

Evaluación experimental del sistema de aire acondicionado automotriz operando en la región Sierra ecuatoriana

Harold L. Centeno-Amaguaya¹, Jefferson E. Cayambe-López², Daniela C. Vásconez-Núñez³, Fernando M. Tello-Oquendo⁴

¹Carrera de Ingeniería Automotriz, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Ecuador. Email: harold.centeno@epoch.edu.ec

²Carrera de Ingeniería Automotriz, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Ecuador. Email: jefferson.cayambe@epoch.edu.ec

³Carrera de Ingeniería Industrial, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Ecuador. Email: daniela.vasconez@epoch.edu.ec

⁴Carrera de Ingeniería Automotriz, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Ecuador. Email: Fernando.tello@epoch.edu.ec

Resumen

El Ecuador está ubicado en una zona geográfica en donde la radiación solar incide casi perpendicularmente sobre las superficies. La radiación solar se convierte en una carga térmica importante en el calentamiento de los vehículos, incluso en las zonas de la Sierra ecuatoriana en donde las temperaturas ambientales no superan los 26°C [1]. Para asegurar el confort térmico y la seguridad de los pasajeros en los vehículos se utiliza el sistema de aire acondicionado automotriz, que consiste en un ciclo de compresión de vapor de un refrigerante. En este sistema el compresor es el dispositivo que consume energía, la misma que se transmite por medio de bandas y poleas desde el cigüeñal del motor de combustión interna. Por lo tanto, el uso del aire acondicionado automotriz incrementa el consumo energético del motor del vehículo, consecuentemente, se verifica un mayor consumo de combustible y mayores emisiones de gases contaminantes hacia la atmósfera [2]. Sin embargo, en la literatura abierta no se han encontrado estudios que evalúen el desempeño energético de los sistemas de aire acondicionado automotriz operando en la Sierra ecuatoriana.

El objetivo del presente trabajo es evaluar el rendimiento del sistema de aire acondicionado automotriz bajo diversas condiciones de funcionamiento, con la posibilidad de controlar las temperaturas en los intercambiadores de calor y determinar el flujo másico del refrigerante. Para ello, se construyó un banco de pruebas provisto de la instrumentación adecuada para medir los parámetros de funcionamiento en los puntos característicos del ciclo y que permite la adquisición de datos en tiempo real. El sistema fue instrumentado con controladores Logo 8, transductores de presión y termorresistencias que tienen una desviación máxima de $\pm 1.46\%$ y ± 1.44 K, respectivamente. La temperatura del aire en el evaporador se controló mediante una cámara climática y una resistencia de 1 kW para simular temperaturas del habitáculo entre 22 a 50 °C. Se instaló un ventilador adicional en el condensador para incrementar el flujo de aire. El control de la temperatura y el accionamiento del segundo ventilador del condensador se llevó a cabo utilizando controladores STC1000. El flujo másico del refrigerante se calculó con el método calorimétrico [3]. La cámara climática del evaporador permite calcular el flujo másico de refrigerante con una incertidumbre máxima de $\pm 4.85\%$. El banco de pruebas permite evaluar la influencia de la temperatura del habitáculo y del flujo de aire del condensador en el desempeño del sistema de aire acondicionado automotriz.

Para calcular la eficiencias y consumo del compresor, las capacidades de los intercambiadores de calor, y el coeficiente de desempeño COP, se implementó un modelo termodinámico del sistema de aire acondicionado automotriz. El modelo incluye ecuaciones de balance de energía en los intercambiadores de calor y las relaciones termodinámicas de los procesos de compresión, condensación, expansión y evaporación del ciclo de compresión de vapor. Las propiedades termodinámicas del refrigerante se obtuvieron de la base de datos del NIST [4]. Finalmente, el rendimiento del sistema de aire acondicionado automotriz se evaluó a lo largo de un día considerando la temperatura interior de la cabina de un vehículo estacionado bajo la radiación solar y la temperatura ambiente en la ciudad de Riobamba [5]. Los resultados muestran que, en la ciudad de Riobamba, el COP disminuye de 2.3 a las 10h30 hasta 1.5 a las 14h00. Al incrementar el flujo de aire en el condensador en una condición nominal de funcionamiento, el COP incrementa en 15%, en consecuencia, la temperatura de aire a la salida del evaporador se redujo de 7 a 3 °C con una reducción del consumo del compresor de 110 W.

Palabras clave: aire acondicionado automotriz, coeficiente de desempeño, experimentación.

Abstract

Ecuador is located in a geographical area where solar radiation falls almost perpendicularly on surfaces. Solar radiation becomes an important thermal load in the heating of vehicles, even in areas of the Ecuadorian highlands where ambient temperatures do not exceed 26°C [1]. To ensure thermal comfort and passenger safety in vehicles, the automotive air conditioning system is used, which consists of a vapor compression cycle of a refrigerant. In this system, the compressor is the device that consumes energy, which is transmitted by means of belts and pulleys from the crankshaft of the internal combustion engine. Therefore, the use of automotive air conditioning increases the energy consumption of the vehicle's engine, consequently, there is higher fuel consumption and higher emissions of polluting gases into the atmosphere [2]. However, no studies have been found in the open literature that evaluate the energy performance of automotive air conditioning systems operating in the Ecuadorian highlands.

The objective of this work is to evaluate the performance of the automotive air conditioning system under various operating conditions, with the possibility of controlling the temperatures in the heat exchangers and determining the mass flow of the refrigerant. To this end, a test bench was built equipped with the appropriate instrumentation to measure the operating parameters at the characteristic points of the cycle and that allows the acquisition of data in real time. The system was instrumented with Logo 8 controllers, pressure transducers and thermoresistors that have a maximum deviation of $\pm 1.46\%$ and ± 1.44 K, respectively. The air temperature in the evaporator was controlled by a climatic chamber and a 1 kW resistor to simulate cabin temperatures between 22 and 50 °C. An additional fan was installed in the condenser to increase airflow. Temperature control and drive of the second condenser fan was carried out using STC1000 controllers. The mass flow of the refrigerant was calculated using the calorimetric method [3]. The climatic chamber of the evaporator allows the calculation of the refrigerant mass flow with a maximum uncertainty of $\pm 4.85\%$. The test bench allows you to evaluate the influence of the cabin temperature and condenser airflow on the performance of the automotive air conditioning system.

