

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Evaluación Energética del Sistema de Aire Acondicionado Automotriz Basado en la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica para un Renault Twingo

Felipe Henao Ocampo
Juan David Arango Henao
John Fredy Gonzales Ramírez

Ingeniería Electromecánica

Director(es) del trabajo de grado
M.I Adrián Felipe Martínez Perez

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

RESUMEN

En la actualidad, una de las partes fundamentales de un vehículo es el sistema de aire acondicionado, este sistema es el encargado de extraer el calor del habitáculo y generar una sensación de confort, utiliza como intermediario un fluido (refrigerante) que posee cualidades especiales como: bajo punto de ebullición y evaporación, alta capacidad de absorber y ceder calor, entre otros. Pero el sistema de refrigeración representa un gran problema ambiental, cuando es puesto en funcionamiento, disminuye la potencia y eficiencia del motor y aumenta el consumo de combustible.

En este proyecto se realizó, una evaluación energética del sistema de aire acondicionado automotriz actual en un automóvil Renault Twingo, esta evaluación consistió en la realización de un análisis termodinámico, donde se aplicaron la primera y segunda ley de la termodinámica a cada uno de los componentes del sistema (compresor, válvula de expansión, condensador y evaporador) permitiendo caracterizar su funcionamiento, eficiencia individual y global. Para esto, se realizaron una serie de actividades donde se adquirieron datos como temperatura y presión a la entrada y salida de cada componente, para luego utilizar el software EES (Engineering Equation Solver) y calcular las demás; Posteriormente, se realizaron los balances de materia y energía, propios de la primera y segunda ley de la termodinámica.

En este trabajo, se crearon las bases para trabajos futuros de mejoramiento en los sistemas de aire acondicionado automotriz, donde se busca disminuir el porcentaje de consumo asociado a su funcionamiento, evitando el impacto ambiental producido por la puesta en marcha del sistema. Unas de las posibles mejoras detectadas fueron: utilizar una fuente de energía diferente, cambiar el material de fabricación del evaporador y condensador, por uno que tenga mayor conductividad térmica (bronce) o aumentar sus dimensiones, cambiar el tipo de refrigerante por uno con mejores propiedades y aislar la tubería del sistema. Todas las soluciones anteriores, serán evaluadas desde el punto de vista económico y energético.

Palabras claves: eficiencia energética, conductividad térmica, Entropía, Exergía, contaminación.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

RECONOCIMIENTOS

Primero que todo le damos gracias a Dios, por darnos fortaleza en los tiempos difíciles y no dejar que perdiéramos la esperanza; agradecemos también a nuestras familias por su paciencia y amor incondicional, al privarlos de nuestra presencia durante estos últimos 5 años.

Agradecemos a los profesores y a la universidad, por contribuir en la realización de nuestros sueños de ser ingenieros, permitiendo mejorar nuestro nivel de vida.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

ACRONIMOS

COP Coeficiente de Desempeño

h_f Entalpia del Líquido

h_g Entalpia del Gas

h_{mezcla} Entalpia de la Mezcla

ICA Índice de Calidad del Aire

m^0 Flujo Másico

S_f Entropía del Líquido

S_g Entropía del Gas

$S_{generada}$ Entropía generada en el Proceso

T_0 Temperatura ambiente

T_L Temperatura de baja

T_H Temperatura de Alta

$W_{compresor}$ Trabajo del compresor (kJ)

$W^0_{entrada}$ trabajo de entrada (kW)

Q_L Calor Removido (kJ)

Q_H Calor Expulsado (kJ)

Q_H^0 Flujo de calor de alta temperatura (kW)

Q_L^0 Flujo de calor de baja temperatura (kW)

X^0_{dest} Destrucción de Exergía (kW)

η_{II} Eficiencia de la segunda ley en %

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCION.....	9
1.1	Objetivo General	10
1.1.1	Objetivos Específicos.....	10
2.	MARCO TEÓRICO	11
2.1	Ciclo de Compresión de Vapor.....	14
2.1.1	Diferencias Entre un Ciclo de Refrigeración de Carnot, ideal y Real	15
2.2	Componentes del Sistema de Aire Acondicionado Automotriz.....	17
2.2.1	Compresor.....	17
2.2.2	Evaporador	18
2.2.3	Condensador	18
2.2.4	Válvula de Expansión	19
2.2.5	Refrigerante	19
2.3	Fórmulas Termodinámicas para el Balance de Materia y Energía.....	20
2.3.1	Compresores	22
2.3.2	Válvula de Expansión	23
2.3.3	Intercambiadores.....	23
2.4	Programa EES.....	25
2.5	Segunda Ley de la Termodinámica	25
3.	METODOLOGÍA	28
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	33
4.1	Características del Sistema de Refrigeración Automotriz Real del Twingo	33
4.2	Cálculos de Sistema de Refrigeración Ideal por Compresión de Vapor.....	34
4.2.1	Cálculos del sistema a la entrada del compresor.....	34
4.2.1	Cálculos del Sistema a la Salida del Compresor	35
4.2.3	Cálculos a la Salida del Condensador	36

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

4.2.4 Cálculos a la Salida de la Válvula de Expansión	36
4.3 Carga Térmica a Extraer del Habitáculo.....	37
4.3.1 Área Cubierta por Acero	39
4.3.2 Área Cubierta por Vidrio	40
4.4 Calor Generado	41
4.5 Cálculos del Sistema de Refrigeración Real por Compresión de Vapor.....	43
4.5.1 Sobrecalentamiento.....	44
4.5.2 Subenfriamiento	45
4.5.3 Condiciones del Foco Caliente y frío	45
4.5.4 Pérdidas En el Condensador y Evaporador del Sistema	45
4.6 Consideraciones del Sistema por Compresión de Vapor Real	46
4.6.1 Cálculos del Sistema de Refrigeración Real	47
4.7 Resultados Obtenidos	50
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	55
6. REFERENCIAS.....	56
APÉNDICE	¡Error! Marcador no definido.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Celdas solares para la industria automotriz.....	12
Figura 2. Función de un sistema de aire acondicionado.....	14
Figura 3. Componentes de un sistema de aire acondicionado.....	15
Figura 4. Diagrama T vs S de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor de Carnot.	16
Figura 5. Diagrama T vs S de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.	16
Figura 6. Diagrama T vs S de un ciclo de compresión de vapor real.....	17
Figura 7. Compresor.....	18
Figura 8. Evaporador.....	18
Figura 9. Condensador.	19
Figura 10. Válvula de expansión.	19
Figura 11. Comportamiento de la velocidad del fluido.	20
Figura 12. Balance de energía del sistema.....	21
Figura 13. Válvula de expansión.	23
Figura 14. Intercambiador de calor.....	24
Figura 15. Programa EES de termodinámica.....	25
Figura 16. Manómetros de Presión Convencionales.	29
Figura 17. Preparando el sistema para ser cargado y nuevamente analizado.	29
Figura 18. Sistema de Aire Acondicionado de un Renault Twingo.	30
Figura 19. Compresor del Sistema de Refrigeración del Renault Twingo.....	30
Figura 20. Ubicación de los puntos a analizar.....	31
Figura 21. Pistola de temperatura digital	31
Figura 22. Diagrama T vs S de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.	34
Figura 23. Datos del estado 1.....	35
Figura 24. Datos a la salida del compresor.	35
Figura 25. Datos a la salida del condensador.....	36
Figura 26. Datos a la salida de la válvula de expansión.	36
Figura 27. Condiciones a la Entrada del compresión en Ciclo Real de vapor.	47
Figura 28. Eficiencia Isentrópica de Un compresor.	47
Figura 29. Condiciones a la salida del compresor, ciclo real.	48
Figura 30. Condiciones de entrada de la válvula de expansión después del subenfriamiento.	48
Figura 31. Condiciones a la salida de la válvula de expansión.....	49
Figura 32. Condiciones a la salida del evaporador.	49

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Refrigerante R-134a	20
Tabla 2. Propiedades térmicas de los materiales utilizados.	38
Tabla 3. Caída de presión en función del refrigerante por grado de temperatura de subenfriamiento	46
Tabla 4. Caída de presión en función del refrigerante por grado de temperatura de sobrecalentamiento.	46
Tabla 5. Eficiencia isentropica de compresores.....	46
Tabla 6. Resultados obtenidos de cada ciclo de refrigeración.....	50

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

1. INTRODUCCION

En la ciudad de Medellín se está presentado un problema ambiental importante relacionado con la cantidad de material particulado y gases en su ambiente, emitidos por su gran parque automotor, el cual aumento en el último año, sumado a esto, la topografía del terreno no ayuda; Este problema aumenta considerablemente, cuando en los automóviles ponen en funcionamiento su sistema de aire acondicionado, el cual disminuye la potencia del motor y aumenta el consumo de combustible, generando mayor contaminación.

Debido a lo anterior, se realizó una evaluación energética del sistema de aire acondicionado automotriz, utilizando un Renault Twingo como vehículo de análisis, con el fin de calcular su eficiencia e identificar posibles mejoras a realizar y que disminuyan la contaminación generada en la ciudad.

El trabajo está compuesto por 5 capítulos, los cuales son descritos a continuación: El primer capítulo es la introducción, en el cual se habla de forma detallada el problema a investigar y se describen los objetivos general y específicos, con los cuales se llegara a la solución del problema; Además se realizó una breve concientización de la problemática ambiental existente debido al parque automotor y la contaminación existente.

En el segundo, se ve reflejada la investigación realizada con los conceptos y las fórmulas plasmadas en el trabajo, las cuales fueron encontradas en los libros, tesis, internet, entre otros. Luego está la metodología utilizada, donde se muestran todas las actividades realizadas para alcanzar cada uno de los objetivos específicos, con los cuales se logra el objetivo general que es el análisis energético del sistema de refrigeración automotriz.

En el cuarto capítulo aparecen los resultados de las operaciones realizadas durante todo el análisis energético a los componentes como al sistema. Donde se realizaron los balances de energía y materia permitiendo verificar su funcionamiento y estudiar la viabilidad de implantar mejoras.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Por ultimo están las conclusiones obtenidas a partir de los resultados entregados de las actividades realizadas o planteadas en la metodología, con las cuales podemos plantear posibles mejoras futuras para contribuir con la problemática ambiental existe.

1.1 Objetivo General

Evaluar energéticamente el sistema de aire acondicionado automotriz, basado en la primera y segunda ley de la termodinámica para un Renault Twingo.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Realizar un análisis termodinámico a cada uno de los componentes del sistema de aire acondicionado automotriz de un Renault Twingo aplicando primera ley de la termodinámica.
- Cuantificar la eficiencia energética de cada componente y global del sistema.
- Proponer si es el caso, como el sistema actual puede ser modificado.
- Realizar una comparación entre el sistema actual y el mejorado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

2. MARCO TEORICO

El primer auto con un sistema de aire acondicionado como los actuales fue el Packard 1939, en el cual se utilizaba un gran intercambiador de calor, el cual evaporaba el refrigerante y cuyo encendido accionaba el ventilador, después vino el Cadillac 1941 de los cuales solo se produjeron 300, pero estos sistemas presentaban grandes desventajas, por ejemplo el sistema siempre se encendía junto con el auto y para detener su funcionamiento tenía que apagarse el auto porque no existía un embrague en el compresor para desconectar la correa. Después de la segunda guerra mundial al Cadillac se instalaron controles al sistema de aire acondicionado, los cuales quedaban ubicados en la parte trasera del asiento del conductor. En 1966 la revista Motor Sevice Manual público que se habían vendido 3´560.000 unidades de aire acondicionado para vehículos y en 1987 eran 19´571.000 unidades, se aproxima que a esta fecha el 80 % de los vehículos poseía aire acondicionado (Garcia, 2011).

Los sistemas de aire acondicionado proporcionan seguridad, salud y confort a los ocupantes del automóvil, seguridad porque al llevar los vidrios arriba evita posibles robos o que entre al habitáculo cualquier objeto extraño que pueda causar un daño a los ocupantes, salud por purificar el aire de polvo o bacterias (Obregon, 2011); confort porque suministra un aire con menor temperatura que la del exterior y con bajo contenido de humedad disminuyendo la fatiga durante un viaje, el intervalo de temperatura que lo garantiza esta entre los 18.9 y 26.1°C, que está por debajo de la temperatura corporal de una persona que es de 37°C y una humedad relativa de 20 a 80%, según las condiciones de Colombia (Garavito, 2008).

En el 2011 la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo construyó un banco de pruebas de aire acondicionado para sistemas automotrices, el cual fue diseñado para evaluar el sistema, investigar el funcionamiento y seleccionar componentes adecuados, realizaron pruebas de funcionamiento del sistema, rangos de presiones de baja y alta en el sistema, tensión de la banda que conecta el compresor y el motor, circulación de aire en las rejillas y acondicionamiento, rangos de encendido y apagado del compresor, flujo del ventilador del condensador, ubicación de los componentes del sistema, elementos de acople y la carga del sistema se realizó con gas refrigerante R134a (Obregon, 2011).

Actualmente la energía que alimenta el sistema de refrigeración automotriz depende de la energía mecánica del motor, esto implica mayor consumo de combustible y emisión de contaminantes, se están

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

realizando estudios en México que cambien esto, como la utilización de celdas fotovoltaicas que aprovechan la energía del sol, utilizándola para su funcionamiento, ver figura 1; Este sistema puede funcionar en dos formas diferentes: una cuando el vehículo está expuesto al sol haciendo que el sistema se encienda y reduzca el calor del interior, aumentando el confort sin esperar que el motor sea encendido.

La otra es aprovechar esta energía y almacenarla en una batería para cuando el sistema de aire acondicionado sea encendido, disminuyendo el consumo de combustible y manteniendo la potencia del motor estable (Medina, 2013).

