Influencia de las condiciones térmicas en la calidad de la miel,” pp. 3–187, 2015.
- [20] L. A. Scripca and S. Amariei, “Research on honey crystalization,” *Rev. Chim.*, vol. 69, no. 10, pp. 2953–2957, 2018, doi: 10.37358/rc.18.10.6660.
- [21] N. Alias, K. S. Ching, A. N. Ab Karim, W. M. Al-Rahmi, and Q. Al-Maatouk, “Numerical performance of healthy processing for HMF content in honey,” *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 7, no. 4, pp. 3687–3689, 2018, doi: 10.14419/ijet.v7i4.15157.
- [22] F. Braghini *et al.*, “Effect of different storage conditions on physicochemical and bioactive characteristics of thermally processed stingless bee honeys,” *Lwt*, vol. 131, no. April, p. 109724, 2020, doi: 10.1016/j.lwt.2020.109724.
- [23] Pilar Fernandez Uriel, *Dones del cielo: abeja y miel en el Mediterraneo antiguo*. Madrid, España.
- [24] Pierre Jean-Prost, *Apicultura: conocimiento de la abeja. Manejo de la colmena*, Cuarta. Madrid, España, 2007.
- [25] Vinicio Ramiro Benalcázar Rojas, *Construcción de un equipo de centrifugación y filtración, para la extracción de miel de abeja incorporando un sistema de calentamiento*, vol. 53, no. 9. 2013.

- [26] J. Holman, *Heat Transfer*, Decima., vol. 87. 1999.
- [27] K. Stephan, *Heat and mass transfer*, Second. 2006.
- [28] A. Carlos, *Transferencia de calor*. 2020.
- [29] L. Ratna Raju and T. K. Nandi, “Effective NTU of a counterflow heat exchanger with unbalanced flow and longitudinal heat conduction through fluid separating and outer walls,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, pp. 1172–1177, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.200.
- [30] S. K. Rana and A. Jena, “A BEM formulation of two dimensional steady state heat conduction in exchanger tubes of arbitrary cross sections,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 106, pp. 195–211, 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.055.
- [31] D. D. Ganji, Y. Sabzehmeidani, and A. Sedighiamiri, *Conduction–Convection Heat Transfer*. 2018.
- [32] M. E. Reyes Pérez and M. E. Sosa Morales, “Mecanismos de transferencia de calor que ocurren en tratamientos térmicos de alimentos,” *Temas Sel. Ing. Aliment.*, vol. 7, no. 1, pp. 37–47, 2013, [Online]. Available: <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/guia-tecnica-electiva1.pdf>.
- [33] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, and A. S. Dalkilic, “A comparative study on convective heat transfer in indoor applications,” *Energy Build.*, vol. 242, p. 110985, 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2021.110985.
- [34] Yanan Camaraza Medina, *Transferencia de calor por conveccion*, Primera. La Habana, Cuba, 2020.
- [35] J. Larco, “Diseño y construcción de un equipo didáctico de convección forzada con sistema de control centralizado para el laboratorio de transferencia de calor,” 2014.
- [36] C. Hu *et al.*, “Numerical simulation on the forced convection heat transfer of porous medium for turbine engine heat exchanger applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 180, no. August, p. 115845, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115845.
- [37] A. J. G. Yunus A. Cengel, *Transferencia de calor y de masa*, Cuarta. Mexico, 2011.
- [38] T. Kuppan, *Heat exchanger Design Handbook*. Madras, India, 2000.
- [39] M. Seddiq and M. Maerefat, “Analytical solution for heat transfer problem in a cross-flow plate heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 163, p. 120410, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120410.
- [40] D. K. Nguyen and J. Y. San, “Decrement in heat transfer effectiveness due to solid heat conduction for a counter-current spiral heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 103, pp. 821–831, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.04.083.

