



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES
DE CALOR (IHX) DE DIFERENTES GEOMETRÍAS,
PARA SU EVALUACIÓN EN EL COMPORTAMIENTO
DEL COP DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
EN UN VEHÍCULO TIPO SEDAN”**

**ORELLANA FIERRO GUSTAVO ADOLFO
SÁNCHEZ QUISPE DIMAS MISAEL**

**TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: PROYECTOS TÉCNICOS**

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO DE AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2017**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-10-20

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

ORELLANA FIERRO GUSTAVO ADOLFO

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (IHX)
DE DIFERENTES GEOMETRÍAS, PARA SU EVALUACIÓN EN EL
COMPORTAMIENTO DEL COP DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
EN UN VEHÍCULO TIPO SEDAN”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz
DIRECTOR

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo
ASESOR

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-10-20

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

SÁNCHEZ QUISPE DIMAS MISAEEL

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (IHX)
DE DIFERENTES GEOMETRÍAS, PARA SU EVALUACIÓN EN EL
COMPORTAMIENTO DEL COP DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
EN UN VEHÍCULO TIPO SEDAN”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz
DIRECTOR

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo
ASESOR

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ORELLANA FIERRO GUSTAVO ADOLFO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (IHX) DE DIFERENTES GEOMETRÍAS, PARA SU EVALUACIÓN EN EL COMPORTAMIENTO DEL COP DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN UN VEHÍCULO TIPO SEDAN”

Fecha de Exanimación: 2017-07-06

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz DIRECTOR			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SÁNCHEZ QUISPE DIMAS MISAEAL

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (IHX) DE DIFERENTES GEOMETRÍAS, PARA SU EVALUACIÓN EN EL COMPORTAMIENTO DEL COP DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN UN VEHÍCULO TIPO SEDAN”

Fecha de Exanimación: 2017-07-06

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXANIMACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz DIRECTOR			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de titulación que presentamos, es original y basado en proyecto técnico establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico-técnicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Orellana Fierro Gustavo Adolfo

Sánchez Quispe Dimas Misael

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Orellana Fierro Gustavo Adolfo y Sánchez Quispe Dimas Misael, declaramos que el presente trabajo de grado es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Orellana Fierro Gustavo Adolfo
Cédula de Identidad: 190075910-9

Sánchez Quispe Dimas Misael
Cédula de Identidad: 050350136-3

DEDICATORIA

El presente Trabajo de Titulación quiero dedicar a mi madre Fulvia Fierro quien es una persona más importante en mi vida que me ha enseñado que con esfuerzo, constancia y coraje se puede lograr todo en esta vida a mi Padre Fabián Orellana que me ha inculcado que el orden y disciplina son las virtudes más importantes en esta vida.

A mis hermanos que me han apoyado en lo que han podido pero lo han hecho de todo corazón.
A mis familiares, amigos y mi novia quienes con un consejo y apoyo me ayudaron a seguir adelante y que no debo rendirme ante ninguna adversidad.

Gustavo Orellana Fierro

A mis padres y hermano, por darme su apoyo en todo momento, por sus consejos valores, por su gran ejemplo de superación.

A dios por darme la vida y por haberme dado la fuerza para seguir adelante, librándome de los malos caminos y así poder haber cumplido mis metas.

Misael Sánchez Quispe

AGRADECIMIENTO

Principalmente quiero dar gracias a Dios quien me da salud y sabiduría para que cada día pueda seguir superándome como persona, estudiante y en mi vida profesional.

A mis padres Fulvia Fierro y Fabián Orellana por el apoyo incondicional y nunca dejar de creer en mí por sus enseñanzas y por la magnífica forma en la que me inculcaron valores son excepcionales, a mis hermanos y resto de familiares quienes siempre me apoyaron en lo que pudieron y me dieron aliento para seguir adelante.

A mi novia que con su apoyo y con todo el amor que me demostró fue un aliento para nunca desistir.

Agradezco al Director del Trabajo de Titulación Ing. Paul Montufar y a nuestro Asesor Bolívar Cuaical, quienes con su conocimiento y experiencia nos ayudaron a culminar nuestro Trabajo de titulación, deseándoles los mejor en su vida profesional.

Gustavo Orellana Fierro

A mis padres, por su sacrificio y apoyo incondicional que se ve reflejado en el presente trabajo cómo muestra de mi gratitud hacia ellos. Sabiendo que su esmero esfuerzo está siendo gratificado en Trabajo de Titulación y así corroborando la humildad y que todo sacrificio es bendecido.

A mi hermano porque han estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar y a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad

A todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

Misael Sánchez Quispe

CONTENIDO

pag.

1. INTRODUCCIÓN

1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	2

2. MARCO TEÓRICO

2.1	Emisiones contaminantes en motores de combustión interna	3
2.1.1	<i>Clasificación de emisiones contaminantes</i>	3
2.1.2	<i>Emisiones contaminantes inofensivas.</i>	3
2.1.2.1	Nitrógeno (N ₂).....	3
2.1.2.2	Oxígeno (O ₂).....	4
2.1.2.3	Agua (H ₂ O).	4
2.1.2.4	Dióxido de carbono (CO ₂).	4
2.1.3	<i>Emisiones contaminantes tóxicas.</i>	4
2.1.3.1	<i>Monóxido de carbono (CO).</i>	4
2.1.3.2	<i>Hidrocarburos (HC).</i>	4
2.1.3.3	<i>Óxido de nitrógeno (NO_x).</i>	5
2.1.4	<i>Efectos de los gases contaminantes.</i>	5
2.1.4.1	Efecto invernadero.	6
2.1.4.2	Capa de ozono.....	6
2.2	Eficiencia en los motores de combustión interna.....	6
2.3	Sistema de aire acondicionado automotriz.....	7
2.3.1	<i>Función y necesidad del aire acondicionado</i>	7
2.4	Efecto energético en el vehículo con el sistema de aire acondicionado.....	8
2.4.1	<i>Efecto de la activación del aire acondicionado en la potencia del vehículo.</i>	8

2.5	Principio del funcionamiento de la refrigeración.....	9
2.6	Formas de energía.....	10
2.6.1	<i>Entropía.</i>	10
2.6.2	<i>Entalpia.</i>	11
2.6.3	<i>Calor.</i>	11
2.7	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	12
2.7.1	<i>Calor sensible.</i>	13
2.7.2	<i>Calor latente.</i>	13
2.8	Fluido refrigerante.....	13
2.8.1	<i>Refrigerante R-12.</i>	13
2.8.2	<i>Refrigerante R-134a.</i>	14
2.9	COP (Coeficiente de Operación).....	14
2.10	Transferencia de calor.....	15
2.10.1	<i>Mecanismos de transferencia de calor.</i>	15
2.10.1.1	<i>Radiación.</i>	15
2.10.1.2	<i>Conducción.</i>	16
2.10.1.3	<i>Convección.</i>	16
2.11	Intercambiadores de calor.....	16
2.11.1	Intercambiadores de calor a contraflujo de tubo doble.....	17
2.11.2	<i>Intercambiadores de calor interno (IHX).</i>	18
2.12	Comportamiento de operación A/C + IHX.....	18
3.	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.	
3.1	Modelo teórico.....	20
3.1.1	<i>Método.</i>	20
3.1.2	<i>Selección del material</i>	20
3.1.3	<i>Geometrías de los intercambiadores de calor</i>	21
3.1.4	<i>Análisis de desempeño de intercambiadores de calor.</i>	21
3.1.5	<i>Cálculos</i>	23

3.1.5.1	Cálculo de la transferencia de calor total, efectividad y Δ de temperatura del intercambiador de calor.....	23
3.1.6	<i>Medición de datos de presión y temperatura del vehículo tipo sedán para los casos, A A/C activado, intercambiador de calor + A/C activado.</i>	31
3.1.6.1	Obtención de presiones con el A/C activado y A/C activado + intercambiador de calor.	31
3.1.5.2	Obtención de Temperaturas con el A/C activado y A/C activado + intercambiador de calor.....	32
3.1.6	<i>Determinación del COP del A/C y A/C + Intercambiador de calor mediante software EES.</i>	33
3.1.7	<i>Diseño de los intercambiadores de calor</i>	37
3.2	Modelo experimental	38
3.2.1	<i>Construcción del intercambiador de calor IHX.</i>	38
3.2.2	<i>Implementación del intercambiador de calor IXH de 250 mm</i>	41
3.2.3	<i>Proceso de la carga del refrigerante R134-a</i>	42
4.	PRUEBAS Y RESULTADOS	
4.1	Dinamómetro	45
4.1.1	<i>Analizador de gases</i>	45
4.1.2	<i>Canister de combustible.</i>	46
4.1.3	<i>Probetas</i>	47
4.1.4	<i>Realización de pruebas comparativas en el vehículo tipo sedán para los casos estándar, A/C activado, intercambiador de calor + A/C activado.</i>	47
4.1.4.1	Pruebas dinamométricas de torque y potencia.	47
4.1.4.2	Pruebas de Factores de contaminación y consumo de combustible.	49
4.1.5	<i>Análisis de resultado</i>	51
4.1.5.1	Resultados obtenidos durante las pruebas de potencia.....	51
4.1.5.2	Resultados obtenidos durante las pruebas de torque.	52
4.1.5.3	Resultados obtenidos durante las pruebas de consumo y emisiones de gases.	53

4.1.6	<i>Análisis comparativo entre los factores de emisión vehicular obtenidos en el ciclo IM240 y los límites máximos permitidos según la NTE INEN 2204</i>	55
4.1.6.1	Normas Ecuatorianas sobre el control de emisiones.....	55
4.1.6.2	Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2 204:2002.....	55
4.1.6.3	Comparación de consumo de combustible con el A/C activado y el A/C + el intercambiador.	58

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1	Conclusiones	59
5.2	Recomendaciones.....	59

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Intervalos de potencia estándar vs A/C	9
Tabla 2. Datos generales de R134-a.....	23
Tabla 3. Áreas laterales de los intercambiadores de calor.....	27
Tabla 4. Coeficientes de transferencia de calor total.....	28
Tabla 5. Áreas superficiales.	29
Tabla 6. Cálculo del NTU.	30
Tabla 7. Efectividad de los intercambiadores de calor (NTU).....	30
Tabla 8. Resultados de los Δ de temperaturas.....	31
Tabla 9. Datos obtenidos mediante la medición.....	32
Tabla 10. Resultado obtenido mediante el software EES.	34
Tabla 11. Resultados.	35
Tabla 12. Resultado obtenidos mediante el software EES.	36
Tabla 13. Resultados.	37
Tabla 14. Tabla de proceso de construcción.	38
Tabla 15. Parámetros establecidos en el dinamómetro.	48
Tabla 16. Comparativa de potencia.....	52
Tabla 17. Comparativa de torque.	53
Tabla 18. Datos obtenidos en las pruebas dinamométricas.....	53
Tabla 19. Factores de emisión del CO, HC y NO _x	55
Tabla 20. Límites máximos de emisiones para fuentes móviles con motor de gasolina (prueba dinámica) a partir del año modelo 2000 (ciclos americanos).....	56

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Composición de los gases de escape en motores con ciclo Otto.	3
Figura 2. Emisiones contaminantes en función de λ	5
Figura 3. Ilustración de gases contaminantes.	6
Figura 4. Cámaras de combustión de motores con ciclo Otto.	7
Figura 5. Efecto energético del sistema de aire acondicionado.	8
Figura 6. Comparativa de potencia estándar vs A/C.	9
Figura 7. Circuito de aire acondicionado con presiones y temperaturas.	10
Figura 8. Nivel de desorden molecular (entropía).	11
Figura 9. Calor absorbido y desprendido en la reacción.	11
Figura 10. Esquema y diagramas del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor (T-S y P-h).	12
Figura 11. Diagrama Temperatura vs Calor para el agua.	13
Figura 12. Curva de saturación de R134a.	14
Figura 13. Curva de saturación del refrigerante.	15
Figura 14. Mecanismos de transferencia de calor.	16
Figura 15. Intercambiador de calor a contraflujo.	17
Figura 16. Diagrama convencional de Presión vs Entalpía.	19
Figura 17. Ubicación esquemática del intercambiador de calor (IHX) dentro del ciclo de operación.	19
Figura 18. Diagrama de selección del material.	20
Figura 19. Determinación de las geometrías de los intercambiadores de calor.	21
Figura 20. Transferencia de calor NTU.	22
Figura 21. Intercambiador de calor (IHX).	23
Figura 22. Red de resistencias térmica.	25
Figura 23. Ubicación de manómetros.	31
Figura 24. Medición de temperaturas mediante un milímetro automotriz.	32
Figura 25. Ciclo termodinámico con AC.	34
Figura 26. Ciclo termodinámico con AC + IHX.	36
Figura 27. Diseño del intercambiador de calor.	37
Figura 28. Ubicación de vehículo en el dinamómetro del CCICEV.	41
Figura 29. Ubicación de la bomba de vacío.	42
Figura 30. Ubicación de manómetros.	43
Figura 31. Carga del fluido refrigerante.	43

Figura 32. Estabilización del sistema.....	44
Figura 33. Dinamómetro de rodillos.....	45
Figura 34. Analizador de gases.....	46
Figura 35. Canister de combustible.....	46
Figura 36. Probetas.....	47
Figura 37. Pruebas dinamométricas preparación del vehículo.....	47
Figura 38. Ciclo de conducción IM-240.....	49
Figura 39. Prueba de factores de contaminación y consumo de combustible.....	50
Figura 40. Resultados de potencia.....	51
Figura 41. Resultados de torque.....	52
Figura 42. Comparación entre los factores de emisión del NOx y la NTE INEN 2204.....	56
Figura 43. Comparación entre los factores de emisión del CO y la NTE INEN 2204.....	57
Figura 44. Comparación entre los factores de emisión del HC y la NTE INEN 2204.....	57
Figura 45. Comparación de consumo de combustible.....	58

SIMBOLOGÍA

A	Área	m^2
A _i	Área superficial (Área interna)	m^2
A _o	Área superficial (área externa)	m^2
A _s	Área superficial	m^2
C _c	Capacidad calorífica de los fluidos fríos	KW/°C
C _h	Capacidad calorífica de los fluidos calientes	KW/°C
C _p	Calor específico	KJ/kg. °C
D _i	Diámetro interno	m
D _o	Diámetro externo	m
h	Entalpia	kJ/kg
h _i	Trasferencia de calor por convección (parte interna)	W/m ² °C
h _o	Trasferencia de calor por convección (parte externa)	W/m ² °C
K	Conductividad térmica	W/m°C
L	Longitud	m
m	Flujo másico	kg/s
P	Presión	KPas
Q	Razón de la trasferencia de calor real	KW
QL	Tasa de eliminación de energía	KW
Q _{max}	Razón máxima posible de la transferencia de calor	KW
R _{pared}	Resistencia térmica de la pared	W/m°C
S	Entropía	kJ/kg
T	Temperatura	°C
U	Coeficiente de trasferencia de calor	W/ m ² °C
V	Velocidad	m/s
W _{neto}	Entrada de trabajo al compresor	Kw

LISTA DE ABREVIACIONES

A/C	Aire acondicionado
IHX	Intercambiadores de calor interno
COP	Coefficiente de desempeño
CAD	Diseño asistido por computadora
NUT	Método de efectividad
CFC	Clorofluorocarbonados
EES	Ingeniería resolver ecuaciones
CNC	Control numérico computarizado
QL	Efecto de enfriamiento
NPT	Rosca cónica americana para tubos
NTE	Norma técnica Ecuatoriana
Wneto	Entrada de trabajo
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización
CCICEV	Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares

LISTA DE ANEXOS

- A** Propiedades en los puntos de ebullición y de congelación
- B** Propiedades del refrigerante R134a Saturado
- C** Relaciones de efectividad para intercambiadores de calor
- D** Tabla del refrigerante R134a saturado
- E** Tabla del refrigerante R134a saturado
- F** Tabla del refrigerante R134a sobrecalentado
- G** Tabla del refrigerante R134a sobrecalentado
- H** Tabla de resultados de Potencia
- I** Grafica de potencias
- J** Tabla de resultados de torque
- K** Grafica de torque
- L** Planos de los intercambiadores de calor

RESUMEN

Diseñar diferentes geometrías de intercambiadores de calor interno (IHX) para la posterior construcción e implementación en el sistema de aire acondicionado en un vehículo tipo sedán para evaluar el coeficiente de desempeño (COP) del sistema. El modelado se realizó en un software CAD, en los cuales se bosquejó tres tipos de modelos de diferentes longitudes. Para la elaboración del proyecto se tuvo que realizar la selección de materiales con el que se construyeron los diferentes intercambiadores de calor (IHX). Para determinar el diseño más óptimo que nos permita mejorar el rendimiento del sistema de aire acondicionado se realizaron los respectivos cálculos de transferencia de calor mediante el método de efectividad (NTU). Antes de la implementación del intercambiador de calor en el vehículo se realizó el cálculo del (COP) y se realizaron pruebas de torque, potencia, factores de emisiones contaminantes y consumo de combustible en el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares (CCICEV). Posteriormente se procedió a la implementación del intercambiador de 250 mm en el vehículo para luego realizar los cálculos y pruebas en el CCICEV. Con esta implementación del intercambiador se logró aumentar el coeficiente de desempeño (COP) haciéndole más eficiente al sistema de aire acondicionado, así también se logró aumentar el recorrido por cada litro de consumo de combustible. En conclusión los cálculos realizados de los distintos intercambiadores de calor se pudo apreciar que mientras mayor sea el área donde va a ocurrir la transferencia de calor mayor será la eficiencia y la transferencia de calor total. Se recomienda antes de cargar el fluido refrigerante en el sistema de aire acondicionado realizar un vacío en el sistema para extraer los gases no condensables y la humedad que entra al mismo.