En la Figura 1 se puede apreciar un vehículo con paneles solares, como fuente de energía para los sistemas auxiliares.

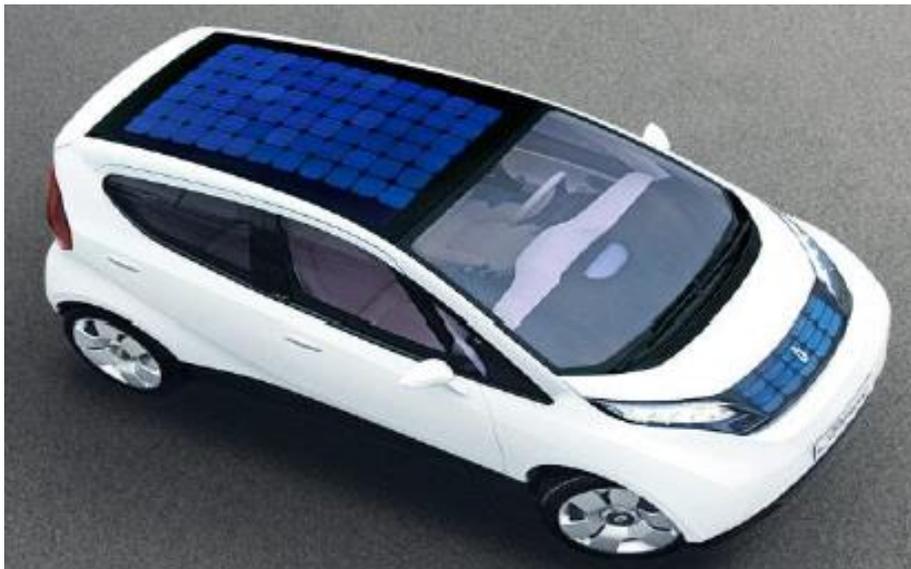


Figura 1. Celdas solares para la industria automotriz. Fuente: (Medina, 2013).

En un artículo de la revista andina con sede en Pereira, habla sobre estudios para la implementación de sistemas de refrigeración por absorción (RPA), los cuales solamente dependen de una fuente de calor residual (sistema de refrigeración del motor o la de los gases de escape producto de la combustión) o energías alternativas, como la energía radiada por el sol, la cual debe ser mayor que $0,56 \text{ W/m}^2$, debido que estos sistemas por adsorción necesitan muy poca energía para su funcionamiento, disminuyendo el consumo de energía del compresor (Beltrán & Rivera, 2016).

En Chile se realizó un estudio utilizando una bomba de calor por absorción para climatizar recintos, donde se utiliza la energía solar como fuente de energía, donde se estiman todas las cargas térmicas y se

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

evalúa su funcionamiento, el cual podría diseñarse a menor escala para ser implementado en un vehículo (Smith, 2015).

El nuevo Gobierno del Ecuador tiene como política principal la disminución en el consumo de combustibles fósiles, por ende se están realizando estudios muy parecidos, sobre el consumo de combustible por parte de su parque automotor, una de las propuestas es reducir el aumento de combustible de los vehículos, causado por la puesta en funcionamiento el sistema de aire acondicionado, para eso ellos plantean realizar un estudio al sistema de aire acondicionado en una Toyota Prius Modelo A, que es uno de los vehículos más comunes en el país (Zambrano, 2015).

Por otro lado en Ecuador una tesis de maestría en sistemas automotrices, se realiza un estudio del sistema de aire acondicionado de un vehículo liviano, donde se evaluó el consumo de combustibles vs confort y potencia, donde se determinaron los rangos de temperatura que ayudan a controlar en forma óptima el uso del aire acondicionado, así como el consumo de combustible, posteriormente se estudió la caída en la potencia del motor por la activación del sistema comprobándose que en estos rangos también esta es la mínima posible (Corral, 2016).

También en Ecuador se realizó una tesis donde se diseñó un sistema de aire acondicionado para un vehículo monoplaza, el cual presentaba el inconveniente que cuando competía generaba mucho calor hacia el habitáculo, en el cual se calcularon las cargas térmicas pero presentaba un problema adicional que el habitáculo no es totalmente cerrado y por eso se basaron en los sistemas de refrigeración de alimentos de los supermercados (Coronel, 2016).

En España se realizan estudios donde se emplea la estrategia de control descentralizada con el objetivo de explorar el rango de operación de un sistema de refrigeración automotriz por compresión de vapor. Estos primeros resultados, obtenidos en simulación, se contrastarán experimentalmente y servirán para definir estrategias de control multivariable que permitan operar más eficientemente los sistemas de refrigeración (Morilla, 2015).

Además de todo lo anterior, desde la firma del protocolo de Montreal se buscan nuevas alternativas para disminuir las emisiones del ya conocido refrigerante R-12, el cual era el más utilizado en los sistemas de refrigeración industria y doméstica. Para darle respuesta a esta necesidad DuPont, luego de varias investigaciones al respecto, sacó al mercado el HFC- 134a, sustancia que podía reemplazar de forma menos nociva al R-12. Sin embargo, investigaciones recientes catalogan al HFC-134a como un refrigerante

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

generador de efecto invernadero, con la aparición del R410A, que posee mejores propiedades que el R134a, necesitando menos energía para realizar su trabajo y mostrando mejor desempeño (Villamil & Piamba, 2005).

Otra tesis de maestría en eficiencia energética y sostenibilidad, habla de la implementación de un intercambiador intermedio, en los sistema de compresión de vapor, el cual aumentara la capacidad de extraer calor del sistema, además se propone el cambio del refrigerante R134a que posee un GWP de 1430 por un R134yf que posee un GWP de 4, disminuyendo considerablemente el efecto invernadero (Ribera, 2014).

Otra de las opciones planteadas es la utilización de un variador de velocidad para el compresor que funcione según las necesidades del sistema y de las revoluciones del motor, estudios realizados comprueban que la mayoría de estos equipos funcionan al 100 % de su capacidad en todo momento generando mayor consumo de combustible o una considerable perdida de potencia en el motor (Salazar, 2017).

2.1 Ciclo de Compresión de Vapor

La segunda ley de la termodinámica dice que el flujo de calor fluye espontáneamente de la fuente de mayor temperatura a la de menor temperatura, pero para que ocurra lo contrario debe existir una máquina que realice esta función. El enunciado de Clausius dice: *“No se puede construir una máquina térmica cíclica que tome espontáneamente calor de un foco frío y lo lleve a un foco caliente”*, esto solo se logra si se agrega trabajo al sistema. En la Figura 2, se puede observar que un sistema de refrigeración, es una máquina térmica que agrega trabajo al sistema y hace posible que esto ocurra (Cengel, 2011).

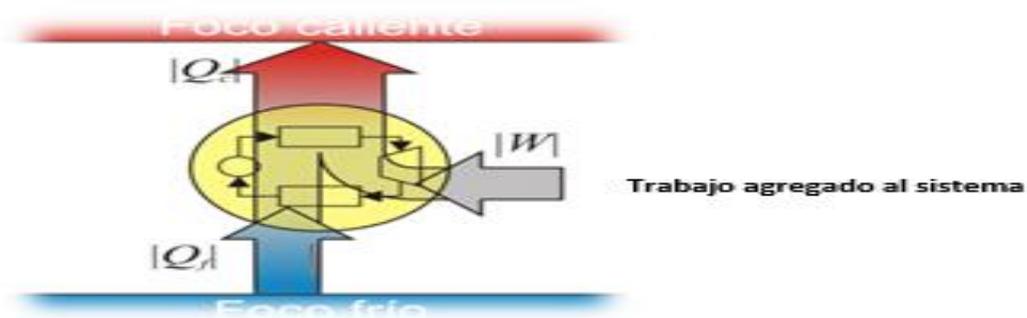


Figura 2. Función de un sistema de aire acondicionado. Fuente: (Laplace, 2014).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor está compuesto por 5 elementos (compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y refrigerante), por estos elementos circula el fluido refrigerante, el cual posee una temperatura de evaporación baja comparada con las demás sustancias, además posee una alta capacidad de absorber calor y por medio de convección y conducción absorbe calor del lugar a refrigerar y lo libera al exterior.

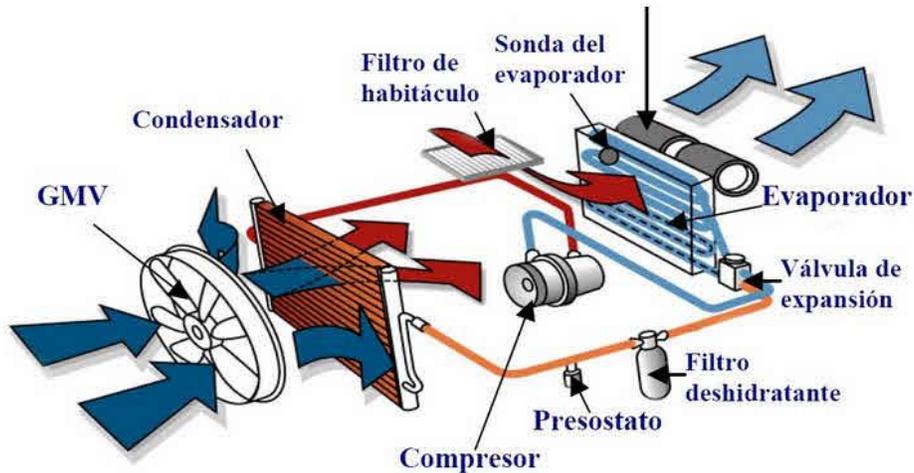


Figura 3. Componentes de un sistema de aire acondicionado. Fuente: (Mecanica, 2017).

El refrigerante a baja presión y temperatura entra al evaporador (situado en la cabina) y se gasifica absorbiendo calor, luego en el compresor el gas es comprimido, aumentando temperatura y presión, después es forzado hacia el condensador donde pasa de gas a líquido liberando calor y por medio de un flujo de aire el calor es forzado hacia el exterior, después el refrigerante es obligado a pasar por la válvula de expansión cuya función es llevar el refrigerante casi a su punto de evaporación por medio de una reducción, allí ocurre una disminución de presión y de temperatura y de nuevo regresa al evaporador repitiéndose el ciclo, ver Figura 3.

2.1.1 Diferencias Entre un Ciclo de Refrigeración de Carnot, ideal y Real

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor de Carnot, es un ciclo donde todos los procesos son reversibles, está compuesto por dos procesos isotérmicos reversibles (condensación y evaporación) y por dos isentropicos (válvula de expansión y compresor) ver figura 4.

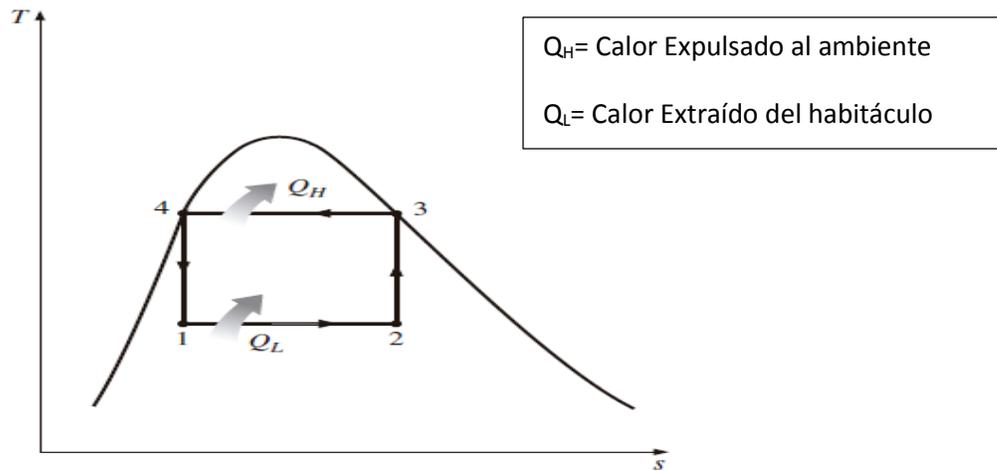


Figura 4. Diagrama T vs s de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor de Carnot. Fuente: (Cengel, 2011).

El ciclo de compresión de vapor ideal está compuesto por dos procesos isobáricos o presión constante pero con variaciones en su temperatura (condensador y evaporador), un proceso isentropicos (compresor) y un proceso de estrangulamiento en la válvula de expansión, ver figura 5.

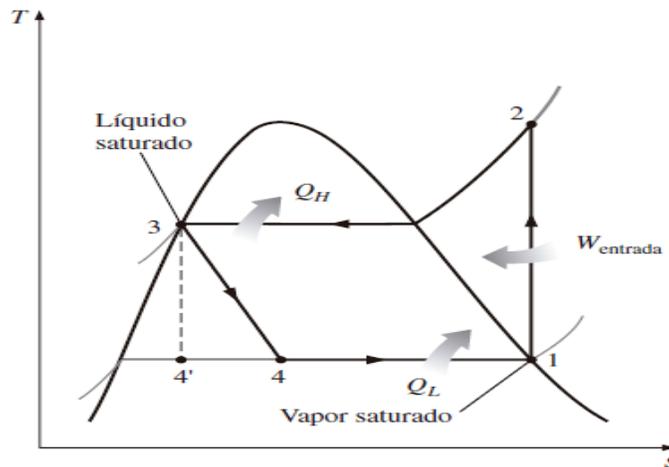


Figura 5. Diagrama T vs s de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal. Fuente: (Cengel, 2011).

