

Memorias

Congreso Internacional de
Tecnologías en Refrigeración

CiTeR 24



UNIVERSIDAD DE
GUANAJUATO



CONAHCYT
CONSEJO NACIONAL DE HUMANIDADES
Y TECNOLOGÍAS



CiTeR

Memorias del Congreso Internacional de Tecnologías en Refrigeración 2024

Universidad de Guanajuato, CONAHCYT, CIDESI

Publicación editada por la Universidad de Guanajuato, Lascurain de Retana No. 5, Guanajuato, Gto., CP 36000, Tel. 4646479940 ext. 2345.
<https://www.ugto.mx/campusirapuatosalamanca/citer2024>

Editor responsable: Vicente Pérez García, contacto: v.perez@ugto.mx

Las opiniones expresadas por los autores no necesariamente reflejan la postura del editor de la publicación.

Queda prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin previa autorización de la Universidad de Guanajuato.

INDAUTOR: 03-2024-112112244000-01
ISBN: 978-607-26886-0-5

ÍNDICE

<i>PERA (Pyrus communis) MÍNIMAMENTE PROCESADA ALMACENADA A REFRIGERACIÓN</i>	6
<i>ESPACIAMIENTO ÓPTIMO DE UNA PILA DE PLACAS PARALELAS PARA PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO</i>	13
<i>ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR ACOPLADO A PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO</i>	25
<i>EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A VARIABLE SPEED REFRIGERATION SYSTEM</i>	36
<i>EFFECTO DE LAS CORRELACIONES DE FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR EN LA CAPIDA DE PRESIÓN DEL FLUJO DE R1234YF EN TUBERÍAS HORIZONTALES</i>	48
<i>CIRCUITO HIDRÁULICO PARA UN DISPOSITIVO TERMOACÚSTICO DE 4.5 W</i>	59
<i>ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR EYECTO-COMPRESIÓN UTILIZANDO DIFERENTES REFRIGERANTES</i>	71
<i>EVALUACIÓN ENERGÉTICA Y ANÁLISIS FISICOQUÍMICOS DE LA PULPA DE MANGO CONGELADA A -20 °C Y -80°C</i>	80
<i>SISTEMA DE GESTIÓN HIDRÁULICA PARA UNIDAD DE REFRIGERACIÓN MAGNÉTICA</i>	94
<i>COMPARACIÓN DE DOS ARREGLOS DEL CICLO CLAUDE PARA LA LICUEFACCIÓN DE HIDRÓGENO DESDE UN ENFOQUE EXERGÉTICO</i>	107

<i>ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR (ENFRIAMIENTO) DE UNA EDIFICACIÓN RECTANGULAR VENTILADA: UN CASO DE ESTUDIO</i>	<i>123</i>
<i>DESARROLLO TECNOLÓGICO DE SISTEMA DE DESESCARCHE POR GAS CALIENTE CON APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL</i>	<i>138</i>
<i>ESTUDIO DEL ELECTRO-CONGELAMIENTO DE AGUA A PARTIR DE CAMPOS ELÉCTRICOS: DINÁMICA MOLECULAR</i>	<i>154</i>
<i>DISEÑO DE UNA CÁMARA DE PREENFRIAMIENTO PARA CONSERVACIÓN DE HORTALIZAS EN LA POSCOSECHA IMPLEMENTANDO ENERGÍA SOLAR</i>	<i>165</i>
<i>SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN FLUJO TURBULENTO DENTRO DE UNA CAVIDAD CÚBICA CALENTADA DIFERENCIALMENTE</i>	<i>178</i>
<i>ESTUDIO NUMÉRICO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LA FUSIÓN DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM) EN CAVIDAD CUADRADA CERRADA</i>	<i>192</i>
<i>SIMULACIÓN TÉRMICA DE UNA VENTANA CON DIFERENTES TIPOS DE VIDRIO PARA CONSIDERAR EN LA CLIMATIZACIÓN DE UNA VIVIENDA</i>	<i>205</i>
<i>SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN FLUJO TURBULENTO DENTRO DE UNA CAVIDAD CÚBICA CALENTADA DIFERENCIALMENTE</i>	<i>216</i>
<i>ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE 3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO ENTRE LAS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON EL REFRIGERANTE R600a</i>	<i>231</i>
<i>EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN FRIGOBAR DAR USANDO ENERGÍA PV SIN BATERÍAS</i>	<i>244</i>

PERA (Pyrus communis) MÍNIMAMENTE PROCESADA ALMACENADA A REFRIGERACIÓN

María de los Ángeles Camacho García¹; Wendy Montserrath Delgadillo Ávila¹; José Esteban Aparacio Burgos¹.
E-mail autor de correspondencia: ca374629@uaeh.edu.mx

¹ (Escuela Superior de Apan, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo), Apan, México.

Resumen

Las peras han demostrado ser un fruto apreciado y versátil, hoy en día todo el mundo la consume tanto fresco como preparada; existiendo variedad de formas, tamaños y colores. Siendo un fruto ampliamente distribuido en el mundo, China es el principal productor mundial de peras, seguido por Italia, Estados Unidos, España y México (Puebla y Michoacán) como productores principales. El presente estudio tuvo como objetivo evaluar la conservación de la pera mínimamente procesada a temperatura de refrigeración a 4°C con 3 diferentes tratamientos, sin tratamiento (T1), ácido ascórbico al 1% (T2), ácido ascórbico 1% con cloruro de calcio 1% (T3), realizando determinaciones fisicoquímicas. Tomando una comparativa en los tratamientos, salió más benéfico el (T3) que obtuvo mejores resultados en su textura como apariencia.

Palabras clave: Pera, Tratamiento, Almacenamiento, Ácido ascórbico, Cloruro de calcio.

1. Introducción

El consumo de frutihortícolas, tiene un efecto benéfico para la salud, contribuyendo en la prevención de procesos dege-

nerativos. Los alimentos mínimamente procesados (AMP) son alimentos naturales con algunas alteraciones físicas a partir de su forma original, normalmente se eliminan partes mínimas o no comestibles del alimento sin cambiar significativamente su naturaleza (Inocente-Quiroz, Eccoña-Sota, & Silva-Paz, 2021) con una vida prolongada y al mismo tiempo garantizar la calidad nutritiva y sensorial (Valero, 2018).

La pera es uno de los frutos caducifolios más cultivados en el mundo; en México se producen anualmente 25 mil 978 toneladas de pera, existiendo cerca de 500 cultivares, las variedades de peras mas comercializadas en México son Anjou, Bartlett, Bosc, Seckel y Kieffer. Los principales estados productores en orden de importación son Puebla (12 mil toneladas), Michoacán (6 mil toneladas) y Morelos (2 mil toneladas) (SIAP, 2018).

La pera es una fruta en forma de bombilla, que puede ser de diferentes colores, verde, amarilla, café o rojiza. Su pulpa es de color blanca y jugosa, ligeramente harinosa, tiene un sabor dulce y es refrescante por su alto contenido de agua.

Esta fruta por su gran cantidad de fibra tanto soluble como insoluble, ayuda a mantener un sistema digestivo sano, por lo que su consumo puede ayudar a la disminución del colesterol, eliminación de toxinas y prevenir enfermedades cardiovasculares. Esta fruta contiene minerales como calcio, hierro, potasio, fósforo, vitaminas C, E y las del grupo B (SIAP, 2018). El presente trabajo tiene como objetivo la evaluación de pera mínimamente procesada durante su almacenamiento a refrigeración.

2. Materiales y Métodos

2.1. Materia prima

La pera (*Pyrus communis*) de la variedad Mantequilla, se compró en un supermercado local de la ciudad de Pachuca, todas con un aspecto de color verde, cuidando que la cascara estuviera libre de daños y con una buena firmeza.

Los frutos se lavaron con una solución de hipoclorito de sodio (2%) por 20min y posteriormente se pelaron y se cortaron en rebanadas, posteriormente se dividieron 3 grupos. (T1 sin tratamiento), (T2 ácido ascórbico), (T3 ácido ascórbico al 1% con cloruro de calcio al 1%). El tratamiento T2, se sumergió en una solución de ácido ascórbico al 1% durante 8 min. Para el tercer tratamiento T3, se sumergió en una solución de ácido ascórbico (1%) con cloruro de calcio (1%).

Los tres tratamientos se almacenaron utilizando un refrigerador marca Torrey modelo R36 a una temperatura de 4°C ($\pm 2^\circ\text{C}$) en bolsas ziploc, tomando muestras representativas a los días 0, 7, 14, 21 de almacenamiento. Se estudiaron como variables de respuesta, la acidez titulable, firmeza, °Brix y pH.

2.2. Análisis y determinaciones

2.2.1. Ph y acidez

El pH y la acidez titulable se determinaron usando el método de la A.O.A.C. El pH se determinó utilizando un potenciómetro Conductronic; la acidez se determinó por el método de titulación con NaOH 0.1 N, los valores se expresaron como % de ácido málico.

2.2.2. Firmeza

Con la ayuda de un penetrómetro manual, realizando dos punciones por rebanada y por triplicado en cada tratamiento, reportando los valores de la resistencia a la penetración en Kg/cm².

2.2.3. °Brix

Los sólidos solubles se midieron con ayuda de un refractómetro manual, marca Atago, por triplicado por cada tratamiento. Expresado en °Brix.

3. Resultados y discusión

En la Figura 1, se observa que el Tratamiento T3 presentó al día 0 un pH de 2.66, mientras que T1 fue de 2.98 y T2 de 3.15; para los tres tratamientos el pH se incrementa hasta el día 14 donde el T2 y T3 presentan casi el mismo valor de pH, para

el T2 en el día 14 fue donde se presentó el valor más alto de pH con 4.67. Los tres tratamientos T1 y T3 disminuyen significativamente para el día 21 su valor de pH; esta tendencia se presentó con (Parra-Coronado et al., 2006) quienes reportaron en pera con madurez óptima un pH de 3.94.

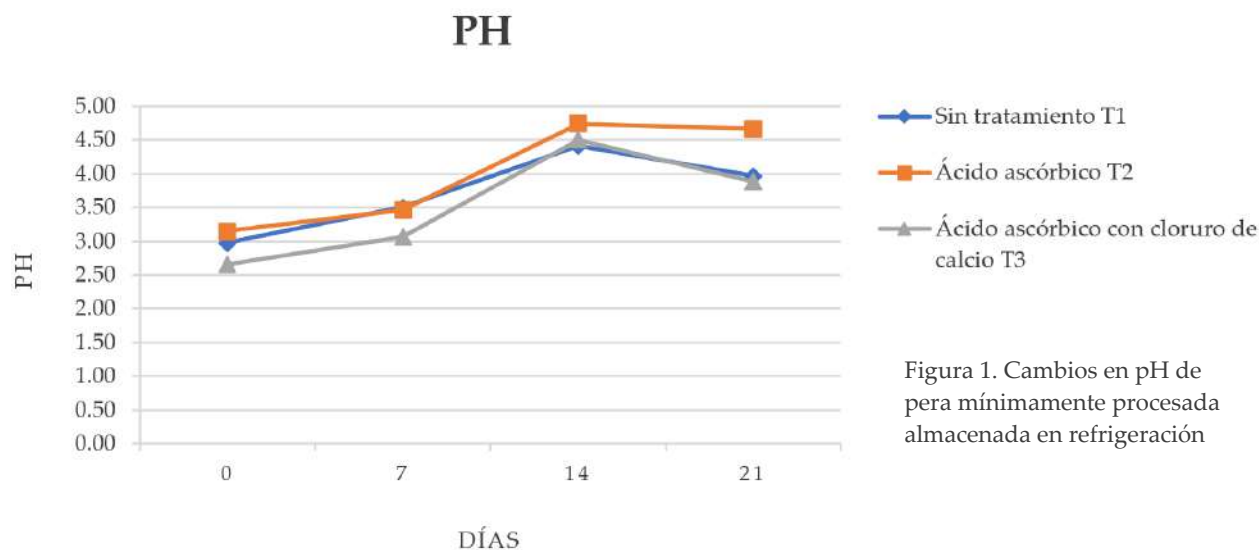


Figura 1. Cambios en pH de pera mínimamente procesada almacenada en refrigeración

La firmeza en frutos es un parámetro de calidad que se correlaciona con la aceptabilidad de un fruto, la pera mínimamente procesada que presentó mayor firmeza (figura 2) fue en el tratamiento con cloruro de calcio y ácido ascórbico durante los primeros 7 días, esto puede asociarse a que el cloruro de calcio provoca un reforzamiento sobre los componentes estructurales básicos como las membranas y las sustancias pépticas, logrando actuar como un reafirmante generando una textura más firme en los frutos (Aguilar, 2019). A partir del día 14 no se presentaron diferencias de firmeza en los tres tratamientos.



Figura 2. Cambios en textura de pera mínimamente procesada almacenada en refrigeración

En la determinación de sólidos solubles (figura 3) se registró que el tratamiento T1 fue quien presentó 37.5 % más en comparación con los otros dos tratamientos (T2 y T3) lo que indica que no se mantiene proporcional a la concentración de ácido ascórbico y cloruro de calcio, como lo reporta (Aguilar, 2019) en guayaba.

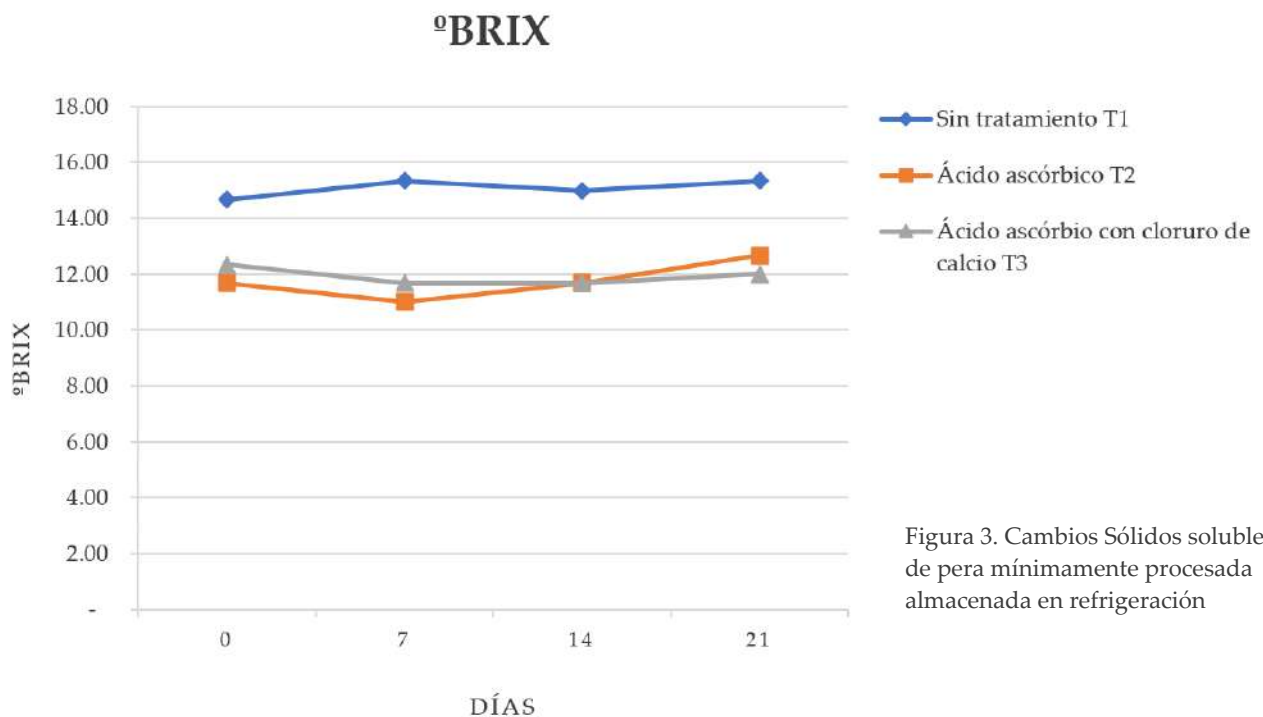


Figura 3. Cambios Sólidos solubles de pera mínimamente procesada almacenada en refrigeración

La acidez titulable (AT) se basa en los ácidos orgánicos presentes en la pera. El ácido orgánico más importante en esta fruta es el málico. Tanto la acidez como su relación con el contenido en azúcares son parámetros esenciales para conocer la calidad de las peras (Corona, 2020). La pera mínimamente procesada con el tratamiento T3 fue quien presentó mayor porcentaje de ácido málico (1.19%), el tratamiento T1 se mantuvo constante en el porcentaje de ácido málico hasta el día 14, posterior a esto disminuyó la acidez a 0.63%. El porcentaje de ácido málico decrece durante los días de almacenamiento, mientras que los sólidos solubles se incrementan, esto coincide con lo reportado por (Spera et al., 2023)

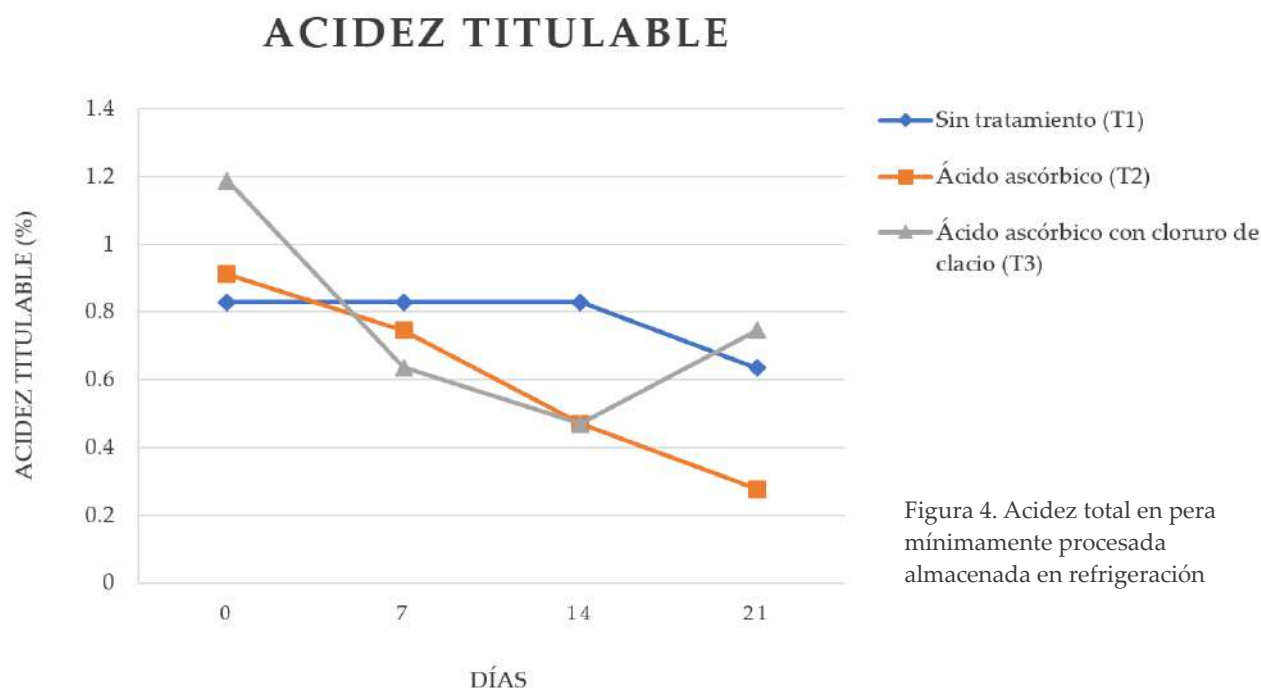


Figura 4. Acidez total en pera mínimamente procesada almacenada en refrigeración

4. Conclusiones

En relación a las características fisicoquímicas de pera mínimamente procesada refrigerada a 4°C (pH, SST, acidez titulable) presentan diferencias entre los tratamientos empleados, principalmente en la firmeza del tratamiento que

empleó ácido ascórbico y cloruro de calcio, esto debido a las propiedades reafirmantes del cloruro de calcio, lo que permite incrementar la vida útil de la pera mínimamente procesada.

Referencias

Aguilar, C. (2019). Evaluación del cloruro de calcio a diferentes concentraciones en poscosecha de guayaba con diferentes temperaturas. *Revista tendencias en docencia e investigación en química*, 699-705.

Corona, L. (2020). Análisis de parámetros fisicoquímicos, compuestos fenólicos y capacidad antioxidante en piel, pulpa y fruto entero de cinco cultivares de manzana (*malus domestica*) cosechadas en México. *Biocencia*, 166-174.

Inocente-Quiroz, F., Eccoña-Sota, A., & Silva-Paz, R. (2021). Alimentos mínimamente procesados: Generalidades, procesamiento, consumo y cambios físicos, químicos y biológicos. *Agroindustrial Science*, 117-126.

SAGARPA. (23 de Agosto de 2020). Secretaría de Agricultura y Desarrollo Rural. Obtenido de <https://www.gob.mx/agricultura/articulos/el-rey-de-las-frutas-tropicales-mango>

SIAP. (31 de 07 de 2018). Servicio de Información Agroalimentaria y Pesquera.

Spera, N. (2023). Estado oxidativo y calidad de frutos de pera variedad beurré d'anjou con "blush". *Chilean journal of agricultural & animal sciences*, 12-22.

Valero, D. (21 de 05 de 2018). Horticultura. Obtenido de <https://www.interempresas.net/Horticola/Articulos/216797-Frutas-y-hortalizas-minimamente-procesadas-o-de-IV-Gama-cambios-en-compuestos-bioactivos.html>

Yara. (2024). Sólidos solubles totales (SST) en cítricos. Obtenido de <https://www.yara.com.mx/nutricion-vegetal/citricos/solidos-solubles-totales-sst-en-citricos/>

ESPACIAMIENTO ÓPTIMO DE UNA PILA DE PLACAS PARALELAS PARA PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO

Carrasco Gonzaga A.¹, Domínguez-Librado G.¹

E-mail autor de correspondencia: guillermo.dominguez@cidesi.edu.mx

¹ Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI), Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío (LaNITeF). Av. Pie de la Cuesta, No. 702, Desarrollo San Pablo, Querétaro, 76125, México.

Resumen

Las propiedades geométricas de espaciamiento y relación de bloqueo en los canales de una pila termoacústica (stack), son los parámetros más importantes que determinan la generación del ciclo termoacústico. El proceso de diseño y la manufactura de la pila requieren de un análisis detallado en los canales que garanticen el óptimo desempeño, de esta manera ayudará a la transferencia de energía traduciendo en un diferencial de temperatura como resultado del trabajo realizado en los dispositivos de refrigeración termoacústicos. Esta investigación presenta el análisis por medio de la función térmica de Rott de la pila, en el cual se resuelve mediante simulación numérica y se obtienen las gráficas en el plano complejo los parámetros involucrados. Por medio del radio de bloqueo es posible observar la cantidad de gas involucrado en el experimento. Los cálculos demuestran que la distancia óptima entre las placas va desde los 0.7018 a 2.4908mm, contemplando un radio de bloqueo de 0.5839 a 0.8328, se concluye por motivos de fabricación y rango que las medidas de separación entre placas para el mejor rendimiento son de 1.1mm y un bloqueo de 0.6875.

Palabras clave: Placas paralelas, Función térmica de Rott, Pila termoacústica, Relación de bloqueo.

1. Introducción

La refrigeración termoacústica es una tecnología disruptiva en refrigeración ecológica a partir de ondas sonoras con las cuales se produce enfriamiento. Esta tecnología supera algunos inconvenientes que presentan los sistemas de compresión de vapor o la refrigeración de aire, ya que cuenta con ciertas ventajas tales como: que no requiere de refrigerantes sintéticos para efectuar el ciclo termodinámico, no cuenta con piezas móviles al interior y, como consecuencia el mantenimiento es de bajo costo al no tener que estar en constante supervisión.

Estos dispositivos consisten principalmente en dos intercambiadores de calor, una pila termoacústica (material con canales), un tubo resonador, un gas de trabajo y una fuente de ondas sonoras. La pila termoacústica se ubica al interior del tubo resonador acoplado con los intercambiadores de calor y en un extremo se coloca la fuente de ondas sonoras. La fuente genera una onda estacionaria en el interior del tubo resonador lo que provoca la interacción térmica del gas oscilante con la superficie de las placas de la pila, dando como resultado una transferencia de calor desde un extremo de la pila hacia el otro extremo, los intercambiadores de calor son necesarios para intercambiar calor con el entorno en el lado frío y el lado caliente. Es por ello que la pila forma el corazón de estos dispositivos y es donde se tiene lugar el bombeo de calor haciendo que determine el Coeficiente de Rendimiento (COP) (Tijani et al., 2002).

El campo de la termoacústica ha sido investigado desde los años de 1800, cuando Pierre-Simon Laplace tuvo en cuenta el cambio local de temperatura y presión debido a la compresión y rarefacción que tiene lugar en el medio durante la propagación del sonido (Swift, 1995). Además, los sopladores de vidrio de esa época solían darse cuenta que dependiendo

de la longitud de sus recipientes se obtenían tonos distintos al momento de ser calentados.

Después de un siglo se reconoció el fenómeno inverso en el cual se fundamentaba que a través de las vibraciones sonoras era posible obtener una diferencia de temperatura, al haber encontrado este hallazgo, se hicieron diversas pruebas con distintas longitudes de tubos de vidrio para estudiar su comportamiento y saber que cada tubo tenía su tono fundamental o conocido como tono de resonancia. Pero no fue hasta que Lord Rayleigh utilizó dos capas de gases para retener el calor durante más tiempo y dando como resultado fuertes oscilaciones en la habitación llegando a la conclusión de que esa energía podía ser acumulable (Rayleigh, 1945).

Fue hasta los años 80 del siglo pasado cuando se plantearon las bases concretas de la termoacústica cuando Rott hizo una contribución significativa al modelar el fenómeno a través de su teoría lineal (Mechanics & 1984, n.d.). Sentando las bases para el diseño de distintas pilas termoacústicas, el campo siguió siendo impulsado con contribuciones aún más significativas gracias a G. Swift, quien lo asocio con el campo más amplio de la termodinámica (Swift & Garrett, 2017), en el cual está establecido que las ondas sonoras son ondas longitudinales y el medio en el que se mueven sufre vibraciones por lo que experimenta compresión y rarefacción, esto está asociado con cambios de temperatura y presión. Cuando el gas que transporta una onda entra en contacto con una superficie sólida, absorbe el calor a medida que el gas se comprime, dado que la capacidad calorífica específica de los sólidos es generalmente bastante mayor que la de los fluidos, por tanto, el sólido absorbe el calor sin mucho cambio en su temperatura. De manera similar, rechaza el calor a las moléculas de gas cercanas durante la expansión, manteniendo así una temperatura estable. Por obvias razones grandes amplitudes de presión conducen a un aumento en la

transferencia de calor ya que generan una mayor diferencia de temperatura entre el gas y el sólido.

Por tanto, si se suministra una vibración continua de frecuencia constante al gas en un tubo con extremo cerrado las ondas sonoras reflejadas y originalmente suministradas interferirán entre sí. Cuando se selecciona la longitud del tubo adecuado se obtiene la resonancia y se genera una onda estacionaria. Entonces la amplitud de presión obtenida es alta y puede usarse para producir el intercambio de energía a través del tubo (Bhansali et al., 2015).

2. Materiales y métodos

Las geometrías en los canales o poros más usados pueden ser de las siguientes formas: placas paralelas, cuadrados, rectangulares, en espiral, circulares y pin array (Tijani et al., 2002). Los canales deben ser diseñados de modo que el gas de trabajo y las paredes de la pila puedan transferir el calor eficazmente. La conductividad térmica a través del material de la pila y el gas en la región de contacto entre ellas influyen en el rendimiento de los refrigeradores termoacústicos, es por ello, que el material de la pila debe tener una conductividad térmica lo más baja posible y una capacidad calorífica mucho mayor que la capacidad calorífica del gas de trabajo, esto con el objetivo de que la temperatura entre las placas se mantenga estable. Por ello se propuso una pila de placas paralelas de material biopolímero termoplástico ácido poliláctico (PLA) con una conductividad térmica de $0.14 \frac{W}{m^{\circ}C}$ y un espesor de placa $l=0.25\text{mm}$.

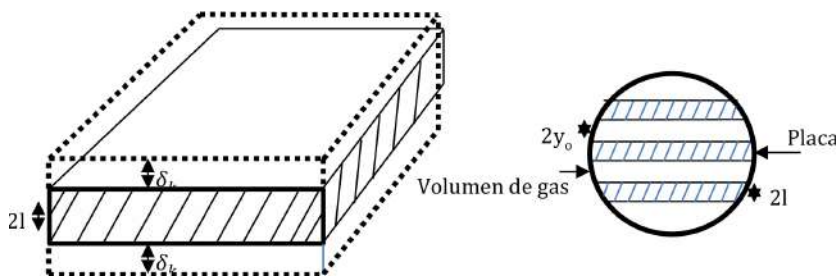


Figura 1. Representación de las dimensiones de la pila termoacústica.

La geometría de la pila esta expresada en la función de Rott⁽¹⁾

$$f_k = \frac{\tanh(\alpha_k y_0)}{\alpha_k y_0}, \quad \alpha_k = \frac{(1+j)}{\delta_k} \quad (1)$$

En donde f_k determina el valor de la parte real e imaginaria de la función de Rott, y_0 es la mitad del espaciamiento entre placas, j corresponde a la parte imaginaria y δ_k determina la penetración térmica del gas de trabajo. Puede observarse en la ecuación de energía de Rott que es posible identificar que la potencia de enfriamiento está determinada por la parte imaginaria del coeficiente α_k .

La selección de trabajar a la frecuencia de 130Hz, la presión media de 1bar y el aire como fluido de trabajo determina la penetración térmica que tendrá cada uno de los canales de la pila, dicha penetración está dada por la ecuación⁽²⁾.

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2K}{\rho_m c_p \omega}} \quad (2)$$

En donde K representa la conductividad térmica del gas, ρ_m es la densidad media del gas, c_p es el calor isobárico específico por unidad de masa y ω es la frecuencia angular del sistema.

La función de Rott, así como la penetración térmica deben de estar relacionadas con el radio hidráulico r_h , dicho radio hidráulico está definido como la división del perímetro entre el área de la parte transversal de la pila. Existen diferentes tipos de r_h dependiendo del tipo de geometría con el cual se pretenda trabajar la pila termoacústica, pero por inspección es fácil notar que para una pila de placa paralelas $r_h = y_0$, esta relación directa simplifica el análisis de esta geometría.

Una vez definidas las características con las que la pila termoacústica reaccionará, se procede a hacer el análisis de la función de Rott con los datos de la Tabla 1 en los cuales se prueban diferentes valores de los cuales van desde 0 hasta 5cm de longitud.

Tabla 1. Valores utilizados en la función de Rott.

Símbolo	Valor	Unidades
K	0.024	$W / m \cdot K$
ρ_m	1.204	kg/m^3
c_p	1007	$J/ kg \cdot K$
ω	244π	s^{-1}
y_0	0 - 0.05	m

La validación de la pila termoacústica se realiza por medio de un prototipo desarrollado en CIDESI-LANITEF. La instrumentación necesaria para generar el fenómeno termoacústico es un amplificador marca Bose Modelo PM8500 conectado al altavoz, con ayuda del generador de funciones internas se manda la orden al altavoz de generar una onda sinusoidal a 130 Hz provocando la onda estacionaria dentro del TAR, el altavoz es de marca Eighteen Sound de 250W, Figura 2.

El tubo resonador es de acrílico transparente de diámetro nominal de 4 pulgadas, espesor 3mm, longitud total de 0.7m. Desde el primer instante en que el altavoz alimenta la onda estacionaria al tubo resonador, el efecto termoacústico comienza a producirse generando una zona fría (LF) y un lado caliente (LC) en los extremos de la pila. En la Figura 2 se puede observar el prototipo utilizado en la experimentación con tres termopares digitales, el tercer termopar se utiliza para medir la temperatura ambiente.

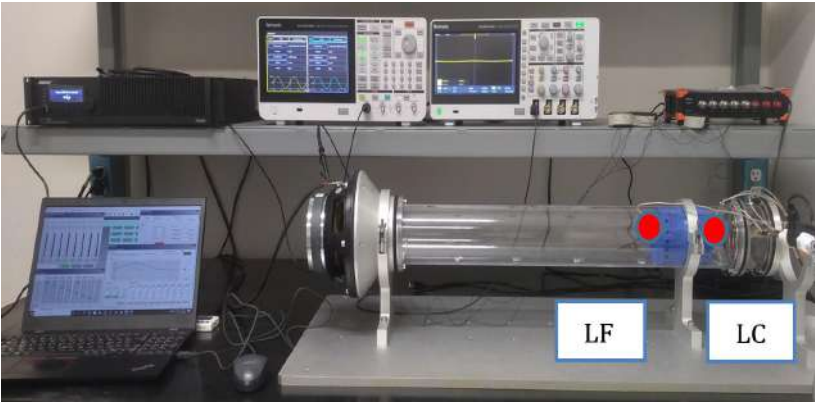
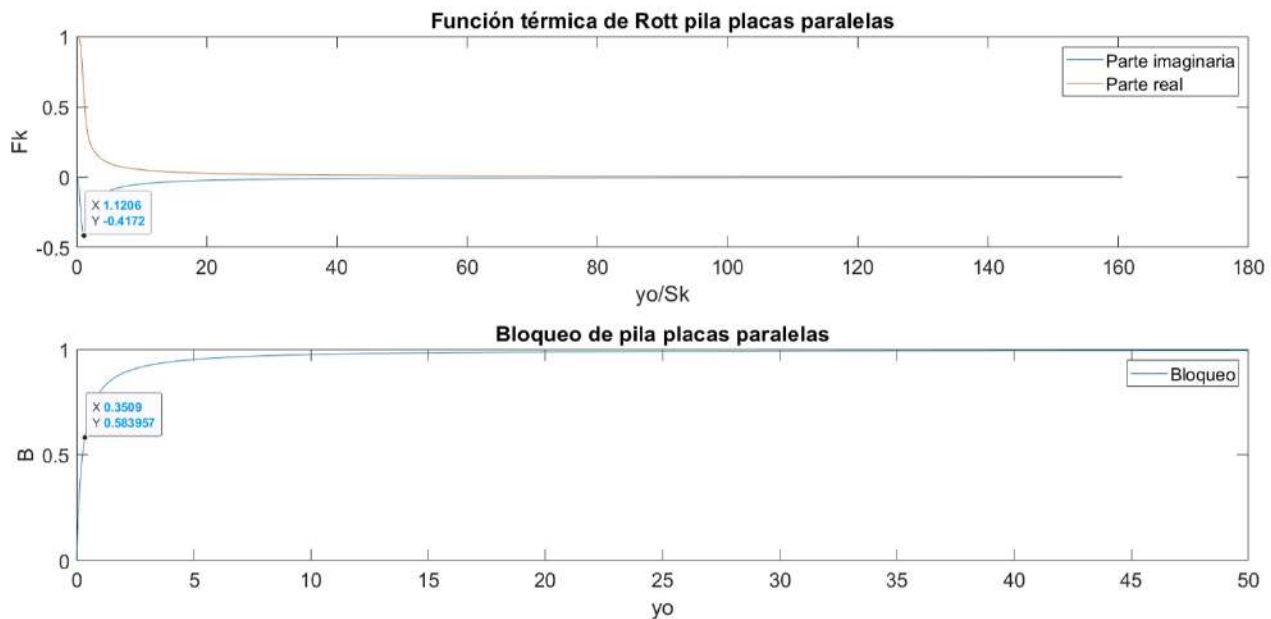


Figura 2. Prototipo de Refrigeración Termoacústica LaNITeF.

3. Resultados y discusión

Una vez realizado el análisis y la simulación numérica, se pueden encontrar las mejores medidas para la manufactura de la pila termoacústica que proporcionara mejores resultados en el flujo de energía. En la Figura 3 en la parte superior se puede observar el comportamiento de la función Rott, en donde la línea roja corresponde a la parte real y la línea azul corresponde a la parte imaginaria.



En esta geometría de placas paralelas es de interés la parte imaginaria, ya que la tangente hiperbólica es la que define los valores óptimos en la construcción de la pila termoacústica, se observa que el valor mínimo de la función de Rott corresponde a 1.1206, lo cual indica que el espaciamiento entre placas debe de ser de 0.7018mm. En la parte inferior de la imagen se muestra la relación de bloqueo que tendrá la construcción de la pila, en este caso el bloqueo correspondiente sería a 0.5839, lo que indica que hay un equilibrio en cuanto a la cantidad de gas involucrada.

En la Figura 4 (parte superior), el comportamiento de la función de Rott, se observa que el valor máximo es estable a lo largo del cambio de espaciamiento entre placas, por ello,

Figura 3. Mejores valores de fabricación con la función de Rott y Bloqueo.

se eligió el valor donde ocurre la inflexión para ser estabilizada, en este caso su valor es de 4, lo cual indica que el espaciamiento máximo a considerar entre placas debe de ser de 2.4908mm. Mientras que en la imagen inferior se muestra el bloqueo con ese máximo, en este caso el bloqueo correspondiente sería a 0.8328, lo que indica que existe mayor volumen de gas involucrado y, por lo tanto, se estaría cumpliendo la función de obstrucción y afecta directamente a la forma de la onda termoacústica, por lo cual no es recomendable el uso de esas medidas.

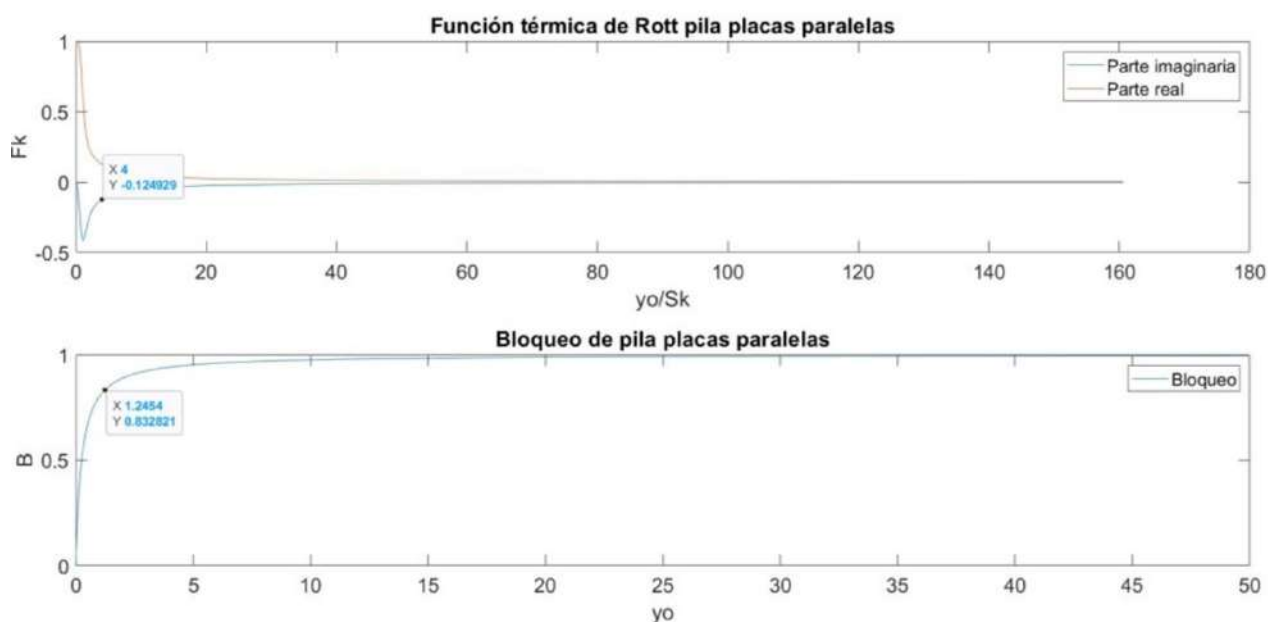
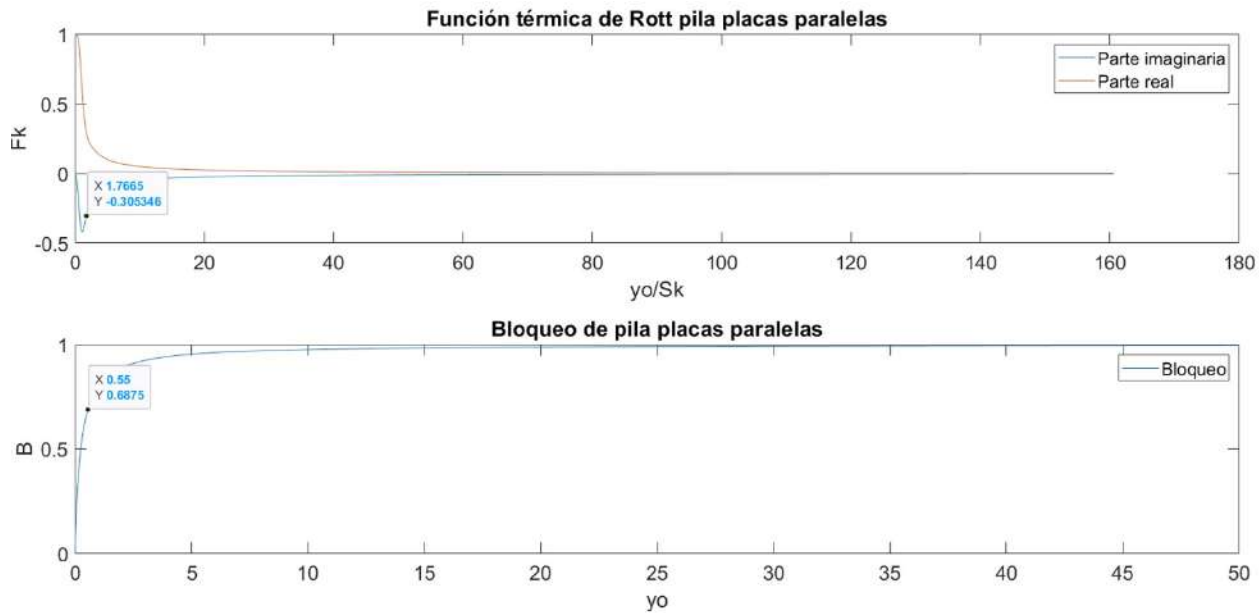


Figura 4. Máximos valores de fabricación con la función de Rott y Bloqueo.



Por lo descrito con anterioridad, se determina que el mejor valor a ser utilizado es de la Figura 5, debido a que sus características son las apropiadas y la relación de gas involucrado por medio del bloqueo es la adecuada, teniendo que el espaciamiento entre placas debe de ser de 1.1mm contemplando un bloqueo de 0.6875.

Figura 5. Valores de fabricación estables con la función de Rott y Bloqueo.

En la Tabla 2, se muestra las dimensiones de la pila termoacústica definidas. El diseño de la pila se muestra en la Figura 6, el proceso de manufactura se realiza en una impresora 3D por extrusión de filamentos, modelo Zmorph i500, en material PLA.

Tabla 2. Dimensiones de la pila termoacústica del TAR

Dimensiones del stack	Valores
Espesor de placa	0.50 mm
Espaciamiento de placas	1.1 mm
Longitud	0.1 m
Área transversal	3.24e-2 m ²
Diámetro	0.095 m
Ubicación (desde la tapa)	

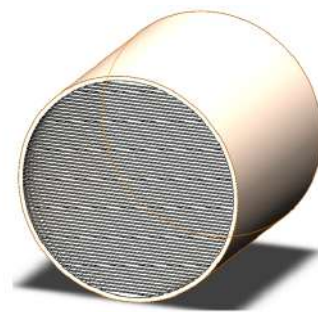


Figura 6. Diseño de la pila Termoacústica.

