



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS NUMÉRICO MEDIANTE CFD DE ANSYS DEL PROCESO DE  
REFRIGERACIÓN DEL ACEITE POR CONVECCION FORZADA EN UNA  
MOTOCICLETA DE 250 CC.

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: ANDRÉS ALEJANDRO ACUÑA CHÁVEZ

TUTOR: LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito – Ecuador

2022

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

Yo, Andrés Alejandro Acuña Chávez con documento de identificación N°1718027566 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, 23 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Andrés Alejandro Acuña Chávez

1718027566

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

Yo, Andrés Alejandro Acuña Chávez con documento de identificación No. 1718027566, 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 del Proyecto Técnico: “Análisis Numérico Mediante CFD de ANSYS del Proceso de Refrigeración del Aceite Sintético por Conveccion Forzada en una Motocicleta de 250cc”, 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, 23 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Andrés Alejandro Acuña Chávez

1718027566

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Luis Fernando 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 NUMÉRICO MEDIANTE CFD DE ANSYS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCION FORZADA EN UNA MOTOCICLETA DE 250CC, realizado por Andrés Alejandro Acuña Chávez con documento de identificación N°1718027566, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 23 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Ing. Luis Fernando Toapanta Ramos, M. Sc

1721113759

## **DEDICATORIA**

Este trabajo se lo dedico en primer lugar a Dios por permitirme alcanzar este punto de mi vida con gratitud y salud, a mi madre Janneth Chávez y mi abuelita Fanny Suarez quienes han sido mi fortaleza y apoyo incondicional día tras día para no caer en el arduo camino de la vida haciendo un gran sacrificio moral como económico para llegar a ser un profesional responsable y con principios. Su formación ha permitido motivarme constantemente a alcanzar cada uno de mis objetivos y anhelos y de esta manera les ofrezco este trabajo como muestra de toda su entrega esfuerzo y amor.

A mis tíos Wilson, Sandra y Byron quienes han sido las personas más importantes y un ejemplo para llegar hasta este punto en mi vida con sus lecciones, consejos, apoyo moral y sobre todo cariño en cada etapa de mi vida, demostrándome cada día que todo sacrificio tiene su recompensa.

Y finalmente a Karla Gallardo quien con su apoyo y constancia me demostró que puedo lograr todo lo que me proponga y motivarme cada día a ser una mejor persona, gracias.

*Andrés Alejandro Acuña Chávez*

## **AGRADECIMIENTOS**

A la Universidad Politécnica Salesiana por permitirme cumplir mi objetivo académico, a mis amigos que desde el inicio de esta etapa siempre nos apoyamos los unos a los otros, a los docentes que han sabido transmitir sus conocimientos y experiencias en Ingeniería Mecánica y de esta manera inspirar a sacar en alto nuestra carrera y en especial mi familia que siempre me han motivado a seguir adelante.

Agradezco de manera especial a mi tutor Ing. Fernando Toapanta, por haberme guiado con sus conocimientos, constancia y paciente durante este proceso, gracias a su apoyo he podido culminar con éxito mi proyecto de titulación.

*Andrés Alejandro Acuña Chávez*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....	i
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA .....	ii
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xi
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
RESUMEN .....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
INTRODUCCIÓN .....	1
PROBLEMA .....	2
OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS .....	3
CAPÍTULO 1 .....	4
ASPECTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA EN UNA MOTOCICLETA .....	4
1.1    Estado del arte .....	4
1.2    Aspectos teóricos .....	7
1.2.1    Motor de combustión interna .....	7
1.2.2    Motores de 4 tiempos .....	8
1.2.3    Enfriamiento de motores de combustión .....	8
1.2.3.1    Refrigeración por aire .....	8
1.2.3.2    Refrigeración por líquido .....	9

1.2.4	Sistema de lubricación de motocicleta de 4 tiempos.....	9
1.2.5	Intercambiadores .....	9
1.2.5.1	<i>Intercambiador de calor con aletas</i> .....	10
1.2.6	Lubricantes.....	10
1.2.6.1	<i>Lubricante sintético</i> .....	11
1.2.7	Propiedades de los lubricantes .....	11
1.2.7.1	<i>Viscosidad cinemática</i> .....	11
1.2.7.2	<i>Punto de inflamación</i> .....	12
1.2.7.3	<i>Punto de congelación</i> .....	12
1.2.8	Degradación del aceite .....	12
1.2.8.1	Descomposición térmica.....	12
1.2.8.2	Contaminación .....	12
1.2.9	Convección .....	13
1.2.10	Convección forzada .....	13
1.2.10.1	<i>Ventilador axial</i> .....	13
1.2.11	Dinámica de fluidos computacional (CFD) .....	14
1.2.12	ANSYS Fluent .....	14
1.3	Conclusiones del capítulo .....	15
CAPÍTULO 2 .....		16
ANÁLISIS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA. ....		16
2.1	Transferencia de calor.....	16
2.1.1	Calor cedido.....	16
2.1.2	Calor por conducción.....	16
2.1.3	Calor por convección.....	17
2.1.4	Calor por radiación .....	17



2.2	Factor global de transmisión de calor.....	18
2.3	Calor cedido por el intercambiador.....	19
2.4	Transferencia de calor por conducción.....	19
2.4.1	Coeficiente de la convección.....	20
2.5	Número de Reynolds.....	21
2.6	Número de Prandtl.....	21
2.7	Número de Nusselt.....	21
2.8	Análisis de la transferencia de calor.....	22
2.9	Diferencia de temperatura (LMTD).....	22
2.10	Análisis del ventilador.....	23
2.11	Conclusiones del capítulo.....	25
CAPÍTULO 3.....		26
ANÁLISIS DEL DISEÑO TÉRMICO EN EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA.....		26
3.1	Calor disipado al sistema de refrigeración.....	26
3.2	Caudal de aire a través del radiador.....	27
3.3	Caudal de aceite a través del radiador.....	28
3.4	Flujo másico.....	29
3.4.1	Flujo másico del fluido frío (aire).....	29
3.4.2	Flujo másico del fluido caliente (aceite).....	30
3.5	Prediseño del radiador.....	30
3.6	Diámetro hidráulico.....	31
3.7	Diámetro hidráulico de la sección de aleta.....	31
3.8	Diámetro hidráulico de la tubería.....	32
3.9	Cálculo de la velocidad del ventilador.....	32
3.10	Velocidad de circulación del fluido caliente (aceite).....	32

3.11	Número de Reynolds fluido frío (aire).....	33
3.12	Número de Reynolds fluido caliente (aceite).....	34
3.13	Número de Prandtl fluido frío (aire).....	34
3.14	Número de Prandtl fluido caliente (aceite).....	35
3.15	Número de Nusselt para fluido frío (aire).....	35
3.16	Número de Nusselt para fluido caliente (aceite).....	36
3.17	Coefficiente de convección fluido frío (aire).....	36
3.18	Coefficiente de convección fluido caliente (aceite).....	36
3.19	Factor global de transmisión de calor.....	37
3.20	Área total de transferencia de calor.....	38
3.21	Conclusiones del capítulo.....	38
CAPÍTULO 4.....		39
SIMULACIÓN Y EXPOSICIÓN DE RESULTADOS.....		39
4.1	Geometría del intercambiador.....	39
4.2	Parámetro de malla.....	39
4.3	Modelos de simulación que intervienen.....	41
4.4	Aplicación de modelos.....	41
4.4.1	Ecuación de continuidad.....	41
4.4.2	Ecuación de conservación de momento.....	42
4.4.3	Ecuación de conservación de energía.....	42
4.4.4	Modelo de condensación.....	42
4.5	Simulación ANSYS Fluent.....	43
4.6	Conclusiones del capítulo.....	49
CRONOGRAMA.....		50
PRESUPUESTO.....		51

CONCLUSIONES GENERALES .....	52
RECOMENDACIONES GENERALES .....	53
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	54
ANEXOS .....	59

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Fases de un motor 4 tiempos.....	8
Figura 2. Sistema de lubricación por cárter seco.....	9
Figura 3. Intercambiador de calor.....	10
Figura 4. Tipos de lubricante.....	11
Figura 5. Tipos de convección.....	13
Figura 6. Ventilador de radiador eléctrico para motocicleta 12 V. ....	14
Figura 7 Forma de las aletas del radiador.....	30
Figura 8. Geometría del Intercambiador.....	39
Figura 9. Mallado del intercambiador .....	40
Figura 10. Convergencia del mallado para el intercambiador.....	40
Figura 11. Convección forzada.....	44
Figura 12. Temperatura del flujo de en las aletas.....	44
Figura 13. Flujo de aceite a través del intercambiador.....	45
Figura 14. Modelos por utilizar para el intercambiador. ....	45
Figura 15. Geometría del intercambiador convección forzada a 10 [m/s]. ....	46
Figura 16. Geometría del intercambiador convección forzada a 30 [m/s]. ....	46
Figura 17. Geometría del intercambiador convección forzada a 24.23 [m/s]. ....	47
Figura 18. Geometría del intercambiador convección forzada.....	47
Figura 19. Geometría del intercambiador.....	48
Figura 20. Gráfica temperatura vs longitud del tubo.....	48
Figura 21. Comportamiento del fluido. ....	49

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Parámetros de funcionamiento de la motocicleta de 250 cc.....	27
<b>Tabla 2.</b> Parámetros físicos del aire.....	27
<b>Tabla 3.</b> Parámetros físicos del aceite.....	28
<b>Tabla 4.</b> Parámetros de la aleta.....	31
<b>Tabla 5.</b> Parámetros de la tubería.....	31
<b>Tabla 6.</b> Parámetros del aire.....	33
<b>Tabla 7.</b> Parámetros del aceite.....	34
<b>Tabla 8.</b> Condiciones iniciales del aire.....	34
<b>Tabla 9.</b> Condiciones iniciales del aceite.....	35
<b>Tabla 10.</b> Temperaturas de entrada y salida.....	37
<b>Tabla 11.</b> Datos para la simulación.....	43
<b>Tabla 12.</b> Costos de insumos.....	51

## RESUMEN

El presente proyecto tiene como propósito la elaboración del diseño térmico para un intercambiador para una motocicleta de 250 cc el cual pasara por un proceso de convección forzada, el análisis se lo hizo en dos formas, numérico y analítico mediante el software ANSYS, el fluido de trabajo que se empleó es aceite sintético 5w40. Para la metodología se ha empleado un enfoque cuantitativo para lo cual se usará parámetros de medición verificables que permiten una mejor comprensión al momento de comprar los análisis. La geometría que se emplea en este estudio es la del intercambiador de flujo cruzado por convección forzada, en la simulación se aplican modelos matemáticos adecuados para este caso dado resultados con alto índice de confiabilidad por todas las variables que el software toma en cuenta. En los análisis obtenidos refleja que el coeficiente de transferencia de calor por convección con el aire de 48,99 [W/m<sup>2</sup>K], en el proceso de convección forzada se evidencia un 5% de error en la salida de temperatura donde cabe recalcar se trabajó en condiciones de 1 atmosfera de presión y una temperatura ambiente de 20 [°C].

**Palabras clave:** Intercambiador, ANSYS, software, convección, aceite.

## ABSTRACT

The purpose of this project is the elaboration of the thermal design for a heat exchanger for a 250cc motorcycle which will go through a forced convection process, the analysis was done in two ways, numerical and analytical using ANSYS software, the working fluid used is synthetic oil 5W40. A quantitative approach was used for the methodology, for which verifiable measurement parameters will be used to allow a better understanding at the time of purchasing the analysis. The geometry used in this study is the cross-flow exchanger by forced convection, in the simulation mathematical models suitable for this case are applied to give results with high reliability index for all the variables that the software takes into account. The analysis obtained shows that the coefficient of convection with the air is 48.99 [W/m<sup>2</sup>K], in the forced convection process there is a 5% error in the temperature output, where it is important to emphasize that we worked in conditions of one atmospheric pressure and an ambient temperature of 20 [°C].

**Keywords:** Exchanger, ANSYS, software, convection, oil.

## INTRODUCCIÓN

Al inicio de este documento se revisaran antecedentes históricos de distintos autores mostrando diversos puntos de vista los cuales sirven como base para el presente estudio, la investigación suministrará datos referente de un intercambiador de flujo cruzado, el cual permitirá ampliar el conocimiento de diferentes tipos de intercambiadores ya sea en el ámbito personal o de distribución masiva, esto permite tener una idea para la modificación de motocicletas, permitiendo al motor de combustión interna tener una mayor vida útil, de esta manera se elige el fluido de trabajo el Aceite 5W40 sintético, se determina que es usado por sus propiedades entre ellas en arranque de motores a bajas temperaturas y al ser efectivos en altas temperaturas, permitiendo la utilización en varias condiciones climatológicas.

Conjuntamente, se propone el estudio analítico para obtener las variables que el intercambiador de calor genera en el proceso de refrigeración del aceite 5W40, permitiendo determinar el adecuado dimensionamiento de los tubos y aletas del intercambiador.

Seguidamente, se plantea conocer el funcionamiento del intercambiador de calor por flujo cruzado, para lo cual se ha previsto determinar los números adimensionales matemáticamente y permitan conocer el efecto convectivo que tendrá el intercambiador de calor por la convección forzada.

Identificando un método más efectivo para el análisis de mecanismos es la dinámica computacional de fluidos (CFD), mediante la herramienta ANSYS Fluent que estudia el comportamiento de diversas propiedades termodinámicas mediante modelos que emplea esta herramienta. Permitiendo entender el comportamiento del aceite 5W40, asimismo mostrar las soluciones computacionales sin la necesidad de la experimentación.



## **PROBLEMA**

El problema por estudiar se basa en la existencia de diversos estudios metódicos, numéricos y prácticos, de la causa para la refrigeración de una motocicleta por convección natural. Sin embargo, no se han realizado estudios con el uso de la convección forzada en los motores de 250 cc a pesar de ser de los más utilizados, siendo esta una razón indispensable para ampliar el estudio analítico y numérico

Las propiedades físicas y químicas de los aceites generalmente están determinadas para un rango de temperatura específico el cual no siempre se puede mantener por distintas circunstancias físicas o climáticas, pero con la ayuda de la convección forzada se podría dar solución a esta problemática.

Otro obstáculo que existe en este tipo de refrigeración viene a ser el porte para el enfriamiento en un intercambiador no forzada ya que está sujeta al movimiento de la motocicleta, si se encuentra estática genera un sobrecalentamiento del aceite mientras que si se encuentra a una alta velocidad puede llegar a sub enfriar el aceite y puede generar daños internos.

Al descubrir la velocidad ideal para el funcionamiento del ventilador, que permita mantener la refrigeración constante y controlada permitirá evitar altas o bajas temperaturas previniendo el deterioro o daño del sistema.

Se optó el uso software CFD de ANSYS debido a la fiabilidad de sus resultados en comparación a la realidad, además de ser un método computacional dominante en la simulación de fluidos en movimiento.

## **OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS.**

### **Objetivo general:**

Analizar numéricamente la refrigeración del aceite mediante convección natural y convección forzada de una motocicleta de 250 cc.

### **Objetivos específicos son:**

- Conocer la transferencia de calor durante el proceso de convección forzada para la refrigeración de aceite.
- Diseñar térmicamente el radiador de la motocicleta de 250 cc para la refrigeración del aceite de motor.
- Simular mediante CFD de ANSYS el proceso de refrigeración por convección forzada del aceite de una motocicleta de 250 cc.
- Comparar los resultados obtenidos de forma analítica con los numéricos bajo condiciones establecidas de diseño, para el análisis flujo de aceite en el proceso de convección forzada.