Por ultimo un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real tiene muchas diferencia del ideal y del de Carnot, por ejemplo un ciclo real existen las irreversibilidades, debido a la fricción entre el fluido y la tubería, generando pérdidas de energía en forma de calor transferido al exterior, en un ciclo ideal el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado pero en la realidad este se sobrecalienta, asegurando que el refrigerante se evapore por completo antes de entrar al compresor, un proceso ideal

también los procesos de condensación y evaporación ocurren a presión constante lo que en la realidad es falso porque ocurren caídas de presión considerables por la fricción y las variaciones en la temperatura, por último en un ciclo real se necesita mayor entrada de trabajo que en los otros, ver Figura 6 (Cengel, 2011).

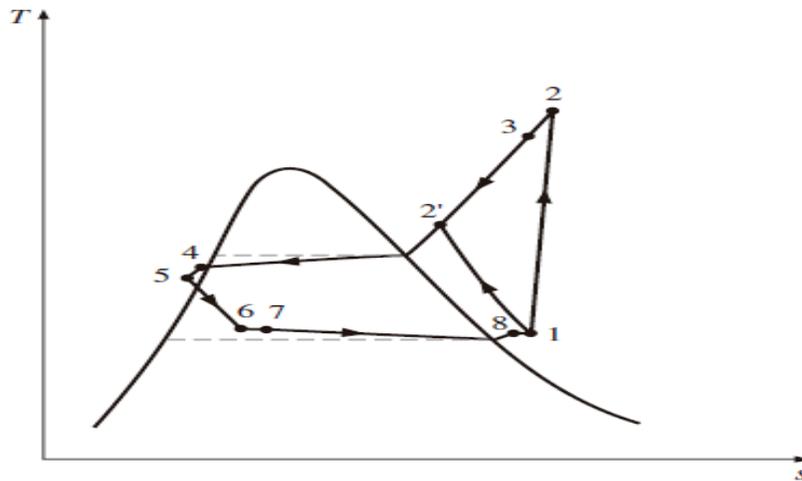


Figura 6. Diagrama T vs S de un ciclo de compresión de vapor real. Fuente: (Cengel, 2011).

2.2 Componentes del Sistema de Aire Acondicionado Automotriz

La mayoría de los vehículos automotrices poseen los mismos componentes y operan en un ciclo de compresión de vapor, las diferencias son sus tamaños y demás componentes electrónicos, a continuación hablaremos de ellos:

2.2.1 Compresor

Es un dispositivo que incrementa la presión del fluido refrigerante, el compresor toma su energía de una fuente externa por medio de un sistema de embrague en los automóviles, el cual se une al sistema de distribución que une varios sistemas por medio de una correa. Frecuentemente es un compresor de pistón o recíprocante, al cual solo puede entrar refrigerante en forma gaseosa.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10



Figura 7.Compresor. Fuente: (Sanchez, 2016).

2.2.2 Evaporador

Es un intercambiador de calor que consta de un intercambiador de calor o serie de tubos horizontales con aletas, por los cuales internamente circula el refrigerante y por medio de un ventilador se obliga a circular aire a través de él para que el refrigerante absorba energía (calor), hasta que el refrigerante evapore por completo antes de entrar al compresor. La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferente temperatura (Jaramillo, 2007).

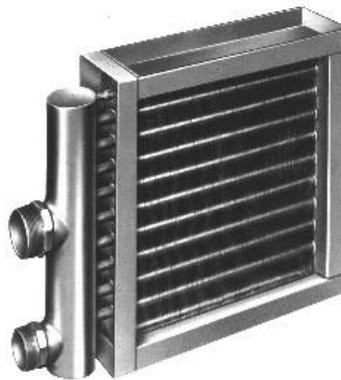


Figura 8.Evaporador. Fuente: (Salgado, 2010).

2.2.3 Condensador

Es otro intercambiador de calor pero cumple la función inversa del evaporador, liberar al exterior del vehículo el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación, este proceso es cíclico siempre y cuando este encendido el sistema; tanto el evaporador como el condensador son intercambiadores de calor de flujo cruzado (Hernandez, 2012).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10



Figura 9. Condensador. Fuente: (Portal, 2017).

2.2.4 Válvula de Expansión

Las válvulas de expansión se utilizan como sistemas reguladores de máquinas de compresión de vapor para aplicaciones de refrigeración o de calefacción. Estos dispositivos aseguran el suministro regular de refrigerante al evaporador manteniendo un recalentamiento específico (refrigerante a mayor temperatura que la de ebullición) a la salida del evaporador (Danfoss, 2005). Por tanto, estos dispositivos disminuyen la presión y la temperatura y acondicionan el flujo del refrigerante a condiciones de recalentamiento para que el evaporador pueda cumplir su función.



Figura 10. Válvula de expansión. Fuente: (Danfoss, 2016).

2.2.5 Refrigerante

El refrigerante utilizado en sistemas de aire acondicionado automotriz es el R-134a (ver características Tabla 1), que es un refrigerante que no afecta la capa de ozono. Un refrigerante es una sustancia que tiene la capacidad de transportar e intercambiar calor con el medio ambiente, cediendo calor a alta temperatura y absorbiéndolo a baja temperatura (Carvajal, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Tabla 1. Refrigerante R-134a

Gas	Nombre	Composición química
R-134a	Tetrafluoroetano	C F ₃ C H ₂ F

Fuente: (Semarnat, 2014).

2.3 Fórmulas Termodinámicas para el Balance de Materia y Energía

Para calcular el flujo másico (m^0):

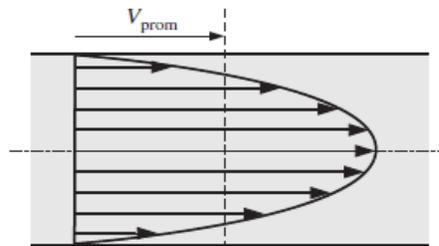


Figura 11. Comportamiento de la velocidad del fluido. Fuente: (Cengel, 2011).

$$m^0 = \rho * \tilde{V} = \rho * V_{promedio} * A \quad (1) \text{ (Cengel, 2011)}$$

Dónde:

m^0 = flujo másico (kg/s)

\tilde{V} = flujo volumétrico (m^3/s)

A= área (m^2)

V_{prom} = velocidad promedio del flujo (m/s)

El balance de masa del sistema o de cada componente será para flujo compresible:

Balance de masa:

$$m_{entrada}^0 - m_{salida}^0 = \Delta m_{sistema}^0 \quad (2)$$

$$\sum m_{entrada}^0 = \sum m_{salida}^0 \quad (3)$$

Reemplazando la ecuación 1 en 3

$$\rho * V_{promedio} * A_{entrada} = \rho * V_{promedio} * A_{salida} \quad (4)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Entonces el flujo volumétrico de un sistema abierto sería:

$$\sum \tilde{V}_{entrada} = \sum \tilde{V}_{salida} \quad (5) \text{ (Cengel, 2011)}$$

Como las densidades pueden ser diferentes a la entrada y a la salida, el flujo volumétrico se obtiene de reemplazar la ecuación 1 en 5:

$$\rho_{entrada} * V_{entrada} * A_{entrada} = \rho_{salida} * V_{salida} * A_{salida} \quad (6)$$

El flujo volumétrico es igual:

$$\tilde{V} = \frac{\text{volumen}}{\text{tiempo}} = V_{promedio} * A \quad (7)$$

El balance de energía para el sistema sería:

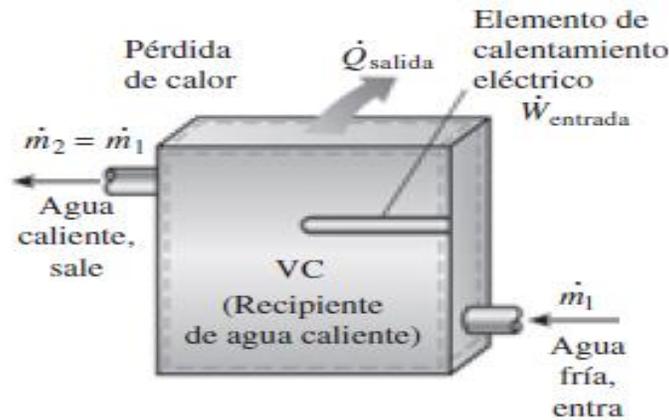


Figura 12. Balance de energía del sistema. Fuente: (Cengel, 2011).

Balance de energía:

$$Q^0_{entrada} + W^0_{entrada} + m^0 * \left(h + \frac{v^2}{2} + g * z \right)_{entrada} = Q^0_{salida} + W^0_{salida} + m^0 * \left(h + \frac{v^2}{2} + g * z \right)_{salida} \quad (8) \text{ (Cengel, 2011)}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Donde:

Q^0_{salida} = Calor Sale del sistema (kW)

$W^0_{entrada}$ = Energía que entra en forma de Trabajo (kW)

m^0 = Flujo másico (kg/s)

h = entalpia (kJ/kg)

v = velocidad del fluido (m/s)

z = altura en (m)

En la ecuación 8, se tiene en cuenta las condiciones para cada entrada y salida del sistema de analizado.

2.3.1 Compresores

Para los compresores se debe tener varias consideraciones como la variación de la energía cinética es 0 ($\Delta E_C=0$), la variación en la energía potencial es 0 ($\Delta E_P=0$) y calor transferido desde el sistema o hacia el sistema es 0 ($\Delta Q=0$).

Balance de masa:

$$m^0_{entrada} = m^0_{salida} \quad (9)$$

Donde:

m^0 = Flujo másico a la entrada o salida (kg/s)

Balance de energía:

$$E^0_{entrada} - E^0_{salida} = \Delta E^0_{sistema} \quad (10)$$

Donde:

E^0 = energía a la entrada o salida del sistema (kW)

$\Delta E^0_{sistema}$ = Variación de la energía del sistema (kW)

Como el balance de energía debe ser cero

$$E^0_{entrada} = E^0_{salida} \quad (11)$$

Teniendo en consideración las condiciones de funcionamiento de los compresores mencionadas anteriormente y reemplazando estas en la ecuación 8, el balance de energía en un compresor es:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$W^0_{entrada} + m^0 * h_1 = Q^0_{salida} + m^0 * h_2 \quad (12)$$

$$W^0_{entrada} = m^0 * q_{salida} + m^0 * (h_2 - h_1) \quad (13)$$

2.3.2 Válvula de Expansión

Para la válvula de expansión o tubos de estrangulamiento se debe tener estas consideraciones como la variación de la energía cinética es 0 ($\Delta EC=0$), la variación en la energía potencial es 0 ($\Delta EP=0$), calor transferido desde el sistema o hacia el sistema es 0 ($\Delta Q=0$) y la variación en la entalpía es 0 ($\Delta H=0$).

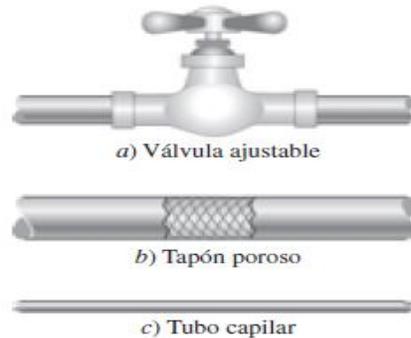


Figura 13. Válvula de expansión. Fuente: (Cengel, 2011).

$$h_{entrada} = h_{salida} \quad (14)$$

Donde:

h= Entalpía a la entrada o salida del sistema (kJ/kg)

2.3.3 Intercambiadores

En los intercambiadores de calor su principal función es el intercambio de calor entre dos fluidos y se debe tener estas consideraciones como la variación de la energía cinética es 0 ($\Delta EC=0$), la variación en la energía potencial es 0 ($\Delta EP=0$), calor transferido desde el sistema o hacia el sistema es 0 ($\Delta Q=0$) y la varia en el trabajo del sistema es 0 ($\Delta W=0$).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

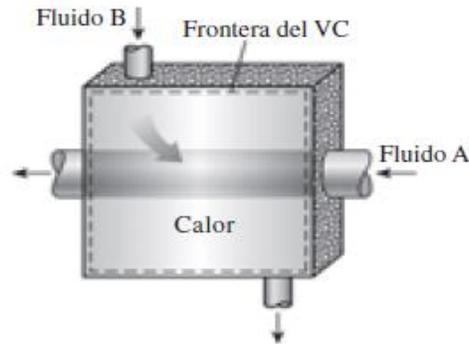


Figura 14. Intercambiador de calor. Fuente: (Cengel, 2011).

Balance de masa:

$$m_{entrada}^0 = m_{salida}^0 \quad (15)$$

La corriente de flujo masico frio se debe conservar:

$$m_1^0 = m_2^0 = m_W^0 \quad (16)$$

La corriente de flujo masico caliente se debe conservar:

$$m_3^0 = m_4^0 = m_R^0 \quad (17)$$

Balance de energía:

$$E_{entrada}^0 - E_{salida}^0 = \Delta E_{sistema}^0 \quad (18)$$

La energía que entra al sistema debe ser igual a la energía que sale, principio de conservación de la energía.

$$E_{entrada}^0 = E_{salida}^0 \quad (19)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Teniendo en consideración las condiciones de funcionamiento de los intercambiadores de calor mencionadas anteriormente y reemplazando estas en la ecuación 8, el balance de energía en un intercambiador es:

$$m_1^0 * h_1 + m_3^0 * h_3 = m_2^0 * h_2 + m_4^0 * h_4 \quad (20)$$

2.4 Programa EES

El software EES (Engineering Equation Solver) es programa muy útil a la hora de resolver ecuaciones de cualquier tipo, posee una base de datos con características o condiciones de varias sustancias termodinámicas, con las cual se puede calcular las condiciones de los estados en un ciclo termodinámico, facilitando los cálculos de eficiencia y calor transferido.