To calculate the compressor efficiencies and consumption, the capacities of the heat exchangers, and the COP performance coefficient, a thermodynamic model of the automotive air conditioning system was implemented. The model includes energy balance equations in heat exchangers and the thermodynamic relationships of the compression, condensation, expansion, and evaporation processes of the vapor compression cycle. The thermodynamic properties of the coolant were obtained from the NIST database [4]. Finally, the performance of the automotive air conditioning system was evaluated over the course of a day considering the interior temperature of the cabin of a vehicle parked under solar radiation and the ambient temperature in the city of Riobamba [5]. The results show that, in the city of Riobamba, the COP decreases from 2.3 at 10:30 a.m. to 1.5 at 2:00 p.m. By increasing the airflow in the condenser under a nominal operating condition, the COP increases by 23%, consequently the air temperature at the evaporator outlet was reduced from 7 to 3 °C with a reduction in compressor consumption of 110 W.

Keywords: automotive air conditioning, coefficient of performance, experimentation.

1. Introducción

Ecuador es un país con una significativa incidencia de radiación solar debido a su situación geográfica (sobre la línea equinoccial); dicha incidencia es casi constante en todo el año aportando un calentamiento térmico importante de 2.9 kWh/m² día a 6.3 kWh/m² día. En las regiones interandinas de gran altitud se tiene una mayor concentración solar que en regiones costeras y amazónicas [6]. Actualmente, según el estudio de potencial solar fotovoltaico del Ecuador realizada por CELEC EP (Corporación Eléctrica del Ecuador), se determina la abundancia solar en 14 millones de hectáreas con óptimas condiciones de radiación solar, en un rango de 1300 kWh/kWp hasta los 1600 kWh/kWp de irradiación. La figura 1, muestra el mapa solar donde presenta zonas de mayor nivel de radiación ubicadas en tres regiones principales del país, región montañosa norte (Carchi, Imbabura, Pichincha),

región montañosa centro (Cotopaxi, Chimborazo, Cañar) y región sur (Loja, Azuay, El oro) [7].

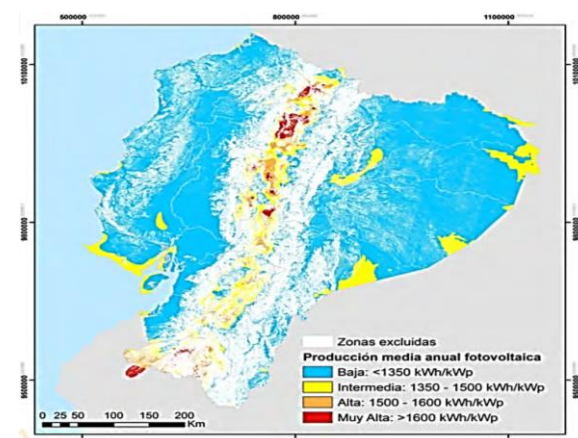


Figura 1. Mapa solar que muestra el potencial de generación de electricidad fotovoltaica. **Fuente:** [7]

Debido a los cambios climatológicos, la carga térmica por pasajeros, velocidad del vehículo y el alto nivel de radiación solar en el país, los diferentes vehículos del campo automotriz se ven afectados en el confort térmico por estos factores. Actualmente, la contaminación del aire es un problema mundial por la emisión de gases contaminantes por el tipo de carburante utilizados en los vehículos, impactando negativamente a la salud pública del país.

Estudios revelan que hay mayor concentración solar en la región sierra ecuatoriana para vehículos tipo SUV (Vehículo Deportivo Utilitario) de mayor opacidad, con temperaturas de hasta 53°C con un promedio diferencial de 2,25°C en vehículos de colores claros [8]. El estudio en estos vehículos se lo realiza por la elevada tasa de ventas en el mercado, según la AEADE, se ha registrado una ligera reducción en las ventas de vehículos SUV del 0,4% con respecto al año 2023, representando 60880 unidades [9]. Esta cifra significativa de ventas opta al país por tomar la normativa EURO 3 con el objetivo de regular la contaminación ambiental.

Por otro lado, el aire acondicionado (A/C) en la automoción opera mediante un ciclo termodinámico de compresión de vapor (compresión, condensación, expansión y evaporación), durante su funcionamiento, el consumo de combustible en motores térmicos aumenta significativamente de 3,38% hasta 6,38% e influye negativamente en su rendimiento con un consumo de potencia entre 5-6 kW [10]. El sistema A/C controla la temperatura, la humedad relativa y reduce los contaminantes que ingresan a la cabina para asegurar el confort y la seguridad de los pasajeros en el habitáculo. ASHRAE [11], determina que la temperatura ideal en el habitáculo aborda los 22°C a 24°C con humedad relativa de 40% a 60% respectivamente, si la temperatura asciende de 25°C a 35°C, el organismo humano interactúa y la percepción sensorial disminuirá un 20% asemejándose a un nivel de alcohol en la sangre de 0,5 por mil.

En la literatura se han encontrado investigaciones sobre los módulos A/C que facilita la comprensión del sistema y representa un ahorro significativo en costos y efectos de funcionamiento en el medio ambiente. Bentao Guo et al.[12], investigaron experimentalmente el sistema A/C de un vehículo eléctrico con dos tipos de refrigerantes. La investigación mostró que la capacidad de enfriamiento de HVAC, el consumo de energía del compresor, y el COP disminuyeron en un 23,6%, 10,5% y 8.1 %, respectivamente, al usar R-123yf como alternativa del R-134a a máxima capacidad de enfriamiento.

Mohd Yunus et al.[13] estudiaron experimentalmente el rendimiento del aire acondicionado bajo el impacto del calentamiento global del sistema Proton Wira 1.6 AC que trabaja con HFC-R134a. Los resultados mostraron que el COP disminuye un 22% al aumentar proporcionalmente la revolución del compresor, ya que

consume 1,22kWh de energía para comprimir el refrigerante a temperatura ambiente de 30°C. Basándose en los resultados del experimento, los autores concluyeron que la temperatura ambiente tiene mayor impacto en el confort térmico. Mohammed y Sarsam [14], evaluaron el desempeño del sistema A/C operando con un intercambiador de calor de succión líquida (LSHX). Resultados primarios mostraron una mejora del COP en un 25,2% y 17,3%, también aumentó el efecto de refrigeración en un 4,2% y 2,3% para R-134a y R-1234yf respectivamente.