## CAPÍTULO 1

### ASPECTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA EN UNA MOTOCICLETA

#### 1.1 Estado del arte

La sociedad busca la manera de transportarse de forma segura con un costo razonable y un menor tiempo entre distintos puntos a los que se deben movilizar, estos aspectos son claves en la elección de cada individuo dado que en la sociedad actual requiere un transporte sostenible que se adapte a la infraestructura actual y con impacto medioambiental relativamente mínimo por lo tanto la motocicleta es la que se ajusta a estas necesidades [1].

Corti et al. [2] Utilizaron un modelo térmico que permita analizar los efectos que tienen los componentes del sistema, como lo es también en la capacidad de refrigeración para alcanzar y mantener la temperatura objetivo como en la potencia que requiere.

Naderi et al. [3] Diseñaron un mapa inteligente de enfriamiento sensible a la velocidad de carga para tener un sistema de gestión térmica de alto rendimiento en un motor de combustión interna donde no se produce sobre enfriamiento en la carga parcial ni subenfriamiento en la carga completa, de tal manera que al mantener el motor caliente y libre de daños aumenta la eficiencia del motor de combustión interna como motor térmico de acuerdo al ciclo ideal de Carnot .

Rawashdeh. [4] Analizó el método de refrigeración de un motor en el automóvil, dado que el sistema de enfriamiento del motor tiene un gran impacto en la eficiencia de combustible y cumple con las normas de emisión, el diseñador del vehículo debe comprender el equilibrio entre el arrastre debido al flujo de aire de enfriamiento y el flujo de aire requerido para enfriar el motor por lo tanto se propone una nueva metodología para colocar el condensador en la trayectoria del flujo de aire de refrigeración que no altera el rendimiento térmico del radiador.

Wang et al. [5] Simularon la gestión térmica debajo del capó, tomando en cuenta el modelo de refrigeración del motor como principal fuente de calor de todo el ciclo, su función es proporcionar el rechazo del calor que necesita la transferencia de calor

mediante el uso de refrigerante y aceite, donde el enfriamiento de aceite está modelado por un programa 1D y puede simular de dos formas diferentes; Una forma es la potencia fija y la otra es la representación experimental, la igualdad de transferencia de calor permite conseguir, temperaturas de salida ya que hay disipación de calor del enfriador de aceite.

Dasore et al. [6] Realizaron una investigación numérica comparativa de aletas rectangulares y elípticas para motores de combustión interna que son refrigerados por aire y la mejora del intercambio de calor por depresiones como sustituto de las proyecciones en la superficie del aluminio y el motivo se acredita al principio de lavado de fluidos en las depresiones, dando como resultado que la aleta elíptica ha exhibido ligeramente mejores características de transferencia de calor que la aleta rectangular y el factor de entrega de calor por convección superficial promedio para una aleta elíptica es  $57.04 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  y para las aletas rectangulares es  $54.15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

Aliriza [7] Desarrolló el control basado en la predicción de un sistema autónomo de refrigeración del motor para condiciones variables de funcionamiento donde el diseño de los sistemas para la refrigeración del motor consta de dos etapas de las cuales, el primero es obtener un modelo de circuito abierto que muestre la dinámica del sistema y el segundo es determinar las limitaciones de la amplitud, la tasa de cambio de la señal de control de la bomba y la válvula dando como resultado el tiempo de calentamiento del motor, igual que el derroche de energía de la bomba, el gasto de combustible, las emisiones de NOx y las muestras de HC se han reducido en un 36.585 %, 36.076 %, 1.416 %, 16.846 %, 46.779 %, respectivamente, en comparación con los convencionales.

Yu et al. [8] Investigaron experimentalmente sobre los efectos de la dilución del diésel en la lubricación del motor en los aditivos modificadores del rozamiento, modificadores de la viscosidad y anti desgaste, las pruebas de "0W-30D" y "0W-30" están destinadas a mostrar los efectos de la dilución del combustible en el rendimiento de la lubricación, mientras que de "0W-16" tienen la intención de revelar si las causas de las discrepancias entre "0W-30" y "0W-30D" son de naturaleza reológica o química dando como resultado el lubricante diluido "0W-30D" tiene un coeficiente de fricción más alto que el de "0W-30" y "0W-16" y se debe a la existencia de diésel que impide que los aditivos superficiales formulados se adhieran y actúen sobre las superficies en contacto.

Singh et al. [9] Optimizaron el comportamiento tribológico de AISI 4140 bajo nanopartículas de cenizas volantes en aceite lubricante de motor para mejorar el rendimiento de los materiales, donde estos nano aditivos tienden a ahorrar energía y aumentan la eficiencia del sistema, reveló que las nano cenizas volantes con los tensoactivos y estabilizadores adecuados pueden intensificar la vida útil de los elementos automotrices y los tensoactivos adecuados, la tendencia a la aglomeración de nanopartículas en diferentes lubricantes puede representar un desafío para la investigación y puede explorarse más a fondo.

Kałużny et al. [10] Redujeron la fricción y las vibraciones del motor con trazas de nanotubos de carbono en el aceite lubricante donde se demostró los mejores parámetros de lubricación de los aceites lubricantes debido a la adición de nanotubos de carbono, sin embargo este beneficio es de corta duración debido a la re aglomeración autoinducida de nanotubos en grandes concentraciones en el aceite, al investigar los efectos de la fricción en cantidades mínimas de nanotubos al 0.03 % los efectos de re aglomeración se suprimen eficazmente, se observó una reducción de la fricción del motor del 6 % y una reducción de vibración muy fuerte de hasta un 30 % en la prueba del motor encendido.

Fatigati, Battista y Cipollone [11] Mejoraron el diseño de bomba volumétrica para refrigeración de motores en el sector transporte desarrollando un nuevo enfoque de optimización basado en el modelo de bomba giratoria de paletas deslizantes, el estudio de la dinámica computacional de fluidos (CFD) se usó para evaluar las fuerzas internas de una bomba de desplazamiento variable y los efectos de la velocidad de la bomba sobre la fuerza interna es mayor que el de la excentricidad de la bomba, como consecuencia la eficiencia global mejoró hasta un 50 % al adoptar la mejor relación de aspecto geométrico y la reducción de la potencia de fricción siendo este el beneficio más relevante.

Singha y Tyagi [12] Analizaron la resistencia, corrosión en acero aleado y anillo de desgaste compuesto de vidrio, en una bomba de agua de refrigeración del motor del automóvil, los anillos de desgaste de las bombas de enfriamiento del motor en automotores generalmente están hechos de aleación de acero inoxidable AISI 4304, además se selecciona un compuesto reforzado con fibra de vidrio como material alternativo para los anillos de desgaste metálicos como resultado no hay corrosión galvánica en los anillos de desgaste con fibra de vidrio, ya que se comporta como un material inerte y no se puede iniciar ningún proceso de electrólisis.

Kuman y Subidhi [13] Prepararon, caracterizaron y analizaron la transferencia de calor de nano fluidos utilizados para refrigeración de motores donde estudian las propiedades como, conductividad térmica y la viscosidad, en la que los nano fluidos en el enfriamiento del radiador del automóvil son una forma efectiva de lograr la demanda moderna de un sistema de enfriamiento altamente eficiente en los vehículos, obteniendo los números de Nusselt y Reynolds en una serie de concentración para diferentes materiales mejorando la transferencia de calor en alrededor de 15-20 % y máximo se observó aproximadamente 193 %.

Ameel et al. [14] Estudiaron los intercambiadores de calor compactos, establecieron el factor de transmisión de calor a partir de las mediciones en la caja negra, utilizando solo cálculos CFD y los datos experimentales tomaron en cuenta la fuerte variación local del factor de transferencia de calor junto con la temperatura de fluido dando lugar a complicaciones adicionales por la interacción entre estos dos efectos. Discutieron un método correcto para evaluar la eficiencia en este caso general donde la técnica que se utiliza para deducir la eficiencia es partiendo de simulaciones CFD como un paso de post procesamiento. El método propuesto ofrece una muy buena estimación de la eficiencia, siendo importante tener en cuenta el efecto del cambio de temperatura a granel en el cálculo, combinando la simulación de la aleta real con una simulación de una aleta isotérmica, se puede determinar la eficiencia logrando ignorar el efecto de la diferenciación del factor de transferencia de calor.

## **1.2 Aspectos teóricos**

### **1.2.1 Motor de combustión interna**

El motor es un conjunto de piezas mecánicas, el cual ayuda a conseguir energía mecánica a partir de un fluido de trabajo que se ha generado por medio de la combustión, este tipo de motores son los principalmente utilizados en aplicaciones de transporte terrestre, marítimo y aéreo dado como resultado una competencia a motores eléctricos en determinadas aplicaciones [15].

La disminución de la presión, la densidad del aire y composición son los factores que afectan mayormente en los motores de combustión interna, asimismo disminuye el rendimiento con la altitud dado a que la presión del cilindro disminuye, además influye

el tipo de combustible que se utiliza, esto conlleva a que se pierda presión de bombeo y con esto se reduce el contrapeso en la salida del sistema. [16].

### 1.2.2 Motores de 4 tiempos

Los motores denominados de 4 tiempos son comúnmente implementados en vehículos de dos ruedas son utilizados como vehículos personales como de trabajo y su demanda ha provocado que exista una gran competencia en el mercado.

Los cuatro tiempos carrera de succión, carrera de compresión, carrera de potencia y carrera de escape son los que permiten tener una menor contaminación, la potencia de salida de un motor mono cilindro puede oscilar entre los 7 y los 214 CV, la capacidad cubica de un motor juega un papel importante, ya que según esta atrae mayor cantidad de aire al cilindro lo que provoca una mayor potencia, el par y su velocidad dado que es directamente proporcional [17].

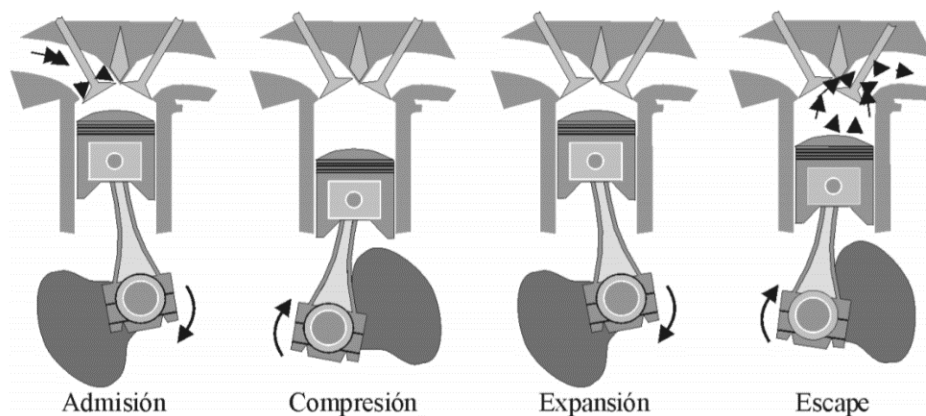


Figura 1. Fases de un motor 4 tiempos.[18]

### 1.2.3 Enfriamiento de motores de combustión.

El flujo calorífico que se transmite a los componentes de la cámara de combustión es elevado, proporcionando como consecuencia que más de la mitad de la energía térmica sea transferida al pistón, el cual tiende a deformarse de una forma abrupta si no se lo enfría a tiempo; Por lo cual la refrigeración es uno de los componentes definitivos en el diseño de un motor [19].

#### 1.2.3.1 Refrigeración por aire

El ambiente es el fluido que separa el calor desde las paredes del motor, siendo inevitable aumentar la superficie de este para aumentar la transferencia de calor, adicionalmente se

utilizan aletas que aprovechan la velocidad del vehículo o también se utilizan ventiladores que presionan al aire a circular entre las aletas y de esta manera optimizar el funcionamiento dando como resultado una mayor transmisión de calor por convección [20].

### 1.2.3.2 Refrigeración por líquido

El motor dona calor al fluido refrigerante que en su mayoría es agua, aditivos o aceite, los cuales sirven como agente intermedio para la disipar el calor del motor a la atmósfera, adicionalmente para el correcto funcionamiento se necesita una bomba de agua o aceite para mantener el flujo del líquido y del radiador para ceder el calor a la atmósfera [20].

### 1.2.4 Sistema de lubricación de motocicleta de 4 tiempos

El aceite es desplazado por un tubo mediante una bomba la cual se encarga de propulsar el aceite a todos los elementos del motor, los cubre para evitar el desgaste y reducir la fricción, los beneficios que tiene este tipo de lubricación es proteger el motor, los cambios y el embrague bajo cualquier operación, para obtener la máxima potencia del motor en el momento de su uso y prolonga la vida útil del aceite lubricante [21].

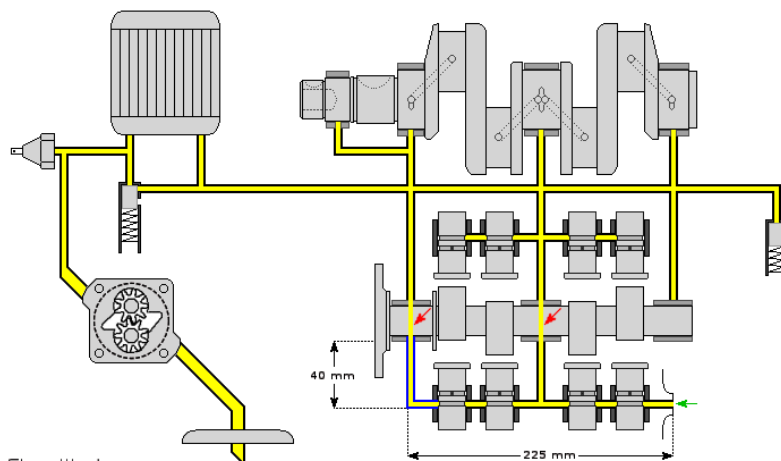


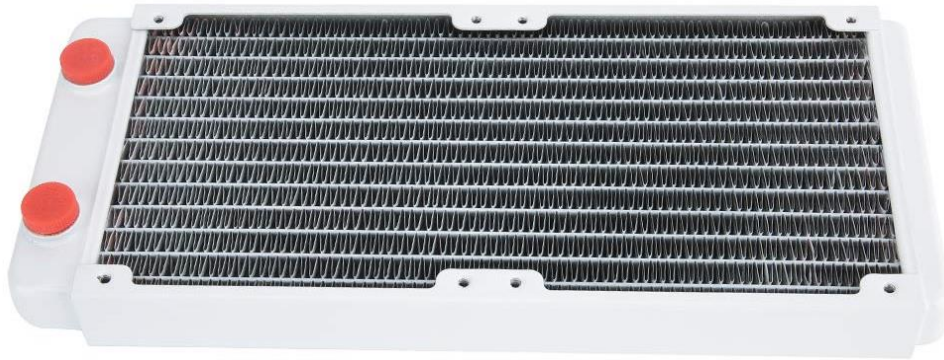
Figura 2. Sistema de lubricación por cárter seco [21].

### 1.2.5 Intercambiadores

Los intercambiadores de calor son una herramienta para ahorrar energía, estos recuperan el calor residual para la generación de energía y calefacción sin adicionar energía. El uso del calor residual mejora la eficiencia permitiendo ahorrar energía y reducir emisiones [22].