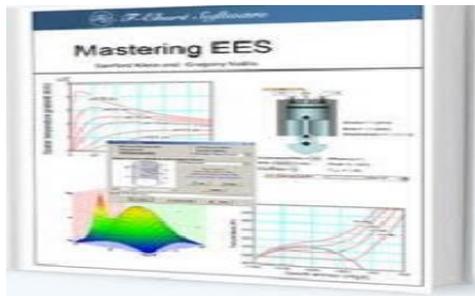


Figura 15. Programa EES de termodinámica. Fuente: (Scribe, 2017).

2.5 Segunda Ley de la Termodinámica

La primera ley de la termodinámica, habla de la cantidad de energía y sus transformaciones de una forma a otra sin importar su calidad, pero la segunda ley nos da los medios para determinar su calidad (Cengel, 2011). “Está a firma: Los procesos ocurren en cierta dirección y su energía posee cantidad como calidad”. Un proceso no es viable si no cumple la primera y segunda ley, ver Figura 16.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

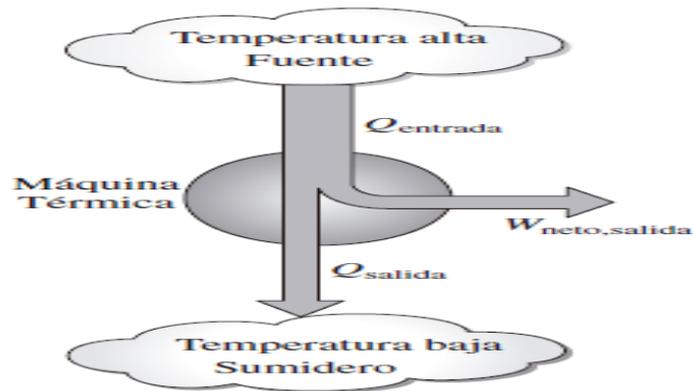


Figura 16. Diagrama de segunda ley de la termodinámica. Fuente: (Cengel, 2011).

Una cantidad de energía con mayor temperatura (calidad), podría generar más trabajo que una de menor calidad, siendo este el principal objetivo en un proceso. La segunda ley se aplica a dos dispositivos: maquinas térmicas y refrigeradores. Los primeros cuyo propósito es la generación de trabajo a partir de energía térmica, para luego convertirlo en energía eléctrica; los segundo son utilizados para remover energía térmica de un punto de menor temperatura a uno de mayor temperatura, lo cual no se lograría de sin ayuda de esta máquina y con un suministro de trabajo.

Calculando la entropía generada ($S_{generada}$) durante el proceso, se puede determinar la calidad de dicha energía.

Las ecuaciones que identifican estos procesos de segunda ley son las siguientes (Cengel, 2011):

- **El trabajo neto (W_{Neto}) será:**

$$W_{neto} = W_{salida} - W_{entrada} \quad (21)$$

Donde:

W_{neto} = diferencia entre el trabajo que sale y el que entra (kW)
 W_{salida} = Energía en forma de trabajo que sale del sistema (kW)
 $W_{entrada}$ = Energía en forma de trabajo que entra al sistema (kW)

- **Trabajo neto en función del calor extraído y expulsado:**

$$W_{neto} = Q_{entrada} - Q_{salida} = Q_H - Q_L \quad (22)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Donde:

Q_H = Calor Expulsado del sistema (kW)

Q_L = Calor Extraído al sistema (kW)

- **Su eficiencia térmica ($\eta_{\text{térmica}}$) será:**

$$\eta_{\text{termica}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (23)$$

- **Coficiente de desempeño (COP_R):**

$$COP_R = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto}}} \quad (24)$$

- **Entropía generada**

$$S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}} = S_{\text{generada}} \quad (25)$$

Donde:

S_{generada} = Entropía generada (kJ/kg*k)

- **Eficiencia de segunda ley (η_{II}):**

$$\eta_{II} = \frac{X_{Q_L}^0}{W_{\text{entrada}}^0} \quad (26)$$

Donde

$X_{Q_L}^0$ = Destrucción de exergía en el evaporador (kW)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

3. METODOLOGÍA

Para la realización del trabajo se realizaron una serie de actividades con las cuales se fueron alcanzando cada uno de los objetivos específicos y por último el objetivo general. Inicialmente, se verifico el funcionamiento del sistema de aire acondicionado del vehículo, el cual era un Renault Twingo Dinamice 2006, con 87000 km y un motor 1200 cm³. Para esto se enciende el vehículo y se realizan tres pruebas:

- La primera prueba fue una prueba contra fugas, la cual consistió en aplicar una solución jabonosa sobre toda la tubería del sistema de refrigeración, para después realizar una inspección visual y observar si en alguna parte de esta, se podían apreciar burbujas ocasionadas por fugas del gas refrigerante, ver figura 17.

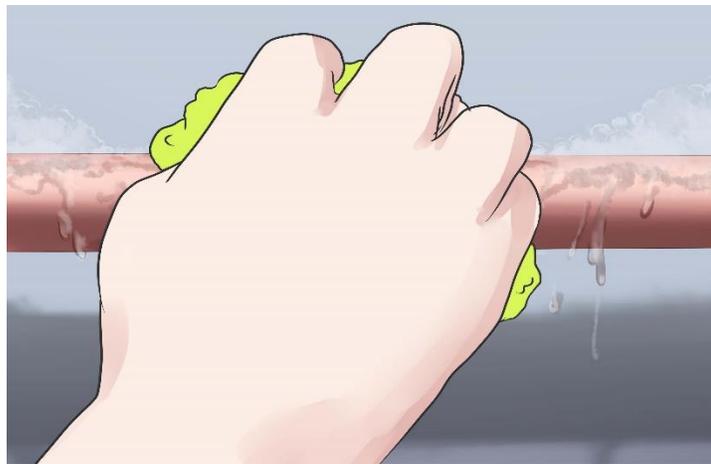


Figura 17. Prueba de Control de Fugas con Solución Jabonosa. Fuente: (Wikihow, 2018).

- La segunda prueba es una de presión, en la cual el sistema se carga con una presión de 100 psig y se deja durante 10 minutos. Luego se vuelve a verificar la presión del sistema y debe permanecer igual, indicando el correcto funcionamiento del compresor, todo esto se realiza con un manómetro convencional marca Amazon, ver figura 18.

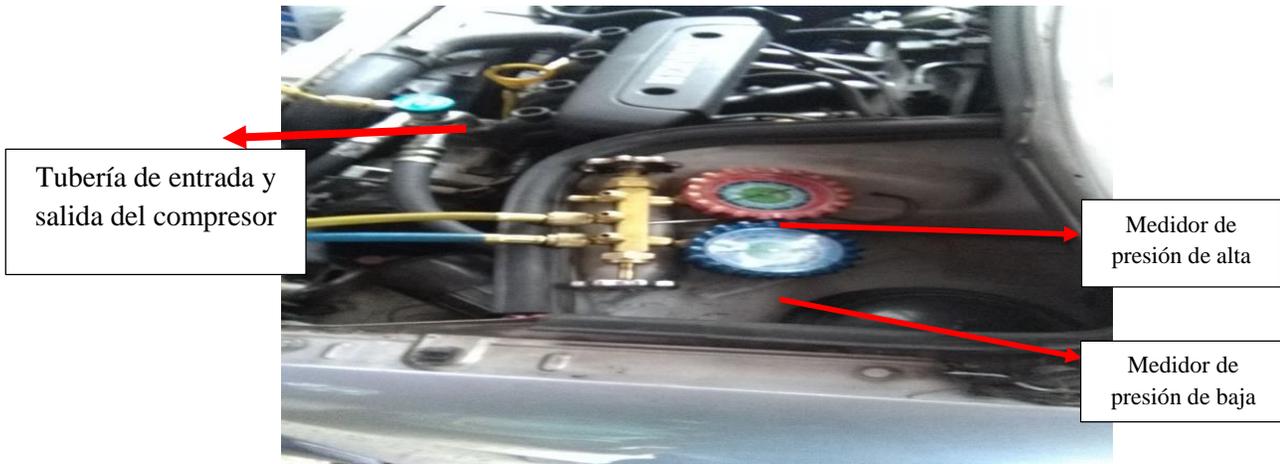


Figura 18. Prueba de Presión con Manómetros Convencionales. Fuente: Propia.

- La tercera prueba consiste en verificar si el sistema tiene su carga total o por lo contrario le falta refrigerante, para esto se enciende el vehículo, se cierran las puertas y las ventanas, luego se toma la temperatura del aire en su interior y posteriormente se pone en marcha el aire acondicionado y después de 10 minutos se toma la temperatura nuevamente para ver cuánto esta ha disminuido.

Con la tercera prueba, se pudo detectar que el sistema no refrigeraba correctamente como si le faltará gas refrigerante, por eso se procedió a cargarlo con más gas, ver figura 19. Para esto con el vehículo encendido pero parado, se utiliza el banco de carga para adicionarle refrigerante al sistema y luego volver a realizar la prueba de temperatura dentro del habitáculo.



Figura 19. Preparando el sistema para ser cargado y nuevamente analizado. Fuente: Propia.

Con el sistema cargado y sin fugas se procedió a localizar los 4 puntos de interés de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, estos puntos son los que nos indicaran el correcto funcionamiento del sistema y su eficiencia, ver figuras 20, 21 y 22.

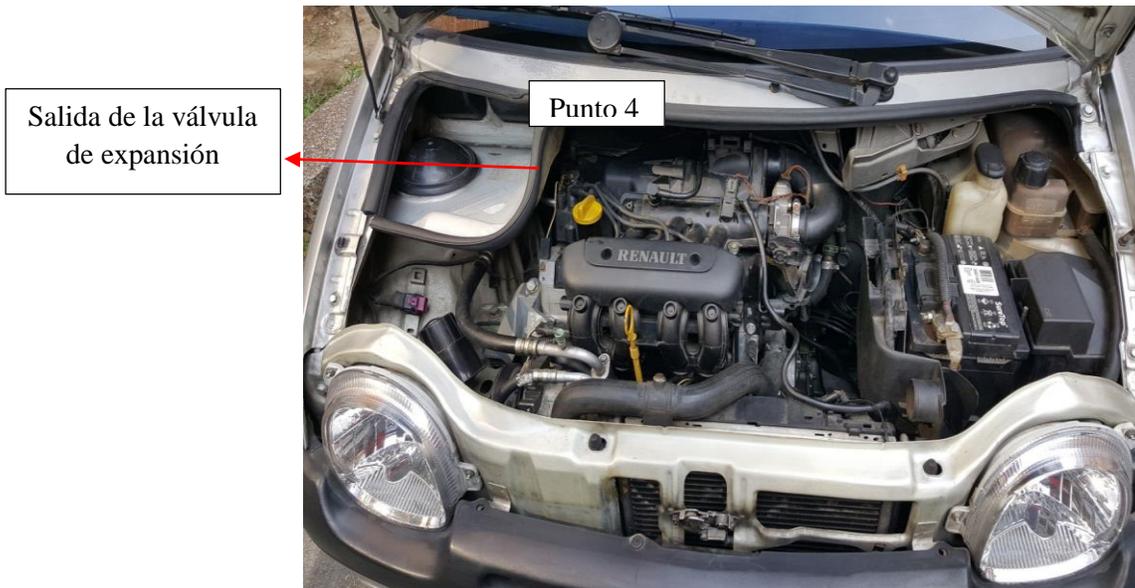


Figura 20. Punto 4, Salida de la Válvula de Expansión. Fuente: Propia.

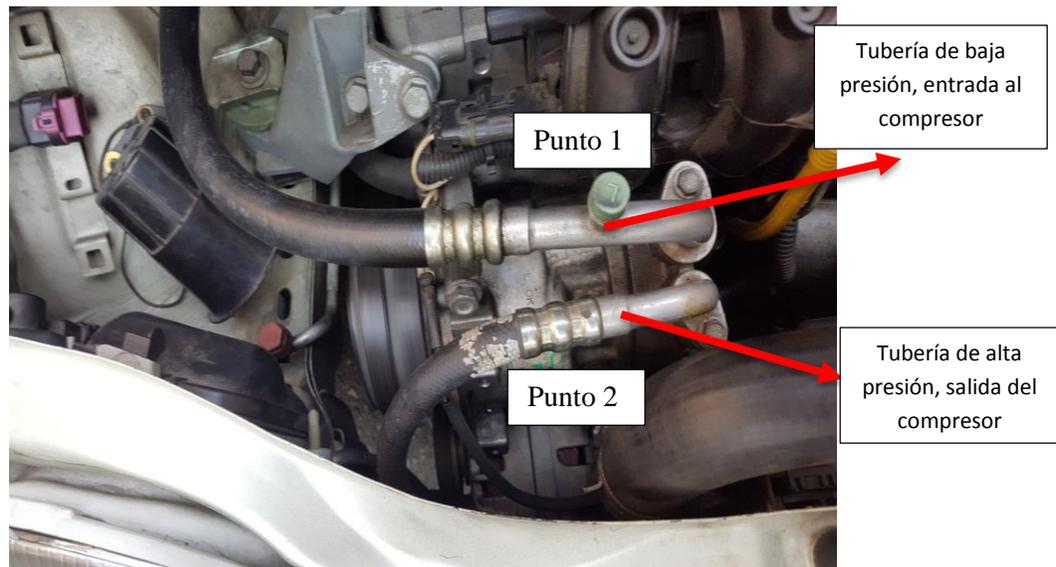


Figura 21. Compresor del Sistema de Refrigeración del Renault Twingo. Fuente: Propia.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10



Figura 22. Ubicación del punto 3 a la salida del condensador. Fuente: Propia.

