



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA DE MECÁNICA**

**ANÁLISIS Y SIMULACIÓN TÉRMICA MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS  
COMPUTACIONAL DE UN CHILLER PARA EL ENFRIAMIENTO DE 750  
GAL/MIN DE AGUA**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero Mecánico

**AUTOR: STALIN JOSUE TROYA VELASCO**

**TUTOR: LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

Quito – Ecuador

2024

**CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE  
TITULACIÓN**

Yo, Stalin Josue Troya Velasco con documento de identificación N° 1721201455 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo 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, 10 de julio del año 2024

Atentamente,



---

Stalin Josue Troya Velasco

1721201455

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

Yo, Stalin Josue Troya Velasco con documento de identificación No. 1721201455, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor de la Propuesta Tecnológica: “Análisis y simulación térmica mediante dinámica de fluidos computacional de un chiller para el enfriamiento de 750 gal/min de agua”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

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

Quito, 10 de julio del año 2024

Atentamente,



---

Stalin Josue Troya Velasco

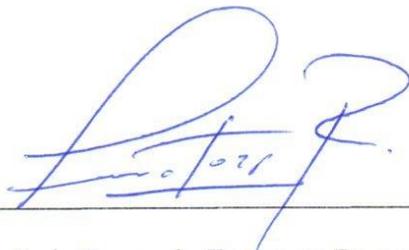
1721201455

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Luis Femando Toapanta Ramos con documento de identificación N° 1721113759, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: ANÁLISIS Y SIMULACIÓN TÉRMICA MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL DE UN CHILLER PARA EL ENFRIAMIENTO DE 750 GAL/MIN DE AGUA , realizado por Stalin Josue Troya Velasco con documento de identificación N° 1721201455, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 10 de julio del año 2024

Atentamente,



Ing. Luis Femando Toapanta Ramos, PhD

1721113759

## DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación va dedicado a mis padres con todo mi cariño, por haberme brindado su apoyo incondicional, cariño, paciencia y consejos cuando más lo he necesitado, así como a mis familiares cercanos, ya que en cada uno de ellos he encontrado apoyo, cariño y he aprendido de todos ellos algo diferente que me ha ayudado de una u otra forma en mi vida universitaria.

Gracias a mi familia no me he dado por vencido en momentos, en los cuales no me encontraba lucido mentalmente para tomar las mejores decisiones para mi vida.

Y aunque este es el final de mi etapa en la vida universitaria, apenas es el principio de todo lo que deseo conseguir en mi vida, y espero contar con cada uno de ellos, así como sus consejos y cariño a lo largo de este camino llamado vida.

Me gustaría finalizar esta dedicatoria con una frase de Marco Aurelio que en momentos de duda me ha ayudado a no poner excusas que me frenen en mi formación académica y vida en general.

“Lo que impide la acción, motiva la acción. Lo que impide el camino, se convierte en el camino”

Stalin Troya

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero agradecer a la Universidad Politécnica Salesiana, a los ingenieros e ingenieras que fueron parte de mi vida universitaria y por tanto de mi futuro como profesional.

A mis familiares, que estuvieron conmigo en las buenas y en las malas, ya que sin su apoyo y cariño no sabría como seguir adelante en mi vida.

Finalmente agradezco al ING. Fernando Toapanta quien con mucha paciencia ha sabido guiarme y corregirme en todas las etapas del presente trabajo de titulación, así como resolver mis dudas fundamentales para superar los obstáculos que encontré para completar este trabajo.

Stalin Troya

## ÍNDICE GENERAL

<b>CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....</b>	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
<b>CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA .....</b>	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
<b>CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .</b>	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTO.....</b>	<b>vi</b>
<b>Resumen .....</b>	<b>xiii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>xiv</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
Planteamiento del problema .....	1
Justificación.....	1
Objetivos .....	2
Objetivo general .....	2
Objetivos específicos.....	2
<b>CAPÍTULO I ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE UN CHILLER.....</b>	<b>3</b>
1.1 Estado del arte del chiller .....	3
1.1.1 Evaporadores .....	4
1.1.2 Consumo energético en chillers .....	5
1.2 Aspectos teóricos.....	6
1.2.1 Refrigerantes .....	7
1.2.2 Tipos de refrigerantes .....	7
1.2.3 Refrigerantes en chillers.....	7
1.2.4 Refrigerante R407C.....	8
1.2.5 Refrigerante R410A .....	9
1.2.6 Chiller.....	10
1.2.7 Principio de funcionamiento de un chiller .....	11
1.2.8 Partes de un chiller .....	11

1.2.9 Tipos de chillers .....	12
1.3 Software de simulación .....	16
1.3.1 Solidworks.....	16
1.3.2 Ansys .....	17
<b>CAPÍTULO II DISEÑO DEL CHILLER.....</b>	<b>18</b>
2.1 Parámetros que intervienen en el equipo de evaporación .....	18
2.1.1 Caudal en el agua .....	18
2.1.2 Temperatura del Agua .....	18
2.1.3 Propiedades del refrigerante.....	19
2.1.4 Dimensiones de la tubería .....	19
2.1.5 Coeficiente global de transferencia de calor .....	20
2.1.6 Pérdidas de carga.....	20
2.1.7 Coeficiente de transferencia de calor por conducción .....	21
2.2 Modelos matemáticos.....	21
2.2.1 Ecuaciones de continuidad.....	21
2.2.2 Balance de energía.....	22
2.2.3 Número de reynolds .....	23
2.2.4 Número de nusselt para tuberías .....	24
2.2.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	24
2.2.6 Resistencia térmica por conducción en tuberías de cobre.....	25
2.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor .....	25
2.3 Modelado del evaporador.....	26
2.3.1 Cálculo del calor transferido del agua a la tubería del refrigerante.....	26
2.3.2 Diámetro de la tubería del agua.....	26
2.3.3 Flujo másico del R410A.....	27
2.3.4 Diámetro de la tubería del refrigerante R410A .....	29
2.3.5 Reynolds para el refrigerante R410A.....	30
2.3.6 Nusselt para el refrigerante R410A .....	30
2.3.7 Coeficiente de transferencia calórica por convección para el refrigerante R410A .....	31
2.3.8 Reynolds para el agua .....	31

2.3.9 Nusselt para el agua.....	31
2.3.10 Coeficiente convectivo de transferencia de calor para el fluido caliente (agua).....	32
2.3.11 Resistencia térmica de la tubería .....	32
2.3.12 Coeficiente de global de transferencia de calor .....	33
2.3.13 Método LMTD .....	33
2.3.14 Cálculo del Área de Transferencia de calor .....	35
<b>CAPÍTULO III MODELOS COMPUTACIONALES Y SIMULACIÓN DEL</b>	
<b>EVAPORADOR.....</b>	<b>36</b>
3.1 Modelos computacionales.....	36
3.1.1 Descripción del software utilizado.....	36
3.1.2 Justificación de la elección.....	36
3.1.3 Supuestos aplicados.....	37
3.1.4 Geometría del sistema .....	38
3.1.5 Generación de la malla.....	43
3.1.6 Tipo de malla.....	43
3.1.7 Refinamiento de la malla.....	43
3.1.8 Número de interacciones.....	44
3.1.9 Propiedades térmicas.....	44
3.2 Simulación del equipo de evaporación.....	44
3.2.1 Parámetros de entrada .....	45
3.2.2 Condiciones de frontera .....	45
3.2.3 Proceso de simulación.....	46
3.2.4 Criterios de convergencia.....	47
3.2.5 Validación del modelo .....	47
3.2.6 Ajustes del modelo .....	47
3.3 Resultados obtenidos.....	47
3.3.1 Análisis de resultados.....	53
3.3.2 Comparación con diferentes escenarios .....	54
3.3.3 Implicaciones prácticas .....	55
<b>CAPÍTULO IV COMPARACIÓN DE RESULTADOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA .56</b>	

4.1 Comparación de resultados .....	56
4.1.1 Distribuciones térmicas y de flujo de calor .....	56
4.1.2 Análisis de discrepancias.....	57
4.1.3 Mejoras propuestas.....	58
4.2 Evaluación económica de los resultados .....	58
4.2.1 Materiales .....	59
4.2.2 Presupuesto de construcción e instalación .....	60
4.2.3 Costo operativo anual.....	60
4.2.4 Costos de mantenimiento .....	61
4.2.5 Análisis de ahorros en consumo energético .....	62
4.2.6 Comparación con alternativas .....	62
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>63</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>64</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>65</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>72</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1 .</b> Esquema del equipo chiller .....	4
<b>Figura 2 .</b> Refrigerante R-407C .....	8
<b>Figura 3.</b> Ficha técnica del R-407C .....	9
<b>Figura 4.</b> Refrigerante R410-A .....	10
<b>Figura 5.</b> Ficha técnica del R410-A . .....	10
<b>Figura 6.</b> Enfriador de agua de scroll enfriado por aire . .....	13
<b>Figura 7.</b> Chiller tipo scroll de condensador enfriado por agua .....	13
<b>Figura 8.</b> Chiller tipo tornillo de concensador enfriado por agua . .....	14
<b>Figura 9.</b> Chiller modelo centrifugo de condensador refrierado por agua .....	15
<b>Figura 10.</b> Chiller tipo absorción enfriado por agua .....	15
<b>Figura 11.</b> Diagrama de temperatura/entalpia a presión constante .....	28
<b>Figura 12.</b> Captura del modelado de la coraza. ....	38
<b>Figura 13.</b> Captura del modelado de los tubos. ....	39
<b>Figura 14.</b> Captura del modelado de los separadores. ....	40
<b>Figura 15.</b> Captura del modelado de los baffles. ....	40
<b>Figura 16.</b> Captura del modelado de la entrada del refrigerante. ....	41
<b>Figura 17.</b> Captura del modelado del regreso del refrigerante. ....	42
<b>Figura 18.</b> Captura del ensamble con vista lateral en sección. ....	42
<b>Figura 19.</b> Configuración del mallado para la simulación. ....	44
<b>Figura 20.</b> Captura del volumen de control cerrado y tapas. ....	46
<b>Figura 21.</b> Captura con temperaturas. ....	48
<b>Figura 22.</b> Captura con trayectoria de flujo del R410A. ....	48
<b>Figura 23.</b> Captura con trayectoria de flujo del agua. ....	49
<b>Figura 24.</b> Captura de la simulación completa. ....	50
<b>Figura 25.</b> Captura de la simulación completa. ....	54
<b>Figura 26.</b> Captura comparación térmica. ....	57

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Temperaturas de trabajo en el evaporador .....	19
<b>Tabla 2.</b> Dimensiones de la tubería.....	30
<b>Tabla 3.</b> Parámetros locales del agua a la salida.....	51
<b>Tabla 4.</b> Parámetros locales del refrigerante a la salida.....	52
<b>Tabla 5.</b> Resultados conseguidos de la simulación.....	53
<b>Tabla 6.</b> Metas conseguidas de la simulación.....	56
<b>Tabla 7.</b> Cotización del evaporador. ....	59

## Resumen

En este trabajo se analiza exhaustivamente el diseño de un evaporador para un chiller, además de la posibilidad de implementarlo, utilizando modelos computacionales así como simulaciones para analizar su rendimiento y evaluar su viabilidad económica.

Se realizó una revisión completa de la literatura existente sobre evaporadores, centrada en las tecnologías, los materiales y las técnicas más recientes para evaluar tanto el rendimiento como la eficiencia de los sistemas. Los modelos computacionales utilizados fueron descritos, destacando el uso de SolidWorks Flow Simulation debido a sus características y beneficios. Se proporcionaron detalles sobre la simulación, la geometría del sistema (un diseño de tubos y coraza de doble paso) así como el proceso de generación de la malla, también se discutieron las propiedades térmicas del sistema, se establecieron parámetros de entrada, condiciones de frontera y criterios de convergencia para la simulación.

Se llevaron a cabo comparaciones entre los resultados de la simulación, con los datos obtenidos utilizando modelos matemáticos así como estudios previos, desarrollando un análisis para determinar si los modelos computacionales eran precisos, además de verificar si había discrepancias tanto en la temperatura como en la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua. La evaluación económica incluyó un análisis exhaustivo en costos de materiales, instalación, operación y mantenimiento.

Los datos de la simulación demostraron una alta correlación con los modelos matemáticos, lo que valida la precisión de la simulación de SolidWorks, encontrando mejoras en la eficiencia energética del evaporador del chiller, se demostró así la viabilidad económica del proyecto, también se realizaron evaluaciones detalladas de los costos de instalación y operación, destacando beneficios económicos.

**Palabras clave:** chiller, evaporador, transferencia de calor, flujo másico, CFD.

## **Abstract**

In this work, the design of an evaporator for a chiller is exhaustively analyzed, along with the possibility of its implementation, using computational models as well as simulations to analyze its performance and evaluate its economic viability.

A comprehensive review of the existing literature on evaporators was conducted, focusing on the latest technologies, materials, and techniques to assess both the performance and efficiency of the systems. The computational models used were described, highlighting the use of SolidWorks Flow Simulation due to its features and benefits. Details about the simulation, the system geometry (a double-pass shell and tube design), and the mesh generation process were provided. The thermal properties of the system were also discussed, input parameters, boundary conditions, and convergence criteria for the simulation were established.

Comparisons between both simulation results and the data obtained using mathematical models as well as previous studies were carried out, developing an analysis to determine if the computational models were accurate, in addition to verifying if there were discrepancies in both temperature and heat transfer between the refrigerant and water. The economic evaluation included a thorough analysis of the costs of materials, installation, operation, and maintenance.

The simulation data demonstrated a high correlation with the mathematical models, validating the accuracy of the SolidWorks simulation. Improvements in the energy efficiency of the chiller evaporator were found, thus demonstrating the economic viability of the project. Detailed evaluations of the installation and operation costs were also conducted, highlighting economic benefits.

**Keywords:** chiller, evaporator, heat transfer, mass flow, CFD.

# INTRODUCCIÓN

## **Planteamiento del problema**

El problema se presenta cuando el chiller está operando por debajo de su capacidad óptima, esto causa un consumo de energía mayor al necesario, así mismo una ineficiencia energética. Esto se puede ser causa de varios factores, entre ellos que el diseño y parámetros de funcionamiento del chiller no estén optimizados para las condiciones de enfriamiento específicas de 750 galones por minuto de agua.

## **Justificación**

Es necesario garantizar la eficiencia energética para la operación de sistemas de enfriamiento, si un chiller está por debajo de su capacidad óptima consume más energía de la necesaria y también puede llegar a sufrir un desgaste temprano de sus componentes, reduciendo así su vida útil. Para tratar este tema y aumentar el rendimiento del chiller, el uso de simulación térmica CFD es una solución precisa y eficiente.

El análisis y simulación térmica permiten modelar con gran precisión el comportamiento de la transferencia de calor dentro del chiller. Usando software de diseño los ingenieros pueden evaluar distintos diseños y parámetros de trabajo en el chiller de manera virtual, evitando los altos costos de experimentos físicos, así como ahorrar tiempo. A través de la simulación es más sencillo identificar áreas del diseño en las que se puede presentar un problema, ya sea regiones de flujo turbulento o restricciones en la circulación del fluido, causando puntos de calor en el chiller.

Una vez se localizan estos puntos críticos, los ingenieros pueden ofrecer diferentes soluciones para mejorar el diseño. Esto podría ser cambios en el diseño del chiller o en los parámetros de funcionamiento de este, así como la elección de materiales o refrigerantes más adecuados para las necesidades específicas de cada caso. Además, la simulación térmica nos permite evaluar cómo los cambios seleccionados afectan el rendimiento global del chiller, es decir su enfriamiento y consumo energético.

## **Objetivos**

### ***Objetivo general***

Analizar y simular térmicamente mediante dinámica de fluidos computacional de un chiller para el enfriamiento de 750 gal/min de agua.

### ***Objetivos específicos***

- Establecer el proceso de enfriamiento de agua mediante chillers utilizados a nivel industrial.
- Diseñar el proceso de refrigeración de agua para una capacidad de 750 gal/min mediante chillers.
- Simular mediante software especializado de dinámica de fluidos computacional el enfriamiento de agua en el chiller.
- Evaluar de forma económica mediante indicadores el proceso de refrigeración de agua utilizando chillers.