PALABRAS CLAVE: <INTERCAMBIADORES DE CALOR (IHX)>, <AIRE ACONDICIONADO>, <COEFICIENTE DE DESEMPEÑO (COP)>, <SOFTWARE (CAD)>, <FACTORES DE EMISIONES CONTAMINANTES>, <FLUIDO REFRIGERANTE>, <MÉTODO DE EFECTIVIDAD (NTU)>, <CLIMATIZACIÓN>.

SUMMARY

This research work designed different geometries of internal heat exchangers (IHX) for the construction and implementation in the air conditioning system in a vehicle type sedan to evaluate the performance coefficient (COP) of the system. The modeling was done in (CAD) computer aided design software, in which three types of models of different lengths were sketched. For the elaboration of the project had to make the selection of materials with which different (IHX) heat exchangers were constructed. The Effectiveness Method (NTU) number of transfer units was used in order to determine the most optimal design that allows improving the performance of the air conditioning system, performed the respective calculations of heat transfer. Before the implementation of the heat exchanger in the vehicle, the calculation of the (COP) was performed and test of torque, power, pollutant emission factors and fuel consumption were carried out at the Technological Transfer Center for Training and Research in Control of Vehicle Emission (CCICEV). Subsequently, the 250 mm exchanger was implemented in the vehicle to perform the calculations and tests at the CCICEV. The exchanger implementation made possible to increase the coefficient of performance (COP) by making it more efficient to the air conditioning system, and also managed to increase the route for each liter of fuel consumption. This design concluded that, the calculations made of the different heat exchangers could be appreciated that while greater area where going to occur greater heat transfer will be efficiency and total heat transfer. It is recommended before charging the refrigerant in the air conditioning system to make a vacuum in the system to remove non-condensable gases and moisture entering the system.

KEYWORDS: <HEAT EXCHANGERS>, <AIR CONDITIONING>, <COEFFICIENT OF PERFORMANCE>, <SOFTWARE (CAD)>, <POLLUTANT EMISSION FACTORS>, <REFRIGERANT FLUID>, <EFFECTIVENESS METHOD (NTU)>, <CLIMATIZATION>.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En la actualidad el área de la industria automotriz está aplicando nuevas tecnologías en diferentes áreas para un mejor funcionamiento de los sistemas que encontramos en los vehículos como son los sistemas de inyección de dirección, frenos, aire acondicionado entre otros.

El sistema de aire acondicionado es uno de los sistemas que se está innovando hoy en día debido a que la tecnología va avanzando y los requerimientos y prestaciones en los vehículos son cada vez de mayor alcance.

La realización de trabajos técnicos y experimentales en el aire acondicionado por parte de la industria automotriz, con llevan a generar nuevas aplicaciones que ayuden en si a proporcionar mayor eficiencia en el vehículo y darle a los ocupantes un ambiente agradable con una temperatura adecuada dentro del habitáculo sin generar mayores pérdidas de potencia, consumo de combustible en los vehículos y generando menos contaminación ya que el vehículo, aparte de ser considerado un elemento clave en el funcionamiento de la sociedad moderna, puede ser, y sí que lo es, una importante causa de la contaminación ambiental.

1.2 Justificación

La realización de este proyecto es de mucha importancia, ya que será desarrollado con el propósito de evaluar el comportamiento del coeficiente de rendimiento (COP) de un sistema de aire acondicionado.

Este proyecto va a permitir desarrollar pruebas de eficiencia de los diferentes intercambiadores el cual va a tener diferentes geometrías, que nos va a permitir conocer de la diferencia de entre varios intercambiadores de calor, observar y comparar lo que sucede entre ellos y verificar cual es el más eficiente, para poder realizar un análisis de la pérdida de potencia, contaminación y el consumo de combustible que este sistema provoca ya que se realizaran las pruebas del sistema en un vehículo convencional.

1.3 Objetivos.

1.3.1 *Objetivo general.*

Diseñar y construir intercambiadores de calor de diferentes longitudes y evaluar su implementación en sistema de aire acondicionado de un vehículo tipo sedán.

1.3.2 *Objetivos específicos.*

- Analizar y revisar conceptos teóricos de funcionamiento de aires acondicionados por medio del estudio de sistemas eficientes de transmisión de calor ocupando intercambiadores de calor para diseñar la geometría adecuada de los intercambiadores de calor.
- Diseñar la geometría y secciones de los intercambiadores de calor por medio de software (CAD) más adecuadas para un óptimo desempeño.
- Construir los diferentes elementos de los intercambiadores de calor mediante la selección de los materiales más adecuados y basados en el diseño planificado, para un correcto funcionamiento.
- Realizar los cálculos pertinentes de transferencia de calor y eficiencia mediante el método de efectividad (NTU) para determinar los diseños más óptimos que permitan mejorar el rendimiento del sistema de aire acondicionado.
- Implementar el diseño de un intercambiador de calor (IHX), en el sistema de aire acondicionado de un vehículo tipo sedán realizando las pruebas pertinentes para evaluar el comportamiento del vehículo.

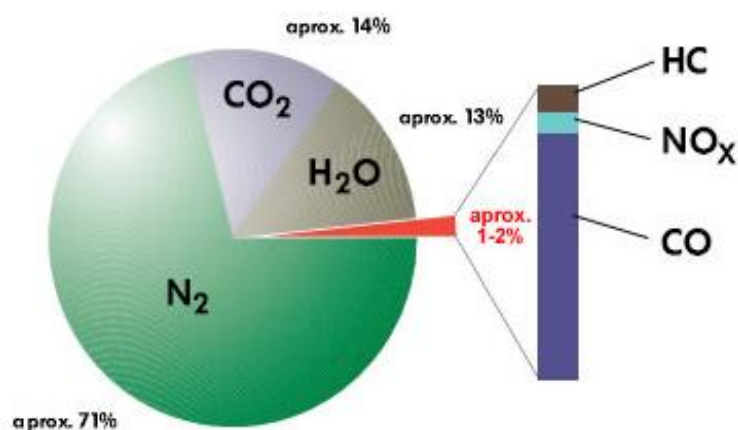
CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Emisiones contaminantes en motores de combustión interna.

Las emisiones de contaminación se producen luego de una combustión incompleta, es decir que no es capaz de quemar en su totalidad la mezcla de aire-combustible dentro de los cilindros, la cual se da producto a una serie de gases contaminantes tales como el monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarburos (HC), óxido de nitrógeno (NO_x) entre otros los cuales representan una fracción total de la cantidad de gases combustionados. (Rojas, y otros, 2015)

Figura 1. Composición de los gases de escape en motores con ciclo Otto.



Fuente. (Hinestroza, 2009)

2.1.1 Clasificación de emisiones contaminantes.

Los gases generados en la combustión se clasifican en:

- Inofensivos.
- Tóxicos (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.2 Emisiones contaminantes inofensivas.

2.1.2.1 Nitrógeno (N₂).

El nitrógeno es incoloro e inodoro además es indispensable en el proceso de la combustión conjuntamente con el aire de la admisión. La mayor parte del nitrógeno aspirado vuelve a salir puro en los gases de escape. (ROJAS, y otros, 2015)

Sólo una pequeña parte se combina con el oxígeno O₂ formando los óxidos de nitrógeno (NO_x). (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.2.2 *Oxígeno (O₂).*

El oxígeno es incoloro e inodoro, es un gas fundamental para el proceso de combustión del motor, con una mezcla ideal del consumo de combustible debería ser total, pero en el caso de la combustión incompleta el oxígeno restante es expulsado por el sistema de escape. (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.2.3 *Agua (H₂O).*

Se produce en la combustión inicial (fase de calentamiento del motor). Es un subproducto de la combustión y es expulsado por el sistema de escape del vehículo, es un componente inofensivo de los gases de escape. (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.2.4 *Dióxido de carbono (CO₂).*

Es el producto de una combustión eficiente, se produce al ser quemados los combustibles que contiene carbono combinados con el oxígeno aspirado es un gas incoloro, no combustible. (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.3 *Emisiones contaminantes tóxicas.*

2.1.3.1 *Monóxido de carbono (CO).*

Se producen en la combustión incompleta, el monóxido de carbono (CO) aumenta con las mezclas ricas ($\lambda < 1$) ya que el oxígeno existente no es suficiente para completar la combustión por lo cual el contenido de (CO) en los gases de escape es elevado. (ROJAS, y otros, 2015)

El CO disminuye con mezclas pobres ($\lambda > 1$) el oxígeno presente es elevado y la combustión tiene a completarse por lo cual el contenido de monóxido de carbono (CO) en los gases de escape es bajo. (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.3.2 *Hidrocarburos (HC).*

Son residuos no quemados del combustible, aparecen luego de una combustión incompleta. La

mala combustión es debido a la falta de oxígeno durante la combustión mezcla rica ($\lambda < 1$). (Rojas, y otros, 2015)

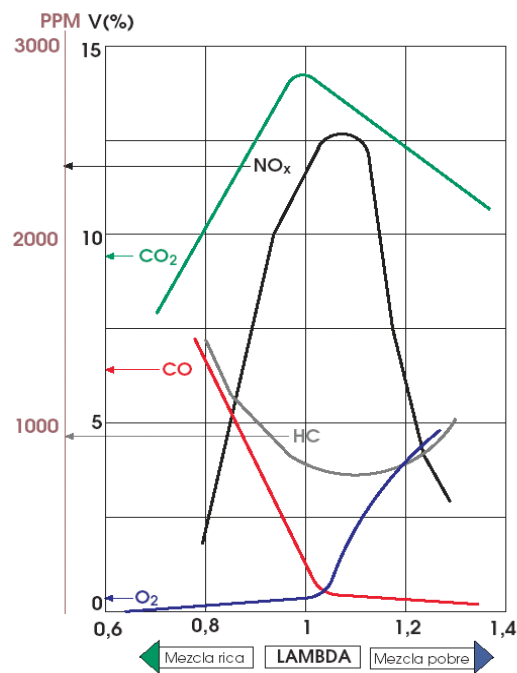
La concentración de hidrocarburos sin quemar se reduce a valores mínimos para relaciones de aire-combustible ligeramente superiores a la estequiometrica es decir para mezclas pobres ($\lambda > 1$). (ROJAS, y otros, 2015)

2.1.3.3 Óxido de nitrógeno (NO_x).

Los óxidos de nitrógeno se producen al existir altas presiones y temperaturas con exceso de oxígeno durante la combustión en el motor. El NO_x es un gas incoloro, inodoro e insípido. (ROJAS, y otros, 2015)

El factor lambda (λ) y la relación estequiometria aire/combustible son parámetros importante que muestran cómo se encuentran las concentraciones de los gases contaminantes emitidos por las vehículos. (ROJAS, y otros, 2015)

Figura 2. Emisiones contaminantes en función de λ .



Fuente. (MECANICA INACAP)

2.1.4 Efectos de los gases contaminantes.

Los principales efectos que estos gases producen es alterar el fenómeno cual se lo conoce como efecto invernadero y destrucción de la capa de ozono. (MVOTMA)

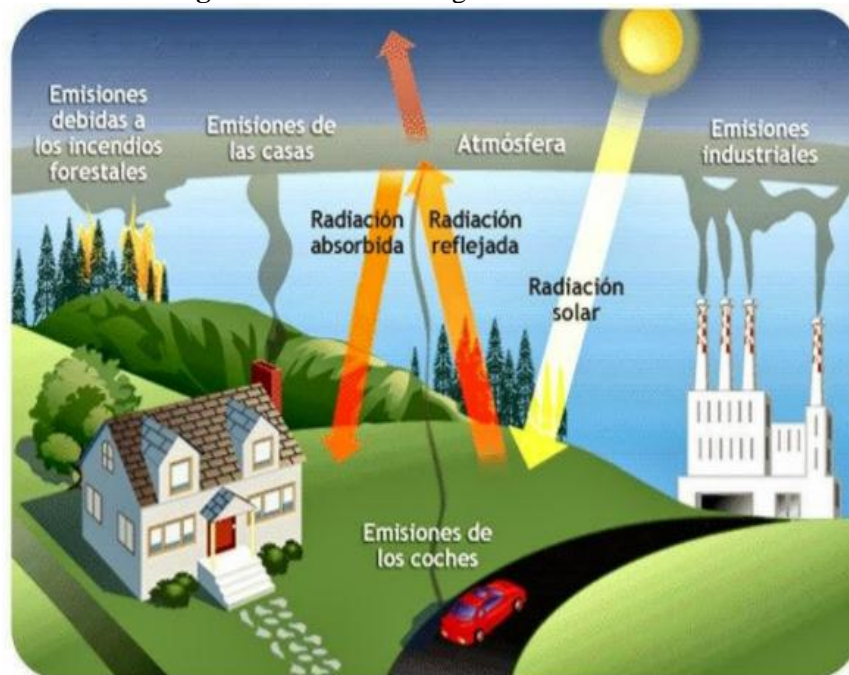
2.1.4.1 Efecto invernadero.

Se denomina al fenómeno por el cual ciertos gases que forman parte de la atmósfera retienen parte de la energía que emite el suelo a causa del calentamiento debido al sol.(MVOTMA)

2.1.4.2 Capa de ozono.

La capa de ozono se denomina a la zona de la estratosfera terrestre la cual contiene una concentración relativamente alta de ozono. La capa de ozono se extiende aproximadamente de los 15 km hasta los 40 km de altitud mediante la cual reúne el 90% de ozono que se encuentra en la atmósfera y absorbe del 97% al 99% de la radiación ultravioleta de alta frecuencia.(MVOTMA)

Figura 3. Ilustración de gases contaminantes.



Fuente. (EFECTO INVERNADERO 5, 2017)

2.2 Eficiencia en los motores de combustión interna.

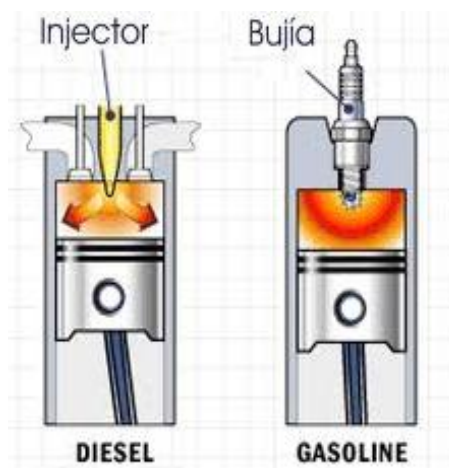
En la actualidad los motores de combustión interna que llevan la mayoría de los vehículos comercializados a nivel mundial en realidad son poco eficientes debido al rendimiento térmico que ellos poseen en la termodinámica nos explica que el rendimiento térmico de un motor se debe principalmente al grado de compresión que posee que por lo general esta se encuentra en una relación de 8 a 1 o de 10 a 1, en la mayoría de los motores modernos. (Jaramillo Salgado, 2008)

Por ende si se aumenta esta relación de compresión se incrementa la eficiencia del motor pero si esta relación se incrementa demasiado podría presentarse un encendido prematuro del combustible, llamado auto encendido.(Jaramillo Salgado, 2008)

Por lo tanto la eficiencia de un motor convencional tipo Otto es de un 20% a 25% tan solo la cuarta parte de energía calorífica de convierte en energía mecánica.(Jaramillo Salgado, 2008)

Es por ello que los motores de combustión interna a diésel son más eficientes que los de gasolina por el mayor grado de compresión que estos poseen ya que estas no cuentan con la chispa de encendido por lo que se puede trabajar a mayor compresión sin correr el riesgo del auto encendido y de tal manera queman el combustible de una manera más completa por lo tanto la eficiencia de estos motores van de 35% a 40%.(Jaramillo Salgado, 2008)

Figura 4.Cámaras de combustión de motores con ciclo Otto.