Acosta y Tello[10], evaluaron el sistema A/C en la sierra ecuatoriana (Quito) en términos de potencia consumida y confort térmico de un SUV (Toyota Fortuner, 2012); adquirieron datos psicométricos y volumétricos en ruta urbana y tramos en carretera para región costa y sierra no menores a 20 km. Los autores consideraron como factor principal la radiación solar ($303,05W/m^2$) en función a la configuración geométrica y cargas térmicas del vehículo. Los resultados mostraron que el confort térmico en la cabina se sitúa entre 22°C y 27°C con humedad relativa entre 45% y 65% para las diferentes regiones, validando así la normativa ASHRAE. Por otro lado, la potencia consumida por el motor térmico en la región sierra es 1,87 HP (Otavalo) y 5,56 HP para la región costa (Tonsupa).

Recientemente, Llanes-Cedeño et al.[15], llevaron a cabo una comparación del índice del consumo de dos tipos de combustible (IC), gasolina extra y super mediante la utilización o no del aire acondicionado automotriz. Los autores consideraron rutas urbanas y en carretera en horario normal (9 a.m.) y pico (5 p.m.) aplicando modos de conducción *Ecodriving* y pruebas reales de tráfico en el oriente ecuatoriano (Shushufindi). Tamura, Yakumaru, & Nishiwaki [16] afirman que el consumo adicional del combustible se debe al uso del aire acondicionado que varía del 2.5 % al 7.5 % considerando las condiciones climáticas y tipo de motor, corroborando lo dicho por este estudio. Los resultados mostraron que, en horario normal, sin A/C y combustible extra, el IC está en el rango de (0.0584 a 0.060) L/km; por otro lado, en las mismas condiciones de prueba y con combustible super el IC es (0.0561 a 0.0585) L/km. Sin embargo, en este estudio no se evalúa el comportamiento del ciclo de refrigeración, tampoco se toman en cuenta las condiciones ambientales y de cabina en el rendimiento del sistema. Fundamentándose en la revisión de la literatura, los estudios encontrados se basan en la determinación del desempeño energético del sistema de climatización automotriz en ciudades de Asia, Europa y América del Norte para conocer el confort térmico y rendimiento energético. Los estudios se han realizado con modelado y ensayos experimentales en donde los bancos no tienen la posibilidad de controlar las condiciones en la evaporación y condensación, limitando la adaptación

del funcionamiento del sistema a las condiciones reales de operación.

El estudio del sistema A/C automotriz es más complejo que en sistemas estacionarios debido a las diversas condiciones de operación, no obstante, la velocidad del vehículo influye directamente en la rotación del compresor, por ende, se deben ajustar la velocidad, volumen, temperatura y dirección del flujo de aire según las condiciones de conducción y cambios climáticos. Es decir, la temperatura del aire acondicionado varía frecuentemente, complicando el análisis debido a las fluctuaciones de temperaturas en los intercambiadores de calor. Por lo tanto, el COP se ve afectado por estas variables y por el tipo de refrigerante utilizado, mientras que el flujo másico se ve influenciado especialmente por la velocidad del compresor. Por otro lado, no se han realizado estudios para determinar el rendimiento del aire acondicionado (COP) en la sierra ecuatoriana donde existe una mayor incidencia de radiación solar. En ese contexto, en el presente artículo se estudia experimentalmente el desempeño del aire acondicionado en condiciones de funcionamiento de la sierra ecuatoriana, para lo cual se construyó un banco de pruebas que permite controlar la temperatura en evaporación y el flujo de aire en el condensador, además, se puede determinar el flujo másico de refrigerante por el método calorimétrico.

2. Metodología

Se construyó un módulo de pruebas A/C automotriz que opera con un ciclo de compresión de vapor de una sola etapa. Además, se automatizó la adquisición de datos del módulo, para facilitar el registro y análisis de los estados termodinámicos en condiciones estacionarias de funcionamiento, mediante el control de temperaturas en los intercambiadores de calor. Para ello, se combinaron equipos industriales con elementos

automotrices facilitando la visualización del comportamiento del refrigerante.

2.1. Configuración Experimental

La figura 2 muestra el esquema experimental utilizado para ensayar el aire acondicionado automotriz. La instalación consiste en un ciclo de compresión de vapor, el cual fue diseñado para controlar las temperaturas en el evaporador y flujo de aire en el condensador. Además, se puede determinar el flujo másico del refrigerante. La capacidad máxima del módulo proporcionó 2,3 kW de potencia. El sistema A/C se ensayó con aceite PAG SP-15 y se utilizó el HFC R-134a como refrigerante.

Por otro lado, el sistema se instrumentó con dispositivos industriales que son monitoreados por controladores PLC de la serie Logo de Siemens. El módulo cumple con normativas estandarizadas VDE 0631 (Asociación Alemana de Ingeniería Eléctrica, Electrónica y de Tecnologías de la Información) el cual establece criterios de seguridad y confiabilidad eléctrica para los PLC en conjunto con la norma IEC 61131-2 (Comisión Electrotécnica Internacional), proporcionando confiabilidad en condiciones ambientales y mecánicas [17].

Se incorporaron varios transductores de presión y termorresistencias RTDs-PT100 para permitir el contacto directo del sensor con el refrigerante circundante. La ubicación específica de los sensores se muestra en el esquema A/C de la figura 2. La precisión de los instrumentos se detalla en la tabla 1. El módulo A/C está completamente automatizado ya que los PLC cuentan con interfaz HMI (Interfaz Hombre-Máquina) o conexión mediante una computadora, para observar la programación que se ha asignado al PLC. El Logo dispone de conexión ethernet para tener comunicación con otros controladores.