Es una tubería que tiene láminas de metal las cuales constituyen un panel que transmite la temperatura, se localiza en la parte frontal y recibe directamente el aire según con la velocidad que se mueva el vehículo, el refrigerante pasa por las tuberías disminuyendo su temperatura antes de ingresar nuevamente al motor y de esta manera cumplir todo el ciclo de refrigeración [23].



**Figura 3.** Intercambiador de calor [24].

#### ***1.2.5.1 Intercambiador de calor con aletas***

Los intercambiadores con aletas se utilizan cuando un fluido es un gas y el líquido fluye dentro de los tubos, los sistemas de enfriamiento se han utilizado ampliamente como radiadores de automóviles y calentadores de aire automotriz, tienen un funcionamiento de baja carga cuando las velocidades del aire son perpendiculares al eje de tubo y el líquido que recorre dentro del tubo [25].

#### **1.2.6 Lubricantes**

La lubricación es el uso de un material para disminuir el rozamiento entre una superficie y otra que se encuentran en movimiento, este material se lo denomina lubricante que puede ser líquido o semilíquido, los lubricantes también ayudan a reducir el desgaste y a menudo a evitar el sobrecalentamiento o corrosión [26].

Mayormente los lubricantes provienen de origen petroquímico o sintético, estos vienen a ser tóxicos y no son biodegradables lo que genera contaminación en la fabricación y también en su uso, una consecuencia de esto es el agotamiento del petróleo y un aumento en su costo lo que incentiva el desarrollo de lubricantes verdes [27].



**Figura 4.** Tipos de lubricante [28].

### ***1.2.6.1 Lubricante sintético***

Son elaborados en laboratorios a partir de elementos naturales fragmentando las moléculas y reconstruyéndolas para eliminar aquellas que no poseen cualidades lubricantes y remplazándolas por otras que ayuden a mejorar la lubricación, adicionalmente son más caros de fabricar que el aceite mineral que presentan limitaciones en su uso y puede llegar a provocar desgaste prematuro por las moléculas que son perjudiciales a los materiales del motor [29].

### **1.2.7 Propiedades de los lubricantes**

Las propiedades de los lubricantes son fundamentales en los distintos usos y la forma en la que se miden las propiedades es muy importante en el momento de su fabricación. Las normas utilizadas en el desarrollo de lubricantes son dadas por el organismo norteamericano ASTM aceptadas alrededor del mundo [30].

#### ***1.2.7.1 Viscosidad cinemática***

Es el aspecto fundamental al elegir un lubricante el cual se mide en centistokes (cSt) a una temperatura que suele ser de 40 y 100 °C, la base más ligera tiene la viscosidad de 2 cSt mientras que la más alta esta alrededor de los 45 cSt. La lubricación es fundamental para asegurar un correcto funcionamiento de los componentes en movimiento [30].

### ***1.2.7.2 Punto de inflamación***

Es la temperatura en la que una sustancia arde en llamas en al menos 5 segundos, cuando pesado es el aceite mayor será su temperatura de inflamación, en el caso de los aceites ligeros su temperatura de inflamación está alrededor de los 105 °C [30].

### ***1.2.7.3 Punto de congelación***

Es la temperatura mínima de uso y a la cual se congela el producto, en los aceites convencionales el punto de congelación está alrededor de los -9°C mientras que en el caso de los sintéticos se considera menos a los -20 [°C] a -40 [°C] [30].

## **1.2.8 Degradación del aceite**

El desgaste del aceite inicia cuando se destapa el envase y tiene contacto con el aire, lo que inicia el proceso de oxidación dando el color característico del aceite, pero no afecta a su composición, otro de los inconvenientes que se puede tener es la precipitación de los aditivos, aunque no es muy común dado a que ocurre con aceites de muy baja calidad y de una observación al momento de la fabricación.

Un aceite lubricante que pierde sus propiedades provoca el mal funcionamiento en el motor incluso al desgaste prematuro de componentes internos, la mayoría de los aceites lubricantes tienden a degradarse por factores como la oxidación, contaminación, altas velocidades, ambientes agresivos o impotencia de los aditivos [31].

### ***1.2.8.1 Descomposición térmica***

Se descompone a causa de un calor excesivo que se da sobre todo en la cámara de combustión que es el lugar con altas temperaturas del sistema donde se alcanzan temperaturas promedio del aceite de 200 y 300 [°C], por cada 10 [°C] de incremento en la temperatura se reduce a la mitad su vida útil [32].

### ***1.2.8.2 Contaminación***

El aceite adquiere sustancias extrañas al paso de su vida útil, como pueden ser del mismo aceite como también parte del sistema de lubricación, los elementos más comunes en

estos casos es el desgaste de piezas, impurezas y polvos atmosféricos además de lacas o barnices que vienen del desgaste del aceite [33].

### 1.2.9 Convección

Es la manera de transferir energía de un plano solido a un líquido o gas que se localiza en circulación, siendo directamente proporcional la velocidad con la transmisión de calor. La ausencia de corriente en masa del fluido se conoce como transmisión pura o natural, mientras que si existe movimiento en masa del fluido incrementa la transmisión de calor, pero dificulta la determinación de la tasa de trasmisión de calor [34].

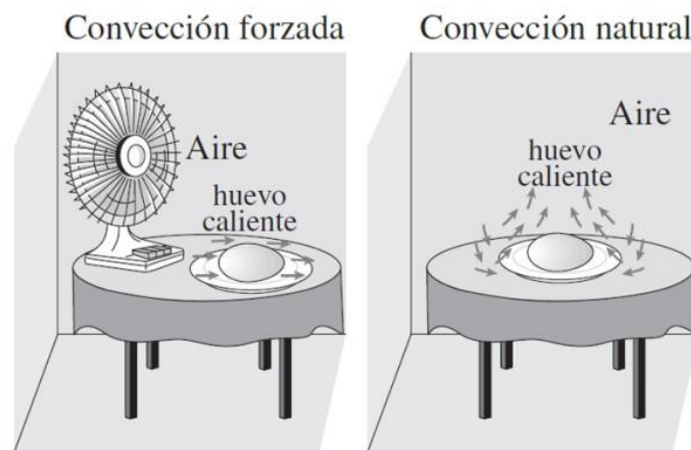


Figura 5. Tipos de convección [35].

### 1.2.10 Convección forzada

La convección forzada es producto del movimiento intencional del fluido mediante bombas ventiladores o agitadores, la magnitud de convección forzada es decenas o cientos de veces mayor a la que se obtiene por convección natural por lo que permite desplazar el calor con una mayor eficiencia [36].

#### 1.2.10.1 Ventilador axial

Es un dispositivo que llega a producir un amplio rango de caudales volumétricos e incrementos de presión, el incremento de presión es menor a comparación al caudal másico que produce, dando como resultado que este sea más elevado que otros tipos de ventiladores por lo que son utilizados para refrigerar distintos componentes y así desplazar el calor [37].



**Figura 6.** Ventilador de radiador eléctrico para motocicleta 12 V [38].

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

Las simulaciones numéricas se las implementan en el desarrollo de la ingeniería, por la disponibilidad de las computadoras y sus ventajas en los cálculos numéricos en su velocidad, seguridad al igual que los costos reducidos aportando a la investigación y análisis de fenómenos complejos que de manera experimental o analítica que dificultan su estudio. Las simulaciones tienen como fin encontrar modelos que puedan predecir los fenómenos de redistribución al cambiar los parámetros y validando los resultados con datos experimentales, las aplicaciones que tiene el CFD son en flujos alrededor de bancos, aviones, y automóviles donde generalmente no tienen expresiones por la complejidad de la geometría que comprenden estos elementos [39].

Por la complejidad de fluidos multifásicos se crearon herramientas como lo son la dinámica computacional de fluidos (CFD) que permiten el uso de geometrías CAD donde se implementan una malla estructurada en bloque, las que pueden construir mallas hexaédricas con geometrías complejas y adicionalmente usando el CFD se pueden crear mallas estructuradas y no estructuradas [40].

### **1.2.12 ANSYS Fluent**

El ANSYS Fluent es la mejor herramienta para la dinámica computacional de fluidos (CFD) que se puede aprovechar, el que permite simular las reacciones químicas de geometría complejas sobre todo el flujo y la transferencia de calor donde se flexibiliza la malla completa permitiendo resolver problemas de flujo con bastante simplicidad donde se puede resolver mallas 2D triangulares, 3D tetraédricos, hexagonal, poliédrico y malla

mixta, además se puede establecer las condiciones de entorno, fluido, ejecución y resultado [41].

### **1.3 Conclusiones del capítulo**

En consecuencia la información obtenida se ultima que, un motor permite obtener energía mecánica partiendo de un fluido de trabajo que se ha generado por medio de la combustión, produciendo un flujo de calor que se transmite a los componentes de la cámara de combustión obteniendo como resultado que la mitad de la energía térmica sea transferida al pistón el cual tiende a deformarse de una forma abrupta si no se lo enfría a tiempo dando lugar al fluido refrigerante que en su mayoría es agua, aditivos o aceite, los cuales sirven como agente intermedio para disipar el calor del motor para el correcto funcionamiento.

En cuanto al aceite este es desplazado por un tubo mediante una bomba que se encarga de propulsar a todos los elementos del motor y los cubre para evitar el desgaste y reducir la fricción, gran parte de los lubricantes provienen de origen petroquímico o sintético lo que genera contaminación en su fabricación, La mejor implementación en el sistema de refrigeración y lubricación son los aceites sintéticos, que a partir de elementos naturales se modifican sus moléculas y estas se reconstruyen para poseer cualidades que ayuden a mejorar la lubricación.

Mientras tanto que el método de desplazamiento del calor mediante convección es una forma de transferir energía de un plano sólido a un líquido o gas, que se desplaza y para su optimización la convección forzada es la idónea ya que es producto del movimiento intencional del fluido mediante ventiladores dando como resultado que la magnitud de convección forzada es mayor a la que se obtiene por convección natural por lo que permite desplazar el calor con una mayor eficiencia.

## CAPÍTULO 2

### ANÁLISIS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA.

El presente capítulo se direcciona a los métodos de convección forzada desde la exploración de formulaciones, parámetros y ecuaciones que son precisas para el funcionamiento del intercambiador, para esto se ha llevado a cabo la investigación de fórmulas y ecuaciones que permitan facilitar la obtención y análisis de resultados que se obtengan en la simulación permitiendo determinar si la convección forzada presta mejor rendimiento en la motocicleta.

#### 2.1 Transferencia de calor

La ecuación fundamental de transmisión de calor generado, el calor concedido por el intercambiador es absorbido por el medio, verificando que el equilibrio térmico se cumple y facilitando la siguiente ecuación (1) [42].

$$Q_{perdido} = Q_{ganado} \quad (1)$$

##### 2.1.1 Calor cedido

El calor que cede el intercambiador esta dado por el diferencial de temperatura entre el fluido y el ambiente permitiendo establecer la ecuación (2) [43].

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

Donde:

$\dot{Q}$ : Calor entregado, [W].

$\dot{m}$ : Creciente másico, [kg/s].

$c_p$ : Calor específico, [kJ/kg C].

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

##### 2.1.2 Calor por conducción.

La transferencia por conducción se suministra, cuando el fluido con más energía transmite al de menos energía y se lo establece con la ecuación (3)[44].

$$Q_{cd} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta L} \quad (3)$$

Donde:

$k$  : Conductividad del material, [W/m·K].

$A$  : Área de transmisión, [m<sup>2</sup>].

$T_1$  : Temperatura al interior, [K].

$T_2$  : Temperatura al exterior, [K].

$\Delta L$  : Espesor del tubo, [m].

### 2.1.3 Calor por convección

La transmisión de calor en la convección se suministra al intercambiador cuando las partículas de aire colisionan con las paredes del intercambiador provocando la transferencia de calor que se determina la ecuación (4)[45].

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

Donde:

$h$  : Factor de transmisión por convección, [W/m<sup>2</sup>·K].

$A_s$  : Espacio de la superficie, [m<sup>2</sup>].

$T_s$  : Temperatura externa del intercambiador, [K].

$T_\infty$  : Temperatura ambiental, [K].

### 2.1.4 Calor por radiación

La transferencia de calor por radiación se establece como un fenómeno superficial el cual se puede o no calcular debido a que la radiación generada en el exterior es mínima y se la puede determinar con la ecuación (5) [46].

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



Donde:

$\xi$  : Componente de emisividad,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .

$\sigma$  : Invariable de Stefan-Boltzmann  $5.6 \times 10^{-8}$ ,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4]$ .

$A_s$  : Espacio de la superficie,  $[\text{m}^2]$ .

## 2.2 Factor global de transmisión de calor.

El intercambiado de calor está relacionado con 2 médulas las cuales se encuentran separadas por una pared, tomando en cuenta que el intercambiador de calor se lo considera como a varios cilindros se establece tres módulos de transmisión de calor, para tener como resultado la resistencia térmica total se considera la ecuación (6) [47].

$$R_{total} = R_{cv1} + R_{cond} + R_{cv2} \quad (6)$$

Donde:

$R_{cv1}$  : Tenacidad a la convección interna,  $[\text{K}/\text{W}]$ .

$R_{cond}$  : Tenacidad a la conducción de la pared del cilindro,  $[\text{K}/\text{W}]$ .

$R_{cv2}$  : Tenacidad a la convección externa,  $[\text{K}/\text{W}]$

Como resultado se obtiene el factor global de transmisión de calor como gobierna la ecuación (7) [47].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_{out}}} \quad (7)$$

Donde:

$U$  : Factor integral de transmisión de calor,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .

$h_{in}$  : Factor convectivo interno,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .

$h_{out}$  : Factor convectivo externo,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .

$r_1$  : radio interno, [m].

$r_2$  : radio superficial, [m].

### 2.3 Calor cedido por el intercambiador

El intercambiador de calor transfiere continuamente el calor entre medio hasta llegar a un equilibrio térmico permitiendo así determinar el calor cedido de un medio al otro por medio de la ecuación (8) [48].

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (8)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond}$  : Calor concedido, [W].

$\dot{m}$  : Creciente másico, [kg/s].

$h_2$  : Entalpia en la salida del intercambiador, [kJ/kg].

$h_1$  : Entalpia en la entrada del intercambiador, [kJ/kg].

El calor cedido por el refrigerante se determina en la transmisión de calor integral como se describe en la ecuación (9) [49].

$$\dot{Q}_{cond} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (9)$$

Donde:

$A$  : Área de transmisión, [m<sup>2</sup>].

$U$  : Factor integral de transmisión, [W/m<sup>2</sup> K].

$LMTD$  : Media logarítmica, [K].

### 2.4 Transferencia de calor por conducción.

El calor perdido de forma invariable a través del muro del tubo se transmite al exterior, tomando en cuenta la diferenciación de la temperatura de la pared interior como exterior y además la resistencia térmica de la pared del tubo se establece la ecuación (10).

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_i - T_e}{R_{cil}} \quad (10)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond,cil}$  : Calor entregado, [W].

$T_i$  : Temperatura del interior del tubo, [K].

$T_e$  : Temperatura del exterior del tubo, [K].

$R_{cil}$  : Resistencia térmica, [K/W].

La resistencia por conducción de un cilindro o de una superficie de geometría cilíndrica se la establece con la ecuación (11) [50].

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_e - r_i)}{2\pi Lk} \quad (11)$$

Donde:

$L$  : Extensión del cilindro, [m].

$k$  : Factor de conductividad, [W/m K].