Fuente. (TECNOLOGIA, 2017)

2.3 Sistema de aire acondicionado automotriz.

Sin duda con el pasar del tiempo los vehículos comercializados son de mejores prestaciones una de las mejoras que se ha venido innovando es en el área de climatización del automóvil. Donde se genera mayor confortabilidad y un ambiente agradable a los ocupantes del vehículo.(PELAEZ, 2004)

2.3.1 Función y necesidad del aire acondicionado.

La necesidad principal del sistema de aire acondicionado se genera para brindarles al conductor y ocupantes un ambiente agradable, acoplándose a las temperaturas ideales de confort.(PELAEZ, 2004)

Si es cierto que genera confort también juega un papel muy importante de la seguridad activa, puesto que un ambiente agradable mejora la capacidad de concentración a la hora de la conducción.(PELAEZ, 2004)

- Ejerce capacidad de concentración en el conductor.
- Adaptarse a condiciones agradables ambientales dentro de habitáculo.
- Depurar el aire del interior del automóvil eliminando partículas y malos olores(PELAEZ, 2004)

2.4 Efecto energético en el vehículo con el sistema de aire acondicionado.

Para el funcionamiento del aire acondicionado del vehículo es necesario impulsar el refrigerante por todo es sistema de refrigeración de esta tarea se encarga el compresor el cual va acoplado en una parte fija del motor y es impulsado por medio de una banda que trasmite su movimiento desde la polea del cigüeñal del motor en el accionamiento del aire acondicionado este provoca una pérdida de potencia del mismo.

Figura 5.Efecto energético del sistema de aire acondicionado.

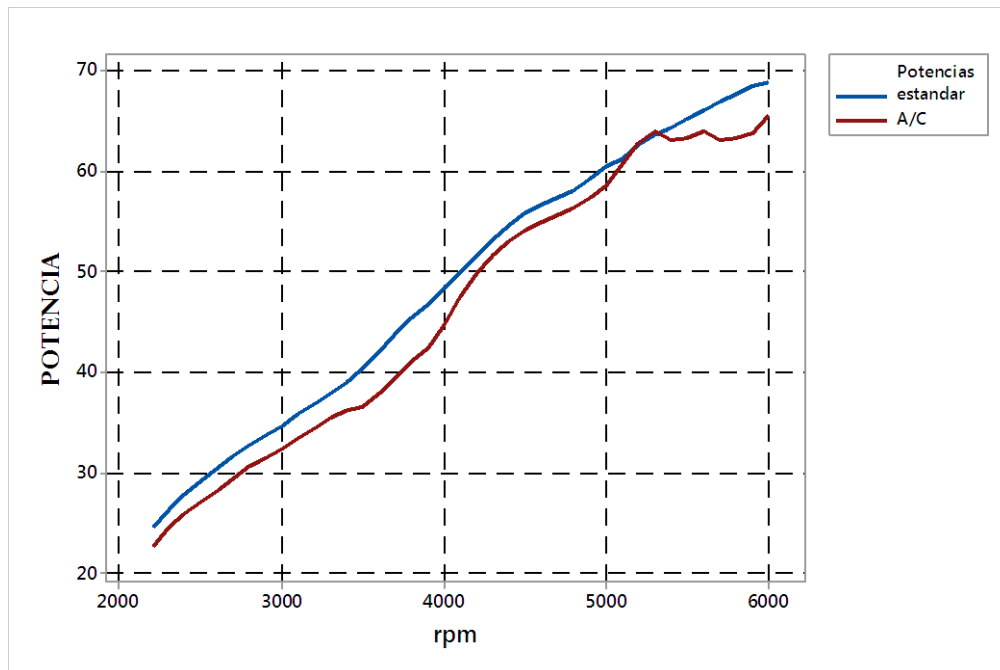


Fuente.(LA VARIANTE, 2017)

2.4.1 Efecto de la activación del aire acondicionado en la potencia del vehículo.

Por medio de la realización de pruebas dinamométricas se determinó la pérdida de potencia en diferentes revoluciones del motor con la activación del aire acondicionado, cabe recalcar que se debe de tomar en cuenta el momento en que se activa el compresor de sistema de refrigeración ya en este vehículo el compresor se activa y desactiva durante un lapso de tiempo.

Figura 6. Comparativa de potencia estándar vs A/C.



Fuente. Autores.

Tabla 1. Intervalos de potencia estándar vs A/C

Rpm	POTENCIA (HP)	
	Estándar	A/C Activado
2200	24,5	22,6
3600	42,0	37,8
4900	59,2	57,3
5800	67,6	63,2

Fuente. Autores

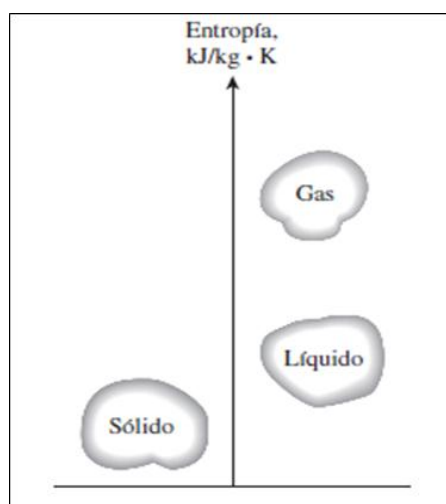
Con referencia a varias revoluciones tenemos diferentes pérdidas de potencia que van desde 1,9 Hp a 4,4 Hp de potencia para este motor de combustión interna.

2.5 Principio del funcionamiento de la refrigeración.

Es necesario inducir una serie de variaciones de presión y temperatura en el sistema para poder acondicionar el aire, extrayendo el calor del habitáculo e inducirlo por uno calor de menor temperatura adecuando en si una climatización confortable.(PELAEZ, 2004)

Por lo cual es necesario cumplir con 4 procesos fundamentales del sistema de refrigeración en el cual como primer punto tenemos el compresor que comprime el fluido refrigerante de la

Figura 8.Nivel de desorden molecular (entropía).

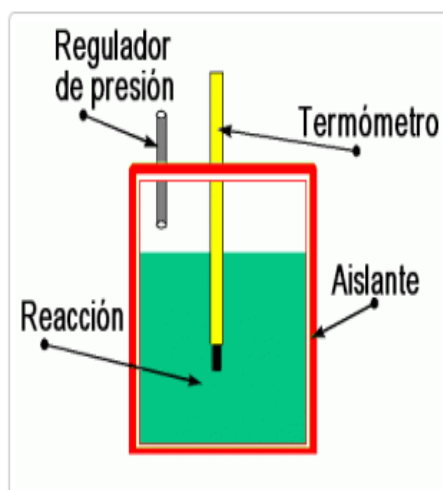


Fuente.(CENGEL, 2007)

2.6.2 Entalpia.

Se podría decir que la entalpia es la energía transferida en forma de calor de un sistema mientras que este proceso sea a presión constante y esta energía se puede intercambiar con su entorno.(CENGEL, y otros, 2009)

Figura 9.Calor absorbido y desprendido en la reacción.



Fuente.(HRCULTURA, 2016)

2.6.3 Calor.

Se trata de una forma de energía creada por el desplazamiento molecular en la materia, esta forma de energía se transfiere por cambios de temperatura en la misma.(CENGEL, y otros, 2009)

2.7 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Este ciclo tiene por función refrigerar un espacio o área utilizando varios elementos y pasando por varios procesos como son:(CENGEL, y otros, 2009)

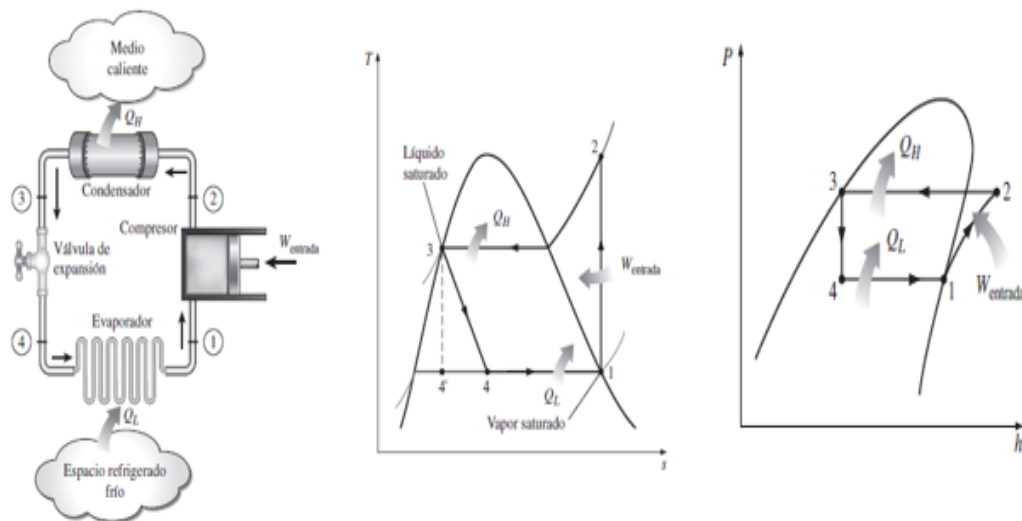
Para el diagrama T-S:

- Compresión isentrópica
- Rechazo de calor a presión constante
- Obturación de un instrumento de expansión
- Filtración de calor a presión constante en el evaporador. (CENGEL, y otros, 2009)

Para el diagrama P-h:

- Trabajo de entrada y aumento de entalpia
- Rechazo de calor a presión constante
- Isoentálpico y caída de presión
- Aumento de entalpia y filtración de calor en el evaporador.(CENGEL, y otros, 2009)

Figura 10. Esquema y diagramas del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor (T-S y P-h).

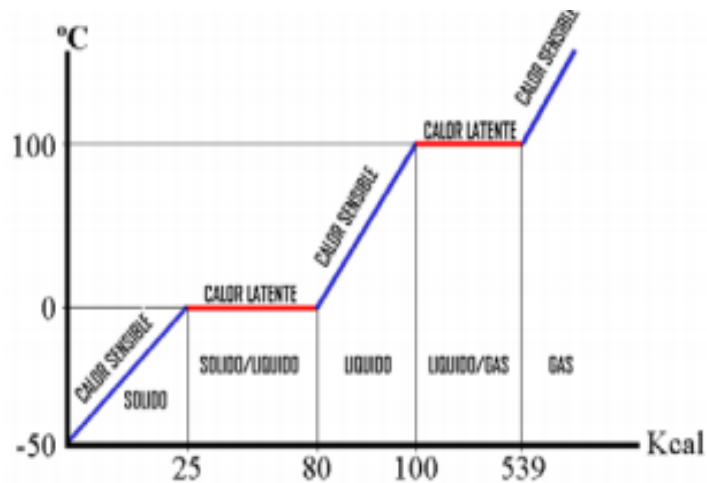


Fuente.(CENGEL, y otros, 2009)

En nuestro medio podemos hallar elementos que se pueden encontrar en los 3 estados elementales: Gas, Líquido y Sólido.(CENGEL, y otros, 2009)

En los cuales para trasladar de un estado a otro es necesaria una gran transferencia de energía, siendo el calor una forma de energía.(CENGEL, y otros, 2009)

Figura 11.Diagrama Temperatura vs Calor para el agua.



Fuente.(FORMAUTO, 2005)

2.7.1 *Calor sensible.*

Se designa calor sensible a la cantidad de energía necesaria para incrementar la temperatura de un componente. (Formauto, 2005)

2.7.2 *Calor latente.*

Se designa calor latente a la cantidad de energía necesaria obtener el cambio de estado en sus fases. (Formauto, 2005)

2.8 **Fluido refrigerante**

El principal elemento del sistema de refrigeración es el fluido refrigerante que transitará por las cañerías del sistema exponiéndose a constantes cambios de presión y temperatura que van a estimular una alteración de estados del mismo produciéndose esto por las condensaciones y evaporaciones que este sistema presenta.(FORMAUTO, 2005)

2.8.1 *Refrigerante R-12.*

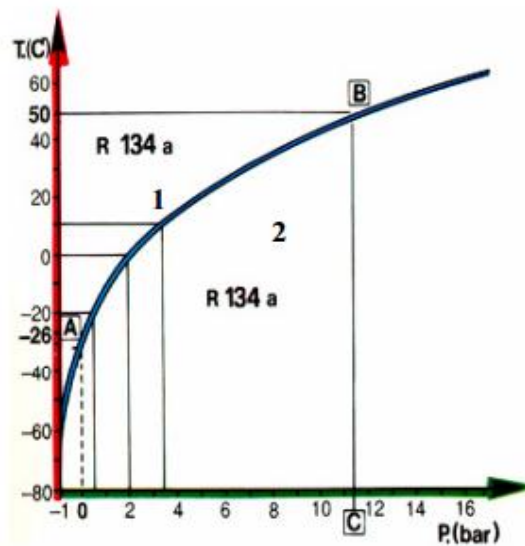
El R-12 es un refrigerante CFC (clorofluorocarbonados) originalmente fue el refrigerante que se utilizaba en los sistemas de refrigeración pero este refrigerante fue considerado como tóxico, debido a su alto índice de destrucción a la capa de ozono, y debido a que termodinámicamente no es eficiente es por eso que se optó por la generación de un nuevo refrigerante como la misma función pero con diferente composición.(FORMAUTO, 2005)

2.8.2 Refrigerante R-134a.

El Tetrafluoroetano ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$) es un refrigerante que por sus propiedades ambientales de baja toxicidad y termodinámicas es el refrigerante que actualmente se utilizan en los sistemas de refrigeración automotriz.(FORMAUTO, 2005)

Asimismo, puede ser utilizada en aplicaciones distintas a las del acondicionamiento de aire y refrigeración. El R-134a tiene un PAO de cero, por lo que no afecta la capa de ozono. Se lubrica con aceite poliéster.(FORMAUTO, 2005)

Figura 12.Curva de saturación de R134a.



Fuente. (FORMAUTO, 2005)

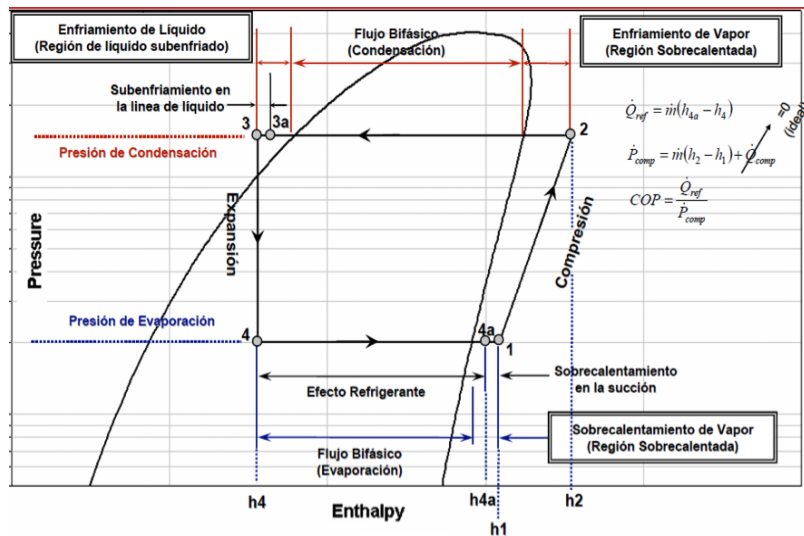
2.9 COP (Coeficiente de Operación).

La eficiencia de una máquina de refrigeración y una bomba de calor se expresa como coeficiente de realización y se denota como COP. Al igual que una máquina térmica es la relación entre la energía solicitada o deseada y la entrada requerida.(HERNADEZ, 2003)

El coeficiente de operación se define como la relación entre el efecto de enfriamiento que se realiza en el evaporador (Q_L) y la entrada de trabajo que sucede en el compresor (W_{neto}). (HERNADEZ, 2003)

$$COP = \frac{\text{Salidadeseada}}{\text{Entradarequerida}} = \frac{\text{Efectodeenfriamiento}}{\text{Entradadetrabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto}}} = \frac{H1 - H4}{H2 - H1} \quad (1)$$

Figura 13. Curva de saturación del refrigerante.