- [41] M. Vivekanandan, G. Saravanan, V. Vijayan, K. Gopalakrishnan, and J. P. Krishna, “Experimental and CFD investigation of spiral tube heat exchanger,” *Mater. Today Proc.*, vol. 37, no. Part 2, pp. 3689–3696, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2020.09.824.
- [42] A. GOMEZ GARCIA, “Modelo De Cálculo Para El Análisis Térmico Y Mecánico De Intercambiadores De Placas,” 2008.
- [43] S. Khatoon, S. Ishaque, and M. H. Kim, “Modeling and analysis of air-cooled heat exchanger integrated with supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 232, no. December 2020, p. 113895, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.113895.
- [44] V. Llangarí and G. Solís, “Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos. Ecuador: Escuela Superior Politecnica de Chimborazo,” 2013, [Online]. Available: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/2355>.
- [45] O. D. Lara-Montaña, F. I. Gómez-Castro, and C. Gutiérrez-Antonio, “Comparison of the performance of different metaheuristic methods for the optimization of shell-and-tube heat exchangers,” *Comput. Chem. Eng.*, vol. 152, p. 107403, 2021, doi: 10.1016/j.compchemeng.2021.107403.
- [46] Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger*. Kentucky, 2003.
- [47] C. G. T. Juan Barbosa Saldaña, *Termodinamica para ingenieros*, Primera. Mexico, 2015.
- [48] Y. Seo and U. J. Seo, “Ground source heat pump (GSHP) systems for horticulture greenhouses adjacent to highway interchanges: A case study in South Korea,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 135, no. September 2019, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2020.110194.
- [49] A. K. Coker, *Refrigeration Systems*. 2015.
- [50] S. Page, “Chapter 3 : Skin Chapter 3 : Skin,” pp. 1–16, 2011, doi: 10.1016/B978-0-08-100647-4/00003-6.
- [51] R. V. Manresa, *Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración*. 2003.
- [52] G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, “Refrigerants,” *Refrig. Air Cond. Heat Pumps*, pp. 41–58, 2016, doi: 10.1016/b978-0-08-100647-4.00003-6.
- [53] C. G. Sierra, *Refrigeracion industrial*, Segunda. 2019.
- [54] W. . Varga, *Ambientes virtuales para la enseñanza de la mecánica de fluidos: algunos ejemplos simplificados aplicando ANSYS*. 2009.
- [55] X. Chen and Y. Liu, *Finite element modeling and simulation with ANSYS workbench*. 2014.
- [56] H. Valdés N., J.P y Pineda, *Introduccion a la dinamica computacional de*

*fluidos (CFD) en ingeniería química.*, Primera. Colombia, 2020.

- [57] P. C. Jena, *Design and analysis of heat exchanger by using computational fluid dynamics*, no. 2005. Elsevier Inc., 2019.
- [58] J. Choi, D. Lee, M. Hyeon, Y. Lee, and Y. Kim, "Effects of compressor frequency and heat exchanger geometry on dynamic performance characteristics of heat pump dryers," *Energy*, vol. 235, p. 121391, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121391.
- [59] B. Karlekar, *Transferencia de calor*, Primera. Mexico, 1985.
- [60] J. A. F. B. y C. C. Sánchez, *Fundamentos de transmisión de calor*, Segunda. Madrid, España, 2014.
- [61] I. F. P. . D. W. D. P., *Fundamentos de transferencia de calor*, Cuarta. Mexico, 1999.
- [62] A. J. G. Yunus A. Cengel, *Heat and mass transfer*, Quinta. New York, 2015.
- [63] C. C. Alvarez Sonia, "DETERMINACION DEL AREA SUPERFICIAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN INTERCAMBIADOR DE CASCO Y TUBO APLICANDO EL METODO DE LA LMTD Y EL METODO DE LA  $\epsilon$ -NTU," Universidad Nacional de Trujillo, 2007.
- [64] S. Sunil Kumar, L. Ratna Raju, and T. K. Nandi, "Thermal performance of perforated plate matrix heat exchangers with effects from outer wall and flow channel geometry," *Cryogenics (Guildf).*, vol. 72, pp. 153–160, 2015, doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.10.007.
- [65] K. D. Cole and B. Çetin, "The effect of axial conduction on heat transfer in a liquid microchannel flow," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 11–12, pp. 2542–2549, 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.007.
- [66] E. Ricardo and B. Salazar, "Diseño y construcción de un banco de pruebas termodinámico con un sistema intercambiador de calor de tubos y coraza Diseño y construcción de un banco de pruebas termodinámico con un sistema intercambiador de calor de tubos y coraza Andrés David Barón Vane," 2021.
- [67] C. M. K. Cecilia, "Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de termicas de la facultad de mecánica," 2010.
- [68] S. O. R. Fidel, "Diseño de un secador con bomba de calor con doble cámara," 2006.
- [69] M. Robert L., *Mecánica de fluidos*, Sexta. Mexico, 2006.
- [70] W. N. J. Fraser Russell T.W.; Skaja Robinson Anne, *Mass and heat transfer*, vol. 1, no. C. New York, 1999.
- [71] M. P. M. Jose, *Teoría y problemas de transmisión de calor*. Madrid, España, 2016.