En la Tabla 3 se observan los resultados de la experimentación en el prototipo de refrigeración, se obtiene un diferencial de temperatura entre ambas zonas del stack de 13°C, una temperatura de abatimiento de 5.1°C. La grafica de comportamiento de temperatura contra tiempo se observa en la Figura 7.

Tabla 3. Resultados experimentación.

Temperatura (°C)	Valor inicial	Valor final
Ambiente (Ta)	18.6	18.6
Lado caliente (LC)	18.7	26.4
Lado frío (LF)	18.5	13.4
Temperatura (°C)		
Incremento (LC)	7.7	
Abatimiento (LF)	5.1	
Diferencial LF y LC	13	

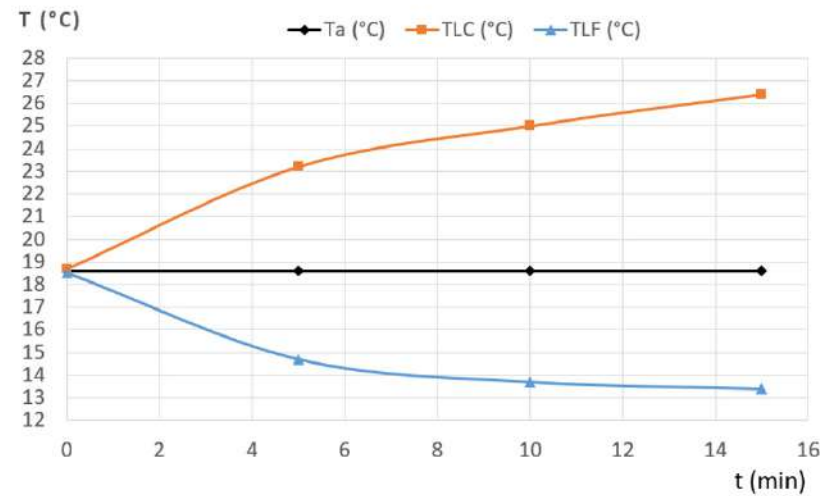


Figura 7. Comportamiento de la temperatura lado frío y caliente del stack durante 15 minutos promediado de 5 ensayos.

4. Conclusiones

Se determina que las mejores dimensiones para una pila termoacústica de placas paralelas que pueda trabajar de la manera eficiente en un prototipo de refrigeración termoacústica serían con las medidas de 0.7018mm de espaciamiento entre los canales y presentando un bloqueo de 0.5839, ma-

temáticamente se demuestra que hay un equilibrio entre el área que ocupa el gas involucrado y el área en la cual estará interactuando entre las placas.

Sin embargo, su construcción es difícil y por ello se optó por seleccionar otros valores de construcción que estuvieran dentro del rango, para ello se eligió manufacturar una pila con 1.1mm de espaciamiento entre los canales y un bloqueo de 0.6875, con lo cual podemos asegurar que una mayor cantidad de gas estará involucrada pero el volumen donde ocurre será un poco menor.

Se espera que este trabajo sea un aporte significativo en cuanto al desarrollo de pilas termoacústicas y pueda ser de ayuda para el desarrollo de este tipo de tecnologías de refrigeración.

Agradecimientos

Los autores agradecen al CONAHCYT por el apoyo recibido a través del proyecto 322615, Desarrollo de Tecnología Disruptiva en Frío: 2023-2024. Así mismo al personal involucrado en la gestión administrativa del proyecto. De la misma manera se agradece a CONAHCYT por la beca otorgada al CVU 1011796 en el desarrollo de este tipo de tecnologías y la participación en LaNITeF.

Referencias

Bhansali, P. S., Patunkar, P. P., Gorade, S. V, Adhav, S. S., & Botre, S. S. (2015). An overview of stack design for thermoacoustic refrigerator. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4(6), 68–72.

Mechanics, N. R.-J. of F., & 1984, undefined. (n.d.). Thermoacoustic heating at the closed end of an oscillating gas column. Cambridge.OrgN RottJournal of Fluid Mechanics, 1984•cambridge.Org. Retrieved March 6, 2024, from <https://www.cambridge.org/core/journals/journal-of-fluid-mechanics/ar->

ticle/thermoacoustic-heating-at-the-closed-end-of-an-oscillating-gas-column/2B35228130D1CA04AA14C0C51A2F46D4

Rayleigh, Lord. (1945). *The Theory of Sound*. Mac Millan. reprinted by Dover, New York.

Swift, G. W. (1995). Thermoacoustic Engines and Refrigerators. *Physics Today*, 48(7), 22–28. <https://doi.org/10.1063/1.881466>

Swift, G. W., & Garrett, S. L. (2017). Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. *J. Acoust. Soc. Am*, 113, 18. <https://doi.org/10.1121/1.1561492>

Tijani, M. E. H., Zeegers, J. C. H., & de Waele, A. T. A. M. (2002). The optimal stack spacing for thermoacoustic refrigeration. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 112(1), 128–133. <https://doi.org/10.1121/1.1487842>

ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR ACOPLADO A PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO

Casique Torres J. E.¹, Del Llano Vizcaya L.¹, Domínguez-Librado G.¹

E-mail autor de correspondencia: guillermo.dominguez@cidesi.edu.mx

¹ Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI), Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío (LaNITeF). Av. Pie de la Cuesta, No. 702, Desarrollo San Pablo, Querétaro, 76125, México.

Resumen

En el presente trabajo realiza un análisis térmico transitorio mediante software computacional relacionado con el funcionamiento de intercambiadores de calor en flujo oscilatorio enfocándose en los dispositivos de enfriamiento termoacústico. Se plantea un diseño del intercambiador de calor considerando una geometría similar al de una pila termoacústica de placas paralelas, material de aluminio con longitud 2 cm, que está en contacto directo con la zona caliente del stack de material PLA (longitud 10 cm). El intercambiador de calor tiene un aro exterior que está expuesto a la temperatura ambiente realizando la función de disipador térmico.

Para la validación se efectúan dos ensayos en un prototipo de refrigeración termoacústico, el primer ensayo se realiza sin intercambiador de calor para referencia y comparativa contra el segundo ensayo, el cual incluye el intercambiador de calor; de esta manera se puede observar que cuando se coloca el intercambiador de calor, la temperatura de abatimiento mejora de 3.25°C a 5.64 °C en la zona fría.

Palabras clave: Placas paralelas, Pila termoacústica, TARs, HXs.

1. Introducción

La refrigeración termoacústica ha tenido un mayor impulso en los últimos años como una tecnología disruptiva en refrigeración, la cual mediante ondas sonoras produce enfriamiento. A partir de 1960, los fenómenos termoacústicos se volvieron un tema de interés de varios investigadores, como R. L. Carter et al., y Nikolas Rott et al, quienes establecieron lo que hoy se conoce como la teoría lineal de termoacústica, gracias a las contribuciones de Gregory W. Swift y Wheatly, quienes extendieron la teoría de N. Rott hacia los motores térmicos (Swift, 1980).

En la década de 1980 G. Swift asoció la acústica con la termodinámica, Swift describe que las ondas sonoras son ondas longitudinales y el medio en el que se mueven sufre vibraciones por lo que experimenta compresión y rarefacción, ya que se encuentra asociado a los cambios de temperatura y presión. Cuando el gas que transporta una onda entra en contacto con una superficie sólida, absorbe el calor a medida que el gas se comprime, dado que la capacidad calorífica específica de los sólidos es generalmente bastante mayor que la de los fluidos, por tanto, el sólido absorbe el calor sin mucho cambio en su temperatura. De manera similar, rechaza el calor a las moléculas de gas cercanas durante la expansión, manteniendo así una temperatura estable. Por estas razones grandes amplitudes de presión conducen a un aumento en la transferencia de calor, ya que generan una mayor diferencia de temperatura entre el gas y el sólido (Swift, 1980).

Básicamente, los TARs (Thermoacoustic Refrigerator, por sus siglas en inglés) consisten en un resonador (elemento a, Figura 1) que tiene un gas contenido en él. A un extremo del resonador se encuentra un generador (elemento b, Figura 1), el cual es el encargado de producir las ondas acústicas causantes de las oscilaciones del gas. De igual forma, dentro del resonador se encuentra la llamada pila termoacústica o stack (elemento c, Figura 1), la cual consiste en un sólido que tiene el efecto

de aumentar el área de contacto efectiva del gas, de modo que la compresión y expansión del mismo contribuya con el efecto de la transferencia de calor de un extremo de la pila al otro, generando de esta forma un gradiente de temperatura. Los intercambiadores de calor (elementos d, Figura 1) son necesarios en el lado caliente para disipar el calor generado por el movimiento del gas, este trabajo forma una carga de calor en el lado frío, la cual debe ser retirada del stack a través del intercambiador de calor frío. Es por esto por lo que, para mejorar la eficiencia del dispositivo, es necesario el uso correcto de disipadores de calor.

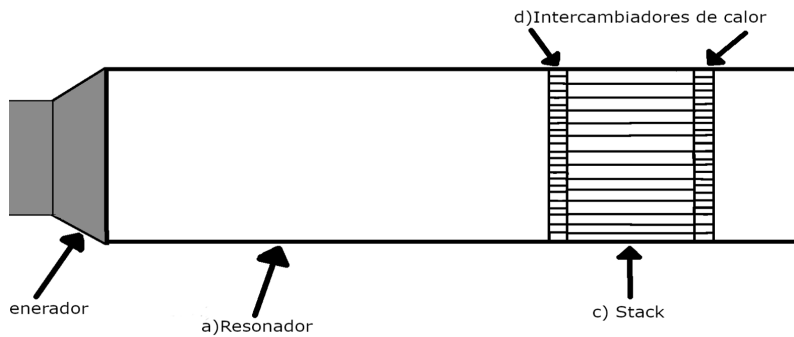


Figura 1. Ejemplo de un refrigerador termoacústico.

El proceso de intercambio de calor que ocurre entre los extremos del stack y los intercambiadores de calor es bastante complejo. Dicha complejidad, tiene que ver en parte por la naturaleza oscilatoria del gas dentro de la cavidad, la presencia del stack, etcétera. Diferentes autores han reportado que no es posible “trasladar” directamente el conocimiento que se tiene respecto al funcionamiento de los HXs (intercambiadores de calor) de flujos estacionarios y también se reconoce que a la fecha no existe una metodología definida para el diseño de HXs en flujos oscilatorios. En la siguiente sección se presenta una revisión del estado del arte relacionado con intercambiadores de calor en dispositivos TAR.

Uno de los primeros trabajos identificados fue el desarrollado por Brewster et al, en este trabajo se presenta un análisis de transferencia de calor entre los elementos o componentes que conforman de manera general a los dispositivos termoa-

cústicos (Brewster, 1997). Este análisis se realiza asumiendo que el proceso de transferencia de calor es lo suficientemente rápido para que ocurra antes de que se alcance el tiempo de permanencia del fluido en algún otro elemento. Se encontró que los cálculos realizados en este trabajo coinciden con las mediciones experimentales del coeficiente de transferencia de calor.

En 2010 se desarrolla un modelo computacional bidimensional y número de Mach pequeño para analizar los flujos oscilatorios y campos de temperatura a los alrededores de una configuración ideal de stack e intercambiadores de calor (Worlikar, 2010). El modelo está fundamentado en una formulación de vorticidad en las ecuaciones de masa, energía y continuidad. Consideró que el stack y los intercambiadores de calor tienen una geometría de placas paralelas, cada una de las placas del intercambiador se asume como isotérmica y en perfecto contacto térmico con las placas del stack.

En 2019 Piccolo et al, presentaron un estudio numérico y experimental para determinar los coeficientes de transmisión de calor en intercambiadores de placas paralelas. Se analiza el desempeño térmico de los intercambiadores de calor de placas paralelas en flujos acústicos oscilatorios a través de mediciones experimentales de los flujos de calor observados en el intercambiador a temperatura ambiente (Piccolo, 2019).

En 2021 Illori et al, presentaron un estudio numérico para evaluar el desempeño de los intercambiadores de calor con diferentes geometrías en flujos oscilatorios. Se analiza el comportamiento de la transferencia de calor y el flujo oscilatorio en tres intercambiadores de calor de placas paralelas (Illori, 2021). También se analiza el comportamiento de diferentes placas con bordes en la transferencia de calor, estructura del flujo y presión acústica para valores de drive ratio en el rango de 0.3 a 2%.

En 2022 Liu et al, presentaron un estudio numérico para analizar la vorticidad en los alrededores del intercambiador

de calor. Se muestra que un intercambiador de calor con estructura “escalonada” puede mejorar de manera muy eficiente la velocidad del fluido y la transferencia de calor en flujos oscilatorios (Liu et al, 2022).

Los intercambiadores de calor son una parte fundamental de los sistemas termoacústicos, en esta investigación se abordará solamente el intercambiador de calor del lado caliente. El objetivo de la experimentación es verificar el comportamiento de la temperatura en el stack de placas paralelas, colocando un intercambiador de calor en la zona caliente, el cual incluye un aro que disipa la energía al exterior.

2. Materiales y métodos

Se ha propuesto una geometría, la cual tiene como objetivo principal identificar el efecto del intercambiador en los resultados de abatimiento de temperatura de la zona fría. Para el diseño se debe tener las siguientes consideraciones:

- La geometría no debe obstruir el flujo de la onda termoacústica.
- Maximizar el área de interacción en transferencia térmica entre la pila termoacústica y el intercambiador de calor
- Materiales que favorezcan la conductividad térmica.

La geometría consta de una circunferencia con placas paralelas (Figura 2) estas placas son colocadas de forma equivalente a la distribución de las placas en la pila termoacústica, debido al espesor de las placas internas de la pila, el cual es fabricado mediante impresión 3D, en el caso del intercambiador su fabricación se dificulta en procesos convencionales de maquinado, considerando que el material de fabricación es una aleación de aluminio 6061 T6 con la intención de tener una mejor conductividad que el PLA. La intención que se tiene es disipar el calor acumulado en el intercambiador de calor hacia el exterior por medio de convección natural.

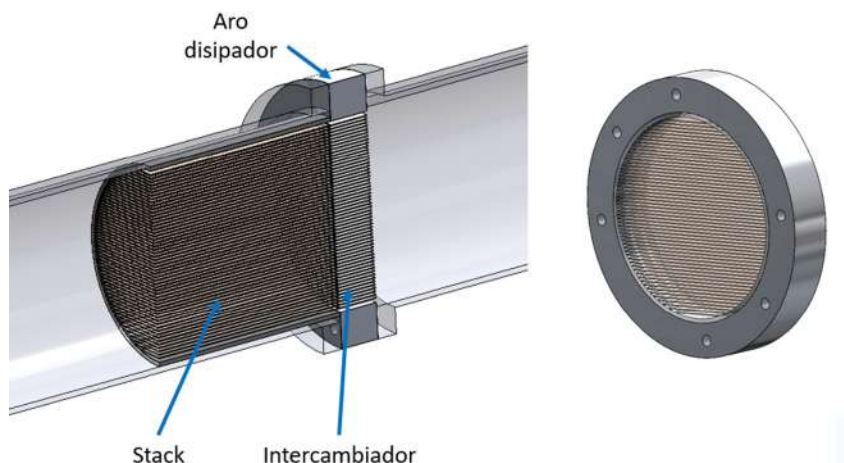


Figura 2. Modelado 3D del intercambiador y aro dissipador de calor.

La validación de la pila termoacústica se realiza por medio de un prototipo desarrollado en CIDESI-LANITEF. La instrumentación necesaria para generar el fenómeno termoacústico es un amplificador marca BOSE Modelo PM8500 conectado al altavoz, con ayuda del generador de funciones internas se envía la señal eléctrica al altavoz que genera la onda sinusoidal a 130 Hz provocando la onda estacionaria dentro del tubo, el altavoz es de marca Eighteen Sound de 250 W. El tubo resonador es de acrílico transparente de diámetro nominal de 4 pulgadas, espesor 3mm, longitud total de 0.7m. Se identifican la zona fría (LF) y un lado caliente (LC) en los extremos de la pila, se utiliza termopares tipo “T” para medir temperatura en la zona fría, caliente y ambiente. En la Figura 3 se puede observar el prototipo empleado para la experimentación. La longitud del stack es de 10cm de diámetro exterior 9.5cm.

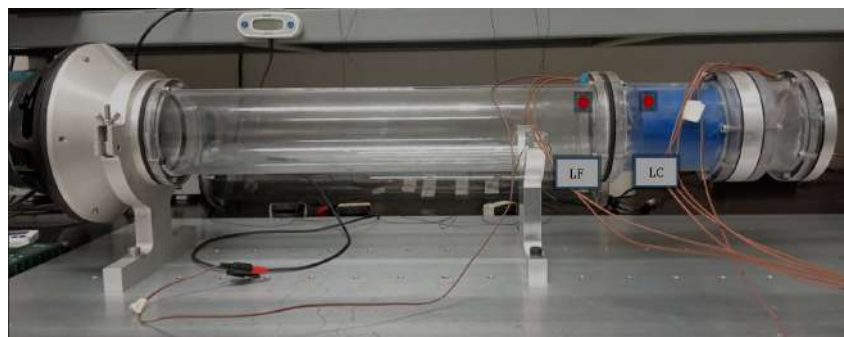


Figura 3: Prototipo de Refrigeración Termoacústica LaNITeF, ensamble del stack e intercambiador de calor.

3. Resultados y discusión

La geometría fue generada a partir de la estimación del flujo de calor el cual fue obtenido de un análisis térmico transitorio, realizado en el software comercial SolidWorks (Figura 4), para el análisis se consideró un periodo de 660 segundos, obteniendo un flujo máximo de 155 W/m² en el lado caliente.

3.1 Proceso de modelación en software, estado transitorio stack e intercambiador

Se puede apreciar en la Figura 4, que hasta el nodo 2410 el cual corresponde aproximadamente a la longitud de 2 cm desde el extremo de la pila termoacústica, se concentra la mayor parte de energía calorífica. Podemos apreciar el punto máximo de flujo de calor en las primeras posiciones de los sensores lo cual nos indica que no hay un flujo de calor constante en el medio del stack, haciendo notorio el cambio de flujo de calor en la primera sección siendo la más alta para después estabilizarse en las posiciones del centro e incrementar ligeramente en el otro extremo de la gráfica.

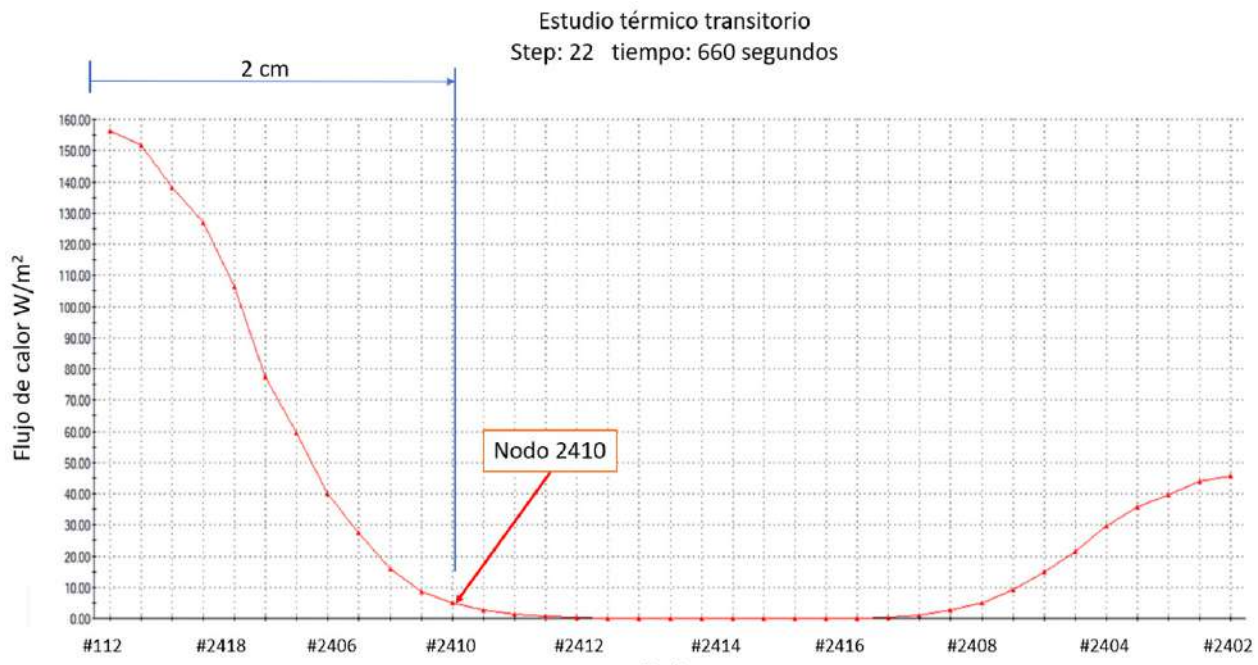


Figura 4. Flujo de calor medido sobre el eje central a lo largo de la pila termoacústica e intercambiador de calor.

La Figura 5 muestra el mapeo de temperatura y la Figura 6 el resultado del flujo de calor entre la pila termoacústica y el dissipador de calor. En la simulación una consideración importante de estos resultados es monitorear el eje central de los cilindros, ya que son coincidentes con los puntos de rastreo localizados en los estudios experimentales con termopares.

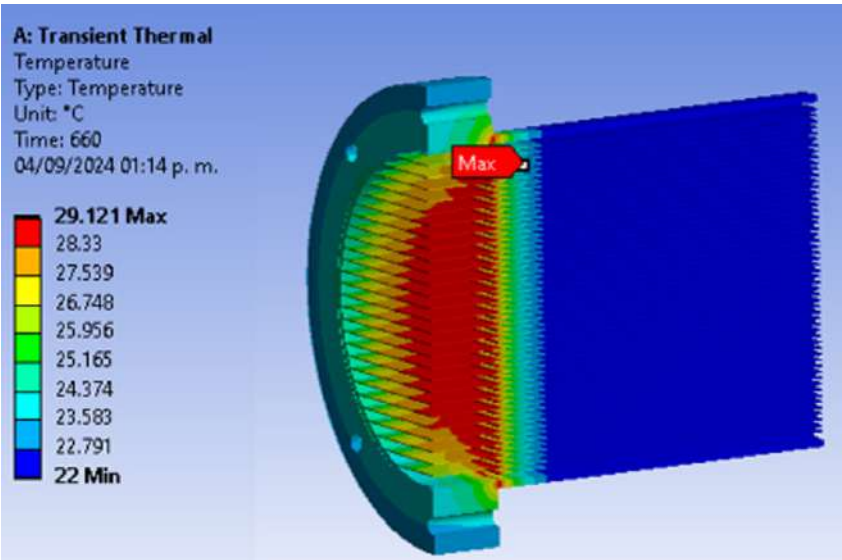


Figura 5. Distribución de temperatura entre el stack y dissipador de calor.

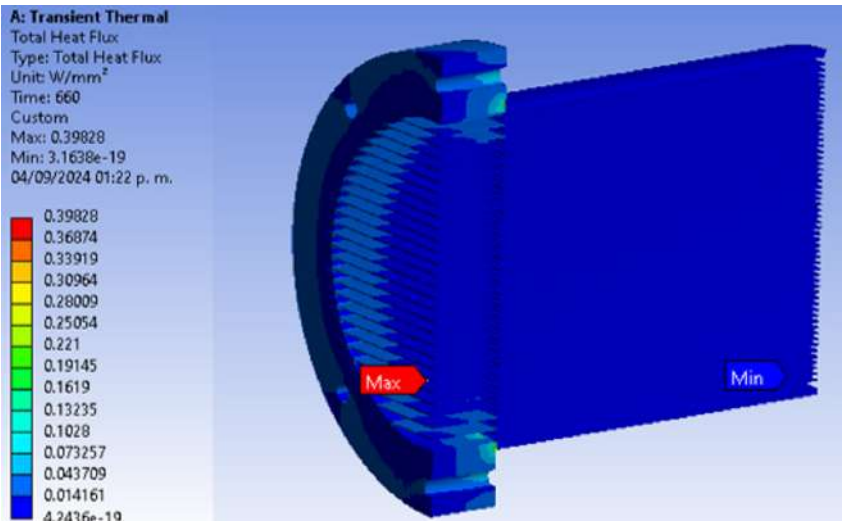


Figura 6. Flujo de calor entre la pila termoacústica y el dissipador de calor.

A continuación, se describen los ensayos y su conclusión al análisis comparativo siendo omitido e incluido el intercambiador de calor.

La Figura 7 muestra las mediciones obtenidas en diferentes puntos de la sección longitudinal del stack y sobre el centro de la circunferencia, los datos en la Tabla 1.

Tabla 1. Resultados experimentales, ensayo 1

Temperatura (°C)	Valor inicial	Valor final
Ambiente (Ta)	22.51	22.69
Lado caliente (LC)	22.58	29.83
Lado frío (LF)	22.54	19.35
Temperatura (°C)		
Incremento (LC)	7.27	
Abatimiento (LF)	3.25	
Diferencial LF y LC	10.52	

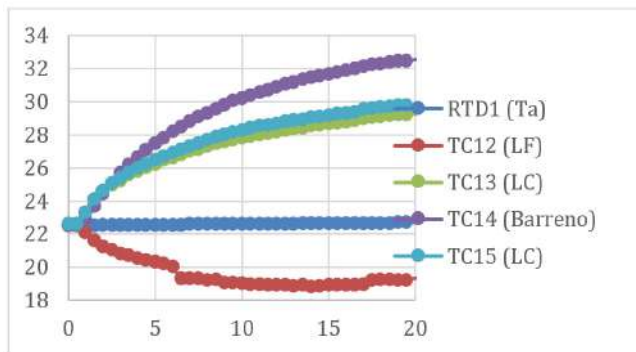


Figura 7. Ensayo 1/Comportamiento de la temperatura lado frío y caliente del stack durante 20 minutos.

La Figura 8 muestra las mediciones obtenidas incluyendo el intercambiador de calor en diferentes puntos de la sección longitudinal del stack y sobre el centro de la circunferencia, en la Tabla 2 los valores de las mediciones.

Tabla 2. Resultados experimentales, ensayo 2

Temperatura (°C)	Valor inicial	Valor final
Ambiente (Ta)	22.92	23.09
Lado caliente (LC)	22.74	28.67
Lado frío (LF)	22.86	17.22
Temperatura (°C)		
Incremento (LC)	5.93	
Abatimiento (LF)	5.64	
Diferencial LF y LC	11.57	

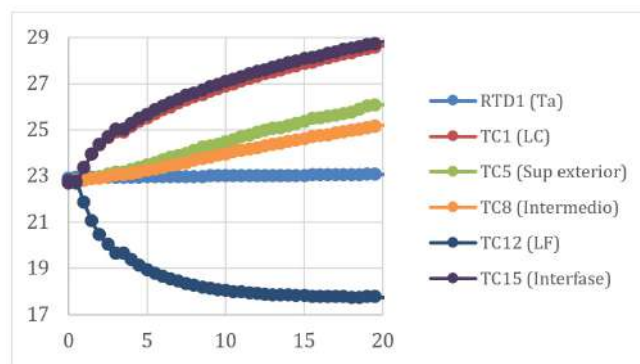


Figura 8. Ensayo 2/Comportamiento de la temperatura lado frío y caliente del stack durante 20 minutos.

4. Conclusiones

Se observa que el diseño del intercambiador de calor funciona adecuadamente, los canales del intercambiador no obstruyen la oscilación del campo acústico.

Se observa que para el periodo de análisis de 660 segundos no es suficiente para que el efecto de la transferencia de calor por convección natural disminuya la temperatura hacia el centro del stack, por lo que se plantea mejorar el diseño por una geometría que maximice el área de contacto entre el exterior del aro disipador y el ambiente.

Se espera que este trabajo sea un aporte significativo en cuanto al diseño de intercambiadores en sistemas termoacústicos y pueda ser de ayuda para el desarrollo e innovación de este tipo de tecnologías de refrigeración.

Agradecimientos

Los autores agradecen al CONAHCYT por el apoyo recibido a través del proyecto 322615, Desarrollo de Tecnología Disruptiva en Frío: 2023-2024. Así mismo al personal involucrado en la gestión administrativa del proyecto.

Referencias

J. Kajurek and A. Rusowicz, Experimental Investigation on the Thermoacoustic Effect in Easily Accessible Porous Materials, *Energies* 14-1 (2021) 83.

I. Girgin, M. Turker, Thermoacoustic system as an alternative to conventional coolers, *Journal of Naval Science and Engineering* 8-1 (2012) 14-32.

G. W. Swift, Thermoacoustic; A unified perspective for some engine and refrigerators, *Int. J. of Acoustical Society of America*, 2002.

A. T. A. M. de Waele, P.P. Steijaert and J. Gijzen, Thermodynamical aspects of pulse tubes, *Cryogenics* 37-6 (1997) 313-324.

Brewster, J. R., Raspet, R., & Bass, H. E. (1997). Temperature discontinuities between elements of thermoacoustic devices. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102(6), 3355-3360.

Worlikar, A. S. (2010). Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 35(1), 49-65.

Piccolo, A., Sapienza, A., & Guglielmino, C. (2019). Convection heat transfer coefficients in thermoacoustic heat exchangers: An experimental investigation. *Energies*, 12(23), 4525.

Ilori, O. M., Jaworski, A. J., Mao, X., & Ismail, O. S. (2021). Effects of edge shapes on thermal-fluid processes in oscillatory flows. *Thermal Science and Engineering Progress*, 25, 101004.

Liu, L., & Liu, Y. (2022). Numerical study on a thermoacoustic refrigerator with continuous and staggered arrangements. *Thermal Science*, 26(5 Part A), 3939-3949.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A VARIABLE SPEED REFRIGERATION SYSTEM

Córdova-Castillo L.F.¹, Camarena-Ortíz M.¹, Estrada A.^{2*} and Piedra S.²

E-mail autor de correspondencia: jose.estrada@cidesi.edu.mx

¹ Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial, Querétaro, México.

² CONAHCYT-Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial, Querétaro, México.

Abstract

This study presents an experimental analysis of a refrigeration system's performance under varying compressor speed. The investigation focuses on assessing the impact of compressor speed modulation on key performance parameters, including cooling capacity, first and second law efficiencies, and energy consumption. These parameters were derived from measurement variables such as pressure, temperature, and refrigerant flow rate obtained from the experimental setup. By systematically adjusting the compressor speed, the study evaluates how these variations influence the system's overall performance under different operating conditions, including hysteresis and set points. The results reveal that cooling capacity and COP are strongly dependent on both operating conditions and compressor speed. Moreover, it was found that energy consumption does not increase linearly with compressor speed across all operating conditions, allowing for the identification of optimal working zones based on the required cooling capacity.

1. Introduction

Enhancing the performance of cooling and refrigeration systems, which consume around 17% of the worldwide electricity, is crucial for reducing energy usage and operational costs in the industrial sector (Sleiti et al., 2020). Improving the efficiency of vapor compression refrigeration systems (VCRS) requires a deep understanding of the physical phenomena such as mass and heat transfer and fluid dynamics that occur throughout the refrigeration cycle. One effective approach to optimizing these systems is through the use of variable-speed compressors, a concept that was proposed more than 50 years ago by Cohen et al. (1974). The compressor is the core component of the refrigeration system and its speed has a great influence on its performance. Experimental results showed that the variable speed compressor, in the presence of a cooling load, is more efficient during the day than it is at night and without a load. This is because it changes its speed to increase the flow of refrigerant to match the thermal load (Watcharapongvinij & Therdyothin, 2017). Studies have shown that implementing variable-speed compressors can lead to energy savings of up to 38.9% when combined with variable-speed drivers for both compressors and fans (Binneberg et al., 2002; Khatri & Joshi, 2017; Schibuola et al., 2018). Experimental analysis is crucial for assessing the performance improvements associated with varying compressor speeds. Experimental studies indicate that adjusting compressor speed and fixed EEV opening can lead to significant improvements in COP, especially at lower compressor speeds (Al-Hassani & Al-Badri, 2020). (Yang et al., 2021) established an experimental variable speed platform for a dual-mode refrigeration system to study the energy-saving characteristics of a multifunctional cold storage refrigeration system. Additionally, Huang et al. (2017) proposed an energy-saving control scheme using compressor frequency variation, demonstrating the potential of such strategies to optimize system performance.

This research aims to build on these findings by identifying efficiency strategies for VCRS that maximize energy saving while ensuring system stability and performance. This work specifically focuses on the experimental analysis of compressor speed in VCRS, exploring how variations in compressor speed affect system performance, including the Coefficient of Performance (COP) and overall energy efficiency.

2. Materials and Methods

The experimental analysis was performed using a platform consisting of a climatic chamber cooled by a VCRS system with a variable speed compressor. Various tests were performed, controlling key variables such as compressor speed, target temperature (set-point), and hysteresis.

2.1 Experimental setup

In Figure 1 is presented a schematic of the experimental platform, showing the system components. Table 1 shows the main characteristics of each component of the experimental setup.

The experimental platform is equipped with pressure, flow, and temperature sensors strategically placed throughout the system to monitor key variables and gain insights into its thermodynamic behavior (see Figure 1). Additionally, a control and data acquisition system are implemented to manipulate the system's operating conditions, with data being stored in real-time for further analysis. The compressor's ON-OFF operation is controlled by T-type thermocouples.

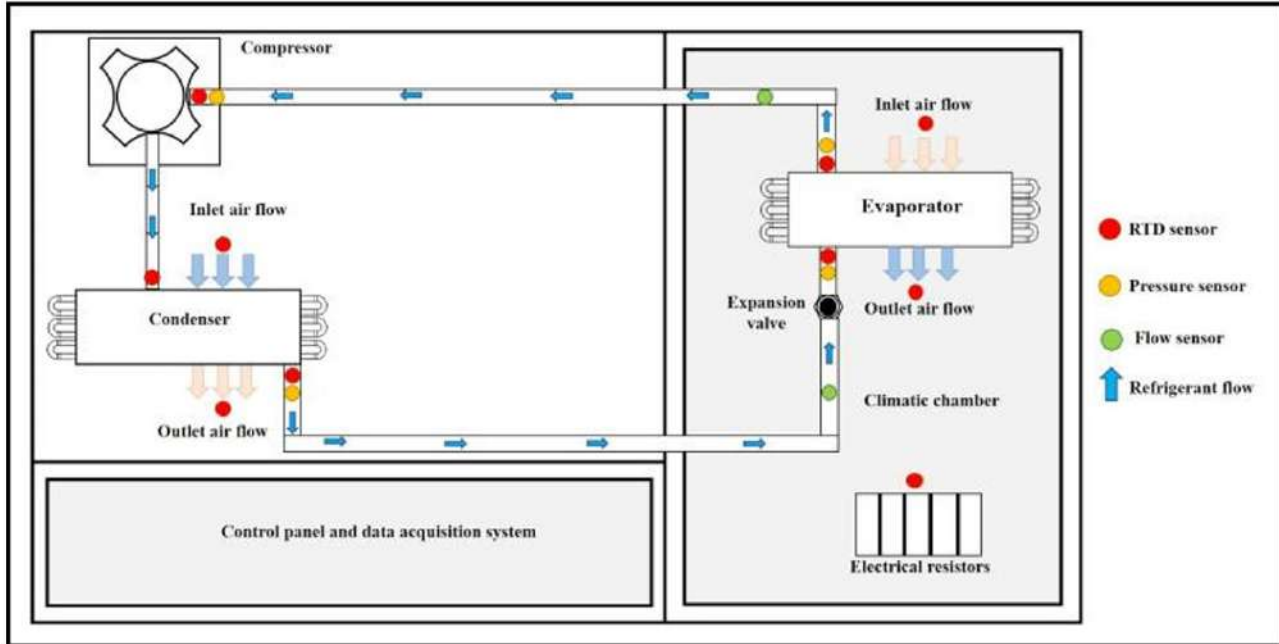


Table 1. Main features of the experimental platform

Compressor VNEK212GK specifications	
Work fluid (refrigerant)	R404A
Volumetric displacement	12 cm ³
Condenser specifications	
Tube number	40
Internal diameter	6.4x10 ⁻³ m
Fin number	98
Air contact area	0.45 m ²
Thermostatic operating with R404A	
Temperature range	-40°C - 10°C
Evaporation temperature	15°C
Evaporator specifications	
Tube number	30
External diameter	9.5x10 ⁻³ m
Fan number	98
Air contact area	4.61m ²
Refrigerant contact area	0.19m ²

Figure 1. Schematic of the experimental platform.

2.2 Experimental procedure

The experimental procedure involves varying different operating conditions to assess the system's thermal and energetic behavior. Specifically, the experiments focused on characterizing the system by adjusting compressor speed, set-point, and hysteresis, as detailed in Table 2.

Table 2. Variable conditions of the test

Set-point (°C)	Hysteresis (°C)	Frequency (Hz)	Speed (RPM)
0	2	33	2000
2	4	40	2416.667
4		47	2833.333
		54	3250
		61	366.667
		68	4083.33
		75	4500

Compressor speed is controlled using a frequency converter, which allows for precise adjustment to the desired velocity. The compressor operates within a frequency range from 33 to 75 Hz, corresponding to speeds from 2000 to 4500 RPM. A total of 42 tests were conducted, varying the parameters mentioned above.

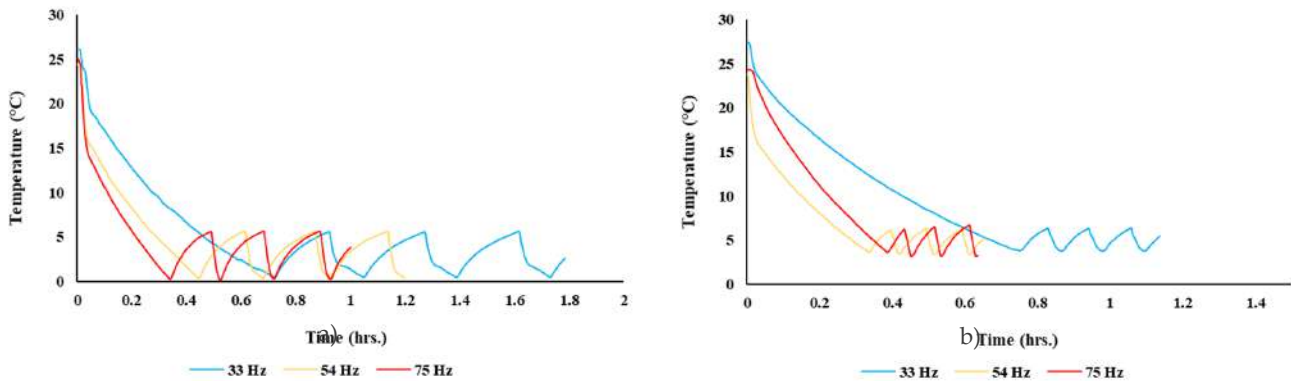
The duration of each test varied depending on the compressor speed, set-point, and corresponding hysteresis. However, it was determined that each experiment should include four ON-OFF cycles of the compressor, as these cycles were found to be sufficient to observe system stabilization and to obtain the necessary thermodynamic variables for the analysis. The data acquisition sampling time was set at 2 seconds to observe changes in the thermodynamic variables of interest with high precision.

3. Results and Discussion

3.1 Experimental tests for different hysteresis and setpoints while varying the compressor speed

One of the most important variables in a Vapor Compression Refrigeration System (VCRS) is the temperature of the refrigerated or air-conditioned space. This variable is directly linked to energy consumption, as constant fluctuations in temperature lead to a greater number of compressor on-off cycles.

Figure 2 illustrates the thermal behavior inside the climatic chamber, comparing the results of tests conducted at two proposed hysteresis values and a set-point of 4°C across three compressor speeds: low, medium, and high (33, 54, and 75 Hz, respectively). The results show that the time required for the system to complete four on-off cycles is significantly shorter under the 2°C hysteresis condition. For the 4°C set-point, the pull-down time decreases linearly with increasing compressor speed. However, at the 2°C set-point, the pull-down time at 75 Hz is observed to be longer than at 54 Hz.



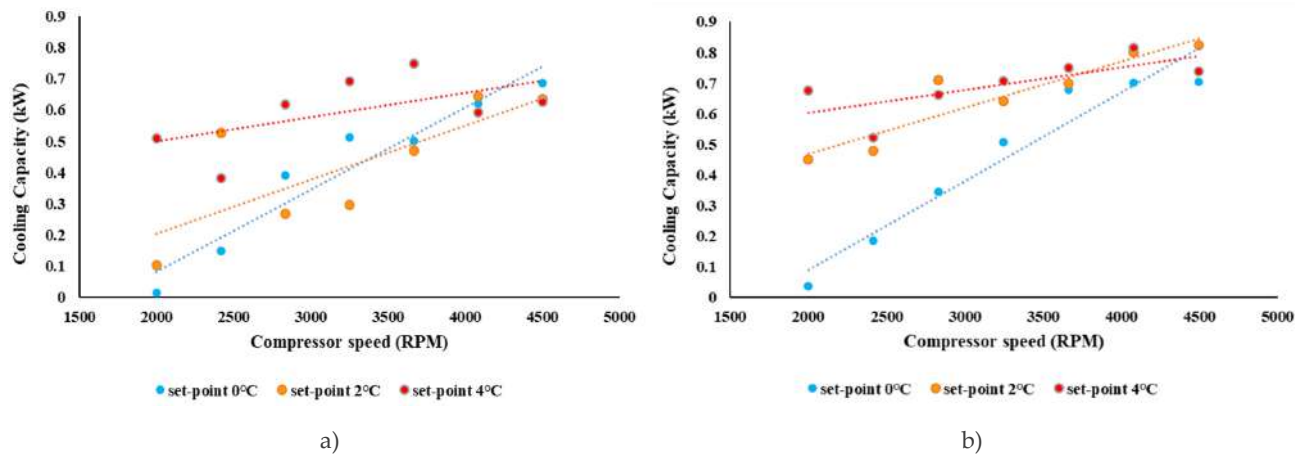
3.2 COP and second law analysis

The Coefficient of Performance (COP) is an important measurement in VCRS. It indicates the efficiency of the system in transferring heat from a colder place to a warmer one or vice versa. For a refrigeration system like the one presented in this investigation, the COP is expressed as follows:

$$COP = \frac{Q_w}{m(h_{i,cd} - h_{eo})} \quad (1)$$

Figure 2. Temperature inside the climatic chamber at a set-point of 4°C. a) hysteresis of 4°C, b) hysteresis of 2°C.

Q_w is the cooling capacity of the system, m is the refrigerant mass flow and $h_{i,cd}$ and h_{eo} are the enthalpies at the inlet of the condenser and outlet of the evaporator, respectively. For a comprehensive evaluation of the VCRS performance, the second law efficiency is also often considered, as it accounts for irreversible energy losses due to temperature differences between the system and its surroundings. This involves identifying the locations with the highest exergy destruction and the components with the lowest exergy or second law efficiency. The energy destruction in a component can be determined directly through an exergy balance or indirectly by first calculating the entropy generation. Detailed calculations for entropy generation in each VCRS component can be found in (Boles et al., 2010). Figure 4 presents the results regarding the cooling capacity, comparing the two analyzed hysteresis conditions for the different set-points and at different compressor speeds.