#### 2.4.1 Coeficiente de la convección

La determinación del factor de convección forzada se establece por medio del número de Nusselt (Nu) siendo adimensional, el factor está en manos de números adimensionales tales como Reynolds (Re) y Prandtl (Pr), al obtener el número de Nusselt se obtiene el factor de convección forzada  $h$  para lo que se debe obtener el diámetro de tubería  $D$  y la conductividad térmica  $k$  como lo establece la ecuación (12) [51].

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \quad (12)$$

## 2.5 Número de Reynolds

Reynolds es el resultado de una unión de cuatro variables como lo son el diámetro en el tubo, densidad, viscosidad y velocidad del fluido y se lo determina como se lo muestra en la ecuación (13) [52].

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (13)$$

Donde:

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

$V$  : Velocidad, [m/s].

$D$  : Diámetro hidráulico, [m].

$\mu$  : Viscosidad dinámica, [Pa·s].

El Reynolds nos permite considerar a un fluido como laminar si  $\text{Re} < 2300$ , si  $2300 < \text{Re} < 10000$  se considera que es un fluido turbulento y si  $\text{Re} > 10000$  completamente desarrollado.

## 2.6 Número de Prandtl

Prandtl es adimensional, el que establece peculiaridad del transportador de calor o llamado difusividad molecular el que relaciona la difusividad del movimiento y la difusividad térmica como se lo plantea en la ecuación (14) [53].

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (14)$$

Donde:

$\nu$  : Difusividad de movimiento, [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>].

$\alpha$  : Difusividad de calor, [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>].

## 2.7 Número de Nusselt

Nusselt permite la cuantía de la cantidad de entrega de calor a partir de la superficie y describe como el calor que se transfiere por convección a través de los fluidos como se determina en la ecuación (15) [54].

$$Nu = \frac{0.037 Re^{0.7} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{0.67} - 1)} \quad (15)$$

## 2.8 Análisis de la transferencia de calor

El intercambiador transmite el calor producido a través de la convección por la pared que lo separa con el medio por lo que es indispensable establecer el factor total de transmisión de calor, para establecer el calor de transmisión entre los fluidos por medio de la ecuación (17) [55].

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (17)$$

La capacidad calorífica de los fluidos en mención se los establece con las ecuaciones (18) y (19).

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (18)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{hc} \quad (19)$$

Donde:

$\dot{m}_c$  : Creciente másico frio, [kg/s].

$C_{pc}$  : Calor específico frio, [J/kg·K].

$\dot{m}_h$  : Creciente másico caliente, [kg/s].

$C_{ph}$  : Calor específico caliente, [J/kg·K].

## 2.9 Diferencia de temperatura (LMTD)

El diferencial de temperatura entre los fluidos se modifica en cada lugar del intercambiador de calor y establece una razón de transmisión donde al utilizar  $\Delta T_{\log}$  el cual permite utilizar temperaturas al ingreso y expulsión del fluido caliente y frio y se la establece en la ecuación (20)[56].

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (20)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (21)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (22)$$

Donde:

$LMTD$  : Diferencia de temperatura, [°C].

$T_{c,out}$  : Temperatura a la salida del líquido frio, [°C].

$T_{c,in}$  : Temperatura a la entrada del líquido frio, [°C].

$T_{h,out}$  : Temperatura a la salida del líquido caliente, [°C].

$T_{h,in}$  : Temperatura a la entrada del líquido caliente, [°C]

## 2.10 Análisis del ventilador

Los ventiladores trabajan con fluido que es un gas por lo que no se toma en cuenta la altura sino la cantidad de gradiente de presión entre el ventilador y el fluido en este caso aire, con esto la variación de presión en un número infinito de alabes se lo plantea con la ecuación de Euler descrita en la ecuación (23) [57].

$$\Delta \rho_t = \rho \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \quad (23)$$

Donde:

$\Delta \rho_t$  : Variación de presión, [Pa].

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

$u$  : Velocidad del rotor, [m/s].

$c$  : Velocidad absoluta del fluido, [m/s].

$w$  : Velocidad relativa del rotor, [m/s].

La variación de presión existente en el fluido por medio del ventilador es menor la calculada como la pérdida que experimenta el rotor y será equivalente a la variación de presión asociada en entrada y salida del intercambiador como se lo describe en la ecuación (24)[57].

$$\Delta\rho = \Delta\rho_t - \Delta\rho_R = \rho_{out} - \rho_{in} + \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} \quad (24)$$

El cálculo del provecho hidráulico del ventilador llega establecido por la ecuación (19)[57].

$$\eta_H = \frac{\Delta\rho}{\Delta\rho_t} \quad (25)$$

En el motor eléctrico del ventilador con la potencia eléctrica se convierte en mecánica permitiendo de esta manera el movimiento de las aspas del ventilador, en el caso ideal la operación de un ventilador sin ninguna pérdida la energía eléctrica será igual a la energía cinética del aire como se expresa en la ecuación (20)[58].

$$E_{entrada} = E_{salida} \quad (26)$$

$$W_{eléctrico} = \dot{m}_{aire} E_{salida} = \dot{m}_{aire} \cdot \frac{V_{salida}^2}{2} \quad (27)$$

Al despejar  $V_{salida}$  se obtiene la velocidad máxima de salida del aire en un ambiente ideal como se expresa en la ecuación (22).

$$V_{entrada} = \sqrt{\frac{2 \cdot W_{eléctrico}}{\dot{m}_{aire}}} \quad (28)$$

Donde:

$V_{entrada}$  : Velocidad límite de salida, [m/s].

$\dot{W}_{\text{electrico}}$  : Potencia eléctrica, [W].

$\dot{m}_{\text{aire}}$  : Flujo másico, [kg/s].

## 2.11 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo las ecuaciones descritas son un análisis de cuantificaciones siendo necesarios para el correcto trabajo de un intercambiador, por lo que las ecuaciones elegidas van de acuerdo con el funcionamiento del intercambiador prevaleciendo las características termodinámicas de los fluidos que interactúan en la causa de transmisión de calor.

Los parámetros propuestos en el estudio de la convección forzada son los acertados tomando en cuenta que se tendrá como referencia la convección natural para de esta manera hacer una comparación y llegar a encontrar el dimensionamiento del intercambiador.



## CAPÍTULO 3

### ANÁLISIS DEL DISEÑO TÉRMICO EN EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DEL ACEITE SINTÉTICO POR CONVECCIÓN FORZADA.

En este capítulo se realiza estimaciones de parámetros de los fluidos involucrados en el desarrollo de canje de calor entre el aceite (fluido caliente) y aire (fluido frío), para calcular los coeficientes de convección, factor global de cesión de calor siendo así, con estos encontrar el área de transferencia de calor, ya que ayudará a establecer un diseño geométrico preliminar del radiador.

#### 3.1 Calor disipado al sistema de refrigeración

La energía que obtiene en forma de calor al sistema de refrigeración que se debe ceder al ambiente es un indicador de relevancia siendo la base para el diseño del radiador.

Para calcular este calor se debe implementar la correlación empírica de Lahvic que se consigue a partir de la disipación de calor en motores de combustión. Al implementar varios procedimientos para el procesamiento de datos del calor disipado se estable que, la igualdad semi empírica de Taylor y Toong que emplean ecuaciones de arquetipo convectivo y la similitud con fondo físico de Parish, de esta manera pretende reemplazar la correlación de Lahvic. En la presente investigación se empleara la ecuación de Lahvic debido a que es menos compleja que la de Taylor y Toong y tiene menor cantidad de parámetros [59].

$$Q_{\text{ref}} = \frac{8.66V_t N + 108.93M_t + 1119.74P_e - 1010V_t + 2890}{3412.2}$$

Donde:

$Q_{\text{ref}}$  : Calor disipado, [kW].

$V_t$  : Cilindrada del motor, [l].

$N$  : Revoluciones por minuto.

$M_t$  : Torque, [N·m].

$P_e$  : Potencia efectiva, [kW].

Posteriormente en la tabla 1, se establecen las cuantificaciones de una motocicleta de un cilindraje de 250 cc.

**Tabla 1.** Parámetros de funcionamiento de la motocicleta de 250 cc

<b>Parámetro</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valores</b>
Cilindraje $V_t$	L	0,250
N	RPM	6000
Torque $M_t$	Nm	15
Potencia efectiva $P_e$	kW	12

$$Q_{ref} = \frac{(8.66 \cdot 0.25 \cdot 6000) + (108.93 \cdot 15) + (1119.74 \cdot 12) - (1010 \cdot 0.25) + 2890}{3412.2}$$

$$Q_{ref} = 8,9966[\text{kW}]$$

### 3.2 Caudal de aire a través del radiador

El caudal volumétrico de aire que pasa a través del radiador es una cuantía claramente proporcional con sus medidas definitivas, ya que de esta cuantía altera la cabida de disipación de energía del sistema. Se ha asumido diferentes datos entre ellos la temperatura de entrada y salida del aire.

**Tabla 2.** Parámetros físicos del aire

<b>Parámetro</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valores</b>
Temperatura entrada aire $T_{in\ ai}$	°C	20
Temperatura salida aire $T_{out\ ai}$	°C	50
Calor específico $C_{ai}$	J/kg·K	1012
Densidad $\rho_{ai}$	kg/m <sup>3</sup>	1184
Variación temperatura $\Delta T_{ai}$	°C	30

Se utiliza la siguiente ecuación para obtener el flujo volumétrico del aire.

$$\dot{V}_{ai} = \frac{Q_{ai}}{C_{ai} \rho_{ai} \Delta T_{ai}}$$

Donde:

$\dot{V}_{ai}$ : Flujo volumétrico de aire, [m<sup>3</sup>/s].

$Q_{ai}$ : Calor que se disipa en el aire, [kW].

$C_{ai}$ : Calor específico, [J/kg K].

$\rho_{ai}$ : Densidad, [kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta T_{ai}$ : Variación de la temperatura, [°C].

Así con los parámetros del aire se tiene.

$$\dot{V}_{ai} = \frac{8996.6}{1012 \cdot 1184 \cdot 30}$$

$$\dot{V}_{ai} = 0,0002502[\text{m}^3/\text{s}]$$

### 3.3 Caudal de aceite a través del radiador

El caudal volumétrico de aceite que pasa a través del radiador (tubos rectangulares) el valor es directamente proporcional con sus medidas definitivas ya que, al estar en manos de este valor, altera la capacidad de liberación de energía del sistema. Se ha asumido datos como lo son, temperatura de entrada y salida del aceite.

**Tabla 3.** Parámetros físicos del aceite

Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura entrada $T_{in oi}$	°C	160
Temperatura salida $T_{out oi}$	°C	90
Calor específico $C_{oi}$	J/kg·K	2131
Densidad $\rho_{oi}$	kg/m <sup>3</sup>	852
Variación temperatura $\Delta T_{oi}$	°C	70

Se utiliza la siguiente ecuación para obtener el flujo volumétrico del aceite.

$$\dot{V}_{oi} = \frac{Q_{oi}}{C_{oi} \rho_{oi} \Delta T_{oi}}$$

Donde:

$\dot{V}_{oi}$ : Flujo volumétrico de aceite, [m<sup>3</sup>/s].

$Q_{oi}$ : Calor que se disipa en el aceite, [kW].

$C_{oi}$ : Calor específico, [J/kg K].

$\rho_{oi}$ : Densidad, [kg/m<sup>3</sup>].

$\Delta T_{oi}$ : Variación de la temperatura, [°C].

Así con los parámetros del aceite se tiene.

$$\dot{V}_{oi} = \frac{8996.6}{2131 \cdot 852 \cdot 70}$$

$$\dot{V}_{oi} = 7,0787 \cdot 10^{-5} [m^3 / s]$$

### 3.4 Flujo másico

#### 3.4.1 Flujo másico del fluido frío (aire)

Se utiliza la siguiente ecuación para establecer el flujo másico.

$$\dot{m}_{ai} = \dot{V}_{ai} \cdot \rho_{ai}$$

Donde:

$\dot{m}_{ai}$ : Flujo másico del aire, [kg/s].

$\dot{V}_{ai}$ : Flujo volumétrico, [m<sup>3</sup>/s].

$\rho_{ai}$ : Densidad, [kg/m<sup>3</sup>].

$$\dot{m}_{ai} = 0.002502 \cdot 1184$$

$$\dot{m}_{ai} = 0.2963 [kg / s]$$

### 3.4.2 Flujo másico del fluido caliente (aceite)

Se maneja la siguiente ecuación para establecer el flujo másico.

$$\dot{m}_{oi} = \dot{V}_{oi} \cdot \rho_{oi}$$

Donde:

$\dot{m}_{oi}$  : Flujo másico del aceite, [kg/s].

$\dot{V}_{oi}$  : Flujo volumétrico, [m<sup>3</sup>/s].

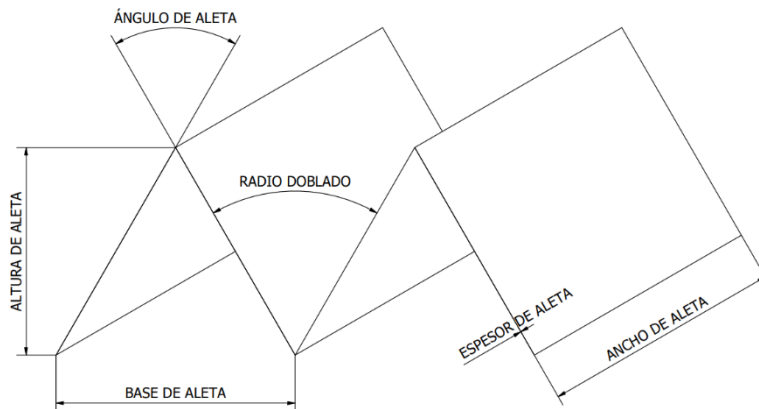
$\rho_{oi}$  : Densidad, [kg/m<sup>3</sup>].

$$\dot{m}_{oi} = 7.0787 \cdot 10^{-5} \cdot 852$$

$$\dot{m}_{oi} = 0.0603 [kg / s]$$

### 3.5 Prediseño del radiador

Las medidas típicas de un radiador para motocicleta de las características establecidas son de 250 [mm] de ancho por 110 [mm] de alto con un espesor de 30 [mm]. Ocupando estas medidas el radiador dispondrá de tuberías horizontales de sección rectangular (medidas 14 [mm] por 2 [mm]) acomodadas en dos filas extendido en todo el alto, alcanzando 21 tuberías y en total por sus dos filas 42 tuberías. La separación entre tuberías en lo alto es de 3 mm, en dicha separación se acomodarán aletas formadas por chapas plegadas en forma de zigzag, como se visualiza en la figura siguiente.



**Figura 7** Forma de las aletas.

**Tabla 4.** Parámetros de la aleta

<b>Parámetro</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Base de la aleta	mm	3
Altura de la aleta	mm	3,5
Área A	mm <sup>2</sup>	3,5
Perímetro mojado P <sub>t</sub>	mm	7,027

**Tabla 5.** Parámetros de la tubería

<b>Parámetro</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Área A <sub>t</sub>	mm <sup>2</sup>	28
Perímetro mojado P <sub>t</sub>	mm	17

### 3.6 Diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico es la referencia de la sección de un tubo o canal genérico que estudia el comportamiento del flujo, al igual que si éste fuera circular. Se calcula con la siguiente ecuación.

$$D_h = \frac{4A_t}{P_t}$$

Donde:

A<sub>t</sub>: Área de sección transversal, [m<sup>2</sup>].