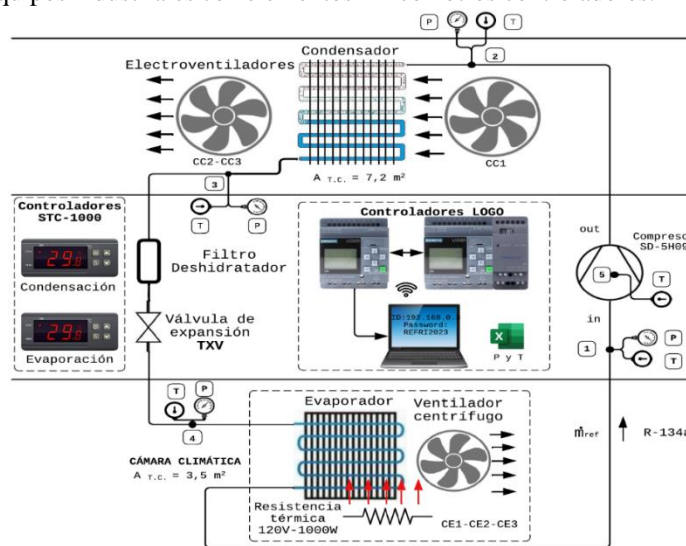


Figura 2. Esquema del módulo de pruebas A/C automatizado. **Fuente:** Elaboración propia.

Tabla 1. Precisión de los instrumentos del banco de prueba.

Cantidad	Instrumento	Precisión
Transductor ELECALL de baja presión ($\pm 0,5\%$)		
1	ELE-801/ELE801S (P_1)	$\pm 5,976$ kPa
1	ELE-801/ELE801S (P_2)	$\pm 6,895$ kPa
Transmisor TPS 30 de alta presión ($\pm 0,5\%$)		
1	TPS30-G26AN4-00 (P_3)	$\pm 5,976$ kPa
1	TPS30-G26AN4-00 (P_4)	$\pm 6,435$ kPa
Termorresistencias ($\pm 0,05K$)		
1	RTDs-PT100 (T_1)	$\pm 0,447$ K
1	RTDs-PT100 (T_2)	$\pm 1,46$ K
1	RTDs-PT100 (T_3)	$\pm 0,867$ K
1	RTDs-PT100 (T_4)	$\pm 0,127$ K
1	RTDs-PT100 (T_5)	$\pm 1,007$ K

Fuente: Elaboración propia.

2.2. Campaña experimental

El procedimiento de ensayo del ciclo de compresión de vapor se realizó en función a la incidencia de la radiación solar en la sierra ecuatoriana en la ciudad de Riobamba, provincia de Chimborazo, en pleno centro del país. El módulo de pruebas puede simular temperaturas de habitáculo desde los 22°C hasta 50°C definidas por el estudio realizado de Chica y Vinueza [8]. Además, es capaz de controlar las temperaturas en condensación y evaporación mediante controladores STC-1000. El flujo másico de refrigerante se determina por el método calorimétrico de refrigerante secundario. La tabla 2 muestra la matriz de ensayos realizados para caracterizar el sistema A/C. En la tabla, “CE” es la denominación de los tres niveles del ventilador centrífugo del evaporador expresada en términos de caudal. En condensación, “CC” expresa el control de temperatura en términos de caudal de aire a través del condensador.

Tabla 2. Matriz de ensayo para el sistema A/C.

$T_{in_habitáculo}$ [$^\circ\text{C}$]	Controles de temperatura	Ventilador centrífugo [rpm]	Caudal evaporador [m^3/h]	Caudal condensador [$^\circ\text{C}$]
22 30 40 50	Sin control	860	CE1	CC1
		1200	CE2	CC1
		1800	CE3	CC1
	Control 1	860	CE1	CC2
		1200	CE2	CC2
		1800	CE3	CC2
	Control 2	860	CE1	CC3
		1200	CE2	CC3
		1800	CE3	CC3

Fuente: Elaboración propia.

El ensayo comienza con el ajuste de temperaturas en evaporación, el controlador STC-1000 activa o

desactiva simultáneamente la resistencia térmica en la cámara climática. Por otro lado, el segundo controlador STC-1000 ajusta la temperatura en condensación, el cual activa o no el segundo electroventilador (CC2-CC3), véase figura 2.

El compresor revoluciona a 1256 rpm impulsado por un motor eléctrico de 2 HP. Se consideraron parámetros fijos el desplazamiento volumétrico del compresor, la presión atmosférica y la velocidad del aire. Los controladores PLC logo fueron los encargados de medir las variables (P y T) sobre el comportamiento del refrigerante en diferentes condiciones de operación.

2.3. Control de temperaturas en intercambiadores de calor.

2.3.1. Método calorimétrico - Control en evaporación.

El módulo de pruebas está equipado con sensores para medir la presión y temperatura en los respectivos puntos característicos del ciclo termodinámico (puntos 1,2,3,4 de la figura 2). El flujo másico del refrigerante se mide bajo la normativa EN 1377-1 [18], donde el evaporador se instala en una cámara herméticamente sellada y aislada térmicamente para mantener las condiciones de presión y temperatura. Por ende, los mejores aislantes térmicos para impedir la transferencia de calor por conducción fueron fibra de vidrio (119.74 W) y espuma de uretano (72.39 W); esto en función a la geometría del evaporador y mediante la ley de Fourier se puede cuantificar la tasa de transferencia de calor en paredes planas por conducción (ecuación (1)).

$$H = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Por otro lado, se instaló una resistencia térmica (calentador) de 1000W junto a la cámara aislada, que mantiene la temperatura del fluido secundario del evaporador a fin de ensayar el módulo con temperaturas de evaporación fijas. La estabilización de temperatura en evaporación es controlada por dispositivos STC-1000, con margen de error $\pm 1^\circ\text{C}$; el controlador activa o desactiva la resistencia térmica en función a la temperatura que se espera mantener. Mediante el método calorimétrico de flujo secundario en aspiración se aplica el principio de conservación de energía en función a la potencia frigorífica del evaporador y del aire circundante (ecuación. (2)); véase figura 2, conjunto hermético.

$$\dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) = \dot{m}_{air}Cp_{air}\Delta T_{air} \quad (2)$$

2.3.2. Control en condensación

El proceso de condensación debe ser eficiente para mantener el ciclo en equilibrio y maximizar el coeficiente de rendimiento (COP). Una mejor disipación de calor en el condensador reduce la presión y temperatura del refrigerante a la salida del condensador, mejorando la eficiencia global del sistema, por lo que, se implementó un segundo ventilador (CC2-CC3) con esto se incrementa el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada y maximiza la tasa de transferencia de calor (\dot{Q}) al mantener una mayor diferencia de temperatura (ΔT). Además, al reducir la presión y temperatura del refrigerante en el condensador se mantiene la eficiencia del ciclo de refrigeración y, por ende, reduce el trabajo del compresor mejorando el coeficiente de rendimiento del sistema (COP).

