

Numerical Study with CFD of the Refrigeration in a Vehicle Cabin with two Refrigerants R32 and R600a

Estudio Numérico con CFD de la Refrigeración en una Cabina Vehicular con dos Refrigerantes R32 y R600a

M. Oña¹ 0009-0009-8768-8891F. Toapanta² 0000-0002-0838-4702¹Universidad Politécnica Salesiana, Ingeniería Mecánica, Quito, EcuadorE-mail: monac3@est.ups.edu.ec²Universidad Politécnica Salesiana, Ingeniería Mecánica, Grupo de Investigación en Ingeniería, Productividad y Simulación Industrial (GIIPSI), Quito, EcuadorE-mail: ltoapanta@ups.edu.ec

Abstract

The objective of this research focuses on the numerical solution, simulation, and thermal behavior of the refrigerants R32 and R600a, the first being an industrial refrigerant and the other a hydrocarbon, the element to be studied is the internal temperature of a vehicle cabin, the air crosses the evaporator of the air conditioning system by analyzing the coil-type crossflow heat exchanger. Likewise, it is important to know the energy capacity that each refrigerant has to cool or heat the vehicle cabin to, after a mathematical analysis, contrast the information through numerical simulation of CFD fluids with specialized software in this case Fluent from ANSYS.

Resumen

El objetivo de esta investigación se centra la solución numérica, simulación y comportamiento térmico de los refrigerantes R32 y R600a, siendo el primero un refrigerante industrial y el otro un hidrocarburo, el elemento a estudiar es la temperatura interna de una cabina vehicular, el aire cruza el evaporador del sistema de aire acondicionado mediante el análisis del intercambiador de calor de flujo cruzado tipo serpentín. Asimismo, es importante conocer la transferencia de calor que tiene cada refrigerante para enfriar o calentar la cabina del vehículo, para en un análisis matemático posterior llevar un contraste de la información mediante la simulación numérica de fluidos CFD con un software especializado en este caso Fluent de ANSYS. Se encontró que el refrigerante R600a es una alternativa para los sistemas de aire acondicionado vehicular y el R32 no es tan aplicable para estos casos.

Index terms— R600a, R32, Fluent, Air conditioning, Refrigeration

Palabras clave— R600a, R32, Fluent, Aire acondicionado, Refrigeración.

Recibido: 24-04-2024. Aprobado tras revisión: 13-06-2024

Forma sugerida de citación: Oña, M. Toapanta, F. (2024) "Estudio Numérico con CFD de la Refrigeración en una Cabina Vehicular con dos Refrigerantes R32 y R600a". Revista Técnica "energía". No. 21, Issue I, Pp. 114-121

ISSN On-line: 2602-8492 - ISSN Impreso: 1390-5074

Doi: <https://doi.org/10.37116/revistaenergia.v21.n1.2024.636>

© 2024 Operador Nacional de Electricidad, CENACE



Esta publicación está bajo una licencia internacional Creative Commons Reconocimiento – No Comercial 4.0



1. INTRODUCCIÓN

El confort térmico en todo tipo de ambientes interiores, como habitaciones, compartimentos de aviones y trenes, ha sido objeto de investigación durante décadas. El confort térmico de las personas no depende sólo de una variable, sino que es más bien una cantidad integral de muchos parámetros, como la temperatura del aire, velocidad de tiro y temperatura radiante [1].

Según Cajo-Toctaquiza et al. [2] la temperatura del aire en el interior de la cabina del vehículo está directamente relacionada con la geometría de las rejillas y su tamaño. Además, aducen que, se obtiene una mejor distribución de A/C (aire acondicionado), disipando de mejor manera las altas temperaturas presentes en el interior del habitáculo, lo que implica una disminución de uso del sistema de A/C.

Han et al. [3] estudiaron la influencia del ambiente externo y el sistema de aire acondicionado del automóvil en el cambio de calor del ambiente interior, analizando la relación entre el ambiente y el confort térmico de los ocupantes de la cabina de la tripulación utilizando un modelo numérico de confort térmico humano.

Chang et al. [4] desarrollaron un modelo de ventilación híbrida que utiliza entradas de suministro de aire superiores e inferiores. El método aplica coeficientes de no uniformidad, diferencia máxima de temperatura, índice de rendimiento de difusión de aire, coeficiente de utilización de energía. Con base en la simulación del flujo de aire, se evaluó el rendimiento de la distribución de aire para el modo de ventilación híbrido utilizando estos índices y se comparó con el modo de ventilación tradicional. Los resultados muestran que, en comparación con el modo de ventilación tradicional, el modo de ventilación híbrido tiene una distribución de temperatura más uniforme, mejor confort térmico, mayor eficiencia de utilización de energía.