# CAPÍTULO I

## ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE UN CHILLER

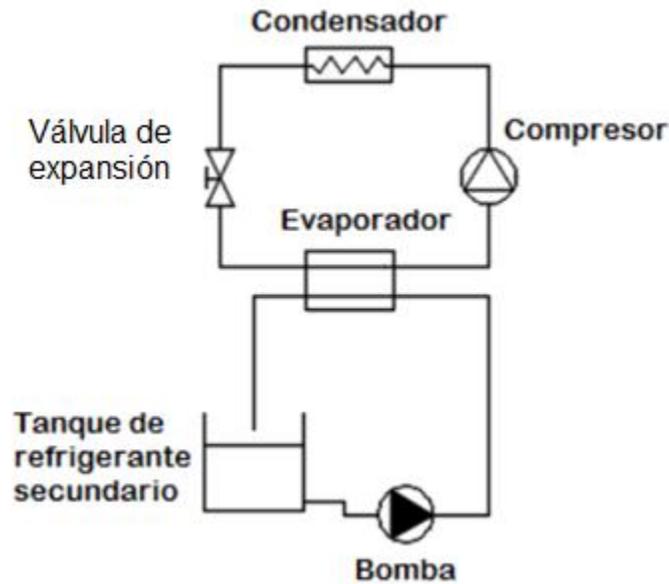
En este apartado se expone los conceptos alrededor del chiller, para que de esta manera se entienda su principio de funcionamiento, ventajas y desventajas. Por otra parte, se mencionan datos sobre el refrigerante, para así relacionarlo con los beneficios de incluir un refrigerante u otro en el chiller, así también entender el proceso de refrigeración de agua a nivel industrial mediante chillers.

### 1.1 Estado del arte del chiller

Un chiller es un equipo cuya función es enfriar agua, es conocido como generador de agua helada o enfriador de agua. Un término adecuado para un generador de agua fría o helada es water chiller. Los chillers pueden ser usados en distintos procedimientos industriales, como pasteurización de bebidas y alimentos, enfriamiento de inyectoras de plástico, enfriamiento de galvanoplastia o anodizado, enfriamiento de cortadoras laser y en el ámbito médico, como equipo de resonancia magnética en hospitales. Para el equipo de aire acondicionado, los chillers se suelen usar en hoteles, centros comerciales y oficinas, además de los campos ya mencionados [1].

Como se puede visualizar en la figura 1, el chiller se compone de un compresor, evaporador condensador, un dispositivo cuya función es la expansión y refrigerante.

En condiciones de carga parcial, la relación entre la capacidad de refrigeración generada y el consumo energético del chiller (COP), disminuye debido a la baja generación de capacidad de refrigeración y el alto consumo de energía. Para una operación energéticamente eficiente, el enfriador debe funcionar a la máxima COP para generar la capacidad de refrigeración deseada con el mínimo consumo de energía. El rendimiento del enfriador se ve significativamente afectado por la carga de refrigeración, que incluye el flujo y la temperatura del agua enfriada [3].



**Figura 1 .** Esquema del equipo chiller [2].

Los refrigeradores refrigerados por aire se utilizan ampliamente en las áreas comerciales e industriales para satisfacer la demanda de refrigeración. Las unidades de velocidad variable se han integrado en los compresores así como en ventiladores de condensadores para mejorar su rendimiento durante el funcionamiento en carga parcial. En los sistemas existentes, los ventiladores de condensadores se operan a una velocidad fija o se ajustan para mantener una presión de condensación específica o un diferencial térmico entre el aire exterior y el refrigerante.

### ***1.1.1 Evaporadores***

El evaporador es un componente esencial de los sistemas de chiller, ya que es donde el calor del fluido de proceso se transfiere al refrigerante para permitir la refrigeración del medio deseado, este estado del arte analiza los cambios más recientes en la tecnología de evaporadores utilizados en chillers, incluidos los tipos de evaporadores, los materiales, las últimas innovaciones y las tendencias emergentes [4].

#### **Los evaporadores de tubo y coraza:**

Su diseño consiste en una serie de tubos que pasan a través de una coraza, el refrigerante pasa a través de los tubos a diferencia del fluido de proceso, el cual circula alrededor de los tubos, debido

a su robustez y capacidad para manejar grandes volúmenes de fluidos, es ampliamente elegido en aplicaciones industriales, los tubos están diseñados con doble paso para generar una mayor eficiencia en la transferencia de calor y reducir pérdidas de presión [4].

### **Los evaporadores de placas:**

Su diseño está formado por una serie de placas metálicas paralelas que tienen canales internos para el refrigerante así como para el fluido de proceso, sus principales ventajas son la alta eficiencia térmica y compacidad, esto lo convierte en un excelente candidato para aplicaciones con espacio limitado, es interesante destacar el uso de micro canales para refrigeración ya que es un tema emergente e interesante para investigar, el uso de micro canales mejora el rendimiento en la superficie de intercambio de calor [4].

### **Los evaporadores de película descendente:**

Un evaporador de película descendente funciona introduciendo el líquido a evaporar en la parte superior del evaporador, donde se distribuye uniformemente para formar una película delgada que desciende por las paredes internas del tubo. El calor se aplica a través de las paredes del tubo, causando la evaporación del solvente a medida que la película desciende. El vapor generado se separa del líquido concentrado y se recoge en la parte inferior, donde el líquido concentrado se retira, sin embargo, para flujos de alta capacidad como es el caso del chiller, no suele ser una opción realista para aplicar [5].

#### ***1.1.2 Consumo energético en chillers***

Más del 50 % de la energía se consume por sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) de los edificios [5].

El chiller, un equipo crucial del sistema HVAC, consume entre el 50 % y el 60 % de la energía total utilizada. Por este motivo, es imprescindible estimar con precisión el consumo energético de la enfriadora para maximizar el control del sistema HVAC [5].

El modelo físico (también conocido como caja blanca), el modelo de caja gris y el modelo de caja negra (basado en datos) son los tres modelos principales utilizados para prever el consumo de energía a lo largo de las últimas décadas. En particular, el modelo físico se crea mediante la

comprensión de las intrincadas características y estructura de los sistemas, como resultado, este enfoque es más fácil de entender, pero el proceso de creación además de la resolución del modelo es bastante complejo. El modelo de caja gris simplifica el intrincado modelo físico en comparación con el modelo de caja negra y determina simultáneamente parámetros en el modelo partiendo de datos medidos [5].

La enorme capacidad y eficiencia de las enfriadoras centrífugas refrigeradas por agua las han hecho más deseables para aplicaciones a gran escala. La agencia internacional de la energía encontró que en 2016-2017 había alrededor 41 millones de enfriadoras funcionando a nivel mundial, de las cuales 35 millones funcionaban con energía eléctrica, lo que se traduce en una capacidad de refrigeración instalada de 3350 GW. Estas cifras demuestran el potencial de grandes ahorros energéticos y disminución de sus emisiones equivalentes de carbono si se centran los esfuerzos en mejorar los sistemas de chillers a nivel de rendimiento energético [6].

Entre las estrategias utilizadas al mejorar el rendimiento de chillers se encuentran la incorporación de nuevas tecnologías, una optimización del diseño en el sistema y control dinámico óptimo. Para caracterizar con precisión el comportamiento del sistema, estos métodos requieren un modelado [6].

Cuando se dispone de suficientes datos de rendimiento, el método más rápido para modelizar una enfriadora de agua el enfoque de caja negra es una opción. Sin embargo, uno de sus inconvenientes es la escasa precisión de este método a la hora de proyectar resultados fuera del rango de los datos suministrados. Por lo tanto, dado que los modelos semi empíricos o basados en la física suelen ofrecer una mayor precisión y una mejor comprensión de la física crucial del modelo, se emplean con frecuencia para caracterizar el comportamiento del enfriador de agua [6].

## **1.2 Aspectos teóricos**

En esta selección se procederá a realizar una investigación de los conceptos y conocimientos más relevantes sobre el tema en específico. El estudio de este equipo se basa en la importancia de comprender el funcionamiento del evaporador como intercambiador de calor en el chiller, así como correcto enfriamiento del agua para su uso.

### ***1.2.1 Refrigerantes***

Los refrigerantes son cualquier sustancia que puede absorber y ceder calor en un sistema sin perder sus propiedades. En sistemas de compresión de vapor los refrigerantes cambian de fase, pasando de fase líquida a gaseosa cuando absorbe calor y cuando pierde calor pasa de fase gaseosa a líquida.

Antes de 1930, se usaban refrigerantes como Amoníaco (R-717), Propano (R-290) o el Dióxido de carbono (R-744), los cuales eran peligrosos por su inflamabilidad además de ser tóxicos para el ser humano.

A partir de 1930 se empezaron a usar refrigerantes a base de cloro, carbono y flúor, los cuales eran más estables además de ser menos nocivos para la salud, posteriormente en la década de los 70 se descubrió que estos afectaban a la capa de ozono, así también empeoraban la situación del cambio climático [7].

### ***1.2.2 Tipos de refrigerantes***

Dependiendo de su interacción con el medio a enfriar, pueden ser primarios o secundarios, se dice que es primario si el refrigerante produce enfriamiento por evaporación de manera directa y secundario si transporta calor desde el medio a enfriar hasta el refrigerante primario, como glicoles, salmuera, agua, entre otros [7].

Según la ASHRAE estándar 34 se pueden clasificar los refrigerantes en orgánico e inorgánico, para el caso del chiller se usan refrigerantes inorgánicos [8].

Los refrigerantes inorgánicos son compuestos químicos que no contienen carbono, excepto el  $CO_2$ , los más comunes son el R-718, R-717 Y R-744.

Los compuestos inorgánicos se identifican con la serie 700 y agregando su masa molecular tenemos su número de identificación completo [7][8].

### ***1.2.3 Refrigerantes en chillers***

La mayoría de los enfriadores comerciales están diseñados para funcionar con un flujo constante de refrigerante, aun así se puede alterar el consumo energético de sus compresores al incorporar tasas de flujo de refrigerante variables de esta manera volviendo el proceso más eficiente.

El consumo de energía del compresor puede cambiar hasta en 10 por ciento en un rango de tasas de flujo de refrigerante del condensador implementables de manera realista, a una velocidad de enfriamiento determinada y fija [9].

Dentro de las opciones a utilizar en cuanto a refrigerantes en el chiller, tendremos en cuenta los refrigerantes R407C y R410A.

#### ***1.2.4 Refrigerante R407C***

Es una excelente opción para el chiller ya que no afecta a la pasa de ozono, ODP=0, prolonga la vida útil del equipo y tiene una eficiencia comparable a la del R-22 en la mayoría de los sistemas [10].

En la figura 2 se puede ver la forma convencional en la que se encuentra a la venta este refrigerante.



**Figura 2 .** Refrigerante R-407C [9].

A continuación, se puede ver la ficha técnica del R-407C en la figura 3.

PESO MOLECULAR (G/MOL)	86.2
TEMPERATURA DE EBULLICIÓN A 1 ATMOSFERA (°C)	-43.5
TEMPERATURA DE CONGELACIÓN A 1 ATMOSFERA (°C)	-
TEMPERATURA CRÍTICA (°C)	86.74
PRESION CRÍTICA (bar abs)	46.2
DENSIDAD DE LÍQUIDO SATURADO A 25 °C (Kg/m3)	1134
CALOR ESPECIFICO DE LÍQUIDO A 25 °C (Kj/Kg-K)	1.54
CALOR ESPECÍFICO DE VAPOR A PRE- SIÓN CONSTANTE (Cp) A 25°C Y 1 ATMOSFERA (Kj/Kg-K)	0.83
DESPLAZAMIENTO DE TEMPERATURA O GLIDE (°C)	7.4
INFLAMABILIDAD Y EXPLOSIVIDAD (en base a la norma 34 de ASHRAE p/encendido c/ fosforo)	Ninguna
TOXICIDAD (AEL)	1000
ESTADO FÍSICO	Gas licuado
OLOR	Tenue olor a éter
COLOR	Incoloro
SOLUBILIDAD EN AGUA (G/L)	Despresiable
POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLO- BAL (GWP)	1774
POTENCIAL DE AGOTAMIENTO DE LA CAPA DE OZONO (ODP)	0

**Figura 3.** Propiedades físicas del R-407C [9].

### ***1.2.5 Refrigerante R410A***

Este refrigerante es una mezcla casi azeotrópica de refrigerantes HFC, este refrigerante al igual que el anterior no afecta a la capa de ozono debido a su ODP de 0, también puede sustituir al R-22. Temperaturas de evaporación positiva. La diferencia de este refrigerante en comparación con el R-22 es que este trabaja a presiones superiores y con aceite POE [11].

En la figura 4 se puede ver la forma convencional en la que se encuentra a la venta este refrigerante.

## Hoja técnica R410A



**Figura 4.** Refrigerante R410-A [9].

En la figura 5 se puede visualizar la ficha técnica del R-410 A [11].



**Figura 5.** Ficha técnica del R410-A [11].

### ***1.2.6 Chiller***

La función del chiller por compresión de vapor es absorber el calor y expulsarlo a temperatura alta mediante el cambio de estado debido a una alta presión generada por el compresor.

Los chillers de absorción funcionan de la misma manera que el sistema de un equipo de aire acondicionado, utilizando calor para mantener el ciclo de refrigeración y reemplazando el compresor por una bomba. La principal diferencia es que los chillers se utilizan a nivel industrial [12].

### ***1.2.7 Principio de funcionamiento de un chiller***

Es necesario conocer que los sistemas de agua helada son una de las soluciones más rápida para requerimientos de aire frío.

Cuando el ciclo de refrigeración se encuentra en un proceso industrial, el refrigerante se extrae por el compresor y este a su vez lo lleva comprimido hasta el condensador y allí el gas de estado sobrecalentado se va directamente desde el compresor hasta el condensador, su calor es emitido a un medio pudiendo ser agua o aire, de este modo el calor extraído condensa al refrigerante que se encuentra en alta presión.

El refrigerante puede ser transmitido hacia la válvula de expansión, para posteriormente ser inyectado en el evaporador, haciendo que el ciclo se reinicie [13].

### ***1.2.8 Partes de un chiller***

En este apartado se va a indicar la función de las partes que componen al chiller, de las que ya se habló en el estado del arte del chiller y se presentó un esquema como se puede ver en la figura 1.

#### **Compresor**

Su función es elevar la presión del refrigerante en gas sobrecalentado, que viene desde el evaporador. Es el elemento que impulsa al fluido en el ciclo. Este componente consume energía que proviene de un motor eléctrico [14].

#### **Condensador**

El condensador elimina el calor del refrigerante que proviene del compresor. El refrigerante se encuentra a alta presión, ingresa al sistema como vapor en estado de sobrecalentamiento y sale del sistema como líquido [15].

## **Válvula de expansión**

Esta válvula reduce la presión del refrigerante en estado de gas sobrecalentado, causando su expansión y disminución de entalpía, este dispositivo se ubica a la salida del evaporador [16].

## **Evaporador**

Extrae calor del medio para enfriar a la temperatura adecuada, el calor absorbido del medio llega al refrigerante por lo que pasa de líquido a vapor, este es el elemento en el que se produce un intercambio de calor con respecto al refrigerante y el agua, por lo tanto, es el elemento más importante del chiller para su funcionamiento óptimo [17].

## **Refrigerante**

El fluido que circula en el ciclo termodinámico, al evaporarse absorbe calor del medio refrigerado y al condensarse rechaza calor al ambiente [18].

### ***1.2.9 Tipos de chillers***

Se pueden encontrar 7 sistemas de refrigeración, a continuación se explican los chillers que se encuentran dentro de estos sistemas [19].

#### **Chillers tipo compresor herméticos enfriados por aire**

Este tipo de enfriador cuenta con una capacidad baja de entre (2 a 10) TR, usa refrigerantes como el HCF-22, HFC-410A y HFC407-C, tiene ruido medio y puede ser controlado mediante microcontroladores o PLC. También tienen alta eficiencia ya que permiten usar refrigerante y aceite en el compresor [20].