Fuente.(QUIMOBASICOS, 2014)

2.10 Transferencia de calor.

La transferencia de calor es el paso de energía térmica de una sustancia o un cuerpo de mayor temperatura a una de menor temperatura y esa transferencia se suspende cuando ambos obtienen exactamente la misma temperatura. A este fenómeno se le denomina equilibrio térmico.(CENGEL, 2007)

2.10.1 Mecanismos de transferencia de calor.

El calor básicamente se puede transferir en tres diferentes formas:

- Radiación
- Conducción
- Convección(CENGEL, 2007)

Todas estas formas de transferencia de calor tienen como base de funcionamiento que haya una diferencia de temperaturas para poder cumplir con su objetivo que es ceder temperatura hasta llegar a un equilibrio de las mismas.(CENGEL, 2007)

2.10.1.1 Radiación.

Es la energía manifestada por la materia en forma de ondas electromagnéticas o fotones, como producto de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos.(CENGEL, 2007)

Este medio de transferencia no necesita la asistencia de un medio interventor siendo así la transferencia de calor más rápida en comparación a la conducción y convección.(CENGEL, 2007)

2.10.1.2 *Conducción.*

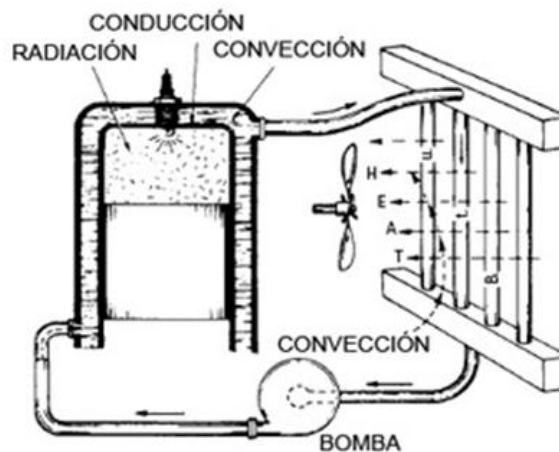
Es el traspaso de energía de los átomos con mayor energía de un elemento hacia sus adyacentes que poseen menor energía, como producto de interacciones a través de sus partículas.(CENGEL, 2007)

2.10.1.3 *Convección.*

Es la transferencia de energía por medio de una superficie sólida y el líquido o gases adyacentes que se encuentran en movimiento e interpreta los efectos combinados entre la conducción y desplazamiento de fluidos.(CENGEL, 2007)

Además este mecanismo de transferencia tiene por ley que entre más rápido se desplaza un fluido o elemento mayor será su transferencia de calor.(CENGEL, 2007)

Figura 14.Mecanismos de transferencia de calor.



Fuente.(SAPIENSMAN, 2015)

2.11 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son de uso habitual en una extensa variedad de aplicaciones como lo son en los sistemas domésticos de calefacción y también en acondicionamiento del aire incluso en los procesos químicos y producción de energía en fábricas. Los intercambiadores de

calor se diferencian de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen dos fluidos que intervienen.(CENGEL, 2007)

Los intercambiadores calor trabajan durante periodos largos sin cambios en sus condiciones de trabajo, por lo que se les considera como aparatos de flujo estacionario. Por lo que, el gasto de masa y las propiedades de cada fluido permanece constante como la temperatura y velocidad, ya que en cualquier entrada o salida siempre van a seguir siendo las mismas.(CENGEL, 2007)

En un intercambiador de calor la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa, y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección.(CENGEL, 2007)

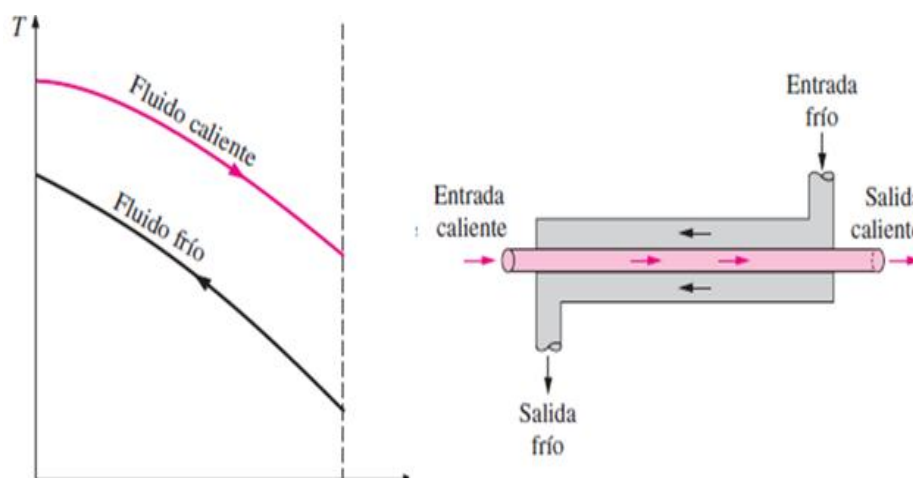
Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor son:

- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío. (CENGEL, 2007)

2.11.1 Intercambiadores de calor a contraflujo de tubo doble.

En estos tipos de intercambiadores a contraflujo los fluidos van a ingresar al intercambiador por los extremos opuestos y los cuales van a fluir en direcciones opuestas, este tipo de intercambiadores básicamente constan de 2 tubos concéntricos con un espacio anular entre ellos donde básicamente ocurre la transferencia de calor entre los fluidos de entrada y de retorno del sistema.(CENGEL, 2007)

Figura 15.Intercambiador de calor a contraflujo.



Fuente.(CENGEL, 2007)

2.11.2 Intercambiadores de calor interno (IHX).

En los sistemas de aire acondicionado estacionario los intercambiadores de calor interno IHX ya existían, no obstante dentro de los sistemas automotrices es aun nuevo hablar al respecto. En los intercambiadores IHX la transferencia de calor se da de un líquido a vapor de calor mediante una cámara interior y una cámara exterior. (DELPHI, 2015)

La transferencia calor empieza cuando el líquido refrigerante caliente del condensador circula a través del intercambiador y refrigerante que fluye desde el evaporador a través de la cámara exterior, posteriormente que el condensador elimina el suficiente calor para condensar el refrigerante a un líquido, el cual aún es bastante caliente. El intercambiador IHX elimina calor del líquido refrigerante, por debajo de la temperatura de condensación, proporcionando que el sistema de refrigeración sea mayor eficiente por las siguientes razones.(DELPHI, 2015)

- Al momento de conseguir una ventaja inicia en el enfriamiento del refrigerante antes de que alcance al dispositivo de expansión, el intercambiador IHX es la utilización de la capacidad de enfriamiento que normalmente se desperdicia. (DELPHI, 2015)
- El vapor que sale del evaporador casi siempre contiene pequeñas gotas de líquido, este líquido que surge no va a dañar el compresor pero va a reducir su eficiencia. (DELPHI, 2015)
- La razón principal por lo que se utiliza los intercambiadores de calor IHX en la actualidad es para lograr utilizar menos refrigerante, para la reducción de emisiones contaminantes y para mejorar la economía del combustible.(DELPHI, 2015)

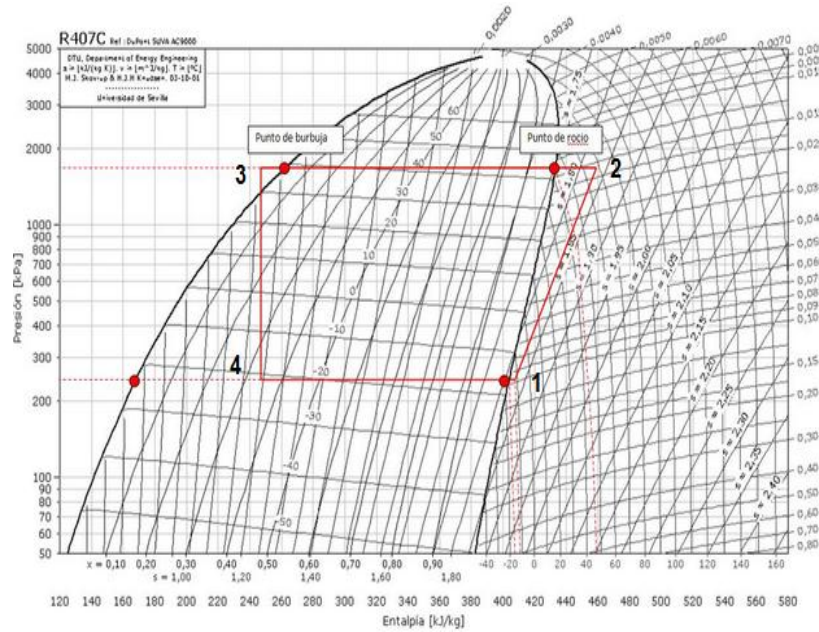
2.12 Comportamiento de operación A/C + IHX.

En cada punto las entalpías determinan el valor del coeficiente de desempeño (COP) del ciclo. Normalmente se busca que en un sistema convencional de refrigeración el punto uno se coloque sobre la curva de saturación de gas refrigerante R-134a pretendiendo que el compresor trabaje con un fluido totalmente gaseoso, lo cual no se puede conseguir ya que en ocasiones esto hace pequeñas gotas de fluido sobrepasen el mismo.

De manera similar al comportamiento del sistema refrigeración convencional hasta el condensador el intercambiador IHX recibe el fluido líquido por su cavidad externa hasta alcanzar al punto 3 en el cual la válvula de expansión ubica al fluido en fase mixta 4. El evaporador toma el calor del entorno y terminar con el cambio de fase que se inició en la

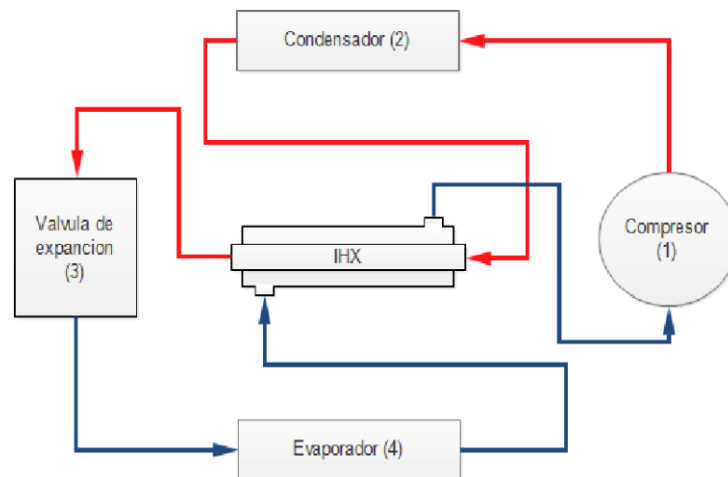
válvula de expansión, y en este fluido gaseoso se conecta al intercambiador IHX por su cavidad interna para finalmente cerrar al ciclo conectándolo nuevamente al compresor como se muestra en la siguiente figura.

Figura 16.Diagrama convencional de Presión vs Entalpia.



Fuente. (THE NEWS, 2004)

Figura 17.Ubicación esquemática del intercambiador de calor (IHX) dentro del ciclo de operación.



Fuente. Autores.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.

3.1 Modelo teórico.

3.1.1 Método.

A continuación se determinara los diferentes parámetros para la selección de geometrías de los intercambiadores de calor y materiales a utilizar para la realización del diseño.

Además se realizara una serie de metodologías y cálculos para la obtención de diseños óptimos, para ello utilizaremos diferentes tipos de software que nos permitan validar y seleccionar las geometrías más adecuadas para un óptimo funcionamiento.

3.1.2 Selección del material.

Figura 18. Diagrama de selección del material.



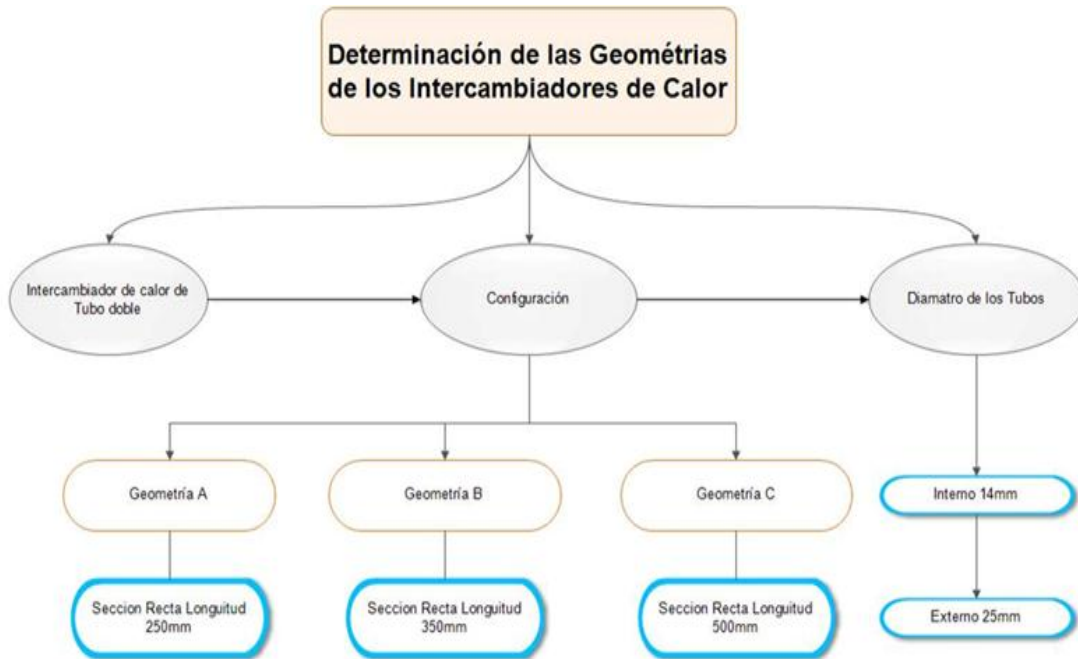
Fuente. Autores

Por sus características de resistencia a la corrosión, de bajo peso y por sus propiedades térmicas el aluminio 30003 ha sido seleccionado ya que su principal elemento de aleación es el manganeso que tiene como objetivo reforzar al aluminio. Esta serie tiene una resistencia

aproximada de 110Mpas en condiciones de recocido, las cuales se utilizan en componentes que requieran buena mecanibilidad, son muy utilizados para fabricar utensilios de cocina, botellas de bebidas, intercambiadores de calor, y otras aplicaciones arquitectónicas.(GUZMÁN MONTENEGRO, y otros, 2011)

3.1.3 Geometrías de los intercambiadores de calor

Figura 19. Determinación de las geometrías de los intercambiadores de calor.



Fuente. Autores

Se seleccionó 3 medidas para la realización del diseño las cuales fueron elegidas por la disponibilidad del espacio requerido y por los parámetros de funcionamiento que posee el sistema de aire acondicionado del vehículo a utilizarse para garantizar la implementación y el óptimo desempeño del mismo.

3.1.4 Análisis de desempeño de intercambiadores de calor.

Para el análisis de los intercambiadores de calor es necesario conocer o predecir las temperaturas de salida que vamos a obtener con dicho intercambiador para así evaluar su desempeño en el sistema para ello es necesario utilizar un método de análisis apropiado en este caso estamos hablando del método NTU, método de la efectividad.(Cengel, 2007)

El principio de este método practicante se basa en un parámetro a dimensional el cual se conoce como efectividad de la transferencia de calor y se define como:(CENGEL, 2007)

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

(2)

Dónde:

ε = Eficiencia de la transferencia de calor

Q = Razón de la transferencia de calor real

Q_{\max} = Razón máxima posible de la transferencia de calor. (CENGEL, 2007)

Dicha razón de transferencia de calor real se la puede determinar con base de un balance de energía entre los fluidos caliente y frío que circulan por el intercambiador. (CENGEL, 2007)

$$Q = C_c(T_{c.sal} - T_{c.ent}) = C_h(T_{h.ent} - T_{h.sal})$$

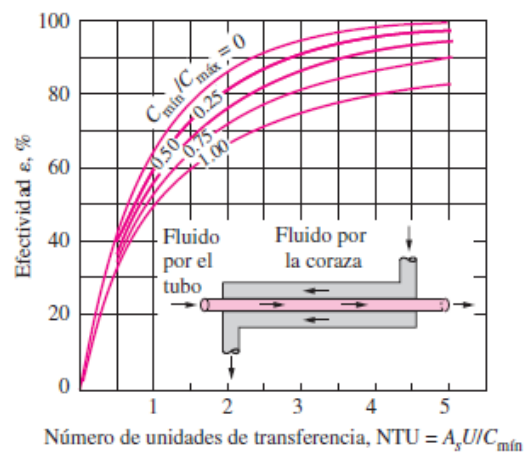
(3)

Dónde:

$C_c = m_c C_{pc}$ Son las razones de capacidad calorífica de los fluidos fríos.

$C_h = m_c C_{ph}$ Son las razones de capacidad calorífica de los fluidos calientes. (CENGEL, 2007)

Figura 20. Transferencia de calor NTU.