2.4. Desarrollo del modelo térmico

Se implementó un modelo termodinámico para caracterizar el ciclo del sistema de aire acondicionado automotriz. La figura 3 presenta un esquema general del ciclo de compresión de vapor y el diagrama P-h. Se mencionó que el ciclo utiliza dos electroventiladores en condensación y tres niveles de velocidad del ventilador centrífugo en evaporación, denominados el control en términos de caudal en condensación y evaporación (CC y CE). Los niveles de presión y temperatura del sistema ($P_1 T_1; P_2 T_2; P_3 T_3; P_4 T_4; T_5$) son tabulados por el controlador Logo; la diferencia de presiones en los estados 2-3 y 4-1 descienden de un estado a otro por la acción de los intercambiadores de calor y temperatura ambiente, definiéndolo como caída de presión. Las entalpías de los diferentes estados se definen mediante los parámetros de entradas P y T respectivamente (ver figura 3b).

Los parámetros del modelo son la temperatura de saturación en evaporación y condensación ($T_{sat, evap}; T_{sat, cond}$), el sobrecalentamiento en succión y subenfriamiento a la salida del condensador (SH, SC). Las temperaturas en saturación se determinan en función a las variables de entrada P_1, P_3 ; el

sobrecalentamiento y subenfriamiento se calcula con las ecuaciones 3 y 4, respectivamente.

$$SH = T_1 - T_{sat, evap} \quad (3)$$

$$SC = T_{sat, evap} - T_3 \quad (4)$$

La eficiencia del compresor está determinada por una condición isentrópica desde la succión hasta la descarga del compresor (2s). La ecuación (5) representa la relación entre el trabajo isentrópico sobre el trabajo real del compresor. La eficiencia volumétrica está definida por la ecuación (6), donde “in” representa la succión del compresor; esta expresión mide la capacidad del compresor para comprimir el refrigerante sin pérdidas de gas a través de las paredes cilindro.

$$n_{iso} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

$$n_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{in} \dot{V}_s} \quad (6)$$

El caudal volumétrico del compresor (\dot{V}_s) se calcula mediante la ecuación (7), donde ω representa la velocidad del compresor y D_v es el desplazamiento volumétrico determinada por el fabricante [19].

$$\dot{V}_s = \frac{\omega}{60} D_v \quad (7)$$

El consumo del compresor respecto al fluido se calcula mediante el balance de energía en un sistema abierto (ecuación (8)), por lo cual el consumo real del compresor implica pérdida de energía por transferencia de calor de los elementos móviles del compresor, expresada en la ecuación (9).

$$\dot{W}_{comp, fluido} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (8)$$

$$\dot{W}_{comp, real} = \dot{W}_{comp, fluido} + \dot{Q}_{p, conv} \quad (9)$$

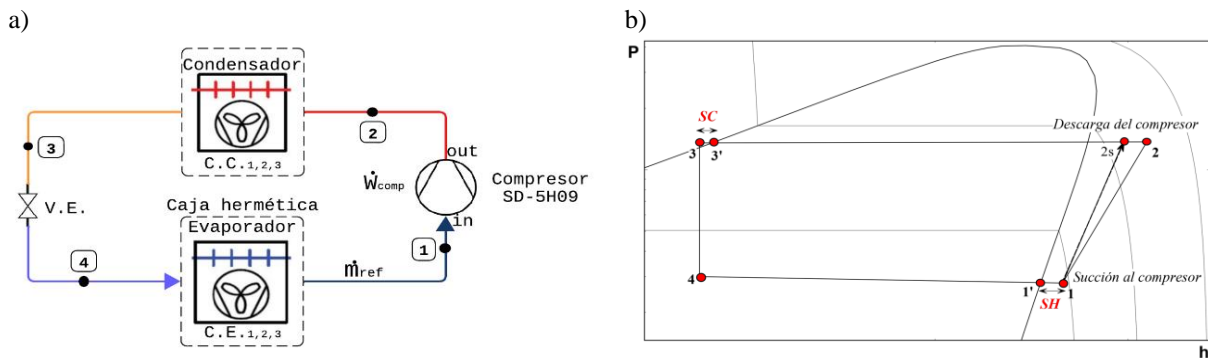


Figura 3: Ciclo de compresión de vapor. (a) Esquema del ciclo termodinámico. (b) Diagrama P-h. **Fuente:** Elaboración propia.

Las variables de salida que calcula el modelo térmico son la capacidad frigorífica (\dot{Q}_{evap}) y el COP del sistema.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (10)$$

$$COP = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{comp,real} \quad (11)$$

2.4.1. Transferencia de calor del compresor

Durante su funcionamiento el compresor pierde calor hacia el ambiente ($\dot{Q}_{p,conv}$) por realizar un trabajo mecánico sobre el refrigerante, adicionalmente, la eficiencia disminuye aún más por la fricción interna de los componentes móviles. La figura 4 muestra el balance energético del compresor, expresada en la ecuación 12. El calor perdido por convección se calcula con el producto del consumo del compresor y un porcentaje aproximado de pérdida de energía del 5% (ecuación (13)).

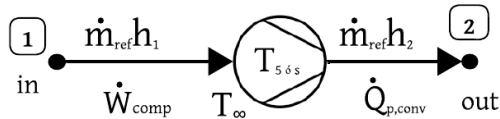


Figura 4: Diagrama energético del compresor. **Fuente:** Elaboración propia

$$\dot{m}_{ref}h_1 + \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}h_2 + \dot{Q}_{p,conv} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{p,conv} = \varepsilon \dot{W}_{comp} \quad (13)$$

No obstante, el modelo que se describe a continuación calcula la transferencia de calor por convección natural $\dot{Q}_{p,conv}$ y el porcentaje de pérdida de energía ε en condiciones reales de operatividad. Cengel [21] define como variables principales a la temperatura de la superficie del compresor T_s y temperatura lejos de la superficie (ambiente) T_∞ . La ecuación (14) evalúa las propiedades del fluido a temperatura de película para determinar el coeficiente de expansión volumétrica (ecuación (15)).

$$T_f = T_s - T_\infty / 2 \quad (14)$$

$$\beta = 1/T_f \quad (15)$$

El número de Rayleigh (Ra_L) (ecuación (17)) es el producto de Grashof (Gr_L) (ecuación (16)) y Prandtl (Pr). Donde las propiedades del aire a la presión de 1 atm se encuentran tabuladas la viscosidad cinemática (ν), conductividad térmica (k) y el número de Prandtl [15]. La longitud y el diámetro de la configuración geométrica del compresor (L-D) se obtiene del fabricante, considerando al compresor como un cuerpo cilíndrico horizontal de acuerdo con las correlaciones empíricas del promedio de Nusselt (ecuación (18)).