El modelado térmico humano se utiliza para calcular la distribución de temperaturas en el cuerpo y la ropa de los ocupantes (pasajeros). También se puede utilizar, por ejemplo, para evaluar el confort térmico en cada sección del cuerpo de cada ocupante y el confort térmico promedio de cada ocupante [5].

Saboora Khatoon et al. [6] estudiaron tres métodos diferentes de ventilación de aire acondicionado y compararon el rendimiento de diferentes métodos de ventilación en términos de eficiencia de eliminación de calor y confort térmico humano mediante análisis de simulación, los resultados mostraron que había algunas diferencias en el confort térmico y la eficiencia energética debido a diferentes métodos de ventilación del aire acondicionado.

El uso de simuladores de dinámica de fluidos computacional (CFD) puede reducir drásticamente el tiempo de desarrollo de sistemas HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado) para automóviles,

contribuir a mejorar su rendimiento y proporcionar una mejor comprensión de los procesos subyacentes. El confort térmico no sólo afecta al consumo energético del sistema HVAC, sino que también es un parámetro clave para la salud de los pasajeros [7].

Se compararon los resultados de la simulación y los resultados experimentales de la temperatura de la superficie corporal y el error fue inferior al 5%, verificando la viabilidad de utilizar la simulación numérica de dinámica de fluidos computacional (CFD) [8].

Dehne et al. [9] explican en su estudio que, en cuanto a los parámetros de flujo relevantes para el confort, destaca la ventilación mixta, que presenta altas velocidades de aire y turbulencias, pero una distribución homogénea de la temperatura. Los conceptos de ventilación vertical, por otro lado, permiten niveles cómodos de velocidad y turbulencia, pero tienden a desarrollar estratificaciones de temperatura críticas para el confort.

La demanda de equipos de refrigeración y aire acondicionado sigue aumentando a medida que mejora la calidad de vida de las personas, y dichos equipos se han vuelto indispensables [10],[11]. Mejorar la seguridad y aumentar la eficiencia energética son las condiciones pendientes. En las últimas dos décadas, los fabricantes de refrigeración ampliaron el uso de hidrocarburos como refrigerantes para equipos capaces de operar con una carga máxima de refrigerante de 150 g, el R 600a domina el sector doméstico y el R-290 el comercial [12].

El refrigerante HC R600a (isobutano) presenta una fuerte reducción de la capacidad frigorífica y del consumo de energía eléctrica debido principalmente a su bajo volumen específico. Este comportamiento hace que el compresor R600a necesite una mayor cilindrada para producir la misma capacidad frigorífica que otros refrigerantes [12].

El R600a presenta un buen efecto de ebullición en macro tuberías, para el caso estudiando tuberías cuadradas de 3cm de lado, observaron que la ebullición se da cuando más flujo de calor existe en el exterior de la tubería [13].

R32 tiene ciertas ventajas. El potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) del R32 es 0, y el potencial de calentamiento global (GWP) es sólo un tercio del R410A. Además, la capacidad de refrigeración por unidad de volumen del R32 es mayor que la del R22. Con la misma capacidad de refrigeración, la cantidad de carga del R32 es sólo el 57% de la del R22 [14].

El objetivo de esta investigación es determinar numéricamente mediante ANSYS Fluent, el proceso de enfriamiento en el interior de una cabina vehicular, utilizando dos refrigerantes conocidos, un hidrocarburo como el R600a y un refrigerante puro R32, para

determinar cuál de estos es el de mejor desempeño para el proceso de enfriamiento.

2. MÉTODOS Y MATERIALES

Para este estudio se analizó la cabina de un auto pequeño que generalmente circulan en el Ecuador, En la Fig. 1 se aprecia el lugar donde se encuentra el sistema de aire acondicionado y el espacio a calentar.

El análisis se centró en dos refrigerantes, que son utilizados en diferentes aplicaciones. Por un lado, el R600a un refrigerante natural, conocido como hidrocarburo, generalmente utilizado en aplicaciones como refrigeradores domésticos, esto se debe a que no se puede colocar mucho refrigerante en todo su sistema, máximo 500g. Por otro lado, el R32 una sustancia pura, que se la maneja en procesos industriales y es uno de los refrigerantes que componen el R410A. Sin embargo, sus índices de calentamiento global son menores.

La Tabla 1, muestra las principales propiedades de los refrigerantes antes citados. Hay que notar el GWP (*Global Warning Potential*) que dirá cuál de estos refrigerantes se tomará en cuenta para la selección final del refrigerante en los sistemas de aire acondicionado vehicular.