Luego de identificar los 4 puntos, se procedió a utilizar el medidor de temperatura de rayo laser sobre los puntos anteriormente identificados, ver figura 23. Con la temperatura y la presión de los 4 puntos de interés, se realizaron los cálculos termodinámicos.



Figura 23. Medidor digital de temperatura. Fuente: Propia.

Para el sistema de refrigeración, con base en las presiones de baja y alta, además de las condiciones esperadas en los puntos ilustrados, según la literatura, se calcularon las demás variables de los estados identificados, tanto para el ciclo de compresión de vapor ideal como para el real, para esto se utilizó el

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

software EES dando como resultados las demás variables de interés (entalpía, entropía, calidad, volumen específico, calor específico a volumen y a presión constante). El calor ganado (Q_H) y calor cedido (Q_L), trabajo introducido al compresor (W_{entrada}), como la eficiencia individual de cada componente y el coeficiente de operación del sistema, además se aplicó la primera y segunda ley de la termodinámica.

Con la primera ley, se pudo realizar el balance de energía e identificar la eficiencia, para cada componente y el sistema; Posteriormente se aplicó la segunda ley de la termodinámica, para calcular la entropía generada por cada componente en el proceso y la Exergía destruida durante este.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Características del Sistema de Refrigeración Automotriz Real del Twingo

Los datos de funcionamiento del sistema actual de un Renault Twingo son los siguientes:

- Diámetro de la tubería de baja presión: 0,75 in o 0,01905 m
- Diámetro de la tubería de alta presión: 0,5 in o 0,0127 m
- La masa de refrigerante es de 0,640 kg
- Fórmula química es $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$, comercialmente conocido como R134a.
- Temperatura de ebullición es de $-26,1\text{ }^\circ\text{C}$ y su densidad es de $5,28\text{ kg/m}^3$.
- Calor específico del líquido= $1,46\text{ kJ/kg.K}$
- Calor específico del vapor= $0,858\text{ kJ/kg.K}$

Para realizar los cálculos, cabe recordar que la presión tomada con el manómetro es una $P_{\text{manométrica}}$ y para los cálculos necesitamos conocer la P_{absoluta} , por lo tanto:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (27)$$

La $P_{\text{atmosférica}}$ de Medellín depende de su altura sobre nivel del mar (1538m) y de la densidad del aire, su temperatura promedio es de $23\text{ }^\circ\text{C}$ (Wordmeteo, 2014).

$$P_{\text{atmosférica de medellin}} = 640\text{ mmHg o } 85,7263\text{ kpa}$$

$$P_{\text{abs}}^{\text{baja}} = 291,05\text{ kpa} + 85,7263\text{ kpa} = 376,78\text{ kpa}$$

$$P_{\text{abs}}^{\text{alta}} = 1187,05\text{ kpa} + 85,7263\text{ kpa} = 1272,78\text{ kpa}$$

4.2 Cálculos de Sistema de Refrigeración Ideal por Compresión de Vapor

El ciclo de compresión de vapor ideal está compuesto por dos procesos isobáricos o a presión constante pero con variaciones en su temperatura (condensador y evaporador), un proceso isentropico (compresor) y un proceso de estrangulamiento en la válvula de expansión, ver figura 22.

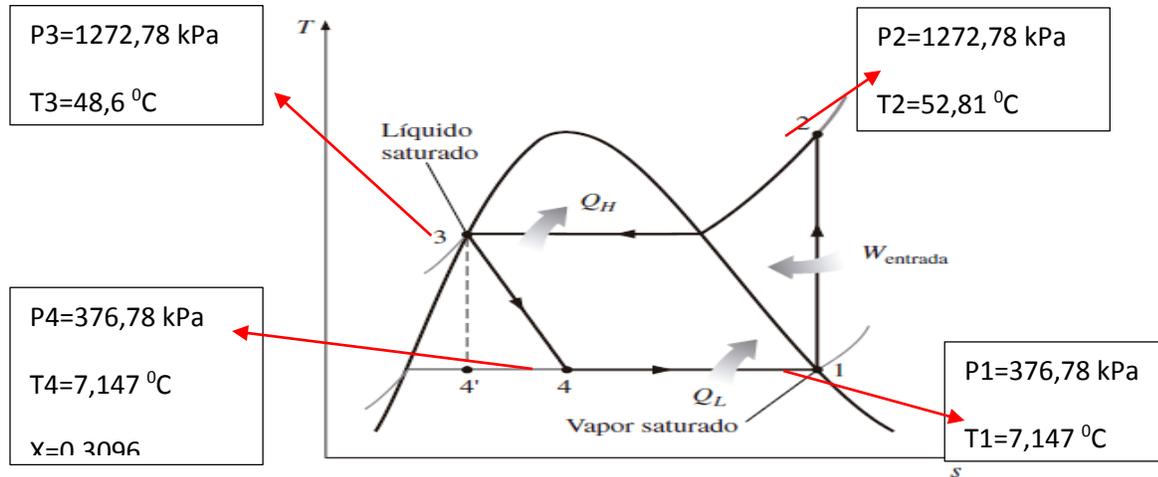


Figura 24. Diagrama T vs s de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal. Fuente: (Cengel, 2011).

Datos obtenidos con los manómetros de presión:

1. Presión a la entrada del compresor $P_1 = 376,78 \text{ kPa}$
2. Presión a la salida del compresor $P_2 = 1272,78 \text{ kPa}$

4.2.1 Cálculos del sistema a la entrada del compresor

ESTADO 1: Los datos tomados a la entrada del compresor, fueron los siguientes $P_1 = 376,78 \text{ kPa}$ y vapor saturado o $X=1$, para estas condiciones las demás variables son:

- Con la presión se ingresa en las tablas de saturación del refrigerante R134a y tomo todos los valores de vapor saturado a esa presión o sea h_g, v_g, s_g, u_g .

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

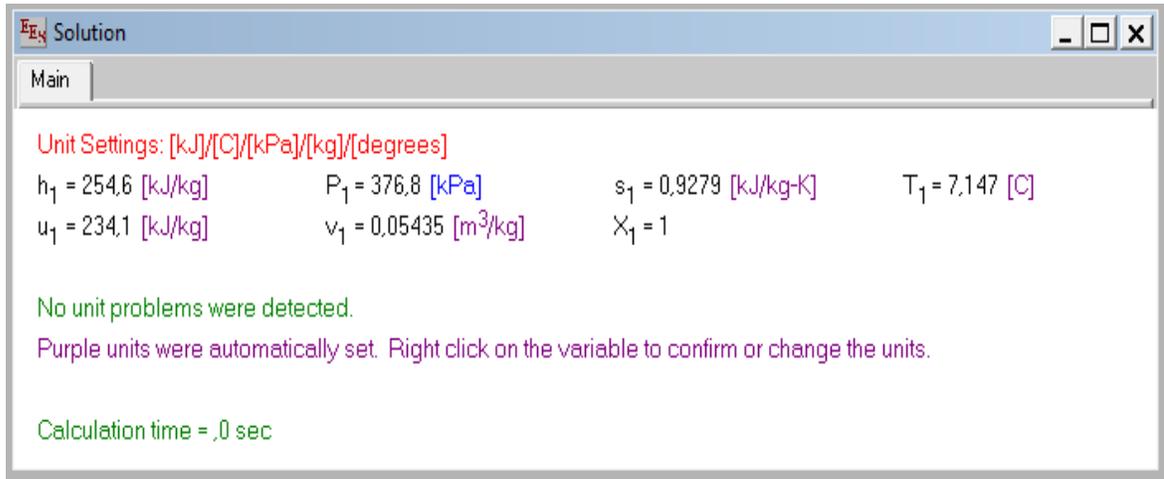


Figura 25. Datos del estado 1. Fuente: EES.

4.2.1 Cálculos del Sistema a la Salida del Compresor

ESTADO 2: Los datos tomados a la salida del compresor son $P_2=1272,78$ kPa y como es un proceso isentropico $s_1= s_2$ para estas condiciones las demás variables son:

- Con la presión tomada a la salida del compresor y con la misma entropía de la entrada calcula los datos del estado 2.

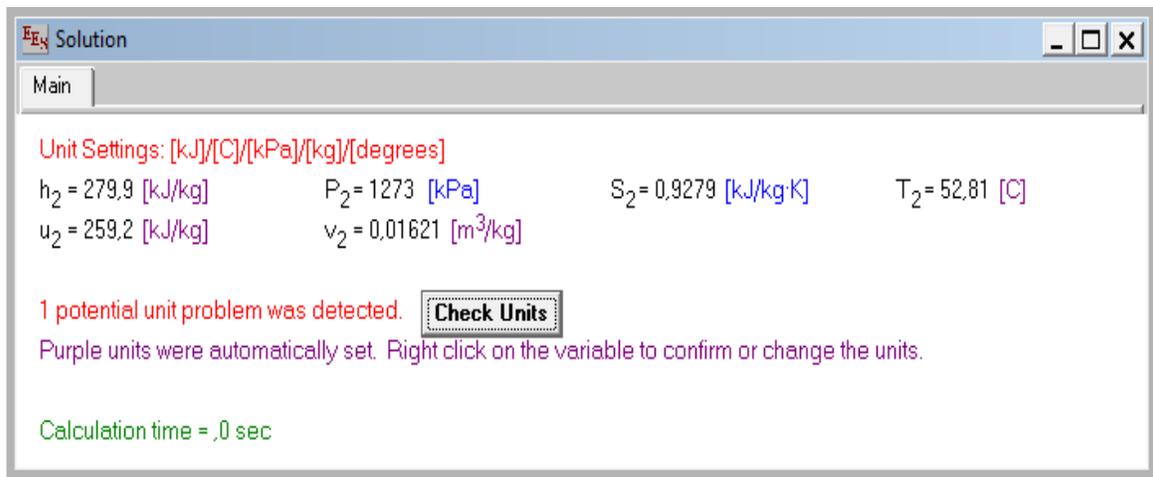


Figura 26. Datos a la salida del compresor. Fuente: EES.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

4.2.3 Cálculos a la Salida del Condensador

ESTADO 3: Con la presión a la salida del compresor que es la misma a la entrada y salida del condensador, porque es un proceso a presión constante $P_3=1272,78$ kPa y con las condiciones de líquido saturado o $X=0$.

- Se supone que el refrigerante pasa de vapor sobre calentado a líquido saturado pero a presión constante, entonces con la misma presión busco la temperatura de saturación a esa presión y saco los datos de líquido saturado.

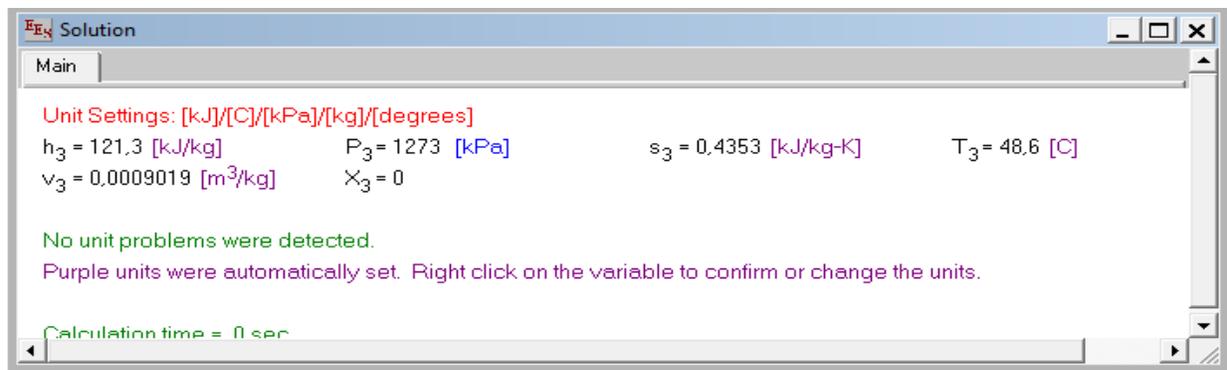


Figura 27. Datos a la salida del condensador. Fuente: EES.

4.2.4 Cálculos a la Salida de la Válvula de Expansión

Estado 4: Para saber los datos de este estado que es a la salida de la válvula de expansión (proceso isoentálpico) ósea a entalpia constante, tomo la misma entalpia del estado 3 y con la misma presión del estado 1, calculo los datos.

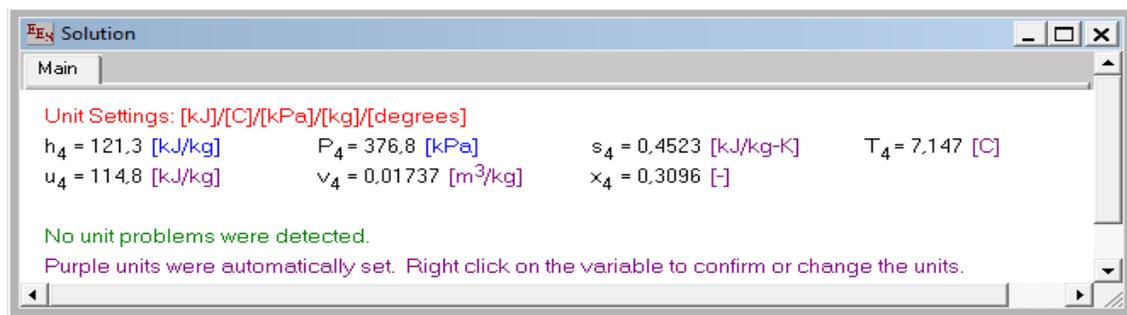


Figura 28. Datos a la salida de la válvula de expansión. Fuente: EES.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Según los datos anteriores es una mezcla con una calidad de 0,3096

- **El calor removido será:**

$$Q_L = (h_1 - h_4) = (254,6 - 121,3) \frac{kJ}{kg} = 133,3 \frac{kJ}{kg}$$

- **Trabajo hecho por el compresor:**

$$W_{compresor} = (h_2 - h_1) = (279,9 - 254,6) = 25,3 \frac{kJ}{kg}$$

- **Calor expulsado al ambiente:**

$$Q_H = Q_L + W_{compresor} = 133,3 \frac{kJ}{kg} + 25,3 \frac{kJ}{kg} = 158,6 \frac{kJ}{kg}$$

- **Coficiente de rendimiento o COP:**

$$COP = \frac{Q_L}{W_{compresor}} = \frac{133,3 \frac{kJ}{kg}}{25,3 \frac{kJ}{kg}} = 5,27$$

Esto quiere decir que el aire acondicionado del vehículo remueve 5,27 unidades de energía del habitáculo por cada unidad de energía motriz suministrada al compresor.