P<sub>t</sub>: Perímetro mojado, [m]

### 3.7 Diámetro hidráulico de la sección de aleta

Es un término característico que permite el estudio de fluidos no circulares como lo es una aleta o alabe de un ventilador.

$$D_h = \frac{4 \cdot 0.0000035}{0.007027}$$

$$D_h = 0.00199[m]$$

### 3.8 Diámetro hidráulico de la tubería

Es el valor específico de la sección del tubo, permitiendo un estudio del fluido de tal manera que este sea circular.

$$D_h = \frac{4 \cdot 0.000028}{0.017}$$

$$D_h = 0.006588[m]$$

### 3.9 Cálculo de la velocidad del ventilador

El cómputo de velocidad se usa de los parámetros delimitados en la tabla respectiva, en donde el dato carente es el creciente másico del aire, el que se comprobará por medio el caudal y densidad del aire.

$$V_{entrada} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{electrico}}{\dot{m}_{aire}}}$$

Donde:

$$V_{entrada} = \sqrt{\frac{2 \cdot 87}{0.2963}}$$

$$V_{entrada} = 24.23[m / s]$$

### 3.10 Velocidad de circulación del fluido caliente (aceite)

Es la velocidad de tránsito del fluido dentro del tubo. Se la consigue con la siguiente ecuación.

$$v_{oi} = \frac{\dot{V}_{oi}}{A_i}$$

Donde:

$v_{oi}$  : Velocidad de circulación del fluido, [m/s].

$\dot{V}_{oi}$  : Flujo volumétrico de aceite, [m<sup>3</sup>/s].

$A_t$  : Área de la sección transversal, [m<sup>2</sup>].

$$v_{oi} = \frac{7.0787 \cdot 10^{-5}}{0.000028}$$

$$v_{oi} = 2.5281 [m / s]$$

### 3.11 Número de Reynolds fluido frío (aire)

Partiendo de la ecuación (13) se deduce el número de Reynolds para el aire.

**Tabla 6.** Parámetros del aire

Parámetros	Unidad	Valores
Densidad $\rho_{ai}$	kg/m <sup>3</sup>	1184
Velocidad $v_{ai}$	m/s	24,23
Viscosidad dinámica $\mu_{ai}$	Pa s	0,00001963
Diámetro hidráulico $D_h$	M	0,00199

$$Re_{ai} = \frac{\rho_{ai} v_{ai} D_h}{\mu_{ai}}$$

$$Re_{ai} = \frac{1184 \cdot 0.00715 \cdot 0.00199}{0 \cdot 00001963}$$

$$Re_{ai} = 858.3$$



### 3.12 Número de Reynolds fluido caliente (aceite)

Comenzando en la ecuación (13) se calcula el número de Reynolds hacia el aceite.

**Tabla 7.** Parámetros del aceite

Parámetros	Unidad	Valores
Densidad $\rho_{oi}$	kg/m <sup>3</sup>	852
Velocidad $v_{oi}$	m/s	2,5281
Viscosidad dinámica $\mu_{oi}$	Pa s	0,032
Diámetro hidráulico $D_h$	M	0,006588

$$Re_{oi} = \frac{\rho_{oi} v_{oi} D_h}{\mu_{oi}}$$

$$Re_{oi} = \frac{852 \cdot 2.5281 \cdot 0.006588}{0.032}$$

$$Re_{oi} = 388.03$$

### 3.13 Número de Prandtl fluido frío (aire)

A partir de la ecuación (14) se calcula el número de Prandtl para el aire.

**Tabla 8.** Condiciones iniciales del aire

Parámetros	Unidad	Valores
Conductividad térmica $k_{ai}$	W/m K	0,024
Viscosidad dinámica $\mu_{ai}$	Pa s	0,00001963
Calor específico $C_{ai}$	J/kg K	1006

$$Pr_{ai} = \frac{\mu_{ai} C_{ai}}{k_{ai}}$$

$$\text{Pr}_{\text{ai}} = \frac{0,00001963 \cdot 1006}{0.024}$$

$$\text{Pr}_{\text{ai}} = 0.822$$

### 3.14 Número de Prandtl fluido caliente (aceite)

A partir de la ecuación (14) se calcula el número de Prandtl para el aceite.

**Tabla 9.** Condiciones iniciales del aceite

Parámetros	Unidad	Valores
Conductividad térmica $k_{oi}$	W/m K	0,138
Viscosidad dinámica $\mu_{oi}$	Pa s	0,032
Calor específico $C_{oi}$	J/kg K	2131

$$\text{Pr}_{oi} = \frac{\mu_{oi} C_{oi}}{k_{oi}}$$

$$\text{Pr}_{oi} = \frac{0.032 \cdot 2131}{0.138}$$

$$\text{Pr}_{oi} = 494.15$$

### 3.15 Número de Nusselt para fluido frío (aire)

Partiendo de la ecuación (15) se calcula el número de Nusselt para el aire.

$$\text{Nu}_{\text{ai}} = \frac{0,037 \text{Re}_{\text{ai}}^{0,7} \text{Pr}_{\text{ai}}}{1 + 2,443 \text{Re}_{\text{ai}}^{-0,1} (\text{Pr}_{\text{ai}}^{0,67} - 1)}$$

$$\text{Nu}_{\text{ai}} = \frac{0.037 \cdot 858.3^{0,7} \cdot 0.822}{1 + 2.443 \cdot 858.3^{-0,1} (0.822^{0,67} - 1)}$$

$$\text{Nu}_{\text{ai}} = 4.06$$

### 3.16 Número de Nusselt para fluido caliente (aceite)

Comenzando en de la ecuación (15) se calcula el número de Nusselt para el aceite.

$$\text{Nu}_{oi} = \frac{0,037 \text{Re}_{oi}^{0,7} \text{Pr}_{oi}}{1 + 2,443 \text{Re}_{oi}^{-0,1} (\text{Pr}_{oi}^{0,67} - 1)}$$
$$\text{Nu}_{oi} = \frac{0.037 \cdot 388.03^{0.7} \cdot 494.15}{1 + 2.443 \cdot 388.03^{-0.1} (494.15^{0.67} - 1)}$$
$$\text{Nu}_{oi} = 13.87$$

### 3.17 Coeficiente de convección fluido frío (aire)

Para deducir el coeficiente de convección forzada del aire se utiliza la igualdad (12).

$$h_{ai} = \frac{k_{ai}}{D_h} \text{Nu}_{ai}$$
$$h_{ai} = \frac{0.024}{0.00199} \cdot 4.06$$
$$h_{ai} = 48.99[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

### 3.18 Coeficiente de convección fluido caliente (aceite)

Se utiliza la ecuación para deducir el coeficiente de convección forzada del aceite (12).

$$h_{oi} = \frac{k_{oi}}{D_h} \text{Nu}_{oi}$$
$$h_{oi} = \frac{0.138}{0.006588} \cdot 13.87$$
$$h_{oi} = 290.54[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

### Diferencia logarítmica de temperaturas

Para establecer la diferencia logarítmica de temperaturas se utiliza la igualdad (20), (21) y (22).

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

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

**Tabla 10.** Temperaturas de entrada y salida.

Parámetros	Unidad	Valores
Temperatura aceite salida $T_{h\ in}$	°C	90
Temperatura aceite entrada $T_{h\ out}$	°C	160
Temperatura aire salida $T_{c\ out}$	°C	50
Temperatura aire entrada $T_{c\ in}$	°C	20
Diferencial de temperaturas 1 $\Delta T_1$	°C	110
Diferencial de temperaturas 2 $\Delta T_2$	°C	70

$$LMTD = \frac{70 - 110}{\ln\left(\frac{70}{110}\right)}$$

$$LMTD = 88.45[^\circ C]$$

### 3.19 Factor global de transmisión de calor

Se deduce mediante la igualdad (7), en el que la conductividad térmica por el material de la tubería (aluminio), el radio interno es la mitad del diámetro hidráulico de la tubería y el radio externo es el radio interno más el espesor de la misma. El grosor de la tubería es de 1 mm.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{oi}} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi \times k} + \frac{1}{h_{ai}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{290.54} + \frac{\ln(0.00429 / 0.00329)}{2\pi \times 205} + \frac{1}{48.99}}$$

$$U = 41.56[W / m^2 K]$$

### 3.20 Área total de transferencia de calor

Con el calor transferido por el aceite se determina el área total de transmisión de calor mediante la igualdad (9).

$$Q_{cond} = U \cdot A \cdot LMTD$$

Despejando el área se tiene:

$$A = \frac{Q_{cond}}{U \cdot LMTD}$$

$$A = \frac{8996.6}{41.56 \cdot 88.45}$$

$$A = 2.45[m^2]$$

### 3.21 Conclusiones del capítulo

Tras el análisis se puede concluir que el comportamiento termodinámico y de transmisión de calor que corresponde a un intercambiador de flujo cruzado por convección forzada correspondiente.

Los resultados que se muestran comenzando en el espacio de transmisión del calor  $A=2.45 [m^2]$ , se consigue observar el dimensionamiento intercambiador de calor que disipara un  $Q_{cond}=8.99 [kW]$  con una velocidad de ventilador de  $24.23 [m/s.]$  Estos datos son favorables en la simulación del subsiguiente capítulo.

## CAPÍTULO 4

### SIMULACIÓN Y EXPOSICIÓN DE RESULTADOS.

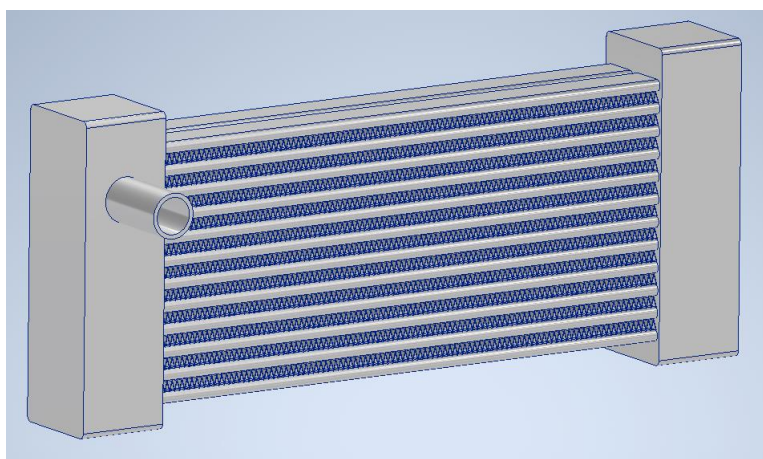
En este capítulo se establece la simulación y los resultados generados, siendo estos un parámetro para comparar la convección forzada en los resultados teóricos como los resultados de la simulación.

Para esta comparación se utilizará varias curvas, que representan a diferentes variables del funcionamiento del intercambiador con el fin de sustentar las bases sobre el esquema del intercambiador de calor en las motocicletas de 250cc.

#### 4.1 Geometría del intercambiador

El intercambiador de flujo cruzado cuenta con características propias de su geometría como lo es diámetro hidráulico, factor de convección del fluido frío y caliente, factor global de cesión de calor y la rapidez del ventilador, cada uno de estos parámetros fueron calculados en el capítulo anterior.

Al efectuar el diseño del intercambiador manejando el software Autodesk Inventor Professional dado que es compatible al procedimiento de simulación ANSYS, como en figura 8 que se plantea, se puede observar el intercambiador.

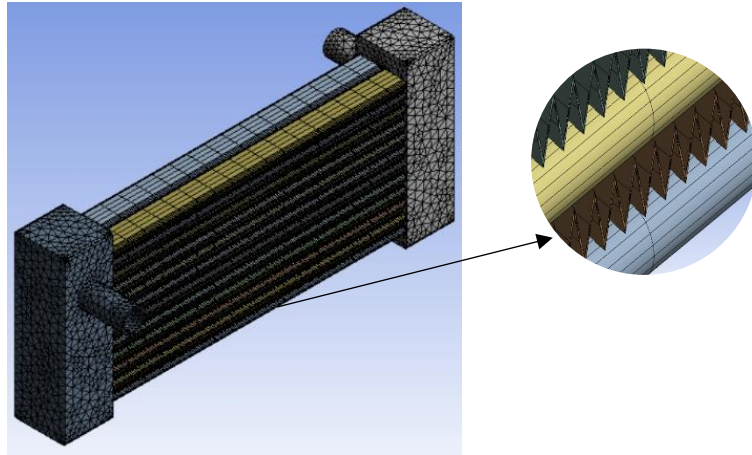


**Figura 8.** Geometría del Intercambiador

#### 4.2 Parámetro de malla

ANSYS es muy efectivo al efectuar el mallado ya que permite obtener resultados altamente confiables como se puede visualizar en la figura 9 que se ejemplifica a

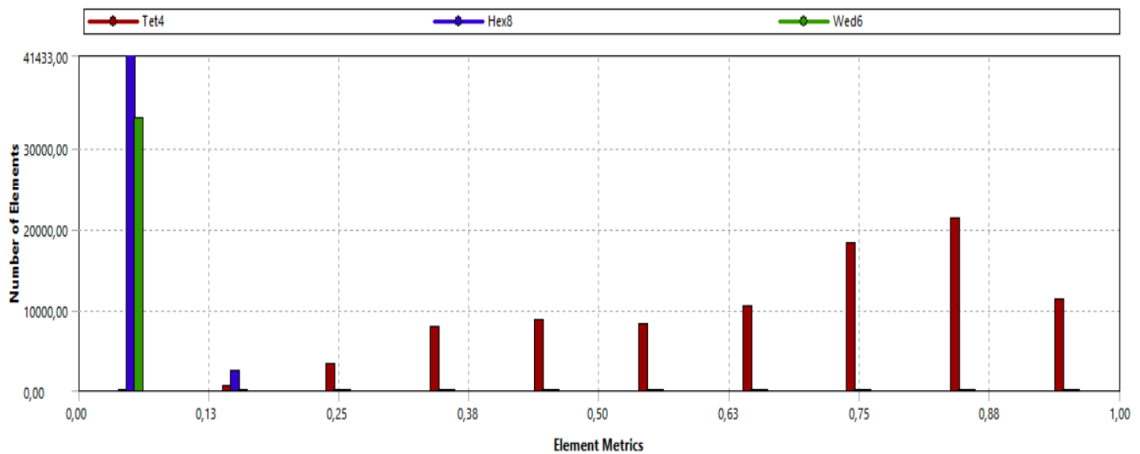
continuación, el mallado es específico de cada componente que es parte del intercambiador.



**Figura 9.** Mallado del intercambiador

La eficacia del mallado es una variable de relevancia al momento de generar la simulación, ya que depende de ésta para que los antecedentes de la simulación sean verídicos, por ende se facilita el encontrar la tendencia de malla por medio de su instrumento skewness.

Para varias investigaciones y simulaciones realizadas en ANSYS, el parámetro de skewness se encuentra en la figura 10 donde ejemplifica la eficacia del mallado del intercambiador el cual tiene una media de 0.37 generando confianza en los datos conseguidos.



**Figura 10.** Convergencia del intercambiador mallado.

Es importante nombrar a cada elemento que es parte del intercambiador como lo es la entrada de aceite, salida de aceite, paredes de la tubería, aletas y tanques, para que de esta

manera facilitar la implementación de ambientes de trabajo o margen como lo establece el software en cada uno de los elementos.

### 4.3 Modelos de simulación que intervienen.

Para la presente simulación ANSYS cuenta con diversos métodos o modelos de simulación que se puede manejar dependiendo el estudio, tomando en cuenta los parámetros que vayamos a utilizar, es así como para el intercambiador se efectuaron los sucesivos modelos.