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (16)$$

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (17)$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (18)$$

La expresión descrita en la ecuación (20) calcula la transferencia de calor por convección natural. El coeficiente promedio de convección h se expresa en la ecuación (19). El porcentaje de pérdida de energía se determina a través del despeje de la variable ε (ecuación (13)).

$$h = \frac{k}{D} Nu \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{p,conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (20)$$

2.5. Análisis del rendimiento medio estacional del sistema A/C

Para determinar el rendimiento medio anual del sistema A/C automotriz se utilizó un modelo empírico basado en la Norma AHRI 2020 [22]. Con esta metodología se determinaron las magnitudes térmicas del sistema A/C como capacidad frigorífica y consumo del compresor mediante la ecuación polinómica expresada en la ecuación 21.

$$X = C_1 + C_2 \cdot t_s + C_3 \cdot t_D + C_4 \cdot t_s^2 + C_5 \cdot (t_s \cdot t_D) + C_6 \cdot t_D^2 + C_7 \cdot t_s^3 + C_8(t_s^2 \cdot t_D) + C_9 \cdot (t_s \cdot t_D^2) + C_{10} \cdot t_D^3 \quad (21)$$

Donde t_s es la temperatura de evaporación, t_D es la temperatura de condensación y X representa la capacidad frigorífica y el consumo del compresor. Los polinomios se ajustaron por regresión lineal a partir de los datos experimentales en el módulo según la matriz de ensayos de la tabla 2.

3. Resultados

3.1. Influencia de la temperatura del habitáculo en el COP, potencia del compresor y temperatura de descarga.

La figura 5 muestra el comportamiento del COP en función de las temperaturas en el habitáculo (22°C-50°C). Se observa un comportamiento bastante estable en torno a 2.6, con un ligero incremento del COP hasta los 40°C y luego un descenso hasta los 50 °C. Desde el punto de vista del evaporador, el incremento de la temperatura del habitáculo hace que la carga térmica que el sistema A/C necesita suplir también sea mayor, es decir, requiere que el flujo másico de refrigerante se incremente y, por ende, el compresor consumirá una mayor cantidad de energía para impulsar el

refrigerante. Sin embargo, desde el punto de vista del condensador, cuando hay una mayor diferencia de temperatura entre el fluido refrigerante dentro del sistema y el medio externo al que se libera calor, como el aire exterior se mejora la transferencia de calor permitiendo la evacuación del calor y mejorando el COP. Cuando la temperatura dentro de la cabina es menor (22°C) se tiene un COP de 2.51, por otro lado, al experimentar temperaturas hasta 50°C el COP mejora el 3%.

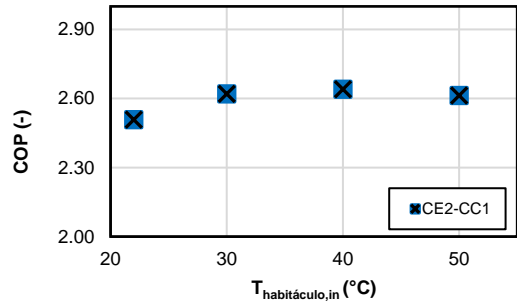


Figura 5: Influencia de la temperatura del habitáculo en el COP. **Fuente:** Elaboración propia.

La figura 6 (a) ilustra el comportamiento energético del consumo del compresor a medida que aumenta el flujo másico del refrigerante. Al incrementar la temperatura del habitáculo, el compresor debe incrementar aún más la presión del refrigerante en descarga, lo que requiere más trabajo y, en consecuencia, el consumo incrementa un 22% de su condición inicial de 0.66 kW. La figura 6 (b) muestra la temperatura de descarga del compresor.

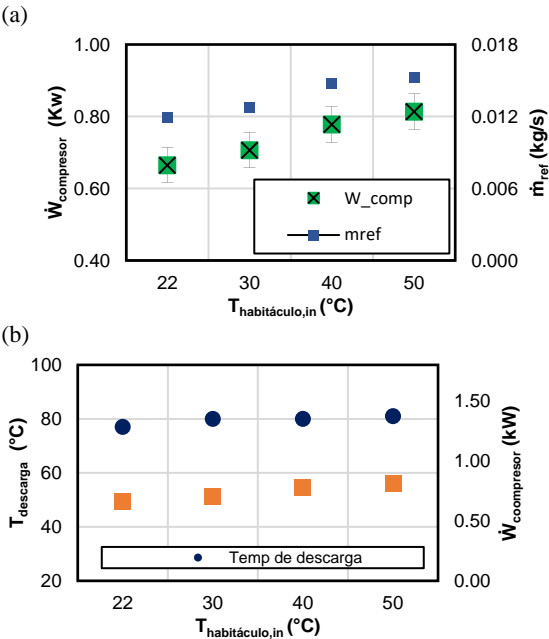


Figura 6: Comportamiento energético A/C. (a) Consumo del compresor y flujo másico. (b) Temperatura de descarga -Consumo del compresor. **Fuente:** Elaboración propia

3.2. Influencia de la velocidad del ventilador centrífugo del evaporador

3.2.1 Análisis del flujo del evaporador

En la tabla 3 se muestran los parámetros del ciclo en el punto nominal ($T_{in,habitáculo} = 40^{\circ}C$). El COP disminuye en 2.17% a medida que sube la temperatura de evaporación en las diferentes velocidades del ventilador centrífugo.

Tabla 3-1: Parámetros óptimas de funcionamiento. Punto nominal $T_{in,habitáculo} = 40^{\circ}C$.