Tabla 1: Propiedades térmicas de los refrigerantes [15], [16]

Propiedad	R600a	R32
Densidad, kg/m ³	550.65	958.8
Inflamabilidad	A3	A2L
GWP	20	675
ODP (Ozone Depletion Potential)	0	0
Temperatura crítica, °C	135	78.53
Presión crítica, bar	36.45	58.16

2.1 Mallado de la cabina

Al tratarse de una simulación numérica es imperativo que el mallado del sistema sea lo más expedita posible, para ello se realizaron varios intentos, para la obtención del mallado que permita la convergencia de los resultados. Para ello se utilizaron varias técnicas para la medición de la malla, entre ellas están Skewness y Orthogonal Quality, siendo la primera, con la que se evalúa la malla en totalidad. En la Fig. 2, se aprecia el mallado que se realizó a la cabina.

La métrica de oblicuidad que presenta el mallado de la cabina tiene un promedio de 3.79e-02, esto corresponde a una malla excelente, teniendo en cuenta las consideraciones de convergencia de malla que proporcionan los manuales de usuario del programa. Por otro lado, el número de nodos correspondiente a esta malla es de 27052 y el de elementos es de 27724. En la Fig. 3, se visualiza la convergencia de malla bajo la métrica de oblicuidad (Skewness).

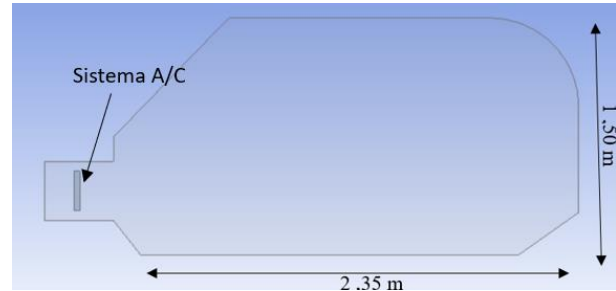


Figura 1: Esquema del habitáculo interior

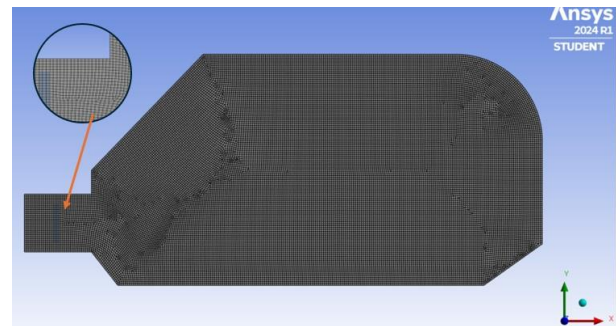


Figura 2: Mallado de la cabina

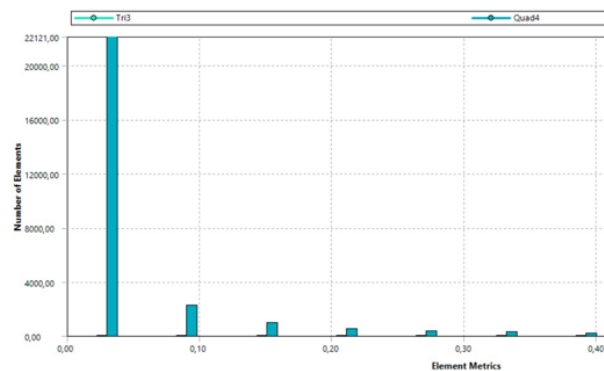


Figura 3: Convergencia de malla, con métrica de oblicuidad

2.2 Ecuaciones gobernantes

Para cuantificar el calor que el aire acondicionado debe entregar a la cabina, por medio del intercambio por flujo cruzado, se utilizan varias ecuaciones, entre ellas se encuentran las de flujo de calor y transferencia de calor.