- [72] W. E. R. Welty R. James, Wicks Charles E., *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*, Sexta. Mexico, 1994.
- [73] R. Rajput, *Thermal Engineering*, Octava. New Delhi, Boston, USA, 2010.
- [74] V. Singh, S. Chamoli, M. Kumar, and A. Kumar, “Heat transfer and fluid flow characteristics of heat exchanger tube with multiple twisted tapes and solid rings inserts,” *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 102, pp. 156–168, 2016, doi: 10.1016/j.cep.2016.01.013.
- [75] M. K. Bhatnagar, M. Rai, M. Ashraf, O. Kapoor, T. G. Mamatha, and M. Vishnoi, “Efficiency enhancement of heat exchanger using inserts and nano-fluid-A review,” *Mater. Today Proc.*, vol. 44, pp. 4399–4403, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2020.10.575.
- [76] Y. Cao, H. Ke, J. J. Klemeš, M. Zeng, and Q. Wang, “Comparison of aerodynamic noise and heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with continuous helical and segmental baffles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 185, no. November 2020, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116341.
- [77] A. A. Abbasian Arani and H. Uosofvand, “Double-pass shell-and-tube heat exchanger performance enhancement with new combined baffle and elliptical tube bundle arrangement,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 167, no. April, p. 106999, 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.106999.
- [78] Y. Lei, Y. Li, S. Jing, C. Song, Y. Lyu, and F. Wang, “Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heat exchangers with louver baffles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 870–879, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.081.
- [79] P. L. Brito Mario, “INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR,” Universidad de las Fuerzas Armadas, 2015.
- [80] C. Jacobo, “Design and Analysis of a Heat Exchanger,” Universidad de Cantabria, 2018.
- [81] J. A., “Intercambiadores de calor,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2007.
- [82] C. Christian, “DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CIRCUITO FLUSHING EN LA UNIDAD DE FCC EN REFINERÍA ESMERALDAS,” 2015.
- [83] E. Ibarra-Hernández, M. Dupin-Fonseca, F. Goya-Valdivia, B. Guerra-Valdés, and A. J. Almeida Espinosa, “Metodología De Diseño Mecánico Para Intercambiadores Tipo Tubos - Coraza, Cabezal Flotante Y Tubos En U,” *Cent. Azúcar*, vol. 46, no. 4, pp. 68–78, 2019.
- [84] “R-134a,” pp. 1–4, [Online]. Available: <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-134a-gas-servei.pdf>.