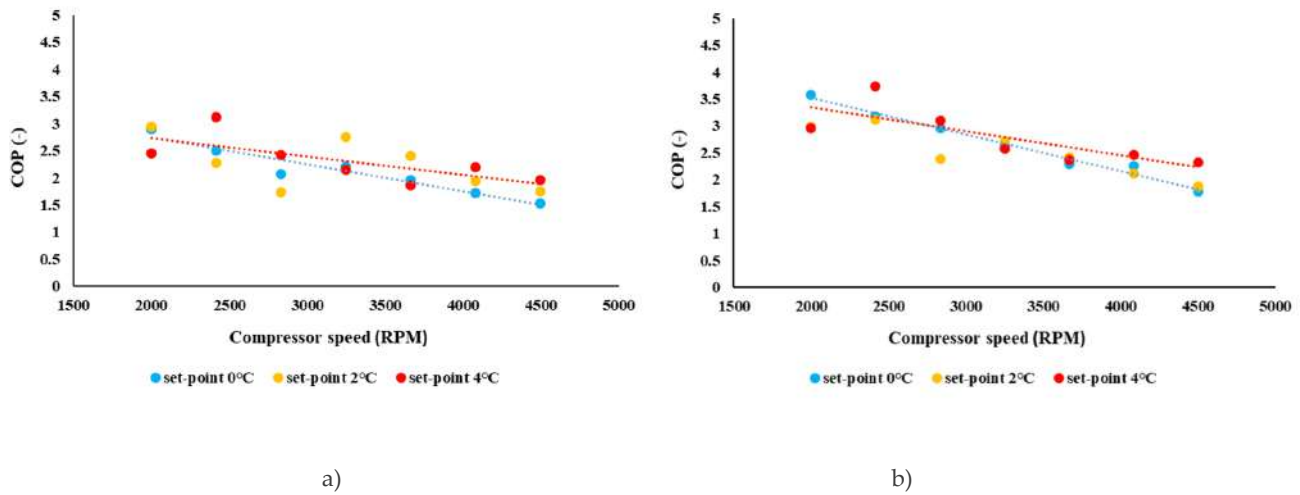


It is observed that the cooling capacity increases as the compressor speed rises, a trend consistent across all three studied set-points. Notably, tests conducted with a 2°C set-point show this trend more distinctly when a 2°C hysteresis is applied (Figure 3a). Additionally, the tests with a 2°C set-point and 2°C hysteresis exhibit substantially higher cooling capacity values compared to those with a 4°C hysteresis. For a VCRS,

Figure 3. Cooling capacity of the system. a) 2°C hysteresis, b) 4°C hysteresis.

a higher cooling capacity is desirable as it ensures that the temperature of the refrigerated space remains low. The results clearly demonstrate that cooling capacity generally increases linearly with compressor speed.

Similarly, Figure 4 compares the results related to the COP. As observed, for both hysteresis values, the COP decreases as compressor speed increases. This behavior is consistent across all analyzed set-point values.



As mentioned earlier, the COP of a refrigeration system provides information about the equipment's performance since it relates the cooling capacity to the compressor's power consumption.

Figure 5 presents the results related to efficiency according to the second law of thermodynamics, comparing the two proposed hysteresis cases for a set-point of 0°C.

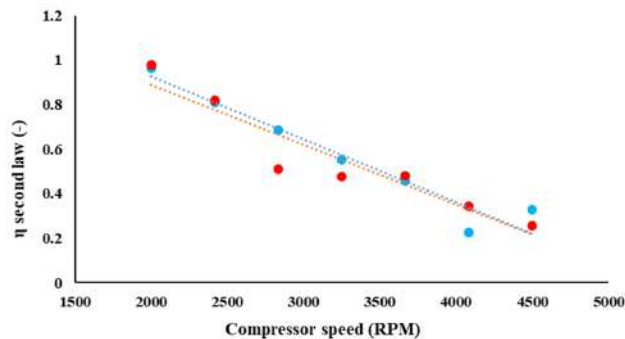


Figure 4. Coefficient of performance of the system. a) 2°C hysteresis, b) 4°C hysteresis.

Figure 5. Second Law thermodynamics Efficiency.

As it is shown, as the compressor speed increases, the efficiency decreases, because at higher compressor speeds, there are more losses primarily due to thermal conduction-convection, vibration and friction.

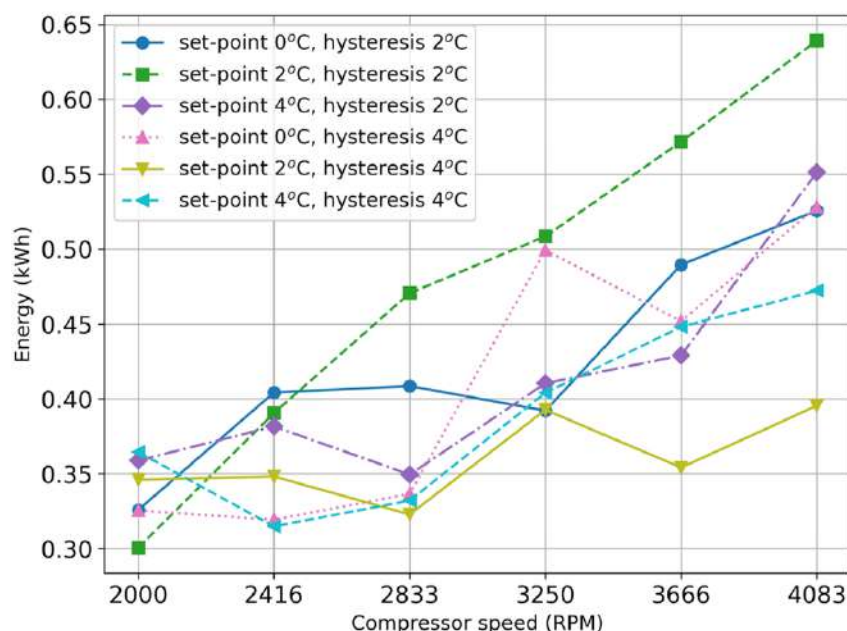


Figure 6. Energy spent by the compressor.

Figure 6 illustrates the relationship between compressor speed (in RPM) and energy consumption (in kWh) across six data series, defined by two fixed hysteresis values and three set-points. Most of the series exhibit an increasing trend in energy consumption as compressor speed increases. This trend is particularly evident in the series with a set-point of 0°C and hysteresis of 2°C (solid blue line with circles) and the series with a set-point of 2°C and hysteresis of 2°C (dashed green line with squares). At lower speeds (2000 RPM and 2416 RPM), energy consumption shows less variation between the different series. However, as the speed increases, the differences become more pronounced, especially in the series with a set-point of 0°C and hysteresis of 2°C and the series with a set-point of 0°C and hysteresis of 4°C. The series with a set-point of 0°C and hysteresis of 4°C stands out

as the most sensitive to speed increases, suggesting distinct behavior under conditions with a 4°C hysteresis.

4. Conclusions

In the present investigation, an experimental analysis of a refrigeration system's performance was carried out varying systematically set-point, hysteresis conditions and the compressor speed

- The pull-down time decreases as the compressor speed increases; however, it appears that this behavior changes at lower hysteresis levels, indicating that more experimental studies are needed to analyze this effect.
- The cooling capacity increases while the COP decreases as a function of compressor speed. For cooling capacity, this effect appears to be independent of hysteresis and can be modulated by the set-point. Conversely, the COP seems to be unaffected by the set-point selection but increases as a function of hysteresis.
- The second law efficiency decreases as a function of compressor speed but is independent of hysteresis.
- Energy consumption tends to increase with compressor speed. However, under most operating conditions, the increase in energy consumption is nonlinear, and a minimum consumption level can be achieved at certain compressor speeds, depending on the hysteresis and set-point.

The findings from this experimental testing can be used for developing advanced control strategies for refrigeration systems that leverage compressor speed adjustments.

References

Sleiti, A. K., Al-Ammari, W. A., & Al-Khawaja, M. (2020). Review of innovative approaches of thermo-mechanical refrigeration systems using low grade heat. *International Journal*

Of Energy Research, 44(13), 9808-9838. <https://doi.org/10.1002/er.5556>

Cohen, R., Hamilton, J. F., & Pearson, J. T. (1974). Possible Energy Conservation Through Use of Variable Capacity Compressors. International Compressor Engineering Conference. <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1096&context=icec>

Watcharapongvinij, A., & Therdyothin, A. (2017). Energy cost saving evaluation of VSD installation in compressor rack of refrigeration system for the retail and wholesale building. Energy Procedia, 138, 8-13. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.036>

Binneberg, P., Kraus, E., & Quack, H. (2002). Reduction In Power Consumption Of Household Refrigerators By Using Variable Speed Compressors. Ki Luft- Und Kaeltechnik. <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1614&context=iracc>

Khatri, R., & Joshi, A. (2017). Energy Performance Comparison of Inverter based Variable Refrigerant Flow Unitary AC with Constant Volume Unitary AC. Energy Procedia, 109, 18-26. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.038>

Schibuola, L., Scarpa, M., & Tambani, C. (2018). Variable speed drive (VSD) technology applied to HVAC systems for energy saving: an experimental investigation. Energy Procedia, 148, 806-813. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.117>

Al-Hassani, A. H., & Al-Badri, A. R. (2020). Effects of compressor speed and electronic expansion valve opening on the performance of R410a water chiller system. Wasit Journal Of Engineering Sciences, 8(1), 12-20. <https://doi.org/10.31185/ejuow.vol8.iss1.151>

Yang, Y., Zhu, Y., Zhang, Z., Li, R., Sun, Z., & Huang, C. (2021). Experimental study on performance of double-mode refrigeration system. Applied Thermal Engineering, 188, 116670. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116670>

Huang, Y., Khajepour, A., Ding, H., Bagheri, F., & Bahrami, M. (2017). An energy-saving set-point optimizer with a sliding mode controller for automotive air-conditioning/refrigeration systems. *Applied Energy*, 188, 576-585. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.033>

Boles, M., Boles, M. A., Cengel, Y. A., & Cengel, Y. (2010). *Thermodynamics : An Engineering Approach*, 7th Edition. <https://www.mybooklibrary.com/pdf/thermodynamics-an-engineering-approach-7th-edition.pdf>

EFECTO DE LAS CORRELACIONES DE FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR EN LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL FLUJO DE R1234YF EN TUBERÍAS HORIZONTALES

Jorge I. Dominguez-Gonzalez¹, Dario Colorado-Garrido²,
Juan García-Pabón³, Jose Vidal Herrera-Romero⁴

E-mail autores de correspondencia: zS23000988@estudiantes.
uv.mx (Jorge Domínguez), dcolorado@uv.mx (Dario Colorado).

Resumen

En este estudio se investiga el efecto de la selección de varias correlaciones para calcular el coeficiente de fracción volumétrica de vapor sobre la predicción de la caída de presión usando el refrigerante R1234yf a través de una tubería lisa horizontal. La sección de prueba consiste en una tubería de cobre de 1 m de longitud y de 3.2 mm de diámetro. El montaje incluye un tubo de 0.5 m de longitud ubicado antes de la sección de prueba para asegurar un flujo completamente desarrollado, seguido de un transductor de presión diferencial para medir la caída de presión a lo largo de la tubería. Las pruebas se realizan a una temperatura de 20 °C, 591.7 kPa de presión de saturación y un flujo de masico de 300 kg m⁻² s⁻¹ en condiciones adiabáticas. El estudio aborda la determinación indirecta de los coeficientes de fracción volumétrica de vapor usando diversos modelos y correlaciones existentes en la literatura. Además, se realiza una comparación entre los factores de fricción obtenidos a partir de correlaciones empíricas. Finalmente, se determina

¹ Maestría en Ciencias en Tecnología Energética, Centro de Investigación en Recursos Energéticos y Sustentables (CIRES), Universidad Veracruzana, Coatzacoalcos, México.

² Centro de Investigación en Recursos Energéticos y Sustentables (CIRES), Universidad Veracruzana, Coatzacoalcos, México.

³ Instituto de Ingeniería mecánica, Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá, Brasil.

⁴ Facultad de Ingeniería, Universidad Veracruzana, Coatzacoalcos, México.

e identifica la influencia que tienen las distintas correlaciones de fracción volumétrica de vapor sobre el gradiente de presión por momento.

Palabras clave: Flujo Bifásico, Caída de presión, Fracción Volumétrica de vapor, Refrigeración, Factor multiplicador de flujo bifásico.

1. Introducción

El deterioro de la capa de ozono debido a los refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC) e hidroclorofluorocarbonados (HCFC) condujo a su sustitución por hidrofluorocarbonados (HFC), los cuales, aunque no agotan la capa de ozono, han contribuido significativamente al efecto invernadero y al calentamiento global (Zhang, Z. H., 2017). Hasta 2016, aproximadamente la mitad del forzamiento radiactivo de los HFC se atribuyó al HFC-134a, seguido por el HFC-23, HFC-125 y HFC-143a. El R-410A, una mezcla de HFC-125 y HFC-32, es ampliamente utilizado, pero está regulado bajo la enmienda de Kigali al protocolo de Montreal, que exige reducir su uso en términos de CO₂ equivalente en las próximas décadas (Fronk & Garimella, 2013; Jajja et al., 2024).

El interés por refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global (PCG) ha aumentado debido a regulaciones internacionales como el protocolo de Kioto y normativas europeas que limitan el uso de gases fluorados (Del Col et al., 2013; Pabón et al., 2019). Entre las alternativas se destaca el R1234yf, con un PCG extremadamente bajo de solo 4. Aunque este refrigerante, al igual que el R152a y el R32, es inflamable, requiere una energía de ignición mayor, lo que lo convierte en una opción más segura para sistemas de refrigeración (Anwar et al., 2015). Además, aunque su rendimiento inicial puede ser inferior al del R134a, estudios sugieren que modificaciones en los componentes del sistema pueden mejorar su eficiencia, superando incluso al R134a (Meinert & Speerforck, 2023).

La optimización y rediseño de intercambiadores de calor es crucial para reducir la cantidad de refrigerante y minimizar

posibles fugas, así como para mejorar la eficiencia energética de los sistemas (Cowan et al., 2011). La implementación de canales compactos y procesos de ebullición en flujo son estrategias prometedoras para lograr estos objetivos (Yan & Lin, 1999; Anwar, 2015). Sin embargo, modelar termodinámicamente el flujo bifásico es un desafío considerable.

El objetivo de este trabajo es analizar y realizar una primera inspección sobre la selección de diversas correlaciones para calcular el coeficiente de fracción volumétrica de vapor y su influencia en el cálculo del gradiente de presión por momento. Además, se estudia el cálculo del factor multiplicador bifásico para proporcionar una comprensión más detallada del comportamiento del flujo en sistemas bifásicos en el flujo de R1234yf.

2. Descripción del sistema y Metodología

2.1. Descripción del sistema

En la figura 1 se presenta la sección de prueba experimental, el objetivo es medir la caída de presión a lo largo de un tubo de 1 m utilizando un transductor de presión diferencial con una precisión de 0.028 kPa. Se instalaron tomas de presión de 0.5 mm de diámetro en la pared del tubo para minimizar su impacto en el flujo, así como se colocó un tubo de 0.5 m de longitud previo a la sección principal para asegurar un flujo completamente desarrollado.

Los tubos de la sección de prueba tienen diámetros internos de 3.2 mm, 4.8 mm, 6.4 mm y 8.0 mm, equivalentes a los tubos de cobre usados en refrigeración y aire acondicionado (3/16 in, 1/4 in, 5/16 in y 3/8 in).

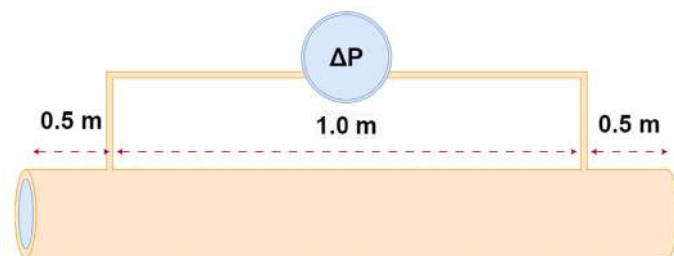


Figura 1. Esquema de la sección de prueba.

2.2. Coeficiente de fracción volumétrica de vapor

La Tabla 1 ilustra diversas correlaciones empíricas reportadas en la literatura para el cálculo de la fracción volumétrica de vapor el cual se define como la relación entre el volumen de vapor y el volumen total para una longitud fija. En este estudio, se realiza una evaluación preliminar y un cálculo del impacto de cada correlación en la estimación de la caída de presión del refrigerante R1234yf en tuberías lisas.

2.3. Gradiente de presión de momento

Para la caída de presión en flujo bifásico, la ecuación (1) presenta el gradiente de presión como la suma de la caída de presión de fricción y momento como sigue:

$$\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_{tp} = \left(\frac{dP_F}{dz}\right)_f + \left(\frac{dP_F}{dz}\right)_m \quad (1)$$

El gradiente de presión de momento puede ser calculado con la siguiente ecuación (2)

$$\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_m = \frac{G^2}{L} \left[\frac{x^2}{\epsilon_g \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\epsilon_g) \rho_l} \right] \quad (2)$$

Donde G corresponde a la tasa de flujo másico por unidad de área en $\text{kg s}^{-1} \text{m}^2$ y la fracción volumétrica de valor ϵ_g adimensional es calculado por las correlaciones mostradas en la Tabla 1.

2.4. Factor multiplicador de flujo bifásico

El gradiente de presión por fricción $\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_f$ resulta del esfuerzo cortante entre el fluido y la pared del tubo, así como el esfuerzo cortante entre la fase líquida y vapor. En el flujo bifásico suele ser un cálculo complejo, para este estudio el cálculo del gradiente de presión por fricción fue calculado usando un enfoque de multiplicador de flujo bifásico utilizando las correlaciones mostradas en la Tabla 2.

Tabla 1. Correlaciones de coeficiente de fracción volumétrica de vapor usadas en este estudio

No.	Autor	Correlación
1	Homogéneo	$\epsilon_g = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \right]^{-1}$
2	Lockhart and Marti-nelli	$\epsilon_g = \left[1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.36} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.07} \right]^{-1}$
3	Fauske	$\epsilon_g = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \right]^{-1}$
4	Thom	$\epsilon_g = \left[\frac{\gamma x}{1 + x(\gamma - 1)} \right]$ $\gamma = Z^{1.6}$ $Z = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.555} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.111}$
5	Zivi	$\epsilon_g = \frac{1}{1 + (x + 1) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}}}$
6	Turner and Wallis	$\epsilon_g = \left[1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.72} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.08} \right]^{-1}$
7	Baroczy	$\epsilon_g = \left[1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.74} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.65} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.13} \right]^{-1}$
8	Smith	$\epsilon_g = \left\{ 1 + \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) K \left(\frac{1}{x} - 1 \right) + \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) (1 - K) \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \left[\frac{\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) + K \left(\frac{1}{x} - 1 \right)}{1 + K \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} \right] \right\}^{-1}$
9	Chisholm	$\epsilon_g = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) S \right]^{-1}$ $S = \left(1 - x + x \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$
10	Madsen	$\epsilon_g = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^b \right]^{-1}$
11	Spedding and Spence	$\epsilon_g = \left[1 + 2.22 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.65} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.65} \right]^{-1}$
12	Chen	$\epsilon_g = \left[1 + 0.18 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.07} \right]^{-1}$
13	Hamersma and Hart	$\epsilon_g = \left[1 + 0.26 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.67} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.33} \right]^{-1}$
14	Rigot	$\epsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) S}$ $s = 2$

15	Xu and Fang	$\epsilon_g = \left[1 + (1 + 2Fr_{lo}^{-0.2} \alpha_h^{3.5}) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$, $Fr_{lo} = \frac{G^2}{gD\rho_l^2}$, $\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$
----	-------------	---

Tabla 2. Correlaciones de multiplicadores de fricción

Autor	Correlación
Friedels (1979)	$\Phi_{lo}^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{Fr^{0.045}We^{0.035}}$ $E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}}, F = x^{0.78}(1-x)^{0.224}, H = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7}, Fr = \frac{G^2 D}{\rho_H \sigma}$ $\rho_H = \frac{\rho_l \rho_g}{x_g \rho_l + (1-x)\rho_g}$
Muller-Steinhagen and Heck (1986)	$\Phi_{lo}^2 = Y^2 x^3 + (1-x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)], \quad Y = \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{go} / \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{lo}}$
Xu and Fang (2012)	$\Phi_{lo}^2 = \left\{ Y^2 x^3 + (1-x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)] \right\} [1 + 1.54(1-x)^{0.5} La^{1.47}],$

3. Resultados

La Figura 2 presenta los resultados obtenidos mediante la implementación de 15 correlaciones diferentes programadas en MATLAB2 para calcular el coeficiente de expansión de vapor ϵ_g en función de la fracción másica de vapor x a una temperatura de 20°C de saturación y una presión de 591.7 kPa. Este análisis permite evaluar visualmente cómo varía el comportamiento predictivo de cada correlación a lo largo del rango de fracción másica de vapor.

Al observar la Figura 2, se destaca que la correlación homogénea, indicada por círculos azules, muestra un crecimiento lineal relativamente constante del coeficiente de expansión volumétrica a medida que la fracción másica de vapor aumenta. Este comportamiento se debe al efecto de la razón entre viscosidad de vapor y líquido $\left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)$ dadas las condiciones de operación experimentales usadas.

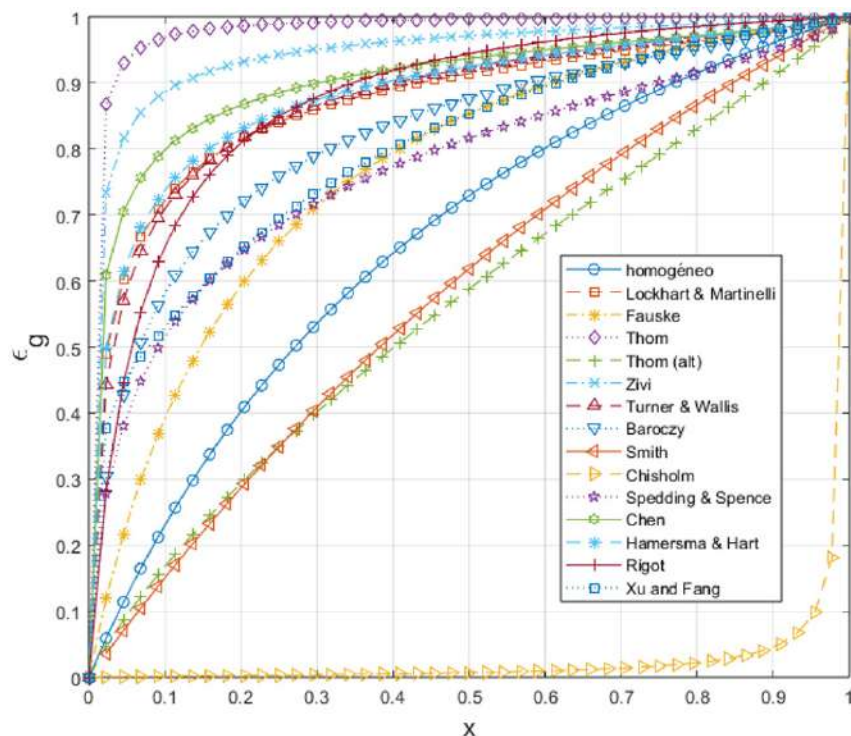
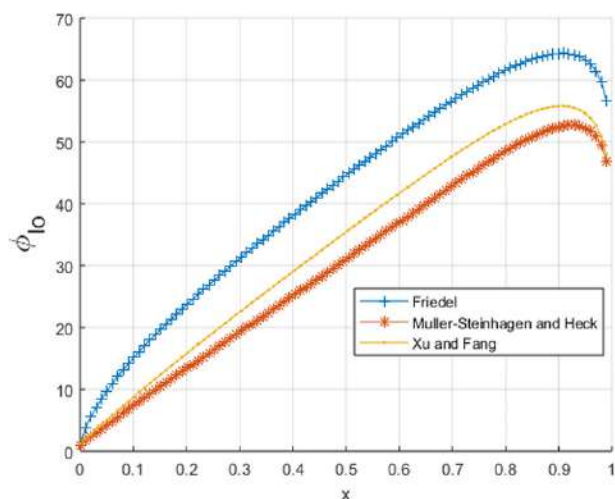


Figura 2. Cálculo de la fracción volumétrica de vapor versus fracción másica de vapor a una presión de 591.7 KPa de saturación.

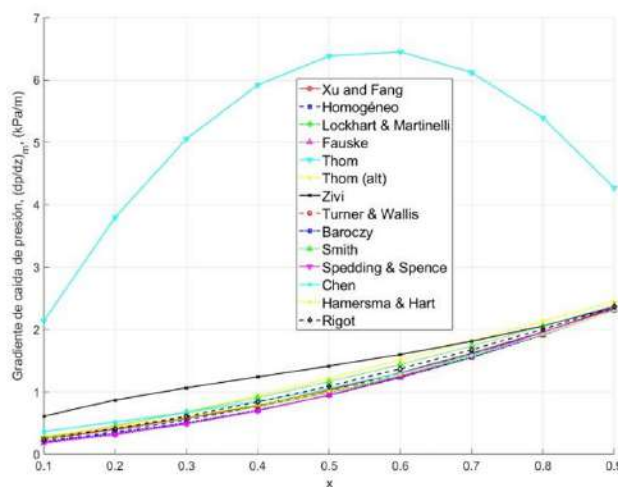
Por otro lado, las correlaciones de Thom, Zivi y Chen predicen un rápido incremento de la fracción volumétrica de vapor en el intervalo de $0 < x < 0.1$, para posteriormente presentar un comportamiento lineal hacia el vapor saturado. Los modelos de Rigot, Fauske, Baroczy y Smith muestran un crecimiento paulatino de la fracción volumétrica de vapor en el intervalo de $0 < x < 0.5$, lo que presuponen un acomodo de las fases líquido y vapor de forma equilibrada en el espacio transversal del tubo por donde fluye el refrigerante. La correlación de Xu and Fang, por su parte, predice un incremento más gradual del coeficiente de expansión volumétrica a lo largo de todo el rango de fracción de vapor $0 < x < 1$. Este comportamiento sugiere que este modelo es más conservador en sus estimaciones.

Un aspecto crucial que se observa en la gráfica es la convergencia de las correlaciones en la región donde la fracción de vapor (x) está entre 0.8 y 1. En esta zona, los valores de ϵ_g tienden a ser muy similares entre los diferentes modelos, lo que indica que, cuando el flujo se aproxima a condicio-

nes cercanas al vapor saturado, la influencia de los distintos modelos se vuelve menos significativa. Esta convergencia sugiere una menor sensibilidad a la elección de la correlación en el intervalo de $0.8 < x < 1$. La Figura 3 (a) muestra una comparación detallada entre tres correlaciones específicas en la Tabla 2 y utilizadas para calcular la fracción volumétrica de vapor. Se observan comportamientos similares a lo largo del rango de fracción másica de vapor a una temperatura de saturación de 20°C y bajo un flujo de masa de $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Las tres correlaciones (Friedel, Muller-Steinhagen y Heck, Xu y Fang) presentan un incremento del factor multiplicador bifásico a medida que la fracción másica de vapor aumenta, alcanzando un valor máximo en torno a $x \approx 0.9$. Sin embargo, es importante destacar que la correlación de Friedel, representada por la línea azul con cruces, muestra valores más alto en comparación con las otras dos correlaciones.



(a)



(b)

Las correlaciones de Muller-Steinhagen y Heck, y Xu y Fang muestran un comportamiento casi idéntico entre sí. Ambas dependen de la razón que relaciona las pérdidas por fricción de las fases líquido y vapor, pero poseen coeficientes de ajuste diferentes de acuerdo con las condiciones experimentales con

Figura 3 (a) Factor multiplicador bifásico y (b) gradiente de caída de presión por momento versus fracción másica de vapor.

las que fueron ajustadas. La Figura 3 (b) presenta el aporte del gradiente de caída de presión por momento $\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_m$ en acuerdo con la ecuación (2) y usando diferentes correlaciones de fracción volumétrica de vapor ilustradas en la Tabla 1. Al analizar la gráfica, se sugiere una apropiada elección de la correlación para el intervalo $0 < x < 0.5$ debido a que las discrepancias son significativas. Para $x > 0.7$ el efecto de la selección de correlaciones de fracción volumétrica de vapor en el término de momento es indistinto. El modelo de Chen es el que resulta con valores extremadamente alto en comparación con el resto de correlaciones. Las de Thom y Zivi, muestran un incremento más pronunciado del gradiente de presión, este comportamiento sugiere que estos modelos podrían ser más sensibles a las condiciones de flujo y podrían predecir cambios en la estructura de flujo en sistemas donde la fracción volumétrica de vapor varía rápidamente.

4. Conclusiones

Los resultados mostrados en este trabajo ilustran la importancia de una selección cuidadosa de las correlaciones de fracción volumétrica de vapor y del factor multiplicador bifásico para el modelado termodinámico, diseño y dinámica de sistemas de refrigeración. Es de particular interés el intervalo de $0 < x < 0.5$ para las condiciones experimentales bajo estudio, ya que una elección inadecuada podría llevar a un diseño deficiente del sistema de flujo. Los resultados obtenidos resaltan la necesidad de un análisis exhaustivo al seleccionar las correlaciones de esta clase de coeficiente para ser incorporados en modelos físicos del flujo bifásico.

Referencias

Zhang, Z. H., Chen, J. L., Gao, Y., Liu, H. C., & Bai, J. W. (2017). Analysis on the influence of Kigali Amendment to Montreal Protocol to refrigeration and air-conditioning industry. *Refrig. Air-cond*, 17, 1-7

Fronk, B. M., & Garimella, S. (2013). In-tube condensation of zeotropic fluid mixtures: A review. *International Journal Of Refrigeration*, 36(2), 534-561. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.11.030>

Jajja, S., Fricke, B. A., & Nawaz, K. (2024). Condensation heat transfer and pressure drop of low-global warming potential refrigerants in smooth aluminum tubes. *Applied Thermal Engineering*, 237, 121774. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121774>

Del Col, D., Bortolin, S., Torresin, D., & Cavallini, A. (2013). Flow boiling of R1234yf in a 1 mm diameter channel. *International Journal Of Refrigeration*, 36(2), 353-362. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.026>

Pabón, J. J. G., Khosravi, A., Nunes, R., & Machado, L. (2019). Experimental investigation of pressure drop during two-phase flow of R1234yf in smooth horizontal tubes with internal diameters of 3.2 mm to 8.0 mm. *International Journal Of Refrigeration*, 104, 426-436. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.019>

Anwar, Z., Palm, B., & Khodabandeh, R. (2015). Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of R1234yf: Experimental results and predictions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, 137-149. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.03.021>

Meinert, R., & Speerforck, A. (2023). Investigation of refrigerant pipe pressure drop and charge reduction of mobile air conditioning units with R1234yf. *International Journal Of Refrigeration*, 146, 442-451. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.12.005>

Cowan, D., Gartshore, J., Christina, F., Chaer, I., & Maidment, G. G. (2011, August). REAL Zero-Reducing refrigerant emissions & leakage-feedback from the IOR Project. In *Proceedings of the Institute of Refrigeration. IIR*.

Yan, Y. Y., & Lin, T. F. (1999). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. *International journal of heat and mass transfer*, 42(4), 697-708.

CIRCUITO HIDRÁULICO PARA UN DISPOSITIVO TERMOACÚSTICO DE 4.5 W

García-López E.¹, Domínguez-Librado G.¹

E-mail autor de correspondencia: ernesto.garcia.lopez@icloud.com

¹ Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío–LaNITeF. Santiago de Querétaro, Qro., México.

Resumen

En este trabajo se presenta el diseño de un Circuito Hidráulico que puede integrarse a un dispositivo o Refrigerador Termoacústico, *TAR*, de 250 W de potencia acústica de entrada y operado por tres fluidos de transferencia. La simulación de proceso se realiza mediante CoolProp y EES. Los fluidos transferirán energía térmica, tanto en la zona fría como en la zona caliente del prototipo. Para el cálculo del flujo se toma como referencia los datos del diferencial de temperatura obtenidos en pruebas de laboratorio. El Circuito Hidráulico está integrado por dos circuitos cerrados, identificados como: circuito caliente y frío. El circuito caliente tiene la tarea principal de rechazar la energía térmica generada por el extremo caliente del *stack*. El extremo frío es la zona de absorción de energía térmica por el efecto termoacústico sobre las placas del *stack*, por lo que, al circular un fluido de transferencia se busca aprovechar la capacidad de enfriamiento generada por el Efecto Termoacústico, la cual es de 4.5 W. Los resultados del modelado muestran la factibilidad de transferir energía en ambos circuitos mediante tres fluidos: agua desmineralizada, etanol o agua-etilenglicol, mostrando

resultados satisfactorios para los rangos de operación del dispositivo termoacústico.

Palabras clave: Circuito hidráulico, Efecto termoacústico, Refrigerador termoacústico.

Nomenclatura

α : velocidad del sonido en el fluido.

A : área de sección transversal de la pila térmica.

B : relación de bloqueo o porosidad, $\frac{y_0}{y_0+l}$, con respecto a la mitad de brecha entre placas.

D : relación de presiones de la bocina, P_1/P_m , presión inicial entre presión media.

L_{sn} : longitud de pila térmica normalizada, kL_s , con respecto al número de onda, k [m^{-1}].

P_m : presión promedio.

T_H : temperatura lado caliente, $^{\circ}C$.

T_C : temperatura lado frío, $^{\circ}C$.

T_{amb} : temperatura ambiente, $^{\circ}C$.

X_n : posición de pila térmica normalizada. kx , con respecto al número de onda, k [m^{-1}].

y_0 , y la mitad de espesor de la placa, l .

δ_{kn} : trayectoria de penetración térmica normalizada, $\delta_{kn} = \delta_k/y_0$, por la mitad de brecha entre placas y_0 .

Λ : factor equivalente a $1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma\delta_{kn}^2$.

ΔT_{mn} : diferencia de temperatura normalizada con respecto a la temperatura media, $\Delta T_m/T_m$.

γ : relación de calores específicos, C_p/C_v .

σ : número de Prandtl.

1. Introducción

El efecto termoacústico es el desplazamiento de energía térmica, Q , que se realiza en una capa de fluido, llamada *capa límite oscilatoria térmica* de espesor δ_k o δ_v (Swift, 1988 y El-Fawal et al., 2012), la cual se forma por la acción de una onda sonora que incide en un medio gaseoso confinado a presión

y que está en contacto con una pared sólida (superficie de las placas de la pila termoacústica o *stack*, figura 1).

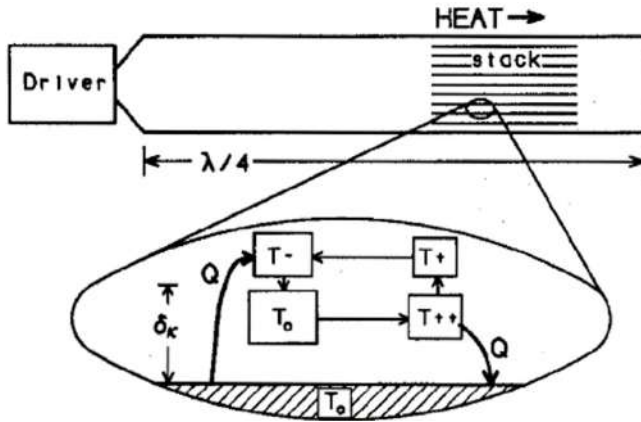


Figura 1. Diagrama de un Refrigerador Termoacústico, TAR¹, de un cuarto de longitud de onda (Fuente: Garret et al., 1993).

En la pila termoacústica, el desplazamiento de energía térmica, Q , se realiza desde la zona fría (extremo izquierdo) hacia la zona caliente (extremo derecho) mediante un paquete de fluido que tendrá varias transiciones de presión, temperatura y desplazamiento dentro del espacio con espesor δ_k que conforma la *capa límite oscilatoria térmica*. A este proceso se le llama *Ciclo Termoacústico* (figura 2).

Con respecto al Ciclo Termodinámico, el Efecto Termoacústico sobre un paquete de fluido de transferencia entre las placas de la pila desarrolla los siguientes procesos en un ciclo Brayton (figura 3):

¹ Thermoacustic Refrigerator.

1. Dos procesos adiabáticos internamente reversibles A y C (compresión y expansión, $s = \text{cte.}$, $\dot{Q} = 0$).
2. Dos procesos isobáricos irreversibles B y D ($s \neq \text{cte.}$, $\dot{Q} \neq 0$).

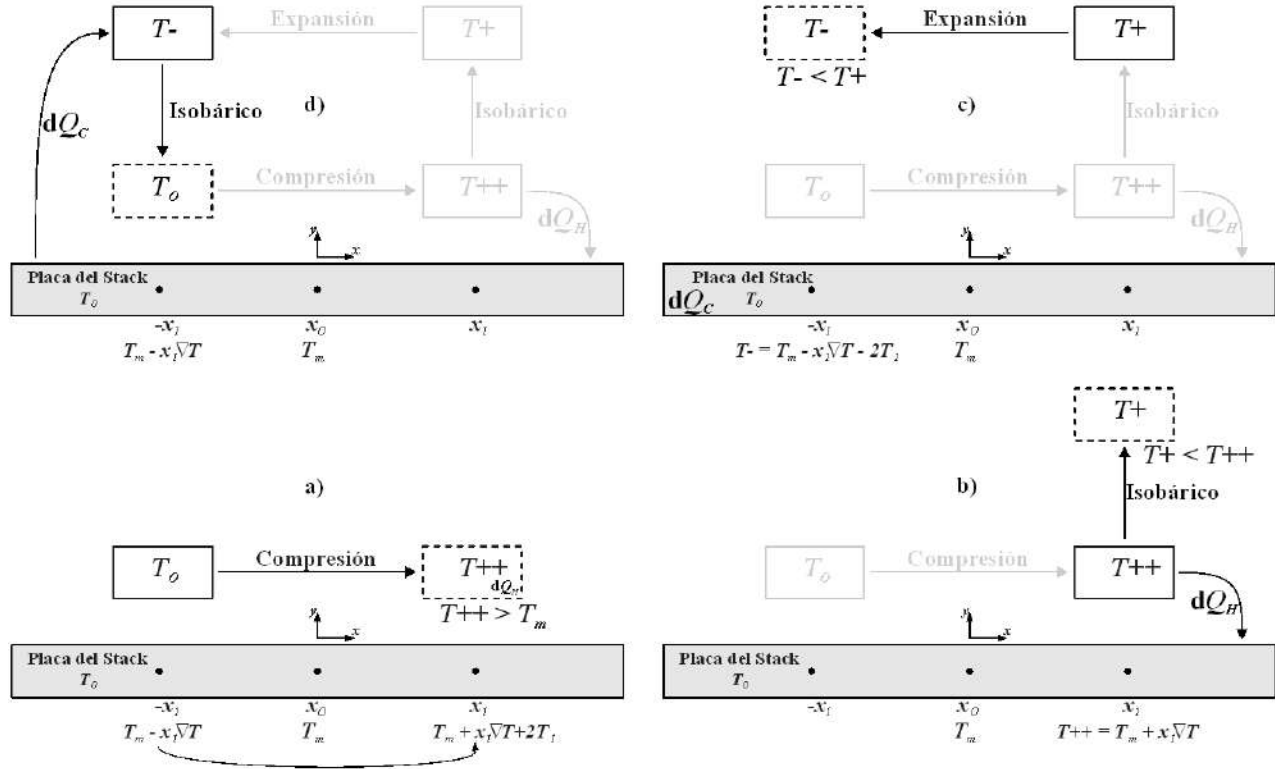


Figura 2. Pasos del ciclo termoacústico (Fuente: Garret, 1993; Swift, 1988).

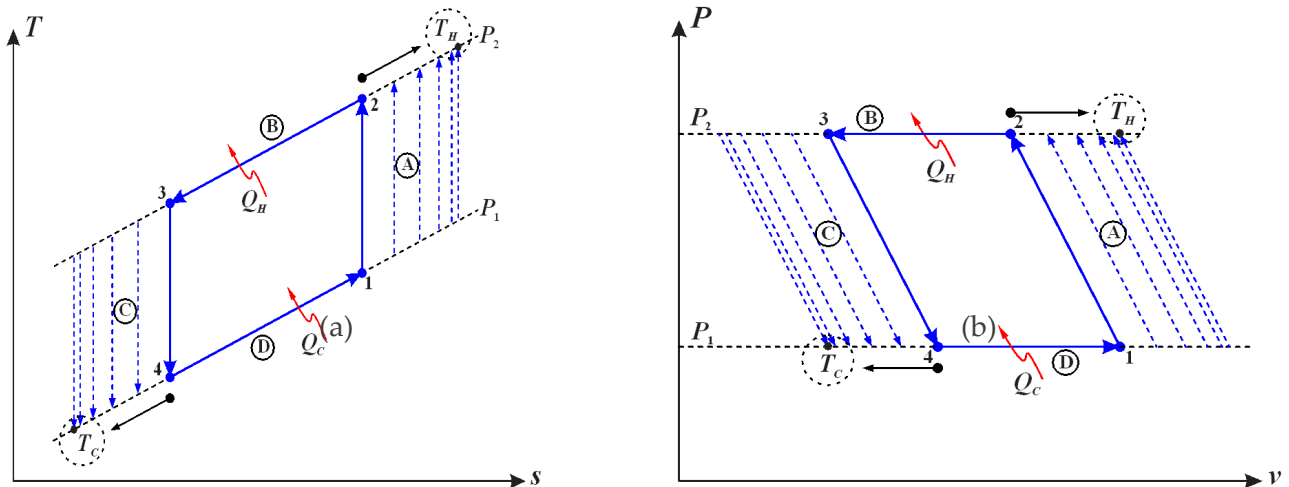
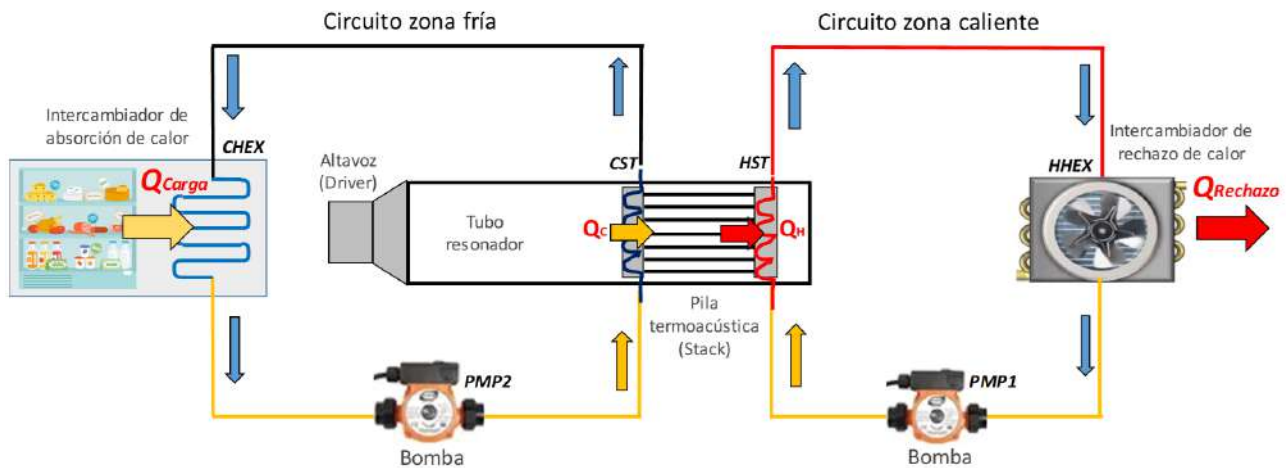


Figura 3. Serie de ciclos Brayton del efecto termoacústico: a) diagrama $T-s$ y b) diagrama $P-v$. (Fuente: LANITEF 2024).