#### **Chillers de compresor tipo scroll de condensador enfriado por aire**

Este tipo de enfriador tiene 10-150 TR de capacidad, trabaja con refrigerantes como HCF-22, HFC-410A o HFC407-C usando compresores de tipo Scroll que se caracterizan por su eficiencia, ruido generado bajo y una tolerancia al líquido alta y así mismo su confiabilidad.

El centro de control millennium controla estos chillers, lo que lo hace fácil de usar. Además, tiene la opción de kit hydro, que incluye un tanque de expansión dentro [21].

En la figura 6, se puede ver un enfriador de agua tipo scroll de condensador enfriado por aire.



**Figura 6.** Chiller de compresor tipo scroll enfriado por aire [9].

### **Chillers de compresor tipo scroll enfriados por agua**

El presupuesto de operación e instalación es bajo, no producen ruido y su control microprocesador con pantalla permite una excelente comunicación. Su interfaz se puede configurar a 5 idiomas además son ideales para varios tipos de aplicaciones porque pueden funcionar en una amplia gama de condiciones [22].

En la figura 7, se puede ver un chiller de compresor tipo scroll enfriado por agua.



**Figura 7.** Chiller de compresor tipo scroll de condensador enfriado por agua [9].

### **Chillers de compresor tipo tornillo enfriados por agua**

Este refrigerador o chiller tiene el nivel de sonido más bajo que se conoce en el mercado. Usan refrigerante HFC-134A, se caracteriza por tener un ODP cero y debido a su diseño permite que el refrigerante reduzca pérdidas [23].

En la figura 8, se puede ver un chiller de compresor tipo tornillo enfriado por agua.



**Figura 8.** Chiller de compresor tipo tornillo de condensador enfriado por agua [9].

### **Chillers de compresor tipo centrífugo enfriados por agua**

Este modelo de enfriador se caracteriza por operar a alta eficiencia a carga completa, así también en carga parcial, se debe considerar que debido a los consumos de energía eléctrica estos equipos la mayoría del tiempo operan a cargas parciales [24].

En la figura 9, se puede ver un chiller de compresor tipo centrífugo enfriado por medio de agua.



**Figura 9.** Chiller de compresor tipo centrífugo de condensador refrigerado por agua [9].

### **Chiller de tipo absorción enfriados por medio de agua**

Este chiller emplea agua en vez de un refrigerante convencional, su capacidad va de 100-140 TR. Tiene un sistema de vapor que envía agua de su motor o proceso cogenerativo a altas temperaturas [25].

En la figura 10, se puede ver un chiller de tipo absorción enfriado por agua de los proveedores Ecogreen.



**Figura 10.** Chiller tipo absorción enfriado por agua [9].

### **1.3 Software de simulación**

En un dispositivo electrónico, el software consiste en un conjunto de programas o instrucciones que facilitan la realización de tareas específicas. Se puede clasificar en dos tipos principales de categorías:

El software de sistema administra los recursos del hardware, además proporciona una plataforma para que se ejecute el software de aplicación. Sistemas operativos, controladores de dispositivos y utilidades son algunos ejemplos [26].

El Software de aplicación lleva a cabo tareas personalizadas para el usuario. Procesadores de texto, hojas de cálculo, navegadores web, videojuegos y software de diseño asistido por computadora son algunos ejemplos [26].

El software es fundamental para la ingeniería moderna, ya que proporciona herramientas para diseño y modelado ya que modelar digitalmente componentes, ensamblajes y sistemas exactos antes de la fabricación, la simulación debe analizar el comportamiento de los diseños en diferentes condiciones [27].

Evaluar el funcionamiento de los sistemas y analizar su eficiencia, así como puntos de menor rendimiento es importante ya que optimiza recursos y tiempos de producción [27].

#### ***1.3.1 Solidworks***

Dassault Systems creó SolidWorks, un programa CAD asistido por computadora, es ampliamente utilizado en diversas industrias para diseño así como desarrollo de elementos en 3D, lo que permite a los ingenieros y diseñadores generar modelos detallados de piezas o ensamblajes [28].

SolidWorks también incluye herramientas de simulación y análisis, convirtiéndolo en una solución para los ciclos de vida de varios productos, sus usos principales son:

#### **Análisis estructural:**

Estática y dinámica estructural: permite analizar cómo se comportan las estructuras bajo diferentes cargas estáticas así como dinámicas.

Análisis de vibraciones: evaluar la respuesta de las estructuras a las vibraciones.

Fatiga y fractura: simula el comportamiento de los materiales sometidos a cargas cíclicas [28].

#### **Dinámica de fluidos computacional:**

Aero y termodinámica: simulaciones de flujo de aire, comportamiento térmico en diversas aplicaciones, como la aeronáutica y la automoción.

Flujos multifásicos: estudio de la interacción entre diferentes fases de materiales, como líquidos y gases [28].

#### **Transferencia de calor:**

Radiación, conducción y convección: simulación del intercambio térmico en diferentes condiciones así como materiales, utilizado para diseñar sistemas de refrigeración para componentes electrónicos o máquinas [28].

#### ***1.3.2 Ansys***

ANSYS produce software especializado en la simulación de ingeniería asistida por computadora (CAE). Su software principal, conocido también como Ansys, es ampliamente utilizado en diversas industrias para realizar simulaciones complejas en áreas como mecánica estructural, dinámica en fluidos, electromagnetismo, transferencia de calor y muchos otros campos, sus principales aplicaciones son: modelado de piezas, ensamblajes, parámetros, ecuaciones, generación de planos, simulación de dinámica de fluidos (CFD), entre otros [29].

Luego de haber comprendido los temas más importantes en cuanto a evaporadores en chillers, así como software de dinámica de fluidos computacional, se va a proceder con el capítulo dos, en el que se desarrollará el modelo matemático para el diseño del evaporador.

## CAPÍTULO II

### DISEÑO DEL CHILLER

El apartado uno aborda los conceptos básicos de un chiller, sus componentes y cómo funcionan, también aborda los beneficios y desventajas de usar una variedad de modelos. Por lo tanto, el apartado dos examinará los datos investigados antes para posteriormente utilizar las ecuaciones y relaciones correspondientes logrando así un correcto diseño.

#### **2.1 Parámetros que intervienen en el equipo de evaporación**

En esta sección, se analizarán los parámetros clave que afectan el rendimiento del evaporador. Cada uno de estos parámetros debe ser cuidadosamente considerado para asegurar un diseño eficiente.

##### ***2.1.1 Caudal en el agua***

El caudal en el agua influye directamente en la capacidad de enfriamiento del chiller, es necesario garantizar que el caudal de 750 gal/min sea adecuado para las condiciones operativas y la capacidad de enfriamiento deseada, un caudal adecuado asegura que el evaporador pueda transferir calor suficiente al enfriar el agua a la temperatura deseada [30].

##### ***2.1.2 Temperatura del agua***

Las temperaturas entrada y salida del agua son cruciales al diagnosticar la capacidad de transferencia de calor, por ende el tamaño y diseño del evaporador. Estas temperaturas afectan directamente el LMTD, por lo tanto la eficiencia del evaporador.

Para este trabajo se utilizará las siguientes temperaturas, especificadas en la tabla 1 y también se explicará la razón de seleccionar estas temperaturas además de la aplicación que puede tener este diferencial de temperaturas en el chiller.

**Tabla 1.** Temperaturas de trabajo en el evaporador

	<b>Agua</b>	<b>Refrigerante</b>
Entrada al evaporador	12 °C	-25 °C
Salida del evaporador	4 °C	-15 °C

Se seleccionó las temperaturas especificadas en la tabla por el uso que se le puede dar a un chiller de capacidad de 750 GPM, ya que mediante a cálculos previos se encontró que trabajar con un diferencial de temperatura mayor a 10 °C causaría una cantidad de toneladas de refrigeración requerido demasiado alta, así como el flujo másico del refrigerante muy alto para realizar una simulación y aplicación de parámetros realista.

Debido a la capacidad de flujo másico con la que cuenta este equipo se encontró que equipos de este dimensionamiento trabajan en sistemas de aire acondicionado para edificios completos, además los mismos suelen trabajar con diferenciales de temperaturas situados entre 5-10 °C y temperatura del agua a la salida que se encuentra entre 4-8 °C [31].

### ***2.1.3 Propiedades del refrigerante***

Se seleccionó el refrigerante R410A debido a su eficiencia y características ya mencionadas en el apartado de refrigerantes, que nos permiten trabajar en los rangos de temperatura adecuados, el refrigerante R410A tiene propiedades específicas que deben ser consideradas, como su calor específico, entalpía y temperatura de evaporación. Estos parámetros influyen en el diseño del ciclo de refrigeración y en la eficiencia del chiller. La correcta selección y manejo del refrigerante son fundamentales para maximizar la eficiencia del sistema [32].

### ***2.1.4 Dimensiones de la tubería***

Las dimensiones de la tubería cumplen una función crucial en el diseño y eficiencia de un chiller. Las tuberías se utilizan para transportar el refrigerante, además sus dimensiones afectan directamente la eficiencia del flujo y en cuanto a pérdida de carga.

El diámetro de la tubería influye a la velocidad de flujo, un diámetro mayor reduce la velocidad

del flujo, pero aumenta el costo y el espacio requerido. Por otro lado, un diámetro menor incrementa la velocidad del flujo, lo cual puede conducir a un mayor consumo de energía y desgaste de la bomba [33].

Otro punto importante en la selección de la tubería es el material del que la misma se compone ya que afecta al coeficiente de fricción y la a transferencia calórica. El cobre y el acero inoxidable son materiales comunes gracias a la conductividad térmica que poseen y resistencia para la corrosión. La elección del material debe balancear la eficiencia, la durabilidad y el costo [33].

### ***2.1.5 Coeficiente global de transferencia de calor***

Se define como una medida de la capacidad de un sistema para transferir calor a través de múltiples resistencias en serie, está influenciado por una variedad de factores, este coeficiente engloba la transferencia de calor por conducción, convección y cualquier otra resistencia térmica presente entre las superficies de un sólido y un fluido, o entre dos fluidos separados por una pared sólida, se denota generalmente como U. Determinar un U adecuado para el diseño del evaporador es crucial ya que un coeficiente global de transferencia de calor adecuado garantiza un eficiente intercambio de calor entre el refrigerante y el agua [34].

### ***2.1.6 Pérdidas de carga***

En la literatura se encontró que, las pérdidas de carga se definen como la disminución de presión en un fluido, estas pérdidas de presión se deben tanto a la fricción del fluido con las paredes del conducto, además a las perturbaciones en el flujo causadas por accesorios como válvulas, codos, cambios en el diámetro de las tuberías y otros obstáculos que afectan la fluidez del movimiento del fluido.

Las pérdidas de carga se clasifican en dos categorías principales: pérdidas de carga primarias y secundarias. Las pérdidas de carga primarias ocurren debido a la fricción continua a lo largo de la longitud de la tubería, mientras que las pérdidas de carga secundarias se deben a perturbaciones localizadas en el flujo, como cambios en la dirección o en la velocidad del fluido. Estas pérdidas se pueden cuantificar utilizando ecuaciones específicas que consideran factores como la velocidad del fluido, las propiedades físicas del mismo, la rugosidad de las superficies internas del conducto,

y la geometría del sistema. La ecuación de Darcy-Weisbach es una de las herramientas más comunes utilizadas para calcular las pérdidas de carga en sistemas de flujo interno [35].

### ***2.1.7 Coeficiente de transferencia de calor por conducción***

Se define como la cantidad de calor transferido a través de un material sólido por unidad de tiempo y área, debido a una diferencia de temperatura a través de ese material. Este coeficiente, denotado comúnmente como  $k$ , depende principalmente de la conductividad térmica del material que es una propiedad física que describe la capacidad del material para conducir calor.

La conductividad térmica es una medida de la facilidad con la que un material permite que el calor se transfiera a través de él por conducción. Materiales como los metales suelen tener altas conductividades térmicas, lo que significa que conducen el calor eficientemente, mientras que materiales como los polímeros o los aislantes térmicos tienen conductividades más bajas y, por lo tanto, conducen el calor de manera menos eficiente [36].

## **2.2 Modelos matemáticos**

En esta sección, se presentarán los modelos matemáticos utilizados para describir el comportamiento del chiller, estos modelos son fundamentales para entender y diagnosticar el rendimiento del sistema en diversas condiciones operativas. Se discutirán las ecuaciones de continuidad, los balances de energía además de los conceptos de eficiencia energética que servirán para los cálculos pertinentes.

### ***2.2.1 Ecuaciones de continuidad***

La ecuación de continuidad es esencial para asegurar que la masa de fluido que ingresa al sistema es igual a la masa que sale [36].

En el caso de un chiller, esto aplica tanto al refrigerante como al agua. La ecuación de continuidad se expresa como:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (1)$$

Donde:

$\dot{m}_{in}$ : Flujo másico a la entrada

$\dot{m}_{out}$ : Flujo másico a la salida

### 2.2.2 Balance de energía

La primera ley de la termodinámica dice que la energía no se crea ni se destruye; en cambio, se transfiere, esta es la base del balance de energía [36].

Se aplica al evaporador y al condensador. Esta ecuación calcula la transferencia de calor en el evaporador, donde se enfría el agua.

$$Q_h = Q_c \quad (2)$$

Donde:

$Q_h$ : Calor perdido por el fluido de mayor temperatura

$Q_c$ : Calor ganado por el fluido de menor temperatura

$$\dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{ho} - T_{hi}) = \dot{m}_c \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Donde:

$\dot{m}_h$ : Flujo másico del fluido de mayor temperatura

$C_{p_h}$ : Calor específico del fluido de mayor temperatura

$T_{ho}$ : Temperatura de salida del fluido de mayor temperatura

$T_{hi}$ : Temperatura de entrada del fluido de mayor temperatura

$\dot{m}_c$ : Flujo másico del fluido de menor temperatura

$h_1, h_2$ : Entalpias de entrada y salida

Esta ecuación describe el intercambio de calor que ocurre en el evaporador, donde gana calor el refrigerante y como consecuencia de esto se evapora.

$$Q_{evaporador} = \dot{m}_c (h_2 - h_1) \quad (4)$$

Donde:

$Q_{evap}$ : Transferencia calorífica en el evaporador

$\dot{m}_c$ : Flujo másico del fluido frío

$h$ : Entalpia esecifica

### 2.2.3 Número de Reynolds

Se utiliza en mecánica de fluidos para predecir los patrones de flujo de diferentes fluidos, es un número adimensional. Indica el tipo de flujo, este puede ser laminar, turbulento o de transición, y es fundamental para el diseño y estudio de sistemas que incluyen el movimiento de fluidos. Reynolds se calcula de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (5)$$

Donde:

$Re$ : Número de Reynolds

$\rho$ : Densidad del fluido

$v$ : Velocidad del fluido

$D$ : Diámetro de la tubería

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido

### **2.2.4 Número de Nusselt para tuberías**

Se utiliza para describir la proporción entre la transferencia de calor por convección y conducción, este es un valor adimensional. Es un componente crucial en la ingeniería térmica para diagnosticar la eficiencia de los procesos de intercambio de calor, se describe como:

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{k} \quad (6)$$

*Nu*: Número de Nusselt para tuberías

*h*: Coeficiente de transferencia de calor por conducción

*Dh*: Diámetro hidráulico

*k*: Coeficiente de transferencia de calor por conducción

Hay que tener en cuenta que mientras mayor sea el número de Nusselt significa que hay mayor es la eficiencia al transferir calor por convección [37].

### **2.2.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección**

También conocido como *h*, indica la capacidad que tiene un fluido para transferir calor por convección. Este coeficiente es muy importante al analizar y diseñar sistemas térmicos en los cuales el calor se transfiere entre un fluido a una superficie sólida [36].