4.3 Carga Térmica a Extraer del Habitáculo

Para calcular la carga térmica a extraer del habitáculo se deben considerar tres variables importantes: la primera es la radiación solar recibida (techo, puertas y ventanas); La segunda es el calor transferido por conducción (techo, puertas y ventanas), el cual se reduce en un 90 % debido al material aislante y tercero es el calor generado por persona. A continuación calcularemos la carga térmica generada en su totalidad (Renault, 2010).

En la siguiente Tabla se pueden apreciar los valores de las constantes a utilizar para el cálculo de la carga térmica total (Incropera, 1999):

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Tabla 2. Propiedades térmicas de los materiales utilizados.

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TERMICA (W/m.K)	EMISIBILIDAD DEL MEDIO (ε)	ESPESOR (mm)
Acero puro	50,2	0,75-0,85	3
vidrio	0,7	0,8	5

Fuente: (Incropera, 1999).

Para el cálculo, se utilizaran las siguientes ecuaciones (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2012):

- **Transferencia de calor por conducción**

$$Q_{conducción}^0 = A * K * \frac{\Delta T}{L} \quad (28)$$

Donde:

$Q_{conducción}^0$ = transferencia de calor por conducción (Watt)

A= área de la superficie (m²)

K=coeficiente de transferencia de calor (W/m.k)

ΔT= diferencia de temperatura (k)

L= espesor del material (m)

- **Transferencia de calor por radiación**

$$Q_{radiacion}^0 = \epsilon * \sigma * T_{superficie}^4 \quad (29)$$

Donde:

$Q_{radiación}^0$ = transferencia de calor por radiación (W)

ε= emisibilidad del medio

σ= 5,67 x 10⁻⁸ W/m².k constante de Stefan Boltzmann

T= temperatura de la superficie expuesta (k)

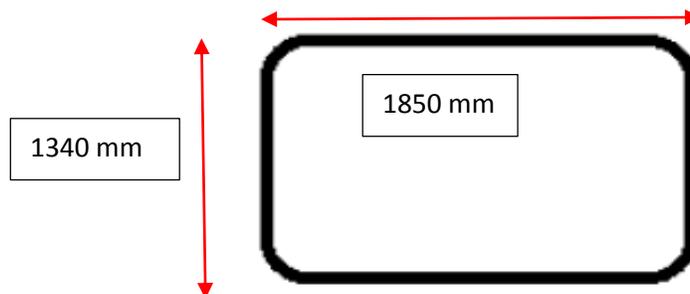
Para los cálculos de la carga térmica se tendrán en cuenta los siguientes parámetros:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

- Se trabajará con una temperatura exterior de 30 °C, siendo esta la temperatura promedio a las 12 m.
- Como la temperatura de confort esta entre 17 y 19 °C, se trabajara inicialmente con 17 °C.
- El calor por conducción transferido del exterior al interior de vehículo es reducido debido al material aislante ubicado entre la lámina de acero de 1,5 mm y las carteras del interior del vehículo, siendo este solo del 1 % por lo tanto no será considerado (Cano, 2017).
- La carga térmica transferida desde el exterior al interior del vehículo será considerada en su totalidad.
- La carga térmica generada por las personas que se en encuentren en su interior fue incluida a la hora de realizar el cálculo de la carga térmica total.

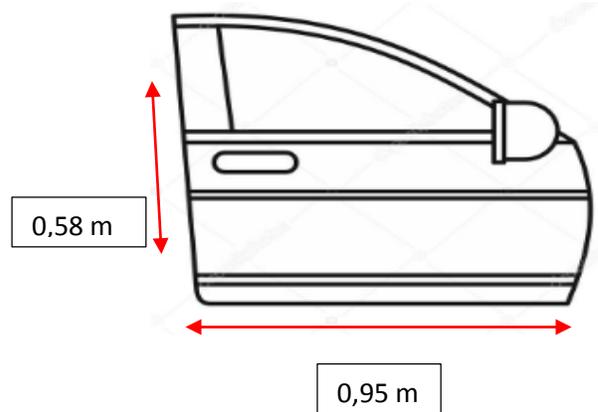
4.3.1 Área Cubierta por Acero

- **Techo del vehículo**



$$A = 1,34 \text{ m} * 1,85 \text{ m} = 2,479 \text{ m}^2$$

- **Puertas del vehículo**



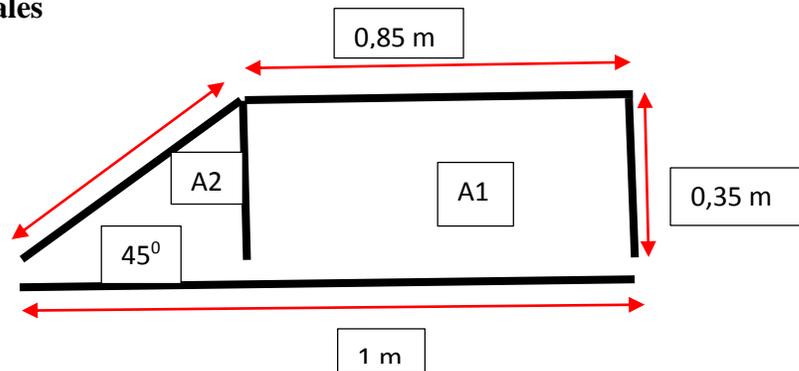
	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$A = 0,58 \text{ m} * 0,95 \text{ m} = 0,551 \text{ m}^2$$

$$A = 0,551 \text{ m}^2 * 2 \text{ puertas} = 1,102 \text{ m}^2$$

4.3.2 Área Cubierta por Vidrio

- **Vidrios laterales**

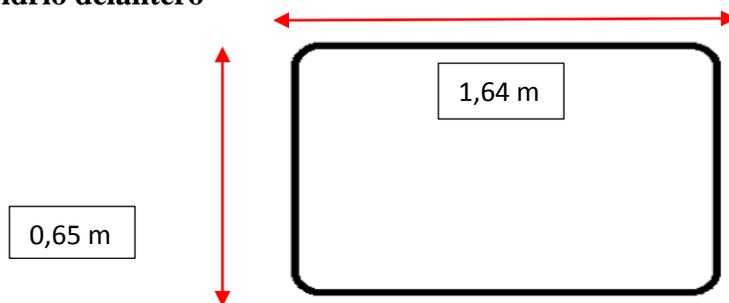


$$A = A_1 + A_2$$

$$A = (0,35 \text{ m} * 0,85 \text{ m}) + \frac{0,15 \text{ m} * 0,35 \text{ m}}{2} = 0,2975 \text{ m} + 0,02625 \text{ m} = 0,32375 \text{ m}^2$$

$$A = 0,32375 \text{ m}^2 * 2 \text{ puertas} = 0,6475 \text{ m}^2$$

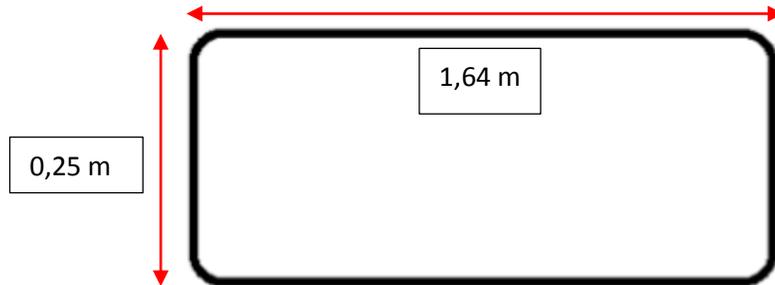
- **Vidrio delantero**



$$A = 0,65 \text{ m} * 1,64 \text{ m} = 1,066 \text{ m}^2$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

- **Vidrio trasero**



$$A = 0,25 \text{ m} * 1,64 \text{ m} = 0,41 \text{ m}^2$$

La carga térmica total generada será:

$$Q_{total}^0 = Q_{radiación}^0 + Q_{personas}^0 + Q_{conduccion}^0 \quad (30)$$

Las temperaturas tomadas para realizar los cálculos serán: 17 °C como la temperatura en el interior y 30 °C como la del exterior, estas deben ser pasadas de °C a grados k:

$$K = 273,15 + 30 \text{ °C} = 303,15 \text{ k}$$

$$k = 273,15 + 17 \text{ °C} = 290,15 \text{ k}$$

4.4 Calor Generado

- **Calor por conducción**

Debido al material aislante ubicado entre las puertas y las partes plásticas internas del habitáculo, el calor transferido promedio será del 1 % del real recibido, reemplazando los datos en la ecuación 28 y los coeficientes de transferencia de calor obtenidos de la **Tabla 2**, tenemos:

$$Q_{conducción \text{ acero}}^0 = 3,581 \text{ m}^2 * 50,2 \frac{W}{m * k} * \frac{(303,15 - 290,15)}{0,003 \text{ m}} = 778986,86 \text{ W}$$

$$Q_{conducción}^0 = 778986,86 \text{ W} * 0,01 = 7789,86 \text{ W}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$Q_{\text{conducción vidrio}}^0 = 2,1235 \text{ m}^2 * 0,7 \frac{W}{m * k} * \frac{(303,15 - 290,15)}{0,005 \text{ m}} = 3864,77 \text{ W}$$

$$Q_{\text{conducción}}^0 = 7789,86 \text{ W} + 3864,77 \text{ W} = 111653,97 \text{ W}$$

- **Carga térmica por radiación**

Esta carga termica es generada por los rayos solares incidentes sobre las superficies del vehiculo y calculada con la ecuacion 29, la emisivilidad del medio y la constante de stefan Boltzmann.

$$Q_{\text{radiación acero}}^0 = 0,8 * 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * 4,956 \text{ m}^2 * [(303,15)^4 - (290,15)^4] K^4 = 305,3157 \text{ W}$$

$$Q_{\text{radiación acero}}^0 = 0,8 * 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * 2,1235 \text{ m}^2 * [(303,15)^4 - (290,15)^4] K^4 = 130,81 \text{ W}$$

$$Q_{\text{radiación}}^0 = 305,3157 \text{ W} + 130,81 \text{ W} = 436,1257 \text{ W}$$

- **Calor Generado por Persona**

Según Nergiza (2018), una persona emite 104 W sentado, por lo tanto el calor generado dentro del habitáculo será:

$$Q_{\text{personas}} = 4 \text{ personas} * \frac{104 \text{ W}}{\text{persona}} = 416 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total}}^0 = 111653,97 \text{ W} + 436,1257 \text{ W} + 416 \text{ W} = 12506,1043 \text{ W}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Se asume que el sistema durará 15 minutos en llevar el habitáculo a la temperatura de confort de 17 °C. Entonces el flujo másico necesario para el sistema extraer esta cantidad de calor será:

$$10 \text{ minutos} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ minuto}} = 600 \text{ s}$$

El calor a extraer en Julios será:

$$Q = Q_{\text{total a revover}}^0 * t = 12506,1043 \frac{\text{J}}{\text{s}} * 600 \text{ s} = 7,5036 \text{ MJ}$$

El flujo másico será:

$$m^0 = \frac{Q^0}{\Delta h} \quad (31)$$

Donde:

Q^0 = Flujo de calor (kg/s)

Δh = Diferencia de entalpia (kJ/kg)

Reemplazando en la ecuacion 31, el flujo masico del sistema es:

$$m^0 = \frac{12,5061 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{(254,6 - 121,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,09403 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m^0 = 0,09403 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ minuto}} = \frac{5,6418 \text{ kg}}{\text{minuto}}$$

4.5 Cálculos del Sistema de Refrigeración Real por Compresión de Vapor

A continuación se menciona algunas características de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real (Cifuentes, 2008):

1. El refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado, producto de un sobrecalentamiento.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

2. El refrigerante aumenta presión y temperatura a su paso por el compresor y sale como vapor sobre calentado pero con mayor temperatura y presión del compresor.
3. El refrigerante sale del compresor y empieza su recorrido por la tubería hasta el condensador, pero pierde temperatura debido a pérdidas de energía generadas durante su recorrido.
4. El refrigerante entra al condensador y durante su recorrido se condensa hasta llegar a líquido comprimido, durante un proceso a presión constante.
5. El refrigerante sale del condensador y empieza su recorrido por la tubería hacia la válvula de expansión, reduciendo su temperatura y presión debido al tramo de tubería, sufriendo un subenfriamiento, pero sigue como líquido comprimido.
6. En este estado el refrigerante pasa por la válvula de expansión, quedando en un estado de mezcla.
7. En este estado el refrigerante pierde temperatura y presión debido al tramo existente entre la salida de la válvula de expansión y la entrada al evaporador.
8. En este estado, el refrigerante absorbe calor debido a su paso por el evaporador y pasa de fase líquida a vapor saturado.