Método efectividad-NTU es utilizado para encontrar la solución a sistemas donde se conocen solo temperaturas de ingreso al intercambiador de calor, la efectividad es el soporte de este método y se define de la siguiente forma [17]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (1)$$

Para realizar el cálculo del \dot{Q}_{\max} se requiere valores de temperatura de entrada, además de las capacidades caloríficas y sus caudales máxicos, una vez se conocen los valores de la efectividad del tipo de intercambiador seleccionado se logra obtener la tasa de transferencia de calor real [18].

$$C_c = C_{\min} : \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c(T_{c\ out} - T_{c\ in})}{C_c(T_{h\ in} - T_{c\ in})} = \frac{T_{c\ out} - T_{c\ in}}{T_{h\ in} - T_{c\ in}} \quad (2)$$

$$C_h = C_{\min} : \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{h\ in} - T_{h\ out})}{C_h(T_{h\ in} - T_{c\ in})} = \frac{T_{h\ in} - T_{h\ out}}{T_{h\ in} - T_{c\ in}} \quad (3)$$

Al ser el A/C un intercambiador de flujo cruzado se utilizan las siguientes relaciones con respecto a un intercambiador de flujo cruzado.

$$NTU = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right] \quad (4)$$

$$NTU = -\left(\frac{1}{C_r} \right) \ln [C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (5)$$

Como la cabina de un vehículo tiene superficies planas, se realiza un estudio con diversos números de Nusselt, tanto para superficies verticales, inclinadas, horizontales con y sin flujo calor.

Verticales:

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6)$$

Superficie superior:

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad (7)$$

Superficie inferior:

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad (8)$$

Toda simulación numérica en CFD conlleva a las ecuaciones de conservación, tanto de energía, continuidad y cantidad de movimiento, sin embargo, como se expuso siempre se utilizan.

En este estudio se determinó que las mejores soluciones resultan con el modelo de turbulencia k-ε, este modelo es uno de los más utilizados, debido a sus grandes resultados. En las siguientes ecuaciones se aprecian las ecuaciones para kappa y εpsilon, respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial t} (pk) + \frac{\partial}{\partial x_i} (pk u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (9)$$

y

$$\frac{\partial}{\partial t} (p\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (p\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial x_j} \right) + G_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (G_k + (C_{3\varepsilon} \cdot G_b)) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (10)$$

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se realizaron 6 simulaciones para conocer, bajo simulaciones, el enfriamiento del aire interno en la cabina del vehículo. Tres para el refrigerante R32 y otras tres para el R600a.

Se hicieron cambios en la velocidad del aire que va a circular y atravesar el intercambiador de calor (evaporador), modificando su valor de 2m/s a 4m/s y 6m/s.

En la Fig. 4, se aprecia la temperatura al interior de la cabina, después de 15 s, utilizando R32 como sustancia refrigerante, con velocidad de 6m/s.

En la figura 4, se aprecia como el refrigerante enfrió el aire circundante de la cabina llegando hasta un valor de 16°C, dos grados por debajo de la temperatura de confort, que se estableció de 18°C para este análisis. Cuando el aire pasa a través del evaporador, este ingresa a 10°C y a medida que va distribuyéndose por la cabina, la temperatura intenta llegar a su valor de confort.

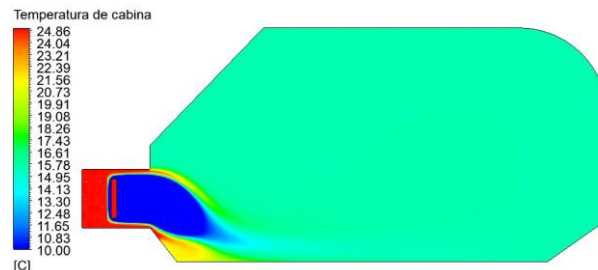


Figura 4: Temperatura interna, R32 y velocidad de 6 m/s

Al realizar un análisis en tres ubicaciones al interior de la cabina, se colocaron a través de la parte superior, central e inferior, en la Fig. 5 de visualiza en la parte central de la cabina. Las tres velocidades se marcan en esta parte, siendo la velocidad de 6m/s la más cercana a la temperatura de confort y la de 2m/s puede llegar a temperaturas menores a 0°C.