- Multifásico
- Energía
- Viscosidad

Se utiliza el modelo multifásico para establecer los comportamientos que experimentará el fluido durante el estudio, al ser un intercambiador de calor puede existir una permutación de fase, estableciendo de esta manera que las fases no se van a mezclar.

### 4.4 Aplicación de modelos

Las ecuaciones que se plantean a continuación son las cuales el software las utiliza para trabajar en la solución de elementos finitos, existen varios modelos que permiten la solución de problemas y cada modelo utilizado conlleva ecuaciones que son imprescindibles para el cálculo.

#### 4.4.1 Ecuación de continuidad

El mantenimiento de la masa o igualdad de continuidad limita el aumento o disminución de masa en la variación de fase considerando el principio de preservación.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q v_q) = \sum_{p=1}^m (m_{pq} - m_{qp}) + S_q \quad (29)$$



#### 4.4.2 Ecuación de conservación de momento

El balance de momento en las fases se determina por la ecuación principal la cual se la define como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = -\infty_q \nabla p + \nabla \cdot \vec{t}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \quad (30)$$

$$\sum_{p=1}^n (\bar{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq}) + (\bar{F}_q + \bar{F}_{lift,q} + \bar{F}_{wl,q} + \bar{F}_{fvm,q} + \bar{F}_{ld,q}) \quad (31)$$

La igualdad utiliza las fuerzas que se generan en la variación de fase derivadas de manera natural, que son las fuerzas externas proporcionadas al desplazamiento de la masa y tomando en cuenta las que actúan sobre las superficies.

#### 4.4.3 Ecuación de conservación de energía

El programa de computador establece la igualdad general de conservación de la energía, donde la causa de convección forzada ocurre en un canje de calor entre el fluido caliente y el aire circundante donde las fases deben satisfacer la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q u_q h_q) &= \alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + t_q : \nabla \vec{u}_q - \nabla q_q \\ &+ S_q + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \end{aligned} \quad (32)$$

#### 4.4.4 Modelo de condensación

En el modelo multifásico, este componente se precisa como modelo evaporación a condensación, y al mismo tiempo maneja un submodelo llamado modelo de Lee que establece con la ecuación de envío de vapor y toma en cuenta la transferencia de masa de líquido – vapor.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (33)$$

En el cual el software no puede identificar qué proceso realizar debido a que el modelo de Lee tiene dos ecuaciones adicionales dependiendo las circunstancias en donde el software reconoce cuál de los dos procesos se va a aplicar en la simulación.

Si es una simulación de evaporación se debe plantear que:

$$\dot{m}_{lm} = coef \cdot f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (34)$$

Si es una simulación de condensación se debe plantear que:

$$\dot{m}_{lm} = coef \cdot f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (35)$$

La constante coef se establece de la siguiente manera

$$coef = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} L\left(\frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v}\right) \quad (36)$$

#### 4.5 Simulación ANSYS Fluent

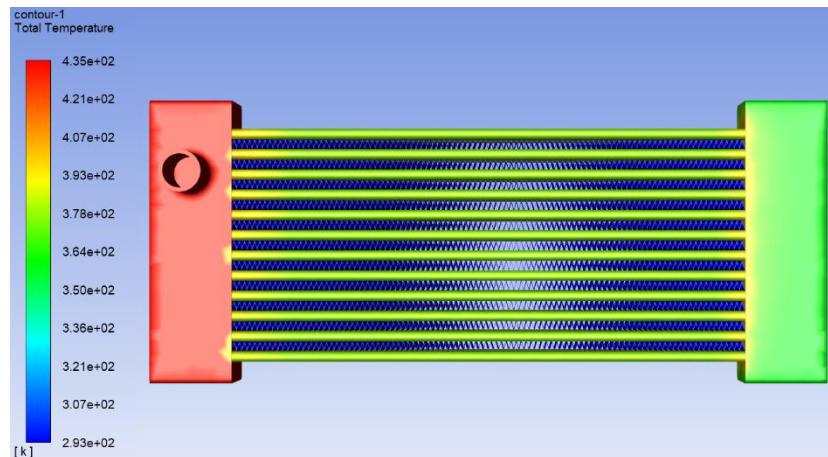
Al establecer la convección forzada es primordial cumplir con la función de reducir la temperatura al aceite, en la tabla 11 se establece una guía para realizar la simulación, en el que se observa como factor principal la figura de un ventilador.

**Tabla 11.** Datos para la simulación.

Proceso	Temperatura ambiente	Velocidad del aire	Material del intercambiador	Velocidad del ingreso del aceite
Convección forzada	20 °C	24,23m/s	Aluminio	2,21m/s

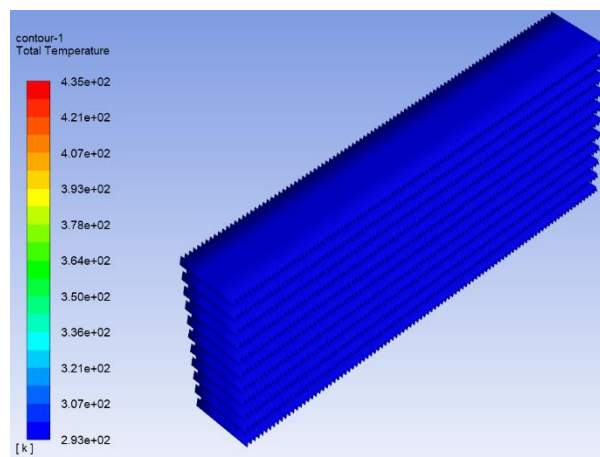
Con los parámetros que se presenta en la tabla 11 se muestra una gráfica correspondiente a las temperaturas de circulación del intercambiador en el desarrollo de la convección

forzada al estar en manos del ventilador axial donde establece al aire que circunde, el intercambiador posea una menor temperatura a la del aceite en el interior del intercambiador como en la figura 11.



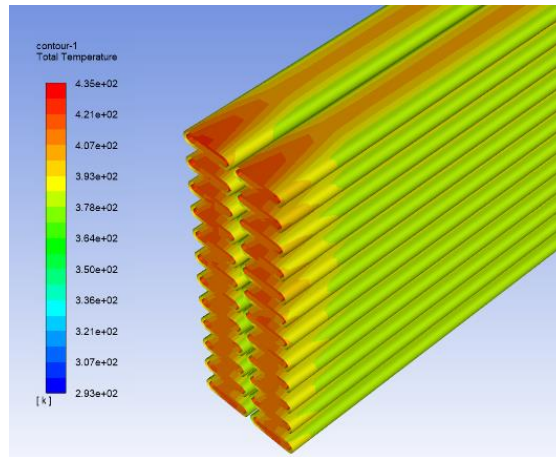
**Figura 11.** Convección forzada.

La investigación mostrada en la imagen anterior se la puede analizar en la figura 12, por ende se analiza de una manera correcta el cambio de temperatura del aire que rodea a las aletas del intercambiador.



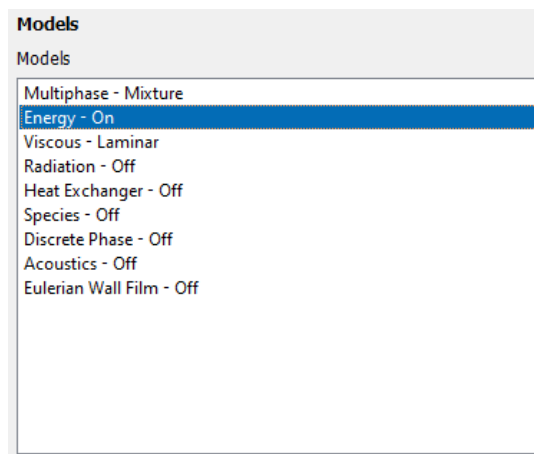
**Figura 12.** Temperatura del flujo de en las aletas.

Una parte importante es aquella en la que se consigue justificar el tránsito de aire creada por el ventilador, que a su vez transita a través del intercambiador como se lo puede apreciar en la figura 13 determinando el cómo fluye la corriente de aire



**Figura 13.** Flujo de aceite a través del intercambiador.

Evidenciando que la geometría del intercambiador es conveniente y desempeña de una forma correcta la función de enfriar el aceite, se ha propuesto una simulación en la cual se recogen todos los parámetros de transmisión de calor por convección forzada, siendo estos un cofactor para la favorable labor del sistema que se puede visualizar en la figura 14, son los modelos que permiten realizar la simulación.

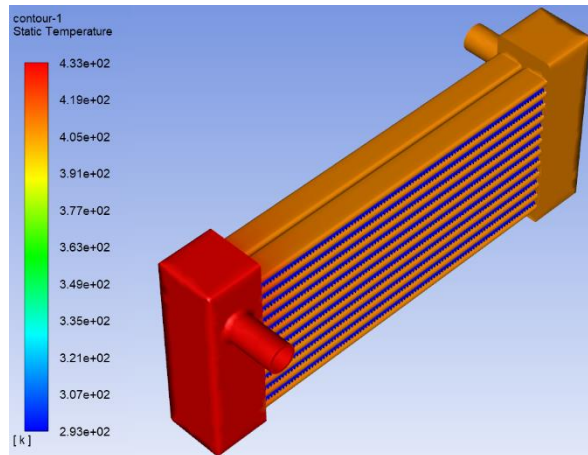


**Figura 14.** Modelos por utilizar para el intercambiador.

La geometría del intercambiador corresponde a la causa de convección forzada con la finalidad de corroborar los cálculos en el capítulo anterior teniendo en cuenta la temperatura ambiente de 20 [°C] y una entrada del aceite de 160 [°C].

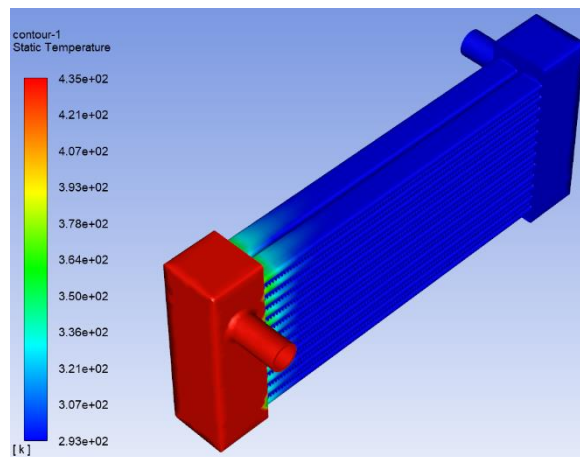
La figura 15 corresponde al intercambiador en las condiciones iniciales ya mencionada con una velocidad del ventilador será de 10 [m/s] dando como resultado que la disipación

del calor es mínima ante los requerimientos del sistema, es importante tomar en cuenta que las temperaturas corresponden a las paredes del intercambiador con el creciente de aire.



**Figura 15.** Intercambiador por convección forzada a 10 [m/s].

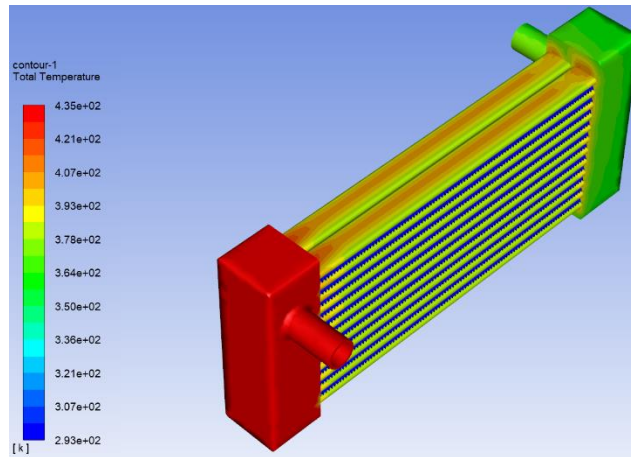
La figura 16 presenta un proceso de convección forzada en el intercambiador, se evalúa la temperatura del muro que se localiza en relación con el aire a una velocidad de 40 [m/s] dando como respuesta en la salida del intercambiador una temperatura de 20 [°C], siendo de esta manera un modelo no óptimo para el sistema, provocando un sobredimensionamiento del intercambiador.



**Figura 16.** Geometría del intercambiador convección forzada a 30 [m/s].

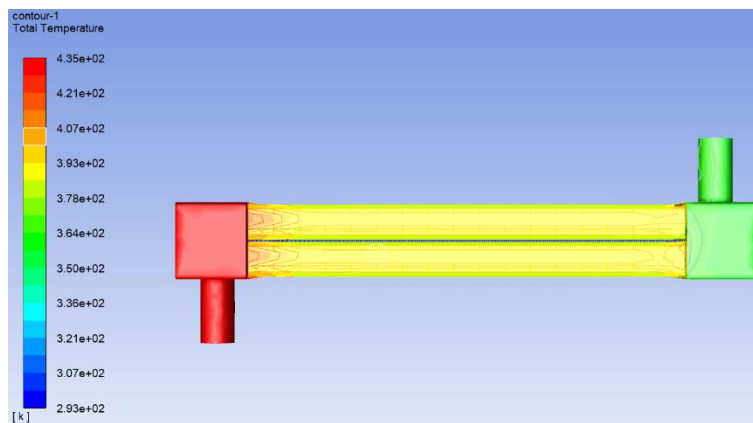
En la figura 17 se aprecia el intercambiador con una velocidad de aire es 24.23 [m/s] que es obtenido de los cálculos en el capítulo anterior donde es notable el mejor

comportamiento en el aceite siendo su salida de 89 [°C], el cambio de temperatura del aceite es óptimo dando un mayor desempeño del intercambiador y a su vez de la motocicleta.



**Figura 17.** Geometría del intercambiador convección forzada a 24.23 [m/s].

Para conocer la velocidad adecuada para disipar el calor y entender de mejor manera el proceso de estudio se denota en la figura 18, en la que se analiza el declive de la temperatura al final del intercambiador a causa de la convección forzada, lo cual permite asegurar que no se está sobredimensionando y que cumple con su función de una manera adecuada.

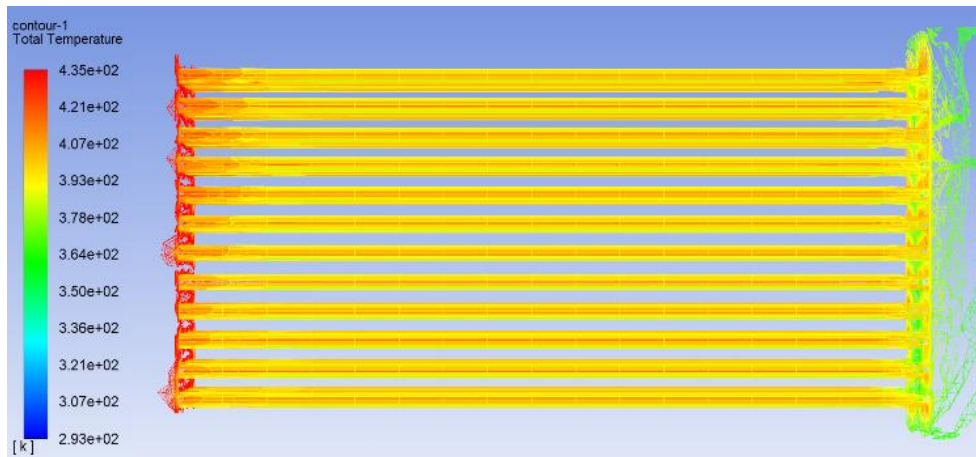


**Figura 18.** Geometría del intercambiador convección forzada.

Concluyendo con el análisis de la geometría y de los parámetros del intercambiador y teniendo en cuenta los resultados obtenidos anteriormente se procede a una comparación final del intercambiador puesto que con la geometría ya establecida cumple con las condiciones de funcionamiento.