- [85] O. Z. R. Javier, “Diseño y construcción de un rodete de ventilador centrífugo de 100 cfm para el laboratorio de termofluidos de la Universidad Politécnica Salesiana - Campus KENNEDY,” *Tesis*, p. 129, 2015, [Online]. Available: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/5081/1/UPS-CYT00109.pdf>.
- [86] L. C. Hernandez Luis, “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA CON VENTILADORES AXIALES EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS DE HASTA 500 LITROS DE CAPACIDAD,” 2020.
- [87] A. Allahyarzadeh-Bidgoli, D. J. Dezan, and J. I. Yanagihara, “COP optimization of propane pre-cooling cycle by optimal Fin design of heat exchangers: Efficiency and sustainability improvement,” *J. Clean. Prod.*, vol. 271, p. 122585, 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.122585.
- [88] PROCOBRE, *Tubos de Cobre*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [89] Productos Nacobre, “Manual Técnico Nacobre,” in *Productos Nacobre*, 2010, p. 121.
- [90] S. Kallannavar, S. Mashyal, and M. Rajangale, “Effect of tube layout on the performance of shell and tube heat Exchangers,” *Mater. Today Proc.*, vol. 27, pp. 263–267, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2019.10.151.
- [91] E. P. Jurado Steisy, “Diseño y construcción de una bomba de calor aire-aire con capacidad de 12000 BTU/h para secado de cacao,” Salesian Polytecnic University, 2019.
- [92] D. Samantha, “Universidad Central Del Ecuador,” *Univ. Cent. Del Ecuador*, p. 136, 2017, [Online]. Available: <http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/11530/1/T-UCE-0017-0030-2017.pdf>.
- [93] SODECA, “Ventiladores Helicoidales Y Extractores De Tejado,” 2009, p. 4.
- [94] B. Sonia, “DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS,” Universidad Santo Tomas, 2014.
- [95] R. H. C. Warren L. McCabe, Julian C. Smith, Peter Harriot, *Operaciones unitarias en ingeniería química*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [96] M. C. Guaytarilla Enrique, “DISEÑO Y SIMULACION DE UN SISTEMA PURIFICADOR DE AGUA DE POZO PARA INYECTABLES CON CAPACIDAD DE PRODUCCION DE 2500 LITROS/HORA, MEDIANTE EL PROCESO DE ÓSMOSIS REVERSA Y LA UTILIZACIÓN DEL SOFTWARE VISUAL BASIC 6.0.,” 2012.
- [97] G. C. Juan González, *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. 2014.
- [98] B. Otto, “Metodología para el diseño hidrodinámico de oleoducto de crudos pesados,” Universidad Politécnica Nacional, 2016.
- [99] X. Xiao, L. Zhang, X. Li, B. Jiang, X. Yang, and Y. Xia, “Numerical

- investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 63, pp. 434–444, 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.001.
- [100] M. David, A. Toutant, and F. Bataille, “Numerical development of heat transfer correlation in asymmetrically heated turbulent channel flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 164, 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120599.
- [101] Y. Yang, D. S. K. Ting, and S. Ray, “Nusselt number-turbulent strain rate relationship: Forced convection of a flat surface downstream of a pair of side-by-side rectangular strips,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 128, no. January, p. 110437, 2021, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2021.110437.
- [102] D. Francisco, *Termotecnia*. Almeria, 2010.
- [103] G. Edison, “Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los laboratorios de Termofluidos de la Universidad Santo Tomás,” 2014.
- [104] G. Sebastian, “Determinación de correlaciones para el número de nusselt y la caída de presión en un canal con geometría basada en el fractal de hilbert,” UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA, 2021.
- [105] Q. Jefferson, “ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN DE UN QUEMADOR DE GAS TIPO VENTURI CON PREMEZCLA DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA UTILIZANDO SIMULACIÓN CFD MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS FLUENT,” Universidad Tecnica De Ambato, 2021.
- [106] K. Sulaksana and P. Thamatkeng, *Heat Transfer & Fluid Flow Simulation with ANSYS*. 2014.
- [107] S. Gómez, “Mallado Y Simulación Cfd De Automóvil,” p. 106, 2017, [Online]. Available: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/108947.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
- [108] A. J. Samaniego Giovanni, Guerrero Byron, “Análisis del diseño aerodinámico de un alerón preparado para competencia utilizando simulaciones numéricas de dinámica de fluidos computacional (DFC),” *Scielo*, vol. 32, pp. 19–28, 2020, [Online]. Available: [https://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0718-07642021000200019&lng=en&nrm=iso&tlng=en](https://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642021000200019&lng=en&nrm=iso&tlng=en).
- [109] M. de P. Ignacio, “ANÁLISIS AERODINÁMICO Y ‘RECOVERY’ DE UN COHETE SÓLIDO,” Universidad del Pais Vasco.
- [110] M. Zamora Pina, “Simulación numérica de la inyección de gas en columnas de flujo oscilatorio,” p. 188, 2016, [Online]. Available: <http://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/5381/pfc6353.pdf?sequence=1>.