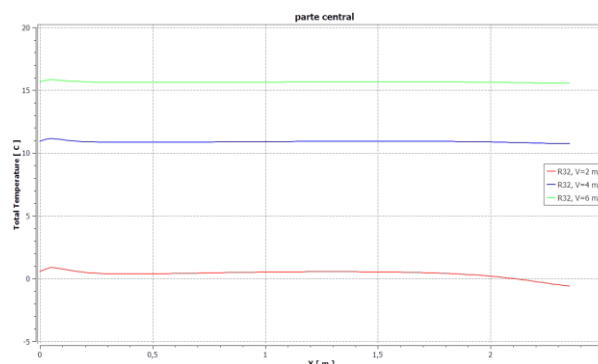


Figura 5: Temperaturas internas, parte central a diferentes velocidades

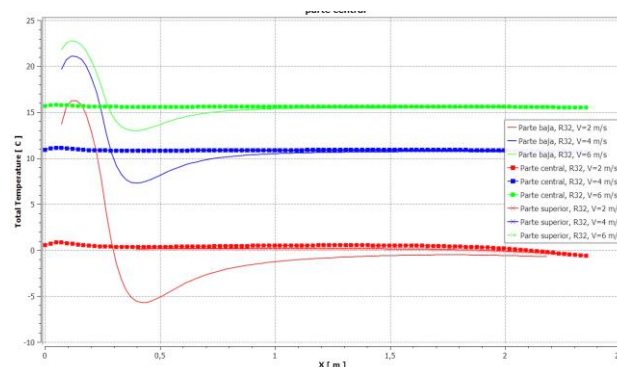


Figura 6: Temperaturas internas, en diferentes partes con las tres velocidades de análisis

La Fig. 6, representa como la temperatura interior, va cambiando dependiendo de la ubicación donde se analice, al ingresar a la cabina por la parte inferior, el aire frío posee diversas temperaturas, dependiendo de la

velocidad de flujo cruzado. El máximo valor es de 23°C en la parte baja de la cabina a 6m/s, sin embargo, cuando la velocidad disminuye a 2m/s, en la misma posición la temperatura ha caído a 16.5°C.

Por otro lado, la parte central y superior de la cabina la temperatura no tiene cambios sustanciales en su valor, ya que, la temperatura ha llegado a estabilizarse en valores de 0°C, 11°C y 16°C, para las velocidades de 2m/s, 4m/s y 6m/s, respectivamente.

La Fig. 7, representa los vectores de velocidad cuando el aire está atravesando el evaporador a la velocidad de 4m/s, se distribuye por toda la cabina, mostrando sectores de mayor velocidad en la parte inferior y superior.

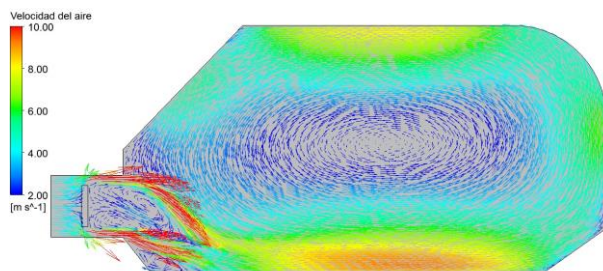


Figura 7: Vectores de velocidad al interior de la cabina, v=4m/s

En los resultados anteriores se visualizó el comportamiento del gas refrigerante R32 al enfriar el interior de la cabina. Sin embargo, no solamente se estudió a ese refrigerante, el R600a un hidrocarburo como refrigerante amigable con el medio ambiente. Se colocaron las mismas variables y solo se cambió el refrigerante.

En la Fig. 8, se observa el comportamiento de la temperatura interna del aire, cuando se utiliza el refrigerante R600a como fluido para bajar la temperatura.

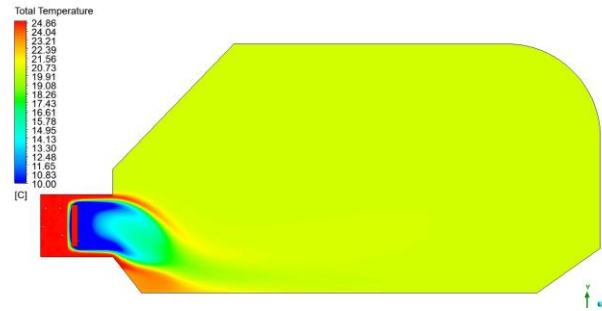


Figura 8: Temperatura interna, R600a y velocidad de 6 m/s

El ingreso del aire está a temperatura exterior de 25°C, al cruzar por el evaporador que contiene, como ya se identificó, R600a. La temperatura después de 15 s es de 20.5°C, la misma que se encuentra muy cercana a la temperatura de confort.

Al tratarse de otra sustancia refrigerante, el comportamiento nunca será el mismo, ya que, cada refrigerante posee sus propias características de refrigeración. La Fig. 9, muestra la temperatura interna con las tres velocidades de análisis, al contrario del R32, con el R600a las temperaturas no son tan bajas, lo que, si beneficia para este tipo de refrigeración, debido a que, es para una aplicación de A/C vehicular.