El ciclo mostrado en la figura 3 se va acoplando en una serie de ciclos Brayton agrupados (paquetes de fluido) a lo largo de la superficie de la placa y van desplazando paquetes de energía térmica, Q , desde el extremo frío al extremo caliente (Bansal et al., 2012), ampliando los límites mínimo y máximo de temperaturas, $\Delta T_{span} = T_H - T_C$.

El Circuito Hidráulico propuesto se divide en: 1) circuito de la zona fría que mueve 12.4 a 28 mL/min de fluido para disminuirlo a una temperatura de enfriamiento de 13.4 °C de un pequeño volumen confinado y 2) circuito de la zona caliente que mueve 8.3 a 18 mL/min de fluido para elevarlo a una temperatura de calentamiento de 26.4°C, considerando la temperatura ambiente. Un Circuito Hidráulico controla y distribuye un fluido de transferencia para: 1) enfriar el extremo caliente de la pila mediante el intercambiador *HST* y desecharlo por el intercambiador *HHEX* y 2) aprovechar la capacidad de enfriamiento, Q_C , del extremo frío mediante el intercambiador *CST* y después absorber calor de una carga, Q_{Carga} , con el intercambiador *CHEX* (figura 4).



Actualmente se encuentra implementado solamente el circuito zona caliente para evaluar el efecto provocado en el *stack* por el enfriamiento del extremo caliente.

Figura 4. Circuito Hidráulico para la zona fría y zona caliente (Fuente: LANITEF 2023).

2. Materiales y Métodos

Las características del prototipo de Refrigerador Termoacústico de LaNITeF son de las referencias (Domínguez et al., 2023).

2.1 Determinación de la capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$.

Para el diseño del circuito hidráulico se requiere la capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$, y de la cantidad de calor generado, $\dot{Q}_H$, por el fenómeno termoacústico en la pila térmica. La siguiente ecuación define la capacidad de enfriamiento normalizado, $\dot{Q}_{Cn}$, del dispositivo Termoacústico (Tijani, 2001):

$$Q_{Cn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(\gamma-1)BL_{sn}} \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - (1 + \sqrt{\sigma} - \sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right) \quad (1)$$

La capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$, del refrigerador termoacústico se obtiene de la siguiente ecuación (Tijani, 2001):

$$\dot{Q}_C = (P_m aA) Q_{Cn} \quad (2)$$

Resolviendo 1 y 2 con resultados de pruebas de laboratorio (Domínguez, 2023), el prototipo de LaNITeF tiene una capacidad de enfriamiento $\dot{Q}_C = 4.5W$, el cual experimenta cambios de temperatura internamente reversibles en los extremos del stack mediante el arrastre de energía térmica de un extremo al otro. Por lo tanto, $\dot{Q}_H = \dot{Q}_C = 4.5W$.

2.2. Determinación de los límites de temperatura T_H , T_C y

T_{ambn} .

Con respecto a los límites de temperatura medidos en laboratorio (Domínguez, 2023), la Tabla 1 resume las temperaturas promedio.

Tabla 1. Parámetros de experimentación y resultados (Domínguez, 2023)

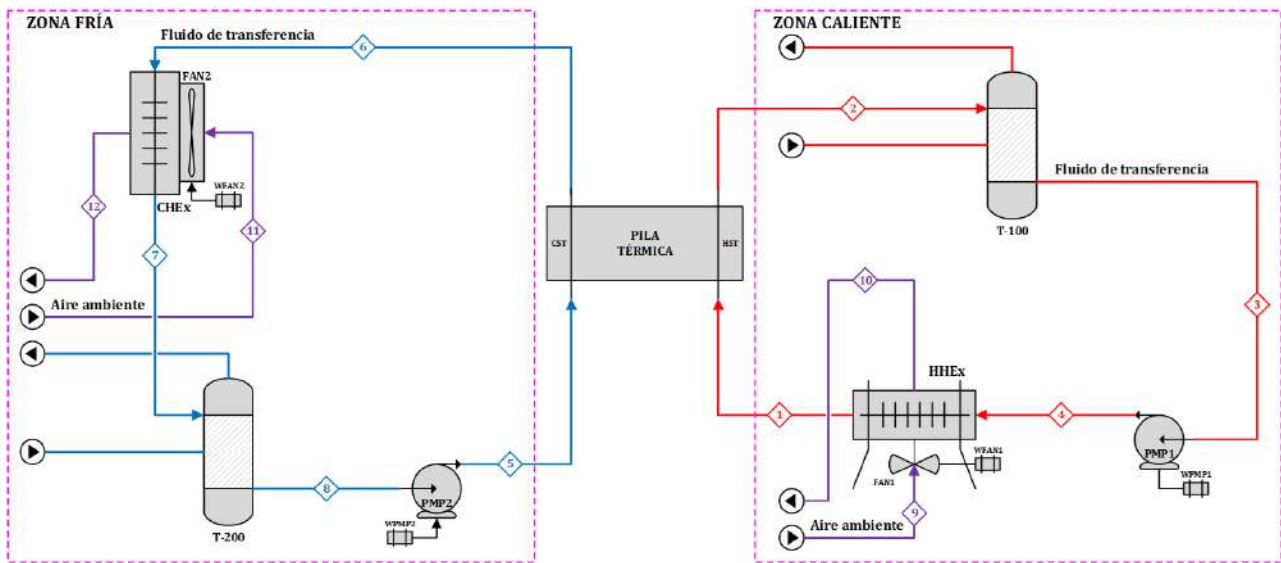
Temperatura (°C)	Valor Inicial	Valor Final
Ambiente (Ta)	18.6	18.6
Lado caliente (LC)	18.7	26.4
Lado Frío (LF)	18.5	13.4
Temperatura (°C)		
Incremento (LC)	7.7	
Abatimiento	5.1	
Diferencial LF y LC	13	

Los valores de temperatura son los siguientes:

$$T_H = 18.6\text{ }^{\circ}\text{C}, T_C = 13.4\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ y } T_{amb} = 18.6\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2.3 Determinación de configuración del Circuito Hidráulico.

La mayor parte de literatura se enfoca en el diseño, ubicación y arreglos de intercambiadores de calor para el extremo frío y caliente de un *stack* (Swift, 1998; Garret et al., 1993; Garret, 1997; Hofler et al., 1988; Herman et al., 1999); sin embargo, la patente US 5647216 (Garret, 1997) propone Circuitos Hidráulicos independientes para la zona caliente y la zona fría.



En la figura 5 se propone una configuración de Circuito Hidráulico dividido en: 1) circuito zona fría y 2) circuito zona caliente. La figura 6 muestra la simulación de proceso con las herramientas CoolProp (Bell et al., 2013) y EES (Klein, 2016) y se definen tres fluidos de transferencia: 1) Agua desmineralizada, 2) Etanol y 3) Etilenglicol 20% - Agua 80%.

Figura 5. Circuito Hidráulico separados para la zona fría y zona caliente (Fuente: LANITEF 2024).

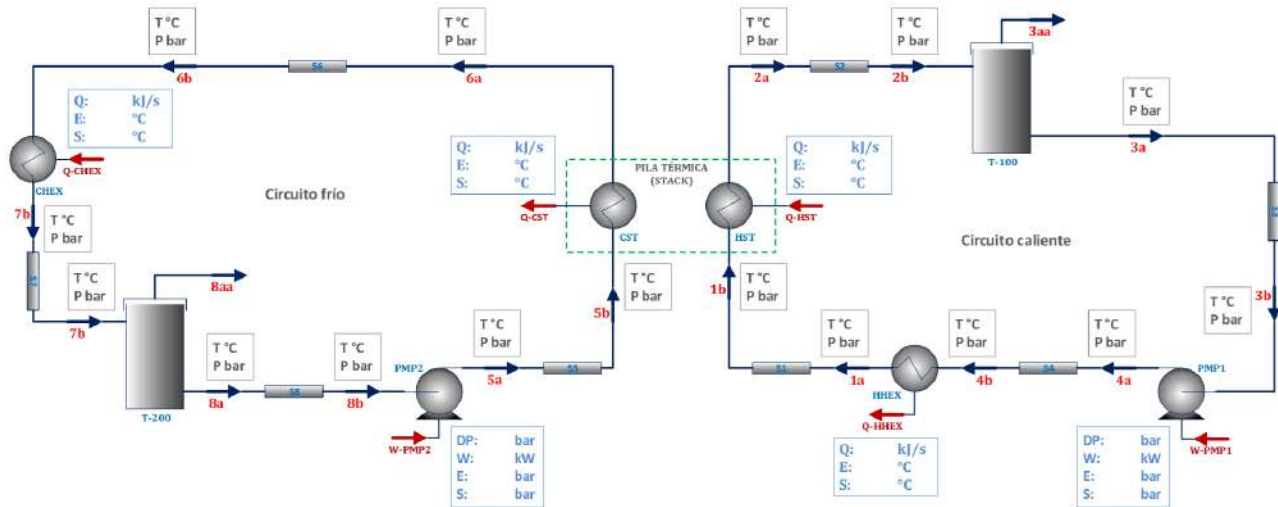


Figura 6. Esquema de simulación de procesos del Circuito Hidráulico (Fuente: LANITEF 2004).

3. Resultados y Discusión

3.1. Flujo de fluido de transferencia, $\dot{m}_f$

El flujo del fluido de transferencia en el circuito frío está dado por $\dot{Q}_C = \dot{m}_{f,C} C_{P,f} (T_5 - T_6)$ y en el circuito caliente por $\dot{Q}_H = \dot{m}_{f,H} C_{P,f} (T_2 - T_1)$. Basado en las mediciones de laboratorio de la Tabla 1 y figura 5 (Domínguez et al., 2023), los resultados de las simulaciones resultan en el flujo de masa y volumétrico del fluido de transferencia, para cada circuito, frío y caliente (Tabla 2).

Tabla 2. Resultados de flujo de masa y volumétricos (Fuente: LANITEF 2024).

Fluido de transferencia	Flujo	Circuito frío	Circuito caliente
Agua desmineralizada	$\dot{m}_f$ [kg / h]	0.7436	0.4967
	$\dot{V}_f$ [L / min]	0.0124	0.0083
Etanol	$\dot{m}_f$ [kg / h]	1.3150	0.8604
	$\dot{V}_f$ [L / min]	0.0277	0.0181
Agua 80%-Etilenglicol 20%	$\dot{m}_f$ [kg / h]	0.9551	0.6329
	$\dot{V}_f$ [L / min]	0.0152	0.0101

El circuito de la zona fría mueve 12.4 a 28 mL/min (0.7436 a 1.3150 kg/h) de fluido para disminuirlo a una temperatura

de enfriamiento de 13.4 °C y el circuito de la zona caliente mueve 8.3 a 18 mL/min (0.4967 a 0.8604 kg/h) de fluido para elevarlo a una temperatura de calentamiento de 26.4 °C, considerando la temperatura ambiente.

3.2. Caídas de presión, ΔP , y velocidad del fluido, v , en los segmentos de tubería.

Los parámetros para determinar la condición y características de los segmentos de tubería son: 1) $\Delta P_{\text{segmentos}}$, 2) ΔP_{total} (sin considerar la caída de presión de los componentes) y 3) la velocidad, v , de cada segmento (Churchill, 1977). Para estimar cada uno de los parámetros anteriores, se considera 1 m de longitud de tubing de cobre, 1/4 in, C20 (DE: 6.35mm, espesor 0.890 mm BWG) y un criterio de velocidad del fluido, v , menor a 0.5 m/s. Dadas las condiciones anteriores y los tres fluidos de transferencia, la Tabla 3 muestra valores máximos como referencia y la figura 7 muestra los resultados según el flujo de masa de la Tabla 2.

Tabla 3. Flujo y caída de presión máximas de un segmento de tubería
(Fuente: LANITEF 2024)

Fluido de transferencia	$\dot{m}_{\text{max}}$ [kg/h]	ΔP_{max} [mbar]
Agua desmineralizada	29.47	10.40
Etanol	23.31	8.20
Agua 80%-Etilenglicol 20%	30.24	10.60

Para las características del Refrigerador Termoacústico de LaNITeF mencionadas previamente, el flujo de fluido de transferencia, velocidades y caídas de presión (Tablas 2 y figura 7) resultaron muy bajos en comparación con el límite máximo mostrado en la Tabla 3 ($\Delta P_{\text{max}} = 10.6$ mbar para agua-etilenglicol a $v \sim 5$ m/s) y de operación en la figura 7c ($\Delta P_{\text{total}} = 2.5$ mbar para etanol a $v \ll 5$ m/s).

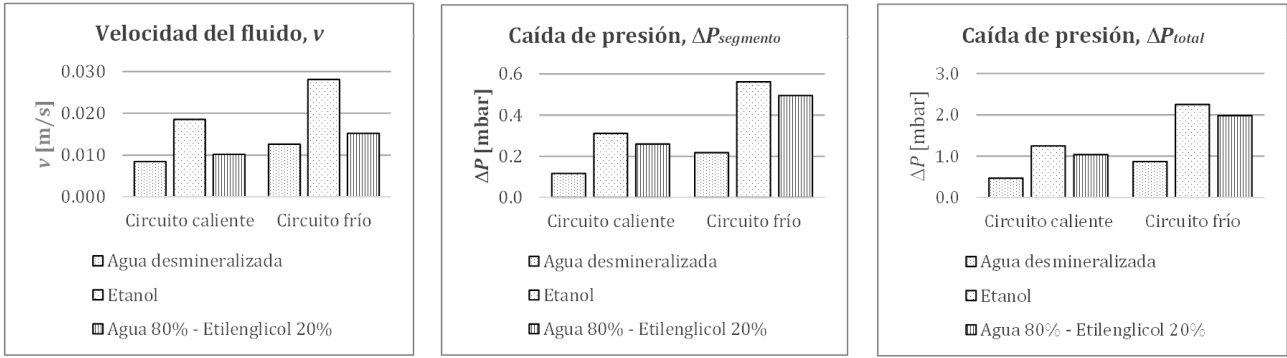


Figura 7. Velocidad de fluido y caídas de presión (Fuente: LANITEF 2024).

4. Conclusiones

El diseño de Circuito Hidráulico propuesto (figura 6) se construirá con tubing de 1/4 in, C20, cobre y será flexible para tres fluidos de transferencia: 1) agua, 2) etanol y 3) agua-etilenglicol. Operará en rangos de flujo siguientes: a) circuito zona fría de 12.4 a 28 mL/min (0.7436 a 1.3150 kg/h) para disminuir a una temperatura de enfriamiento de 13.4 °C y b) circuito zona caliente de 8.3 a 18 mL/min (0.4967 a 0.8604 kg/h) para elevar a una temperatura de calentamiento de 26.4 °C, considerando la temperatura ambiente. Las caídas de presión son irrelevantes para la operación del circuito, dado que el flujo de fluido es muy bajo ($\Delta P_{total} = 2.5$ mbar respecto a $\Delta P_{max} = 10.6$ mbar). Una ventaja de diseñar circuitos separados es el control de la temperatura del extremo caliente y, por tanto, la temperatura del gas en el tubo resonador, permitiendo una operación intermitente, mientras que el extremo frío opera continuamente.

Agradecimientos

Los autores agradecen al CONAHCYT por el apoyo recibido a través del proyecto 322615, Desarrollo de Tecnología Disruptiva en Frío: 2023-2024. Así mismo, al personal involucrado en la gestión administrativa del proyecto.

Referencias

G. W. Swift (1988). Thermoacoustic engines. *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 84 (4), p. 1145-1180, Acoustical Society of America.

I. H. Bell, S. Quoilin, J. Wronski and V. Lemort (2013). Cool-Prop: An open-source reference-quality thermophysical property library. Abstract from ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherlands.

Klein, S. A. (2016). Engineering Equation Solver v. 10.031. f-Chart, licencia #3274, USA.

S. L. Garrett, J. A. Adeff, T. J. Hofler (1993). Thermoacoustic Refrigerator for Space Applications. *Int. Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 7 (4), p. 595-599, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.

M. H. El-Fawal, N. M. Ghazali (2012). Optimized Heat Exchanger Unit in a Thermoacoustic Refrigerator. *The 4th International Meeting of Advances in Thermofluids*, Proc. 1440, p. 1300-1308, American Institute of Physics.

Churchill, S.W. (1977). Friction Factor Spans All Fluid Flow Regimes. *Chem. Eng. (Rugby, U.K.)*, vol. 84, no. 24, p. 91.

P. Bansal, E. Vineyard, O. Abdelaziz (2012). Review: Status of not-in-kind refrigeration technologies for household space conditioning, water heating and food refrigeration. *International Journal of Sustainable Built Environment*, vol. 1, p. 85-101, Gulf Organisation for Research and Development.

M. E. H. Tijani (2001). Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration. Energy Research Centre of the Netherlands, CIP-DATA Library Technische Universiteit, Eindhoven, Netherlands.

S. L. Garret (1997). High-Power Thermoacoustic Refrigerator. US Patent No. 5647216, US Patent and Trademark Office.

T. J. Hofler, J. C. Wheatley, G. W. Swift, A. Migliori (1988). Acoustic Cooling Engine. US Patent No. 4722201, US Patent and Trademark Office.

C. Herman, M. Wetzel (1999). Heat Exchangers for Thermoacoustic Refrigerators: Heat Transfer Measurements in Oscillatory Flow. Heat Transfer Enhancement of Heat Transfer Exchangers, p. 285-299, Kluwer Academic Publishers.

G. Domínguez, C. A. Escalante, L. del Llano (2023). Modelación numérica y validación experimental del efecto termoacústico en un prototipo de refrigeración. Memorias del XXIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM, 20 al 22 de septiembre, Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, A. C.

G. Domínguez (2023). Desarrollo de un prototipo enfriador por ondas mecánicas estacionarias. Informe técnico final, Convocatoria 2020 FORDECYT-PRONACES/295/2020, Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío, México.

ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR EYECTO-COMPRESIÓN UTILIZANDO DIFERENTES REFRIGERANTES

Espinoza-González M.A.¹, Román-Aguilar R.¹, Aparicio-Burgos J.E.¹

E-mail autor de correspondencia: es467639@uaeh.edu.mx

¹ Escuela Superior de Apan,
Universidad Autónoma del Estado de
Hidalgo, Hidalgo, México.

Resumen

En el presente artículo se desarrolla el análisis de un sistema de refrigeración por eyecto-compresión, utilizando diferentes refrigerantes. Los resultados fueron obtenidos con un modelo matemático que consistió en el cambio de la tasa de arrastre para obtener a la salida del eyector la misma presión que la del condensador. Se utilizó Python para la programación del modelo, donde se encuentra la librería CoolProp para obtener las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, la validación del modelo se efectuó al comparar los resultados con 3 diferentes autores; finalmente se simuló los refrigerantes R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290, R13I1, R1270, R161 y R717, considerados de bajo impacto ambiental. Como resultado se obtuvo que el R717 presentó los mejores COP con un valor de 0.23, seguido del R161 con un valor de 0.187.

Palabras clave: Refrigeración, Eyector, Tasa de arrastre, COP, Programación.

1. Introducción

De acuerdo a la agencia internacional de energía (International Energy Agency, 2024), el número de equipos de enfriamiento de espacios residenciales se ha triplicado desde el año 2000, alcanzando más de 1500 millones en 2022, por lo que la demanda máxima de electricidad está siendo afectada, especialmente durante los días calurosos, produciendo como consecuencia cortes de energía. Asimismo, la iniciativa europea Cool-Save ha reconocido el impacto energético de las instalaciones para la refrigeración al asegurar que los procesos para proveer aire acondicionado y refrigeración suponen entre el 15 y 20% del consumo energético global (Gradhoc, 2024). Esto conduce a una búsqueda de sistemas de refrigeración con mejor rendimiento o consumo de energía más bajo; sin dejar de lado que la mayoría de los refrigerantes que actualmente se utilizan, tienen un potencial de calentamiento global (GWP) hasta miles de veces superior al del CO₂, y que actualmente se están regulando de acuerdo a la enmienda de Kigali (UN Environment Programme, 2019), por lo que es necesario encontrar refrigerantes alternativos.

Es por lo anterior que en el presente trabajo se realiza un análisis teórico de un sistema de refrigeración por eyecto-compresión utilizando diferentes refrigerantes, validando el modelo con resultados reportados por Jialin Yu, (2007), Pizarro Romanillos (2014) y Sun (1996), para después analizar el comportamiento de otros refrigerantes.

El sistema de refrigeración por eyecto-compresión reemplaza al compresor por un generador, bomba y eyector el cual no tiene partes móviles, siendo una opción para su uso en aplicaciones de acondicionamiento de aire. Los refrigerantes contemplados para su estudio R600a, R290, R1270, R161 y R717 son los utilizados en la refrigeración industrial y comercial (Naturgy, 2019), así como refrigerantes R1234yf, R1234ze(E) y R13I1 denominados llamativos para su uso (Piyanut & Chayapat, 2022). En la Tabla 1 se muestra el Po-

tencial de calentamiento global (GWP) de los refrigerantes analizados.

*Tabla 1. GWP de los refrigerantes analizados
(Lemmon et al., 2018)*

Refrigerante	GWP
R1234yf	4
R1234ze(E)	6
R600a	3
R290	3
R1311	<1
1270	3
R161	12
R717	0

2. Materiales y métodos

El modelo matemático del eyector y del sistema es el utilizado por Pizarro Romanillos (2014), el cual fue implementado en el lenguaje de programación Python, donde el cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes se desarrolla utilizando la librería de código abierto CoolProp.

2.1. Ciclo de refrigeración por eyecto-compresión

Los componentes del ciclo de refrigeración por eyecto-compresión se muestran en la Figura 1a y su diagrama presión entalpía en 1b. El sistema está compuesto de un evaporador que absorbe el calor del medio a enfriar, un condensador que permite la salida del calor del sistema, un generador que proporciona vapor a alta presión y temperatura, una válvula de expansión que provoca una disminución de presión y por consiguiente baja temperatura, una bomba que envía el refrigerante líquido al generador y un eyector que permite absorber el refrigerante proveniente del evaporador y desarrollar la termocompresión.

El eyector está compuesto de una boquilla primaria que es una tobera convergente-divergente donde entra el fluido proveniente del generador p, una sección de mezcla donde

ingresa el flujo secundario proveniente del evaporador s y un difusor cuya función es hacer que la presión aumente hasta la presión del condensador.

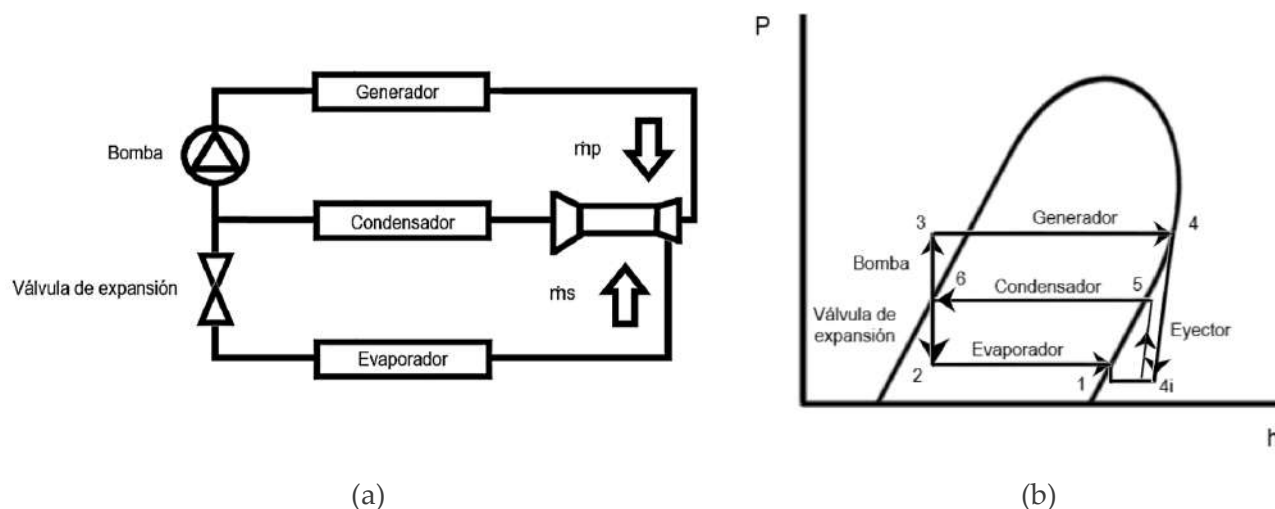


Figura 1 Ciclo de refrigeración por eyecto-compresión a) componentes, b) Diagrama P-h.

2.2 Modelo matemático

Las consideraciones para el modelo son:

La constante del gas (R) y la relación de calores específicos (γ) son constantes para fluido primario y secundario.

Las eficiencias de la Boquilla primaria E_p , sección de mezcla E_m y difusor E_d tienen valores de 0.85, 0.95 y 0.85, respectivamente.

La presión en cámara de succión es igual que la del evaporador.

Al mezclarse los flujos y si produce onda de choque, los valores de temperatura, presión y Mach cambiarán.

La velocidad a la salida del difusor es despreciable.

Las temperaturas para validación del modelo son: generador 90°C , condensador 35°C y evaporador 5°C .

La eficiencia de la boquilla primaria E_p está dada por la ecuación (1)

$$E_p = \frac{h_{7r} - h_4}{h_{4i} - h_4} \quad (1)$$

Donde h_{7r} es la entalpia real a la salida de la boquilla primaria, h_4 es la entalpia a la salida del generador y h_{4i} es la entalpia ideal a la salida de la boquilla primaria, tomada a

la presión del evaporador y con la entropía a la salida del generador.

La entalpia 4 está dada por la ecuación (2).

$$h_4 = \left(\frac{V_{p7}^2}{2} \right) + h_{7r} \quad (2)$$

Donde V_{p7} es la velocidad en el punto 7, correspondiente a la salida de la boquilla primaria.

La tasa de arrastre w es obtenida con la ecuación (3)

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3)$$

Donde $\dot{m}_s$ es el flujo másico secundario y $\dot{m}_p$ es el flujo másico primario.

La velocidad de la mezcla V_m se determina con la ecuación (4).

$$V_m = \frac{E_m * V_{p7}}{1 + w} \quad (4)$$

Donde E_m es la eficiencia del tubo de mezcla.

La entalpia de la mezcla h_m es obtenida con la ecuación (5).

$$h_m = \left(\frac{h_4 + w * h_1}{1 + w} \right) - \left(\frac{V_m^2}{2} \right) \quad (5)$$

Donde h_1 es la entalpia a la salida del evaporador.

La velocidad del sonido c se obtiene con la ecuación (6).

$$c = \sqrt{(R * \gamma * T_m)} \quad (6)$$

Donde R es la constante del gas en cuestión, γ es la relación de calores específicos y T_m la temperatura de la mezcla que es función de la entalpia y presión de los flujos mezclados, $T_m = f(h_m, P_m)$.

El número de Mach en la zona de mezclado M_{am} es obtenido con la ecuación (7).

$$M_{am} = \frac{V_m}{c} \quad (7)$$

La presión en el punto 3 se determina con la ecuación (8).

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \left(\frac{2 * \gamma}{\gamma - 1} \right) * (M_{am}^2 - 1) \quad (8)$$

La temperatura en el punto 3 se determina con la ecuación (9).

$$\frac{T_3}{T_m} = \frac{[2\gamma Mma^2 - (\gamma - 1)][(\gamma - 1)Mma^2 + 2]}{(\gamma + 1)^2 Mma^2} \quad (9)$$

El número de Mach en el punto 3 se determina con la ecuación (10).

$$Ma_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)Mma^2}{\gamma Mma^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)} \quad (10)$$

La entalpia de la salida del tubo de mezclado h_3 se determina con la ecuación (11).

$$h_3 = h_m + \frac{V_m^2 - V_3^2}{2} \quad (11)$$

Conociendo la ecuación anterior se puede obtener la entropía a la salida del tubo de mezclado ya que S_3 es función de p_3 y h_3 , $S_3 = f(p_3, h_3)$.

La entalpia a la salida del difusor se obtiene con la ecuación (12).

$$\frac{V_3^2}{2} + h_3 = \frac{V_4^2}{2} + h_4 \quad (12)$$

El cálculo de la entalpia ideal a la salida del difusor se obtiene con la ecuación (13).

$$Ed = \frac{h_{7i} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (13)$$

La presión a la salida del difusor se calcula en función de la entropía y la entalpia de salida ideal, es decir, $P_4 = f(S_3, h_{7i})$. No obstante, la presión resultante será menor que la del condensador, por lo que se itera en función de la tasa de arrastre.

Finalmente se obtiene el coeficiente de operación COP con la ecuación (14) en función de la tasa de arrastre.

$$COP = w * \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3} \quad (14)$$

3. Resultados y discusión

En la Figura 2 se muestra la comparación de los resultados entre los obtenidos en este trabajo y los obtenidos por Jialin Yu, (2007), Pizarro Romanillos (2014) y Sun (1996); en la 2a) se compara la tasa de arrastre y en la 2b) el COP, para los refrigerantes R142b, R134a y R152a, obteniéndose errores entre 5% y 15% para el COP y entre el 8% y 15% para la tasa de arrastre.

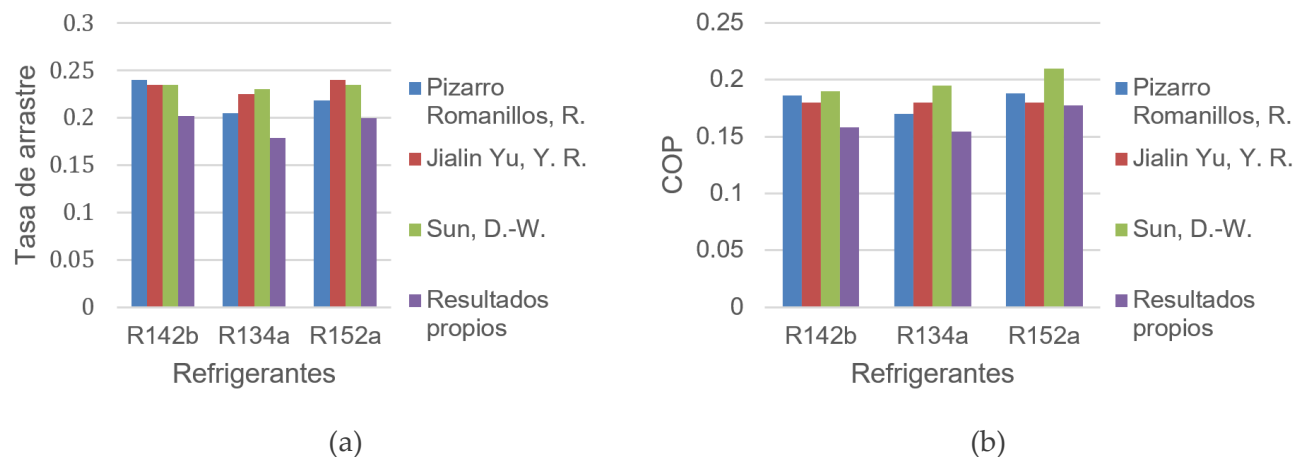


Figura 2 Comparación de resultados.
a) Tasa de arrastre, b) COP.

La Figura 3 muestra los resultados para 10 refrigerantes diferentes, dando un panorama más amplio sobre qué refrigerantes podrían ser utilizados en la refrigeración por eyecto-compresión, por obtener un mejor rendimiento o por ser refrigerantes ambientalmente amigables. Teniendo en cuenta el COP, los mejores refrigerantes para su uso son el amoniaco en primer lugar con un valor de 0.23, seguido del R161 con un COP de 0.18 y después el R1270 con un COP de 0.17, mientras que los más bajos rendimientos se obtuvieron con el 1234yf y R1234ze(E). En cuanto a la tasa de arrastre, los valores se encuentran entre 0.16 y 0.23, coincidiendo que la mayor tasa de arrastre se obtiene con el Amoniac, dejando de manifiesto la importancia que la relación de flujos masicos en el comportamiento del sistema.

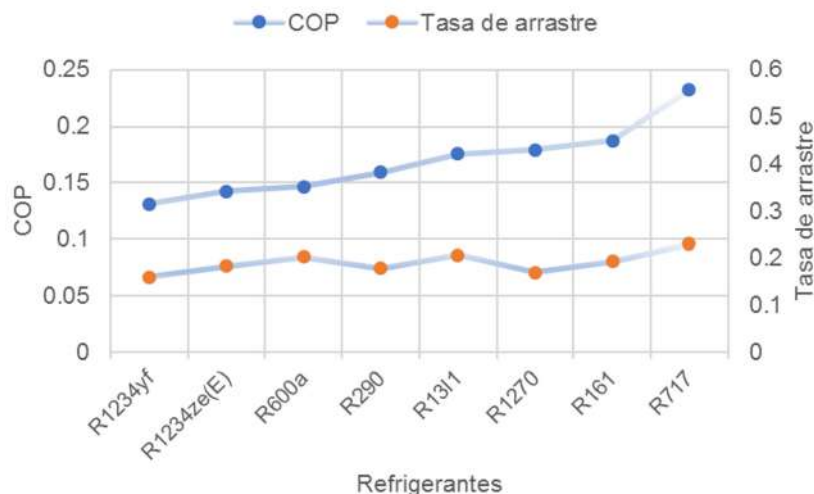


Figura 3. Resultados obtenidos por diferentes refrigerantes.

4. Conclusión

La refrigeración por eyecto-compresión ha tomado relevancia para su estudio por la baja cantidad de energía eléctrica que es utilizada para su funcionamiento en comparación con un sistema de compresión de vapor, motivo por lo que se desarrolla el presente trabajo y concluyendo en los siguientes puntos:

- Se desarrolló un programa de simulación en Python, utilizando un modelo matemático y la librería CoolProp para obtener las propiedades termodinámicas de los refrigerantes.
- Los resultados del programa de simulación, fueron comparados con 3 autores diferentes, obteniendo errores en el COP de 5% a 15% para el COP y del 8% a 15% para la tasa de arrastre.
- Se evaluaron los refrigerantes R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290, R13I1, R1270, R161 y R717, obteniendo el mayor COP con el amoníaco de 0.23, seguido del R161 y R1270 con un COP de 0.18 y 0.17, respectivamente.
- La tasa de arrastre obtenida para todos los refrigerantes, se encuentran entre 0.16 y 0.23, siendo este último correspondiente al mayor COP.

Referencias

Gradhoc. (17 de Mayo de 2024). La eficiencia energetica en refrigeracion industrial. Obtenido de <https://gradhoc.com/es/Art%C3%ADculo/eficiencia-energetica-refrigeracion-industrial/#:~:text=La%20iniciativa%20europea%20Cool%2D-Save,20%25%20del%20consumo%20energ%C3%A9tico%20global>.

International Energy Agency. (2024). Obtenido de <https://www.iea.org/energy-system/buildings/space-cooling#tracking>

Jialin Yu, Y. R. (Abril de 2007). Applying mechanical sub-cooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. *Energy Conversion and Management*, 48(4), 1193-1199.

Naturgy. (3 de Junio de 2019). Refrigerantes industriales y refrigerantes: una solución para cada uso. Obtenido de https://www.naturgy.es/empresas/blog/refrigerantes_industriales_y_refrigerantes_una_solucion_para_cada_uso

Lemmon, EW, Huber, ML y McLinden, MO (2010). Base de datos de referencia estándar del NIST 23. Propiedades termodinámicas y de transporte de fluidos de referencia (REFPROP), versión , 9 .

Pizarro Romanillos, R. (2014). Refrigeración solar por eyector [Tesis de grado]. Universidad Carlos III de Madrid, Leganes, España.

Piyanut , S., & Chayapat, P. (2022). Low GWP Refrigerant R1234yf, R1234ze(z), R13I1 as an Alternative to New Zeotropic Refrigerant. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 98(2), 80-89.

Sun, D.-W. (1996). Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. *Energy*, 21(10), 919-929.

UN Environment Programme. (2019). Obtenido de <https://ozone.unep.org/kigali-amendment-implementation-begins>

EVALUACIÓN ENERGÉTICA Y ANÁLISIS FISICOQUÍMICOS DE LA PULPA DE MANGO CONGELADA A -20 °C Y -80°C

María de Jesús Galindo Aguilar¹, Julio Valle Hernández¹,
Wendy Delgadillo Ávila¹.

E-mail autor de correspondencia: ga441564@uaeh.edu.mx

¹ Escuela superior de Apan,
Universidad Autónoma del Estado de
Hidalgo, Apan, México

Resumen

El mango es una fruta con alto valor nutritivo por su contenido en fibra y vitaminas, lo que lo hace un producto de exportación, siendo México el sexto productor a nivel mundial. Sin embargo, la falta de industrialización provoca su venta en fresco, ocasionando un 40% de desperdicio, al no emplearse métodos de conservación como la congelación. En el siguiente trabajo se presenta una evaluación energética dos procesos de congelación de pulpa de mango y el análisis a los cambios fisicoquímicos que presenta el producto al almacenarse a -20° C y -80° C. El proyecto se desarrolla en dos partes; en la primera se evalúa el consumo de energía para los procesos de congelación, lenta y rápida, en la segunda se realiza un análisis experimental a la pulpa de mango para determinar los cambios fisicoquímicos debido a las temperaturas de conservación. Como resultados se presenta el coeficiente de desempeño obtenido por los ciclos de refrigeración y la comparación de consumo energético entre ambos sistemas, por otra parte, del análisis fisicoquí-

mico se muestran los cambios en el peso, firmeza, pH, sólidos solubles y acidez titulable de la pulpa de mango.

Palabras clave: Evaluación energética, Sistemas de congelación, Congelación rápida, Análisis fisicoquímico del mango.

1. Introducción

El mango presenta un alto valor nutritivo, ya que es una fuente importante de fibra y vitaminas, su pulpa presenta una concentración significativa de compuestos bioactivos tales como vitamina A, vitamina C, vitamina E, polifenoles, carenotes, entre otros (Guha, S. G., 2006).

La producción de mango genera alrededor de 24,453 empleos permanentes y 24,253 temporales, estados como Sinaloa, Nayarit, Guerrero, Chiapas y Oaxaca aportan el 77% de la producción nacional de dicha fruta, siendo México el sexto lugar a nivel mundial con 2.18 millones de toneladas (SAGARPA, 2020). Sin embargo, el estudio de la Cadena Agroalimentaria del mango del 2003 señala la falta de avances tecnológicos como uno de los principales desafíos para su industrialización. Esto conlleva a que se prefiera vender el mango en su estado fresco, lo que resulta un producto final con poco valor agregado en el mercado y un índice de desperdicio de materia prima estimando en aproximadamente 40% (FIRA, 2004).

Los métodos de conservación de productos perecederos, como la congelación, reduciría el porcentaje de desperdicio. La congelación de alimentos consiste en exponer el producto a temperaturas menores a -18° C, con lo que se retrasan los cambios fisicoquímicos que causa el deterioro como lo es la actividad enzimática y el crecimiento de microorganismos (INTARCON, 2020).

El proceso de congelación se puede llevar mediante dos métodos principales para alcanzar las condiciones óptimas de conservación; congelación lenta a -20° C y congelación rápida a -80° C. La congelación lenta se puede lograr a partir de sistemas de congelación convencionales que enfrían gradual-

mente el producto hasta llegar a la temperatura de deseada, estos equipos operan a partir de un sistema de compresión de vapor simple, por otra parte, la congelación rápida se logra a partir de sistemas de enfriamiento avanzados como lo son los ultracongeladores, que permiten congelar el producto rápidamente hasta llega a temperaturas de -80°C (Hurtado Mamani, C. J., 2014).

En este trabajo se presenta la evaluación energética de dos procesos de congelación; lenta a -20°C y rápida a -80°C , así como el análisis de los cambios fisicoquímicos que estas temperaturas causan en la pulpa de mango durante su almacenamiento.

2. Materiales y Métodos

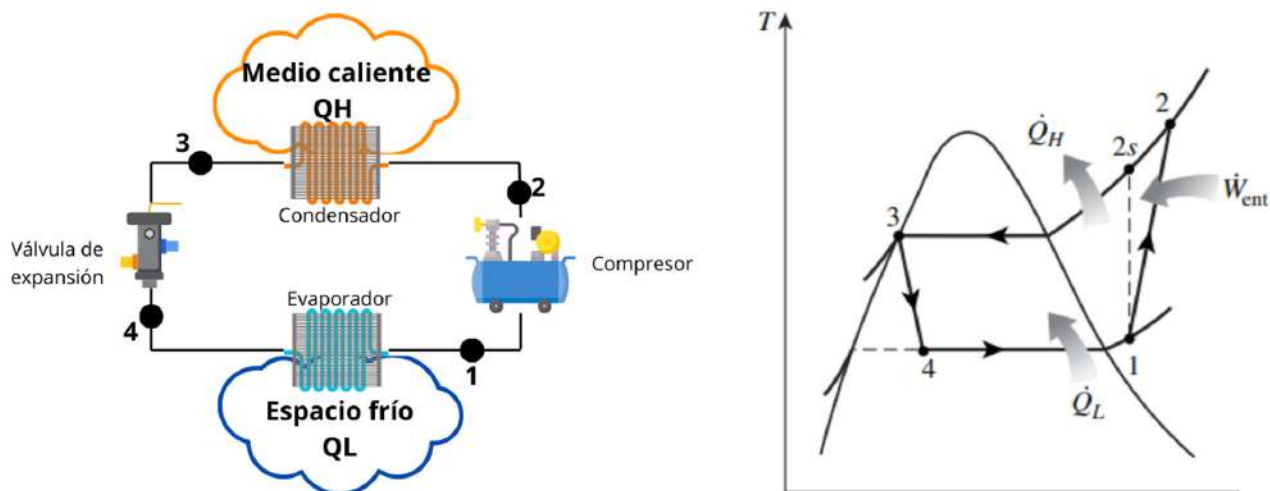
La metodología se divide en dos secciones, en la primera parte se desarrolla el análisis energético de los sistemas de congelación y en la segunda se analizan los cambios fisicoquímicos en la pulpa de mango almacenada a las temperaturas de operación de los sistemas.

2.1. Análisis energético de los sistemas de congelación

Se propone el modelado analítico del ciclo de refrigeración para cada proceso de congelación; para el sistema de congelación a -20°C se considera el ciclo termodinámico de compresión de vapor simple, mientras que para el sistema a -80°C un ciclo en cascada. Para ambos ciclos se propuso el refrigerante R-600a como fluido de trabajo al ser un sustituto de los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidrofluorocarbonos (HCFC). El refrigerante R-600a cuenta con una estabilidad química y presenta un nivel de toxicidad A3, considerado bajo por la Asociación de Ingenieros de Sistemas de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE por sus siglas en ingles), además tiene un impacto ambiental de cero en destrucción de la capa de ozono y un bajo potencial de GWP (menor a 3) (Yañez, G., 2024).