- [111] Antonio Luis and M. Vegas, “Modelación en CFD de la transferencia de calor y comportamiento dinámico del aire en un secador solar de chimenea Tesis para optar el Título de Luis Antonio Vegas Mejia,” 2020.

## ANEXOS

### Anexo 1. Dimensiones de la tubería de cobre tipo L

Manual Técnico

#### 2.1.2. Tubería tipo "L"

Es un tipo de tubería a usarse en instalaciones hidráulicas en condiciones severas de servicio y seguridad que la tipo "M"; ejemplo: en instalaciones de gases medicinales y combustibles, vapor, aire comprimido, en calefacción, refrigeración, tomas de agua domiciliarias, etc.

Nota: Flujo obtenido con una presión de 10PSI., en una longitud de 25mts.

Característica	Tubería Tipo "L"
Temple	Rígido
Color de identificación	Azul
Grabado (bajo relieve)	Sí
Longitud del tramo	6.10 m
Diámetros	1/4" a 4"

#### Tubería de cobre de temple rígido Tipo "L"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm <sup>2</sup>	PSI kg/cm <sup>2</sup>	G. P. M. L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	506.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.465"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

## Anexo 2. Propiedades del aire

884

APÉNDICE 1

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T$ , °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K	Difusividad térmica, $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