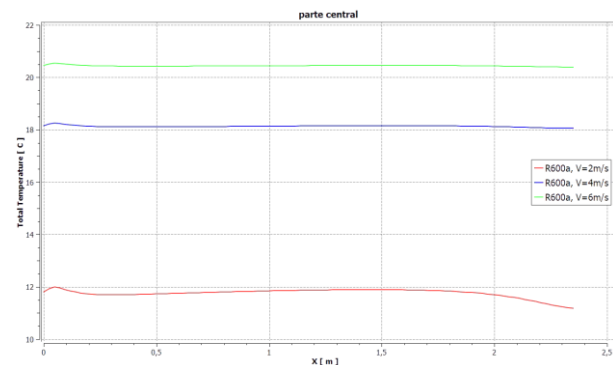


Figura 9: Temperaturas internas, parte central a diferentes velocidades, R600a

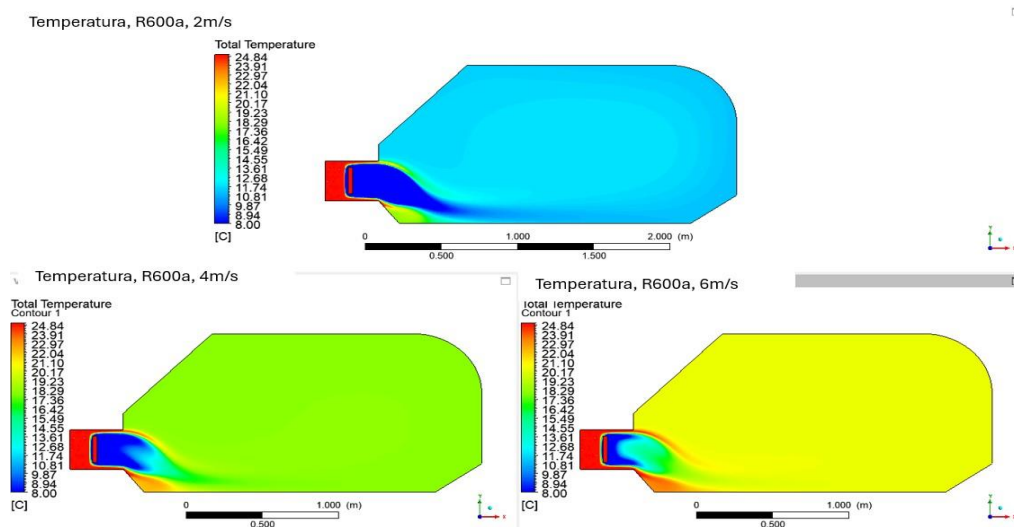


Figura 10: Contornos de temperatura, R600a con los casos de velocidad

También se aprecia que, a la velocidad de 4m/s la temperatura para este análisis está ajustándose a la temperatura de confort, ya que, se tiene 18.25°C con una variación casi insignificante de la temperatura deseada.

La Fig. 10, muestra el comportamiento de la temperatura interna, estos son los casos para el R600a, se visualiza que para este refrigerante la mejor velocidad es de 4m/s ya que su temperatura es cercana a la de confort. Para las otras velocidades, las temperaturas son de 20.5°C y 12°C para las velocidades de 6m/s y 2m/s, respectivamente.

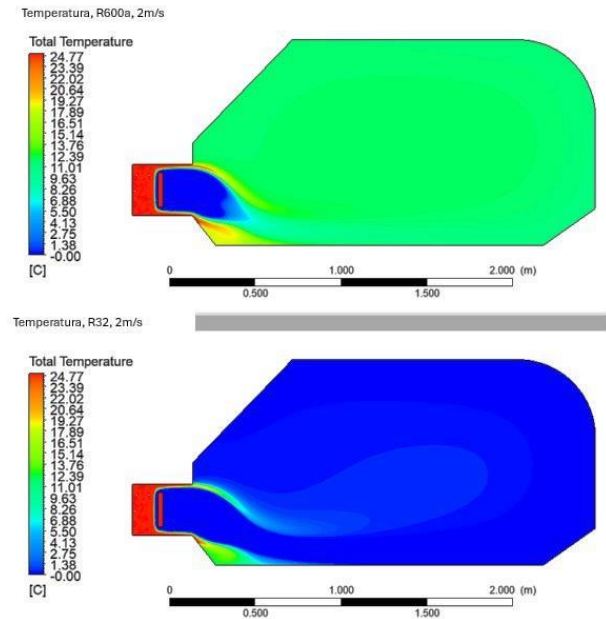


Figura 11: Perfil de temperatura interna, con los refrigerantes R600a y R32, a velocidad de 2m/s