2.1.1. Ciclo de compresión de vapor simple

El ciclo de compresión de vapor simple opera a partir de cuatro etapas básicas. En la Figura 1 se muestran las etapas del ciclo y su diagrama Temperatura vs Entropía, donde de 1 a 2 se comprime el vapor saturado, de 2 a 3 se rechaza el calor al ambiente a presión constante a través de un condensador, de 3 a 4 el refrigerante se estrangula en un dispositivo de expansión, para finalmente de 4 a 1 absorber el calor del producto a presión constante mediante un evaporador.



2.1.2. Ciclo de cascada

Los ciclos en cascada se emplean cuando la diferencia entre la temperatura de refrigeración y ambiente suele ser demasiado grande para que un solo ciclo de compresión pueda alcanzarla. Este ciclo está compuesto por dos ciclos de compresión simple, operando en serie conectados a través de un intercambiador que funge como condensador para el ciclo de baja presión (ciclo A), y como evaporador para el de alta presión (ciclo B), en la Figura 2 se muestran las etapas del ciclo y su diagrama Temperatura vs Entropía.

Figura 1. Ciclo de compresión de vapor.

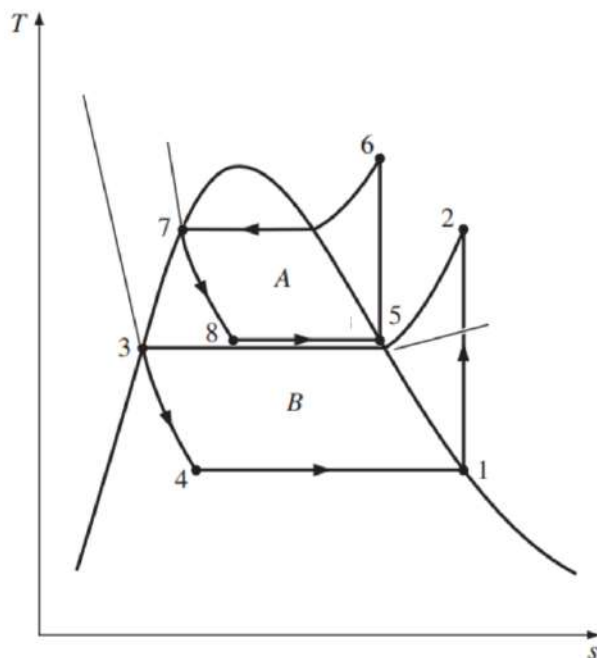
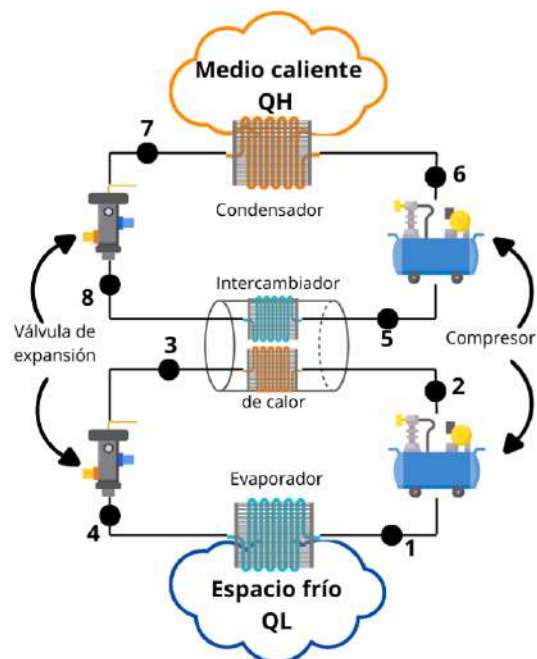


Figura 2. Ciclo de cascada.

2.1.3. Análisis termodinámico de los ciclos de refrigeración

Para el análisis energético se determina el calor a retirar por el sistema de refrigeración, mediante el cálculo de cargas térmicas. Para nuestro análisis se consideraron tres tipos de cargas térmicas; transmisión de calor por paredes (ecuación 1), infiltración por apertura de puertas (ecuación 2) y para alcanzar la temperatura de conservación de la pulpa de mango, por producto (ecuación 3).

Donde: U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de la pared expuesta al ambiente, ΔT es la diferencia de temperatura entre el aire en el interior y el exterior. Para la ecuación 2; ma es la masa de aire infiltrado y Δh es la diferencia de entalpías del aire exterior e interior. Para la ecuación 3, m es la masa del producto, C_{p1} y C_{p2} son los calores específicos a presión constante sobre y bajo el punto de congelación respectivamente, T_i , T_{cg} y T_f son la temperatura inicial, de congelación y final del producto, y λ_{LC} es el calor latente de congelación.

$$Q_{paredes} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

$$Q_{\text{infiltración}} = ma \cdot \Delta h \quad (2)$$

$$Q_{\text{producto}} = m(Cp_1(Ti - Tcg) + \lambda_{LC} + Cp_2(Tcg - Tf)) \quad (3)$$

El calor total a extraer por el sistema de refrigeración, suma de las tres cargas térmica, está en función del tiempo de congelación y la masa del producto a conservar. A partir del calor a retirar se realiza el análisis termodinámico de ambos ciclos de congelación, mediante el uso del software Engineering Equation Solver (EES), se determinan los estados termodinámicos del refrigerante en cada etapa del ciclo. Con los datos obtenidos se calcula la potencia mecánica requerida por los sistemas de congelación, considerando una eficiencia isentrópica del 75 %.

2.1.4. Evaluación energética de los sistemas de congelación

La evaluación energética de los sistemas se realiza mediante el cálculo del coeficiente de rendimiento (COP), y la energía consumida por cada uno de los procesos de congelación. El COP de los sistemas se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_L}{W_C} \quad (4)$$

Donde Q_L representa la carga térmica total de calor a extraer y W_C la cantidad de trabajo requerida por los sistemas.

A partir de las ecuaciones 5 y 6 se determina el consumo energético, de cada uno de los sistemas de enfriamiento, en función del tiempo de congelación (t), y la masa de pulpa de mango a conservar (m).

$$Whr_{-20^\circ C} = (237.58t + 37.8m) \quad (5)$$

$$Whr_{-80^\circ C} = (505.1t + 128.41m) \quad (6)$$

2.2. Análisis fisicoquímicos en la pulpa de mango

El análisis fisicoquímico se realiza de manera experimental, con muestras en fresco libres de daños y características de maduración similares, buscando que la corteza fuera 100% amarilla y que presentara una firmeza adecuada.

2.2.1. Análisis físico

Los frutos de mango se lavan en una solución de hipoclorito de sodio al 2% durante 20 minutos. Se les retira la pulpa y se empaqueta en bolsas ziploc con 200 g de fruta cada una. Se someten a temperaturas de congelación de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y -80°C , realizando los análisis por triplicado durante los días 0, 7, 14 y 21 de almacenamiento. Se calcula la pérdida de peso para determinar de firmeza del fruto, se emplea un penetrómetro manual, reportando los valores de la resistencia a la penetración en Kg/cm^2 .

2.2.2. Análisis químico

Los análisis químicos que se realizarán siguiendo la metodología de la AOAC. El pH se determina utilizando un potenciómetro Conductronic; la acidez titulable se determina por el método de titulación con NaOH 0.1 N, los valores se expresan basándose en el contenido de ácido cítrico; los Sólidos Solubles Totales (SST) se determinan empleando un refractómetro manual marca Atago, con lecturas expresadas en grados Brix.

3. Resultados y Discusión

3.1. Evaluación Energética

Los resultados de este análisis se obtuvieron a partir de los estados termodinámicos de cada uno de los ciclos propuestos; ciclo convencional y ciclo en cascada, considerando una eficiencia isentrópica del 75 %. En las Tablas 1 y 2, se muestran los estados termodinámicos obtenidos para cada ciclo, así como el calor a extraer, el trabajo requerido por el sistema y el coeficiente de rendimiento.

Tabla 1. Propiedades de estado refrigerante R600a - ciclo convencional

Estado	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)
1	-27	53.18	519.1
2	52.4	530.9	604.6
3	40	530.9	297
4	-27	53.18	297

$$QL = 564.54 + 75.54 \frac{m}{t}$$
$$Wc = 161.29 + 21.54 \frac{m}{t}$$
$$COP = 3.5$$

Tabla 2. Propiedades de estado refrigerante R600a - ciclo de cascada

Estado	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)
1	-87	1253	444.1
2	24.9	530.9	600.8
3	-30	530.9	133.3
4	-87	1253	133.3
5	-37	33.14	506.1
6	57.17	53.18	608
7	40	53.18	297
8	-37	33.14	297

$$QL = 1188.68 + 302.2 \frac{m}{t}$$
$$Wc = 371.4 + 94.42 \frac{m}{t}$$
$$COP = 3.2$$

En las ecuaciones obtenidas del análisis termodinámico se puede observar que tanto el calor a extraer, como el trabajo requerido para ello, aumentan directamente a la masa del producto a congelar e inversamente al tiempo de congelación, teniendo un término constante que no depende de estos parámetros correspondientes a las cargas térmicas por infiltración de aire y de transmisión por paredes. Por otra parte, el COP es constante en ambos casos, siendo ligeramente mayor para

el ciclo convencional, lo que nos indica que para la misma cantidad de calor a extraer requiere menor trabajo, pero debido a que el ciclo en cascada extrae mayor calor la diferencia en dos décimas no es significativa.

En la Figura 3, se muestra el consumo de energía para cada ciclo en función del tiempo de congelación, considerando 10 Kg de pulpa de mango, mientras que en la Figura 4 el consumo de energía en función de la masa considerando un tiempo de congelación de 2 horas. En ambos casos el ciclo en cascada presenta un mayor consumo derivado de la baja temperatura de congelación a la que opera, siendo este aproximadamente tres veces mayor para un mismo tiempo de congelación, y entre 2.2 y 2.7 veces para la misma cantidad de masa.

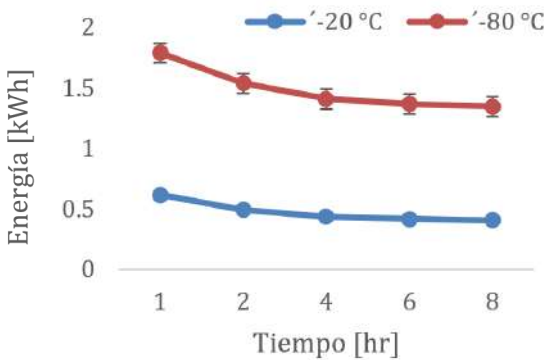


Figura 3. Consumo de energía vs tiempo de congelación.

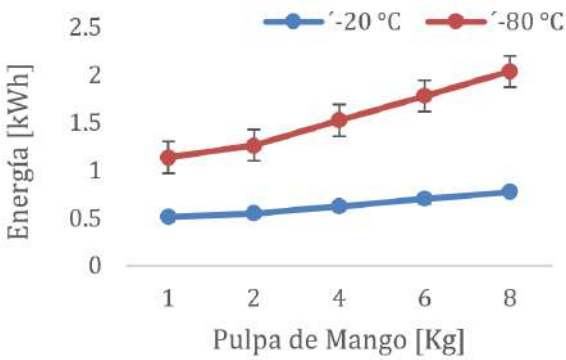


Figura 4. Consumo de energía vs masa de pulpa de mango.

3.2. Análisis Físico

La pulpa de mango almacenada en congelación a -80° C presentó mayor pérdida de peso en comparación a la pulpa congelada a -20°C (Figura 6). La mayor pérdida de peso se registró en el día 7 en la pulpa congelada a -80° C que presentó un porcentaje de 13.38%, mientras que la pulpa a -20° C tuvo 8.33%. La pérdida de peso se asocia a una pérdida de agua que presenta la pulpa, esto se debe principalmente al proceso de congelación, durante el cual se forman cristales de hielo dentro de las células, provocando una expansión en las células, permitiendo que el agua se escape (Cerro, E. U. 2021).

En la Figura 7 se presentan los valores de firmeza de pulpa de mango congelada de ambos tratamientos durante su almacenamiento. Se encontró una tendencia decreciente en la firmeza durante los días de almacenamiento a congelación. Al examinar el comportamiento de la textura, es decir de la fuerza necesaria a la rotura, para el día 7 se presenta el mayor decrecimiento en la pulpa congelada a -20° C que provoca una pérdida del 90% en la firmeza; para los días 14 y 21 de almacenamiento ambos tratamientos no presentan diferencia significativa.

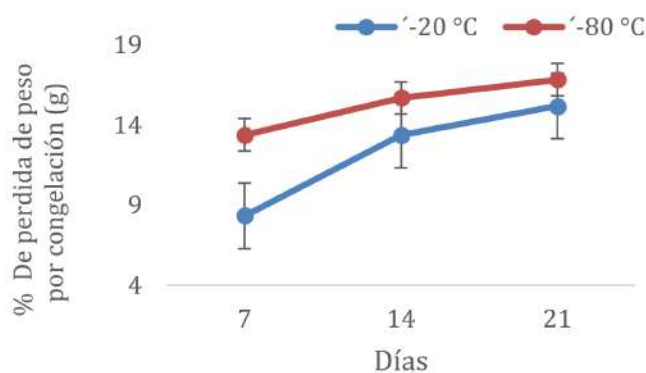


Figura 5. Comportamiento del porcentaje de pérdida de peso en pulpa de mango congelada.

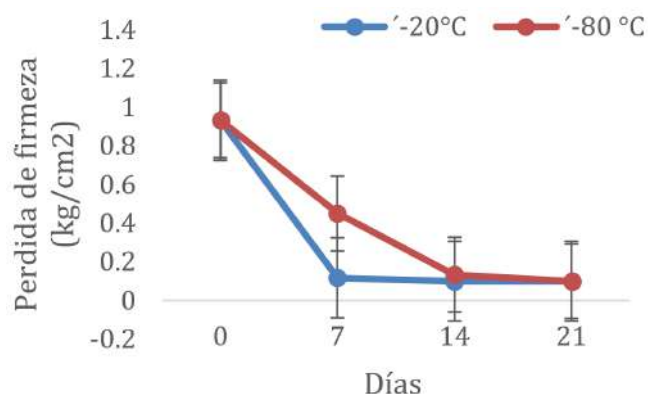


Figura 6. Comportamiento de firmeza de pulpa de mango congelada.

3.3 Análisis químico

En el día 0 ambos tratamientos iniciaron con 19.16 °Brix (Figura 7). En el día 7 de almacenamiento se mostró una disminución en el contenido de sólidos solubles totales (SST), la pulpa congelada a -20° C tuvo una pérdida de 13.1%, mientras que la pulpa congelada a -80° C perdió el 6.9% de SST. La congelación y descongelación de la pulpa de mango pueden alterar la permeabilidad de las membranas celulares en la fruta, lo que puede afectar la capacidad de retención de agua y esto a su vez permite una disolución de los sólidos solubles dentro de las células (Juárez, K. P., 2009).

El pH es una medida que expresa el grado de acidez de una solución en una escala que varía entre 0-14. Para un mango maduro los valores de pH se encuentran en un rango de 3.5 y 4.1, siendo el promedio 4.1 (Juárez, K. P., 2009). La Figura 8 presenta los cambios en el pH de pulpa de mango congelada, iniciando con un valor de pH de 4.0, al día 7 de almacenamiento se presentó una diferencia entre tratamientos, ya que la pulpa congelada a -20 °C obtuvo un pH de 3.24 y la pulpa congelada a -80 °C de 4.35; para el día 14 de almacenamiento ambos tratamientos tuvieron un incremento con un valor 5.4 de pH, que disminuyó al día 21 en ambos tratamientos.

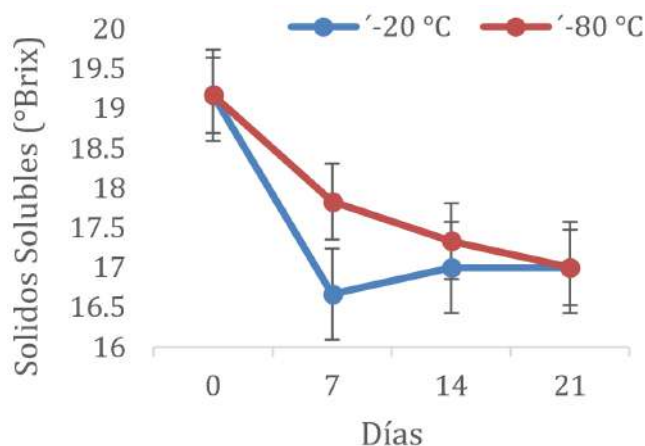


Figura 7. Comportamiento de sólidos solubles en pulpa de mango congelada.

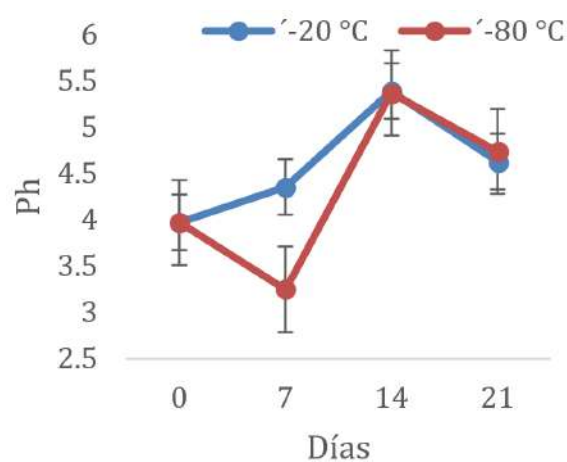


Figura 8. Comportamiento de pH en pulpa de mango congelada.

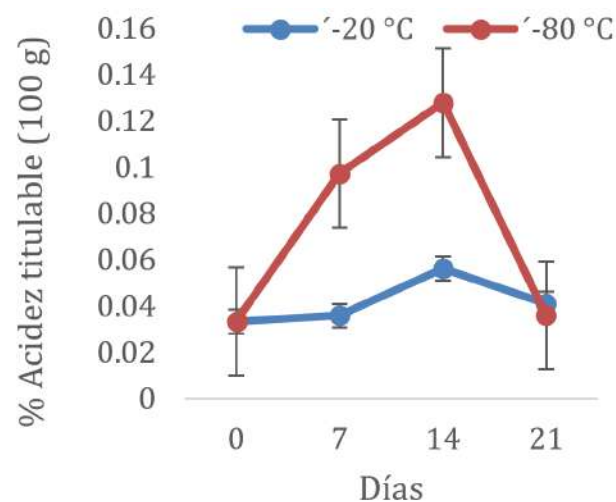


Figura 9. Comportamiento de %AT.

La acidez titulable presentó un aumento a medida del tiempo de almacenamiento hasta el día 14 en ambos tratamientos (Figura 9), siendo en mayor porcentaje en la pulpa de mango

congelada a -80°C ; para posteriormente disminuir al día 21 en ambos tratamientos.

4. Conclusiones

La congelación de la pulpa de mango a -20°C y -80°C inhibe el crecimiento de microorganismos y bacterias, así como la actividad enzimática, lo que retrasa la maduración y reduce el desperdicio. Los resultados del análisis fisicoquímico mostraron que la congelación a -80°C fue la más efectiva para preservar la firmeza, el contenido de sólidos solubles totales (SST) y la acidez titulable, parámetros relacionados con la maduración. Sin embargo, en pérdida de peso y pH la congelación a -20°C preservó mejor estas características.

Debido a que la firmeza es una variable considerada uno de los principales atributos de calidad de los frutos, y los ácidos orgánicos son importantes componentes del sabor que tienden a disminuir a medida que el fruto madura, podemos decir que la congelación a -80°C sí mejora la calidad final del producto. No obstante, congelar a -80°C implica un consumo energético entre 2 y 3 veces mayor, dependiendo de la cantidad del producto y el tiempo de congelación, que la congelación convencional a -20°C .

La decisión final sobre la elección del tipo de congelación recaerá en determinar el costo asociado a la comercialización de un producto de mejor calidad versus el aumento en el costo de energía eléctrica requerida.

Referencias

Guha, S. G. (2006). Antitumor, immunomodulatory and anti-HIV effect of mangiferin, a naturally occurring glucosylxanthone. Recuperado de Chemotherapy.

SAGARPA (2020). Secretaría de Agricultura y Desarrollo Rural. Recuperado de <https://www.gob.mx/agricultura/articulos/el-rey-de-las-frutas-tropicales-mango>

FIRA (2004). Redes de Valor, una nueva visión en los agro-negocios. Recuperado de www.fira.gob.mx

INTARCON. (2020). Congelacion de alimentos. Recuperado de <https://www.intarcon.com/congelacion-de-alimentos>

Hurtado Mamani, C. J. (2014). Optimizacion Del Proceso De Congelacion De Tilapia (*Oreochromis Aureus*) En Bloques E Iqf Para Lograr Una Maxima Calidad. Recueprado de Universidad Nacional De San Agustin: <https://1library.co/article/tipos-de-congelaci%C3%B3n-congelaci%C3%B3n-de-alimentos.y4wxwe9q>

Yañez, G. (2024). Refrigerante R600a. Recuperado de <https://www.gildardoyanez.com/refrigerante-r-600a/#:~:text=El%20refrigerante%20hidrocarburo%20R%2D600a,global%20GWP%20menor%20a%203>

Cerros, E. U. (2021). Conservación de Alimentos por frío. Recueorado de Fiagro.

Juárez, K. P. (2009). Elaboración de mango entero en sirope para darle valor agregado al mango mechudo del genero (*mangifera infica l*). Recuperado de <http://riul.unanleon.edu.ni:8080/jspui/handle/123456789/2734>

SISTEMA DE GESTIÓN HIDRÁULICA PARA UNIDAD DE REFRIGERACIÓN MAGNÉTICA

García-López E.¹, Montes-Rodríguez J. J.¹

E-mail autor de correspondencia: ernesto.garcia.lopez@icloud.com

¹ Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío – LaNiTeF. Santiago de Querétaro, Qro., México.

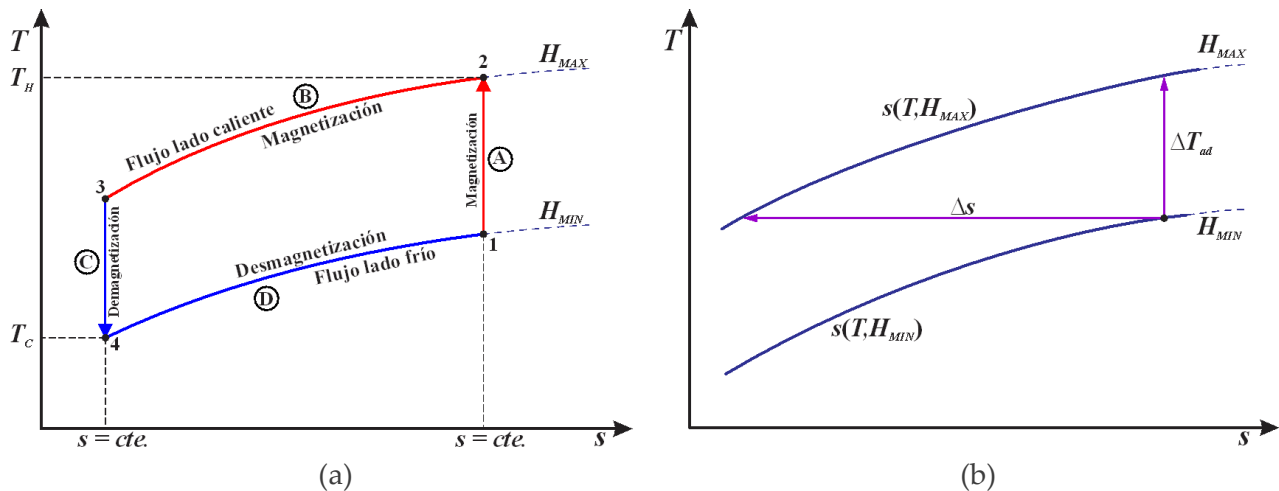
Resumen

Un Sistema de Gestión Hidráulica o Circuito Hidráulico, HMS, forma parte de un Refrigerador Magnético, MR, y es un sistema que está integrado a una Unidad de Refrigeración Magnética, MRU, que controla y distribuye un fluido de transferencia a través de un Regenerador Magnético Activo, AMR, que contiene un Material Magnetocalórico, MCM, particulado base Gadolinio. El fluido de transferencia aprovecha la capacidad de enfriamiento que se genera mediante el Efecto Magnetocalórico, MCE, para el enfriamiento de una carga. En este documento se presentan los resultados de un diseño de un Circuito Hidráulico de cuatro fluidos de transferencia para una MRU que contiene 1,700 g de un MCM distribuido en ocho cartuchos fijos de un AMR, que serán inducidos por el Campo Magnético, H, de un Magneto Permanente, PM, giratorio de dos polos opuestos de 1 T y dos polos opuestos de 0 T, a 0.6 Hz. El MCE de la MRU genera 861 W de capacidad de enfriamiento. El HMS propuesto hace circular de 40 L/h a 260 L/h de fluido de transferencia para generar una temperatura de enfriamiento de 5 °C a 15 °C en la zona fría, y una carga de enfriamiento de 204 W a 642 W.

Palabras clave: Magnetocalórico, Circuito Hidráulico, Gestión Hidráulica.

1. Introducción

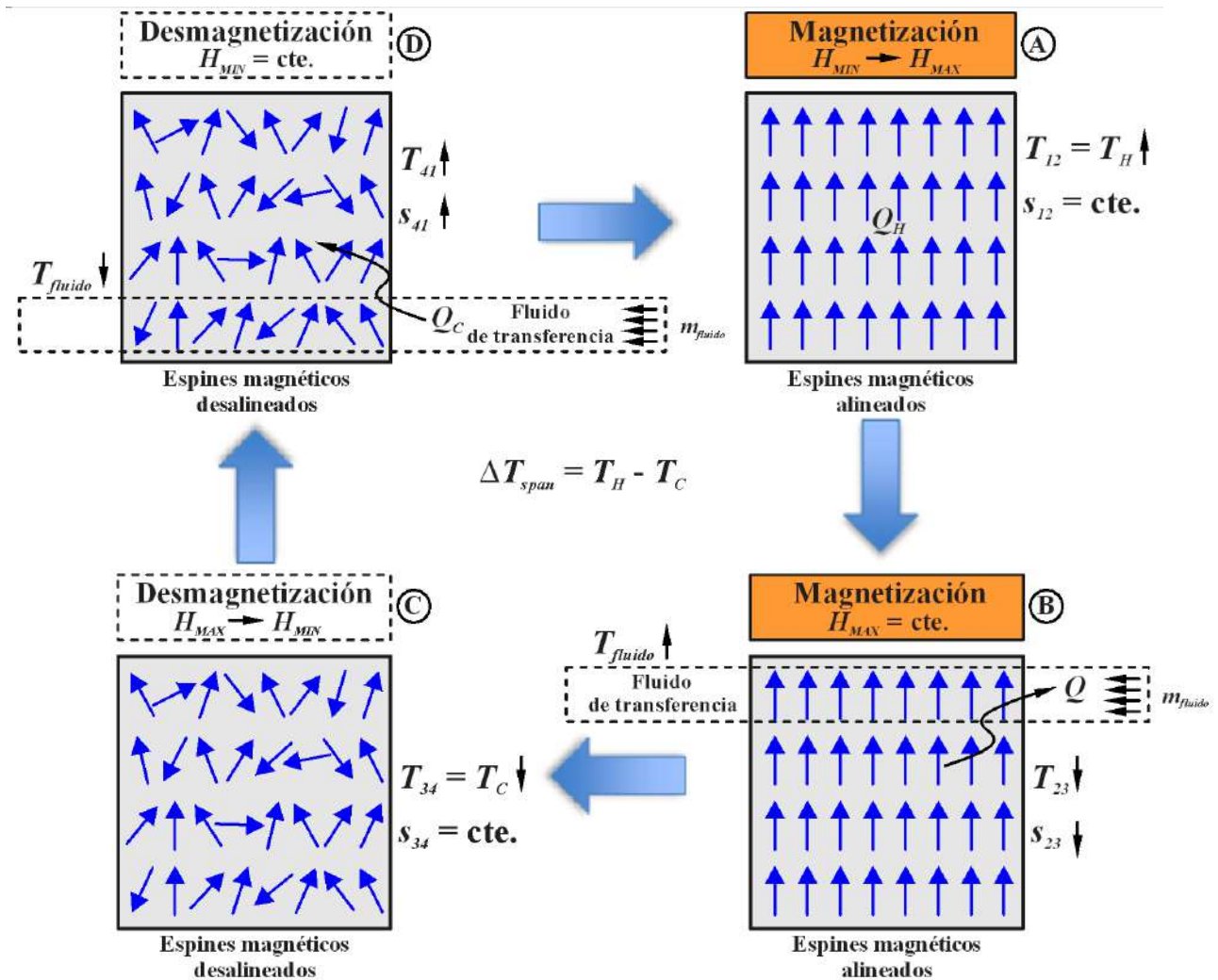
El MCE se manifiesta mediante dos estados: paramagnetismo y ferromagnetismo en un MCM. En el estado de paramagnetismo los espines magnéticos (momentos dipolares) se encuentran orientados de forma desordenada y con una alta entropía (desorden), s , sin la influencia de un Campo Magnético. En el estado de ferromagnetismo los espines magnéticos se orientan en una sola dirección al aplicar un Campo Magnético disminuyendo la entropía, s , y generando, reversible e internamente, una cantidad de energía térmica, Q , aumentando la temperatura, T_H , en un proceso adiabático. Si se permite un proceso de intercambio de calor y se retira la cantidad de energía térmica y, a la vez, retirando el Campo Magnético, se disminuye la temperatura en el MCM hasta T_C (Figura 1a). El MCE se caracteriza por dos propiedades termodinámicas: 1) cambio de temperatura adiabática, ΔT_{ad} , y 2) cambio de entropía isotérmica, Δs , (Figura 1b).



Una MRU define los límites de temperatura, T_H y T_C , entre las que opera un HMS. Las temperaturas se alcanzan mediante la influencia de un Campo Magnético: T_H para cuando $H > 0$ y T_C para cuando $H = 0$. La condición de cada temperatu-

Figura 1. a) Ciclo de Refrigeración Magnetocalórica y b) Material Magnetocalórico entre dos isocampos magnéticos (Fuente: Pecharsky & Gschneidner Jr., 1999; Smith et al., 2012).

ra es simultánea y se representa por un Ciclo Regenerativo mostrado en la Figura 2.



Un HMS controla y distribuye un fluido de transferencia en un lecho poroso de MCM que genera, mediante el MCE una temperatura alta, T_H , y una baja T_C . El HMS está formado por dos zonas: fría y caliente en un MR (Kastil et al., 2013; Jong, 2013; Nakashima et al., 2021; Peixer et al., 2023; Peixer et al., 2022; Lozano, 2015; Trevizoli, 2015; Eriksen et al., 2016; Fortkamp, 2019). La Figura 3 muestra el HMS integrado a la MRU.

Figura 2. Ciclo Regenerativo de un AMR (Fuente: LANITEF 2024).

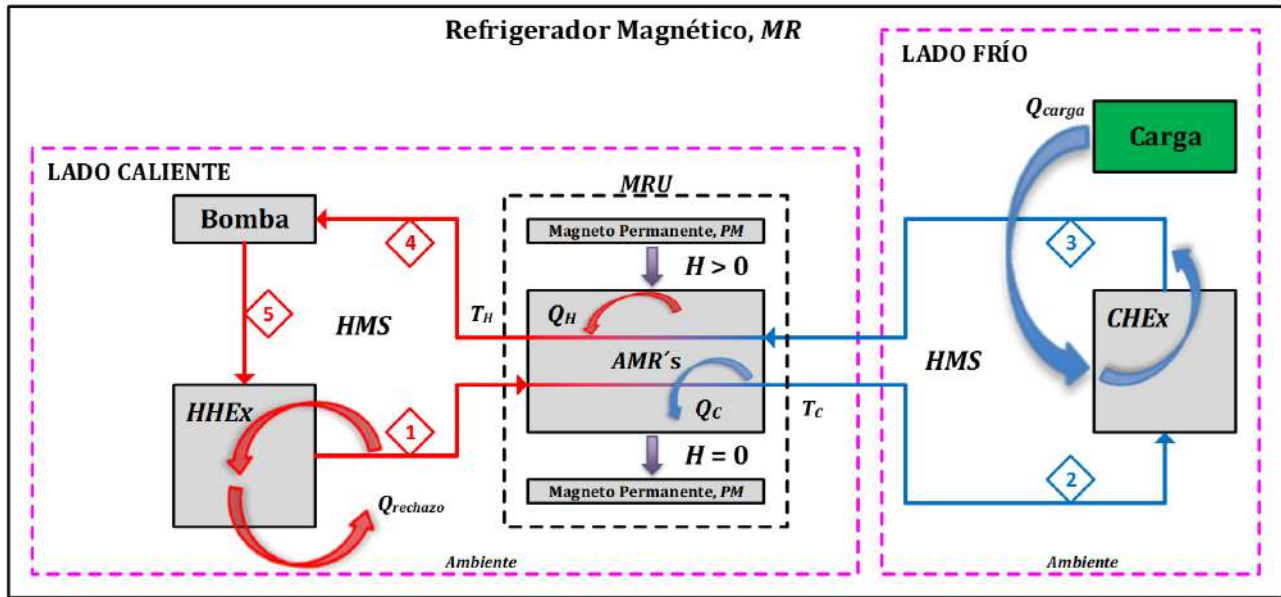


Figura 3. Diagrama de bloques de un MR (Fuente: LANITEF 2024).

2. Materiales y Métodos

La MRU tiene las siguientes características:

- Está conformado de 8 lechos (cartuchos) o AMR's dispuestos alrededor de un PM de Neodimio-Hierro-Boro (NdFeB).
- Cada lecho AMR contiene 212.0 g de una mezcla de MCM particulado, de composición general $(Gd_xNd_yCe_{1-x-y}Si_{0.8}(Cr_zMn_{0.2-z}))$, para un total de 1700g.
- El MCM se inducirá por un Campo Magnético $H \sim 1$ Tesla.
- El ciclo de regeneración, τ , es de 1.7 s ($f \sim 0.60$ Hz).
- Dada la configuración del PM, se genera el Campo Magnético $H \sim 1$ Tesla para inducir aproximadamente 2 lechos de MCM en cada extremo. Por lo tanto, 4 lechos están inducidos magnéticamente y 4 lechos tienen inducción mínima o nula.
- En la fase de magnetización se considera una $\Delta T_{ad} = 5.8$ K (Smith et al., 2012).

2.1 Determinación de la diferencia de temperatura adiabática en fase de magnetización, ΔT_{ad} , y desmagnetización, ΔT_{span} .

La diferencia de temperatura adiabática en fase de magnetización está dada por $\Delta T_{ad} = T_{H,s} - T_{H,e}$. Para $T_{H,s} = 22.0$ °C (temperatura máxima, T_H , del Ciclo Magnetocalórico) y $\Delta T_{ad} = 5.8$ K (Smith et al., 2012), la temperatura de entrada, $T_{H,e}$, es de 16.2 °C. La diferencia de temperatura adiabática en fase de desmagnetización, ΔT_{span} , incluye a $T_{H,s}$ como referencia. Por lo tanto, se considera el ciclo magnetocalórico (Figura 2) para su determinación, y está definida por $T_{C,s} = T_{H,s} - \Delta T_{span}$, donde ΔT_{span} se obtiene mediante el método de ajuste de superficie de mediciones experimentales y solución numérica del modelo analítico del balance materia-energía de un AMR (Siddikov et al., 2006), y es igual a $\Delta T_{span} = 17.02$ K. Por lo tanto, $T_{C,s} \sim 5$ °C (temperatura mínima, T_C , del Ciclo Magnetocalórico).

2.2. Determinación del poder calorífico a presión constante en fase de magnetización, $C_{P,r}$.

El Ciclo Magnetocalórico inicia con la fase de magnetización, generando internamente en el MCM una carga, Q_H , en un proceso adiabático y reversible que está en función de su poder calorífico a presión constante, $C_{P,r}$. La energía térmica generada se define por $Q_H = m_r \cdot C_{P,r} \cdot \Delta T_{ad}$. El calor específico a presión constante, $C_{P,r}$, se calcula mediante el método de ajuste de superficie de mediciones experimentales y solución numérica del modelo analítico del balance materia-energía de un AMR (Siddikov et al., 2006), obteniéndose $C_{P,r}(T_r, H) = 0.2976$ kJ/kgK, donde la temperatura, T_r , es el promedio de $T_{H,e}$ y $T_{H,s}$.

2.3. Determinación de la capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$.

La energía térmica generada internamente es $Q_H = m_r \cdot C_{P,r} \cdot \Delta T_{ad} = 1.4637$ kJ. Para evitar que el proceso se revierta sin dar una utilidad a la energía térmica generada, es necesario retirarla haciendo circular un fluido de transferencia durante un periodo, τ , de 1.7 s, por lo que el flujo de energía térmica (calor) es de $\dot{Q}_H = 0.8611$ kW. El flujo de energía térmica generada y retirada durante la fase de magnetización, $\dot{Q}_H$,

en el Lado Caliente tiende a recuperarse durante la fase de desmagnetización, adquiriéndola del mismo flujo de fluido, pero en el Lado Frío, y con la misma cantidad de material regenerativo. Esto se debe a que el fenómeno magnetocalórico es reversible, conduciendo a un proceso regenerativo al repetir el ciclo. Por lo tanto, para el diseño del HMS la capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$, de la MRU es de $\dot{Q}_C = \dot{Q}_H = 0.8611 \text{ kW}$.

2.4. Determinación de configuración del HMS.

Basado en una revisión de literatura (Kastil et al., 2013; Nakashima et al., 2021; Peixer et al., 2022; Peixer et al., 2023; Okamura et al., 2006), en la Figura 4 se propone una configuración de HMS con válvulas solenoides (Cardoso et al., 2016; Peixer et al., 2016). La Figura 5 muestra la simulación de proceso con las herramientas CoolProp (Bell et al., 2013) y EES (Klein, 2016), y se definen cuatro fluidos de transferencia: 1) Agua 80% - Etilenglicol 20%, 2) Agua 80% - Etanol 20%, 3) Etanol y, 4) Agua desmineralizada.

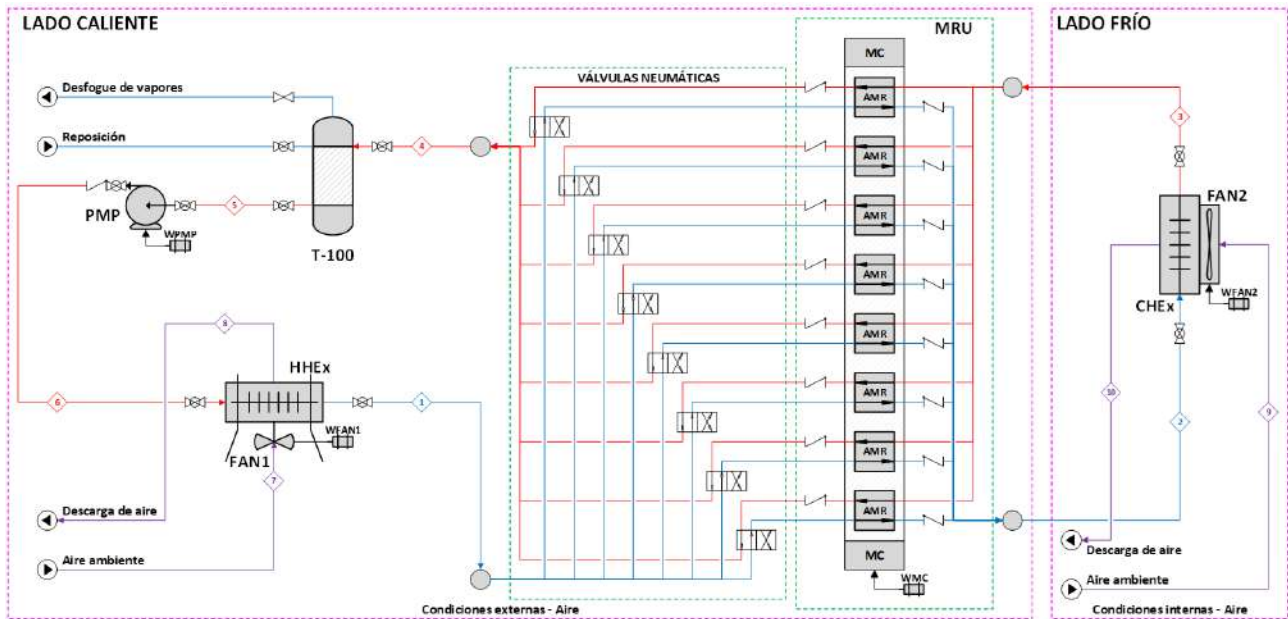


Figura 4. HMS con control de flujo mediante válvulas solenoides (Fuente: LANITEF 2024).

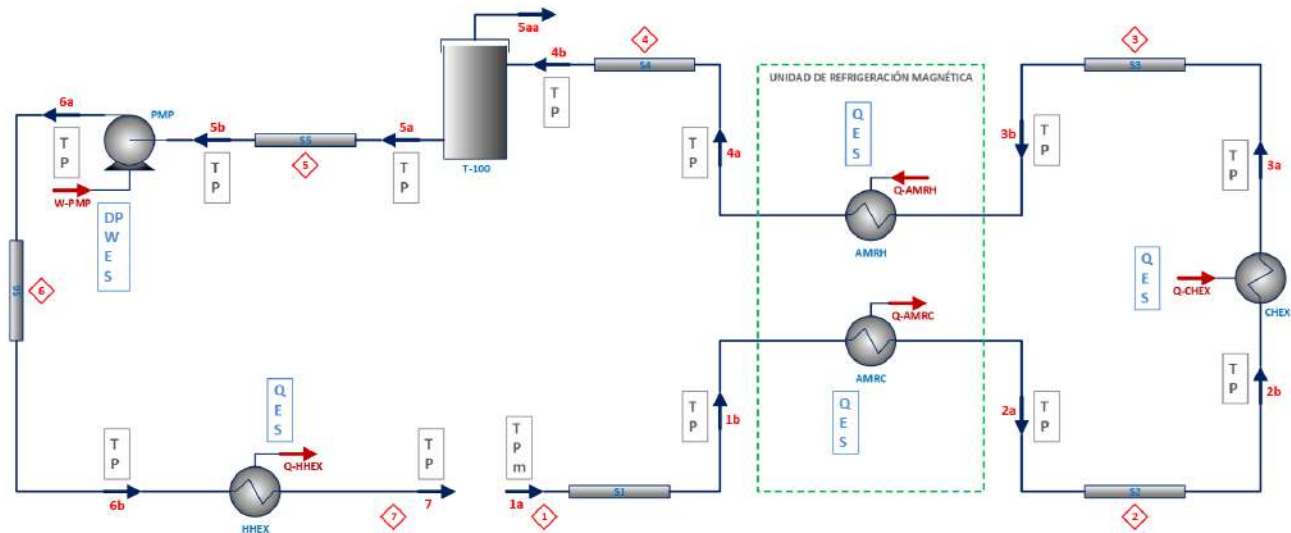


Figura 5. Esquema de simulación de proceso para el cálculo de propiedades termodinámicas y de transporte del HMS (Fuente: LANITEF 2004).