4.5.1 Sobrecalentamiento

A la salida del evaporador, el refrigerante debe haberse evaporado por completo, evitando que parte del refrigerante entre al compresor en estado líquido y ocasione daños, por eso el sistema es diseñado para generar un sobrecalentamiento en el refrigerante “*Superheat*”, este sobrecalentamiento del refrigerante debe estar entre $5\text{ }^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ garantizando el correcto funcionamiento del compresor (Puebla, 2003).

Este sobrecalentamiento se calcula:

$$SC = T_{vapor\ sobrecalentado} - T_{vapor\ saturado} \quad (32)$$

Donde:

SC= sobrecalentamiento

$T_{vapor\ saturado}$ = Temperatura del gas refrigerante como vapor saturado

$T_{vapor\ sobrecalentado}$ = Temperatura del refrigerante con el sobrecalentamiento

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

4.5.2 Subenfriamiento

A la salida del condensador el refrigerante cambia de fase y debe estar completamente líquido, para evitar que burbujas del refrigerante que aún se encuentran en estado gaseoso entren a la válvula reduciendo su capacidad de operación, por esto el sistema es diseñado para generar un subenfriamiento a la salida del condensador eliminado este fenómeno, este subenfriamiento debe estar entre $4^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq 5^{\circ}\text{C}$, garantizando la máxima eficiencia de la válvula de expansión (Puebla, 2003).

Este subenfriamiento se calcula:

$$SE = T_{\text{liquido}} - T_{\text{liquido subenfriado}} \quad (33)$$

Donde:

SE= subenfriamiento

T_{liquido} = Temperatura del gas refrigerante como liquido saturado

$T_{\text{liquido subenfriado}}$ = Temperatura del refrigerante subenfriado

4.5.3 Condiciones del Foco Caliente y frio

La diferencia de temperatura entre el evaporador y la cámara a refrigerar debe estar entre $4^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq 7^{\circ}\text{C}$ y las condiciones entre el condensador y el sumidero de calor debe ser de $\Delta T = 17$ a 19°C (Termotronica, 2013).

4.5.4 Perdidas En el Condensador y Evaporador del Sistema

Existen otras irreversibilidades dentro del ciclo real, por ejemplo, caídas de presión debido al rozamiento del refrigerante con las paredes de la tubería que forman el evaporador y condensador (Barrientos, 2016).

A continuación podemos encontrar la tabla 1 y 2, donde se cuantifica la caída de presión en función de los grados de subenfriamiento y sobrecalentamiento según el tipo de refrigerante:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Tabla 3. Caída de presión en función del refrigerante por grado de temperatura de subenfriamiento.

CAMBIO DE PRESION DE SATURACION (PSI) POR 1 K DE SUBENFRIAMIENTO		
R22	R404A	R134A
5,9	7,0	4,4

Fuente: (Amor, 2014).

Tabla 4. Caída de presión en función del refrigerante por grado de temperatura de sobrecalentamiento.

TEMPERATURA DE EVAPORACION (°C)	CAIDA DE PRESION (psi)		
	R-22	R-404A	R-134A
10	3,3	4	2,2
-5	2,3	2,7	1,5
-25	1,3	1,6	0,7
-40	0,8	0,9	

Fuente: (Amor, 2014).

4.6 Consideraciones del Sistema por Compresión de Vapor Real a Calcular

Para el cálculo de las variables del sistema se tomarán las siguientes consideraciones:

- El delta de temperatura de sobrecalentamiento será de 6 °C
- El delta de temperatura para el subenfriamiento será de 5 °C
- La eficiencia del compresor recíprocante de alta velocidad, se ve en la Tabla 5.
- El proceso en la válvula de expansión será isoentálpico ($h_5=h_6$).
- Las caídas de presión en el condensador y evaporación no se tomarán en cuenta debido a que no están bien definidas en la literatura existente.

Tabla 5. Eficiencia isentrópica de compresores.

TIPO DE COMPRESOR	EFICIENCIA (η)
Centrifugo	0,70 a 0,85
Compresor de Pistón de alta Velocidad	0,72 a 0,85
Compresor de Pistón de baja Velocidad	0,75 a 0,90
Compresor de tornillo	0,65 a 0,75

Fuente: (Campbell, 2015).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

4.6.1 Cálculos del Sistema de Refrigeración Real

ESTADO 1: Condiciones a la entrada del compresor con sobrecalentamiento, presión $P_1 = 376,78 \text{ kPa}$ y temperatura T_1 será:

$$T_1 = 7,15 \text{ °C} + 6 \text{ °C} = 13,15 \text{ °C}$$

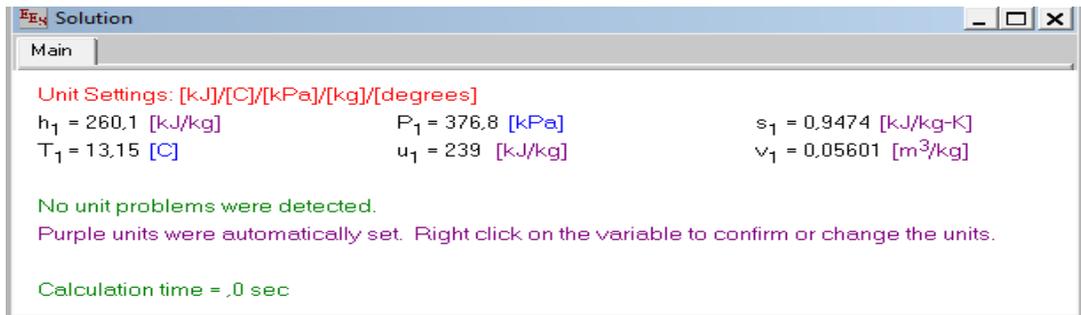


Figura 29. Condiciones a la Entrada del compresión en Ciclo Real de vapor. Fuente: EES.

ESTADO 2: Para saber las condiciones del estado dos, tomamos la presión a la salida del compresor $P_2 = 1272,78 \text{ kPa}$ y con la eficiencia isentrópica del compresor, calculo las demás variables del estado 2.

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (34)$$

Entalpia del ciclo ideal, proceso isentrópico $h_{2s} = 286,3 \text{ kJ/kg}$

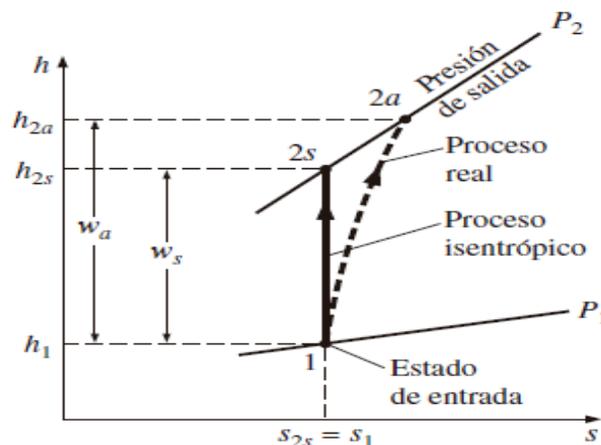


Figura 30. Eficiencia Isentrópica de Un compresor. Fuente: (Cengel, 2012).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Con apoyo de la Figura 30 y la ecuación 34, el h_{2a} será:

$$h_{2a} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{isentrópica}}} + h_1$$

Reemplazando los datos:

$$h_{2a} = \frac{286,3 - 260,1}{0,825} + 260,1 = 291,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Entalpia ciclo real}$$

Para el ciclo ideal, la presión de alta es de 1272,78 kPa y su entalpia a entropía constante es de 279,9 kJ/kg, ahora para el ciclo real con la misma presión su entalpia es de 291,85 kJ/kg.

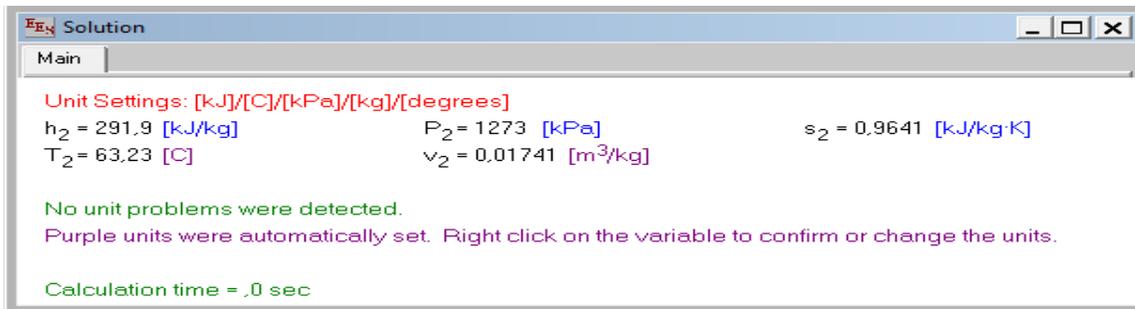


Figura 31. Condiciones a la salida del compresor, ciclo real. Fuente: EES.

ESTADO 3: el refrigerante sale del condensador como líquido saturado pero sufre un subenfriamiento de 5 °C y la pérdidas de presión son mínimas por eso se desprecian.

$$T_4 = 48,6 \text{ °C} - 5 \text{ °C} = 43,6 \text{ °C}$$

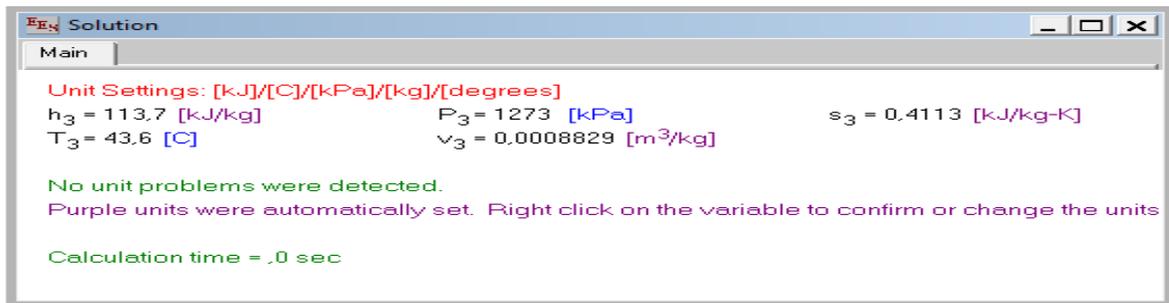


Figura 32. Condiciones a la entrada de la válvula de expansión después del subenfriamiento. Fuente: EES.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Estado 4: Condiciones a la salida de la válvula de expansión con $h_3=h_4$ y la presión de $P_5= 376,78$ kpa.

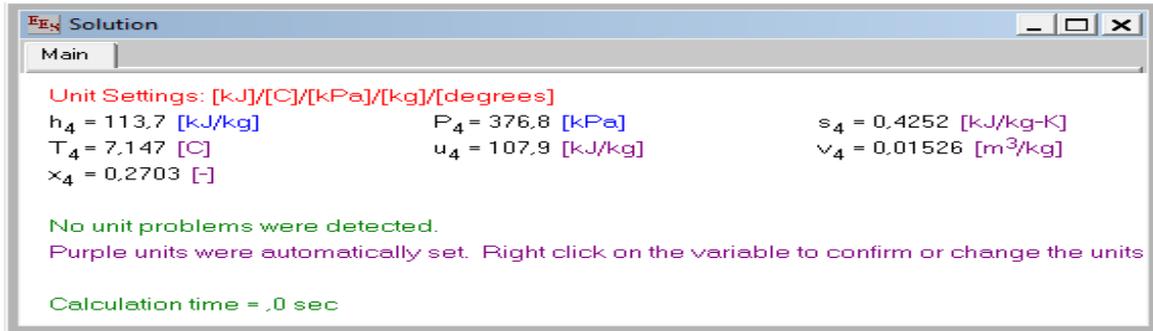


Figura 33. Condiciones a la salida de la válvula de expansión. Fuente: EES.

ESTADO 5: las condiciones a la salida del evaporador, la presión $P_6= 376,78$ kPa y $X=1$.

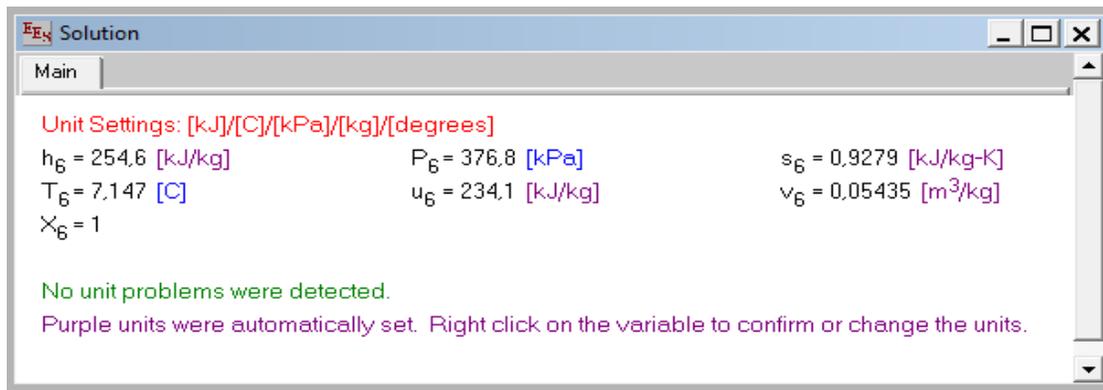


Figura 34. Condiciones a la salida del evaporador. Fuente: EES.