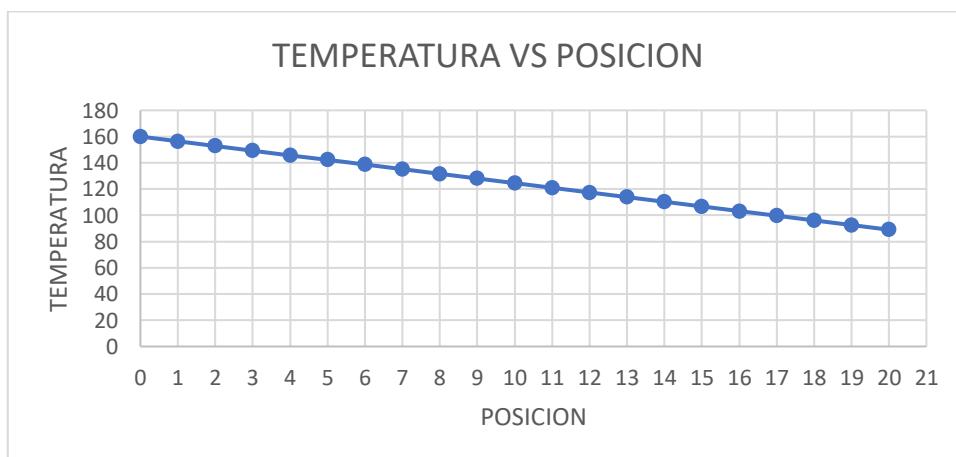
El cambio de temperatura al ser el principal factor del funcionamiento del intercambiador es una de las variables de control en la simulación, siendo preciso para determinar si la temperatura de escape del intercambiador corresponde a la de los cálculos.

La figura 19 muestra a continuación el comportamiento del intercambiador, la información más relevante que se logra visualizar en la figura es la variación de temperatura que resiste el intercambiador.



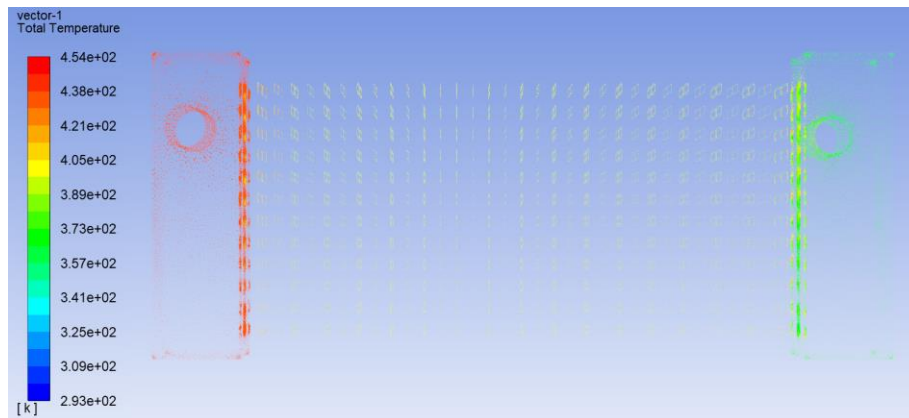
**Figura 19.** Geometría del intercambiador.

Para una mejor comprensión de las gráficas se presenta en la figura 20 como reduce la temperatura en función del camino que hace el fluido en el tubo del intercambiador, adicional a la complicación de la geometría y que el software no permite seguir el recorrido del aceite; Se decidió realizar la gráfica en Excel teniendo en cuenta que los datos son obtenidos del mismo ANSYS.



**Figura 20.** Gráfica temperatura vs longitud del tubo.

Se puede comprobar la eficiencia que tiene la geometría del intercambiador a través de la visualización del cambio de temperatura que tiene el fluido, mientras pasa por cada uno de los tubos, por lo cual en la figura 21 se determina la diferenciación de temperatura de los tubos según la posición que tiene el fluido dentro de cada tubo del con el fin de mostrar el comportamiento y la variación de temperatura del fluido.



**Figura 21.** Comportamiento del fluido.

#### **4.6 Conclusiones del capítulo.**

Con la información obtenida se concluye que, se determinó las ventajas en el proceso de simulación, debido que al utilizar un intercambiador más un ventilador axial, la temperatura circundante no aumenta permitiendo así aumentar la transferencia de calor y a su vez mejora la eficiencia evitando que desemboque en un problema de sobrecalentamiento en la motocicleta.

Por medio de las iteraciones de la simulación se estableció que la geometría es la adecuada ya que cumple con las necesidades del sistema evitando así el sobredimensionamiento del intercambiador y un gasto innecesario de recursos.



## CRONOGRAMA

Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	Abril			Mayo					Junio					Julio					Agosto					Septiembre					Octubre					Noviembre					Diciembre		
				1-4	5-11	12-18	19-25	26-30	1-2	3-9	10-16	17-23	24-30	31	1-6	7-13	14-20	21-27	28-30	1-4	5-11	12-18	19-25	26-31	1	2-8	9-15	16-22	23-29	30-31	1-5	6-12	13-19	20-26	27-30	1-3	4-10	11-17	18-24	25-31	1-7	8-14	15-21	22-28
<b>Capítulo 1</b>	<b>95 días</b>	<b>01/04/2021</b>	<b>04/07/2021</b>																																									
Panteamiento del problema	11 días	01/04/2021	11/04/2021																																									
Justificación y objetivos	19 días	12/04/2021	30/04/2021																																									
Estados del arte y aspectos teóricos	30 días	01/05/2021	30/05/2021																																									
Marco teórico	28 días	31/05/2021	27/06/2021																																									
Revisión	7 días	28/05/2021	04/07/2021																																									
<b>Capítulo 2</b>	<b>42 días</b>	<b>05/07/2021</b>	<b>15/08/2021</b>																																									
Modelos matemáticos	21 días	05/07/2021	25/07/2021																																									
Validación de modelos	14 días	26/07/2021	08/08/2021																																									
Revisión	7 días	09/08/2021	15/08/2021																																									
<b>Capítulo 3</b>	<b>91 días</b>	<b>16/08/2021</b>	<b>14/11/2021</b>																																									
Diseño y modelado del Intercambiador	21 días	16/08/2021	05/09/2021																																									
Parametrización	14 días	06/09/2021	19/09/2021																																									
Simulación	35 días	20/09/2021	24/09/2021																																									
Análisis y tabulación de resultados	14 días	25/09/2021	07/11/2021																																									
Revisión	7 días	08/11/2021	14/11/2021																																									
<b>Capítulo 4</b>	<b>35 días</b>	<b>15/11/2021</b>	<b>19/12/2021</b>																																									
Costos	14 días	15/11/2021	28/11/2021																																									
Conclusiones y recomendaciones	14 días	29/11/2021	12/12/2021																																									
Revisión	7 días	13/12/2021	19/12/2021																																									

## PRESUPUESTO

Tabla 12. Costos de insumos.

N.-	DETALLE	CANTIDAD	VALOR	VALOR
			UNITARIO	TOTAL
1	Licencias y softwares	1	500	500
2	Capacitaciones	1	200	200
3	Artículos científicos y revistas varias		300	300
			TOTAL	\$1000,00

## CONCLUSIONES GENERALES

- El coeficiente de transferencia de calor del aceite es de  $290.54 \text{ [W/m}^2\text{K]}$  esto representa la convección forzada al transportar gran cantidad de calor desde el aceite, para así establecer el factor de entrega de calor por convección forzada de  $48.99 \text{ [W/m}^2\text{K]}$  del aire tomando en cuenta que con la convección forzada se logrará aumentar la transferencia de calor, dando como resultado que la refrigeración del intercambiador pueda darse en un menor tiempo.
- Para poder diseñar la geometría del radiador, se generó por los estándares del mercado que establecen unas dimensiones de  $250 \text{ [mm]}$  de ancho por  $110 \text{ [mm]}$  de alto por  $30 \text{ [mm]}$  de espesor, dando como resultado que el intercambiador pueda albergar 42 tubos dispuestos en dos filas a lo largo de todo el alto y aletas rectangulares con una altura de  $3 \text{ mm}$  para aumentar el flujo de calor a disipar con la ayuda de un ventilador axial.
- La simulación de la convección forzada en el software se lo toma como exitoso al considerar un error del 5% en variables como el área de convección o la temperatura de salida generando graficas de temperatura donde se puede observar el comportamiento del fluido mientras fluye dentro de las tuberías como también los coeficientes de convección, además la simulación necesita parámetros específicos de que se encuentran preestablecidos.
- El software aprobó los datos de temperatura lograda a la salida del intercambiador siendo esta de  $89 \text{ [}^\circ\text{C]}$  semejantes a los obtenidos teóricamente dando a conocer el comportamiento del aire en la convección forzada permite una temperatura media de salida constante, además que se corrobora que el dimensionamiento del intercambiador es el correcto.

## **RECOMENDACIONES GENERALES**

- Se recomienda en el mercado de motocicletas el uso de este tipo de intercambiador ya que no solo evitan las altas temperaturas sino que también previenen daños prematuros del motor a mediano y largo plazo.
- En el Ecuador este tipo de intercambiadores no son comúnmente utilizados por el desconocimiento de la población, siendo un avance importante en la industria y también un nuevo nicho de mercado para su comercialización a gran escala.
- El ventilador que se utiliza en este tipo de intercambiadores generan un consumo de energía que no es significativo pero se debe tomar en cuenta al estar estacionados ya que podría llegar a mantenerse encendido y provocar un deterioro de la batería de la motocicleta.
- Para el adecuado puesto en marcha de este tipo de intercambiadores se debe tomar en cuenta que el fluido de trabajo es aceite sintético permitiendo una mayor eficiencia y durabilidad al momento de tener contacto con altas temperaturas y de igual manera el material del intercambiador es aluminio por su alto nivel de transferencia de calor y su bajo peso.
- Para una mayor agudeza de esta investigación se propone tener bases de ingeniería y transferencia de calor para la comprensión óptima de este documento puesto que existen términos no convencionales.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] P. Kopp, “The unpredicted rise of motorcycles: A cost benefit analysis,” *Transp. Policy*, vol. 18, no. 4, pp. 613–622, 2011, doi: 10.1016/j.tranpol.2011.03.002.
- [2] E. Corti, M. Abbondanza, V. Ravaglioli, and M. Taccioli, “Control-Oriented Engine Thermal Model,” *Energy Procedia*, vol. 148, pp. 766–773, 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.08.134.
- [3] A. Naderi *et al.*, “A smart load-speed sensitive cooling map to have a high-performance thermal management system in an internal combustion engine,” *Energy*, vol. 229, p. 120667, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120667.
- [4] M. O. Rawashdeh, “Development of the cooling system in vehicle engine,” *Mater. Today Proc.*, May 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.05.301.
- [5] G. Wang, Q. Gao, T. Zhang, and Y. Wang, “A simulation approach of under-hood thermal management,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 100, pp. 43–52, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.advengsoft.2016.06.010.
- [6] A. Dasore *et al.*, “Comparative numerical investigation of rectangular and elliptical fins for air cooled IC engines,” *Mater. Today Proc.*, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.02.739.
- [7] A. Kaleli, “Development of the predictive based control of an autonomous engine cooling system for variable engine operating conditions in SI engines: design, modeling and real-time application,” *Control Eng. Pract.*, vol. 100, p. 104424, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.conengprac.2020.104424.
- [8] M. Yu, J. Zhang, A. Joedicke, and T. Reddyhoff, “Experimental investigation into the effects of diesel dilution on engine lubrication,” *Tribol. Int.*, vol. 156, p. 106828, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.triboint.2020.106828.
- [9] H. Singh, A. K. Singh, Y. K. Singla, K. Chattopadhyay, and R. Malhotra, “Optimization of tribological behavior of AISI 4140 under nano fly ash particulates in engine lubricating oil,” *Mater. Today Proc.*, vol. 45, pp. 4619–4623, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.020.
- [10] J. Kałużny *et al.*, “Reducing friction and engine vibrations with trace amounts of carbon nanotubes in the lubricating oil,” *Tribol. Int.*, vol. 151, p. 106484, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.triboint.2020.106484.
- [11] F. Fatigati, D. Di Battista, and R. Cipollone, “Design improvement of volumetric pump for engine cooling in the transportation sector,” *Energy*, vol. 231, p. 120936, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120936.
- [12] M. Sinha and R. K. Tyagi, “Strength and corrosion analysis in alloy steel and E-glass composite wear ring in automotive engine cooling water pump,” in *Materials Today: Proceedings*, Jan. 2020, vol. 21, pp. 1474–1478, doi: 10.1016/j.matpr.2019.11.054.
- [13] D. Butrymowicz *et al.*, “Experimental validation of new approach for waste heat recovery from combustion engine for cooling and heating demands from

- combustion engine for maritime applications,” *J. Clean. Prod.*, vol. 290, p. 125206, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.125206.
- [14] B. Ameer *et al.*, “On fin efficiency in interrupted fin and tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 60, no. 1, pp. 557–566, May 2013, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2013.01.028.
- [15] N. de Assis Brasil Weber, B. P. da Rocha, P. Smith Schneider, L. C. Daemme, and R. de Arruda Penteadó Neto, “Energy and emission impacts of liquid fueled engines compared to electric motors for small size motorcycles based on the Brazilian scenario,” *Energy*, vol. 168, pp. 70–79, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.11.051.
- [16] M. Lapuerta, O. Armas, J. R. Agudelo, and C. A. Sánchez, “Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte 1: Funcionamiento,” *Inf. Tecnol.*, vol. 17, no. 5, pp. 21–30, 2006, doi: 10.4067/s0718-07642006000500005.
- [17] V. D. Tamilarasan, T. Rameshkumar, R. Rajiev, S. Saravanan, and M. Chandrasekaran, “A review on existing single cylinder 4 stroke petrol engine design analysis,” *Mater. Today Proc.*, no. xxxx, pp. 2–7, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.103.
- [18] F. Payri and M. Desantes, *Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA) (1ª Parte)*, vol. 1. 2011.
- [19] P. Wang, R. Liang, Y. Yu, J. Zhang, J. Lv, and M. Bai, “The flow and heat transfer characteristics of engine oil inside the piston cooling gallery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 620–629, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.014.
- [20] A. Rovira De Antonio and M. Muñoz Domínguez, *Motores de Combustión Interna*, 1st ed. Madrid, 2015.
- [21] J. Pladeval, “Carter,” *Motorpedia*, 2014. <https://lamotorpedia.wordpress.com/carter/> (accessed Jul. 14, 2021).
- [22] Z. Han, J. Guo, H. Zhang, J. Chen, X. Huai, and X. Cui, “Experimental and numerical studies on novel airfoil fins heat exchanger in flue gas heat recovery system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 192, no. April, p. 116939, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116939.
- [23] “EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.” [http://www.revistaautopartes.co/en-profundidad/ver/?tx\\_ttnews%5Btt\\_news%5D=109&cHash=29bd622adeda7f8fb5a94b616a79a7b6](http://www.revistaautopartes.co/en-profundidad/ver/?tx_ttnews%5Btt_news%5D=109&cHash=29bd622adeda7f8fb5a94b616a79a7b6) (accessed May 21, 2021).
- [24] F. Payri and J. M. Desantes, “Motores de combustión interna alternativos,” Accessed: Jul. 09, 2021. [Online]. Available: [www.reverte.com](http://www.reverte.com).
- [25] D. Taler, J. Taler, and K. Wrona, “New analytical-numerical method for modelling of tube cross-flow heat exchangers with complex flow systems,” *Energy*, vol. 228, p. 120633, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120633.
- [26] F. Sales Europe - Iberia, *LUBRICACION DE RODAMIENTOS FAG Sales Europe Iberia-España*, 1st ed. Barcelona: 1, 2003.