### Anexo 3. Propiedades del R134a sobrecalentado

CSS BOOKS

930

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

**TABLA A-13**

Refrigerante 134a sobrecalentado (conclusión)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m <sup>3</sup> /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m <sup>3</sup> /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m <sup>3</sup> /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 0.50 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 15.71 °C)				<i>P</i> = 0.60 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 21.55 °C)				<i>P</i> = 0.70 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 26.69 °C)				
Sat.	0.041118	238.75	259.30	0.9240	0.034295	241.83	262.40	0.9218	0.029361	244.48	265.03	0.9199
20	0.042115	242.40	263.46	0.9383								
30	0.044338	250.84	273.01	0.9703	0.035984	249.22	270.81	0.9499	0.029966	247.48	268.45	0.9313
40	0.046456	259.26	282.48	1.0011	0.037865	257.86	280.58	0.9816	0.031696	256.39	278.57	0.9641
50	0.048499	267.72	291.96	1.0309	0.039659	266.48	290.28	1.0121	0.033322	265.20	288.53	0.9954
60	0.050485	276.25	301.50	1.0599	0.041389	275.15	299.98	1.0417	0.034875	274.01	298.42	1.0256
70	0.052427	284.89	311.10	1.0883	0.043069	283.89	309.73	1.0705	0.036373	282.87	308.33	1.0549
80	0.054331	293.64	320.80	1.1162	0.044710	292.73	319.55	1.0987	0.037829	291.80	318.28	1.0835
90	0.056205	302.51	330.61	1.1436	0.046318	301.67	329.46	1.1264	0.039250	300.82	328.29	1.1114
100	0.058053	311.50	340.53	1.1705	0.047900	310.73	339.47	1.1536	0.040642	309.95	338.40	1.1389
110	0.059880	320.63	350.57	1.1971	0.049458	319.91	349.59	1.1803	0.042010	319.19	348.60	1.1658
120	0.061687	329.89	360.73	1.2233	0.050997	329.23	359.82	1.2067	0.043358	328.55	358.90	1.1924
130	0.063479	339.29	371.03	1.2491	0.052519	338.67	370.18	1.2327	0.044688	338.04	369.32	1.2186
140	0.065256	348.83	381.46	1.2747	0.054027	348.25	380.66	1.2584	0.046004	347.66	379.86	1.2444
150	0.067021	358.51	392.02	1.2999	0.055522	357.96	391.27	1.2838	0.047306	357.41	390.52	1.2699
160	0.068775	368.33	402.72	1.3249	0.057006	367.81	402.01	1.3088	0.048597	367.29	401.31	1.2951
<i>P</i> = 0.80 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 31.31 °C)				<i>P</i> = 0.90 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 35.51 °C)				<i>P</i> = 1.00 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 39.37 °C)				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183	0.022683	248.85	269.26	0.9169	0.020313	250.68	270.99	0.9156
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480	0.023375	253.13	274.17	0.9327	0.020406	251.30	271.71	0.9179
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802	0.024809	262.44	284.77	0.9660	0.021796	260.94	282.74	0.9525
60	0.029973	272.83	296.81	1.0110	0.026146	271.60	295.13	0.9976	0.023068	270.32	293.38	0.9850
70	0.031340	281.81	306.88	1.0408	0.027413	280.72	305.39	1.0280	0.024261	279.59	303.85	1.0160
80	0.032659	290.84	316.97	1.0698	0.028630	289.86	315.63	1.0574	0.025398	288.86	314.25	1.0458
90	0.033941	299.95	327.10	1.0981	0.029806	299.06	325.89	1.0860	0.026492	298.15	324.64	1.0748
100	0.035193	309.15	337.30	1.1258	0.030951	308.34	336.19	1.1140	0.027552	307.51	335.06	1.1031
110	0.036420	318.45	347.59	1.1530	0.032068	317.70	346.56	1.1414	0.028584	316.94	345.53	1.1308
120	0.037625	327.87	357.97	1.1798	0.033164	327.18	357.02	1.1684	0.029592	326.47	356.06	1.1580
130	0.038813	337.40	368.45	1.2061	0.034241	336.76	367.58	1.1949	0.030581	336.11	366.69	1.1846
140	0.039985	347.06	379.05	1.2321	0.035302	346.46	378.23	1.2210	0.031554	345.85	377.40	1.2109
150	0.041143	356.85	389.76	1.2577	0.036349	356.28	389.00	1.2467	0.032512	355.71	388.22	1.2368
160	0.042290	366.76	400.59	1.2830	0.037384	366.23	399.88	1.2721	0.033457	365.70	399.15	1.2623
170	0.043427	376.81	411.55	1.3080	0.038408	376.31	410.88	1.2972	0.034392	375.81	410.20	1.2875
180	0.044554	386.99	422.64	1.3327	0.039423	386.52	422.00	1.3221	0.035317	386.04	421.36	1.3124
<i>P</i> = 1.20 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 46.29 °C)				<i>P</i> = 1.40 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 52.40 °C)				<i>P</i> = 1.60 MPa ( <i>T<sub>sat</sub></i> = 57.88 °C)				
Sat.	0.016715	253.81	273.87	0.9130	0.014107	256.37	276.12	0.9105	0.012123	258.47	277.86	0.9078
50	0.017201	257.63	278.27	0.9267								
60	0.018404	267.56	289.64	0.9614	0.015005	264.46	285.47	0.9389	0.012372	260.89	280.69	0.9163
70	0.019502	277.21	300.61	0.9938	0.016060	274.62	297.10	0.9733	0.013430	271.76	293.25	0.9535
80	0.020529	286.75	311.39	1.0248	0.017023	284.51	308.34	1.0056	0.014362	282.09	305.07	0.9875
90	0.021506	296.26	322.07	1.0546	0.017923	294.28	319.37	1.0364	0.015215	292.17	316.52	1.0194
100	0.022442	305.80	332.73	1.0836	0.018778	304.01	330.30	1.0661	0.016014	302.14	327.76	1.0500
110	0.023348	315.38	343.40	1.1118	0.019597	313.76	341.19	1.0949	0.016773	312.07	338.91	1.0795
120	0.024228	325.03	354.11	1.1394	0.020388	323.55	352.09	1.1230	0.017500	322.02	350.02	1.1081
130	0.025086	334.77	364.88	1.1664	0.021155	333.41	363.02	1.1504	0.018201	332.00	361.12	1.1360
140	0.025927	344.61	375.72	1.1930	0.021904	343.34	374.01	1.1773	0.018882	342.05	372.26	1.1632
150	0.026753	354.56	386.66	1.2192	0.022636	353.37	385.07	1.2038	0.019545	352.17	383.44	1.1900
160	0.027566	364.61	397.69	1.2449	0.023355	363.51	396.20	1.2298	0.020194	362.38	394.69	1.2163
170	0.028367	374.78	408.82	1.2703	0.024061	373.75	407.43	1.2554	0.020830	372.69	406.02	1.2421
180	0.029158	385.08	420.07	1.2954	0.024757	384.10	418.76	1.2807	0.021456	383.11	417.44	1.2676