Este es un coeficiente que se puede calcular de varias maneras, en este caso se usará la ecuación del Nusselt para despejar el coeficiente de transferencia de calor por convección de esta manera:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{Dh} \quad (7)$$

Donde:

*Nu*: Número de Nusselt

*h*: Coeficiente de transferencia de calor por convección

*Dh*: Coeficiente de transferencia de calor por convección

*k*: Coeficiente de transferencia de calor por conducción

### **2.2.6 Resistencia térmica por conducción en tuberías de cobre**

Se establece que la resistencia térmica por conducción de las tuberías es esencial para el análisis y diseño de sistemas de transferencia de calor, la resistencia térmica de una tubería de cobre tipo K se puede calcular al utilizar ecuación de conducción de calor a través de paredes cilíndricas. La fórmula es la siguiente:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (8)$$

Donde:

$R_{cond}$ : Resistencia por conducción en cilindros

ln: Logaritmo natural

$D_o$ : Diámetro externo

$D_i$ : Diámetro interno

$k$ : Conductividad térmica

$L$ : Longitud de la tubería

### **2.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor**

A continuación, se detalla la fórmula del coeficiente global de transferencia de calor que se usará para el modelado del evaporador

$$\frac{1}{UAs} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_w \quad (9)$$

Donde:

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor

$As$ : Área superficial de transferencia de calor

$h_i$ : Coeficiente transferencia de calor por convección interno

$A_i$ : Área superficial de transferencia de calor interna

$h_o$ : Coeficiente transferencia de calor por convección externo

$A_o$ : Área superficial de transferencia de calor

$R_w$ : Resistencia térmica de la tubería

### 2.3 Modelado del evaporador

El evaporador es un componente crítico en el chiller. En esta sección se detallará su diseño y modelado matemático, aplicando las ecuaciones generales presentadas anteriormente.

#### 2.3.1 Cálculo del calor transferido del agua a la tubería del refrigerante

Al basarse en la ecuación del balance de energía presentada anteriormente, se puede encontrar el calor transferido del agua al refrigerante, para posteriores cálculos mediante esta fórmula.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (10)$$

Se va a trabajar con la temperatura media de trabajo del agua, es decir 8 °C, los datos usados se pueden observar en el Anexo 1 y el flujo másico del chiller es 750 GPM lo que transformado a sistema internacional da 47.31 kg/s.

$$Q = 47.31 \frac{kg}{s} \cdot 4.1991 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (12^\circ C - 4^\circ C)$$

$$Q = 1589.275 Kw$$

#### 2.3.2 Diámetro de la tubería del agua

Para encontrar el diámetro interno de la tubería de trabajo del agua se usa la fórmula que describe el flujo másico.

$$\dot{m} = \dot{\rho} \cdot v \cdot A \quad (11)$$

Se despeja el área y del área se despeja el diámetro de la tubería

$$\phi = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{v \cdot \pi \cdot \rho}}$$

Reemplazando con los valores de trabajo del agua antes especificados se tiene que:

$$\phi = \sqrt{\frac{47.31 \frac{kg}{s} \cdot 4}{0.045 \frac{m}{s} \cdot \pi \cdot 999.8 \frac{kg}{m^3}}}$$
$$\phi = 1.157m$$

El diámetro resultante de la tubería se redondea hacia arriba para tener un margen de error y facilitar la selección o en su defecto la fabricación de la tubería o coraza.

$$\phi \approx 1.2 m$$

### 2.3.3 Flujo másico del R410A

En el anexo 2 se puede ver una tabla de datos para el R410A a -25 °C, es crucial tener en cuenta que en el evaporador entra el fluido como mezcla saturada, por lo tanto, se debe trabajar con mezcla saturada, la calidad a la que trabajan los evaporadores en el chiller está entre rangos de 0.15 hasta 0.32 [38].

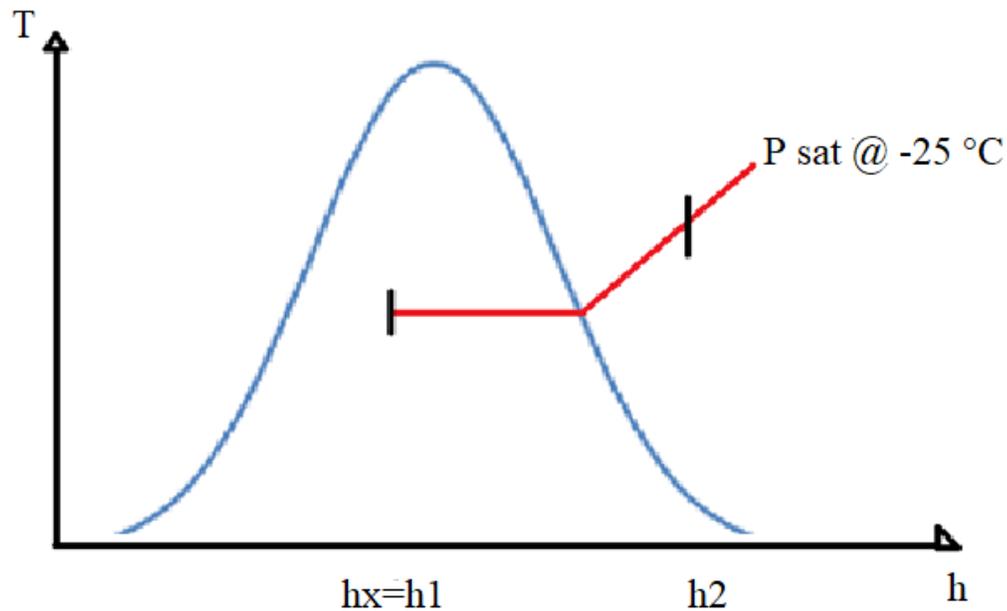
Por lo tanto, para este cálculo se usa el promedio de este rango de trabajo de la calidad y se tiene que:

$$x_{prom} = \frac{0.15+0.32}{2} \quad (12)$$

$$x_{prom} = 0.235 = 23.5\%$$

Los datos con los que se van a desarrollar los cálculos para el refrigerante se basan en esta calidad a la entrada del evaporador y se extrajeron del programa Genetron Properties, se puede ver en el anexo 2.

En la figura 11 se puede ver un diagrama de presión y entalpía a presión constante, es necesario tener en cuenta esta figura, para entender el proceso de intercambio calórico del agua y el refrigerante en el evaporador.



**Figura 11.** Diagrama de temperatura/entalpia a presión constante.

Los datos con los que se van a desarrollar los cálculos para el refrigerante se basan en una presión constante de 330.24 Pa y -15 °C a la salida del evaporador y se extrajeron del programa Genetron Properties, se puede ver en el anexo 3

Con estos datos y usando la ecuación de la continuidad y balance de energía de los que ya se habló en apartados previos se tiene que:

$$Q = \dot{m} \cdot (h1 - h2)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h1 - h2)}$$

Siendo Q el mismo calor que se transfiere del agua al refrigerante, entalpia 1 la entalpia de la mezcla saturada a -25 °C con calidad de 0.235 y entalpia 2 la entalpia a -15 °C se tiene que:

$$\dot{m} = \frac{1589.275 \frac{KJ}{s}}{(222.9245 - 422.35) \frac{KJ}{kg}}$$

$$\dot{m} = 7.9692 \frac{kg}{s}$$

### 2.3.4 Diámetro de la tubería del refrigerante R410A

Para encontrar el diámetro de la tubería de trabajo del R410A se usa la fórmula que describe el flujo másico.

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A$$

Se despeja el área y del área se despeja el diámetro de la tubería

$$\phi = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{v \cdot \pi \cdot \rho}}$$

Reemplazando con los valores de trabajo del agua antes especificados se tiene que:

$$\phi = \sqrt{\frac{7.9662 \frac{kg}{s} \cdot 4}{0.75 \frac{m}{s} \cdot \pi \cdot 968.9352 \frac{kg}{m^3}}}$$
$$\phi = 0.118m$$

El diámetro resultante de la tubería se redondea hacia arriba para tener un margen de error y facilitar la selección o en su defecto la fabricación de la tubería.

$$\phi \approx 12 \text{ cm}$$

A continuación, se selecciona la tubería del refrigerante, en el catálogo de tuberías de cobre tipo k, entonces se presenta una tabla con los datos dimensionales de las tuberías más cercanas al diámetro requerido.

**Tabla 2.** Dimensiones de la tubería [35].

Tamaño nominal (in)	Diámetro exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Diámetro interior (mm)	Área de flujo ( $m^2$ )
4	104.8	3.404	97.97	$7.538 \times 10^{-3}$
5	130.2	4.064	122	$1.17 \times 10^{-2}$
6	155.6	4.877	145.8	$1.67 \times 10^{-2}$

Las tuberías tipo k son las tuberías usadas en refrigerantes se tiene que la más apropiada para este caso es la tubería de 5 pulgadas.

### 2.3.5 Reynolds para el refrigerante R410A

Para este apartado se usa la ecuación del número de Reynolds previamente mencionada, entonces se tiene que:

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

Y utilizando los datos de este caso se tiene que:

$$Re = \frac{968.935 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.75 \frac{m}{s} \cdot 0.122m}{171.02855 \times 10^{-6} \frac{kg}{m} \cdot s}$$

$$Re = 518465 \rightarrow \text{Turbulento}$$

### 2.3.6 Nusselt para el refrigerante R410A

Para este apartado se usa la ecuación del número de Nusselt en tuberías, entonces se tiene que:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \rightarrow n = 0.4 \text{ porque se calienta}$$

Reemplazando con los datos del refrigerante se tiene:

$$Nu = 0.023 \cdot (518465)^{0.8} \cdot (2.2776)^{0.4}$$

$$Nu = 1192.599$$

### ***2.3.7 Coeficiente de transferencia calórica por convección para el refrigerante R410A***

Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor por convección se tiene:

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

Y utilizando los datos de este caso se tiene

$$h = \frac{1192.599 \cdot 92.58245 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.122m}$$

$$h = 905.006 \frac{w}{m \cdot k}$$

### ***2.3.8 Reynolds para el agua***

Para este apartado se usa la ecuación del número de Reynolds previamente mencionada, entonces se tiene que:

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

Y utilizando los datos de este caso se tiene que:

$$Re = \frac{999.8 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.1 \frac{m}{s} \cdot 0.13m}{1304 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 9967 \rightarrow \text{Turbuelnto}$$

### ***2.3.9 Nusselt para el agua***

Para este apartado se usa la ecuación del número de Nusselt en cilindros, entonces se tiene que:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

Y reemplazando con los datos del agua se tiene:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \cdot 9967^{\frac{1}{2}} \cdot 10.0916^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{10.0916}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{9967}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu = 143.1567$$

### 2.3.10 Coeficiente convectivo de transferencia de calor para el fluido caliente (agua)

Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor por convección se tiene que:

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

Y utilizando los datos de este caso se tiene

$$h = \frac{143.1567 \cdot 568.62 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.13m}$$

$$h = 625.484 \frac{W}{m \cdot K}$$

### 2.3.11 Resistencia térmica de la tubería

Usando la fórmula de resistencia térmica por conducción se tiene:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}$$

Y reemplazando con la conductividad del cobre comercial que es  $k=401 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  [36].

Se tiene que:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0.13}{0.122}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 401 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 1\text{m}}$$

$$R_{cond} = 2.52 \times 10^{-5} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

### 2.3.12 Coeficiente de global de transferencia de calor

Para este cálculo debe usar la ecuación previamente revisada del coeficiente global de transferencia de calor, entonces se tiene:

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_w$$

Y despejando U se tiene que:

$$U = \frac{\frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} + R_{cond}}}{A_o}$$

Y reemplazando se tiene:

$$U = \frac{\frac{1}{\frac{1}{905.006 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{k}} \cdot \pi \cdot 0.122 \cdot 1\text{m}} + \frac{1}{625.484 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{k}} \cdot \pi \cdot 0.13 \cdot 1\text{m}} + 2.52 \times 10^{-5} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}}{\pi \cdot 0.13\text{m} \cdot 1\text{m}}$$

$$U = \frac{143.03}{\pi \cdot 0.13\text{m} \cdot 1\text{m}} = 350.21 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{k}}$$

### 2.3.13 Método LMTD

En este caso se usará el método LMTD para calcular la longitud de tubería del refrigerante R410A

en el evaporador.

Para esto la ecuación del diferencial de temperatura media logarítmica se describe como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (12)$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

Usando las temperaturas dadas en la tabla 1, se tiene que:

$$\Delta T_1 = -12^\circ\text{C} - (-15^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_1 = 27^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 4^\circ\text{C} - (-25^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_2 = 29^\circ\text{C}$$

$$\therefore LMTD = \frac{(27 - 29)^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{27}{29}\right)}$$

$$LMTD = 27.98^\circ\text{C}$$

Una vez encontrados todos los datos necesarios se procede con la fórmula del calor del método LMTD que se describe como:

$$Q = U \cdot A_s \cdot LMTD$$

Donde:

Q: Calor ganado en la tubería del refrigerante

U: Coeficiente global de transferencia de calor

As: Área de transferencia de calor

LMTD: diferencia de temperatura media logarítmica

### 2.3.14 Cálculo del Área de Transferencia de calor

Se debe diseñar un evaporador eficiente, para esto es necesario calcular el área de transferencia requerida despejando el área de transferencia de calor para la tubería:

$$As = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

Despejando la longitud de la tubería queda:

$$L = \frac{Q}{U \cdot LMTD \cdot \pi \cdot \phi}$$
$$L = \frac{1589,275 \text{ Kw}}{0.350 \frac{\text{Kw}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 27.98 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \pi \cdot 0.13\text{m}}$$
$$L = 397.3\text{m}$$

Al haber desarrollado los modelos matemáticos en este apartado, se encontró que la longitud de la tubería requerida es de 397.3 m, además su diámetro es de 5 plg, esta longitud garantiza el evaporador tenga suficiente transferencia de calor para enfriar el agua a la temperatura deseada, posteriormente en la sección 3 se va a desarrollar el modelado computacional del evaporador.

## CAPÍTULO III

### MODELOS COMPUTACIONALES Y SIMULACIÓN DEL EVAPORADOR

Este capítulo analiza los métodos computacionales y las simulaciones realizadas para evaluar el rendimiento del evaporador con R-410A, se proporcionan detalles sobre las herramientas de software utilizadas, la configuración de la simulación, los parámetros y los resultados del diseño realizado en la simulación, así como una descripción detallada de los modelos computacionales utilizados para analizar el sistema de refrigeración, en particular el evaporador. La selección del software, los modelos matemáticos utilizados, la configuración de la geometría y la malla, así como las propiedades de los materiales utilizados, están todos abordados.

#### **3.1 Modelos computacionales**

Una descripción detallada de los modelos computacionales utilizados para analizar el sistema de refrigeración, en particular el evaporador, se proporciona en esta sección. La selección del software, los modelos matemáticos utilizados, la configuración de la geometría y la malla, así como las propiedades de los materiales utilizados, están todos abordados. Dentro de las opciones disponibles en cuanto a CFD de los cuales ya se hablaron en el apartado de marco teórico, se ha elegido el software de Solidworks con el complemento de Flow Simulation, esto debido a varios factores clave, tanto de interfaz como de diseño y practicidad al manipular el software.

##### ***3.1.1 Descripción del software utilizado***

Dentro de las opciones disponibles en cuanto a CFD de los cuales ya se hablaron en el apartado de marco teórico, se ha elegido el software de Solidworks con el complemento de Flow Simulation, esto debido a varios factores clave, tanto de interfaz como de diseño y practicidad al manipular el software.

##### ***3.1.2 Justificación de la elección***

La simulación de flujo de SolidWorks se integra completamente con el entorno CAD de SolidWorks, lo que permite una transición sencilla desde el diseño de modelos 3D a la simulación,

esto facilita la realización de cambios de diseño y la manipulación de geometrías complejas. Las simulaciones de flujo son fáciles de configurar y ejecutar gracias a la interfaz amigable reduciendo la curva de aprendizaje y aumentando la productividad, el software ofrece potentes herramientas para el análisis mediante dinámica de fluidos computacional y transferencia de calor, permitiendo una evaluación detallada en los flujos de fluido y las distribuciones de temperatura dentro del evaporador. Incluye capacidades avanzadas para modelar la transferencia de calor, esenciales para evaluar el rendimiento térmico del evaporador. Es un software ampliamente utilizado y validado en la industria que garantiza que los resultados sean precisos siempre y cuando se utilicen correctamente las configuraciones y parámetros adecuados [39].