Fuente. (CENGEL, 2007)

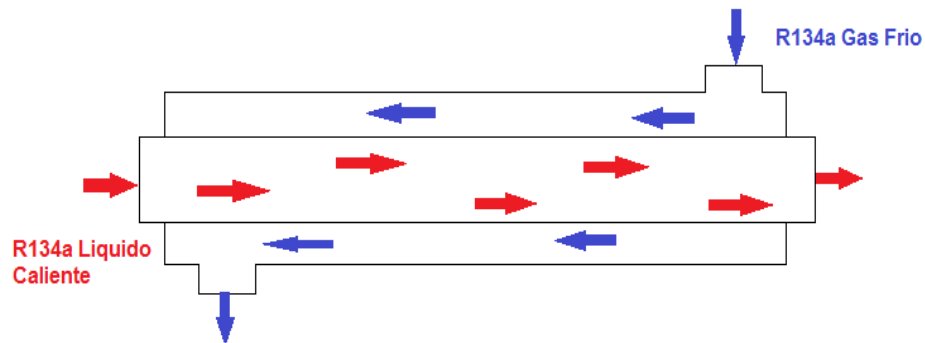
Por ende para conocer la efectividad E de dichos intercambiadores de calor se requiere la validación de un diagrama con iteraciones en donde encontramos la curva de la efectividad para poder determinar dicha efectividad en valor porcentuado.(CENGEL, 2007)

3.1.5 Cálculos.

3.1.5.1 Cálculo de la transferencia de calor total, efectividad y Δ de temperatura del intercambiador de calor

Cálculo de transferencia de calor total para los 3 intercambiadores de calor (IHX)

Figura 21. Intercambiador de calor (IHX).



Fuente. Autores

Datos:

Tabla 2. Datos generales de R134-a.

R134a Gas Frio	R134a Líquido caliente
$m = 0,05 \text{ kg/s}$	$m = 0,05 \text{ kg/s}$
$T_c = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_h = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
$K = 237 \text{ W/m. }^\circ\text{C}$	$K = 237 \text{ W/m. }^\circ\text{C}$

Fuente. Autores

1. Propiedades de R134-a a 55°C (131°F)

a) Estado: Líquido saturado

$$\rho = 1079,91 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0,067 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$P = 3,223$$

$$U = 0.000136 \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$v = \frac{U}{\rho} = \frac{0.000136 \frac{kg}{m \cdot s}}{1079,91 \frac{kg}{m^3}}$$

$$v = 0,00000125 \frac{m^2}{s}$$

2. Propiedades de R134-a a 10°C (50°F)

a) Estado: Vapor saturado

$$\rho = 20,19 \frac{kg}{m^3}$$

$$k = 0,0126 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$P = 0,677$$

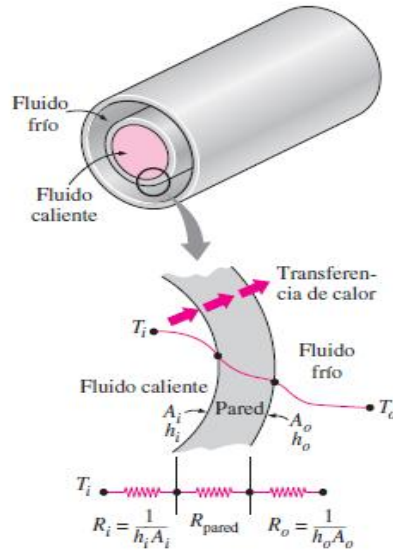
$$U = 0,000009078 \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$v = \frac{U}{\rho} = \frac{0,000009078 \frac{kg}{m \cdot s}}{20,19 \frac{kg}{m^3}}$$

$$v = 0,000000449 \frac{m^2}{s}$$

3. Coeficiente de transferencia de calor total.

Figura 22. Red de resistencias térmica.



Fuente.(CENGEL, 2007)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi KL} = 0,0021 \frac{W}{m * ^\circ C} \quad (5)$$

4. Análisis del área del refrigerante R134a (55 °C= 131 °F) Líquido.

- Diámetro hidráulico = diámetro propio del tubo = 0,014m
- Área del diámetro del tubo

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (0,014)^2 = 0,000154 m^2$$

(6)

5. Velocidad media del R134a en el tubo (líquido).

$$V = \frac{\dot{m}}{A_p} = \frac{\frac{0,005 \text{ kg}}{s}}{0,000154 \text{ m}^2 * 1079,91 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

(7)

6. Numero de Reynolds

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0,30 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,014 \text{ m}}{0,00000125 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 33600$$

(8)

33600 > 1000 **Flujo turbulento**

7. Flujo completamente desarrollado. (Nº de nusetts)

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 (33600)^{0,8} (3,223)^{0,4} = 153,5$$

(9)

8. Transferencia de calor por convección forzada.

$$h_i = \frac{k}{D} NU = \frac{0,067 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}}{0,014 \text{ m}} * 153,5 = 734,60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

(10)

9. Análisis para el área el R134a (10°C= 50°F)(vapor).

- Diámetro hidráulico $D = 23\text{mm} - 17\text{mm} = 0,006\text{m}$
- Área del diámetro del tubo

$$A = 18,29 \text{ mm}^2 * 6 = 109,74 \text{ mm}^2 = 0,000109 \text{ m}^2$$

10. Velocidad media del R134a en el tubo (vapor).

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{\frac{0,005 \text{ kg}}{\text{s}}}{0,000109 \text{ m}^2 * 20,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 22,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

11. Numero de Reynolds.

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{22,72 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,006 \text{ m}}{0,000000449 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 303608$$

303608 > 2300 *Flujo Turbulento*

12. Flujo completamente desarrollado.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 (303608)^{0,8} (0,677)^{0,4} = 478,42$$

$$Nu = 478,42$$

13. Transferencia de calor por convección.

$$h_o = \frac{k}{D} NU = \frac{0,0126 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}}{0,006 \text{ m}} * 478,42$$

$$h_o = 1004,68 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

14. Cálculo de áreas

Tabla 3. Áreas laterales de los intercambiadores de calor.

Intercambiadores de calor	Áreas laterales		
	A _i	A _o	A _s
250 mm	0,00677 m ²	0,0170 m ²	0,02377 m ²
350 mm	0,0111 m ²	0,0280 m ²	0,0391 m ²

500 mm	0,0177m ²	0,0446m ²	0,0623m ²
--------	----------------------	----------------------	----------------------

Fuente. Autores

Cálculo de transferencia de calor total.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{1}{A_s}} \quad (11)$$

Tabla 4. *Coefficientes de transferencia de calor total.*

Intercambiadores de calor	Coefficiente de transferencia de calor total (U)
250 mm	162 $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$
350 mm	163 $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$
500 mm	163.80 $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

Fuente. Autores

Cálculo de la efectividad y Δ de temperaturas para los intercambiadores de calor.

1. Calores específicos de R13a.

Líquido 55 °C $Cp_h = 1,60 \frac{KJ}{kg * ^\circ C}$

Vapor 10°C $Cp_c = 0,84 \frac{KJ}{kg * ^\circ C}$

2. Razones Caloríficas.

$$C_h = m * Cp_h = 0,08 \frac{KW}{^\circ C} \quad (12)$$

$$C_c = m * Cp_c = 0,042 \frac{KW}{^\circ C} \quad (13)$$

3. Capacidad calorífica mínima.

$$C_{min} = C_c = 0,042 \frac{KW}{^{\circ}C}$$

(14)

4. Razón Máxima de transferencia de calor.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{entrada} - T_{salida}) = 0,042 \frac{KW}{^{\circ}C} (55 - 10)^{\circ}C = 1,89Kw$$

(15)

$$Q_{max} = 1,89Kw$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0,042}{0,08} = 0,525$$

(16)

5. Área Superficial

Tabla 5. Áreas superficiales.

Intercambiadores de calor	Áreas superficiales
	A _i
250 mm	0,00677 m ²
350 mm	0,0111m ²
500 mm	0,0177m ²

Fuente. Autores

6. Cálculo del número de unidades de transferencias de calor (NTU)

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{min}}$$

Tabla 6. Cálculo del NTU.

Intercambiadores de calor	NTU
250 mm	0,026
350 mm	0,043
500 mm	0,062

Fuente. Autores

7. Cálculo de la efectividad de los intercambiadores de calor.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (17)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0,026(1 + 0,525)]}{1 - 0,525 \exp[-0,026(1 - 0,525)]} = 0,08\%$$

Tabla 7. Efectividad de los intercambiadores de calor (NTU).

Intercambiadores de calor	Efectividad de los intercambiadores de calor (NTU)
250 mm	0,08%
350 mm	0,13%
500 mm	0,20%

Fuente. Autores

8. Razón de transferencia real

$$Q = \varepsilon Q_{max} = (0,08)(1,89Kw) = 0,1512Kw$$

$$Q = C_c = T_{entrada} - T_{salida}$$

$$T_{Csalida} = T_{entrada} + \frac{Q}{C_c}$$

$$T_{Csalida} = 13,6^{\circ}C$$

$$T_{hsalida} = T_{entrada} - \frac{Q}{C_h}$$

$$T_{hsalida} = 53,1^{\circ}C$$

Tabla 8. Resultados de los Δ de temperaturas.

Intercambiadores de calor	Δ de temperaturas	
	$T_{Csalida}$	$T_{hsalida}$
250 mm	13,6 $^{\circ}C$	53,1 $^{\circ}C$
350 mm	15,85 $^{\circ}C$	51,93 $^{\circ}C$
500 mm	18,80 $^{\circ}C$	50,28 $^{\circ}C$

Fuente. Autores.

3.1.6 *Medición de datos de presión y temperatura del vehículo tipo sedán para los casos, A A/C activado, intercambiador de calor + A/C activado.*

3.1.6.1 Obtención de presiones con el A/C activado y A/C activado + intercambiador de calor.

Figura 23. Ubicación de manómetros.



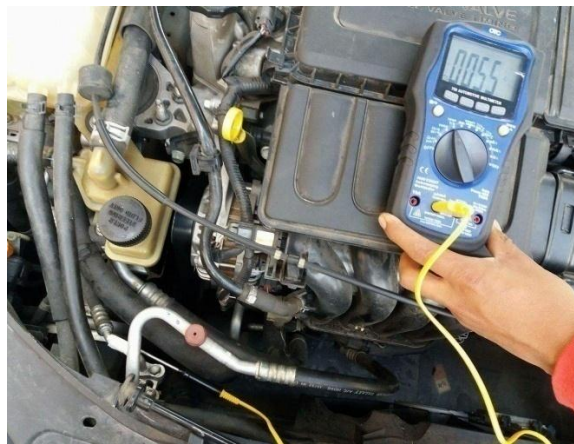
Fuente. Autores

- Encender el motor y poner el aire acondicionado en la posición de frío máximo y mantenga las ventanillas cerradas.
- Para obtener los datos de las presiones, conectamos los manómetros en las cañerías de alta y de baja del aire acondicionado del vehículo.
- Para comprobar que no existan fugas en el sistema dejamos los manómetros conectados por un tiempo de 30 minutos.

- Una vez comprobado que no exista fugas procedemos a desconectar los manómetros del sistema.
- Este procedimiento lo hacemos tanto para el aire acondicionado normal y cuando tenemos conectado el intercambiador de calor.

3.1.5.2 *Obtención de Temperaturas con el A/C activado y A/C activado + intercambiador de calor.*

Figura 24. Medición de temperaturas mediante un milímetro automotriz.



Fuente. Autores

- Encender el motor y poner en funcionamiento el aire acondicionado
- Con la ayuda de un multímetro automotriz procedemos a medir las temperaturas en los componentes tanto en la zona de alta y de baja presión.
- De igual manera se procede para obtener los datos de temperatura del intercambiador de calor.

Tabla 9. Datos obtenidos mediante la medición.

	PUNTO	PRESIÓN (kpas)	TEMPERATURA(°C)
AIRE ACONDICIONADO ENCENDIDO	1	240	10
	2	280	78
	3	280	55
	4	240	-8
AIRE ACONDICIONADO ENCENDIDO + IHX	1	240	16
	2	280	52
	3	280	29

	4	240	-5
--	---	-----	----

Fuente. Autores

3.1.6 *Determinación del COP del A/C y A/C + Intercambiador de calor mediante software EES.*

La EES es un programa que permite obtener resolución de ecuaciones que puede resolver numéricamente miles de ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales acopladas. Una de las características importantes del software EES es la base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte de alta precisión que se proporciona para cientos de sustancias de una manera que permite su uso con la capacidad de resolución de ecuaciones. (Engineering Equation Solver, 2017)

Cálculo del COP con A/C activado.

"Datos"

P [4]=240

P [1]=240

T [1]=10

m [1]=0,05

P [2]=800

P [3]=800

T [2]=78

T [3]=55

T [4]=-8

"Estado1 " "EVAPORADOR - COMPRESOR"

X [1]=1

"CÁLCULO DE MEZCLA EN 1"

h [1]=Enthalpy (R134a; P=P [1]; X=X [1])

"CÁLCULO DE LA ENTALPIA 1"

s [1]=Entropy(R134a;P=P[1];X=X[1])

"CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 1"

"Estado 2" "COMPRESOR - CONDENSADOR"

h[2]=Enthalpy(R134a;T=T[2];P=P[2])

"CÁLCULO DE LA ENTALPIA 2"

s[2]=Entropy(R134a;h=h[2];P=P[2])

"CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 2"

"Estado 3" "CONDENSADOR - VÁLVULA DE EXPANSIÓN"

X[2]=0

"CALIDAD DE MEZCLA EN 1"

$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};X=X[2];P=P[3])$ "CÁLCULO DE LA ENTALPIA 3"

$s[3]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[3];P=P[3])$ "CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 3"

"Estado 4" VÁLVULA DE EXPANSIÓN - COMPRESOR"

$h[3]=h[4]$ "CÁLCULO DE LA ENTALPIA 4"

$s[4]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[4];P=P[4])$ "CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 4"

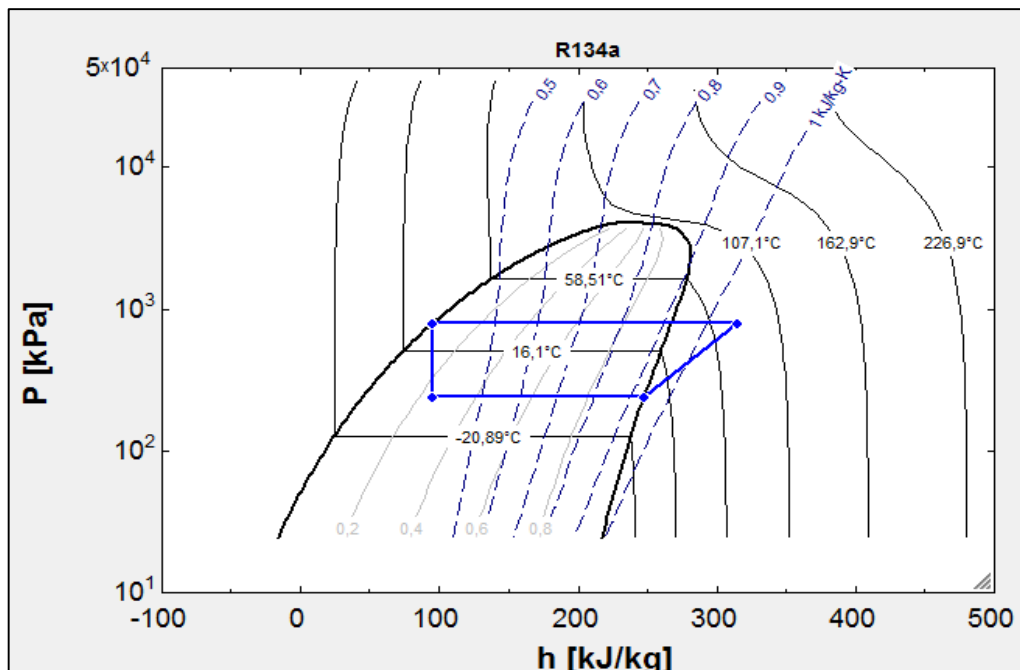
Cálculos

$QL= m[1]*(h[1]-h[4])$

$W=m[1]*(h[2]-h[1])$

$COP=QL/W$

Figura25.Ciclo termodinámico con AC.



Fuente. Autores

Tabla 10.Resultado obtenido mediante el software EES.

Estado	H	P	S	T
[1]	247,3	240	0,9346	10
[2]	314,9	800	1,064	78
[3]	95,47	800	0,5725	55
[4]	95,47	240	0,3677	-8

Fuente. Autores

Tabla 11. Resultados.