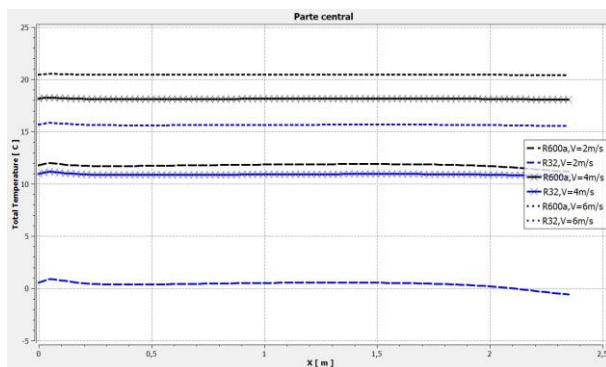


Figura 12: Comparación de los refrigerantes, temperatura en la parte central de la cabina

Al comparar la temperatura de los dos refrigerantes con una velocidad, en la Fig. 11, de 2m/s se observa que la temperatura del aire interior si cambia y se tiene una variación de 12°C.

Finalmente, el análisis comparativo de los refrigerantes con las tres velocidades de análisis se aprecia en la Fig. 12.

Al comparar el R600a con el R32, tomando en cuenta la parte central de la cabina, a la altura del pecho de los ocupantes, se tiene una variación de 12°C, siendo la temperatura del R600a superior a la del R32, cuando la velocidad es de 2m/s.

Por otro lado, cuando se observa la velocidad de 4m/s, se nota un cambio de temperatura de 7°C, siempre siendo superior para el R600a y para esta velocidad, la temperatura de confort se da con el hidrocarburo, ya que está en los 18°C.

Por último, existe una variación de temperatura de 5°C al tomar en cuenta la velocidad de 6m/s, en la figura 12 la temperatura del R32 casi llega a la de confort, mientras que la del R600a está en 20.5°C.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La refrigeración de cualquier volumen siempre es complicada y más cuando en el interior de este espacio se encuentran personas, que su sensación térmica siempre será diferente, ya que cada individuo tiene su propia temperatura de confort.

Se estableció la temperatura de confort en el interior de la cabina en 18°C y se colocaron 3 velocidades de flujo de aire que atraviesa el evaporador del A/C, en el R600a la velocidad para alcanzar la temperatura deseada es de 4 m/s, mientras que en el R32 la temperatura es 6m/s.

El refrigerante R32 alcanza temperaturas más bajas a la de confort, esto se debe a que este refrigerante es utilizado en medios industriales debido a sus propiedades termodinámicas.

Cuando se analiza el R600a, se verificó que con este refrigerante si se obtiene temperaturas ideales de confort, inclusive se tiene un rango para diversas temperaturas de confort que vas desde los 16°C hasta los 21°C. Sin embargo, por ser un hidrocarburo de debe tener precaución por fugas, con eso se evita posibles incidentes de explosión o combustión del refrigerante.

Se recomienda seguir con el análisis de diversas geometrías de habitáculos y con otras sustancias refrigerantes, con esto verificar cual de estos es el mejor para ambientes calientes.

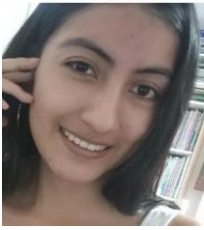
5. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Universidad Politécnica Salesiana, carrera de ingeniería mecánica, al grupo de investigación Grupo de Investigación en Ingeniería, Productividad y Simulación Industrial (GIIPSI) y al grupo ASHRAE-UPS Filial por el apoyo técnico y administrativo brindado para el desarrollo de este estudio.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] D. Schmeling and J. Bosbach, "On the influence of sensible heat release on displacement ventilation in a train compartment," *Building and*