## Anexo 4. Propiedades del Refrigerante R134a saturado

879  
APÉNDICE 1

**TABLA A-10**

Propiedades del refrigerante 134a saturado

Temp., T, °C	Presión de saturación, P, kPa		Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>		Entalpia de vaporización, $h_{fg}$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K		Conductividad térmica, k, W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, Tensión superficial, $\beta$ , 1/K, N/m	
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
-40	51.2	1418	2.773	225.9	1254	748.6	0.1101	0.00811	4.878 × 10 <sup>-4</sup>	2.550 × 10 <sup>-6</sup>	5.558	0.235	0.00205	0.01760	
-35	66.2	1403	3.524	222.7	1264	764.1	0.1084	0.00862	4.509 × 10 <sup>-4</sup>	3.003 × 10 <sup>-6</sup>	5.257	0.266	0.00209	0.01682	
-30	84.4	1389	4.429	219.5	1273	780.2	0.1066	0.00913	4.178 × 10 <sup>-4</sup>	3.504 × 10 <sup>-6</sup>	4.992	0.299	0.00215	0.01604	
-25	106.5	1374	5.509	216.3	1283	797.2	0.1047	0.00963	3.882 × 10 <sup>-4</sup>	4.054 × 10 <sup>-6</sup>	4.757	0.335	0.00220	0.01527	
-20	132.8	1359	6.787	213.0	1294	814.9	0.1028	0.01013	3.614 × 10 <sup>-4</sup>	4.651 × 10 <sup>-6</sup>	4.548	0.374	0.00227	0.01451	
-15	164.0	1343	8.288	209.5	1306	833.5	0.1009	0.01063	3.371 × 10 <sup>-4</sup>	5.295 × 10 <sup>-6</sup>	4.363	0.415	0.00233	0.01376	
-10	200.7	1327	10.04	206.0	1318	853.1	0.0989	0.01112	3.150 × 10 <sup>-4</sup>	5.982 × 10 <sup>-6</sup>	4.198	0.459	0.00241	0.01302	
-5	243.5	1311	12.07	202.4	1330	873.8	0.0968	0.01161	2.947 × 10 <sup>-4</sup>	6.709 × 10 <sup>-6</sup>	4.051	0.505	0.00249	0.01229	
0	293.0	1295	14.42	198.7	1344	895.6	0.0947	0.01210	2.761 × 10 <sup>-4</sup>	7.471 × 10 <sup>-6</sup>	3.919	0.553	0.00258	0.01156	
5	349.9	1278	17.12	194.8	1358	918.7	0.0925	0.01259	2.589 × 10 <sup>-4</sup>	8.264 × 10 <sup>-6</sup>	3.802	0.603	0.00269	0.01084	
10	414.9	1261	20.22	190.8	1374	943.2	0.0903	0.01308	2.430 × 10 <sup>-4</sup>	9.081 × 10 <sup>-6</sup>	3.697	0.655	0.00280	0.01014	
15	488.7	1244	23.75	186.6	1390	969.4	0.0880	0.01357	2.281 × 10 <sup>-4</sup>	9.915 × 10 <sup>-6</sup>	3.604	0.708	0.00293	0.00944	
20	572.1	1226	27.77	182.3	1408	997.6	0.0856	0.01406	2.142 × 10 <sup>-4</sup>	1.075 × 10 <sup>-5</sup>	3.521	0.763	0.00307	0.00876	
25	665.8	1207	32.34	177.8	1427	1028	0.0833	0.01456	2.012 × 10 <sup>-4</sup>	1.160 × 10 <sup>-5</sup>	3.448	0.819	0.00324	0.00808	
30	770.6	1188	37.53	173.1	1448	1061	0.0808	0.01507	1.888 × 10 <sup>-4</sup>	1.244 × 10 <sup>-5</sup>	3.383	0.877	0.00342	0.00742	
35	887.5	1168	43.41	168.2	1471	1098	0.0783	0.01558	1.772 × 10 <sup>-4</sup>	1.327 × 10 <sup>-5</sup>	3.328	0.935	0.00364	0.00677	
40	1017.1	1147	50.08	163.0	1498	1138	0.0757	0.01610	1.660 × 10 <sup>-4</sup>	1.408 × 10 <sup>-5</sup>	3.285	0.995	0.00390	0.00613	