### ***3.1.3 Supuestos aplicados***

Se utilizaron varios supuestos simplificadores para realizar la simulación de flujo del evaporador con SolidWorks Flow Simulation. Estos supuestos permiten controlar la complejidad del modelo y garantizar resultados precisos dentro de las limitaciones del software, estos supuestos son:

Se supone que el refrigerante R-410A es un fluido incompresible dentro del rango de temperaturas, así como presiones operativas del evaporador, esto hace que las ecuaciones de flujo sean más fáciles de escribir y reduce el tiempo de cálculo.

Las condiciones no cambian con el tiempo porque la simulación se realiza bajo la suposición de un flujo estacionario. El enfoque principal de este trabajo es el análisis del sistema en estado estable, por lo que esta suposición es válida.

Aunque el R-410A puede experimentar cambios de fase durante su paso por el evaporador, estos cambios se modelan de manera simplificada. Sin modelar los detalles del cambio de fase en sí, el método se concentra en las regiones predominantemente líquidas y gaseosas.

La transferencia calórica por radiación es considerada insignificante al compararse con la convección y la conducción, por lo que el modelo no la considera.

### 3.1.4 Geometría del sistema

La geometría del sistema de evaporación cumple un papel importante en las simulaciones debido a que define la estructura física sobre la cual se realizará la simulación de flujo y transferencia calórica, gracias a los cálculos realizados en el capítulo 2 y a la selección de perfiles disponibles en el mercado así como la longitud de tubería según el perfil para una adecuada transferencia de calor; junto a la información disponible de los tipos de chillers especificados en el capítulo uno, se seleccionó un diseño en el evaporador que pueda manejar el flujo másico tan alto en el agua, es decir un diseño de tipo tubos y coraza debido a que este se encuentra entre los intercambiadores de calor más eficientes y para mayor cantidad de flujo másico [40].

A continuación, se va a proporcionar una descripción de la geometría del sistema que se utilizará en la simulación:

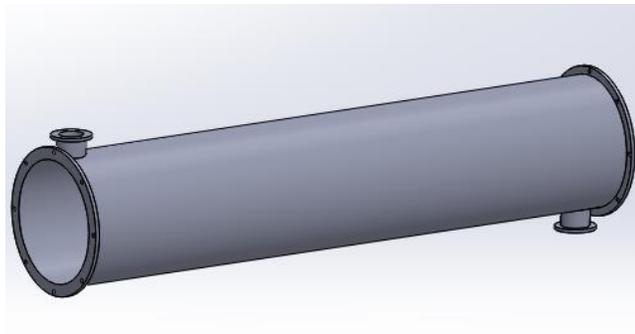
#### Coraza

**Material:** Acero dulce

**Diámetro interno:** 1.5 m

**Longitud:** 7.7 m

**Espesor de pared:** 0.05 m



**Figura 12.** Captura del modelado de la coraza.

### **Tubos del refrigerante**

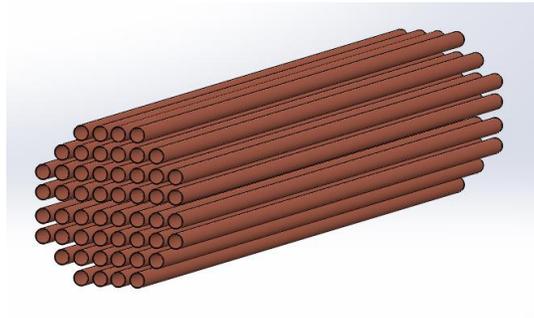
**Material:** Cobre tipo K

**Diámetro interior:** 0.0122 m

**Diámetro exterior:** 0.013 m

**Longitud:** 7.7 m

**Separación entre tubos:** 0.17 m



**Figura 13.** Captura del modelado de los tubos.

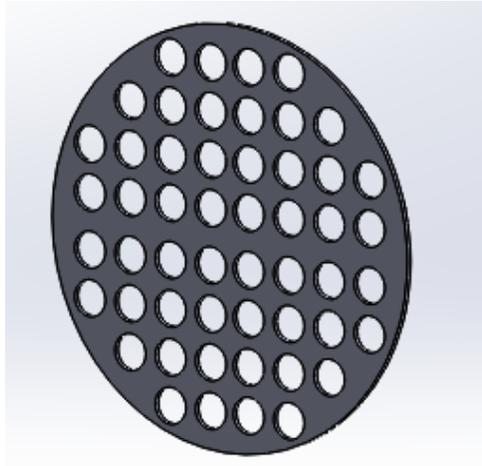
### **Separadores de tubos**

**Material:** Acero dulce

**Diámetro de las perforaciones:** 0.013 m

**Espesor:** 0.01 m

**Separación entre separaciones:** 0.17 m



**Figura 14.** Captura del modelado de los separadores.

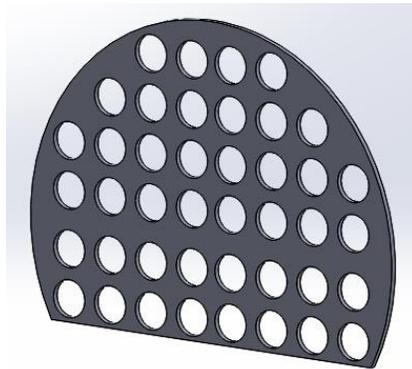
### **Baffles o deflectores**

**Material:** Cobre tipo K

**Diámetro de las perforaciones:** 0.013 m

**Espesor:** 0.01 m

**Separación entre separaciones:** 0.17 m



**Figura 15.** Captura del modelado de los deflectores o baffles.

### **Entrada del refrigerante**

**Material:** Acero dulce

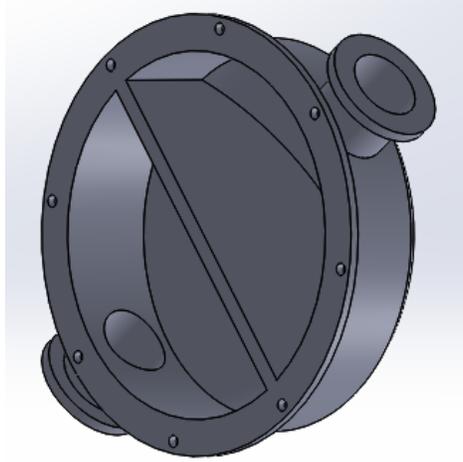
**Diámetro interno:** 1.5 m

**Longitud:** 0.84 m

**Espesor de pared:** 0.05 m

**Diámetro interno de entradas y salidas:** 0.3 m

**Diámetro externo de entradas y salidas:** 0.35 m



**Figura 16.** Captura del modelado de la entrada del refrigerante.

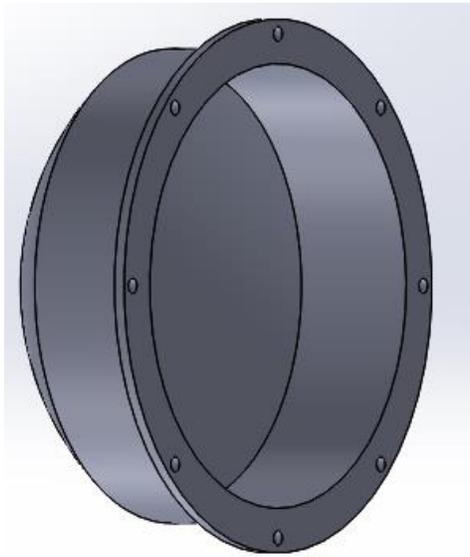
### **Retorno del refrigerante**

**Material:** Acero dulce

**Diámetro interno:** 1.5 m

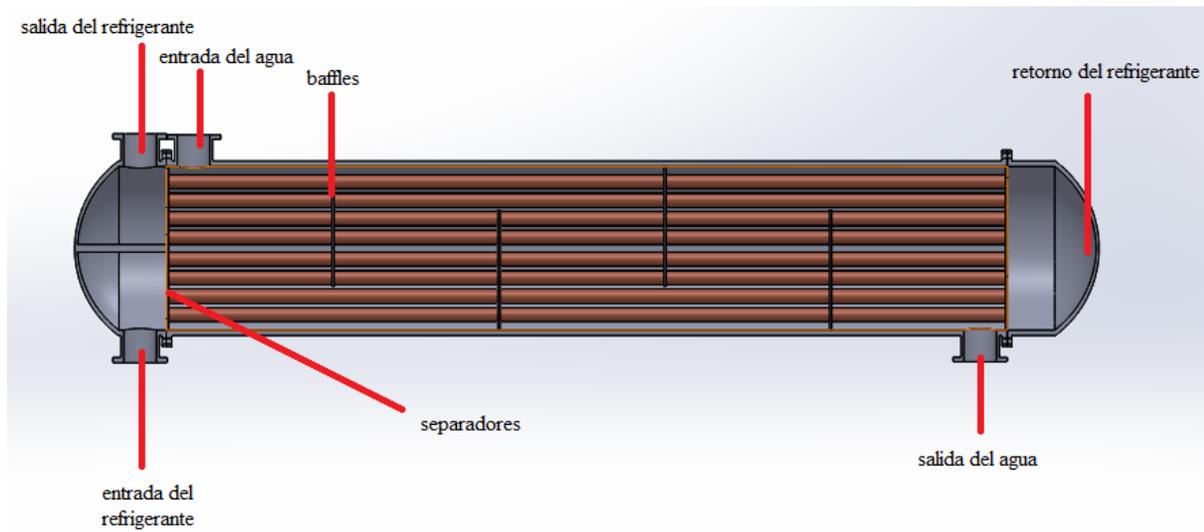
**Longitud:** 0.84 m

**Espesor de pared:** 0.05 m



**Figura 17.** Captura del modelado del regreso del refrigerante.

Y para finalizar con la geometría del evaporador se proporciona una captura del ensamble final con una vista de sección a la mitad y una pequeña especificación de sus partes en la figura 18.



**Figura 18.** Captura del ensamble del evaporador con vista lateral en sección.

### **Ensamble del evaporador**

**Diámetro interno:** 1.5 m

**Longitud:** 9.38 m

### ***3.1.5 Generación de la malla***

Generar una malla adecuada es crucial en la simulación computacional porque determina la precisión de los resultados, la herramienta de mallado de SolidWorks es de un interfaz amigable, rápido además de eficiente a la hora de generar resultados precisos, esto cuando se plantea un mallado de al menos 3 en la escala de complejidad y elementos [41].

### ***3.1.6 Tipo de malla***

Debido a su complejidad geométrica, se seleccionó una malla no estructurada para modelar la geometría del evaporador tipo tubos y coraza de doble paso en SolidWorks Flow Simulation, esta malla tiene las siguientes características:

**Flexibilidad:** puede adaptarse a geometrías complejas y detalladas, como la disposición de los tubos y la estructura interna de la coraza.

**Adaptabilidad:** permite un refinamiento preciso en áreas donde se esperan gradientes altos de velocidad y temperatura, asegurando una captura precisa de los fenómenos físicos relevantes.

**Eficiencia computacional:** mantiene el equilibrio entre la precisión de los resultados a obtener y el tiempo de cálculo al optimizar el uso de recursos computacionales.

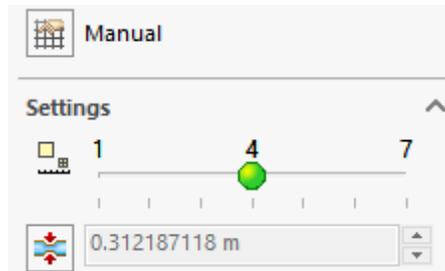
La malla no estructurada es ideal para capturar el comportamiento del flujo en las áreas de interacción entre el refrigerante y el fluido de servicio y alrededor de los tubos, esta flexibilidad es esencial para simular los detalles minuciosos del flujo de fluidos y la transferencia calorífica en el evaporador [42].

### ***3.1.7 Refinamiento de la malla***

Para garantizar resultados de la simulación precisos y confiables, es necesario el refinamiento de la malla, se aplicaron refinamientos locales en las siguientes áreas clave de este estudio:

Para capturar con precisión los gradientes de velocidad y temperatura, se aplicó un refinamiento más denso en áreas de entrada y salida del refrigerante y del fluido de servicio. Esto es crucial para modelar los efectos de entrada y salida y garantizar una representación adecuada del flujo en estas áreas.

Se utilizó una malla más fina alrededor de los tubos para representar con precisión la transferencia de calorífica y los efectos del flujo en estas áreas cruciales, como se muestra en la figura 19.



**Figura 19.** Configuración del mallado para la simulación.

### ***3.1.8 Número de interacciones***

La malla creada para la simulación del evaporador tipo tubos y la coraza de doble paso consta de aproximadamente cuatrocientas interacciones. Este número es el resultado de un balance entre la densidad de la malla requerida para capturar los detalles cruciales en la transferencia calorífica y la densidad de la malla adecuada para realizar la simulación en un tiempo razonable en cuanto a la eficiencia computacional.

### ***3.1.9 Propiedades térmicas***

En la simulación del evaporador tipo tubos y coraza de doble paso, las propiedades térmicas son esenciales para analizar la de transferencia de calorífica así como la dinámica de fluidos. Las propiedades térmicas son las mismas que las utilizadas en el capítulo dos, ya que debe tener coherencia con lo previamente calculado, es decir las propiedades térmicas de los materiales y fluidos del sistema, incluidos los materiales constructivos del evaporador y el refrigerante R-410A.

### ***3.2 Simulación del equipo de evaporación***

En este apartado se detallan los datos de la simulación, parámetros, condiciones, resultados y diferentes características que nos ayudaran a entender que fue lo que sucedió durante la simulación

### ***3.2.1 Parámetros de entrada***

Los parámetros utilizados en la entrada al realizar simulación del evaporador tipo tubos y coraza de doble paso son los mismos que los del capítulo dos para mantener la coherencia en los resultados.

### ***3.2.2 Condiciones de frontera***

Las condiciones de frontera definen cómo interactúan los límites del sistema con su entorno y los fluidos dentro de él, para esta simulación se consideran:

#### **Flujo de Refrigerante (R-410A):**

Caudal: 7.9692 kg/s

Temperatura de entrada: -25 °C

Presión de entrada: 330 kPa, (47.86 PSI)

Temperatura de salida: -15 °C

Presión de salida aproximada: 330 kPa, (47.86 PSI)

#### **Flujo del Fluido de Servicio (Agua):**

Caudal: 47.31 kg/s

Temperatura de entrada: 12 °C

Presión de entrada: 330 kPa, (14.64 PSI)

Temperatura de salida: 4 °C

Presión de salida: 330 kPa, (14.64 PSI)

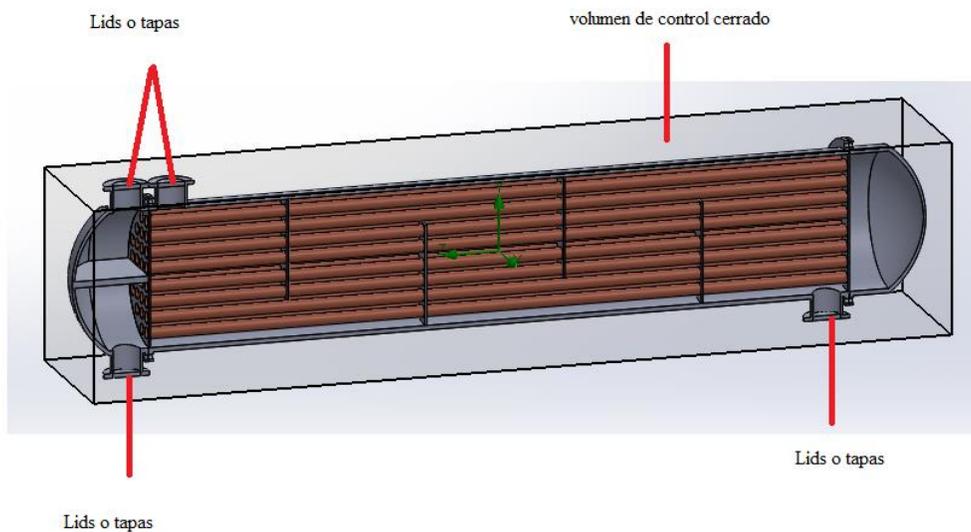
#### **Condiciones Ambientales:**

Temperatura ambiente: 20 °C

Presión ambiente: 101 kPa, (14,64 PSI)

### 3.2.3 Proceso de simulación

Parte del proceso de simulación es crear elementos conocidos como lids o tapas, para poder seleccionar las mismas como entrada y salida de fluidos, es necesario para mantener un volumen de control cerrado y a su vez importar el modelo CAD, que en este caso al haber sido diseñado en el mismo programa no va a presentar mayores inconvenientes, a continuación, se presenta una captura de las lids o tapas en el que también se evidencia un volumen de control cerrado.