Tasa de eliminación de energía del espacio refrigerado	7,59 KW
Entrada de trabajo al compresor	3,383 KW
Coefficiente de desempeño	2,243

Fuente. Autores

Es decir que elimina 2,243 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Cálculo del COP del A/C + Intercambiador de calor activado

"Datos"

$$P[4]=240$$

$$P[1]=240$$

$$T[1]= 16$$

$$m[1]=0,05$$

$$P[2]=800$$

$$P[3]=800$$

$$T[2]=52$$

$$T[3]=29$$

$$T[4]=-5$$

$$X[1]=1$$

"Estado1 ""EVAPORADOR - COMPRESOR"

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};P=P[1];X=X[1]) \quad \text{"CÁLCULO DE LA ENTALPÍA 1"}$$

$$s[1]=\text{Entropy}(\text{R134a};P=P[1];X=X[1]) \quad \text{"CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 1"}$$

"Estado 2""COMPRESOR - CONDENSADOR"

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};T=T[2];P=P[2]) \quad \text{"CÁLCULO DE LA ENTALPÍA 2"}$$

$$s[2]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[2];P=P[2]) \quad \text{"CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 2"}$$

"Estado 3""CONDENSADOR - VÁLVULA DE EXPANSIÓN"

$$X[2]=0 \quad \text{"CALIDAD DE MEZCLA EN 1"}$$

$$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};X=X[2];P=P[3]) \quad \text{"CÁLCULO DE LA ENTALPÍA 3"}$$

$s[3]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[3];P=P[3])$ "CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 3"

"Estado 4" VÁLVULA DE EXPANSIÓN - COMPRESOR"

$h[3]=h[4]$ "CÁLCULO DE LA ENTALPIA 4"

$s[4]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[4];P=P[4])$ "CÁLCULO DE LA ENTROPÍA 4"

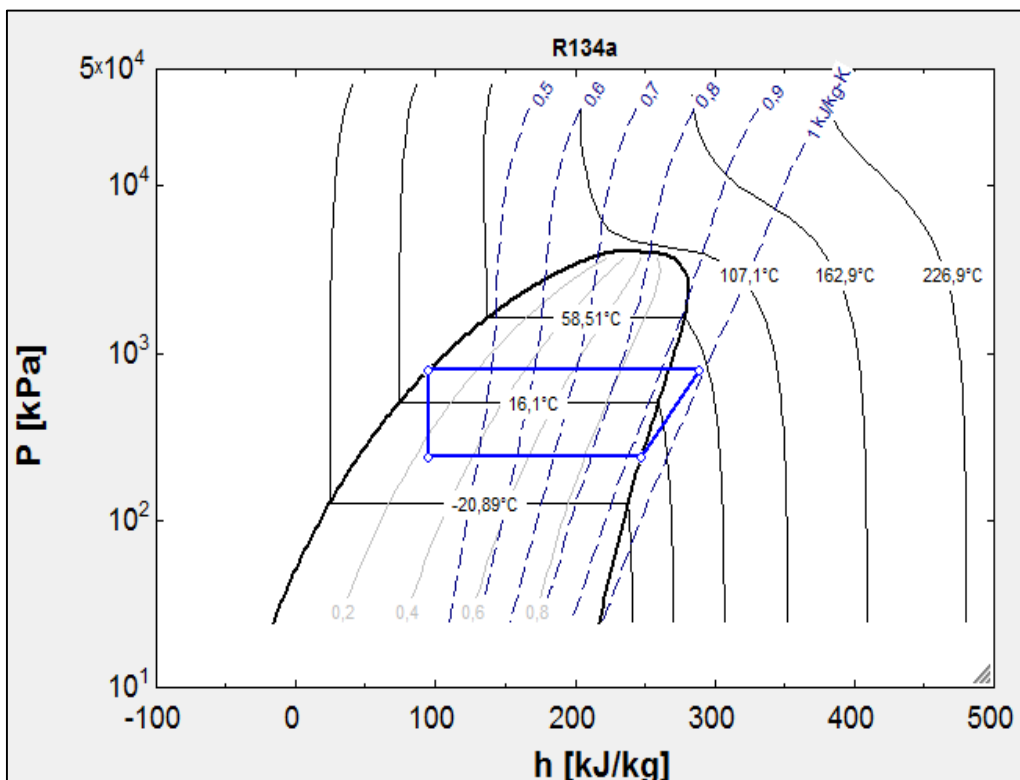
Cálculos

$QL= m[1]*(h[1]-h[4])$

$W=m[1]*(h[2]-h[1])$

$COP=QL/W$

Figura26.Ciclo termodinámico con AC + IHX.



Fuente. Autores

Tabla 12.Resultado obtenidos mediante el software EES.

Estado	H	P	S	T
[1]	247,3	240	0,9346	16
[2]	288,7	800	0,9865	52
[3]	95,47	800	0,354	29
[4]	95,47	240	0,3677	-6

Fuente. Autores

Tabla 13. Resultados.

Tasa de eliminación de energía del espacio refrigerado	7,59 KW
Entrada de trabajo al compresor	2,072 KW
Coefficiente de desempeño	3,663

Fuente. Autores

Es decir que elimina 3,663 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

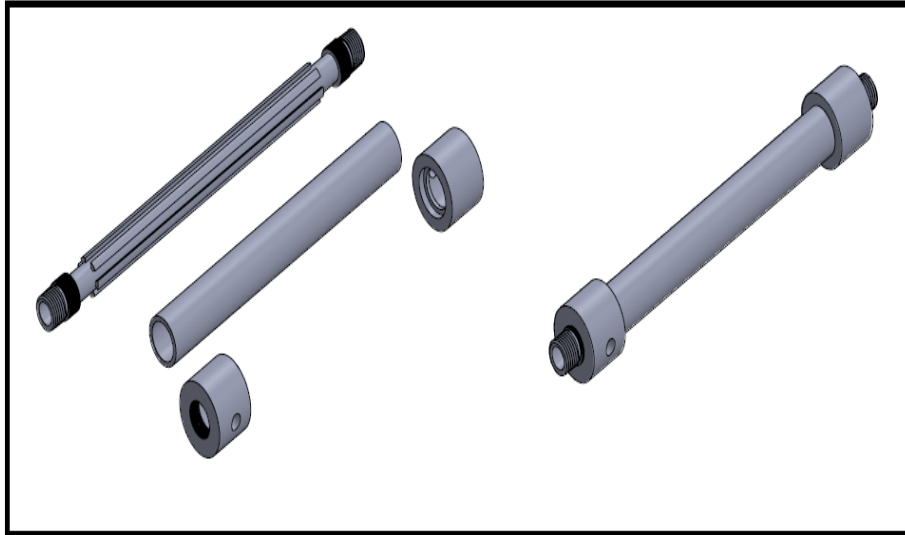
3.1.7 *Diseño de los intercambiadores de calor*

Para el diseño del intercambiador de calor IHX se utilizar el software solidwork ya que nos permite realizar un diseño de las geometría y diferentes longitudes de cada uno de los elementos del intercambiador de calor, de igual manera nos permite tener un mejor ensamblé de todos los elementos.

Para el diseño se lo realizo en tres etapas la cual la primera fue diseñar el tubo exterior, para posteriormente realizar la segunda eta que es la de diseñar la parte interna del intercambiador de calor para posteriormente realizar el diseño de los acoples o bridas, estas bridas nos van a permitir un mejor ensamble entre la parte exterior e interior del intercambiador de calor.

Diseño general del intercambiador de calor (IHX)

Figura 27.Diseño del intercambiador de calor.



Fuente. Autores

3.2 Modelo experimental.

Este modelo experimental es un medio de importancia en la ingeniería automotriz para mejorar el rendimiento de un proceso de manufactura así como el desarrollo de nuevos productos.

3.2.1 Construcción del intercambiador de calor IHX.

Tabla 14. Tabla de proceso de construcción.

CONSTRUCCIÓN EXTERNA			
Operación	Maquina	Descripción	Imagen
Corte	Sierra sin fin	Colocar el eje de aluminio en la maquina cortadora de sierra sin fin y realizar los cortes con las medidas pertinentes.	


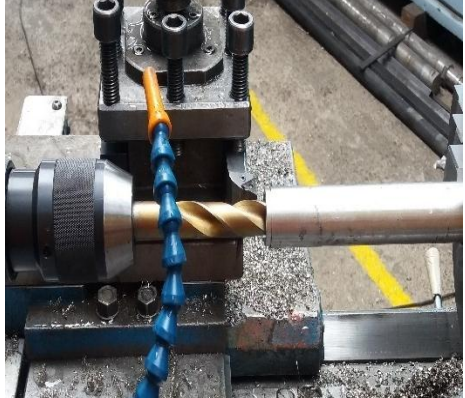
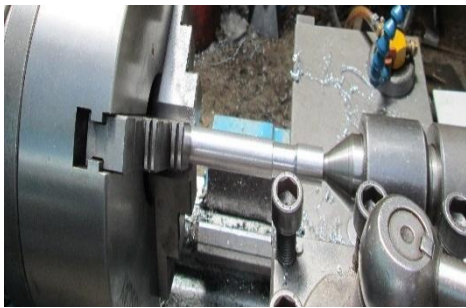

Centrado	Torno	En el cabezal colocar el eje de aluminio, para proceder al centrado con el contrapunto.	
Taladrado	Torno	Con una broca de 24mm se procedió a taladrar del eje de aluminio hasta obtener la medida deseada.	

Tabla 13. (Continua) Tabla de proceso de construcción.

CONSTRUCCIÓN DE LA PARTE INTERNA			
Operación	Maquina	Descripción	Imagen
Cilindrado	Torno	Se produce un corte recto sobre el eje de aluminio para para obtener un mejor tolerancia y acabado superficial	
Fresado de dientes	Generadora de engranes.	Se procede hacer el cálculo de la división del número de dientes y procede a fresar los mismos	


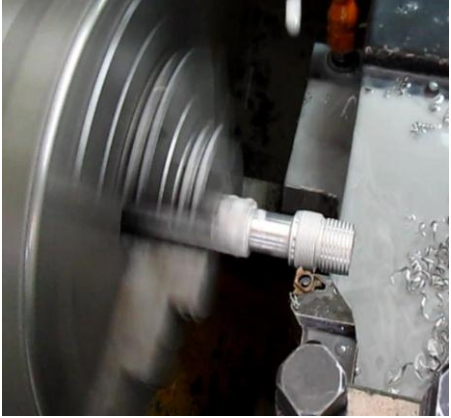

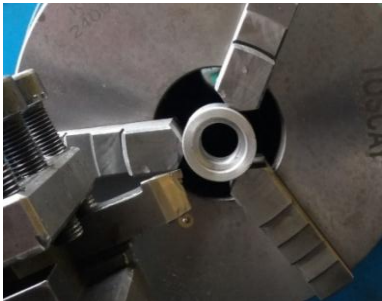
Cilindrado cónico	Torno CNC	Se procede a hacer un cilindrado cónico a los dos extremos de del eje.	
Roscado	Torno CNC	Se procede a asegurar a la pieza en el cabezal para luego proceder a realizar programación de una rosca tipo NPT con un ángulo de 1,4°.	

Tabla 13. (Continua) Tabla de proceso de construcción.

Construcción de los Acoples (Bridas)			
Operación	Maquina	Descripción	Imagen
Taladrado	Torno	Se coloca el eje de aluminio de 55 mm de longitud en el cabezal para proceder a realizar el taladrado	
Desbaste	Torno	Eliminar la mayor cantidad de material aproximadamente a la dimensión final	

Roscado	Torno	Se realiza la programación de la rosca en el torno	
Taladrado	Prensa hidráulica	Se procede a realizar un taladrado manual en el los acoples y el machuelado.	
Machuelado	Entenalla	Se coloca el acople en la entenalla y en la perforación se realizó una rosca con un machuelo NPT de ¼.	

Fuente. Autores

3.2.2 *Implementación del intercambiador de calor IXH de 250 mm.*

Para la implementación de este intercambiador de calor IHX se lo realizo en un vehículo Mazda 3 tipo sedán modelo 2008.

Figura 28. Ubicación de vehículo en el dinamómetro del CCICEV.



Fuente. Autores

Procedimiento

- Ubicar el espacio requerido para la colocación del intercambiador de calor
- Desmontar las cañerías del sistema de A/C
- Preparar el intercambiador de calor con sus acoples correspondientes
- Prensar las mangueras para la unión de las demás cañerías del sistema de A/C
- Armar el intercambiador de calor con sus cañerías correspondientes
- Instalar el intercambiador de calor en el vehículo siguiendo la secuencia de las cañerías del sistema de A/C existente en el vehículo.

3.2.3 *Proceso de la carga del refrigerante R134-a.*

Procedimiento.

Para realizar el vacío del sistema de aire acondicionado utilizamos una bomba de vacío permitiendo extraer todo el refrigerante existente en los componentes del sistema.

Figura 29.Ubicación de la bomba de vacío.



Fuente. Autores

Colocar los manómetros en el sistema de alta y baja presión para tener acceso al sistema para realizar el proceso de carga del fluido refrigerante.

Figura 30.Ubicación de manómetros.



Fuente. Autores

Mediante una abalanza se procede a pesar el refrigerante necesario para el proceso de carga estandarizado.

Figura 31.Carga del fluido refrigerante.



Fuente. Autores

Mediante los manómetros se procesa a la estabilización del sistema de las presiones establecidas del sistema.

Figura 32. Estabilización del sistema.



Fuente. Autores.

CAPÍTULO IV

4. PRUEBAS Y RESULTADOS.

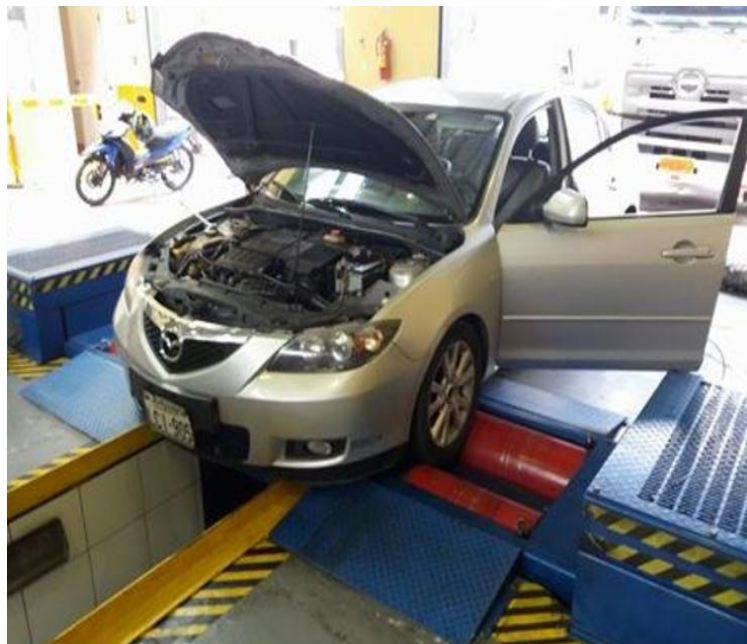
Para realizar las pruebas del funcionamiento del intercambiador de calor implementado en el vehículo se efectuó distintas pruebas en el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares (CCICEV) ubicado en la ciudad de Quito.

Equipos, instrumentos a utilizar para la realización de las pruebas de torque, potencia, consumo y análisis de gases

4.1 Dinamómetro.

El dinamómetro de chasis LPS 3000 es de fabricación Alemana, la cual no permite determinar curvas características de torque y potencia, ya que estos parámetros son fundamentales en la consideración de un motor respecto a la velocidad en RPM. De igual manera dependiendo del estudio que se desee dar es viable analizar y evaluar vehículos mediante ciclos de conducción dinámicos, análisis de gases durante la prueba especificada, simulación de pendientes, análisis a velocidades o revoluciones constantes; todos estos evaluados en función del tiempo.

Figura 33.Dinamómetro de rodillos.



Fuente. Autores

4.1.1 Analizador de gases.

Este analizador absorbe una muestra de volumen de los gases directamente del tubo de escape mediante una sonda. Su funcionamiento se basa en el principio de absorción de luz infrarroja,

las diferentes partículas que componen los gases de escape, evitan que la luz emitida pueda alcanzar al receptor opuesto al emisor. Los sensores determinan la cantidad de luz que el receptor recibe y envían señales al procesador, este determina la cantidad de tres gases en el escape (CO, CO₂, HC) el cuarto gas es medido por un sensor independiente (oxígeno).

Figura 34.Analizador de gases.



Fuente. Autores

4.1.2 *Canister de combustible.*

Este equipo es un limpiador del sistema de inyección de motores, al mismo tiempo también permite generar una presión en el sistema de inyección simulando el trabajo que realiza el sistema de alimentación de combustible del vehículo, es de fácil instalación mediante acoples de conexión a los ductos de combustible.

Figura 35. Canister de combustible.



Fuente. Autores

4.1.3 *Probetas.*

Son probetas volumétricas con medición de material de vidrio que nos permiten realizar las mediciones correspondientes con poco margen de error.

Figura 36.Probetas.