3. Resultados y Discusión

3.1. Flujo de fluido de transferencia, $\dot{m}_f$.

La capacidad de enfriamiento, $\dot{Q}_C$, se transfiere al fluido, $\dot{Q}_f$, manteniéndola constante, variando el flujo del fluido en un rango de temperaturas de enfriamiento de 5°C a 15°C y considerando una temperatura ambiente de entrada al AMR de 20 °C.

Etilenglicol 20% - Agua 80%

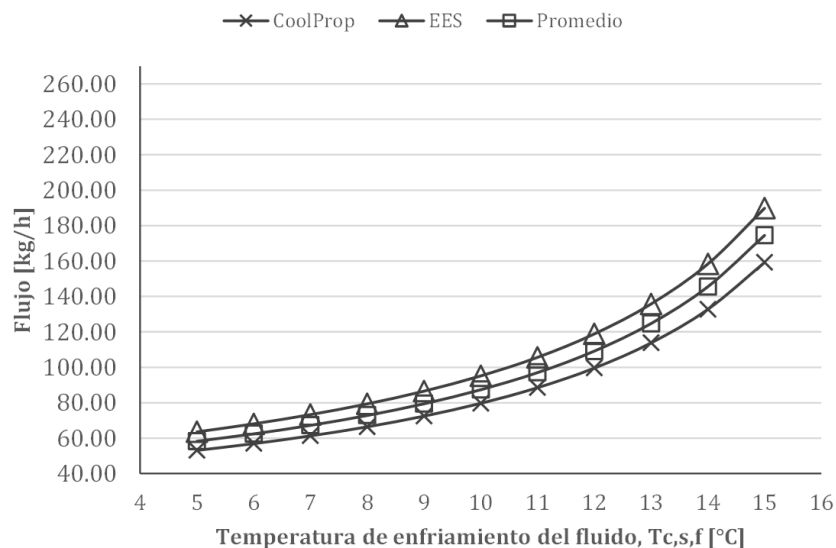


Figura 6. Flujo de fluido vs Temperatura de enfriamiento del fluido: Etilenglicol 20% - Agua 80% (Fuente: LANITEF 2004).

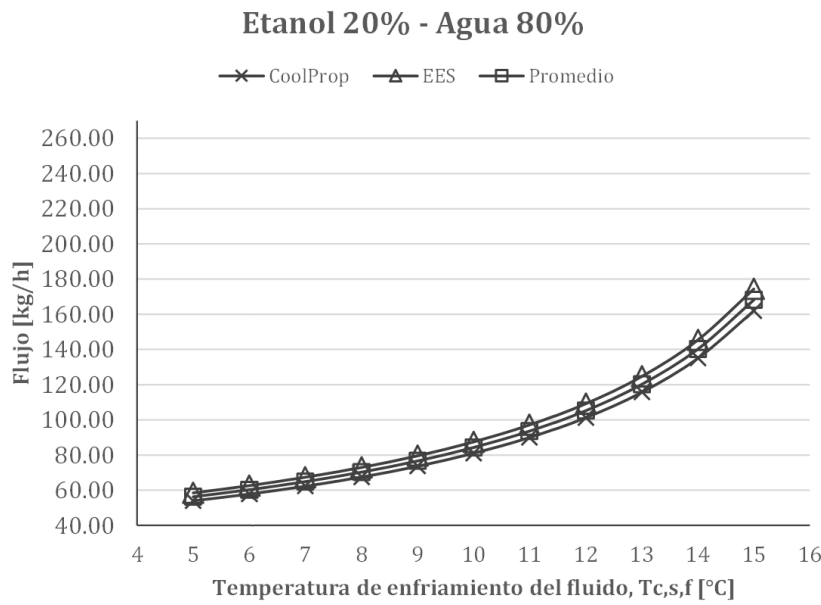


Figura 7. Flujo de fluido vs Temperatura de enfriamiento del fluido: Etanol 20% - Agua 80% (Fuente: LANITEF 2004).

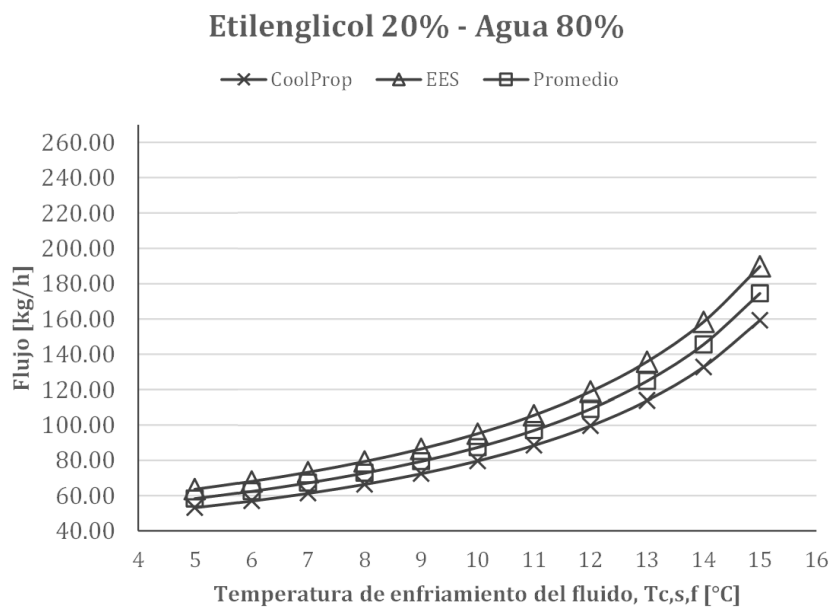


Figura 8. Flujo de fluido vs Temperatura de enfriamiento del fluido: Etanol 100% (Fuente: LANITEF 2004).

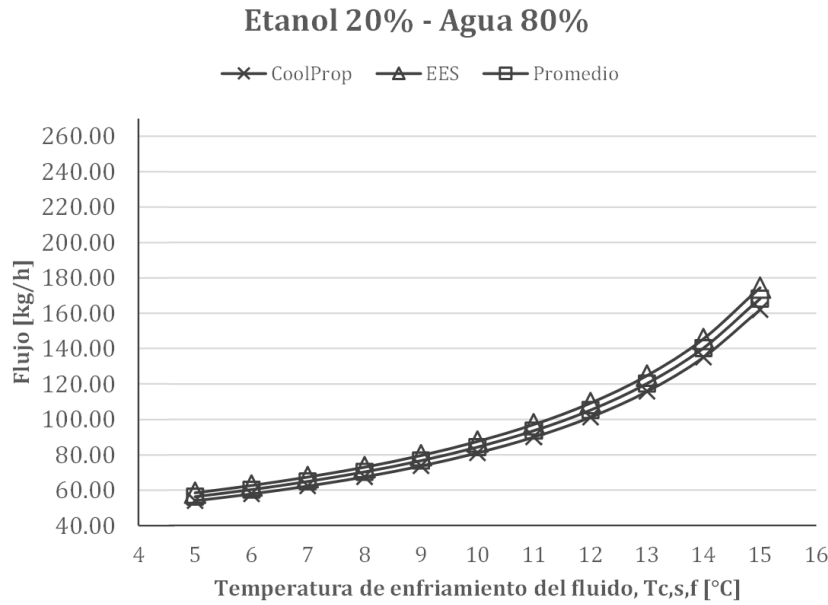


Figura 9. Flujo de fluido vs Temperatura de enfriamiento del fluido: Agua 100% (Fuente: LANITEF 2004).

En las Figuras 6 y 9, se ve una diferencia de los modelos CoolProp y EES para las mezclas de fluidos. En la Figura 6 hay un promedio de 16.2% de diferencia, y en la Figura 7 un promedio de 7.3%. El flujo de fluido de transferencia varía desde los 40 kg/h hasta 260 kg/h (aprox. 40 L/h a 260 L/h a condiciones estándar).

3.2. Carga de enfriamiento, $\dot{Q}_{carga}$.

La carga de enfriamiento es entre la temperatura de salida del fluido del AMR, Lado Frío, $T_{C,s,f} = T_{C,s} = 5\text{ °C}$, y la temperatura de entrada del fluido del AMR, Lado Caliente, $T_{H,e,f} = T_{H,e} = 16.20\text{ °C}$, la cual es constante. El enfriamiento de una carga en el volumen del Lado Frío es $\dot{Q}_{carga} = \dot{m}_f \cdot [h(T_{H,e,f}) - h(T_{C,s,f})]$. Para un flujo de fluido dado y una temperatura $T_{H,e,f}$ constante, y variando $T_{C,s,f}$ desde 5 a 15 °C, se tendrán cargas de enfriamiento, $\dot{Q}_{carga}$, diferentes (Figura 10).

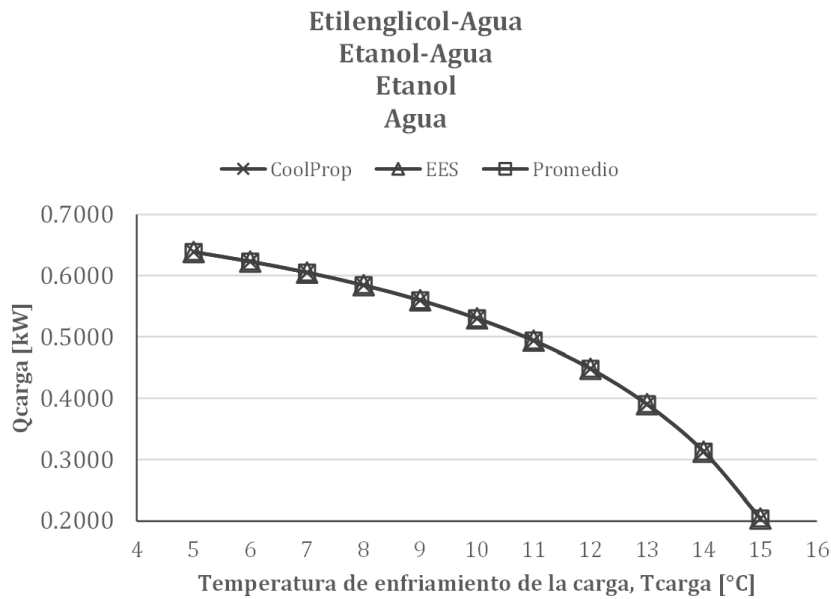


Figura 10. Carga de enfriamiento vs Temperatura de enfriamiento. (Fuente: LANITEF 2004).

El HMS operará desde una carga de enfriamiento máxima de 0.6420 kW (para mantener una carga a una temperatura de 5 °C) hasta una mínima de 0.2045 kW (para mantener una carga a una temperatura de 15 °C).

4. Conclusiones

El diseño del HMS propuesto (Figura 4) se construirá con tubing de 3/8 in., C20, acero inoxidable, y será flexible para cuatro fluidos: 1) Agua 80% - Etilenglicol 20%, 2) Agua 80% / Etanol 20%, 3) Etanol y, 4) Agua desmineralizada. Operará en un rango de flujo de 40 a 260 L/h estándar para una capacidad de enfriamiento de una carga en el volumen frío de 204 W a 642 W en un rango de temperaturas de enfriamiento desde los 5 °C hasta los 15 °C.

Referencias

J. Kastil, J. Tetek and A. Tucek (2013). Experimental Investigation of Small-Scale Magnetocaloric Refrigerator. Acta Physica Polonica A, vol. 124, no. 4, p. 740-744.

S. L. Jong (2013). Thermodynamic analysis on a magnetic refrigeration system. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 31, no. 23, p. 740-744.

A. T. D. Nakashima, F. P. Fortkamp, N. M. de Sá, V. M. A. dos Santos, G. Hoffmann, G. F. Peixer, S. L. Dutra, M. C. Ribeiro, J. A. Lozano, and J. R. Barbosa Jr (2021). A magnetic wine cooler prototype. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 122, p. 110-121, Elsevier Ltd and IIR.

G. F. Peixer, M. C. R. Silva, A. Lorenzoni, G. Hoffmann, D. dos Santos, G. M. do Rosário, E. Pagnan, H. F. Teza, P. M. Silva, S. L. Dutra, M. C. Ribeiro, M. A. A. Rosa, A. Döring, B. P. Vieira, A. T. D. Nakashima, P. A. P. Wendhausen, C. S. Teixeira, J. A. Lozano, J. R. Barbosa Jr. (2023). A Magneto-caloric Air-Conditioning System Prototype. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 151, p. 1-13, Elsevier Ltd and IIR.

G. F. Peixer, S. L. Dutra, R. S. Calomeno, N. M. de Sá, G. B. Lang, J. A. Lozano and J. R. Barbosa Jr. (2022). Influence of Heat Exchanger Design on the Thermal Performance of a Domestic Wine Cooler Driven by a Magnetic Refrigeration System. *Annals of the Brazilian Academy of Sciences*, vol. 94, no. 1, Printed ISSN 0001-3765, Online ISSN 1678-2690.

J. A. Lozano C. (2015). Designing a Rotary Magnetic Refrigerator. PhD Thesis, Federal University of Santa Catarina, Department of Mechanical Engineering, Florianópolis, Brazil.

P. V. Trevizoli (2015). Development of Thermal Regenerators for Magnetic Cooling Applications. PhD Thesis, Federal University of Santa Catarina, Department of Mechanical Engineering, Florianópolis, Brazil.

D. Eriksen, K. Engelbrecht, C. Bahl, R. Bjørk (2016). Active magnetic regenerator refrigeration with rotary multi-bed technology. PhD Thesis, Department of Energy Conversion and Storage, Technical University of Denmark.

F. P. Fortkamp (2019). Integrated Design of the Magnet-Regenerator Assembly for a Magnetic Refrigerator. PhD Thesis,

Federal University of Santa Catarina, Department of Mechanical Engineering, Florianópolis, Brazil.

A. Smith, C. R. H. Bahl, R. Bjork, K. Engelbrecht, K. K. Nielsen, N. Pryds (2012). Materials challenges for high performance magnetocaloric refrigeration devices. *Advanced Energy Materials*, vol. 2, p. 1288-13118, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co.

B. M. Siddikov, B. A. Wade, D. H. Schultz (2006). Numerical simulation of the Active Magnetic Regenerator. *An International Journal Computers & Mathematics with Applications*, no. 49, p. 1525-1538, Elsevier Ltd.

G. F. Peixer, M. C. R. Silva, A. Lorenzoni, G. Hoffmann, D. dos Santos, G. M. do Rosário, E. Pagnan, H. F. Teza, P. M. Silva, S. L. Dutra, M. C. Ribeiro, M. A. A. Rosa, A. Döring, B. P. Vieira, A. T. D. Nakashima, P. A. P. Wendhausen, C. S. Teixeira, J. A. Lozano, J. R. Barbosa Jr. (2023). A Magnetocaloric Air-Conditioning System Prototype. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 151, p. 1-13, Elsevier Ltd and IIR.

T. Okamura, K. Yamada, N. Hirano, S. Nagaya (2006). Performance of a room-temperature rotary magnetic refrigerator. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 29, p. 1327-1331, Elsevier Ltd and IIR.

P. O. Cardoso, M. C. Destro, M. G. Alvares, J. A. Lozano, V. J. de Negri, J. R. Barbosa Jr. (2016). Modeling of a novel digital hydraulic system for a magnetic refrigerator. *Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Thermag VII*, 11-14 September, Torino, Italy.

G. F. Peixer, D. dos Santos, A. M. Lorenzoni, L. F. P. Cattelan, G. Hoffmann, A. T. D. Nakashima, M. C. Ribeiro, B. P. Vieir, J. Andrés, L. Cadena, H. F. Teza, S. L. Dutra, M. C. Régio e Silva, G. M. do Rosário, E. Pagnan, F. P. Fortkamp, J. R. Barbosa Jr. (2016). Unidade magnetocalórica. Patente BR 102021023316-8 A2, República Federativa do Brasil.

I. H. Bell, S. Quoilin, J. Wronski and V. Lemort (2013). Cool-Prop: An open-source reference-quality thermophysical pro-

perty library. Abstract from ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherlands.

S. A. Klein (2016). Engineering Equation Solver v. 10.031. f-Chart, licencia #3274, USA.

COMPARACIÓN DE DOS ARREGLOS DEL CICLO CLAUDE PARA LA LICUEFACCIÓN DE HIDRÓGENO DESDE UN ENFOQUE EXERGÉTICO

García-López M.F.¹, Castro-Hernández S.¹, Lugo-Méndez H.D.², Torres-Aldaco A.¹, Lugo-Leyte R.¹

E-mail autor de correspondencia: cbi2223804253@xanum.uam.mx

¹ Área Académica de Ingeniería en Recursos Energéticos, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa. Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco, Núm. 186, Col. Leyes de Reforma 1era Sección, Iztapalapa, 09310, Ciudad de México, México.

² Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Cuajimalpa. Av. Vasco de Quiroga, Núm. 4871, Col. Santa Fé, Cuajimalpa de Morelos, 05348, Ciudad de México, México.

Resumen

Este trabajo compara dos configuraciones del ciclo Claude para la licuefacción de hidrógeno: uno con compresión isotérmica y otro con compresión en tres etapas, evaluando su desempeño termodinámico. En ambos casos, el hidrógeno se comprime desde condiciones ambientales de 1 bar y 25°C hasta 40 bar. A partir de un análisis energético, se establecen modelos matemáticos para calcular propiedades como presión, temperatura, entalpía y entropía, lo que permite determinar el trabajo de compresión, trabajo de expansión y la fracción másica de hidrógeno licuado (Z). Posteriormente, se realiza un análisis exergético para evaluar las irreversibilidades generadas en el sistema. Los resultados muestran que, para obtener 1 kg de hidrógeno líquido, se necesitan 12.14 kg y 12.85 kg de gas en los ciclos de compresión isotérmica y compresión en tres etapas, respectivamente. En cuanto a la eficiencia exergética, el ciclo con compresión isotérmica alcanza un 21%, mientras que el de tres etapas tiene una eficiencia del 14%. Estos resultados evidencian las diferencias en la eficiencia y el rendimiento entre ambos métodos de compresión dentro del ciclo Claude.

Palabras clave: Ciclo Claude, compresión isotérmica, compresión por etapas, eficiencia exergética e irreversibilidades.

1. Introducción

El ciclo Claude es un proceso termodinámico de refrigeración con compresión y expansión criogénica que se utiliza para la licuefacción de gases a temperaturas criogénicas menores a -150°C . El vapor sobrecalentado (hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, entre otros) que ingresa al ciclo normalmente se encuentra a temperatura ambiente y, durante los procesos de intercambio de calor y estrangulamiento, se enfría hasta convertirse en líquido. Comúnmente, este ciclo se aplica en la licuefacción de hidrógeno, debido a su alto desempeño para alcanzar las temperaturas extremadamente bajas necesarias para su licuefacción.

El ciclo Claude se diferencia de otros métodos de licuefacción por el acoplamiento del proceso de expansión criogénica en la turbina, lo que permite recuperar la energía del ciclo y suministrarla al compresor, mejorando así la eficiencia del ciclo. Esta característica particular hace que el ciclo se convierta en un pilar para las tecnologías de los gases criogénicos, obteniendo una mayor eficiencia en comparación con otros, como es el caso del ciclo Linde-Hampson, cuando se trata de gases ligeros.

Debido a la importancia del ciclo Claude en el ámbito de la licuefacción de hidrógeno, diversos autores han realizado estudios con el propósito de aumentar la producción y, por ende, mejorar el desempeño del ciclo. Zhang y Liu proponen el mejoramiento del ciclo Claude con preenfriamiento combinado con un ciclo de refrigeración Joule-Brayton, con el objetivo de orientar el estudio al diseño y optimización del proceso de licuefacción de hidrógeno a gran escala. Los resultados obtenidos muestran que, al mejorar el ciclo, el coeficiente de operación (COP) se incrementa un 16%, con una eficiencia exergética del 55.30% [1]. Yang et al. realiza-

ron un estudio comparativo de dos ciclos de licuefacción de hidrógeno basados en el ciclo Claude y el ciclo Brayton para producir 120 toneladas/día. Los resultados presentados muestran que el ciclo Claude tiene una menor pérdida de exergía en comparación con el ciclo Brayton, aunque se optimizaron algunos parámetros en ambos ciclos [2]. Yang et al. también realizan un análisis comparativo de tres diferentes configuraciones del ciclo Claude para la licuefacción de hidrógeno a gran escala. El análisis se basa en la presión del hidrógeno, ya que esta propiedad afecta directamente la producción del sistema. La operación de los ciclos se centra en el comportamiento del consumo específico de energía [3].

Por lo tanto, en este trabajo se lleva a cabo un análisis exergético comparativo de un ciclo Claude que opera bajo diferentes consideraciones, con el objetivo de determinar cuál de estas es la más adecuada para maximizar la producción de hidrógeno licuado a menor escala. Mediante el análisis exergético, se evalúa la eficiencia exergética del sistema, así como las irreversibilidades de todo el sistema.

Es importante destacar que este estudio se lleva a cabo con el objetivo de encontrar el arreglo más adecuado del ciclo Claude para producir hidrógeno líquido a menor escala. Esta reducción en la escala se presenta como una limitante en comparación con estudios previos, en los cuales se acoplan sistemas de refrigeración para incrementar la producción de hidrógeno. Por esta razón, ninguno de los arreglos propuestos supera a los ciclos que actualmente operan a gran escala, ya que el propósito de este trabajo no es maximizar la producción, sino identificar áreas de mejora que permitan reducir las pérdidas de energía a lo largo de los procesos. Una de las principales oportunidades de mejora se encuentra en el proceso de compresión.

2. Caso de estudio

En la Tabla 1 se presentan las propiedades termodinámicas para ambos arreglos del ciclo Claude. Se presenta la presión y temperatura a la que ingresa el hidrógeno al proceso de compresión (P_{amb} y T_{amb}), la temperatura de entrada a la turbina (T_4), las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina (η_{SIC} y η_{SIT}) y la entalpía y entropía de referencia (h_{ref} y S_{ref}).

Tabla 1. Condiciones de operación [4]

P_{amb} (bar)	T_{amb} (°C)	P_2 (bar)	T_4 (°C)	η_{SIC} (-)	η_{SIT} (-)	S_{ref} (kJ/kg°C)	h_{ref} (kJ/kg)
1	25	40	-50	0.88	0.88	53.43	3931.82

Las consideraciones para este caso de estudio son: el hidrógeno ingresa al ciclo en condiciones ambientales de presión y temperatura. No se consideran las caídas de presión en el tren de intercambiadores de calor, y se desprecian las energías cinética y potencial del flujo de materia.

De manera general, el ciclo Claude está integrado por un compresor (C), un postenfriador (PE), el tren de compresión (IC_1 , IC_2 y IC_3), la válvula de expansión (VE) y el tanque flash (TF). En las Figs. (1) y (2) se muestra ambos arreglos del Ciclo Claude.

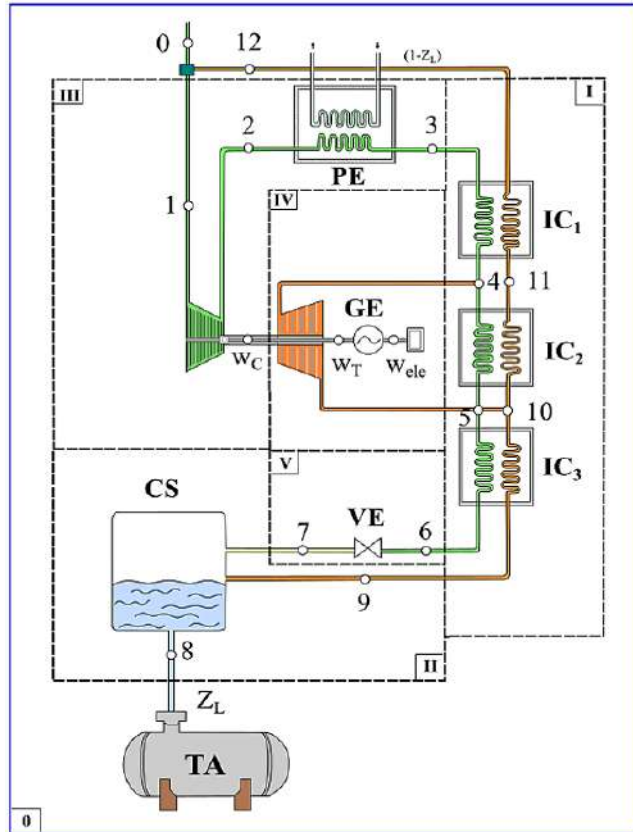


Figura 1. Ciclo Claude con compresión isotérmica.

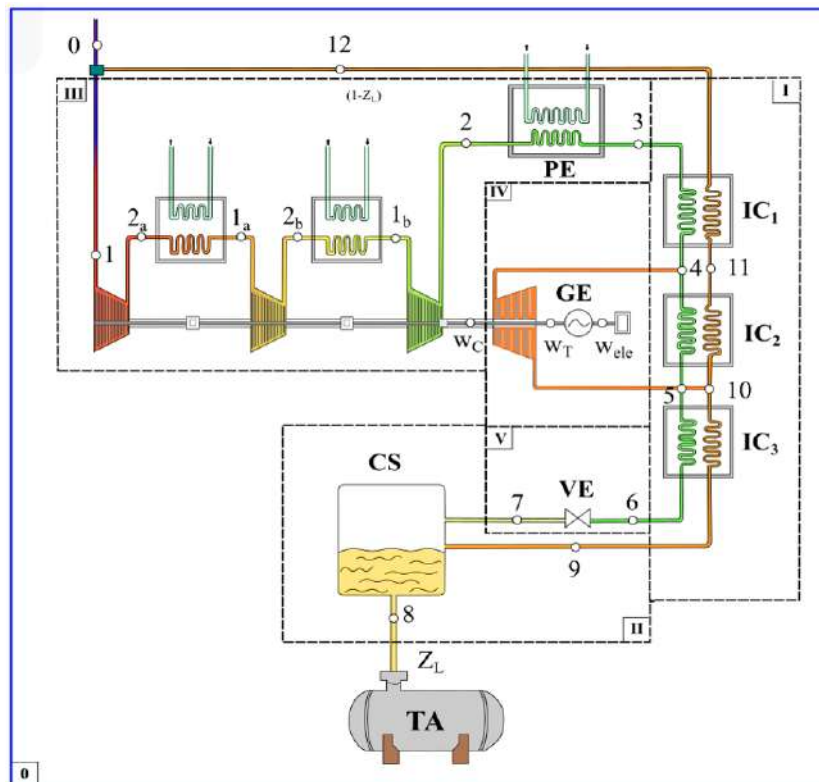


Figura 2. Ciclo Claude con tres etapas de compresión.

Al sistema ingresa hidrógeno en estado de vapor sobrecalentado a condiciones ambiente de presión y temperatura, que es aspirado por el compresor para incrementar su presión; en este proceso, también se incrementa su temperatura. Con el aumento de la temperatura como consecuencia de la compresión, el hidrógeno entra al PE para disminuir su temperatura hasta alcanzar la temperatura del medio ambiente; esto se logra mediante el intercambio de calor entre el hidrógeno gaseoso y la corriente de nitrógeno líquido que entra al equipo. Posteriormente, el hidrógeno pasa por el tren de intercambiadores de calor, con el propósito de seguir disminuyendo su temperatura hasta alcanzar la temperatura requerida a la entrada de la VE. Durante el proceso de enfriamiento en el tren de intercambiadores de calor, se extrae una fracción de hidrógeno Y a la salida del primer intercambiador; esta fracción se expande hasta alcanzar la presión de entrada del compresor y se inyecta de nuevo al ciclo en el estado 10. Con la expansión criogénica en la turbina se genera potencia que se suministra al compresor. El hidrógeno remanente de la extracción ($1-Y$) que sale del tren de intercambiadores de calor se estrangula en la válvula de expansión, disminuyendo la presión hasta la presión ambiente y la temperatura disminuye hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión del medio ambiente. Finalmente, el hidrógeno a la salida de la VE entra al TF, donde se separa la fracción de hidrógeno licuado Z y el vapor de hidrógeno ($1-Z$). Este vapor de hidrógeno se calienta con el calor retirado en las etapas de los intercambiadores de calor, con el fin de aumentar su temperatura y así ser inyectado nuevamente a la etapa de compresión. En las Figuras (1) y (2) se muestran dos arreglos del ciclo Claude. La Fig. (1) representa el arreglo convencional del ciclo, en el que la compresión se considera isotérmica y la temperatura del hidrógeno a la salida del PE es igual a la del ambiente; para el hidrógeno que sale del IC1 y es enviado de nuevo al proceso, su temperatura es la misma con la que

ingresa el hidrógeno del medio ambiente ($T_{12}=T_1= T_{amb}$). Por otra parte, en la Fig. (2), la compresión se realiza en 3 etapas con enfriamiento intermedio, con el fin de suministrar menor potencia; además, la temperatura a la salida del PE es distinta a la temperatura ambiente (ΔT_3 de 5°C); para la temperatura del hidrógeno que sale del IC1 y es enviado de nuevo al proceso, esta es menor que la temperatura a la que ingresa el hidrógeno del ambiente (ΔT_{12} de 3°C).

3. Metodología

En la Figura 3 se muestra el diagrama Temperatura-Entropía, donde se presentan a los procesos del ciclo Claude con compresión isotérmica. Estos procesos se relacionan entre sí, mediante las propiedades cíclicas de estado, es decir, proceso isotérmico (1-2), proceso isobárico (2-6) y proceso isoentálpico (6-7). Esta relación es

$$\left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_T \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = -1 \quad (1)$$

Para el ciclo Claude con compresión por etapas, en la Figura 4 se muestra el diagrama Temperatura-Entropía. Este se conforma de tres etapas de compresión y dos enfriadores intermedios.

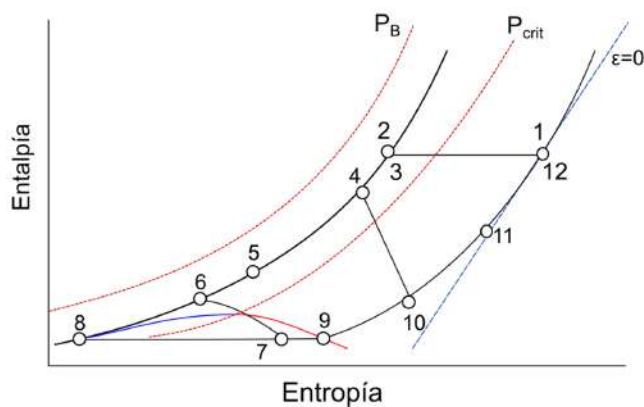


Figura 3. Diagrama Temperatura-Entropía para el ciclo Claude con compresión isotérmica.

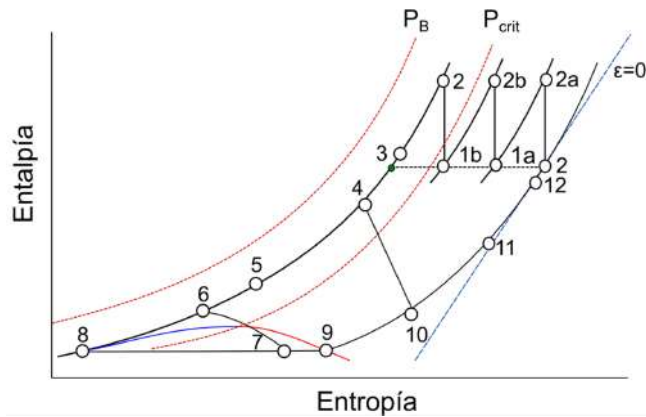


Figura 4. Diagrama Temperatura-Entropía para el ciclo Claude con compresión por etapas.

Para el estudio se analizaron tres límites termodinámicos a los cuales el ciclo Claude debe operar. Primero, la presión mínima a la descarga del compresor corresponde a la presión crítica del hidrógeno (12.96 bar), P_{crit} . El segundo es la presión máxima de descarga del compresor que corresponde a la presión de inversión (P_B), ésta indica el límite termodinámico, en el cual se extrae la máxima cantidad de gas licuado; si la presión de descarga es mayor a la presión de inversión, el coeficiente de Joule-Thomson es negativo, y en el estrangulamiento el hidrógeno se calienta. Finalmente, la entalpía del vapor saturado seco ($x=1$) a la presión de admisión determina la temperatura límite del estado 6 (-233.40°C) a la entrada de la válvula de expansión, esta temperatura se obtiene al trazar la isoentálpica del estado 9. Esta temperatura representa la máxima temperatura a la entrada de la VE, si la pasa no se obtendrá hidrógeno líquido.

3.1. Análisis energético

El análisis energético consiste en realizar balances de masa y energía, con el fin de, determinar las propiedades termodinámicas de cada estado que constituye al ciclo Claude. Estos balances se realizan de acuerdo con las subregiones que se muestran en los diagramas esquemáticos de ambos arreglos.

En la Tabla 2 se presentan los modelos matemáticos para determinar las propiedades termodinámicas de los estados

0 a 11 sin considerar a los estados 2, 3 y 12, esto debido a la peculiaridad de cada ciclo.

Tabla 2. Propiedades termodinámicas

Estado	P	T	h	s	x
0	P _{amb}	T _{amb}	h (P ₀ , T ₀)	s (P ₀ , T ₀)	VSC
1	P _{amb}	T _{amb}	h (P ₁ , T ₁)	s (P ₁ , T ₁)	VSC
4	P ₂	T ₄	h (T ₄ , P ₂)	s (P ₂ , T ₄)	VSCR
5	P ₂	T (P ₁ , h ₅)	$\frac{(1-Y)h_6+(h_{10}-h_9)(1-Y-Z)}{1-Y}$	s (P ₁ , h ₅)	VSCR
6	P ₂	T (P ₂ , h ₆)	h ₇	s (P ₂ , h ₆)	VSCR
7	P ₁	T (P ₁ , h ₇)	$\frac{h_8Z+(1-Y-Z)h_9}{1-Y}$	s (P ₁ , h ₇)	1-Z
8	P ₁	T _{sat@P₁}	h _{f@P₁}	s _{f@P₁}	0
9	P ₁	T _{sat@P₁}	h _{g@P₁}	s _{g@P₁}	1
10s	P ₁	T (P ₁ , s ₄)	h (P ₁ , s ₄)	s ₄	VSC
10	P ₁	T (P ₁ , h ₁₀)	h ₄ - η _{SIT} (h ₄ -h _{10s})	s (P ₁ , h ₁₀)	VSC
11	P ₁	T (P ₁ , h ₁₁)	$\frac{(h_4-h_3)+(1-Z)h_{12}}{1-Z}$	s (P ₁ , h ₁₁)	VSC

VSC, representa Vapor Sobre Calentado; VSCR, representa al Vapor Supercrítico.

La razón por la cual, los estados 2, 3 y 12 no aparecen en la Tabla 2, se debe a que en estos estados se identifica la peculiaridad de cada ciclo. El estado 2 representa la salida del proceso de compresión, la compresión puede ser isotérmica o por etapas con enfriamiento intermedio. Para los estados 3 y 12, que corresponde a la salida del PE y a la salida del IC₁, respectivamente. Para el ciclo de compresión isotérmica la temperatura a la salida del PE y el IC₁ es la misma a la temperatura ambiente; para la compresión por etapas, la temperatura a la salida del PE (estado 3) se encuentra 5°C arriba de la temperatura ambiente y la temperatura a la salida del IC1 (estado 12) está 3°C por debajo de la temperatura ambiente.

En la Tabla 3 se presentan los modelos matemáticos para las propiedades termodinámicas para los estados 2, 3 y 12.

Tabla 3. Modelos matemáticos de las propiedades termodinámicas para los estados 2, 3 y 12

Arreglo	Estado	P	T	h	s	x
Isotérmico	2 = 3	P_2	T_1	$h(P_2, T_2)$	$s(P_2, T_2)$	VSCR
	12	P_1	T_1	$h(P_1, T_{12})$	$s(P_1, T_{12})$	VSCR
3 etapas	2	P_2	$T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{\text{SIC}}} (\pi_{\text{CAP}}^x - 1) \right]$	$h(P_2, T_2)$	$s(P_2, T_2)$	VSCR
	3	P_2	$T_1 + \Delta T_3$	$h(P_2, T_3)$	$s(P_2, T_3)$	VSCR
	12	P_1	$T_1 - \Delta T_{12}$	$h(P_1, T_{12})$	$s(P_1, T_{12})$	VSCR

En la Tabla 4 se presentas los parámetros de desempeño, tales como, la fracción de gas licuado (Z), la relación entre la fracción de hidrógeno licuado y la fracción de hidrógeno enviada a la turbina (a) y el trabajo de la turbina (w_T), el trabajo de compresión isotérmico (w_{iso}) y el trabajo de compresión de 3 etapas (w_C).

Tabla 4. Parámetros de desempeño

	Compresión isotérmica	Compresión por etapas
$Z = \frac{(h_1 - h_3) + w_T}{h_1 - h_8}$ $a = \frac{1 - Y}{Z}$ $w_T = Y(h_4 - h_{10})$ $w = \frac{w_C - w_T}{Z}$ $w_{\text{iso}} = T_2 R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$ $w_C = \frac{3c_p T_1}{\eta_{\text{SIC}}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]$		

3.1 Análisis exergético.

En la Tabla 5 se presentan las expresiones para determinar la exergía física (ϵ_i), que es el máximo trabajo disponible que se obtiene de una corriente al llevar sus propiedades de presión y temperatura a las del medio ambiente; la irreversibilidad (i), que es la diferencia entre la exergía de entrada y la exergía de salida del ciclo; y la eficiencia exergética (η_{ex}), que es la relación entre la exergía útil y la exergía suministrada.

Tabla 5. Modelos matemáticos para el análisis exergético [5]

$$\epsilon_i = (h_i - h_{ref}) - T_0 (s_i - s_{ref}) \quad \eta_{ex} = \frac{Z\epsilon_8}{w_c} \quad i = w_c - Z\epsilon_8$$

4. Resultados

En la Tabla 6 se presentan los valores de la fracción de gas licuado, calidad, relación entre el hidrógeno líquido y la fracción de hidrógeno enviado a la turbina, la masa total y las masas utilizadas en el compresor y la turbina para ambos arreglos, estos resultados se obtuvieron de forma teórica basados en la Primera Ley de la Termodinámica. Del análisis se obtuvo que, para el ciclo con compresión isotérmica y de 3 etapas, se requieren 12.14 kg y 12.85 kg de hidrógeno, respectivamente, para producir 1 kg de hidrógeno líquido. Al ciclo se acopla una turbina, que se alimenta con una fracción (Y) VSCR de hidrógeno, a la salida del proceso de expansión, esta fracción corresponde al 75% del hidrógeno total y se mezcla con el vapor a la salida del intercambiador de calor 3, (1- Y-Z), como se muestra en las Figuras 1 y 2. La fracción másica (1-Y) del hidrógeno gaseoso, que en este caso es el 25% circula en el resto de los equipos; por lo tanto, en el tanque flash se separa el hidrógeno licuado, Z, y el vapor saturado de hidrógeno (1 – Y – Z). Con base a lo anterior, a la turbina del ciclo con compresión isotérmica y con 3 etapas se envía 9.10 kg y 9.63 kg de gas de hidrógeno y 3.03 kg y 3.21 kg al tanque flash, respectivamente. Por lo tanto, del tanque flash se obtiene 1 kg de hidrógeno licuado y 2.03 y 3.21 kg es vapor saturado de hidrógeno, respectivamente.

Tabla 6. Parámetros de desempeño para ambos arreglos

Arreglo	Z (kg _{liq} /kg _{H2})	X (kg _{gas} /kg _{H2})	a (WkJ/kg)	m (kg _{gas})	m _C (kg)	m _T (kg)
Isotérmico	0.083	0.91	3.034	12.14	3.03	9.10
3 etapas	0.077	0.93	3.22	12.85	3.21	9.63

En la Tabla 7 se presenta el trabajo específico del compresor, la turbina, el motor, la eficiencia exergética y la irreversibilidad para ambos arreglos del ciclo Claude. En esta tabla se muestra que, el trabajo de compresión isotérmico es menor en comparación de la compresión con 3 etapas, ya que, éste es el proceso ideal y se recupera mayor energía en la expansión criogénica. Es decir, el trabajo de la turbina contribuye al trabajo de compresión isotérmico un 28.93%, y para el caso de la compresión con 3 etapas, la turbina contribuye con el 21.35%, por esta razón, el trabajo requerido por el compresor es menor en el caso de la compresión isotérmica. Como consecuencia de la recuperación de energía por la expansión la mayor eficiencia exergética está en el ciclo Claude por compresión isotérmica.

Tabla 7. Trabajo específico, eficiencia exergética e irreversibilidad para ambos ciclos

Arreglo	w_C (kJ/kg)	w_T (kJ/kg)	w_M (kJ/kg)	η_{exe} (-)	i (kJ/kg)
Isotérmico	4,538.47	1,313.32	3,225.11	0.21	3,549.32
3 etapas	6,483.48	1,313.32	4,876.99	0.14	5,549.38

En las Figuras 5 y 6 se muestra la relación entre el trabajo de la turbina, la masa de hidrógeno que ingresa al sistema y la fracción que es enviada a la turbina para el ciclo Claude con compresión isotérmica y con 3 etapas de compresión, respectivamente. Para ambas figuras, a medida que incrementa la fracción de hidrógeno enviada a la turbina, su trabajo aumenta, pero la fracción de hidrógeno licuado disminuye, lo que provoca que no se cumpla el propósito productivo de ambos ciclos. Además, a medida que incrementa la fracción de hidrógeno enviada a la turbina, la masa de hidrógeno sobrecalentado que ingresa al ciclo comienza a disminuir hasta llegar a un punto mínimo y después vuelve a incrementar. Este punto mínimo en la masa corresponde al 50% de la fracción de hidrógeno en la turbina. Si se compara el comportamiento

del trabajo de la turbina y la masa que ingresa al ciclo con respecto a la fracción enviada a la turbina, se puede observar que, para una presión de 12.96 bar, el trabajo generado por la turbina y la masa de hidrógeno sobrecalentado se encuentran en equilibrio. En la Figura 7 se muestra el trabajo de compresión para ambos ciclos en función de la presión de descarga del compresor (P_{crit} , $P_{operación}$, P_b). De manera general, el trabajo de compresión es menor para el caso de la compresión isotérmica en comparación con la compresión por etapas, ya que este es el proceso ideal. Para la compresión por etapas, a medida que incrementa la presión se requieren más etapas de compresión para lograr la presión requerida para obtener 1 kg de hidrógeno. Para el caso de estudio, la presión es de 40 bar y el trabajo de compresión isotérmico es de 4538.43 kJ/kg, mientras que con 3 etapas de compresión es mayor en un 26.20%. Finalmente, en la Figura 8 se muestra la relación entre la eficiencia exergética y la irreversibilidad para cada ciclo. A medida que incrementa la presión de descarga del compresor, la eficiencia exergética disminuye y, por ende, la irreversibilidad aumenta, ya que el trabajo de compresión incrementa con la presión. Por otra parte, siendo un proceso ideal, la compresión isotérmica tiene una eficiencia exergética mayor en comparación con la compresión por etapas. Esto es contrario a la irreversibilidad; la irreversibilidad para la compresión por etapas es mayor que para la compresión isotérmica.