**Figura 20.** Captura del volumen de control cerrado y tapas.

#### **Ensamble del evaporador**

**Diámetro interno:** 1.5 m

**Longitud total:** 9.38 m

**Longitud de los tubos:** 7,7m

**Número de tubos:** 52

Una vez ejecutada la simulación se esperó el tiempo necesario para que termine y al finalizar no se tuvo mensajes de error ni advertencias de peligro, lo que indica una parametrización y configuración adecuada.

### ***3.2.4 Criterios de convergencia***

Los criterios de convergencia son fundamentales para asegurar que la simulación ha alcanzado una solución matemática, estabilidad, además de una precisión adecuada, en este caso los criterios principales de convergencia son las temperaturas y flujo calórico,

Las temperaturas así como las velocidades en puntos críticos deben estabilizarse y no mostrar cambios significativos en iteraciones sucesivas [42], [43].

### ***3.2.5 Validación del modelo***

La validación del modelo computacional se realiza al comparar los resultados de la simulación con datos en comparación con temperaturas, caudales tanto en el refrigerante como el agua, en salida así como en la entrada del sistema, también comparando la transferencia de calor y sus coeficientes, todos estos deben ser cercanos a los calculados en el capítulo dos.

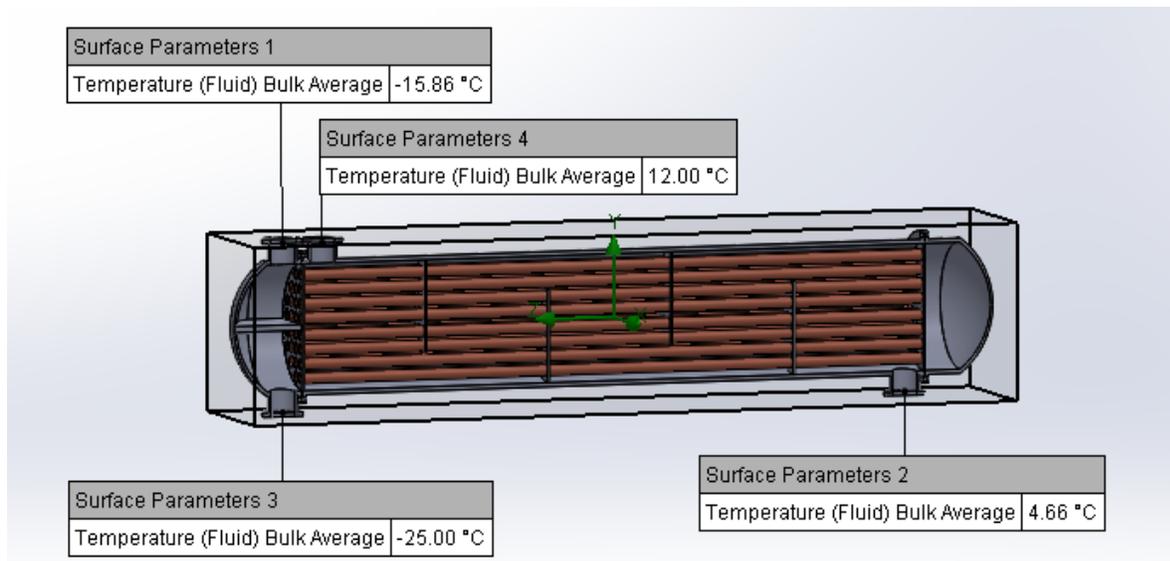
### ***3.2.6 Ajustes del modelo***

Los ajustes del modelo se realizan para mejorar la precisión y relevancia de la simulación en caso de una variación significativa con los cálculos previos, entre los ajustes que más pueden favorecer a mejorar la precisión de la simulación son el refinamiento de la malla, es decir un ajuste de la densidad de la malla en áreas críticas basándose en los resultados preliminares, también es importante realizar un ajuste de parámetros de entrada a datos más precisos en caso de que no se lo haya ocupado previamente, dentro del ajuste de parámetros se necesita una revisión y ajuste de caudales y temperaturas iniciales para reflejar mejor las condiciones operativas reales [44].

## **3.3 Resultados obtenidos**

En este apartado se exponen resultados generados por la simulación mediante capturas del proceso del agua y el refrigerante, así como tablas de temperatura, además de calor transferido.

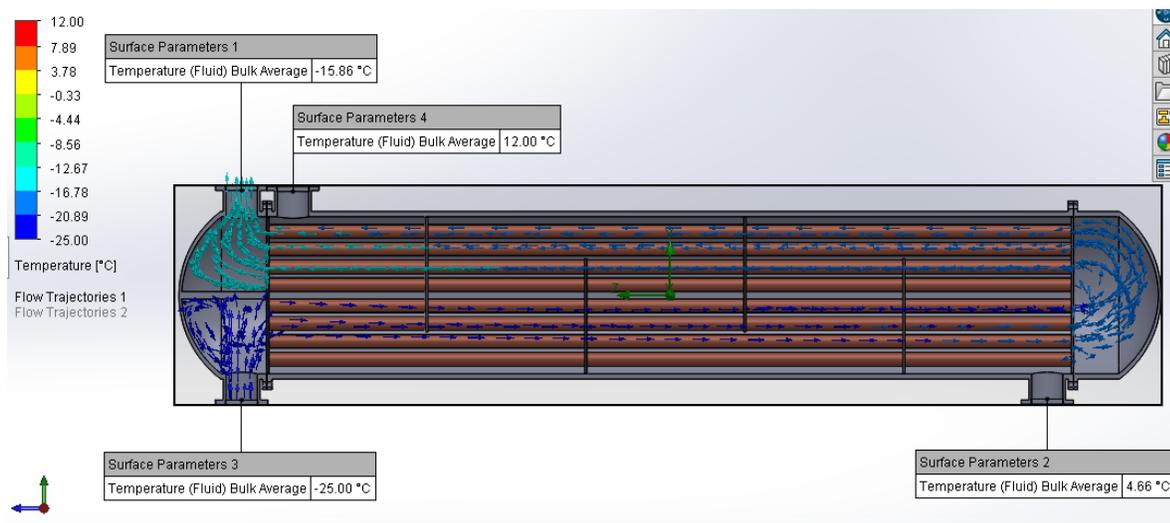
Una vez realizada la simulación, se procedió a obtener la información de ambos fluidos tanto en sus respectivas entradas como en salidas, esto se hizo para recolectar los datos generados en la simulación, esto se puede ver en la figura 21.



**Figura 21.** Captura de la simulación del evaporador con temperaturas.

Una vez realizada la simulación, se procedió a obtener la información de las temperaturas de salida y entrada, tanto del refrigerante como del agua.

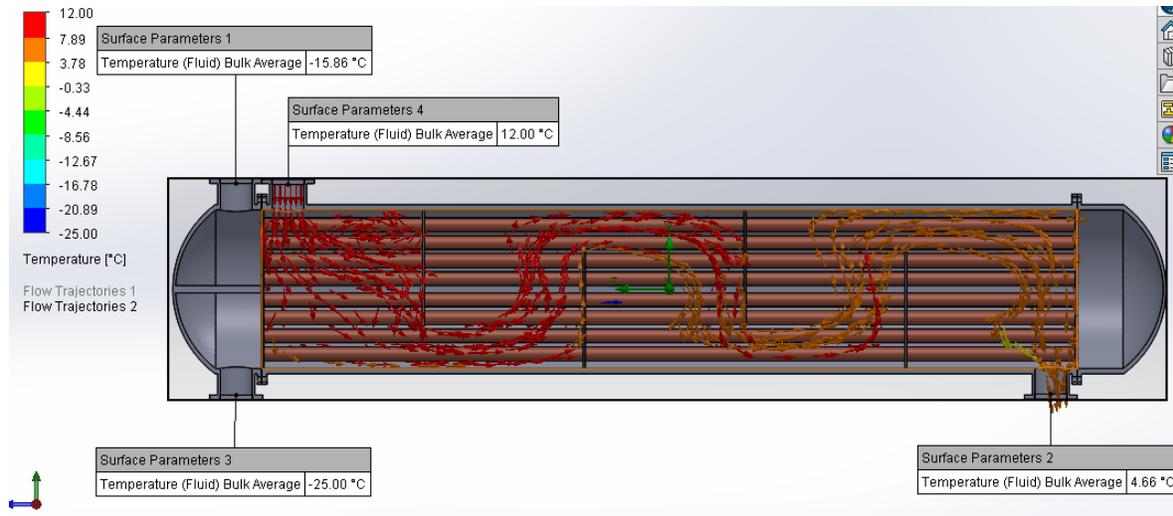
Posterior a la revisión de las temperaturas, se procedió a generar la representación de la distribución térmica en el fluido con las trayectorias de flujo, primero en el refrigerante como se puede ver en la figura 21.



**22.** Captura con trayectoria de flujo del R410A.

Se puede apreciar que hubo un calentamiento en el refrigerante de aproximadamente  $10^\circ$ , esto también se acompaña con un aumento de entalpía para el cambio de fase de la mezcla saturada hasta vapor sobrecalentado.

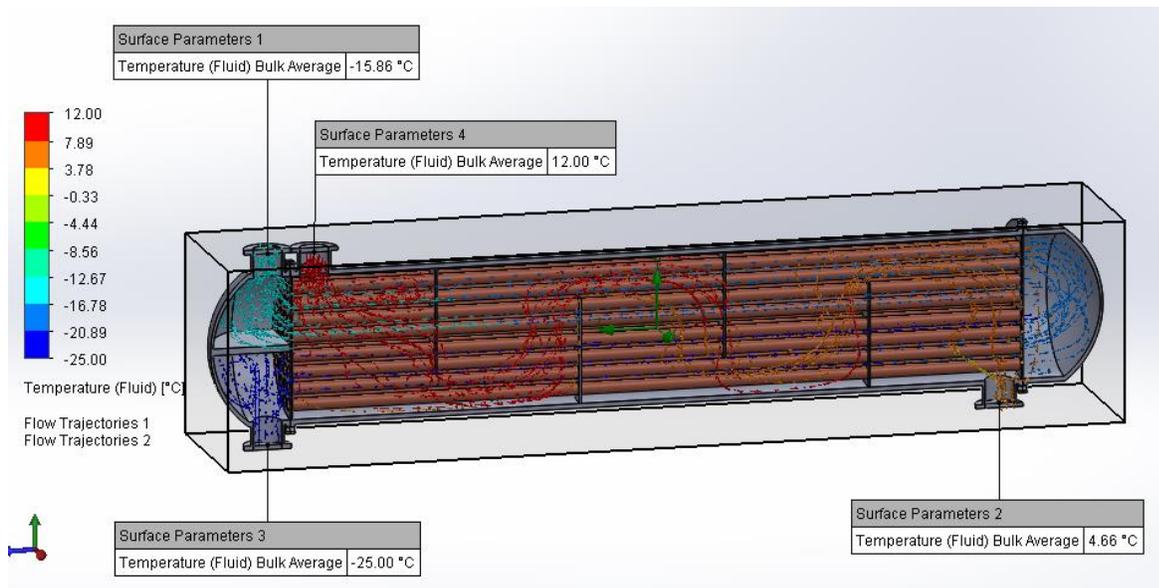
A continuación se presenta la figura 23, en la que se puede apreciar el enfriamiento del agua, de alrededor de  $6^\circ\text{C}$ .



**Figura 23.** Captura con trayectoria de flujo del agua.

El enfriamiento de alrededor de  $6^\circ\text{C}$  está dentro de los parámetros esperados, aun así se generan discrepancias entre el resultado de la simulación con el modelo matemático, son mínimas pero aun así se deben tener en cuenta.

Y para finalizar con las capturas de las trayectorias de flujo en la figura 24 se incluye la captura final con ambos refrigerantes.



**Figura 24.** Captura de la simulación completa.

También se presentan las tablas extraídas de la simulación, ya que Solidworks nos permite exportar tablas con los resultados directamente a Excel.

A continuación, se encuentra la tabla 3 de datos de la simulación del agua enfriada y en la tabla 4 los datos del refrigerante sobrecalentado a la salida.

**Tabla 3.** Parámetros locales del agua a la salida.

<b>Local parameter</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Average</b>	<b>Bulk average</b>	<b>Surface area [m<sup>2</sup>]</b>
Pressure [Pa]	101000	101000	101000	101000	0,068842846
Density (fluid) [kg/m <sup>3</sup> ]	1000,529113	1000,7419	1000,64065	1000,650424	0,068842846
Mass fraction of water [ ]	1	1	1	1	0,068842846
Volume fraction of water [ ]	1	1	1	1	0,068842846
Temperature (fluid) [°C]	4,051872971	5,439032592	4,727002377	4,661882452	0,068842846
Temperature (solid) [°C]	4,47159351	4,585779693	4,540591384		0,068842846
Overheat above melting Temperature [K]	-1078,57841	-1078,46422	-1078,50941		0,068842846
Bottleneck number [ ]	6,67032E-07	9,6714E-06	5,3929E-06		0,068842846
Shortcut number [ ]	2,64784E-11	2,18511E-07	4,39083E-08		0,068842846
Density (solid) [kg/m <sup>3</sup> ]	8960	8960	8960		0,068842846
Acoustic power level [dB]	0	0	0	0	0,068842846
Acoustic power [W/m <sup>3</sup> ]	5,7481E-33	1,37152E-29	2,71925E-30	3,24957E-30	0,068842846

**Tabla 4.** Parámetros locales del refrigerante a la salida.

<b>Local Parameter</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Average</b>	<b>Bulk average</b>	<b>Surface area [m<sup>2</sup>]</b>
Pressure [Pa]	330000	330000	330000	330000	0,06884798
Density (fluid) [kg/m <sup>3</sup> ]	11,8	12,6	12,2	12,25	0,06884798
Mass fraction of R410A [ ]	1	1	1	1	0,06884798
Volume fraction of R410A [ ]	1	1	1	1	0,06884798
Temperature (fluid) [°C]	-16,05358	-15,6573975	-15,844901	-15,8574764	0,06884798
Temperature (solid) [°C]	-14,22851	-13,441984	-13,945094		0,06884798
Overheat above Melting temperature [K]	-1097,278	-1096,49198	-1096,9950		0,06884798
Bottleneck number [ ]	3,487E-05	0,000692524	0,00023351		0,06884798
Shortcut number [ ]	2,149E-07	3,56273E-05	3,5651E-06		0,06884798
Density (solid) [kg/m <sup>3</sup> ]	8960	8960	8960		0,06884798
Acoustic power level [dB]	0	0	0	0	0,06884798
Acoustic power [W/m <sup>3</sup> ]	2,307E-28	8,25446E-26	2,3861E-26	3,08509E-26	0,06884798

A continuación, se presentará la tabla 5 de los resultados, de esta tabla lo que más resalta e interesa es el balance de energía total, ya que esto debe tener concordancia con los datos del balance de energía del capítulo 2.

**Tabla 5.** Resultados conseguidos de la simulación

<b>Goal name</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>	<b>Averaged value</b>	<b>Minimum value</b>	<b>Maximum value</b>	<b>Delta</b>
Total energy balance	[W]	-1257.75	-1506.8511	-1857.3079	-1045.1210	1520.186895
Minimum temperature (fluid)	[°C]	-25	-25.000000	-25.000000	-25.000000	2.52271E-9
Average temperature (fluid)	[°C]	-3.75236	-3.7485244	-3.7523617	-3.7434634	0.008898334
Maximum temperature (fluid)	[°C]	12	12	12	12	0
Bulk av temperature (fluid)	[°C]	-3.5412	-3.537332	-3.5412660	-3.5320725	0.009193503

### **3.3.1 Análisis de resultados**

Los gráficos muestran cómo se distribuyen las temperaturas a lo largo del evaporador, con áreas con temperaturas altas y bajas destacadas, una distribución de temperatura uniforme indica una transferencia de calor eficiente, la comparación de puntos específicos, como la entrada y salida del refrigerante, muestra una buena concordancia con los valores esperados [45].