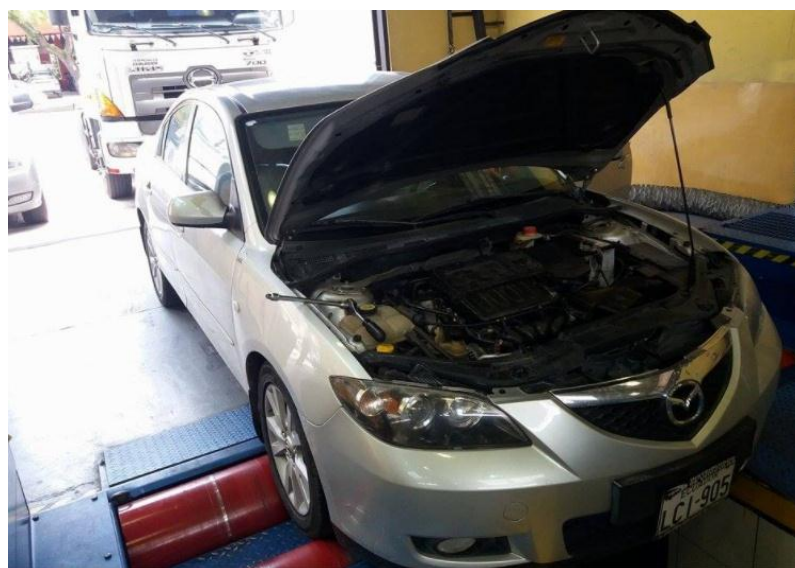


Fuente. Autores

4.1.4 *Realización de pruebas comparativas en el vehículo tipo sedán para los casos estándar, A/C activado, intercambiador de calor + A/C activado.*

4.1.4.1 *Pruebas dinamométricas de torque y potencia.*

Figura 37.Pruebas dinamométricas preparación del vehículo.



Fuente. Autores

Procedimiento.

- Realizar la preparación del vehículo.
- Subir el automóvil al dinamómetro colocando las ruedas motrices sobre los rodillos del dinamómetro.
- Ubicar en una posición central las ruedas del vehículo para evitar deslizamientos laterales
- Sujetar el vehículo con los elementos de seguridad (fajas) en una parte resistente del vehículo para que permanezca inmóvil.
- Especificar los parámetros de funcionamiento en el software del dinamómetro para el vehículo de prueba, como se establece en la siguiente tabla.

Tabla 15. Parámetros establecidos en el dinamómetro.

DATOS GENERALES DEL VEHÍCULO	
Marca	Mazda
Modelo	3
Chasis(VIN)/PLACA	LCI0905
Motor N ^a	Z6632313
Posición	Delantero longitudinal
Cilindrada	1600
Max. Potencia	103,18 HP @ 6000rpm
Max. Torque	145,0 Nm @ 4000rpm
Combustible	Gasolina
Transmisión	Manual (5A + 1R)
Kilometraje	80000 km
Neumáticos	Victra, 205/55/R16, 340 kpas

Fuente. CCICEV

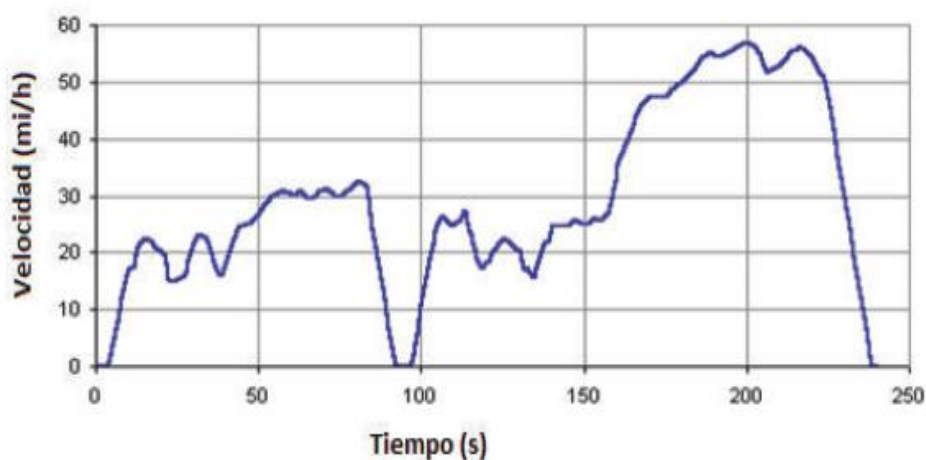
- Se coloca el ventilador de aire al frente del vehículo para el control de temperatura del motor.
- La transmisión se coloca en una marcha directa hacia las ruedas.
- Se parte de un régimen bajo de revoluciones y se acelera a fondo hasta un número máximo de revoluciones.
- El rodillo de inercia recibe directamente la potencia de las ruedas motrices y el software capta los datos y muestra en la pantalla de computadora en forma de gráficas y tablas.
- Se realizó 3 pruebas de las cuales se toman los datos y se realiza un promedio entre ellos, alcanzando un resultado del Torque y Potencia para realizar su comparación.

4.1.4.2 Pruebas de Factores de contaminación y consumo de combustible.

Se realizaron estas pruebas en un mismo ciclo de conducción la IM-240, la cual se trata de una prueba americana de una trayectoria corta la cual permite el análisis con precisión de gases contaminantes como son: CO, CO₂, NO_x Y HC.

Este ciclo de conducción dinámico IM-240 es un ciclo americano que tiene un tiempo de duración de prueba de 240 segundos, y tiene una distancia de recorrido durante la prueba de 3,2 kilómetros.

Figura 38. Ciclo de conducción IM-240.



Fuente.(URBINA GUZMAN, 2016)

Procedimiento.

Figura 39.Prueba de factores de contaminación y consumo de combustible.



Fuente. Autores

- Realizar la preparación del vehículo.
- Subir el automóvil al dinamómetro colocando las ruedas motrices sobre los rodillos del dinamómetro.
- Ubicar en una posición central las ruedas del vehículo para evitar deslizamientos laterales.
- Sujetar el vehículo con los elementos de seguridad (fajas) en una parte resistente del vehículo para que permanezca inmóvil.
- Realizar la conexión del equipo analizador de gases al vehículo.
- Preparar e instalar el equipo de simulación de alimentación de combustible por medio de sus mangueras de conexión.
- Especificar en la máquina de lectura los parámetros correspondientes para la realización de la prueba.

- Encender el vehículo y aplicar el ciclo de conducción correspondiente que consta de una trayectoria de 3.2 km.
- Terminado el ciclo el analizador de gases envía los datos a la máquina de lectura donde se archivan.
- Retirar el equipo de alimentación de combustible durante cada prueba.
- Por medio de unas probetas tomamos la medición del combustible restante para verificar su consumo este procedimiento se realiza para cada una de las pruebas especificadas.

4.1.5 *Análisis de resultado*

4.1.5.1 *Resultados obtenidos durante las pruebas de potencia.*

Se realizó tres pruebas de las cuales se toman los datos y se realiza un promedio entre ellos, alcanzando un resultado del Torque y Potencia para realizar su comparación.

A continuación se puede apreciar una gráfica de potencia para los tres casos como es para el aire acondicionado desactivado, el aire acondicionado encendido y para el aire acondicionado implementado el intercambiador de calor.

Figura 40.Resultados de potencia.

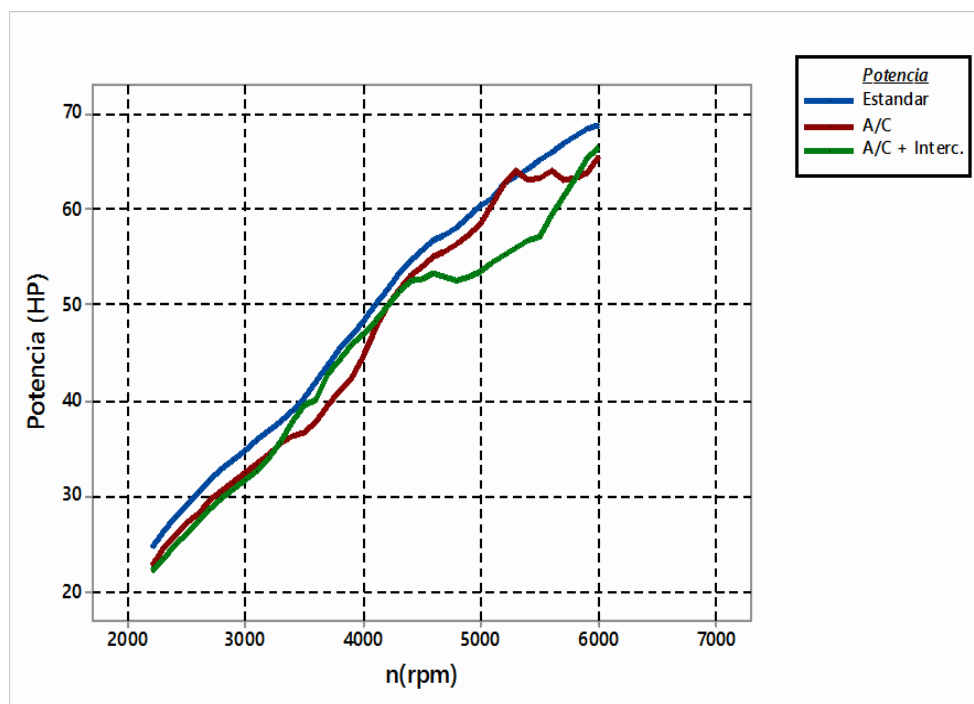


Tabla 16.Comparativa de potencia.

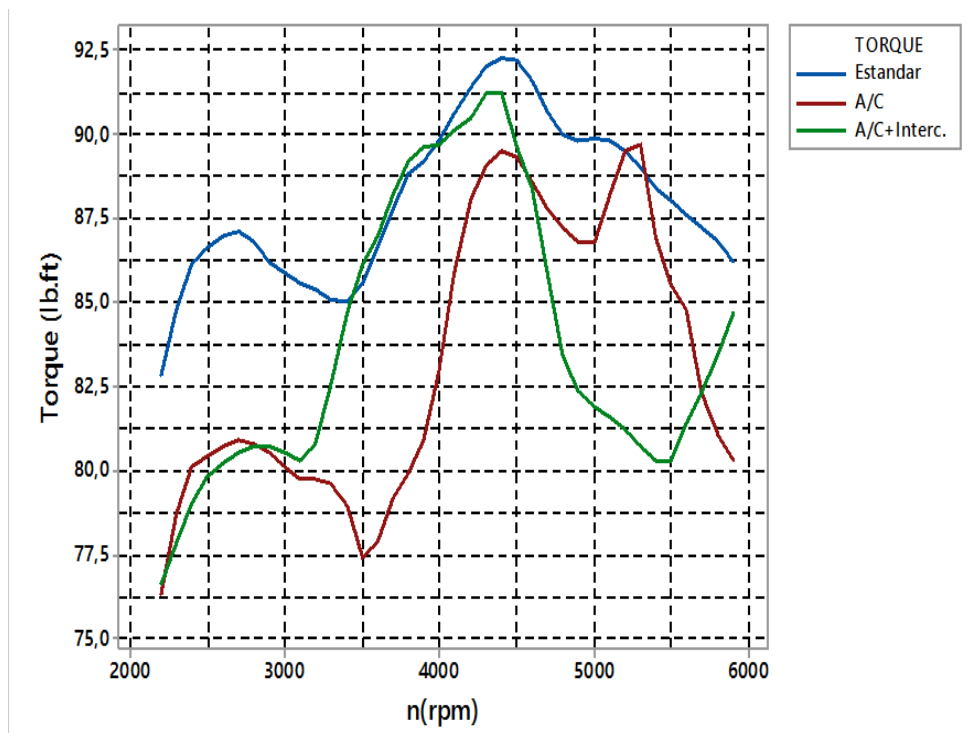
n(rpm)	A/C Activado	A/C + Intercambiador	Intervalos de potencias
2200	22,6	22,0	0,4
3200	34,3	33,9	1,0
3300	35,4	35,6	0,2
4200	49,8	49,8	3,4
4300	51,6	51,3	0,3
5700	63,1	61,3	8,1
5800	63,2	63,3	0,1
6000	65,5	66,5	1,5

Fuente. Autores

4.1.5.2 *Resultados obtenidos durante las pruebas de torque.*

Diagrama comparativo de torque para tres casos.

Figura 41.Resultados de torque.



Fuente. Autores

Tabla 17.Comparativa de torque.

n(rpm)	A/C Activado	A/C + Intercambiador	Intervalos de potencias
2200	76,3	76,6	0,1
2800	80,8	80,7	1,1
2900	80,5	80,7	0,2
4500	89,3	89,6	9,3
4600	88,6	88,4	0,2
5600	84,8	81,4	9,0
5700	82,3	82,3	2,5
5900	80,3	84,7	4,4

Fuente. Autores

4.1.5.3 *Resultados obtenidos durante las pruebas de consumo y emisiones de gases.*

Tabla 18.Datos obtenidos en las pruebas dinamométricas.

AC	CONSUMO		EMISIONES				FACTORES DE EMISIÓN		
	Km/gl	Km/lt	CO2 [%]	CO [%]	HC [%]	NOx [%]	EFCO [g/K]	EFHC [g/K]	EFNOx [g/Km]
OFF	31,873	8,421	14,414	0,335	0,009	0,00499	3,957	0,158	0,063
	36,699	9,696	14,231	0,413	0,006	0,00425	4,270	0,088	0,047
	48,448	12,80	13,890	0,399	0,003	0,003	3,204	0,039	0,025
ON	36,699	9,696	14,382	0,718	0,0063	0,00445	7,199	0,095	0,048
	37,850	10	14,216	0,519	0,0036	0,00424	5,173	0,053	0,045
	36,699	9,696	14,641	0,634	0,005	0,006	6,286	0,069	0,059
ON + IHX	35,042	9,358	14,612	0,293	0,0053	0,00608	3,084	0,084	0,069
	41,071	10,86	14,398	0,458	0,0038	0,00463	4,169	0,052	0,045
	36,067	9,529	14,259	0,349	0,002	0,004	3,683	0,039	0,043

Fuente. Autores

Mediante los datos obtenidos en cada prueba se realiza un promedio del resultado de las tres pruebas, para cada caso, para luego realizar los cálculos para obtener el consumo y los factores de emisión para la cual se utilizara las siguientes formulas:

Ecuación de consumo

$$\text{Consumo} = \frac{D}{V}$$

(18)

Dónde:

V= volumen consumidos (l.)

D= distancia recorridos. (Km.)

Ecuaciones de factores de emisión

$$EF_{CO} = \frac{28 \frac{\%CO}{\%CO_2}}{\frac{\%CO}{\%CO_2} + \left(3 \frac{\%HC}{\%CO_2}\right) + 1} * \frac{\delta_{FUEL} * FC}{0,01425}$$

(19)

$$EF_{HC} = \frac{28 \frac{\%HC}{\%CO_2}}{\frac{\%CO}{\%CO_2} + \left(3 \frac{\%HC}{\%CO_2}\right) + 1} * \frac{\delta_{FUEL} * FC}{0,01425}$$

(20)

$$EF_{NO} = \frac{28 \frac{\%NO}{\%CO_2}}{\frac{\%CO}{\%CO_2} + \left(3 \frac{\%HC}{\%CO_2}\right) + 1} * \frac{\delta_{FUEL} * FC}{0,01425}$$

(21)

Dónde:

- EF_{CO} = Factores de emisión de CO (gCO/km)
- EF_{HC} = Factores de emisión de HC (gHC/km)
- EF_{NO} = Factores de emisión de NO (gNO/km)
- $\%CO_2$ = Concentración del CO_2 en volumen (% Vol.)

- %CO= Concentración del CO en volumen (% Vol.)
- %NO= Concentración del NO en volumen (% Vol.)
- %HC= Concentración del HC en volumen (% Vol.)
- δ_{FUEL} = Densidad de la gasolina extra (748 kg/m³)
- FC= Consumo de combustible (Km/lt)

Tabla 19. Factores de emisión del CO, HC y NO_x.

	CONSUMO		EMISIONES				FACTORES DE EMISION		
	Km/gl	Km/lt	CO ₂ [%]	CO [%]	HC[%]	NO _x [%]	EF _{CO} [g/K]	EF _{HC} [g/K]	EF _{NO_x} [g/Km]
OFF	39,008	10,306	14,178	0,382	0,0059	0,004043	3,221	0,088	0,043
A/C ON	37,093	9,800	14,413	0,623	0,0048	0,004759	6,208	0,072	0,051
AC+I HX	37,532	9,916	14,392	0,373	0,004	0,004	3,742	0,054	0,048

Fuente. Autores

4.1.6 *Análisis comparativo entre los factores de emisión vehicular obtenidos en el ciclo IM240 y los límites máximos permitidos según la NTE INEN 2204*

4.1.6.1 *Normas Ecuatorianas sobre el control de emisiones.*

Las normas dirigidas a los fabricantes de vehículos son a nivel mundial y basadas en estándares de calidad. En el Ecuador existen normas que controlan la concentración y los límites permisibles de emisiones producidas por fuentes móviles terrestres a diésel y gasolina. Estas normas son desarrolladas y consignadas en bases a otras normas extranjeras.

4.1.6.2 *Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2 204:2002*

Esta norma técnica Ecuatoriana INEN hace referencia a la gestión ambiental, aire, vehículos automotores: límites permitidos de emisiones producidas por fuentes móviles terrestres de gasolina. Esta norma hace referencia a pruebas dinámicas para ciclos de conducción americanos para vehículos del modelo del 2000 en adelante.