Parámetros		Ventilador Centrífugo [rpm]		
		800	1200	1600
T_{evap}	°C	-4,090	-1,340	3,750
T_{cond}	°C	47,070	51,090	57,070
\dot{Q}_{evap}	kW	1,850	2,053	2,270
\dot{W}_{comp}	kW	0,657	0,745	0,840
COP	-	2,816	2,756	2,702
\dot{m}_{ref}	kg/s	0,013	0,015	0,017

Fuente: Elaboración propia

La figura 7(a) muestra el diagrama P-h del ciclo para las 3 velocidades del ventilador centrífugo del evaporador. El salto entálpico en el evaporador disminuye cuando la velocidad aumenta, pero esta disminución se ve compensada por un mayor flujo másico de refrigerante que resulta en un incremento de la capacidad del evaporador. Sin embargo, el incremento del flujo másico aumenta el consumo del compresor.

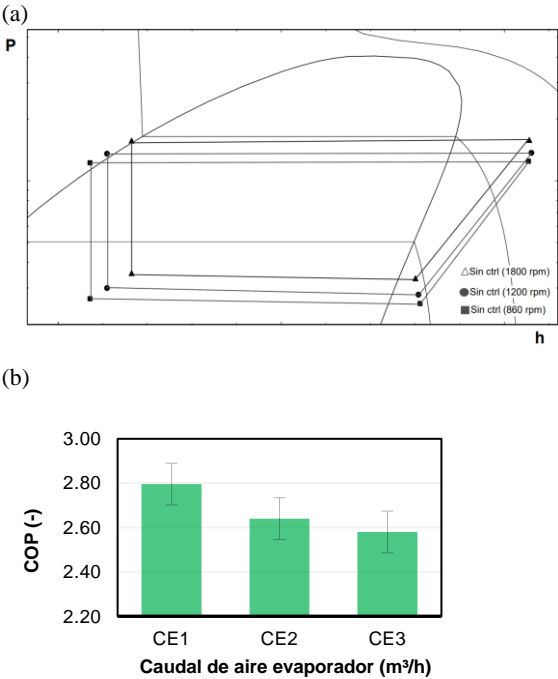


Figura 7: a) Diagrama experimental P-h de un ciclo nominal (40°C). b) Variación del COP en función del caudal de aire del evaporador. **Fuente:** Elaboración propia.

Consecuentemente, el COP disminuye por que la tasa de incremento de la capacidad frigorífica es menor a la tasa del consumo del compresor provocando un efecto de reducción del COP, como se muestra en la figura 7(b).

3.3. Influencia del caudal de aire del electroventilador del condensador

En condensación, la alta presión y temperatura del refrigerante disipa calor hacia el medio exterior. La eficiencia de esta transferencia de calor depende del electroventilador CC1, al aumentar la capacidad calorífica con un segundo electroventilador CC2-CC3 el COP mejora un 15% en condiciones nominales de operación, como se muestra en la figura 9.

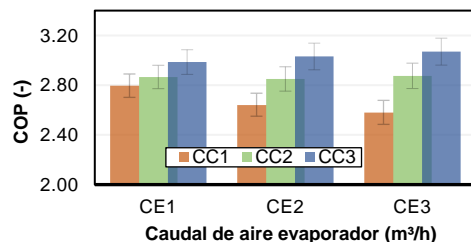


Figura 9: Variación del COP en función del caudal de aire del evaporador y condensador. **Fuente:** Elaboración propia.

La transferencia de calor en el condensador depende de la conductividad térmica de los materiales, la geometría del condensador y las condiciones de flujo, del área de transferencia de calor y de la diferencia de temperatura (ΔT) entre el refrigerante y el medio de enfriamiento. Es decir, con una mayor eficiencia de disipación de calor en condensación puede reducir la presión y temperatura del refrigerante a la salida. Esto reduce el trabajo requerido por el compresor un 16%, generando menor consumo de energía (110 W), como se muestra en la figura 10.

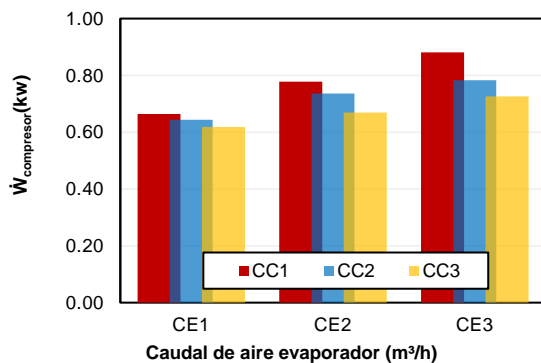


Figura 10: Consumo energético en función del caudal de aire del evaporador y condensador. **Fuente:** Elaboración propia.

3.4. Rendimiento del sistema AC bajo condiciones de la sierra ecuatoriana.

La figura 10 (a) muestra la temperatura ambiente y la radiación solar de la ciudad de Riobamba desde las 10h30 hasta las 17h00 [5]. La figura 10 (b) muestra el COP del sistema A/C durante ese día. Se evidencia una temperatura máxima de 43.9°C en el interior del habitáculo con un COP registrado de 1,50. Esto se debe a que, a temperaturas interiores elevadas, el sistema de refrigeración debe trabajar más para eliminar el calor, disminuyendo así su eficiencia. En contraste, el mejor rendimiento del sistema se observa a las 10:30, cuando el COP alcanza un valor de 2.3 (figura 11 (b)), la temperatura ambiente y la temperatura del habitáculo son más bajas, lo que reduce la carga térmica sobre el sistema. Como resultado, el compresor y otros componentes del sistema pueden operar de manera más eficiente, mejorando el COP. Estos resultados fueron obtenidos en la Sierra Central del Ecuador, en la ciudad de Riobamba, donde las variaciones diarias de temperatura pueden ser significativas debido a la altitud, clima de la región y radiación solar.

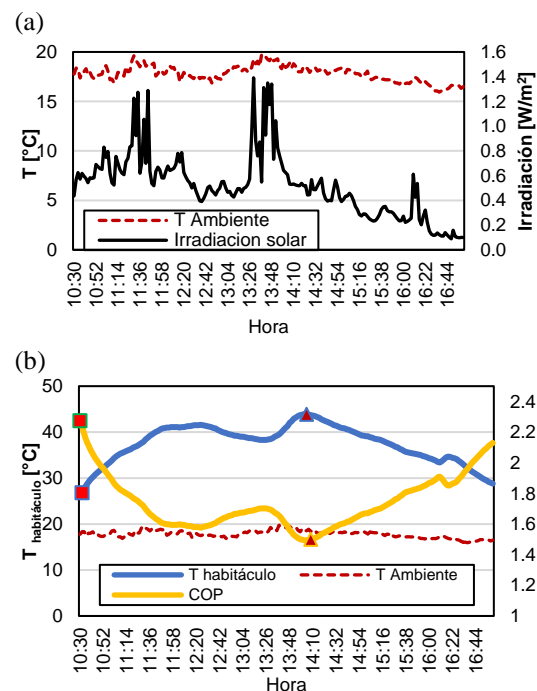


Figura 11: (a) Temperatura habitáculo y consumo del compresor [5]. (b) COP, Temperatura de habitáculo y ambiente. **Fuente:** Elaboración propia.