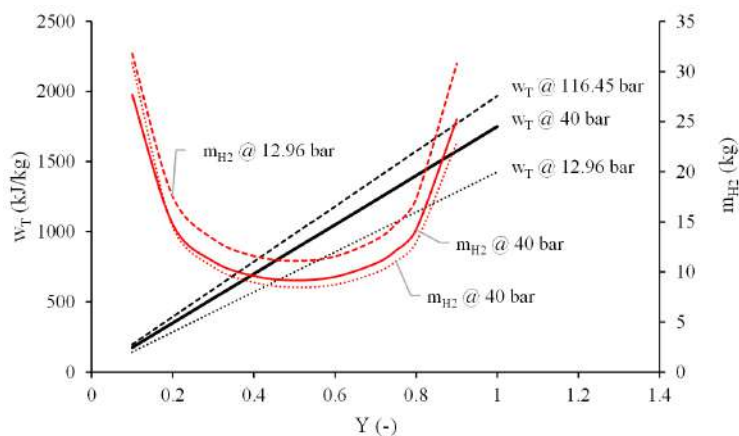


Figura 5. Trabajo específico de la turbina y la masa de entrada de hidrógeno para la compresión isotérmica.

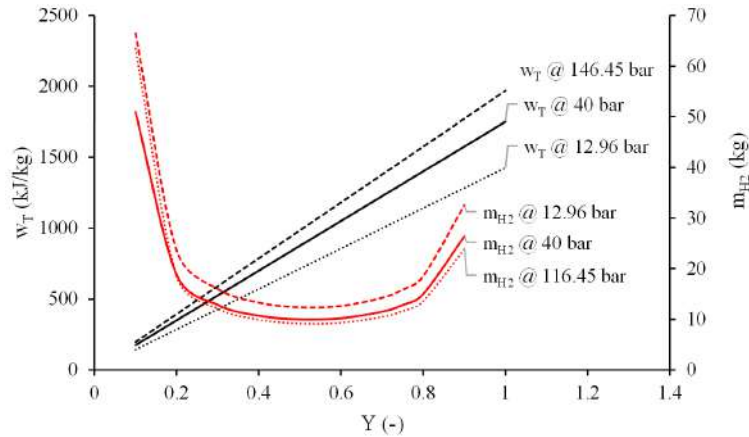


Figura 6. Trabajo específico de la turbina y la masa de entrada de hidrógeno para la compresión de 3 etapas.

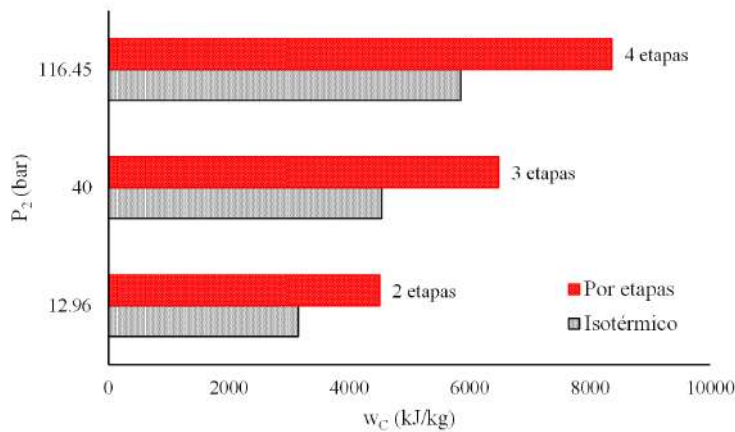


Figura 7. Trabajo específico de compresión para ambos arreglos del ciclo Claude.

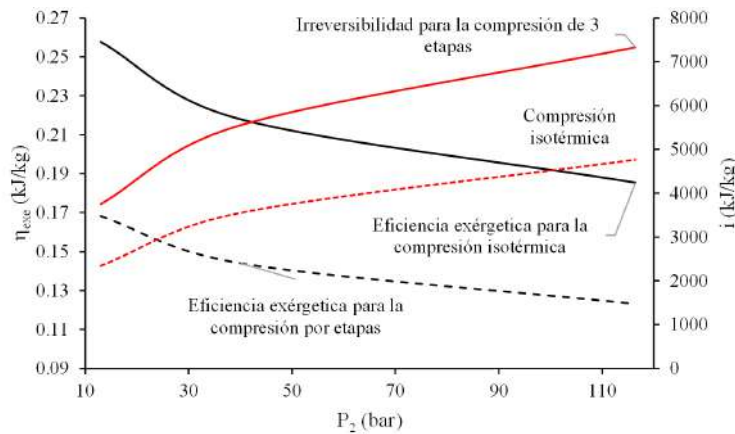


Figura 8. Eficiencia exérgica e irreversibilidad para ambos arreglos del ciclo Claude.

5. Conclusiones

En conclusión, el análisis de los ciclos de compresión de hidrógeno revela varias observaciones clave. En los gráficos presentados, se observa que, a medida que se incrementa la

fracción de hidrógeno enviada a la turbina, el trabajo generado por la turbina aumenta, pero esto se hace a expensas de la cantidad de hidrógeno licuado, afectando negativamente el propósito productivo de los ciclos. La cantidad óptima de hidrógeno que maximiza el trabajo de la turbina ocurre cuando el 50% del hidrógeno que ingresa al ciclo es dirigido hacia ella. En cuanto al trabajo de compresión, la compresión isotérmica se muestra más eficiente que la compresión por etapas, requiriendo menos trabajo para alcanzar la presión deseada. Específicamente, para una presión de 40 bar, el trabajo de compresión isotérmico es de 4538.43 kJ/kg, mientras que la compresión por etapas requiere un 26.20% más de trabajo. Finalmente, la eficiencia exergética y la irreversibilidad de cada ciclo están inversamente relacionadas con la presión de descarga del compresor. A medida que la presión aumenta, la eficiencia exergética disminuye y la irreversibilidad aumenta, reflejando un mayor trabajo de compresión. La compresión isotérmica, siendo el proceso ideal, presenta una mayor eficiencia exergética en comparación con la compresión por etapas, mientras que esta última exhibe una mayor irreversibilidad.

Referencias

- [1] Zhang, S., & Liu, G. (2022). Design and performance analysis of a hydrogen liquefaction process. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 1-15.
- [2] Yang, J., Li, Y., & Tan, H. (2023). Study on performance comparison of two hydrogen liquefaction processes based on the Claude cycle and the Brayton refrigeration cycle. *Processes*, 11(3), 932.
- [3] Yang, J., Li, Y., Li, C., & Tan, H. (2024). Hydrogen pressure-based comparative and applicability analysis of different innovative Claude cycles for large-scale hydrogen liquefaction. *Energy*, 305, 132291.

[4] R. W. Haywood. Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración. Editorial LIMUSA, segunda edición. Universidad de Cambridge, Reino Unido. 2002

[5] Kotas, T. J. (2012). The exergy method of thermal plant analysis. Paragón Publishing.

ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR (ENFRIAMIENTO) DE UNA EDIFICACIÓN RECTANGULAR VENTILADA: UN CASO DE ESTUDIO

Hernández-López, M. I.¹, Serrano-Arellano, J.¹, Demesa-López, F.N.¹, Hernández-Pérez, V.¹, Ituna-Yudonago, J.F.², Macias-Melo, E.V.³

E-mail autor de correspondencia: d22201113@pachuca.tecnm.mx

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México / IT de Pachuca. Carretera México-Pachuca km. 87.5, Colonia Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hgo., C.P. 42080. México.

² Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Boulevard Acceso a Tolcayuca 1009, Ex Hacienda de San Javier Tolcayuca, Hgo., C.P. 43860, México.

³ División Académica de Ingeniería y Arquitectura, Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, (DAIA-UJAT) Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez km. 1, Cunduacán, Tab., C.P. 86690. México.

Resumen

La ventilación debe proporcionar confort térmico en las edificaciones, mejorando el rendimiento energético para contribuir al objetivo de reducir las emisiones globales de gases de efecto invernadero. En el presente estudio se realizó un estudio numérico de una edificación rectangular ventilada bidimensional a través del software CFD, ANSYS Fluent, con flujo turbulento con la técnica de RANS, ecuaciones de Navier Stokes promediadas, en estado estacionario, empleando el método SIMPLE, para analizar el comportamiento de la transferencia de calor para el confort térmico. Los resultados mostraron que con las condiciones consideradas se tiene un confort térmico dentro de la cavidad ventilada, atribuible al incremento en la velocidad del flujo, teniendo un flujo de aire significativo y una circulación efectiva de aire proporcionando ventilación adecuada a la edificación.

Palabras clave: Transferencia de calor, Confort térmico, Análisis Numérico.

1. Introducción

La ventilación en un espacio habitable es esencial para garantizar la calidad del aire y el confort térmico de los usuarios, sin embargo, debido a la falta de planeación y a la falta de espacios adecuados provoca que las construcciones no cuenten con un diseño óptimo para tener la suficiente ventilación. Y con el calentamiento global que está afectando hoy en día en todo el mundo, aumentando las temperaturas, mostrando cambios sin precedentes en el planeta ha ocasionado que los niveles de gases efecto invernadero en la atmósfera sigan creciendo debido a emisiones del ser humano por la quema de combustibles fósiles, como la gasolina que se utiliza para conducir un coche o el carbón que utilizamos para calentar o enfriar un edificio.

De acuerdo con el INEG (2020) en México hay 35,219,141 viviendas construidas, las cuales demandan un consumo energético directo del 25.9%, SENER (2022), energía que tiene importantes efectos en los usuarios al demandar confort, en costos por el consumo de energía y el cambio climático por la quema de combustibles fósiles. Por lo que es de importancia analizar la transferencia de calor que se tiene en las edificaciones ya construidas para conocer el confort térmico de la edificación en beneficio de los usuarios, así como de alternativas que requieran de una demanda mínima de energía.

La ventilación natural es la ventilación impulsada por flotabilidad, donde el flujo de aire es causado por diferencias de presión, estas diferencias de presión, a su vez, son causadas por diferencias de densidad del aire, las cuales se deben a diferencias de temperatura. Kubota et al. (2006), indicaron que la aplicación de la ventilación natural en el entorno construido mejora el confort térmico tanto en entornos interiores como exteriores, ayudando a reducir el consumo de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero en varios climas., por lo que se han estudiado geometrías con diferentes dimensiones y configuraciones de entradas y salidas de aire

para identificar la recirculación de flujo como el estudio de C. K. Cha and Y. Jaluria (1998), o estudios como de S. Singh & M. A. R. Sharif (2003) y de Saha et al (2006); quienes evaluaron diferentes configuraciones de colocación de entrada y salida, para analizar el efecto de la transferencia de calor en términos de campos de velocidad y temperatura dentro del recinto, obteniendo que la ubicación de la entrada y salida altera significativamente la distribución de temperatura en los campos de flujo y la transferencia de calor a través de la pared calentada de las cavidades. Por lo que Walker (2006), menciona que la efectividad de la ventilación impulsada por flotabilidad depende de la geometría del edificio, el tamaño de las entradas/salidas, la altura del espacio, la intensidad de las fuentes de calor que generan la diferencia de temperatura entre los espacios interiores y exteriores, y como resultado de ello, el flujo de aire.

En el estudio de C.-R. Chu y H. Shetabivash (2015), indican que las características de las aberturas en la ventilación natural, los tipos de techos pueden cambiar el comportamiento del flujo dentro del edificio. Badas et al. (2017), encontró que la inclinación de 0° a 40° juega un papel clave en el aumento de la turbulencia y la mejora de la ventilación. Por lo que se continúan estudiando características y elementos arquitectónicos que ayuden a mejorar la ventilación natural dentro de los edificios, ya que la ventilación debe mantener los niveles adecuados de calidad del aire interior y debe ayudar a reducir el calor para tener un confort térmico para los usuarios.

Por lo tanto, el objetivo del presente estudio es realizar el estudio numérico a través de ANSYS Fluent, de una edificación con cavidad rectangular ventilada, para conocer el comportamiento de la transferencia de calor de acuerdo con los patrones de flujo de aire causados por los efectos de la flotabilidad y el viento y conocer si las condiciones proveen condiciones cómodas para los ocupantes.

2. Materiales y Métodos

En esta sección se describen el modelo físico de una edificación rectangular con ventilación bidimensional, modelo matemático y condiciones de frontera de estudio.

2.1. Modelo físico de edificación rectangular con ventilación.

El problema considerado en esta investigación corresponde al estudio de la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad rectangular bidimensional con ventilación natural, la cavidad ventilada tiene una altura (H) de 4 m y un ancho (L) de 10 m, Figura 1. El sistema consta de una pared izquierda y derecha constantes y tienen una abertura de 1 m para permitir la entrada de aire proveniente del exterior, la pared inferior se mantiene a una temperatura ($T_c = 293.15$ K) y la pared superior en una temperatura ($T_h = 303$ K). Se considera la transferencia de calor por convección mixta en estado estacionario. En la cavidad rectangular ingresa aire, el cual se considera como un medio continuo, isotrópico y homogéneo que se comporta como un fluido newtoniano e incompresible. ($Pr = 0.7$). Por otro lado, el medio es afectado únicamente por el campo gravitacional que actúa en la dirección negativa "y". Se utiliza la aproximación de Boussinesq.

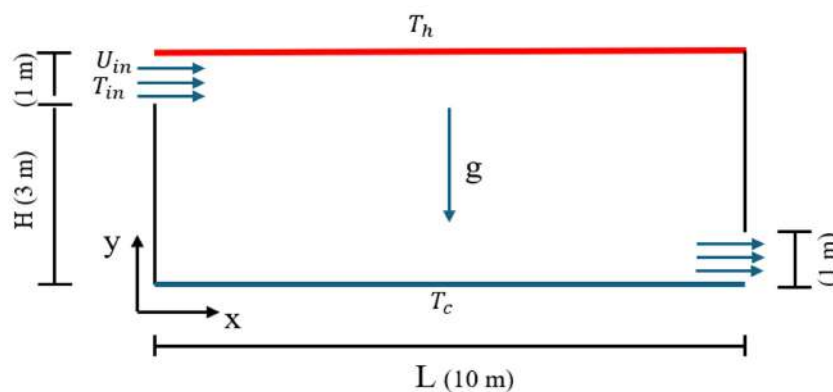


Figura 1. Modelo físico de la edificación ventilada.

Las consideraciones utilizadas en este trabajo para obtener el modelo matemático de la convección mixta en la cavidad rectangular con ventilación natural son:

- El flujo se considera en régimen turbulento.
- Se considera al aire como fluido Newtoniano

A continuación, se justifica las consideraciones mencionadas previamente.

a) *Flujo turbulento.*

Se realizó el cálculo del número de Reynolds (Re) para cuatro velocidades de entrada, Tabla 1.

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (1)$$

Donde:

- ρ es la densidad del fluido.
- U es la velocidad de entrada.
- L es la longitud característica, que en este caso es la altura de la cavidad.
- μ es la viscosidad dinámica del fluido.

Tabla 1. Número de Re para las diferentes velocidades de entrada.

Velocidades	1.0 m/s	1.5 m/s	2.0 m/s	2.5 m/s
<i>Re</i>	2.68246×10^5	4.02370×10^5	5.36493×10^5	6.70616×10^5

El número de Reynolds se utiliza para caracterizar el tipo de flujo en función de la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas del fluido.

- $Re < 2000$: Indica un flujo laminar, donde las fuerzas viscosas son dominantes y el flujo es suave y ordenado.
- $2000 < Re < 4000$: Este rango es una zona de transición donde el flujo puede volverse turbulento o seguir siendo laminar dependiendo de las condiciones y la geometría.
- $Re > 4000$: Indica un flujo turbulento, donde las fuerzas inerciales dominan sobre las viscosas y el flujo es caótico y altamente agitado.
- Como se observa el valor de Re obtenido para las diferentes velocidades de entrada del fluido es $Re > 4000$, por lo tanto, es un flujo turbulento.

b) Fluido Newtoniano

Se considera como fluido Newtoniano a todo fluido donde para una temperatura dada, la viscosidad es constante para diferentes velocidades de deformación. Los ejemplos más populares que pertenecen a este tipo de fluidos son el agua y el aire. Para determinar los campos de temperatura y velocidad en la cavidad bidimensional estudiada, es necesario plantear el modelo matemático a partir de la aplicación de los principios de conservación de masa, momento y energía. En este trabajo se investigó la transferencia de calor considerando dos casos: a) las propiedades físicas del aire (densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico) Tabla 2., que varían con la temperatura y b) las propiedades del aire se mantienen constantes en el rango de temperaturas considerado, excepto la densidad en el término de flotación de la ecuación de momento (aproximación de Boussinesq).

Tabla 2. Propiedades del aire

ρ (kg/m^3)	C_p J/kg K	K W/m K	μ kg/ms	β 1/K	g m/s ²
1.2	1006.43	0.0242	1.7894e-05	0.003	-9.81

2.2. Modelo Matemático

Las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos computacional (CFD) incluyen la ecuación de continuidad, la ecuación del momento y la ecuación de energía. Estas ecuaciones son declaraciones matemáticas de tres principios físicos básicos que se describen a continuación:

- Conservación de la masa (la ecuación de continuidad).
- Segunda ley de Newton (la ecuación del momento).
- Conservación de la energía (Primera Ley de la Termodinámica).

Por lo que el estado y el movimiento de cualquier volumen fluido se pueden determinar utilizando los principios fundamentales de conservación de la masa o ecuación de conti-

nidad, de la cantidad de movimiento y de la energía, para unas condiciones de contorno y de valor inicial determinadas, y respetando las ecuaciones constitutivas y de estado. Las ecuaciones parten del problema de dos dimensiones (x, y) a analizar, en estado estacionario, flujo turbulento, utilizando la aproximación de Boussinesq.

2.2.1. Ecuaciones gobernantes régimen turbulento

Las ecuaciones en estado permanente para el problema de convección mixta se realizan con la técnica RANS, es decir, las ecuaciones de Navier-Stokes: ecuación de masa, ecuación de momento y ecuación de energía promediadas en el tiempo

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i})}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] - \rho g_i \beta (\overline{T} - T_\infty) - \rho g_i \beta_c (\overline{C} - C_\infty) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\overline{\rho C_p u_j T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \overline{\rho C_p u_j T} \right) \quad (4)$$

Los términos $\overline{\rho u_i u_j}$ y $\overline{\rho C_p u_j T}$ de las ecuaciones anteriores indican el tensor de esfuerzos de Reynolds y el vector de flujo de calor turbulento. Estos términos son aproximados tomando en cuenta la consideración de la viscosidad turbulenta, que relaciona los esfuerzos turbulentos con los gradientes de velocidad media a través de una viscosidad turbulenta, es decir:

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left[\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (5)$$

El flujo de calor turbulento se modela en forma análoga a la ley de Fourier de conducción de calor:

$$\overline{\rho C_p u_j T} = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (6)$$

2.2.2. Condiciones de frontera

Las condiciones de contorno térmicas son $\partial T/\partial x = 0$ para los límites adiabáticos, manteniéndose a una temperatura constante $T = (27^\circ\text{C})$ 300 K respectivamente. El fluido de aire tiene un número Prandtl = 0.71, se considera una velocidad de $U_{in} = 1, 1.5, 2$ y 2.5 m/s, se convierte en la única fuente de transferencia de calor a través del flujo de aire dentro de la cavidad. Por lo tanto, la convección natural se convertirá en el principal mecanismo de transferencia de calor, y el análisis se centrará en el flujo de aire y la distribución de temperatura dentro de la cavidad, permitiendo determinar la distribución de temperatura y evaluar la eficacia del sistema natural de ventilación.

Las condiciones de contorno empleadas en el presente estudio se especifican en la Figura 2, modelo físico con condiciones de frontera.

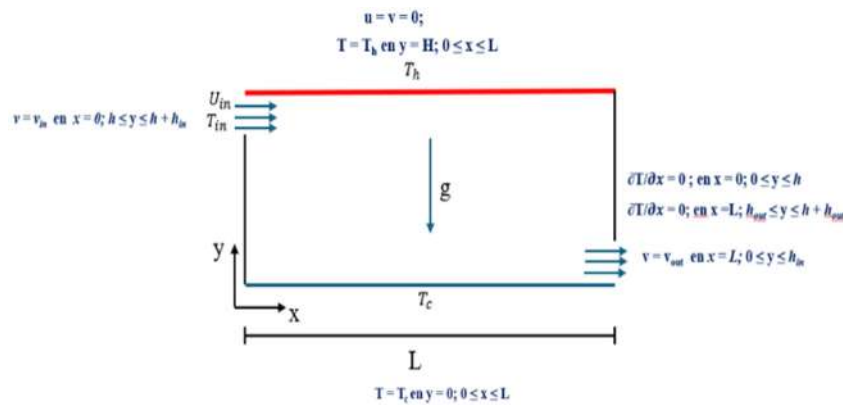
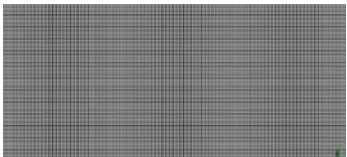
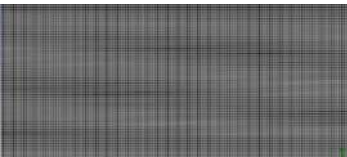
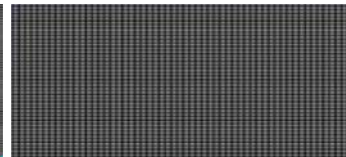


Figura 2. Modelo físico con condiciones de frontera.

2.3. Validación del modelo discreto.

Para el análisis de malla se propusieron tres diferentes tamaños de mallas especificados en la Tabla 3, en la cual se describen el número de elementos y nodos, las temperaturas máximas se mantienen en 303 K en ambos análisis, por lo tanto, se selecciona el elemento de tamaño de malla de 40 mm, para el caso de estudio.

Tabla 3. Elementos y nodos de los diferentes tipos de mallas

Tipo de malla	a) Elemento de 100 mm	b) Elemento de 60 mm	c) Elemento de 40 mm
			
Elementos	3960	11189	25000
Nodos	4100	11424	25351

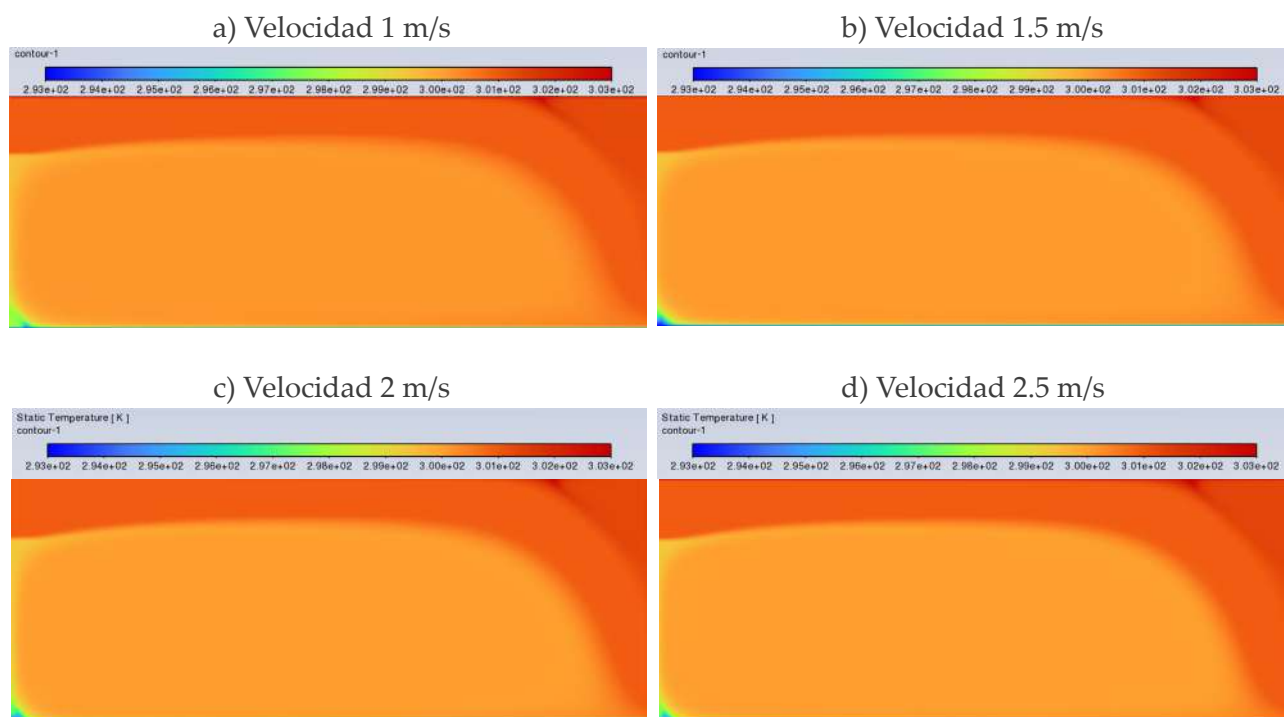
En Ansys Fluent, se resolvió el caso de estudio en régimen estacionario, utilizando el tipo de solucionador: Pressure-Based, ecuación de energía. Para la solución se empleó el método SIMPLE con una discretización de segundo orden en la energía.

3. Resultados y discusión

Se presenta el análisis del comportamiento de contornos de temperatura, vectores de velocidad, así como el cálculo de número adimensional de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor (*h*).

3.1 Análisis de contornos de temperatura

El análisis de contornos de temperatura implica la visualización de las distribuciones de temperatura dentro de del dominio de la cavidad rectangular ventilada. Se representan mediante líneas de contorno o mapas de color que indican las variaciones de temperatura en diferentes regiones del dominio. Como se observa en la Figura 3, se presenta el comportamiento de los contornos de temperatura dentro de la cavidad rectangular del estudio, donde se identifican las zonas con diferentes temperaturas, los gradientes de temperatura y la transferencia de calor, manteniéndose valores mínimos de 293.15 y máximo de 303 K. El comportamiento del flujo de aire que ingresa en la cavidad rectangular es afectado principalmente por la temperatura de la pared superior.



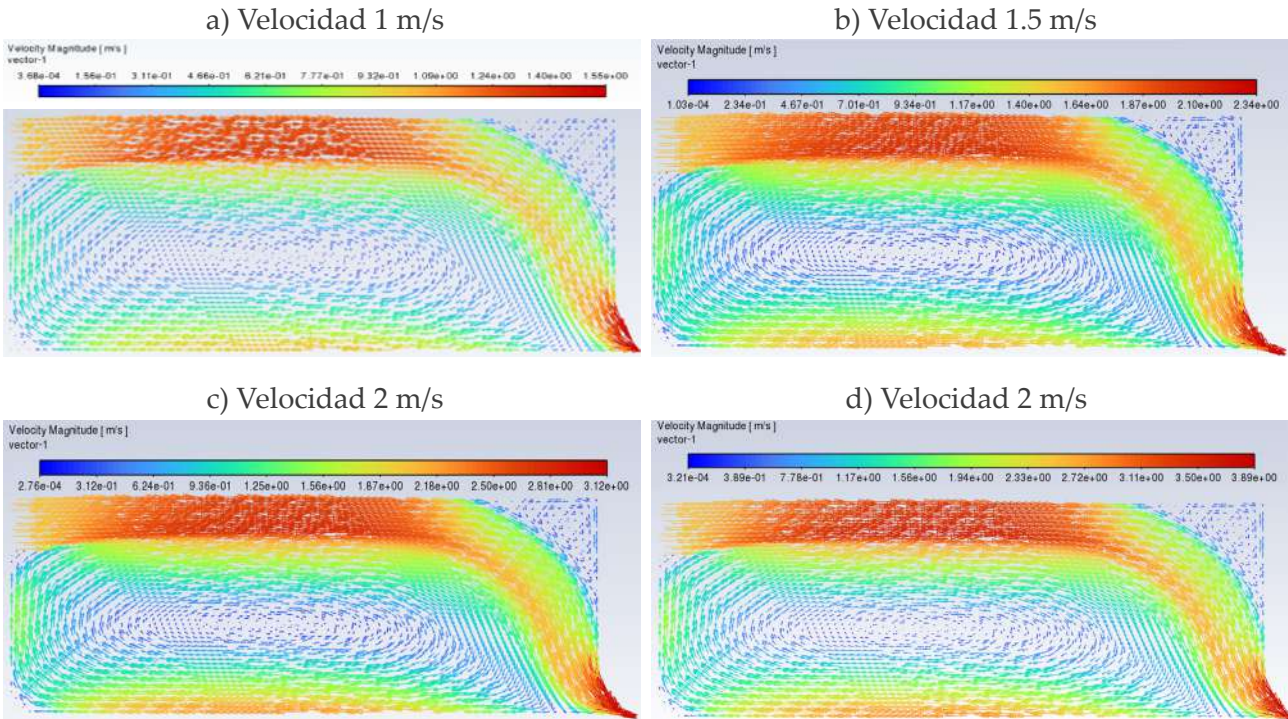
Como se observa en el inciso a), b), c) y d), los contornos de temperatura con el elemento de malla de 40 mm, para las diferentes velocidades de entrada, tiene el mismo comportamiento de la temperatura con un mayor gradiente de temperatura hacia la pared superior y la pared derecha indicando un flujo más mezclado y una mayor dispersión térmica debido a que la turbulencia aumenta la mezcla del fluido, lo que resulta en una mayor transferencia de calor, por lo que la convección forzada se combina con la convección natural, mejorando la disipación del calor.

Figura 3. Contornos de temperatura con elemento de malla de 40mm, a) Velocidad 1 m/s, b) Velocidad 1.5 m/s, c) Velocidad de 2 m/s y d) Velocidad de 2.5 m/s.

3.2. *Análisis de vectores de velocidad*

El análisis de vectores de velocidad implica la visualización del campo de velocidad del fluido en el dominio. Los vectores indican la dirección y magnitud de la velocidad del fluido en diferentes puntos del dominio. En la Figura 4, inciso a), b), c) y d), se muestran los vectores de velocidad en cavidad rectangular con ventilación con el elemento de malla de 40

mm para diferentes velocidades de entrada en la cavidad, en las cuales se identifican los patrones de flujo como recirculaciones, vórtices y zonas de estancamiento para evaluar la uniformidad y estabilidad del flujo.



Como se observa, los flujos tienen el mismo comportamiento de salida y recirculación. Las velocidades de entrada del aire proporcionadas (1, 1.5, 2 y 2.5 m/s) indican un flujo significativo de aire fresco en la cavidad. Cuanto mayor sea la velocidad del aire de entrada, mayor será la tasa de renovación del aire y mejor será la ventilación. En la Tabla 4, se dan a conocer las velocidades máximas y mínimas obtenidas con las diferentes velocidades de entrada del flujo de aire en la cavidad rectangular.

Figura 4. Vectores de velocidad con elemento de malla de 40mm, a) Velocidad 1 m/s, b) Velocidad 1.5 m/s, c) Velocidad de 2 m/s y d) Velocidad de 2.5 m/s.

Tabla 4. Velocidad máxima y mínima para cada velocidad de entrada del flujo de aire.

v_{in}	1.0 m/s	1.5 m/s	2.0 m/s	2.5 m/s
$v_{máxima}$	1.55 m/s	2.33 m/s	3.12 m/s	3.88 m/s
$v_{mínima}$	0.00368 m/s	0.00010 m/s	0.00027 m/s	0.00032 m/s

Para conocer la transferencia de calor en la cavidad rectangular con las condiciones consideradas, se realizó el cálculo del número de Nusselt: medida adimensional que describe la convección de calor en un flujo de fluido en una superficie sólida, Tabla 5. Muestra información de cómo se está llevando a cabo la transferencia de calor en el sistema de estudio. Para el obtener el valor de Nu, se utilizó la correlación empírica de Dittus & Boelter:

$$Nu = 0.023 \times (Re)^{0.8} \times (Pr)^{0.4} \quad (7)$$

Tabla 5. Número de Nu

Velocidad	1.0 m/s	1.5 m/s	2.0 m/s	2.5 m/s
Nu	4391	6074	7646	9140

Los resultados muestran una clara dependencia de Nu respecto a la velocidad de entrada. Se observó que a medida que aumentaba la velocidad de entrada, los valores de Nu también aumentaban, lo que indica una mayor eficiencia en la transferencia de calor dentro de la cavidad. Este aumento en la eficiencia de transferencia de calor puede ser atribuido al incremento en la velocidad del flujo, lo que resulta en una mayor agitación del fluido y una mejor mezcla de la capa límite térmica. Así, mismo, se realizó el cálculo del coeficiente de transferencia de calor (h), donde se utiliza la ley de enfriamiento de Newton. En la Tabla 6, se muestran los coeficientes de transferencia de calor para régimen turbulento.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (8)$$

Donde:

- k es la conductividad térmica (0.0242 W/m K)
- L es la longitud característica (en m, tomaremos el ancho de la cavidad = 4 m)

Tabla 6. Coeficiente de transferencia de calor

Velocidad	1.0 m/s	1.5 m/s	2.0 m/s	2.5 m/s
Coeficiente de transferencia de calor (h)	27 W/m ² K	37 W/m ² K	46 W/m ² K	55 W/m ² K

Los valores de h tienden a aumentar con la velocidad de entrada del flujo. Esto sugiere que una mayor velocidad del flujo resulta en una mayor agitación y mezcla del fluido, lo que aumenta la eficiencia de transferencia de calor convectiva, indicando que la turbulencia tiene un impacto significativo en la eficiencia de transferencia de calor.

Los resultados obtenidos en esta investigación proporcionan una comprensión más profunda de los procesos de convección y transferencia de calor en una cavidad rectangular bajo las condiciones consideradas, ya que se tiene un flujo de aire significativo y una circulación efectiva de aire, podemos concluir que la ventilación en la cavidad es adecuada. Sin embargo, es importante tener en cuenta otros factores específicos del entorno y las necesidades de los usuarios para una evaluación más completa del confort térmico y la calidad del aire.

4. Conclusiones

En el presente estudio se llevó a cabo la simulación de una cavidad rectangular, donde se observa que la ventilación y el intercambio de calor en la cavidad son influenciados significativamente por las velocidades de entrada. A medida que la velocidad de entrada del fluido aumenta, tanto el número de Nusselt (Nu) como el coeficiente de transferencia de calor (h), incrementan. Esto indica una mayor tasa de transferencia de calor debido a la mayor capacidad del flujo para remover calor de las paredes. Por lo que sí, la velocidad del aire se mantiene relativamente constante dentro de las condiciones estudiadas y no experimenta fluctuaciones significativas, la convección natural podría ser suficiente para la ventilación y confort térmico de una cavidad rectangular. Siendo im-

portante analizar el confort térmico de una edificación ya establecida para conocer si la ventilación con la que cuenta es adecuada o necesita estrategias pasivas que ayuden a tener un confort térmico para los usuarios sin hacer uso de ventilación mecánica que incrementaría el uso de energía eléctrica y consiga el daño al medio ambiente por la generación de gases de efecto invernadero.

Trabajos a futuro. De los resultados obtenidos en el presente estudio, se estableció que aún deben evaluarse y analizarse otras configuraciones en la cavidad rectangular, cambiando parámetros de velocidad de entrada, considerar la humedad y algunos de los principales contaminantes que se pueden encontrar en un recinto habitable, para conocer las condiciones de confort térmico en comparación con la normativa, y sugerir estrategias de ventilación pasiva para mejorar la calidad del aire en edificaciones ya construidas.

Referencias

INEGI. (2020). Censo de Población y Vivienda 2020. <https://www.inegi.org.mx/temas/vivienda/>

Secretaría de Energía, Programa para el Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional 2022-2036". México, 2022.

Kubota, T.; Ahmad, S. Wind Environment Evaluation of Neighborhood Areas in Major Towns of Malaysia. J. Asian Archit. Build. Eng. 2006, 5, 199–206.

C. K. Cha and Y. Jaluria, Recirculating Mixed Convection Flow for Energy Extraction, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 27, pp. 1801–1812, 1984.

S. Singh & M. A. R. Sharif (2003): Mixed Convective Cooling of a Rectangular Cavity with Inlet And Exit Openings On Differentially Heated Side Wall. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology, 44:3, 233-253. <http://dx.doi.org/10.1080/716100509>.

Sumon Saha, Md. Tofiqul Islam, Mohammad Ali, Md. Arif Hasan Mamun and M. Quamrul Islam. Effect of Inlet and Outlet Locations on Transverse Mixed Convection. Journal of Mechanical Engineering, vol. ME36, Dec. 2006 Transaction of the Mech. Eng. Div., The Institution of Engineers, Bangladesh. DOI:10.3329/jme.v36i0.808

Walker Christine Elaine. Methodology for evaluation of natural ventilation in buildings using a reduced-scale air model; 2006. Cambridge, USA.

C.-R. Chu, Y.-H. Chiu, Y.-T. Tsai, S.-L. Wu, Wind-Driven Natural Ventilation for Buildings with Two Openings on the Same External Wall, Energy and Buildings (2015), <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.09.041>.

H. Shetabivash, Investigation of opening position and shape on the natural cross ventilation, Energy & Buildings (2015), <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.12.053>.

Badas, M.G.; Ferrari, S.; Garau, M.; Querzoli, G. On the effect of gable roof on natural ventilation in two-dimensional urban canyons. J. Wind. Eng. Ind. Aerodyn. 2017, 162, 24–34.FF.

DESARROLLO TECNOLÓGICO DE SISTEMA DE DESESCARCHE POR GAS CALIENTE CON APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL

Leal-Chávez D.A.¹, Lujan-Villa F.J.², Modesto-Acosta C.³
E-mail autor de correspondencia: daniel.leal@cimav.edu.mx

¹ Centro de Investigación en Materiales Avanzados, Chihuahua, México

² Eiskalt Refrigeración, Chihuahua, México

³ Instituto Tecnológico de México/ Campus Chihuahua, Chihuahua, México

Resumen

El presente trabajo describe el desarrollo tecnológico que se ha llevado a cabo para poder madurar la tecnología desde una “idea” para la solución de una problemática energética en refrigeración, hasta un TRL 8: “la introducción inicial de la tecnología al mercado”. Esto comparando y considerando los Niveles de Madurez de Tecnología (o TRL, por sus siglas en inglés) sugeridos por la Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio (NASA), por el Departamento de Energía de Estados Unidos (DoE), y su adaptación por el Consejo Nacional de Humanidades Ciencias y Tecnologías (CONAHCYT). La creación de esta tecnología surge de la necesidad de disminuir el consumo energético en los procesos de refrigeración, específicamente para eliminar el uso de una fuente de calor externa para realizar el desescarche del evaporador, generando ahorros energéticos considerables para el usuario. Luego de la descripción del sistema, se continúa con la metodología de cómo se han cubierto los niveles requeridos para seguir con la maduración adecuada de esta tecnología.

Palabras clave: *Gas caliente, Eficiencia energética, Recuperación de calor, Desescarche, TRLs*

1. Introducción

En los sistemas de refrigeración que operan con el evaporador a baja temperatura o por debajo del punto de rocío, existirá la condensación de la humedad existente en el aire, la cual se convertirá en una acumulación de escarcha en las superficies del evaporador. Esta acumulación de escarcha provoca una caída de presión que conlleva un menor flujo de aire y, por lo tanto, una reducción en la transferencia de calor (Chung et al., 2019; Zhu et al., 2023). Por lo que, al incrementar dicha acumulación de escarcha, la capacidad tanto del evaporador como del sistema de refrigeración, en general, va degradándose, es por esto que es imprescindible el desescarche periódico de los evaporadores, buscando tener una operación óptima del sistema de refrigeración, que conlleva a mantener los productos en las condiciones deseadas con un costo energético mínimo.

En este trabajo, se presenta el desarrollo de la tecnología denominada “sistema de desescarche por gas caliente con aprovechamiento de calor residual” que cuenta con la solicitud de patente MX/a/2022/014362, así como los lineamientos o niveles que se deben cumplir para poder madurar adecuadamente una tecnología, para esto se consideraron los “Niveles de Madurez de Tecnología” sugeridos por: la Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio (NASA), por el Departamento de Energía de Estados Unidos (DoE) y su adaptación por el CONAHCYT, mostrando la tecnología desarrollada que se tienen hasta ahora.

2. Materiales y Métodos

El presente estudio trata del desarrollo de la tecnología mencionada. Mediante este sistema, el calor de desecho que generalmente es rechazado en el condensador es aprovechado para eliminar la escarcha formada en los evaporadores cuando así se requiera. Este sistema puede ser utilizado en cámaras frigoríficas de baja temperatura, que puede compo-

nerse de dos o más evaporadores. Con este sistema se elimina la necesidad de utilizar energía adicional para realizar dicho desescarche, logrando obtener ahorros energéticos sin afectar el desempeño del ciclo de refrigeración.

2.1 Descripción de la Técnica

El principal beneficio de esta innovación, es que el calor removido del refrigerante para su debida condensación es utilizado para realizar el desescarche cuando sea requerido, y luego el refrigerante condensado, después de haber cedido su calor latente, es utilizado para la expansión directa en los evaporadores vecinos, logrando que la energía otorgada por medio de los compresores y absorbida dentro de las cámaras de refrigeración, sea utilizada en ambos procesos: para el desescarche y para el enfriamiento de los evaporadores vecinos, logrando utilizar el calor de desecho para la fusión de la escarcha contenida en los evaporadores, en lugar de desechar dicho calor al medio ambiente, y así obtener ahorros energéticos, al no necesitar energía extra para realizar dicho proceso.

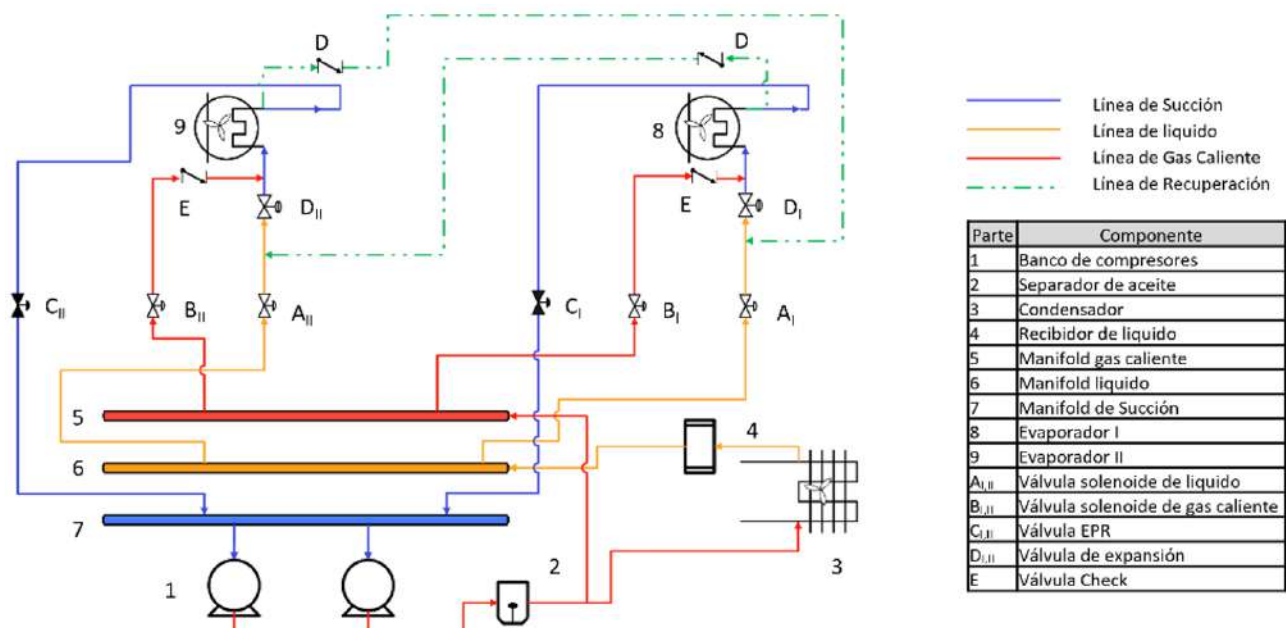


Figura 1. Esquema de Sistema de Desescarche Propuesto.