En la cual nos permite conocer los límites máximos establecidos de contaminación tanto como para fuentes móviles terrestres de gasolina y diésel según el peso del automotor como pueden ser livianos, medianos y pesados.

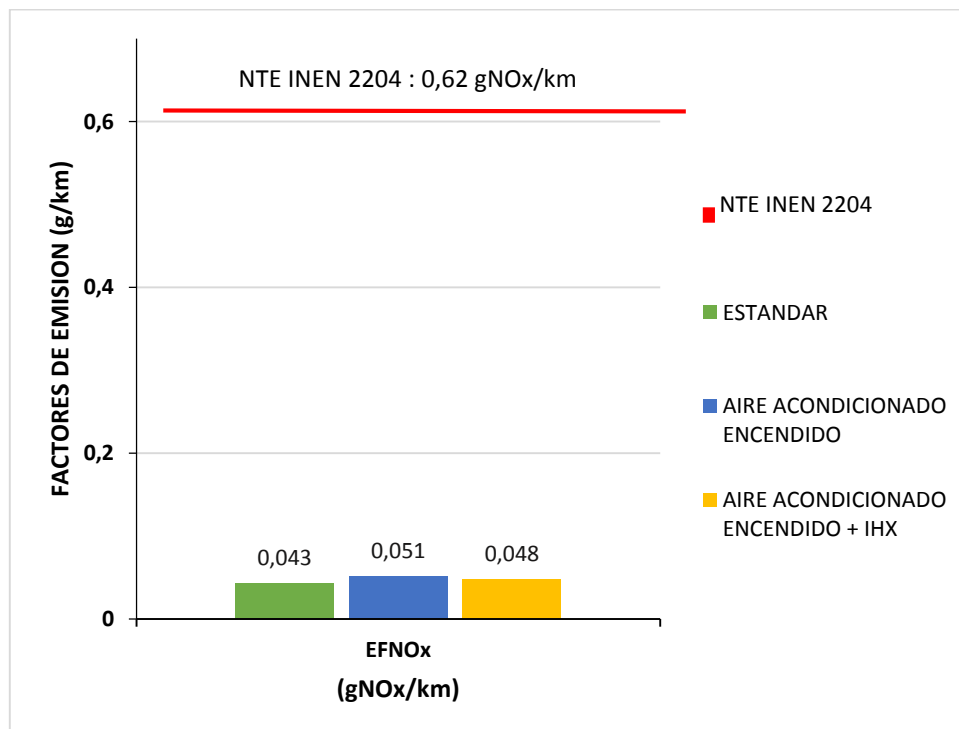
Tabla 20. Límites máximos de emisiones para fuentes móviles con motor de gasolina (prueba dinámica) a partir del año modelo 2000 (ciclos americanos).

Categoría	Peso bruto del vehículo kg	Peso del vehículo cargado kg	CO g/km	HC g/km	NOx g/km	CICLOS DE PRUEBA	Evaporativas g/lensayo SHED
Vehículos Livianos			2,10	0,25	0,62	FTP - 75	2
Vehículos Medianos	=< 3 860	=< 1 700	6,2	0,5	0,75		2
		1 700 - 3 860	6,2	0,5	1,1		2
Vehículos Pesados**	> 3 860 =		14,4	1,1	5,0	Transiente pesado	3
	< 6 350		37,1	1,9	5,0		4

* prueba realizada a nivel del mar
 ** en g/lbHP-h (gramos/brake Horse Power-hora)

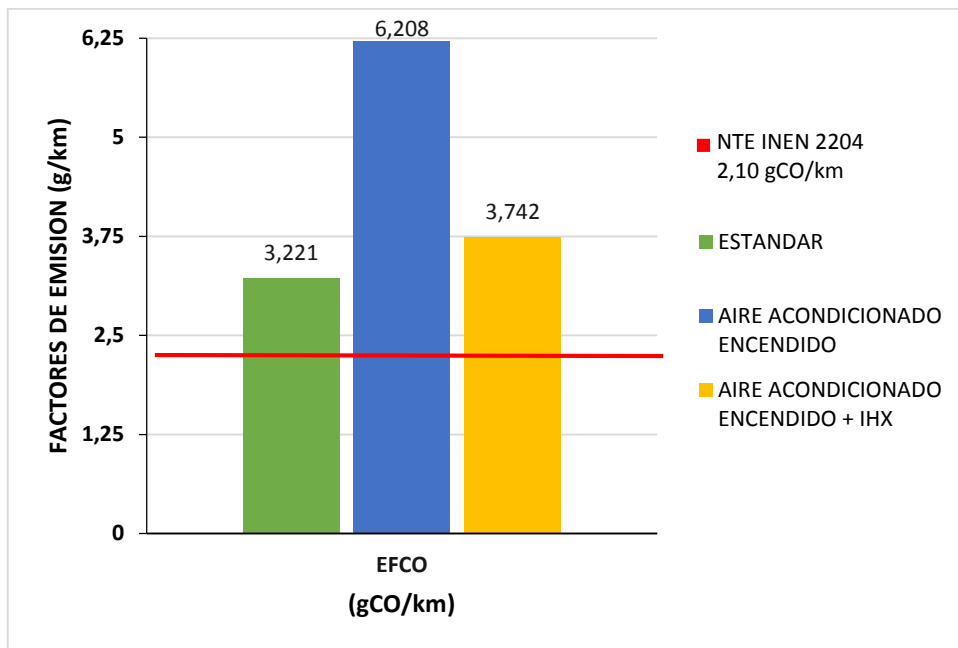
Fuente.(Inen, 2002)

Figura 42. Comparación entre los factores de emisión del NOx y la NTE INEN 2204.



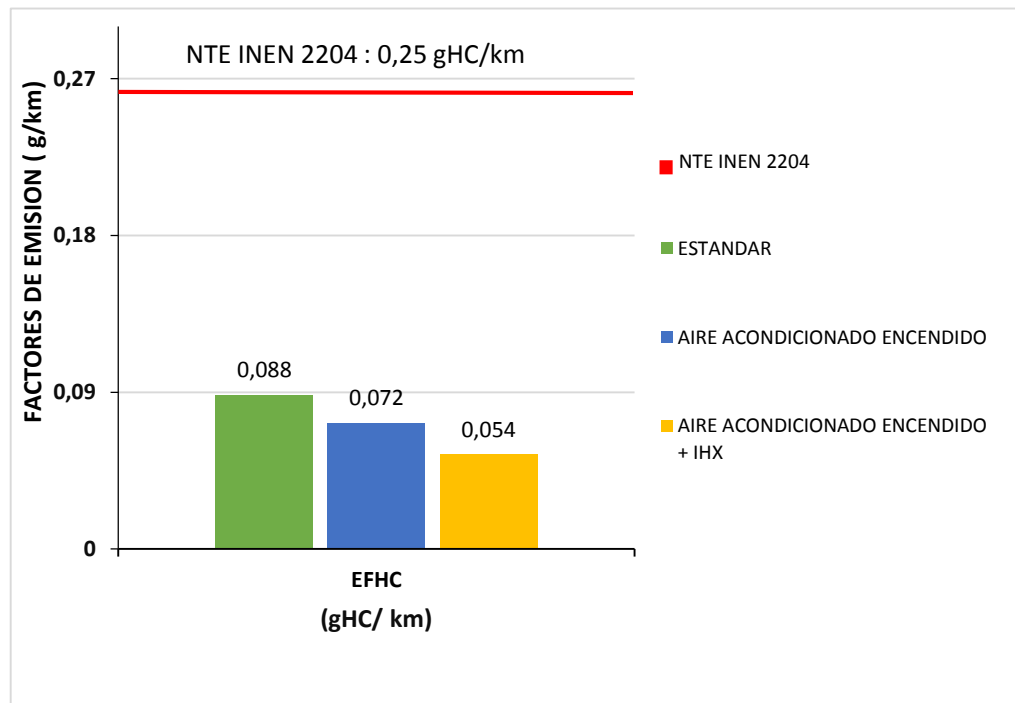
Fuente. Autores

Figura 43. Comparación entre los factores de emisión del CO y la NTE INEN 2204.



Fuente. Autores

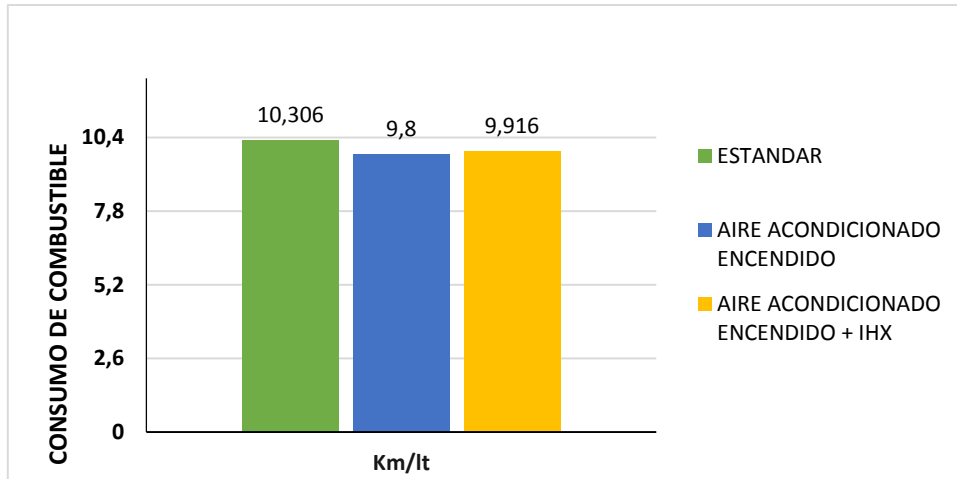
Figura 44. Comparación entre los factores de emisión del HC y la NTE INEN 2204.



Fuente. Autores

4.1.6.3 Comparación de consumo de combustible con el A/C activado y el A/C + el intercambiador.

Figura 45. Comparación de consumo de combustible.



Fuente. Autores

CAPÍTULO V

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

El diseño realizado de los intercambiadores de calor logro permitir una correcta implementación y adecuación al sistema de A/C del vehículo a utilizarse dándose así un correcto funcionamiento del sistema.

En los cálculos realizados de los distintos intercambiadores de calor se pudo apreciar que mientras mayor sea el área donde va a ocurrir la transferencia de calor mayor será la eficiencia y la transferencia de calor total del intercambiador de calor (IHX).

Con las pruebas realizadas de torque y potencia con y sin el intercambiador de calor implementado en el sistema de A/C, con referente a la potencia con el intercambiador de calor hubo una pérdida de potencia mayor, mientras que en el torque hubo una ganancia notable con referencia al A/C estándar.

Los factores de emisión vehicular del CO, HC y NOx obtenidos con el ciclo IM240 y comparados con los factores de la NTE INEN 2204, que hace referencia para fuentes móviles con motor de gasolina (prueba dinámica), se aprecia que los valores del ciclo IM240 son menores a los límites permitidos por norma, a excepción de los factores de CO que exceden los límites establecidos.

Con la implementación del intercambiador de calor IHX se logró aumentar el coeficiente de desempeño de 2,24 a 3,66 es decir que va a eliminar 1,42 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

5.2 Recomendaciones

Al realizarse las pruebas en el dinamómetro de consumo y gases contaminantes se recomienda la utilización de un ciclo de conducción adecuado donde se pueda apreciar con más exactitud los resultados.

Se recomienda antes de cargar el fluido refrigerante del R134a en el sistema de aire acondicionado del vehículo realizar un vacío en el sistema para extraer los gases no condensables y la humedad que entra al mismo.

Bibliografía

CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw-Hill, 2007. pp. 616 - 629.

CENGUEL, Yunes A. &BOLES, Michael A. *Termodinamica*. Mexico: McGraw-Hill, 2009. pp. 610 - 640.

DELPHI. *Intercambiador de calor interno* [En línea]. 31 de Marzo de 2015. [Consulta: 5 de Abril de 2017.] Disponible en: <http://www.delphi.com/docs/default-source/old-delphi-files/f1b825e8-885c-42dc-a34f-1fe9be569eb4-pdf>.

EFECTO INVERNADERO 5. *Causas del efecto invernadero* [En línea]. 2017. [Consulta: 23 de Marzo de 2017.] Disponible en: <https://efecto.invernadero5.wikispaces.com/Causas+del+efecto+invernadero>.

EES. *Visión de conjunto* [En línea]. 2017. [Consulta: 30 de Junio de 2017.] Disponible en: <http://www.fchart.com/ees/>.

FORMAUTO. *Sistema de Confortabilidad Aire Acondicionado Climatizador* [En línea]. Uruguay, 2015. [Consulta: 08 de Febrero de 2005.] Disponible en: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Manuales/MANUAL%20AIRE%20ACONDICIONADO%20CLIMATIZADOR.pdf>.

GUZMÁN, Fernando & CAIZA, Gabriel. *Aseguramiento de la calidad en las fundiciones de aluminio, en base a los procedimientos de moldeo en el laboratorio de fundición de la facultad de mecánica* [En línea]. 29 de Junio de 2011. [Consulta: 11 de 05 de 2017.] Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/bitstream/123456789/1015/1/85T00195.pdf>.

HERNANDEZ, Goribar. *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeracion*. Mexico: Lumisa , 2003. pp. 32.

HRCULTURA. *Entropía y entalpia* [En línea]. 2016. [Consulta: 18 de Marzo de 2017.] Disponible en: <https://hrcultura.wordpress.com/tercer-corte/entropia-y-entalpia/>.

INEN. *Reglamento aplicados al transporte* [En línea]. Quito-Ecuador, 2002. [Consulta: 13 de Junio de 2017.] Disponible en: <http://www.ant.gob.ec/normas-yreglamentos-inen-aplicados-al-transporte>.

JARAMILLO SALGADO, Oscar. *Notas del curso termodinámica para ingeniería* [En línea]. Temixco-Morelos México, 3 de Mayo de 2008. [Consulta: 29 de Junio de 2017.] Disponible en: <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/Termo.pdf>.

LA VARIANTE. *Sistema de Refrigeración Automotriz* [En línea]. 2017. [Consulta: 20 de Marzo de 2017.] Disponible en: <http://www.lavariante.com.co/servicios/sistema-de-refrigeracion-automotriz>.

MECANICA INACAP. *En qué consiste el catalizador.* [En línea]. 2014. [Consulta: 7 de Abril de 2017.] Disponible en: <http://www.geocities.ws/mecanicainacap/catalizador.html>.

MVOTMA. *Manual nacional de buenas practicas en refrigeración* [En línea]. Uruguay, 26 de Septiembre de 2010 [Consulta: 25 de Mayo de 2017.] Disponible en: <http://camp.usv.irtu.edu.uy/archivos/mecanica-general/Libros/Manual%20BPR.pdf>.

PELAEZ, David Alonso. *Técnicas del Automovil. Sistemas de Climatización.* España : International Thonsom Ediciones Praninfo, S.A., 2004. pp. 9 - 12.

QUIMOBÁSICOS. *Superheat* [En línea]. 20 de Agosto de 2014. [Consulta: 15 de Febrero de 2017.] Disponible en: <https://blogquimobasicos.com/2014/08/20/superheat/>.

RECALDE, Mauricio & REVELO, Romel. *Análisis de emisiones en vehículos a gasolina utilizando pruebas estacionaria y dinamica mediante ciclo IM-240* [En línea]. Quito-Ecuador, Abril de 2015. [Consulta: 24 de Mayo de 2017.] Disponible en: <http://bibdig.ital.epn.edu.ec/bitstream/15000/11925/1/CD-6584.pdf>.

SAPIENSMAN. *Principios básicos de fluidos* [En línea]. 2015. [Consulta: 16 de Febrero de 2017.] Disponible en: http://www.sapiensman.com/tecnoficio/mecanica/bombas_e_hidraulica.php.

TECNOLOGÍA. *Partes del motor* [En línea]. 2017. [Consulta: 20 de Marzo de 2017.] Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/TUTORIALES/MOTOR%20DE%20COMBUSTION.htm>.

THE NEWS. *CO2 como refrigerante; el ciclo transcrito* [En línea]. 20 de Enero de 2004. [Consulta: 5 de Febrero de 2017.] Disponible en: <http://www.achrnews.com/articles/94092-co2-as-refrigerant-the-transcritical-cycle>.

URBINA GUZMAN, Andres. *Comparacion de factores de emision vehicular al utilizar ciclos de conduccion IM240 y on board en la ciudad de quito* (tesis). (Maestría) Escuela Politecnica Nacional, Quito- Ecuador, Marzo de 2016. pp. 36.

VALENCIA, Julian. *Gases de escape* [En línea]. 16 de Mayo de 2009. [Consulta: 10 de Abril de 2017.] Disponible en: <http://extraergases.blogspot.com/2009/05/diagnostico-de-gases-de-escape.html>.