4. Conclusiones

El presente trabajo muestra la evaluación del rendimiento del sistema de aire acondicionado automotriz bajo condiciones de la sierra ecuatoriana. Para ello se construyó un banco de pruebas provisto de la instrumentación adecuada para medir los parámetros de funcionamiento en los puntos característicos del

ciclo y que permite la adquisición de datos en tiempo real. El banco de pruebas tiene la posibilidad de controlar las temperaturas en los intercambiadores de calor y determinar el flujo másico del refrigerante con el método calorimétrico. Además, se incluyó en el estudio el rendimiento del sistema durante un día de funcionamiento en la ciudad de Riobamba. Del presente estudio se desprenden las siguientes conclusiones:

- 1) La cámara climática del evaporador permite calcular el flujo másico de refrigerante con una incertidumbre máxima de $\pm 4.85\%$.
- 2) En condiciones nominales de funcionamiento ($T_{hab} = 40^\circ\text{C}$), el COP se reduce en un 4% al incrementar el flujo de aire a través del evaporador.
- 3) La implementación de un segundo electroventilador (CC2-CC3), tiene un efecto positivo en el desempeño. Es decir, el COP incrementa un 15% a medida que sube la temperatura en el habitáculo. En consecuencia, el consumo del compresor se redujo en 110 W.
- 4) En la ciudad de Riobamba el COP disminuye de 2.3 a las 10h30 hasta 1.5 a las 14h00 debido a que a medio día la radiación solar es mayor y la temperatura del habitáculo alcanza los 43.9°C .

5. Referencias

- [1] INAMHI, <https://www.inamhi.gob.ec/pronostico/advertencia.pdf>, último acceso 2024/03/27.
- [2] Lambert, M. A., JONES, B.: Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat. Part 1: conceptual and embodiment design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220(7), 959-972 (2006).
- [3] Asociación Española de Normalización Norma Europea.13771-1:2016. Compressors and condensing units for refrigeration. Performance testing and test methods. Part 1.2016.
- [4] Lemmon, E., Huber, M., Mc Linden, M.: NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-refprop. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 9(0), 2010.
- [5] Trujillo, J., Machado, C., Vásconez, D., Tello, F.: Análisis del comportamiento térmico de la cabina de un vehículo utilizando un modelo térmico dinámico. Knowledge E 2(4), 1213-1215 (2021).
- [6] Vaca-Revelo Diego and F. Ordóñez, Mapa Solar del Ecuador 2019. Quito: 2020, 2019. Accessed: Jun. 01, 2024. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/338843581_Mapa_Solar_del_Ecuador_2019.
- [7] CELEC EP, *Estudio de Potencial Solar Fotovoltaico del Ecuador*. Cuenca, Ricaurte-Provincia de Azuay: 2024, 2024. Accessed: Jun. 01, 2024. [Online]. Available: <https://www.linkedin.com/feed/update/urn:li:activity:7168410357898682368/>
- [8] J. Chica and M. Vinueza, “Estudio de la influencia de la radiación solar en el calentamiento de vehículos tipo SUV.,” ESPOCH, Riobamba, 2023.
- [9] AEADE 2023, “Asociación de empresas Automotrices del Ecuador,” 2023.
- [10] M. Acosta-Corral and W. Tello-Flores, “Estudio del Aire Acondicionado en el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en la cabina de un vehículo liviano.,” Escuela Politécnica Nacional, Quito, 2016.
- [11] ANSY/ASHRAE Standar 55, “Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,” 2013, [Online]. Available: www.ashrae.org/technology.
- [12] B. Guo, L. Zhao, J. Zhou, X. Sun, and Z. Yang, “Experimental investigation on the R1234yf air conditioning system with a battery cooling loop under realistic conditions of electric vehicles,” <https://doi.org/10.1177/09544070231156953>, Mar. 2023, doi: 10.1177/09544070231156953.
- [13] H. Mohd Yunus, H. Nasution, A. Abdul Aziz, K. Sumeru, and A. A. Dahlan, “The Effect of Ambient Temperature on the Performance of Automotive Air-Conditioning System,” Applied Mechanics and Materials, vol. 819, pp. 221–225, Jan. 2016, doi: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMM.819.221.
- [14] A. A. Mohammed and W. S. Sarsam, “Investigation of an automobile air-conditioner with a liquid-suction heat exchanger using R134a and R1234yf,” Al-Qadisiyah Journal for Engineering Sciences, vol. 17, no. 1, pp. 66–76, Mar. 2024, doi: 10.30772/QJES.2023.143262.1030.
- [15] E. A. Llanes-Cedeño, S. F. Grefa Shiguango, J. V. Molina-Osejos, and J. C. Rocha-Hoyos, “Incidence of automotive air conditioning on the index of fuel consumption in spark ignition vehicle on a route in the ecuadorian amazon,” Ingenius, vol. 2024, no. 31, pp. 115–126, Jan. 2024, doi: 10.17163/INGS.N31.2024.10.
- [16] T. Tamura, Y. Yakumaru, and F. Nishiwaki, “Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO2 as a refrigerant,” International Journal of Refrigeration, vol. 28, no. 8, pp. 1302–1307, Dec. 2005, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2005.09.010.
- [17] SIEMENS, “Logo_s,” 2003.
- [18] EN 13771-1, “Compressors and condensing units for refrigeration. Performance testing and test methods. Part 1: Refrigerant compressors,” 2017.
- [19] SANDEN, “SD Compressor Service Guide.” 2007.
- [20] Y. Cengel, *Transferencia de calor y masa*. 2007.
- [21] Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, “AHRI Standard 540-2020: Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units,” AHRI, Arlington, VA, USA, 2020.