- Environment*, vol. 125, pp. 248–260, 2017, doi: 10.1016/j.buildenv.2017.08.039.
- [2] D. Cajo-Toctaquiza, D. C. Vásquez-Núñez, P. Montúfar-Paz, and F. M. Tello-Oquendo, “Influencia de la geometría y tamaño de las rejillas de salida del aire acondicionado en la distribución de temperaturas en el habitáculo de un vehículo,” vol. 9, pp. 1418–1443, 2023, doi: 10.23857/dc.v9i1.
- [3] T. Han and K. H. Chen, “Assessment of various environmental thermal loads on passenger compartment soak and cool-down analyses,” *SAE Technical Papers*, vol. 3, no. 1, pp. 830–841, 2009, doi: 10.4271/2009-01-1148.
- [4] Z. Chang, K. Yi, and W. Liu, “A new ventilation mode of air conditioning in subway vehicles and its air distribution performance,” *Energy and Built Environment*, vol. 2, no. 1, pp. 94–104, 2021, doi: 10.1016/j.enbenv.2020.06.005.
- [5] E. Z. E. Conceição, C. I. M. Santiago, M. M. J. R. Lúcio, and H. B. Awbi, “Predicting the air quality, thermal comfort and draught risk for a virtual classroom with desk-type personalized ventilation systems,” *Buildings*, vol. 8, no. 2, 2018, doi: 10.3390/buildings8020035.
- [6] S. Khatoon and M. H. Kim, “Human thermal comfort and heat removal efficiency for ventilation variants in passenger cars,” *Energies*, vol. 10, no. 11, 2017, doi: 10.3390/en10111710.
- [7] I. Reda, E. E. Khalil, T. M. Aboudeif, and A. El Degwy, “Air Flow Regimes and Thermal Comfort in Vehicle Cabin Considering Solar Radiation,” *Fluid Mechanics: Open Access*, vol. 04, no. 04, 2017, doi: 10.4172/2476-2296.1000174.
- [8] B. Zhang, T. Xue, and N. Hu, “Analysis and improvement of the comfort performance of a car’s indoor environment based on the predicted mean vote-predicted percentage of dissatisfied and air age,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9, no. 4, pp. 1–10, 2017, doi: 10.1177/1687814017695693.
- [9] T. Dehne, P. Lange, A. Volkmann, D. Schmeling, M. Konstantinov, and J. Bosbach, “Vertical ventilation concepts for future passenger cars,” *Building and Environment*, vol. 129, no. November 2017, pp. 142–153, 2018, doi: 10.1016/j.buildenv.2017.11.024.
- [10] H. K. Hsieh and T. P. Teng, “Retrofit assessment of automobile air conditioners using hydrocarbon refrigerants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 214, no. June 2022, p. 118781, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118781.
- [11] K. Harby, “Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, no. December 2015, pp. 1247–1264, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.02.039.
- [12] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán-Gil, and E. Torrella, “Évaluation de la performance énergétique du R1234yf, du R1234ze(E), du R600a, du R290 et du R152a comme alternatives à faible GWP au R134a,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, no. 2017, pp. 267–280, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020.
- [13] F. Toapanta, W. Quitiaquez, and C. Tamay, “Numerical analysis by CFD for the forced boiling process with isobutane circulating through square tubes,” *Revista Técnica “energía,”* vol. 19, no. 2, pp. 110–118, 2023, doi: 10.37116/revistaenergia.v19.n2.2023.534.
- [14] Y. Zou and P. Hrnjak, “Comparing Distribution of R32 (Low GWP), R410A , R134a and R245fa in the Vertical Header of a Reversible Microchannel Heat Exchange — Affecting HX Performance,” *ASHRAE Annual Conference*, vol. 32, no. 2011, pp. 1–9, 2015.
- [15] P. H. Hung and N. Đ. Lợi, “MÔI CHẤT LẠNH R32, TÍNH CHẤT NHIỆT ĐỘNG, BẢNG, ĐỒ THỊ VÀ KHẢ NĂNG ỨNG DỤNG,” *Journal of Science and Technology*, vol. 14, no. 2013, pp. 54–65, 2014.
- [16] A. Başaran, “Experimental investigation of R600a as a low GWP substitute to R134a in the closed-loop two-phase thermosyphon of the mini thermoelectric refrigerator,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 211, no. April, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118501.
- [17] S. Nandiati, M. Kirom, and T. Ajiwiguna, “Evaluasi Kinerja Pada Berbagai Variasi Susunan Heat Exchanger Menggunakan Metode LMTD Dan NTU,” *e-Proceeding Eng*, vol. 6, no. 2, pp. 5058–5065, 2019.
- [18] H. A. Navarro and L. C. Cabezas-Gómez, “Effectiveness-ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers,” *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, vol. 24, no. 4, pp. 509–521, 2007, doi: 10.1590/S0104-66322007000400005.



Melany Lizbeth Oña Chavez.-
Nació en Quito, Ecuador en 2000.
Recibió su título de Ingeniera
Mecánica de la Universidad
Politécnica Salesiana en 2023.



Fernando Toapanta-Ramos.-
Nació en Quito, Ecuador en 1986.
Recibió su título de Ingeniero
Mecánico de la Universidad
Politécnica Salesiana en 2012; de
Máster en Gestión de Energías de la
Universidad de Técnica de
Cotopaxi, Latacunga en 2016; y su
título de Doctor en la Universidad Pontificia Bolivariana,
en la escuela de ingeniería, de Colombia. Sus campos de
investigación están relacionados con el Desarrollo
fluidos con nanopartículas, nanorefrigerantes y
simulaciones de CFD con fenómenos relacionados a la
transferencia de calor, termodinámica y mecánica de
fluidos.