45	1160.5	1125	57.66	157.6	1529	1184	0.0731	0.01664	1.554 × 10 <sup>-4</sup>	1.486 × 10 <sup>-5</sup>	3.253	1.058	0.00420	0.00550	
50	1318.6	1102	66.27	151.8	1566	1237	0.0704	0.01720	1.453 × 10 <sup>-4</sup>	1.562 × 10 <sup>-5</sup>	3.231	1.123	0.00455	0.00489	
55	1492.3	1078	76.11	145.7	1608	1298	0.0676	0.01777	1.355 × 10 <sup>-4</sup>	1.634 × 10 <sup>-5</sup>	3.223	1.193	0.00500	0.00429	
60	1682.8	1053	87.38	139.1	1659	1372	0.0647	0.01838	1.260 × 10 <sup>-4</sup>	1.704 × 10 <sup>-5</sup>	3.229	1.272	0.00554	0.00372	
65	1891.0	1026	100.4	132.1	1722	1462	0.0618	0.01902	1.167 × 10 <sup>-4</sup>	1.771 × 10 <sup>-5</sup>	3.255	1.362	0.00624	0.00315	
70	2118.2	996.2	115.6	124.4	1801	1577	0.0587	0.01972	1.077 × 10 <sup>-4</sup>	1.839 × 10 <sup>-5</sup>	3.307	1.471	0.00716	0.00261	
75	2365.8	964	133.6	115.9	1907	1731	0.0555	0.02048	9.891 × 10 <sup>-5</sup>	1.908 × 10 <sup>-5</sup>	3.400	1.612	0.00843	0.00209	
80	2635.2	928.2	155.3	106.4	2056	1948	0.0521	0.02133	9.011 × 10 <sup>-5</sup>	1.982 × 10 <sup>-5</sup>	3.558	1.810	0.01031	0.00160	
85	2928.2	887.1	182.3	95.4	2287	2281	0.0484	0.02233	8.124 × 10 <sup>-5</sup>	2.071 × 10 <sup>-5</sup>	3.837	2.116	0.01336	0.00114	
90	3246.9	837.7	217.8	82.2	2701	2865	0.0444	0.02357	7.203 × 10 <sup>-5</sup>	2.187 × 10 <sup>-5</sup>	4.385	2.658	0.01911	0.00071	
95	3594.1	772.5	269.3	64.9	3675	4144	0.0396	0.02544	6.190 × 10 <sup>-5</sup>	2.370 × 10 <sup>-5</sup>	5.746	3.862	0.03343	0.00033	
100	3975.1	651.7	376.3	33.9	7959	8785	0.0322	0.02989	4.765 × 10 <sup>-5</sup>	2.833 × 10 <sup>-5</sup>	11.77	8.326	0.10047	0.00004	

Nota: La viscosidad cinemática  $\nu$  y la difusividad térmica  $\alpha$  se pueden calcular a partir de sus definiciones,  $\nu = \mu/\rho$  y  $\alpha = k/\rho c_p = w/Pr$ . Las propiedades cuya lista se da aquí (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualesquiera presiones con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1, 1, 1, 2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 23, No. 5, 1994; M. J. Assael, N. K. Dalalouti, A. A. Griva y J. H. Dymond, "Viscosity and Thermal Conductivity of Halogenated Methane and Ethane Refrigerants", *J. R. Vol. 22*, págs. 525-535, 1999; programa NIST REFPROP 6 (M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon y A. P. Peskin, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO 80303, 1995).

## Anexo 5. Propiedades de los materiales utilizados en el intercambiador

868

APÉNDICE 1

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c <sub>p</sub> (J/kg · K)					
		ρ kg/m <sup>3</sup>	c <sub>p</sub> J/kg · K	k W/m · K	α × 10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971