En cuanto a la tabla de resultados así como el parámetro que se debe analizar que es la transferencia calorífica como el balance de energético total, se encuentra también en rangos cercanos a los datos calculados, esto era de esperarse debido a que los parámetros ingresados y las temperaturas finales de la simulación coinciden con las calculadas.

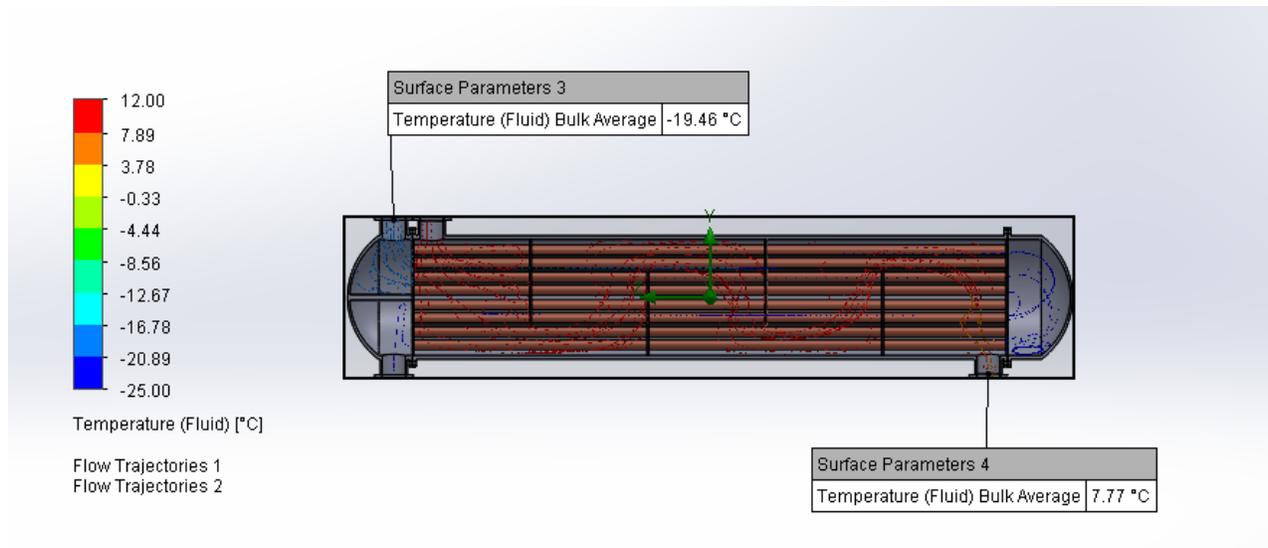
En cuanto al análisis de temperaturas y transferencia de calorífica, se descubrió que los parámetros de salida tanto del refrigerante como del agua cumplieron con las expectativas, sin embargo los

datos obtenidos de la simulación no coincidieron completamente con los de los modelos matemáticos, las causas de esto se abordarán más adelante.

### 3.3.2 Comparación con diferentes escenarios

Para este apartado se compara diferentes escenarios de trabajo en el evaporador, se variaron flujos máxicos y el principal problema con esto es que a pesar de que las temperaturas de las condiciones de frontera eran las mismas, no se llegó a las temperaturas de salida del refrigerante deseadas, esto debido a que al tener un flujo máxico diferente altera la razón de transferencia de calor y por consecuencia a efectos prácticos no tiene sentido variar estos parámetros ya que no genera ningún beneficio y si la ineficiencia del sistema, para condiciones en las que varía temperaturas y flujos de los fluidos se tiene que considerar la geometría del sistema, caso contrario se presentaría una ineficiencia en el sistema que a la larga aumenta costos de funcionamiento.

A continuación, se presenta la figura 24 en el que se puede ver que no alcanza las temperaturas deseadas por bastante diferencia.



**Figura 25.** Captura de la simulación completa.

Los datos ingresados, la configuración de la malla, parámetros y condiciones de frontera de este escenario fueron los mismos, el único dato que se cambió fue el flujo máxico del refrigerante, se usó un flujo máxico de 5.2 kg/s, a diferencia de la primera simulación, que se usó el flujo máxico

calculado del capítulo 2, el cual es de 7,9 kg/s, esto causó que no haya suficiente transferencia de calor en el evaporador y por lo tanto no se alcanzaran las temperaturas deseadas.

### ***3.3.3 Implicaciones prácticas***

En este apartado se definen las implicaciones prácticas de los resultados obtenidos del modelado matemático y computacional del evaporador del chiller.

Para este equipo tan robusto y de alta capacidad, sus aplicaciones prácticas están dirigidas más hacia el área de enfriamiento de edificios y centros comerciales, ya que este tipo de aplicaciones requiere n diferenciales de temperatura como los ya planteados, a diferencia de aplicaciones industriales ya que se requiere de un diferencial de temperatura de mayor magnitud y esto causaría la necesidad de un cambio en el diseño el evaporador [46].

Una vez desarrollado la sección del modelo computacional así como un escenario diferente, se llegó a la conclusión que el cálculo previo fue correcto, y que en parámetros diferentes no habría una convergencia de resultados, entre el modelo matemático y el computacional, en el siguiente apartado se va a desarrollar una comparación de los resultados así como un análisis económico del evaporador diseñado.

## CAPÍTULO IV

### COMPARACIÓN DE RESULTADOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA

Esta sección compara los resultados de las simulaciones, con los datos obtenidos mediante los modelos matemáticos presentados en el capítulo dos, así como con la literatura existente. La finalidad del capítulo es realizar una evaluación de la validez, además de la precisión de los resultados obtenidos de modelos computacionales utilizados.

#### 4.1 Comparación de resultados

En este apartado se compara los resultados del capítulo dos y tres, para así tener en cuenta que tan efectivo fue el desarrollo de la simulación, así como los cálculos del modelo matemático.

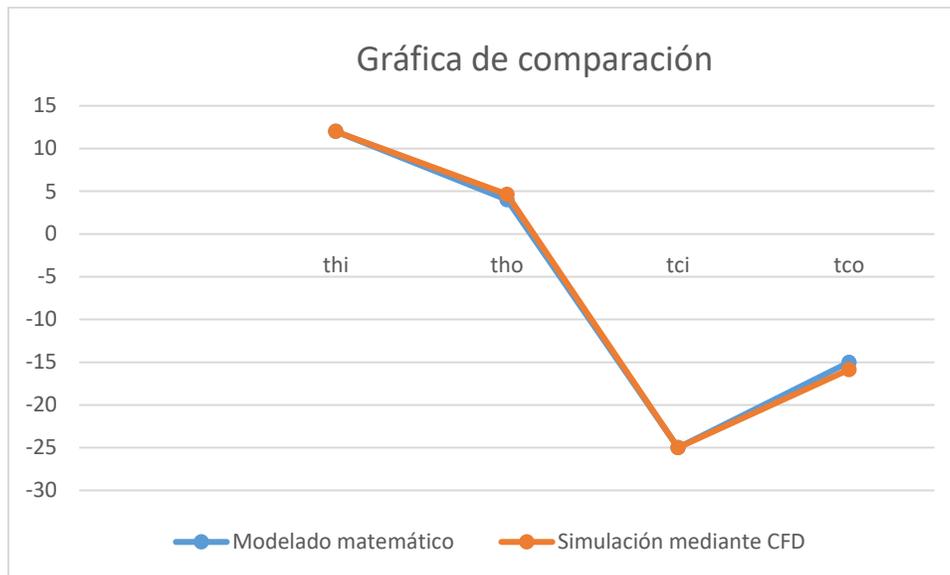
##### 4.1.1 Distribuciones térmicas y de flujo de calor

En este apartado se presenta la tabla 6 en la que se comparan las temperaturas del modelo matemático con las de la simulación CFD.

Tabla 6. Metas conseguidas de la simulación.

	<b>Thi</b>	<b>Tho</b>	<b>Tci</b>	<b>Tco</b>
Modelado matemático	12 °C	4 °C	-25 °C	-15 °C
Simulación mediante CFD	12 °C	4.66 °C	-25 °C	-15.86 °C

Así mismo se generó una gráfica en Excel para comparar de forma más visual y entender la magnitud de la diferencia de temperaturas de manera adecuada, esto se puede ver en la figura 26.



**Figura 26.** Captura comparación térmica.

Como se puede ver en la gráfica la diferencia de temperaturas entre la simulación y el modelado matemático es apenas perceptible a la vista, por lo tanto, se puede decir que hay un correcto desarrollo de ambas partes para llegar a una similitud de resultados así de alta.

De igual manera en el capítulo dos se encontró una transferencia de calor de 1589.275 kW y en la tabla 5 se pudo observar una transferencia de calor de 1520.188 kW, este dato a pesar de tener cierta diferencia no supera el 5 %, ese margen de error se debe a factores que se van a considerar posteriormente.

#### **4.1.2 Análisis de discrepancias**

En este apartado se examinan las diferencias entre los resultados obtenidos al realizar la simulación y los resultados de los modelos matemáticos creados, identificar y comprender estas discrepancias es esencial para mejorar la precisión del modelo, como se estableció anteriormente en comparación con los modelos matemáticos, las simulaciones muestran diferencias menores en las temperaturas de entrada y salida del refrigerante así como una ligera variación en el flujo calórico, esto se debe a factores como:

**Simplificación en modelos matemáticos:** Es posible que los modelos matemáticos hayan utilizado simplificaciones que no hayan capturado por completo la complejidad del flujo y la

transferencia calórica en el evaporador, la suposición de flujo uniforme, así como las propiedades constantes del refrigerante, además del redondeo en los cálculos [47].

**Limitación del software:** Las limitaciones del software de simulación pueden causar errores, especialmente en la resolución de mallas y la modelación de fenómenos complejos como el cambio de fase del refrigerante. Los resultados también pueden variar por la precisión del algoritmo numérico y las condiciones de convergencia [47].

#### ***4.1.3 Mejoras propuestas***

Una mejora importante sería tener en cuenta la relación de transferencia calorífica que tiene el equipo con la coraza de acero dulce, así como con el ambiente exterior, no se tomó en cuenta estos factores en el modelado matemático debido a que el modelo LMTD no tiene en cuenta que haya transferencia de calor con el exterior.

Dentro de las mejoras propuestas se encuentra una mayor precisión en los cálculos, es decir usar un mayor uso de cifras significativas o programas que realicen cálculos más exactos.

Por otra parte, una mejora interesante a considerar es la implementación de un tipo de malla más complejo, si se dispone de un ordenador con las características necesarias para realizar este trabajo [48].

Es importante recalcar el bajo margen de error presentado al momento de analizar qué tan necesarias son estas mejoras ya mencionadas.

#### **4.2 Evaluación económica de los resultados**

La evaluación económica de los resultados obtenidos de la simulación, así como del análisis del equipo son esenciales para determinar si el sistema propuesto es viable además de eficiente económicamente. Los costos de operación, mantenimiento y los ahorros potenciales en energía se analizan en esta sección.

#### 4.2.1 Materiales

La tabla 7 presenta una cotización de los materiales principales para construir el equipo de evaporación.

Tabla 7. Cotización del evaporador.

	Precio por unidad	Cantidad	Costo
Cu-Dhp C12200 copper tube	\$8	400	\$3 200
C19200 copper plate	\$100	4	\$400
A36 chip steel plate	\$20	\$30	\$600
Empaques de diferentes denominaciones	\$30	6	\$180
Pernos de diferentes denominaciones	\$1.5	32	\$48
Stainless steel tube for boiler condenser heat exchanger evaporator	\$3.5	54 200	\$189 700
Total			\$194 128

Hay que aclarar que el valor de la tubería de la coraza es lo más caro debido a que la misma se vende por peso, y para encontrar el peso se realizó el siguiente cálculo:

Volumen:

$$V = \pi \cdot 9m \cdot (0.8^2 - 0.75^2)m^2$$

$$V = 6.9 m^3$$

Peso:

$$W = 6.9m^3 \cdot 7900 \frac{kg}{m^3}$$

$$W = 54.165 kg \approx 54.200$$

#### ***4.2.2 Presupuesto de construcción e instalación***

Se estima que, una vez conseguido los materiales para la construcción y ensamble, con un equipo de trabajo relativamente capacitado de 6 personas, la construcción y ensamble se tardaría alrededor de 4 semanas teniendo en cuenta que se tiene que perforar las planchas para los baffles y separadores, cortar los tubos de cobre, armar la coraza, las tapas de entrada y retorno del refrigerante y detalles que competen a la parte de manufactura.

Teniendo en cuenta que personal capacitado y con la maquinaria necesaria para este trabajo cobra entre \$800 y \$1 000 mensuales se puede sacar un promedio de sueldos de \$900 y por lo tanto el costo de construcción e instalación sería de \$5 400 mínimo.

#### ***4.2.3 Costo operativo anual***

Para el costo operativo del evaporador del chiller es crucial tener en cuenta que el consumo de energía por transferencia de calórica ya se calculó anteriormente que es de 1590 kW aproximadamente, esto por minuto que es el tiempo que se tarda en realizar el proceso de enfriamiento, entonces tenemos que:

$$\text{consumo por hora} = 1590 \frac{kW}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}} = 95400 \frac{kW}{\text{hora}}$$

Teniendo en cuenta que, en Ecuador, aunque el sector eléctrico se encuentra en "tratamiento intensivo", se determinó que no habrá incremento en las tarifas para las áreas residencial y comercial, las cuales actualmente tienen un valor promedio de 10 centavos por kilovatio hora [49].

$$\text{costo por hora} = 95400 \frac{\text{kW}}{\text{hora}} \cdot \$0.1 \frac{\text{kW}}{\text{hora}} = \$9540$$

$$\text{Costo operativo anual} = 9540 \frac{\text{dolar}}{\text{hora}} \cdot 8 \frac{\text{horas}}{\text{dia}} \cdot 255 \frac{\text{dias laborables}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo operativo anual} = \$19\,461\,600$$

#### **4.2.4 Costos de mantenimiento**

En cuanto a costos de mantenimiento anual hay que tener en cuenta que al ser un equipo tan robusto va a tener de igual manera un costo elevado, en los evaporadores de tubos y coraza, el mantenimiento conta de:

**Limpieza regular:** se debe limpiar periódicamente el interior del evaporador para eliminar la acumulación de suciedad, polvo y cualquier otro residuo que pueda reducir la eficiencia de transferencia de calor.

**Inspección de tubos y aletas:** es importante verificar visualmente los tubos y aletas del evaporador para asegurarse de que no estén obstruidos, doblados o dañados ya que cualquier obstrucción o daño puede afectar significativamente el rendimiento del chiller.

**Pruebas de integridad:** realizar pruebas de integridad en los tubos del evaporador para detectar posibles fugas, las fugas pueden comprometer la eficiencia del sistema y deben repararse de inmediato.

**Monitoreo de refrigerante:** verificar el nivel de refrigerante y asegurarse de que esté dentro de los parámetros recomendados por el fabricante, un nivel bajo de refrigerante puede reducir la capacidad de enfriamiento del evaporador.

**Revisión de válvulas y componentes:** inspeccionar y asegurarse de que todas las válvulas de control, sensores y otros componentes relacionados estén funcionando correctamente. Esto incluye verificar las conexiones eléctricas y mecánicas.

El costo de mantenimiento programado de este equipo realizado por un técnico puede estar entre los \$1 500 mensuales incluyendo mano de obra, hay que tener en cuenta que este mantenimiento puede dejar fuera de servicio al equipo por un día entero o dos y que este mantenimiento no toma en cuenta posibles afecciones a la integridad del evaporador por un mal manejo del equipo.

El mantenimiento preventivo centrado en la confiabilidad es un método preciso y necesario que ayuda a asegurar que los equipos de climatización como los chillers funcionen correctamente en entornos amplios como las instalaciones industriales [50].

#### ***4.2.5 Análisis de ahorros en consumo energético***

El principal beneficio de usar un evaporador que trabaja a carga plena y parámetros constantes es que se garantiza una alta eficiencia energética, ya que en esquemas diferentes de funcionamiento se encuentra un aumento del consumo energético de casi el doble en algunos casos [51].