- [27] A. E. Delgado and W. A. Aperador, “Estudio comparativo del poder lubricante y estabilidad oxidativa entre el aceite de ajonjolí y aceite mineral 360,” *Inf. Tecnol.*, vol. 25, no. 4, pp. 79–90, 2014, doi: 10.4067/S0718-07642014000400011.
- [28] Revista Off Road 4x4, “Importancia del tipo de lubricante.,” *Off Road 4x4*, vol. 1, no. 1, p. 1, 2015, [Online]. Available: <http://www.revistaoffroad.com/sintetico-semisintetico-o-mineral-importancia-del-tipo-de-lubricante/>.
- [29] D. González Calleja, “Motores térmicos y sus sistemas auxiliares,” 2015.
- [30] L. Nieto, “Lubricantes y Cojinetes,” *Lubr. y viscosidad*, vol. 3, no. 1, pp. 4–5, 2020, Accessed: May 21, 2021. [Online]. Available: [https://issuu.com/limeyjr/docs/revista\\_20limey.pptx](https://issuu.com/limeyjr/docs/revista_20limey.pptx).
- [31] R. Widman, “La determinación de degradación de lubricantes por análisis de laboratorio,” *WIDMAN Int. SRL*, vol. 127, pp. 1–3, Accessed: May 21, 2021. [Online]. Available: <https://www.widman.biz/boletines/127.php>.
- [32] “¿Por qué se puede deteriorar un aceite de motor? » Total Blog: Expertos en lubricantes para tu motor.”
- [33] Total, “¿Por qué se puede deteriorar un aceite de motor?,” *Total*, 2019. <https://blog.total.es/deterioro-del-lubricante/>.
- [34] Y. A. Cengel and M. A. Boles, “Termodinámica, 7ma edición,” *Mc Graw Hill*, p. 1041, 2011.
- [35] Y. Cengel and G. Afshin, “Fundamentos de la convección.,” *Transf. Calor y Masa. Un enfoque práctico.*, vol. 4, no. 4, p. 948, 2011.
- [36] A. Valiente Barderas, “Ingeniería del calor,” p. 141, 2013, [Online]. Available: <https://librosdrvaliente.files.wordpress.com/2015/09/ingenierc3ada-de-calor-dr-antonio-valiente.pdf>.
- [37] V. Luis Cámara Aranda, “Diseño y construcción de un sistema de ductos para la climatización zonificada de un invernadero de fresa,” pp. 1–93, 2017.
- [38] “Amazon.com: Ventilador de radiador eléctrico para motocicleta, 12 V, para quad chino de 200 cc 250 cc, ATV 4 Wheeler Go Kart Dirt Pit Bike UTV: Industrial & Scientific.” <https://www.amazon.com/-/es/Ventilador-radiador-el%C3%A9ctrico-motocicleta-Wheeler/dp/B07SL39LTC> (accessed Jul. 14, 2021).
- [39] T. Kajishima and K. Taira, “Computational Fluid Dynamics,” 2017, doi: 10.1007/978-3-319-45304-0.
- [40] E. Stenmark, “On Multiphase Flow Models in ANSYS CFD Software.”
- [41] A. Fluent, “Ansys Fluent Theory Guide,” *ANSYS Inc., USA*, vol. 15317, no. November, pp. 724–746, 2013.
- [42] X. Li *et al.*, “Coal mill model considering heat transfer effect on mass equations with estimation of moisture,” *J. Process Control*, vol. 104, pp. 178–188, 2021, doi: 10.1016/j.jprocont.2021.06.008.
- [43] J. G. Yory and G. A. Mejía, “Explicación, demostración y evaluación de un nuevo

método para hallar el equilibrio térmico entre n cuerpos con cambios de fase,” Accessed: Sep. 27, 2021. [Online]. Available: [www.javeriana.edu.co/universitas\\_scientiarum](http://www.javeriana.edu.co/universitas_scientiarum).

- [44] Z. He, F. Ni, W. Wang, and J. Zhang, “A physics-informed deep learning method for solving direct and inverse heat conduction problems of materials,” *Mater. Today Commun.*, vol. 28, pp. 2352–4928, 2021, doi: 10.1016/j.mtcomm.2021.102719.
- [45] B. Zhao, K. Li, Y. Wang, and Z. Wang, “Theoretical analysis of convective heat flux structure in the incompressible turbulent boundary layer on a porous plate with uniform injection and suction,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 171, p. 107264, 2022, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107264.
- [46] O. Prakash and S. N. Singh, “Experimental and numerical study of mixed convection with surface radiation heat transfer in an air-filled ventilated cavity,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 171, pp. 1290–0729, 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107169.
- [47] M. Ünverdi, “Prediction of heat transfer coefficient and friction factor of mini channel shell and tube heat exchanger using numerical analysis and experimental validation,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 171, p. 107182, 2022, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107182.
- [48] E. J. Córdoba Tuta and D. A. Fuentes Díaz, “Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante,” *Rev. Int. Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ing.*, vol. 32, no. 1, pp. 31–38, Jan. 2016, doi: 10.1016/J.RIMNI.2014.11.002.
- [49] Y.-G. Park, “Correcting energy balance error in heat exchanger data by maximum likelihood method,” 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.122.
- [50] J. Carlos and R. González, “FÓRMULAS, TABLAS Y FIGURAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.”
- [51] J. C. Labat, “DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR,” 2018.
- [52] R. M. M. Frank Kreith Mark S. Bohn, “Analysis of Convection Heat Transfer,” *Princ. Heat Transf.*, pp. 230–282, 2011.
- [53] T. Kuppan, “Heat exchanger design handbook,” 2013.
- [54] C. Heard and M. Ángel Rodríguez-Toral, “Aplicación de ‘baffles’ 1 helicoidales y tubos de bajo ‘aletado’ 2 al enfriamiento de gases The use of helical baffles and low finned tubes in gas cooling,” *Tecnol. Cienc. Ed.*, vol. 27, no. 1, pp. 5–16, 2012.
- [55] M. Azad, D. Groulx, and A. Donaldson, “Natural convection onset during melting of phase change materials,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 170, pp. 1290–0729, 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107062.
- [56] X. Cui, K. J. Chua, M. R. Islam, and W. M. Yang, “Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers,” doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.056.



- [57] B. Zamora, P. Antonio, and V. Robles, “Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas.”
- [58] A. Campos Trujillo, “EVALUACIÓN DEL RECURSO EÓLICO,” 2014.
- [59] R. por *et al.*, “TESIS DOCTORAL CONTRIBUCIÓN AL CONOCIMIENTO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y LA GESTIÓN TÉRMICA DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS,” 2009.

## ANEXOS

### Anexo 1. Ficha técnica del aceite sintético 5 W 40

DATOS TÉCNICOS		
<b>Descripción :</b>	Aceite sintético 100% formulado para motores diesel y gasolina.	
<b>Aspecto :</b>	<b>Visual</b>	Fluido claro y brillante
<b>Viscosidad a 40°C :</b>	<b>ASTM D-445</b>	75 cSt
<b>Viscosidad a 100°C :</b>	<b>ASTM D-445</b>	12.5 – 16.3 cSt
<b>Índice de viscosidad:</b>	<b>ASTM D2270</b>	160 mínimo
<b>Viscosidad aparente a - 30°C (CCS):</b>	<b>ASTM D-5293</b>	6000 cP máximo - (4800 cP típico)

Las características mencionadas representan valores típicos obtenidos dentro de un período

### Anexo 2. Ficha técnica del ventilador

**SERIES:** CFM-92B | **DESCRIPTION:** DC AXIAL FAN

#### FEATURES

- 92 x 92 mm frame
- multiple speed options for different cooling needs
- auto restart protection standard on all models
- 12 Vdc and 24 Vdc models available
- dual ball bearing construction



MODEL	input voltage		input current <sup>1</sup> max (A)	input power <sup>1</sup> max (W)	rated speed <sup>1</sup> typ (RPM±10%)	airflow <sup>2</sup> (CFM)	static pressure <sup>3</sup> (inch H <sub>2</sub> O)	noise <sup>4</sup> typ (dBA)
	rated (Vdc)	range (Vdc)						
CFM-9232B-130-398	12	10.8~13.2	0.32	3.84	3,000	61.67	0.22	39.9
CFM-9238B-130-410	12	10.8~13.2	0.30	3.60	3,000	57.65	0.25	41.1
CFM-9232B-140-461	12	10.8~13.2	0.52	6.24	4,000	82.23	0.40	46.2
CFM-9238B-140-473	12	10.8~13.2	0.54	6.48	4,000	76.86	0.44	47.3
CFM-9238B-148-523	12	10.8~13.2	0.95	11.40	4,800	92.24	0.63	52.3
CFM-9232B-150-509	12	10.8~13.2	0.89	10.68	5,000	102.79	0.62	51.0
CFM-9232B-230-398	24	21.6~26.4	0.15	3.60	3,000	61.67	0.22	39.9
CFM-9238B-230-410	24	21.6~26.4	0.17	4.08	3,000	57.65	0.25	41.1
CFM-9232B-240-461	24	21.6~26.4	0.36	8.64	4,000	82.23	0.40	46.2
CFM-9238B-240-473	24	21.6~26.4	0.40	9.60	4,000	76.86	0.44	47.3
CFM-9232B-250-509	24	21.6~26.4	0.53	12.72	5,000	102.79	0.62	51.0

**Anexo 3. Propiedades del aceite a 1 atm.**

<i>Aceite de motor (no usado)</i>								
0	899,0	1797	0,1469	$9,097 \times 10^{-8}$	3,814	$4,242 \times 10^{-3}$	46636	0,00070
20	888,1	1881	0,1450	$8,680 \times 10^{-8}$	0,8374	$9,429 \times 10^{-4}$	10863	0,00070
40	876,0	1964	0,1444	$8,391 \times 10^{-8}$	0,2177	$2,485 \times 10^{-4}$	2962	0,00070
60	863,9	2048	0,1404	$7,934 \times 10^{-8}$	0,07399	$8,565 \times 10^{-5}$	1080	0,00070
80	852,0	2132	0,1380	$7,599 \times 10^{-8}$	0,03232	$3,794 \times 10^{-5}$	499,3	0,00070
100	840,0	2220	0,1367	$7,300 \times 10^{-8}$	0,01718	$2,046 \times 10^{-5}$	279,1	0,00070
120	828,9	2308	0,1347	$7,042 \times 10^{-8}$	0,01029	$1,241 \times 10^{-5}$	176,3	0,00070
140	816,8	2395	0,1330	$6,798 \times 10^{-8}$	0,006558	$8,029 \times 10^{-6}$	118,1	0,00070
150	810,3	2441	0,1327	$6,708 \times 10^{-8}$	0,005344	$6,595 \times 10^{-6}$	98,31	0,00070

**Anexo 4. Propiedades del aire a 1 atm.**

Temp. T, °C	Densidad $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico C <sub>p</sub> , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Viscosidad dinámica $\mu$ , kg/m·s	Viscosidad cinemática $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,525 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1011	0,03235	$3,565 \times 10^{-5}$	$2,264 \times 10^{-5}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073
140	0,8542	1013	0,03374	$3,898 \times 10^{-5}$	$2,345 \times 10^{-5}$	$2,745 \times 10^{-5}$	0,7041
160	0,8148	1016	0,03511	$4,241 \times 10^{-5}$	$2,420 \times 10^{-5}$	$2,975 \times 10^{-5}$	0,7014
180	0,7788	1019	0,03646	$4,593 \times 10^{-5}$	$2,504 \times 10^{-5}$	$3,212 \times 10^{-5}$	0,6992
200	0,7459	1023	0,03779	$4,954 \times 10^{-5}$	$2,577 \times 10^{-5}$	$3,455 \times 10^{-5}$	0,6974
250	0,6746	1033	0,04104	$5,890 \times 10^{-5}$	$2,760 \times 10^{-5}$	$4,091 \times 10^{-5}$	0,6946
300	0,6158	1044	0,04418	$6,871 \times 10^{-5}$	$2,934 \times 10^{-5}$	$4,765 \times 10^{-5}$	0,6935
350	0,5664	1056	0,04721	$7,892 \times 10^{-5}$	$3,101 \times 10^{-5}$	$5,475 \times 10^{-5}$	0,6937
400	0,5243	1069	0,05015	$8,951 \times 10^{-5}$	$3,261 \times 10^{-5}$	$6,219 \times 10^{-5}$	0,6948
450	0,4880	1081	0,05298	$1,004 \times 10^{-4}$	$3,415 \times 10^{-5}$	$6,997 \times 10^{-5}$	0,6965
500	0,4565	1093	0,05572	$1,117 \times 10^{-4}$	$3,563 \times 10^{-5}$	$7,806 \times 10^{-5}$	0,6986
600	0,4042	1115	0,06093	$1,352 \times 10^{-4}$	$3,846 \times 10^{-5}$	$9,515 \times 10^{-5}$	0,7037
700	0,3627	1135	0,06581	$1,598 \times 10^{-4}$	$4,111 \times 10^{-5}$	$1,133 \times 10^{-4}$	0,7092
800	0,3289	1153	0,07037	$1,855 \times 10^{-4}$	$4,362 \times 10^{-5}$	$1,326 \times 10^{-4}$	0,7149
900	0,3008	1169	0,07465	$2,122 \times 10^{-4}$	$4,600 \times 10^{-5}$	$1,529 \times 10^{-4}$	0,7206
1000	0,2772	1184	0,07868	$2,398 \times 10^{-4}$	$4,826 \times 10^{-5}$	$1,741 \times 10^{-4}$	0,7260
1500	0,1990	1234	0,09599	$3,908 \times 10^{-4}$	$5,817 \times 10^{-5}$	$2,922 \times 10^{-4}$	0,7478
2000	0,1553	1264	0,11113	$5,664 \times 10^{-4}$	$6,630 \times 10^{-5}$	$4,270 \times 10^{-4}$	0,7539

**Anexo 5.** Propiedades del aluminio.

**Composición química**

ELEMENTOS	Mg	Mn	Fe	Si	Si +Fe	Cu	Zn	Cr	Mn +Cr	Ti	Bi	Ni	Pb	Sn	Zr
Máximo	≤0,05	≤0,05	≤0,40	≤0,25	-	≤0,05	≤0,07	-	-	≤0,05	-	-	-	-	-

**Propiedades técnicas**

NORMA E.N.		AW1050			
Norma U.N.E.		L-3051 / 38.114			
Densidad	g/cm3	2,70			
Estado del tratamiento		O	H-14	H-18	
PROPIEDADES GENERALES					
Carga de rotura	N/mm2	65-95	100-140	150	
Límite elástico	N/mm2	20	105	140	
Módulo elástico	N/mm2	69000	69000	69000	
Alargamiento a 5,65%		42	10	6	
Dureza	Brinell	21	35	43	
PROPIEDADES FÍSICAS					
Punto de fusión	°C	645-660	645-660	645-660	
Conductividad térmica	W/(K*m)	229	229	229	
Coefic. dilatación terminal lineal	m/(m*K)	23,5	23,5	23,5	
Conductividad eléctrica	%IACS	59,5	59,5	59,5	