- El calor removido será:

$$Q_L = (h_6 - h_4) = (260,1 - 113,7) \frac{kJ}{kg} = 146,4 \frac{kJ}{kg}$$

- Trabajo hecho por el compresor:

$$W_{compresor} = (291,9 - 260,1) \frac{kJ}{kg} = 31,8 \frac{kJ}{kg}$$

- Calor expulsado al ambiente:

$$Q_H = Q_L + W_{compresor} = 140,9 \frac{kJ}{kg} + 31,8 \frac{kJ}{kg} = 172,7 \frac{kJ}{kg}$$

- El flujo másico será:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$m^0 = \frac{Q^0}{\Delta h} = \frac{15,01 \frac{kJ}{s}}{(260,1 - 113,7) \frac{kJ}{kg}} = 0,1025 \frac{kg}{s}$$

- **La potencia del compresor será:**

$$W_{compresor}^0 = m^0 * W_{compresor} = 0,1025 \frac{kg}{s} * 31,8 \frac{kJ}{kg} = 3,2603 kW$$

$$3,2603 kW * \frac{1 hp}{0,746 kW} = 4,37 hp \text{ potencia consumida por el compresor}$$

- **Coficiente de rendimiento o COP:**

$$COP = \frac{Q_L}{W_{compresor}} = \frac{140,9 \frac{kJ}{kg}}{31,8 \frac{kJ}{kg}} = 4,4308$$

4.7 Resultados Obtenidos

El análisis realizado al sistema de refrigeración automotriz para las condiciones reales e ideales arroja los siguientes resultados, ver Tabla 6.

Tabla 6. Resultados obtenidos de cada ciclo de refrigeración.

CICLO	CALOR REMOVIDO (Q_L) kJ/kg	CALOR EXPULSADO (Q_H) kJ/kg	TRABAJO DEL COMPRESOR (W) kJ/kg	COP
IDEAL	133,3	158,6	25,3	5,2687
REAL	146,4	172,7	31,8	4,4308

Fuente: Propia.

En la Tabla 6, se observan los valores obtenidos del análisis de la primera ley de la termodinámica, donde se puede apreciar que el trabajo absorbido por el sistema para su funcionamiento, es mayor en un ciclo real, pero el coeficiente de desempeño (COP) es mayor en un ciclo ideal que en el real.

Para realizar el análisis de segunda ley, se empezó calculando la entropía generada en cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, para esto se utilizaron los datos obtenidos con el ESS y se utilizó la siguiente ecuación:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$S_{generada} = S_{salida} - S_{entrada} \quad (35)$$

Reemplazando los datos de la entropía a la entrada y salida de cada uno de los componentes del sistema en la ecuación 35, se obtiene la entropía generada:

- **Compresor**

$$S_{generada} = S_2 - S_1 = (0,9641 - 0,9474) = 0,0167 \frac{kJ}{kg * k}$$

- **Condensador**

$$S_{generada} = S_3 - S_2 = (0,4113 - 0,9641) = -0,5531 \frac{kJ}{kg * k}$$

- **Válvula de Expansión**

$$S_{generada} = S_4 - S_3 = (0,4252 - 0,4113) = 0,0139 \frac{kJ}{kg * k}$$

- **Evaporador**

$$S_{generada} = S_5 - S_4 = (0,9279 - 0,4252) = 0,5027 \frac{kJ}{kg * k}$$

Tabla 7. Entropía Generada por cada uno de los sistemas.

CICLO	EVAPORADOR S(kJ/kg.k)	COMPRESOR S(kJ/kg.k)	CONDENSADOR S(kJ/kg.k)	VALVULA DE EXPANSION S(kJ/kg.k)
IDEAL	0,4756	0	0,4626	0,017
REAL	0,5027	0,0167	-0,5528	0,0139

Fuente: Propia.

La temperatura del exterior en la escala absoluta es:

$$T_0 = T_{ambiente} + 273,15 \text{ °C} = 23 \text{ °C} + 273,15 \text{ °C} = 300,15 \text{ °C}$$

Entonces la destrucción de Exergía en el compresor esta calculada por la siguiente ecuación:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$X_{dest,1-2}^0 = T_0 * m^0 * (S_2 - S_1) \quad (36)$$

Donde:

$X_{dest,1-2}^0$ = Destrucción de Exergía entre la entrada y la salida

m^0 = Flujo masico (kg/s)

S_2 = Entropía a la salida del componente (kJ/kg*k)

S_1 = Entropía a la entrada del componente (kJ/kg*k)

- **Compresor**

$$X_{dest,1-2}^0 = (300,15 \text{ K}) * \left(0,1025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(0,0167 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{k}}\right) = 0,3876 \text{ kW}$$

Entonces la destrucción de Exergía en el condensador esta calculada por la ecuación 37.

- **Condensador**

$$X_{dest,2-3}^0 = T_0 * \left[m^0 * (S_3 - S_2) + \frac{Q_H^0}{T_H} \right] \quad (37)$$

Reemplazando los valores en la ecuacion 37, la destruccion de Exergia en el condensador es:

$$X_{dest,2-3}^0 = (300,15 \text{ k}) * \left[\left(0,1025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(-0,5528 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{k}}\right) + \frac{17,7017 \text{ kW}}{300,15 \text{ k}} \right] = 0,6946 \text{ kW}$$

- **Válvula de Expansión**

$$X_{dest,1-2}^0 = T_0 * m^0 * (S_4 - S_3) \quad (38)$$

Reemplazando los valores en la ecuacion 38, la destruccion de Exergia en la valvula de expansion es:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$X_{dest,1-2}^0 = (300,15 K) * \left(0,1025 \frac{Kg}{s}\right) * \left(0,0139 \frac{kJ}{kg * k}\right) = 0,4276 kW$$

- **Evaporador**

$$X_{dest,2-3}^0 = T_0 * \left[m^0 * (S_3 - S_2) + \frac{Q_L^0}{T_L} \right] \quad (39)$$

Reemplazando en la ecuación 39 la destrucción de Exergía en el evaporador es:

$$X_{dest,2-3}^0 = (300,15 k) * \left[\left(0,1025 \frac{kg}{s}\right) * \left(0,5027 \frac{kJ}{kg * k}\right) + \frac{15,006 kW}{290,15 k} \right] = 30,96 kW$$

El flujo de Exergía correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura será:

$$X_{Q_L}^0 = Q_L^0 * \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (40)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 40 el flujo de Exergía por el calor transferido es:

$$X_{Q_L}^0 = (15,006 kW) * \frac{300,15 k - 290,15 k}{290,15 k} = 0,5171 kW$$

Este es la potencia mínima para el funcionamiento del ciclo:

$$W_{min,ent}^0 = X_{Q_L}^0 = 0,5171 kW \text{ (Cengel, 2011)}$$

La eficiencia de la segunda ley del ciclo:

$$\eta_{II} = \frac{X_{Q_L}^0}{W_{entrada}^0} \quad (41)$$

Reemplazando el valor del trabajo de entrada y la exergía generada por la extracción del calor en la ecuación 41, se obtiene la eficiencia de la segunda ley.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

$$\eta_{II} = \frac{0,5171 \text{ kW}}{3,2603 \text{ kW}} = 0,1586 \text{ kW} * 100 = 15,86 \%$$

La Exergía total destruida será:

$$X_{dest,Total}^0 = W_{entrada}^0 - X_{Q_L}^0 \quad (42)$$

Reemplazando las variables la exergía total destruida es:

$$X_{dest,Total}^0 = 3,2603 \text{ kW} - 0,5171 \text{ kW} = 2,7432 \text{ kW}$$

Este valor representa la diferencia entre la exergía gastada y la exergía recuperada. Otro de los resultados interesantes, es la eficiencia del sistema obtenida después de aplicar la segunda ley de la termodinámica, donde se puede apreciar que esta es solo del 15,86 %.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- En el siguiente trabajo, se encuentran los resultados de la evaluación energética realizada al sistema de refrigeración automotriz de un Renault Twingo 2006, donde se aplicó la primera y segunda ley de la termodinámica.
- Con la realización de este proyecto, se puede obtener un conocimiento verdadero del funcionamiento y comportamiento de un sistema de refrigeración real automotriz, corroborando o desmintiendo lo encontrado en internet, manuales y libros.
- En la tabla 6, se pueden apreciar los resultados obtenidos de la evaluación energética realizada a un sistema de refrigeración automotriz real y compararlo con uno ideal en Renault Twingo 2006.
- Con la aplicación de la primera ley de la termodinámica, se pudo identificar los puntos críticos del sistema de refrigeración, como también la cantidad de energía que se pierde en cada uno.
- Con la identificación de estos puntos críticos, se podría pensar en realizar mejoras al sistema. Una de las mejoras posibles, sería recubrir la tubería del sistema de refrigeración con cinta aislante 500 MM, aislando la tubería del calor radiado por el motor.
- La eficiencia por segunda ley de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor de un automóvil del 15,86 % indica que en el sistema se pueden estar desperdiciando, por irreversibilidades, cerca del 83% del potencial de trabajo en el proceso.
- Este resultado impulsa a proponer mejoras al sistema de refrigeración automotriz evaluado y estudiar el mismo sistema para una muestra representativa de estos vehículos para definir si es propio del sistema de refrigeración o del caso particular estudiado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

6. REFERENCIAS

- Beltrán, I., & Rivera, A. (2016). Estudio de un sistema de refrigeración con aprovechamiento solar y calor residual en el sector pesquero. *Revista Científica "Investigación Andina"*, 16(1), 91-113.
- Carvajal, V. C. (2011). Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/17105/1/ProyectoCarvajal.pdf>
- Cengel, M. B. (2011). *Termodinamica*. Mexico: Mc graw Hill.
- Coronel, F. A. (2016). Recuperado el 09 de julio de 2017, de <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13257/1/UPS-CT006846.pdf>
- Corral, M. A. (junio de 2016). *tesis de maestria de sistemas automotrices*. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/15960>
- Danfoss. (2005). Obtenido de <http://www.reld.com.ar/Info%20Tecnica/VALVULAS/DANFOSS/Valv%20Termostaticas.pdf>
- Danfoss. (2016). Obtenido de <http://www.z1.com.pe/producto/valvulas-de-expansion-danfoss/>
- energianow. (2010). Obtenido de http://www.energianow.com/Articulos/sistema_refrigeracion.pdf
- Garavito, E. C. (2008). *comfort termico*. Obtenido de http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/6299_temperatura.pdf
- Garcia, J. H. (2011). Diseño y Construcción de banco de pruebas para Sistema automotriz. Riobamba, Ecuador. Obtenido de <http://dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/941/1/65T00012.pdf>
- Hernandez, I. (2012). *Universidad Nacional Experimental Francisco Miranda*. Obtenido de <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2012/01/clase-de-intercambiadores.pdf>
- Jaramillo, O. A. (20 de Noviembre de 2007). *Universida Nacional Autonoma de Mexico*. Obtenido de <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- Laplace. (11 de marzo de 2014). *universidad de sevilla*. Recuperado el 23 de junio de 2017, de http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_de_Carnot
- Mecanica, G. (21 de abril de 2017). Obtenido de <http://guiamecanica.blogspot.com.co/>
- Medina, L. C. (2013). Análisis energético de un sistema automotriz de refrigeración por medio de gas R410A alimentado por celdas solares. *Culcyt//Energía*, 1-15.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2018-01-10

Morilla, F. (2015). Rango de operación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. *Actas de las XXXVI Jornadas de Automática*, 2-7.

Obregon, J. A. (2011). "DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SISTEMAS AUTOMOTRICES". Obtenido de tesis:
<http://dspace.epoch.edu.ec/bitstream/123456789/941/1/65T00012.pdf>

Portal. (5 de junio de 2017). *Portal automotriz*. Obtenido de <http://www.portalautomotriz.com/>

Ribera, F. M. (febrero de 2014). Análisis experimental de la influencia. Castellon. Recuperado el 09 | de julio de 2017, de
http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/89489/TFM2014_MolesRiberaF.pdf?sequence=1

Salazar, t. (2017). *abb.com*. Recuperado el 09 de julio de 2017, de
[http://new.abb.com/docs/librariesprovider78/eventos/jjts-2017/presentaciones-peru/\(trina-salazar\)-uso-de-variadores-de-velocidad-para-la-mejora-de-la-eficiencia-energetica-en-compresores.pdf?sfvrsn=2](http://new.abb.com/docs/librariesprovider78/eventos/jjts-2017/presentaciones-peru/(trina-salazar)-uso-de-variadores-de-velocidad-para-la-mejora-de-la-eficiencia-energetica-en-compresores.pdf?sfvrsn=2)

Salgado, E. (25 de 1bril de 2010). Obtenido de <http://aireacondionadoutomotriz.blogspot.com.co/>

Sanchez, S. (20 de abril de 2016). Obtenido de <https://cuidamostucoche.com/>

Semarnat. (2014). Obtenido de
<https://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj05NPBpbvRAhVILyYKHTNqCS4QFggdMAE&url=http%3A%2F%2Fwww.estis.net%2Fincludes%2Ffile.asp%3Fsite%3Dlac-ozone%26file%3D2CB74686-6784-4AC0-8500-41D784F3B6CF&usg=AFQjCN>

Smith, C. B. (2015). Diseño de un Sistema de Climatizacion basado en Bomba de Calor porAbsocion utilizando energia solar termica como principal fuente de calentamiento. Concepcion , Chile. Recuperado el 09 de julio de 2017, de
http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/962/1/Vida_ISmith_Charles_%20Billy.pdf

Villamil Salcedo, H., & Piamba Tulcán, O. E. (2005). Estudio y aplicación de ciclos de refrigeración. *Ingeniería de Recursos Naturales y del Ambiente*(3), 28-33.

Zambrano, J. A. (Agosto de 2015). Estudio y Analisis del sistema de Climatizacion. Guayaquil. Recuperado el 08 de julio de 2017, de <http://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/842>

FIRMA ESTUDIANTES _____

Entrega correcciones a informe final para revisión del evaluador.
Alm F. Rte
04/mar/2019

FIRMA ASESOR _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO ___ ACEPTADO ___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____