#### ***4.2.6 Comparación con alternativas***

Una alternativa que se planteó en la etapa del diseño del evaporador era usar un diseño de tipo helicoidal, pero teniendo en cuenta las dimensiones requeridas del chiller, se descartó de inmediato, esto debido a la ineficiencia que el diseño presentaría, tanto por pérdidas de carga en todas las curvas del diseño helicoidal, como la longitud resultante de esta alternativa.

## CONCLUSIONES

Para poder desarrollar de manera adecuada tanto el modelo matemático como el modelado mediante software, se procedió a establecer el proceso de enfriamiento de chillers, además en base a los resultados obtenidos se encontró que, el sistema de enfriamiento en el evaporador trabaja de manera correcta bajo los parámetros establecidos y concuerdan con los cálculos realizados.

Después de diseñar el proceso de refrigeración del agua en el evaporador, para la capacidad de 750 gal/min se encontró que debido a un flujo de tal magnitud las medidas del evaporador eran también muy grandes, aun así, el implementar este equipo en situaciones que lo requieran logran generar un retorno de la inversión en menos de 2 años.

Según el análisis económico, junto con la precisión de los modelos computacionales y los ahorros energéticos proyectados, la instalación del evaporador es una elección inteligente.

La elección del material adecuado, como el cobre, es necesaria para la eficiencia y la durabilidad de los componentes debido a sus propiedades superiores de resistencia a la corrosión y conductividad térmica adecuada para la transferencia calórica por conducción.

El consumo anual se estima en \$19 461 600 que es un costo elevado, pero en casos de ineficiencia de un equipo de esta magnitud el costo podría aumentar hasta \$38 000 000, el costo total de construcción del evaporador, que consiste en coraza, tubos, retorno del refrigerante así como entrada deflectores y separadores de tubos así como instalación de este equipo se estima en alrededor de \$200 000 así que la implementación del sistema es algo que se tiene que plantear muy bien antes de optar por este equipo.

A nivel económico lo más costoso es el consumo energético y representa más del 90 % del costo total desde la implementación hasta un año de funcionamiento, en cambio garantiza un ahorro energético.

## RECOMENDACIONES

1. En caso de construir el evaporador se recomienda usar cobre, debido a que la mejor resistencia a la corrosión comparado con otros materiales garantizará una mayor durabilidad y eficiencia del sistema. Además, es crucial tener en cuenta la capacitación continua del personal de mantenimiento para garantizar que el evaporador funcione correctamente y tenga una vida útil prolongada.
2. Se recomienda continuar investigando y aplicando tecnologías que mejoren la eficiencia energética del chiller, como sistemas de control avanzados y optimización del ciclo de refrigeración. La reducción del consumo de energía no solo reducirá los costos de operación, ya que también tendrá un efecto beneficioso en el medio ambiente, monitorear y registrar continuamente el funcionamiento del sistema ayudará a encontrar más oportunidades de ahorro de energía y optimización del funcionamiento.
3. A medida que se obtiene más información operativa, es recomendable reevaluar y ajustar los modelos computacionales y matemáticos utilizados en la simulación. Esta validación continua garantizará que los modelos representen con precisión el comportamiento real del sistema, lo que permitirá realizar ajustes y mejoras en función de los datos reales. Se recomienda considerar la implementación de simulaciones adicionales para otros componentes del sistema de refrigeración para encontrar y abordar posibles áreas de mejora.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. Y. Construcción De Un Sistema De Refrigeración, “ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS,” 2020.
- [2] T. J. Moreno-Romero I, J. G. Vera-Luzuriaga III, and L. S. Orozco-Cantos IV, “Comparative analysis of the use of alternative refrigerants in a cooler Análise comparativa do uso de refrigerantes alternativos em um resfriador,” vol. 4, pp. 418–433, 2018, doi: 10.23857/dom.cien.pocaip.2017.4.1.enero.418-433.
- [3] S. R. Thangavelu, A. Myat, and A. Khambadkone, “Energy optimization methodology of multi-chiller plant in commercial buildings,” *Energy*, vol. 123, pp. 64–76, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.116.
- [4] M. L. V. a , D. M. K. b,\* , M. M. a , A. P. a Pietro Catrini a, “Analysis of the operation of air-cooled chillers with variable-speed fans for advanced energy-saving-oriented control strategies,” : [www.elsevier.com/locate/apenergy](http://www.elsevier.com/locate/apenergy), 2024.
- [5] Q. Liu, X. Cheng, J. Shi, Y. Ma, and P. Peng, “Modeling and predicting energy consumption of chiller based on dynamic spatial-temporal graph neural network,” *Journal of Building Engineering*, vol. 91, Aug. 2024, doi: 10.1016/j.jobbe.2024.109657.
- [6] B. Foliaco, A. Bula, R. Jaramillo, and C. Veje, “Dynamic modeling of a centrifugal chiller with hybrid falling film evaporator including pressure drop computation,” *Appl Therm Eng*, vol. 247, Jun. 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123032.
- [7] Barletta Giovanni and Acevedo Omarly, “Manual-refrigeracion-y-aire-acondicionado,” pp. 13–30, 2021.
- [8] Samarshi Chakraborty, Digvijay Shukla, and Pradipta Kumar, “A review on coolant selection,” [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng), pp. 5–7, 2023.

- [9] J. M. Gordon, K. C. Ng, H. T. Chua, and C. K. Lim, “How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: thermodynamic modeling and experimental confirmation.” [Online]. Available: [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng)
- [10] Torrington, “ACEITES COMPATIBLES CARACTERISTICAS Y APLICACIONES,” 2020.
- [11] Ltd. T.T. International Co., “TcoolGAS™ HOJA TECNICA R-410A,” 2012. [Online]. Available: <http://www.ChinaRefrigerant.com>
- [12] H. F. Zuñiga-Puebla, E. C. Vallejo-Coral, and J. R. V. Galaz, “Thermodynamic analysis of one and two stages absorption chiller powered by a cogeneration plant,” *Ingenius*, vol. 2019, no. 21, pp. 41–52, Jan. 2019, doi: 10.17163/ings.n21.2019.04.
- [13] S. Guayaquil, I. Electrónico, J. Elías, H. Paladines, I. Víctor, and M. H. Subía, “UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA CARRERA DE INGENIERIA ELECTRÓNICA TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE,” 2021.
- [14] S. T. Inampudi and S. Elbel, “Experimental comparison and seasonal performance evaluation of different scroll compressor capacity modulation methods in an R410A water to water system,” *Appl Therm Eng*, vol. 247, Jun. 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123033.
- [15] Z. Miao, M. Li, H. Xu, and H. Wang, “Analysis of abnormal operation of condenser water chamber evacuation system in nuclear power plants,” *Nuclear Engineering and Design*, vol. 419, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.nucengdes.2024.112962.
- [16] Y. Yao and P. Hrnjak, “The effect of fluid properties on development of two-phase flow after an expansion valve based on the comparison of R245fa and R134a,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 158, pp. 353–364, Feb. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.12.010.
- [17] M. A. Rashid and I. M. Ali Aljubury, “Impact of two stage evaporative cooling system using underground water powered by PV panels on improving the thermal comfort of

- emergency relief tents in dry-hot climate regions,” *Energy Build*, vol. 310, May 2024, doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114100.
- [18] S. Chakraborty, D. Shukla, and P. Kumar Panigrahi, “A review on coolant selection for thermal management of electronics and implementation of multiple-criteria decision-making approach,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 245. Elsevier Ltd, May 15, 2024. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.122807.
- [19] T. Cesar and A. Ramos Ale, “Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica Instalación y evaluación energética de un chiller para el enfriamiento de una máquina sopladora automática de botellas PET chiller,” 2020.
- [20] J. A. Expósito Carrillo, I. Gomis Payá, B. Peris Pérez, F. J. Sánchez de La Flor, and J. M. Salmerón Lissén, “Air-cooled condensers optimization for novel Ultra-Low Charge ammonia chillers to achieve competitive packaged units,” *Appl Therm Eng*, vol. 219, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119347.
- [21] L. Cecchinato, “Part load efficiency of packaged air-cooled water chillers with inverter driven scroll compressors,” *Energy Convers Manag*, vol. 51, no. 7, pp. 1500–1509, Jul. 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2010.02.008.
- [22] J. Song, G. Liu, J. Gong, Q. Yang, Y. Zhao, and L. Li, “Simulation on performance and regulation strategy of centrifugal refrigeration compressor with gas bearings in water chiller,” *Appl Therm Eng*, vol. 236, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121650.
- [23] C. Wang, X. Wu, S. Sun, Z. Zhang, and Z. Xing, “Potential evaluation of water-cooled multiple screw chillers with serial water loops and development of ultra-efficient dual screw chillers,” *Appl Therm Eng*, vol. 210, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118340.

- [24] F. W. Yu and K. T. Chan, “Improved energy performance of air cooled centrifugal chillers with variable chilled water flow,” *Energy Convers Manag*, vol. 49, no. 6, pp. 1595–1611, Jun. 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2007.12.009.
- [25] S. Du, Z. Xu, R. Wang, and C. Yang, “Development of direct seawater-cooled LiBr–H<sub>2</sub>O absorption chiller and its application in industrial waste heat utilization,” *Energy*, vol. 294, May 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.130816.
- [26] A. Mwapinga, “Mathematical formulation and computation of the dynamics of blood flow, heat and mass transfer during MRI scanning,” *Sci Rep*, vol. 14, no. 1, Dec. 2024, doi: 10.1038/s41598-024-56844-2.
- [27] S. S. Jayakumar *et al.*, “Design, control, aerodynamic performances, and structural integrity investigations of compact ducted drone with co-axial propeller for high altitude surveillance,” *Sci Rep*, vol. 14, no. 1, Dec. 2024, doi: 10.1038/s41598-024-54174-x.
- [28] SolidWorks, “INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS Contents,” 2024.
- [29] Ansys, “Ansys\_Fluent\_Workbench\_Tutorial\_Guide\_2021\_R2,” 2021.
- [30] D. Armando, P. De, and L. C. Lima, “Implementación de un nuevo prototipo de torre de enfriamiento para proyectos cogenerados con caudales superiores a los 3000m<sup>3</sup>/h MONOGRAFÍA TÉCNICA Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos AUTOR,” 2022.
- [31] E. A. P. De *et al.*, “UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Cálculo térmico para la instalación de un sistema de aire acondicionado enfriado por agua helada con chiller enfriados por aire para el Call Center BCP ubicado en el,” 2013.
- [32] Y. Heredia-Aricapa, J. M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, and J. J. García-Pabón, “Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 111. Elsevier Ltd, pp. 113–123, Mar. 01, 2020. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012.

- [33] E. A. P. De, I. Mecánica, and D. E. Fluidos, “Diseño hidráulico de tuberías, selección de equipos y estudio del sistema de refrigeración implementado en planta cervecera para el proceso de maduración de cerveza,” 2014.
- [34] E. de Engenharia and W. Jesus Paucar Casas, “Universidade Federal do Rio Grande do Sul ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE ENGENHEIRO MECÂNICO APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA,” 2010.
- [35] Robert L. Mott, “fluidos-mott-6ed,” 2006.
- [36] Yunus A. Çengel, “Transferencia\_de\_Calor\_y\_Masa\_Yunus\_Ceng,” 2007.
- [37] U. N. Evaporador, H. Utilizando, E. L. Método, D. E. Wilson, D. R. Boris, and J. Barrera, ““ESTIMACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN,” 2020.
- [38] L. Fernando, T. Ramos, C. Andrés, A. Terán, and W. Quitiaquez, “Estudio numérico mediante CFD del evaporador de un refrigerador doméstico con R600a y R410A,” 2020. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/352209706>
- [39] E. B. Córdova, “Introducción a los Elementos Finitos y Simulación con SolidWorks Simulation,” 2014.
- [40] Dr. Antonio José Bula Silvera and Dra. Rita Cristina Jaramillo Ceballos, “Desarrollo de un modelo dinámico de un ciclo de compresión de,” 2022.
- [41] IVAN LUIS CALDERÓN GUTIÉRREZ and LEONARDO FIDEL REDONDO GUERRA, “Monografía (Calderon & Redondo, 2022) (1),” 2022.
- [42] A. Sobachkin and G. Dumnov, “Base numérica de CFD integrada en CAD,” 2014.
- [43] U. Y. Sociedad, D. E. Malla Simulación Computacional De Prueba De Choque En Asiento De Autobús, G. Vinicio Pineda Silva, J. Luis Cepeda Miranda, and E.

- Fernando López Espinel, “21 MESH CONVERGENCE ANALYSIS IN COMPUTATIONAL SIMULATION OF BUS SEAT CRASH TEST ANÁLISIS DE CONVERGENCIA,” p. 2023, 2023, [Online]. Available: <https://orcid.org/0009-0005-7502-3463>
- [44] M. A. MORENO AIMACAÑA, “TRABAJO FIN DE MÁSTER TECNOLOGÍA ENERGÉTICA PARA DESARROLLO SOSTENIBLE,” 2020.
- [45] Z. Rahmani, D. Zebbar, K. Mostefa, and S. Kherris, “CFD simulation approved by an experimental validation of the diffusion absorption refrigeration system evaporator,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 161, pp. 202–209, May 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.02.021.
- [46] D. Mateo Rayo Salcedo, “UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE FACULTAD DE INGENIERÍA PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA SANTIAGO DE CALI 2023,” 2023.
- [47] S. José *et al.*, “IAHR CIC XXV CONGRESO LATINOAMERICANO DE HIDRÁULICA,” 2012.
- [48] A. Manning, L. Qian, and R. Erfani, “CFD modelling of velocity fields around a fume cupboard: Evaluating static and dynamic meshes with experimental measurements,” *European Journal of Mechanics, B/Fluids*, vol. 105, pp. 238–246, May 2024, doi: 10.1016/j.euromechflu.2024.01.014.
- [49] Dirección de regulación económica y tarifas del sector eléctrico, “Pliego-Tarifario-Servicio-Publico-de-Energia-Elctrica\_-Ano-2022,” 2022.
- [50] V. Sánchez-Ruiz and G. Toala-Arcentales, “Chiller Carrier: Costos de Aplicación del Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad,” *593 Digital Publisher CEIT*, vol. 8, no. 6, pp. 204–213, Nov. 2023, doi: 10.33386/593dp.2023.6.2112.
- [51] K. Jiang and W. Zhang, “Comparative analysis of energy efficiency for three heating and cooling supply schemes in a region with hot summers and cold winters in a

chemical industrial park,” *Energy Informatics*, vol. 7, no. 1, Dec. 2024, doi:  
10.1186/s42162-024-00343-1.

## ANEXOS

A continuación, se presenta una tabla de datos usados para el agua, estos datos se extrajeron del programa Genetron Properties

**Anexo 1.** Propiedades del agua a las temperaturas de trabajo

AGUA	4 °C	8 °C	12 °C
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	999.93	999.8	999.45
Cp de líquido (kJ/kg-K)	4.2079	4.1991	4.1925
Conductividad térmica de líquido(mW/m-K)	568.621	576.219	583.756
Viscosidad del líquido (μPa-s)	1567.45	1384.83	1234.12
Número de Prandtl en el líquido	11.59955	10.09166	8.8634

**Anexo 2. Propiedades del agua a las temperaturas de trabajo**

<b>R410A a -25 °C</b>	<b>Líquido</b>	<b>Mezcla x=0,235</b>	<b>Vapor</b>
Presión (kPa)	330.5	330.2415	329.4
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1262.65	968.93525	12.8
Entalpía (kJ/kg)	164.48	222.9245	413.18
Cp de líquido (kJ/kg-K)	1.4237	1.3126155	0.951
Conductividad térmica de líquido(mW/m-K)	117.899	92.58245	10.169
Viscosidad del líquido (μPa-s)	220.16	171.02855	11.09
Número de Prandtl en el líquido	2.65867	2.2776786	1.03743

**Tabla 3.** Propiedades del R410A a -15 °C

<b>R410A a -15 °C</b>	<b>Vapor sobrecalentado</b>
Presión (kPa)	330.2415
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	12.11
Entalpía (kJ/kg)	422.35