2.1.1. Ciclo de Desescarche

Cuando se necesite realizar el desescarche de uno de los evaporadores se lleva el siguiente proceso (en este caso, se utilizará como ejemplo el desescarche del evaporador I, elemento 8 de la figura 1):

Primero, las válvulas solenoide de líquido ($A_{I,II}$) son cerradas, forzando a que el vapor sobrecalentado proveniente del banco de compresores (1), luego de haber pasado por el separador de aceite (2), sea dirigido por la línea de gas caliente hacia el manifold de gas caliente (5); de aquí, el gas caliente es dirigido por la línea de gas caliente hacia la válvula solenoide B_I , la cual se encuentra abierta, mientras que la válvula B_{II} se mantiene cerrada, para dirigirse directamente hacia el evaporador I, y luego pasar por la válvula check (E), que se encuentra conectada después de la válvula de expansión (d_I). En este punto, el gas caliente transfiere calor hacia el evaporador I (8), cambiando al refrigerante de fase, de gas sobrecalentado a líquido saturado, como resultado de la transferencia del calor latente hacia el evaporador, el cual, en este ciclo, funciona como condensador, realizando a su vez el desescarche sobre la superficie de dicho evaporador. Durante este ciclo la válvula EPR (C_I) se encuentra totalmente cerrada, por lo cual el refrigerante, a la salida del evaporador I (8), se dirige por la línea de recuperación, pasando por la válvula check (D) y dirigiéndose directamente hacia la válvula de expansión (D_{II}), donde el refrigerante es estrangulado para continuar con el ciclo de refrigeración dentro del evaporador II (9); aquí el refrigerante absorbe calor en dicho evaporador para luego dirigirse por la línea de succión hacia la válvula EPR (C_{II}) y llegar, finalmente, al manifold de succión y cerrar el ciclo.

2.2 Niveles de Madurez de Tecnología

El desarrollo de tecnología es un proceso que implica la creación y demostración de nuevas tecnologías o la aplicación innovadora de las ya existentes para alcanzar un objetivo específico (Department of Energy, 2009). Este proceso requiere un conocimiento detallado de los requisitos tecnológicos para establecer un proyecto sólido, lo que ayuda a reducir riesgos, definir plazos de ejecución y establecer objetivos claros. La correcta definición de estos requisitos permite madurar la tecnología hasta convertirla en un producto que satisfaga necesidades de manera óptima, minimizando costos, mejorando el ciclo de vida y simplificando su uso.

Para poder llevar adecuadamente el desarrollo de una tecnología, es fundamental seguir los procesos recomendados por diversas agencias o instituciones especializadas, aprovechando su experiencia. El concepto de Nivel de madurez de tecnología fue introducido por la NASA en 1995 proporcionando una referencia para comunicar el estado de las tecnologías en desarrollo (Straub, 2015). Desde entonces, diversas organizaciones han adoptado este marco para evaluar y comunicar el progreso de nuevas tecnologías.

La tabla 1 resume los niveles de madurez tecnológica propuestos por la NASA y el Departamento de Energía de Estados Unidos.

Tabla 1. Comparación de los Niveles de Madurez Tecnológica propuestos por la NASA (NASA, 2020) y la DoE (Department of Energy, 2009)

Nivel Relativo de Desarrollo Tecnológico	Nivel de TRL	Definición NASA	Definición DoE	Descripción NASA	Descripción DoE
Operación del Sistema	TRL 9	Sistema real "vuelo probado" a través del éxito en operación de misiones	Sistema real operado sobre todo el rango de las condiciones esperadas	El producto final es operado exitosamente en una misión real	La tecnología está en su forma final y operada bajo toda la gama de condiciones de condicionamiento
Puesta en marcha del sistema	TRL 8	Sistema real completado y "vuelo calificado" a través de pruebas y demostración	Sistema real completado y calificado a través de pruebas y demostración	El producto final se encuentra con su configuración final y se ha demostrado exitosamente a través de pruebas y análisis para su operación en el medio ambiente previsto y/o plataforma (suelo, aéreo o espacial). De ser necesario, las pruebas de vida han sido terminadas.	Se ha demostrado que la tecnología funciona en su forma final y bajo condiciones esperadas. En casi todos los casos, este TRL representa el final del verdadero desarrollo del sistema
	TRL 7	Demostración de un prototipo de sistema en un entorno operativo	Prototipo de tamaño real para validación de sistema en entorno relevante	Se cuenta con un prototipo o modelo de ingeniería de alta fidelidad que aborda adecuadamente el escalamiento crítico de todos los problemas y opera en un medio ambiente real	Esto representa un gran paso adelante con respecto al TRL 6 y requiere la demostración de un prototipo de sistema real en un ambiente relevante

Demostración de la tecnología	TRL 6	Demostración de un modelo o prototipo de sistema/subsistema en un entorno relevante	Prototipo o modelo de ingeniería para validación de sistema en entorno relevante	Se cuenta con un prototipo del componente o sistema de alta fidelidad que aborda adecuadamente todos los aspectos críticos para su escalamiento y ha sido probado en un entorno relevante para demostrar su desempeño bajo condiciones críticas ambientales	Los modelos o prototipos a escala de ingeniería se prueban en un ambiente relevante. Esto representa un gran paso adelante en el desarrollo de una tecnología. Los ejemplos incluyen probar el prototipo de escala ingenieril con una variedad de simulaciones
	TRL 5	Componente y/o sistema validado en un entorno relevante	Escala de laboratorio, validación de sistema similar en entorno relevante	Se consta de un componente o sistema de fidelidad media con apoyo de elementos realistas, está construido y operando para validación en un entorno relevante para demostrar su desempeño general en áreas críticas	Los componentes tecnológicos básicos están integrados para que la configuración del sistema sea similar a la aplicación final en casi todos los aspectos

Desarrollo de la tecnología	TRL 4	Componente y/o sistema validado en un entorno relevante	Componente y/o sistema validado en un entorno relevante	Se consta de un componente o sistema de baja fidelidad para demostrar la funcionalidad básica en un ambiente de laboratorio	Se integran los componentes tecnológicos básicos para establecer que las piezas funcionarán juntas. Esto es relativamente "baja fidelidad" en comparación con el sistema eventual.
Investigación para probar la tecnología	TRL 3	Función crítica analítica y experimental y/o prueba de concepto de una característica	Función crítica analítica y experimental y/o prueba de concepto de una característica	La Investigación y el desarrollo (I+D) son iniciado, incluyendo estudios analíticos y de laboratorio para validar predicciones con respecto a la tecnología	Se inicia activamente la investigación y el desarrollo (I+D). Esto incluye estudios analíticos y estudios a escala de laboratorio para validar físicamente las predicciones analíticas de elementos separados de la tecnología. Los ejemplos incluyen componentes que aún no están integrados o simulaciones

Investigación Básica de la tecnología	TRL 2	Concepto y/o aplicación tecno- lógica formulada	Concepto y/o aplicación tecnológica formulada	Comienza la in- vención, la aplica- ción práctica está identificada, pero es especulativa, no hay pruebas experimentales ni análisis detallado disponible para apoyar la conje- tura	Una vez que se observan los principios bá- sicos, se pue- den desarrollar e inventar aplicaciones prácticas. Las aplicaciones son especu- lativas y es posible que no haya prue- bas o análisis detallado para respaldar los supuestos. todavía hay ejemplos limi- tados a estu- dios analíticos
	TRL 1	Principios bási- cos observados y reportados	Principios básicos ob- servados y reportados	Conocimiento científico gene- rado dirigiendo los conceptos/ aplicaciones a la tecnología	La investiga- ción científica comienza a tra- ducirse en I+D aplicada

Así mismo, en la Tabla 2, puede observarse la adaptación propuesta por el CONAHCYT, con la finalidad de conocer los requisitos o las actividades necesarias para llevar a cabo un adecuado desarrollo. Al observar ambas Tablas, podemos identificar que el CONAHCYT conlleva un contexto enfocado al desarrollo de productos, llevando una clasificación más adecuada del nivel de madurez tecnológica para este fin. Dicha adaptación está basada en las directrices de Manual de Frascati (OECD, 2015), buscando que las actividades de Innovación tengan un impacto en la economía y sociedad.

Tabla 2. Niveles de Madurez Tecnológica propuestos por el CONAHCYT (CONAHCYT, 2022)

Nivel Relativo de Desarrollo Tecnológico	Nivel TRL	Definición	Descripción
Expansión de mercado	TRL 9	Producto terminado. Pruebas con éxito en entorno real. Despliegue.	Tecnología disponible en el mercado. Aplicación comercial.
Introducción inicial al mercado	TRL 8	Desarrollo de Producto. Sistema completo y evaluado	Manufacturabilidad probada y validada para ambiente real Sistema completo y certificado. Producto o servicio comercializable.
Producción piloto y demostración	TRL 7	Desarrollo de Producto. Demostración de prototipo a nivel sistema en un ambiente operativo real (sistema real).	Producción a baja escala para demostración en ambiente operativo real.
	TRL 6	Demostración tecnológica Tecnología demostrada en un ambiente relevante	Para el caso de plataformas tecnológicas, el ambiente relevante debe considerar condiciones industriales, no de laboratorio experimental académico. Preproducción de un producto, incluyendo pruebas en un ambiente real.
Desarrollo de prototipo	TRL 5	Desarrollo Tecnológico. Tecnología validada en laboratorio, pero en condiciones de un entorno relevante (condiciones que simulan condiciones existentes en un entorno real)	La integración de los componentes empieza a ser de alta confiabilidad. Para el caso de plataformas tecnológicas, el ambiente relevante debe considerar condiciones industriales, no de laboratorio experimental académico.
Validación de concepto	TRL 4	Desarrollo Tecnológico. Validación tecnológica a nivel laboratorio	Validación de un prototipo inicial con componentes integrados en laboratorio con baja confiabilidad de comportamiento.
	TRL 3	Investigación de Laboratorio. Prueba experimental de concepto	Primera evaluación de la factibilidad de un concepto y su tecnología.
Desarrollo de la Invención	TRL 2	Investigación de Laboratorio Concepto tecnológico y/o aplicación tecnológica formulada. Investigación Aplicada	Publicaciones o referencias que subrayan las aplicaciones de la nueva tecnología. Inicio de la invención.
	TRL 1	Investigación básica Principios básicos observados y reportados	Artículos científicos publicados sobre los principios de la nueva tecnología.

Tras analizar los diferentes niveles de TRL mostrados, en el siguiente apartado se describen los pasos seguidos en los últimos años para llevar la tecnología al nivel de madurez actual, TRL 8. Esto permitirá mostrar tanto el proceso llevado como los resultados obtenidos.

3. Resultados y Discusión

Como se mencionó anteriormente, esta tecnología se desarrolló con el propósito de reducir el consumo energético en los procesos de refrigeración, buscando eliminar el uso externo de una fuente de calor para realizar los desescarches de los evaporadores.

A continuación, se muestran las actividades realizadas para cumplir con los niveles de madurez tecnológica, estando actualmente en proceso de satisfacer un TRL 8.

TRL 1. Principios básicos observados y reportados. - En un inicio, se empezó con la idea de utilizar gas caliente en los ciclos de refrigeración de evaporización directa (por ejemplo, HFCs), inspirándose en una técnica usada en ciclos de amoníaco, que cuentan con un reservorio de presión media que facilita su aplicación. La idea fue redirigir los condensados del evaporador en desescarche a un evaporador vecino para evitar problemas comunes en el uso de gas caliente (Rainwater Julius H., 2009). Se diseñó un esquema con los dispositivos necesarios, y se realizaron los cálculos básicos considerando los cambios de fase, con los refrigerantes, presiones y temperaturas que se pudieran utilizar.

TRL 2. Aplicación de Tecnología Formulada. – Después de analizar la técnica propuesta y confirmar su la vialidad, se revisaron artículos científicos y patentes a nivel nacional e internacional, sin encontrar una técnica similar. Luego, se investigaron los fenómenos físicos predominantes en el proceso sugerido, se planteó el diseño de experimentos y se caracterizaron numéricamente los dispositivos del sistema. Esto con la finalidad de aplicar correctamente la técnica propuesta.

TRL 3. Prueba Experimental de Concepto. - En esta etapa, se realizaron simulaciones numéricas en los paquetes computacionales EES (EES, 2018.) y Trnsys (TRNSYS 16, 2006), para analizar las transferencias de calor durante los cambios de fase y la interacción entre los intercambiadores de calor (evaporador funcionando como condensador y evaporador trabajando con los condensados del evaporador en desescarche). El objetivo fue evaluar la técnica y el funcionamiento del sistema mediante modelado computacional.

TRL 4. Validación tecnológica a nivel laboratorio. - En este punto, se fabricó un prototipo inicial, el cual constaba de un pequeño cuarto frío con dos evaporadores, en los cuales se instaló un bypass que conectaba ambos evaporadores y evitaba el condensador principal del sistema. El objetivo era estudiar el comportamiento entre ambos intercambiadores de calor al realizar el desescarche en alguno de ellos y la operación del evaporador vecino.

Se observó que se cumplía con el proceso deseado, luego se inició con la redacción de la solicitud de patente, observando las ventajas con respecto otras técnicas de desescarche, y calculando los ahorros energéticos que se pudieran obtener al aplicar la técnica propuesta.

TRL 5. Tecnología validada en laboratorio, pero en condiciones de un entorno relevante.- En este nivel se completó el prototipo, el cual incluía un sistema de control capaz de establecer tiempos de operación y desescarches a las condiciones deseadas; se obtuvieron temperaturas y presiones de operación, y se logró trabajar con la temperatura mínima que el refrigerante R-404a podía entregar (presión de succión de 0 Pa) y mantener el evaporador secundario trabajando adecuadamente durante el tiempo de desescarche.

TRL 6. Tecnología demostrada en un ambiente relevante. Se realizaron pruebas a distintas temperaturas, tiempos de desescarche, y con distintas cantidades de escarcha, esto con la finalidad de caracterizar adecuadamente la tecnología,

midiendo temperaturas, presiones, flujos másicos y tiempos de operación, logrando validar los modelos termodinámicos desarrollados y obtener comportamientos esperados en todos los casos, sin presentar problemas mecánicos dentro del sistema.

TRL 7. Demostración de prototipo a nivel sistema en un ambiente operativo real. - Para este punto se instaló el sistema en un frigorífico de tamaño comercial, utilizando evaporadores de alta capacidad, para validar su funcionamiento, donde no se han encontrado problemas de funcionamiento hasta el momento. Se obtuvieron predicciones de duración de desescarche acertadas, y un monitoreo de temperaturas en el conjunto de evaporadores con valores esperados dentro de los márgenes señalados.

TRL 8. Sistema completo y evaluado. - Actualmente la tecnología se encuentra en este punto, donde se empezará con la introducción al mercado. Para lograr esto, se obtuvo un apoyo del programa FECTI (Fondo Estatal de Ciencia, Tecnología e Innovación) por el Gobierno del Estado de Chihuahua. Con este recurso se está construyendo una sala de exhibición para presentar la tecnología a los primeros clientes y continuar la caracterización del sistema con diferentes dispositivos y capacidades, obteniendo datos que permitan su optimización. Así mismo, se encuentra con el montaje de áreas de manufactura que facilitaran la construcción de los componentes necesarios y servirá para la capacitación de técnicos en la implementación de esta tecnología, y así poder ofrecer un producto comercializable.

TRL 9. Despliegue. - Una vez terminado el proyecto FECTI, se habrá elaborado un modelo de negocios con base tecnológica, el cual nos permitirá expandir el mercado a una gran cantidad de clientes potenciales, donde esta tecnología desarrollada garantiza un ahorro de energía substancial con una baja inversión, lo que da como resultado una pronta recuperación de la inversión realizada, con grandes ahorros

monetarios sin afectar el ciclo convencional en los sistemas de refrigeración.

4. Conclusiones

El desarrollo de una tecnología requiere una inversión significativa en recursos, por lo que es crucial evaluar su impacto potencial en la sociedad para asegurar su viabilidad. Es esencial planificar proyectos bien estructurados y definir claramente la tecnología antes de iniciar su desarrollo para minimizar riesgos y garantizar el éxito.

Este desarrollo ha permitido implementar una tecnología que reduce el consumo de energía eléctrica al evitar su uso en los desescarches de plantas frigoríficas. La necesidad de los desescarches depende de varios factores, como el tamaño y tipo de evaporador, el clima, el tipo de producto y su manejo. Tradicionalmente, el desescarche eléctrico puede representar hasta el 21% del consumo total de energía de una planta frigorífica (Energy Trust of Energy, 2016), pero es ineficiente, ya que solo el 30% del calor generado se utiliza para el desescarche, mientras que el resto se libera en la cámara frigorífica.

En las pruebas realizadas, el desescarche con gas caliente mostró una eficiencia de entre el 38% y el 72%, mientras que con resistencias eléctricas la eficiencia fue del 20% al 33%. Con la tecnología propuesta, el líquido subenfriado del desescarche se redirige a un evaporador vecino, manteniendo un coeficiente de operación superior a 1, lo que significa que no hay un gasto adicional de energía para realizar el desescarche.

A modo de ejemplo, en el frigorífico comercial donde se instaló la tecnología en 4 evaporadores, se reemplazaron las resistencias eléctricas (9 de 4.5 kW en batería y 3 de 2.9 kW en bandeja, sumando 49.2 kW por evaporador). Esto permite lograr ahorros de aproximadamente 71,800 kWh al año, considerando 2 desescarches diarios de 30 minutos por evaporador.

Este desarrollo ha sido posible gracias al apoyo de varios proyectos de investigación y desarrollo, alineados con el Plan Nacional de Desarrollo 2019-2024, y al proyecto FECTI/2024/CV-IYE/023, “Implementación de Tecnología de Desescarche con Recuperación de Calor en el Sector de Refrigeración Comercial e Industrial”. Este proyecto, el cual se encuentra en marcha, permitirá poder transformar esta tecnología en un producto comercial. Agradecemos al FECTI, a través del Instituto de Innovación y Competitividad del Gobierno del Estado de Chihuahua, así como a la empresa EISKALT Refrigeración y su director, el Ing. Francisco Javier Lujan Villa, cuya colaboración ha sido clave para el éxito de este desarrollo.

Referencias

Chung, Y., Yoo, J. W., Kim, G. T., & Kim, M. S. (2019). Prediction of the frost growth and performance change of air source heat pump system under various frosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, 147, 410–420. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.085>

CONAHCYT. (2022). Anexo 2 Guía para el Diagnóstico del Nivel de Madurez Tecnológica (NMT o TRL por sus siglas en inglés).

Department of Energy. (2009). U.S. DEPARTMENT OF ENERGY Technology Readiness Assessment Guide. www.directives.doe.gov

EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software: Engineering Software. (2018.). Retrieved December 13, 2018, from <http://www.fchart.com/ees/>

Energy Trust of Energy. (2016). Cold Storage Facilities Energy Savings Guide. https://www.energytrust.org/wp-content/uploads/2016/12/ind_fs_guide_coldstorage.pdf

NASA. (2020). NASA Procedural Requirements NPR 7123.1C C Systems Engineering Processes and Requirements. <https://nodis3.gsfc.nasa.gov>.

OECD. (2015). Frascati Manual 2015. OECD. <https://doi.org/10.1787/9789264239012-en>

Rainwater Julius H. (2009). Five Defrost Methods for Commercial Refrigeration. *ASHRAE Journal*, 42–44.

Straub, J. (2015). In search of technology readiness level (TRL) 10. *Aerospace Science and Technology*, 46, 312–320. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2015.07.007>

TRNSYS 16. (2006). Trnsys 16 volume 5 Mathematical Reference (Vol. 5).

Zhu, Z., Dou, W., Dai, B., Shan, X., & Shen, J. (2023). Method to delay frost formation under high relative humidity Case Studies in Thermal Engineering, 45, 102922. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102922>

ESTUDIO DEL ELECTRO-CONGELAMIENTO DE AGUA A PARTIR DE CAMPOS ELÉCTRICOS: DINÁMICA MOLECULAR

D.P. Luis.¹, José A. Sotres-López²
E-mail autor de correspondencia: dpluisji@conahcyr.mx

¹ Centro de Investigación en
Materiales Avanzados, Chihuahua,
México.

² Eiskalt Refrigeración, Chihuahua,
México.

³ Instituto Tecnológico de México/
Campus Chihuahua, Chihuahua,
México.

Resumen

Este artículo muestra los resultados de simulaciones del agua utilizando dinámica molecular usando el modelo TIP4P/ice, para replicar las propiedades del agua en su fase líquida y sólida con el objetivo de estudiar el efecto del campo eléctrico en la congelación del agua (electro-congelamiento). Para esto se llevaron a cabo simulaciones con temperaturas desde 260K hasta 280K, con y sin campo eléctrico para analizar el ordenamiento y comportamiento de las moléculas de agua bajo diferentes condiciones. Se utilizó una caja de simulación con 3,456 moléculas de agua, para observar las transiciones de fase. Los resultados demostraron que a temperaturas más bajas y con el nivel de campo eléctrico correcto, el agua tiende a congelarse y formar una estructura ordenada, mientras que, con la aplicación de un campo eléctrico mayor, el sistema se licua. Esta investigación da una comprensión detallada del proceso de congelación inducido por campo eléctrico.

Palabras Clave: Electro-congelamiento, Agua, Hielo, Simulación.

1. Introducción

La dinámica molecular (MD) es altamente utilizada para estudiar el comportamiento y las interacciones de las moléculas a nivel atómico. En este estudio se utilizó esta técnica computacional para realizar una simulación molecular del agua y comprender el fenómeno del electro-congelamiento, el cual se define como el proceso donde el agua es congelada mediante la aplicación de un campo eléctrico. Este fenómeno capaz de controlar e inducir el cambio de fase del agua de un estado líquido a uno sólido tiene implicaciones significativas en diversos campos científicos y tecnológicos, desde el sector alimenticio hasta la ingeniería de materiales (Xanthakis et al., 2013) (Jha et al., 2018), (Jha et al., 2017), (Knoerzer & Muthukumarappan, 2021)

Para las simulaciones de este estudio, el modelo molecular para el agua fue el TIP4P/Ice el cual ha sido validado y es completamente confiable (Abascal et al., 2005) debido a su capacidad para reproducir la fase sólida del agua con precisión. En comparación con los otros modelos, el TIP4P/ice logra que el comportamiento de las moléculas sea el óptimo para estudiar el hielo, lo cual permitió observar de manera más detallada la formación y el comportamiento de la fase sólida del agua bajo la influencia de un campo eléctrico.

Las simulaciones se desarrollaron siguiendo el método de coexistencia directa (García Fernández et al., 2006). El cual consistió en una caja que inicialmente contenía moléculas de agua en estado sólido y líquido. Mediante la configuración de temperatura y la aplicación de un campo eléctrico, se indujo la transición del agua a su estado sólido. Este enfoque permitió observar cómo el campo eléctrico influyó en la orientación y alineación de las moléculas durante el proceso de congelación. A lo largo de las simulaciones, se observó cómo las moléculas de agua líquida se alineaban a medida que se convertían en hielo bajo la influencia del campo eléctrico (Suresh et al., 2006) such as that near an ion, near a charged surface, or within a

biological nanopore. While this problem has been studied in some detail through simulations in the past, it has not been very amenable for theoretical analysis owing to the complexities presented by the hydrogen (H).

Además, las simulaciones realizadas fueron analizadas por el comportamiento de la energía potencial del sistema a diferentes temperaturas, con una presión constante (1 bar). La energía potencial es un indicador clave para identificar la transición de la fase, una disminución sugiere el crecimiento de la estructura cristalina, mientras que un aumento puede indicar la licuación del sistema. A través de este enfoque, se pudo discernir la temperatura de coexistencia entre ambas fases sin campo eléctrico, para luego evaluar como este facilita la alineación de las moléculas del agua.

2. Materiales y Método

2.1. Modelo Molecular

El modelo TIP4P/Ice fue el que se utilizó para representar el agua tanto en su estado líquido como sólido. Este modelo fue seleccionado debido a su precisión en la reproducción de las propiedades termodinámicas del agua.

El modelo TIP4P/Ice se caracteriza por su capacidad para predecir el diagrama de fases del agua, así como las densidades de distintas formas de hielo, lo que hace que sea una herramienta importante para estudiar el comportamiento del agua en su fase sólida.

La estructura del modelo está compuesta por un átomo de oxígeno y dos átomos de hidrógeno, con un sitio virtual que representa el centro de carga negativa. Las propiedades específicas del modelo son las siguientes: la constante de interacción σ es de 3.1668 Å, la energía de interacción ϵ es de 0.8822 kJ/mol, la distancia de enlace O-H (l_1) es de 0.9572 Å, la distancia entre el átomo de oxígeno y el sitio virtual (l_2) es de 0.1577 Å, las cargas parciales son +0.5897e para cada hidrógeno y -1.1794e para el sitio virtual, el ángulo H-O-H

(θ) es de 104.52° , y el ángulo entre el plano del dipolo y la bisectriz de los átomos de hidrógeno (ϕ) es de 52.26° .

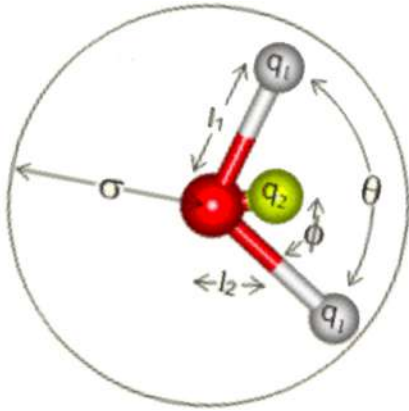


Figura 1. Estructura del modelo TIP4P/ice de la molécula de agua.

Para las simulaciones del sistema con el campo eléctrico externo, la energía total del sistema fue tomada del trabajo de James (James et al., 2007). el cual consiste de los siguientes términos:

$$U_{Total} = \sum_{a < b} U_{ab} - E e \sum_i q_i z_i$$

Donde E es la magnitud del campo eléctrico, z_i es la coordenada cartesiana z de la carga parcial i , y U_{ab} incluye las contribuciones coulombicas y de Lennard.Jones (James et al., 2007), (Luis et al., 2023), (Luis et al., 2015)P.

2.2. Configuración del Sistema

Se utilizó una sola caja de simulación, que fue configurada con dimensiones de $38.320999 \times 38.320999 \times 77.832001 \text{ \AA}$ y ángulos de 90° en cada dirección. En esta caja se incluyeron 3456 moléculas de agua, lo que equivale a un total de 13824 átomos. Al inicio de la simulación, 1756 moléculas de agua se encontraban en estado líquido y las otras 1756 se fueron ubicadas de tal forma que, formaban una fase sólida de hielo Ih, (ver Ilustración 2). A medida que la simulación avanzó, las moléculas de agua se ordenaron y formaron una estructura sólida periódica en toda la caja de simulación, que correspon-

de a un sistema en una sola fase cristalizada (ver Ilustración 3) cuando las condiciones termodinámicas impuestas eran las favorables.

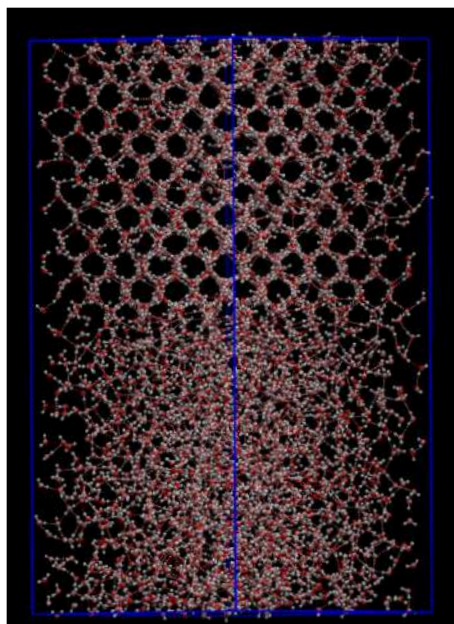


Figura 2. Estructura del agua en estado líquido al inicio de la simulación.

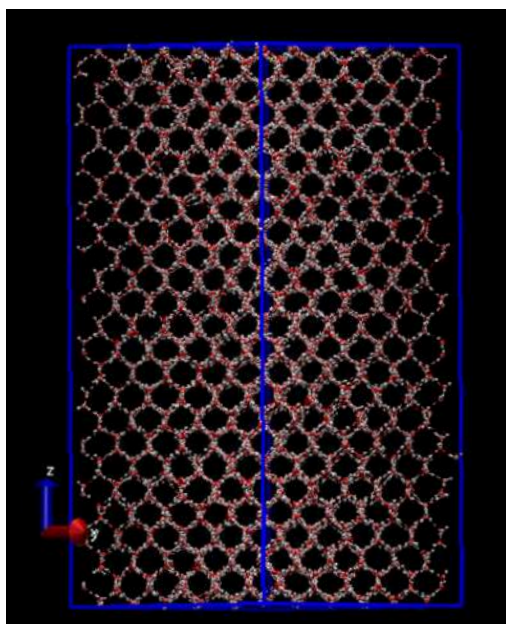


Figura 3. Estructura del agua en estado sólido al final de la simulación

2.3. Condiciones de simulación

Las simulaciones fueron realizadas utilizando el paquete de dinámica molecular GROMACS, versión 4.7 La presión del sistema se mantuvo constante a 1 bar mediante el uso del

algoritmo de barostato de Parrinello-Rahman (Parrinello & Rahman, 1980), mientras que la temperatura fue controlada con el algoritmo de termostato de Nosé-Hoover, (Nosé, 1984) to be published, to be published (Hoover, 1985). Las simulaciones se ejecutaron durante un total de 20 millones de pasos, con un tiempo de paso de 2 fs.

Para determinar la temperatura de coexistencia entre las fases líquida y sólida del agua sin campo eléctrico. Las simulaciones se llevaron a cabo a diversas temperaturas, abarcando un rango de 260 K, 265 K, 270 K, 275 K y 280 K para evaluar el proceso de congelación, pero sin aplicar un campo eléctrico. Los resultados obtenidos en estas simulaciones sirvieron como referencia para comparar los efectos inducidos por el campo eléctrico.

Posteriormente, se realizaron simulaciones adicionales a una temperatura de 260K bajo diferentes condiciones de campo eléctrico aplicados en la dirección +z. Se realizaron corridas con un campo eléctrico de 0.05 V/nm, 0.1 V/nm, 0.2 V/nm, 0.3 V/nm y 0.4 V/nm, además de una corrida de control sin campo eléctrico. Estos campos eléctricos fueron aplicados para estudiar su efecto en el comportamiento de las moléculas de agua y su impacto en el potencial eléctrico del sistema.

El comportamiento de la energía potencial del sistema fue graficado durante las simulaciones para identificar la transición de fase entre el estado líquido y el estado sólido. La energía potencial se calculó en intervalos regulares, y se analizó su variación a lo largo del tiempo para correlacionarla con el crecimiento de la estructura cristalina y la formación de hielo.

3. Resultados y Discusiones

En la primera serie de simulaciones realizadas sin la aplicación del campo eléctrico, con temperaturas desde 260 hasta 280K, se presentan diferencias significativas en la evolución de la energía potencial del sistema. La Figura 4 muestra que, a una temperatura de 260K y 265K, el sistema experimentó una

disminución en la energía potencial, indicando la formación y crecimiento de la estructura cristalina ordenada, consistente con la congelación del agua, esto se debe a la formación de nuevos puentes de hidrógeno que hacen crecer la estructura cristalina. Por otro lado, las temperaturas desde 270K a 280K, el sistema no muestra ninguna disminución en el potencial, sino que al contrario, la energía potencial sufrió un incremento, sugiriendo que las moléculas no se congelaron, sino que el sistema se licuó. Este comportamiento se debe a que estas temperaturas están por encima del punto de congelación del agua a condiciones normales, lo que evita la formación de la estructura sólida. A partir de este análisis corresponde tomar como criterio el hecho de que la temperatura de coexistencia está ubicado en el punto medio entre la última temperatura a la cual el sistema cristalizó (265 K) y la primer temperatura a la cual el sistema se licuó (270 K), por lo tanto, para nuestro método y nuestro potencial, la temperatura de coexistencia sería de 267.5K, que está muy cercana a la temperatura de coexistencia experimental de 273 K.

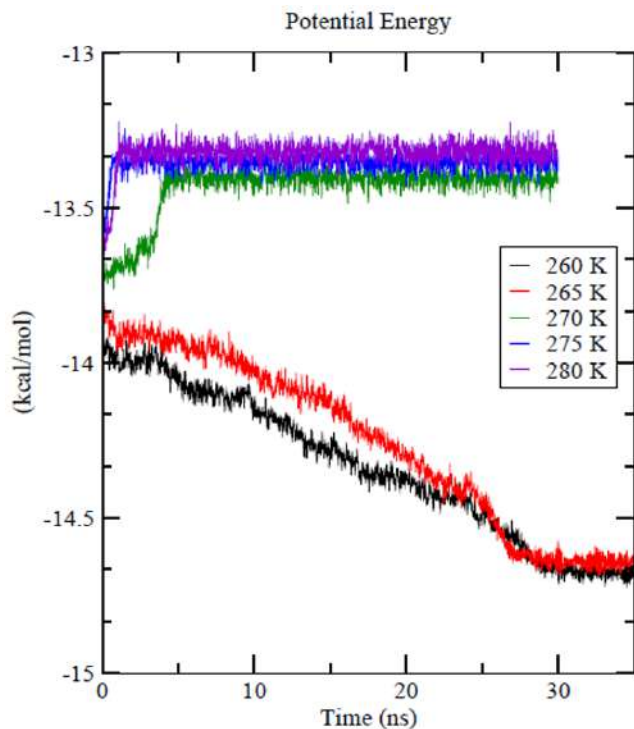


Figura 4. energía potencial del sistema en simulaciones en función a las temperaturas (260K-280K) sin campo eléctrico.

La Figura 5 muestra la segunda serie de simulaciones realizadas a una temperatura constante de 260K con la aplicación de distintas amplitudes de campo eléctrico, los resultados mostraron que en las simulaciones hechas con un campo de 0.05 V/nm, 0.1 V/nm y 0.2 V/nm hubo una disminución en la energía potencial, indicando que el sistema se congeló de manera efectiva bajo estas condiciones. Sin embargo, al aplicar campos eléctricos más altos, el aumento de la energía potencial sugiere que los campos tienen un efecto que impide la formación de una estructura cristalina, causando que el sistema se licúe. Este comportamiento se puede explicar por el hecho de que altos campos eléctricos pueden introducir una perturbación significativa en el sistema, desestabilizando la estructura sólida y promoviendo el estado líquido. En la Figura 6, se muestra como el momento dipolar total del sistema se incrementa a valores cercanos a 4500 Debyes cuando el campo eléctrico alcanza 0.3 V/nm, lo cual significa que a estos niveles de campo eléctrico la estructura cristalina se polariza debido al campo y esto evita que el sistema cristalice a la estructura hielo Ih, lo cual no ocurre para valores más pequeños de campo eléctrico.

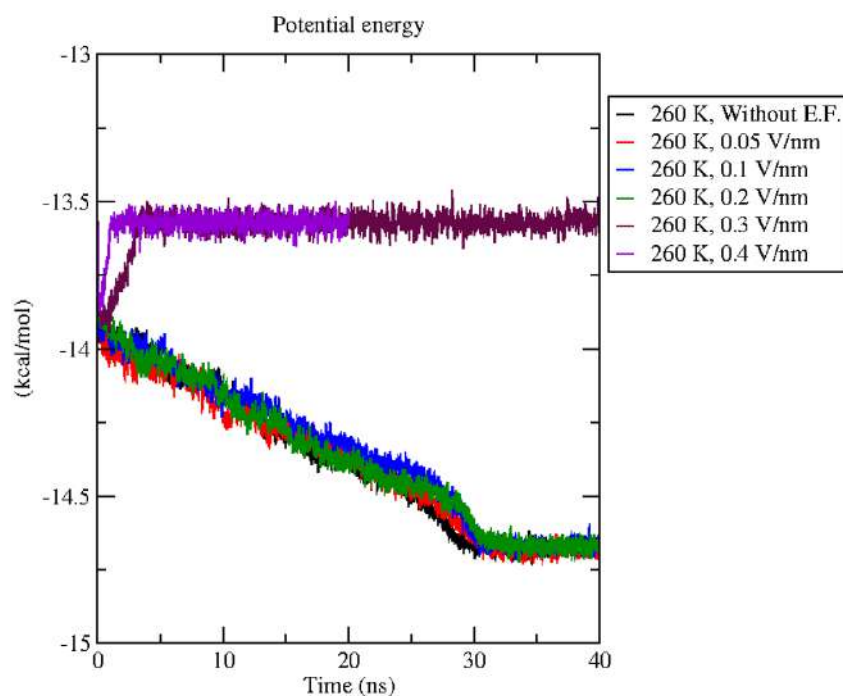


Figura 5. Energía potencial del sistema en simulaciones con campo eléctrico a 260K.

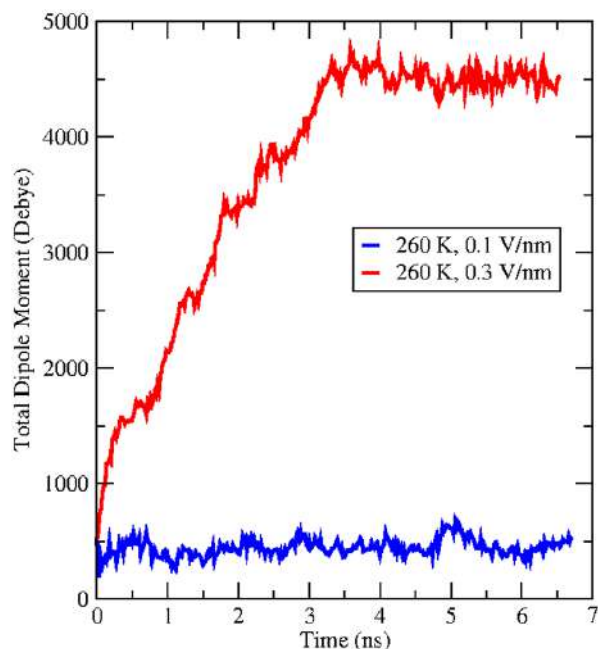


Figura 6. Momento dipolar total del sistema en simulaciones con campo eléctrico a 260K

4. Conclusiones

Los resultados de las simulaciones demostraron que, en efecto, el campo eléctrico si influye en el cambio de fase de líquido a sólido del agua, ya que a temperaturas cercanas al punto de congelación y con intensidades bajas promovieron la formación de la estructura cristalina. Esto indica que un campo eléctrico moderado induce el congelamiento al alinear las moléculas de agua formando una red estable.

Por otra parte, la aplicación de altos niveles de campo eléctrico ocasionó el efecto contrario. Este efecto sugiere que, al recibir campos excesivos, estos perturban la organización de las moléculas evitando el ordenamiento periódico de la estructura cristalina, lo que interfiere con su proceso de congelación deteniendo la formación de la estructura estable. Para esto, el límite de magnitud de campo eléctrico para el cual la estructura permaneció estable fue de 0.2 V/nm.

Estos resultados muestran la necesidad de aplicar la magnitud de campo correcta en aplicaciones donde se requiera

la formación de hielo y procesos relacionados con la congelación y entender de una manera fundamental los procesos que ocurren en sistemas experimentales que usan campos eléctricos para enfriamiento.

Referencias

Abascal, J. L. F., Sanz, E., García Fernández, R., & Vega, C. (2005). A potential model for the study of ices and amorphous water: TIP4P/Ice. *The Journal of Chemical Physics*, 122(23), 234511. <https://doi.org/10.1063/1.1931662>

García Fernández, R., Abascal, J. L. F., & Vega, C. (2006). The melting point of ice Ih for common water models calculated from direct coexistence of the solid-liquid interface. *The Journal of Chemical Physics*, 124(14), 144506. <https://doi.org/10.1063/1.2183308>

Hoover, W. G. (1985). Canonical dynamics: Equilibrium phase-space distributions. *Phys. Rev. A*, 31(3), 1695–1697. <https://doi.org/10.1103/PhysRevA.31.1695>

James, T., Wales, D. J., & Hernández Rojas, J. (2007). Energy landscapes for water clusters in a uniform electric field. *The Journal of Chemical Physics*, 126(5), 54506. <https://doi.org/10.1063/1.2429659>

Jha, P. K., Sadot, M., Vino, S. A., Jury, V., Curet-Ploquin, S., Rouaud, O., Havet, M., & Le-Bail, A. (2017). A review on effect of DC voltage on crystallization process in food systems. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, 42, 204–219. <https://doi.org/10.1016/J.IFSET.2017.06.002>

Jha, P. K., Xanthakis, E., Jury, V., Havet, M., & Le-Bail, A. (2018). Advances of electro-freezing in food processing. *Current Opinion in Food Science*, 23, 85–89. <https://doi.org/10.1016/J.COFS.2018.06.007>

Knoerzer, K., & Muthukumarappan, K. (Eds.). (2021). *Innovative Food Processing Technologies*. Elsevier.

Luis, D. P., González-Calderón, A., & López-Lemus, J. (2023). Effects of externally-applied static electric fields on

hydrogen hydrates: a molecular dynamics study. *Molecular Simulation*, 49(16), 1552–1560. <https://doi.org/10.1080/08927022.2023.2249553>

Luis, D. P., Herrera-Hernández, E. C., & Saint-Martin, H. (2015). A theoretical study of the dissociation of the sI methane hydrate induced by an external electric field. *The Journal of Chemical Physics*, 143(20), 204503. <https://doi.org/10.1063/1.4936214>

Nosé, S. (1984). A unified formulation of the constant temperature molecular dynamics methods. *The Journal of Chemical Physics*, 81(1), 511–519. <https://doi.org/10.1063/1.447334>

Parrinello, M., & Rahman, A. (1980). Crystal Structure and Pair Potentials: A Molecular-Dynamics Study. *Physical Review Letters*, 45(14), 1196–1199. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.45.1196>

Suresh, S. J., Satish, A. V., & Choudhary, A. (2006). Influence of electric field on the hydrogen bond network of water. *The Journal of Chemical Physics*, 124(7), 74506. <https://doi.org/10.1063/1.2162888>

Xanthakis, E., Havet, M., Chevallier, S., Abadie, J., & Le-Bail, A. (2013). Effect of static electric field on ice crystal size reduction during freezing of pork meat. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, 20, 115–120. <https://doi.org/10.1016/J.IFSET.2013.06.011>

DISEÑO DE UNA CÁMARA DE PREENFRIAMIENTO PARA CONSERVACIÓN DE HORTALIZAS EN LA POSCOSECHA IMPLEMENTANDO ENERGÍA SOLAR

Manzano-Muñoz M.¹ y Valle-Hernández J.¹
E-mail autor de correspondencia: ma440623@uaeh.edu.mx

¹ Escuela Superior de Apan,
Universidad Autónoma del Estado
de Hidalgo, Hidalgo, México.

Resumen

Actualmente las hortalizas constituyen el 11.3 % de la producción total agrícola de México, sin embargo, regularmente el sitio de cosecha de estos vegetales se encuentra retirado de los centros de almacenamiento donde es posible abatir el calor del alimento, recomendado para extender su vida útil, por lo que suelen ser transportados sin enfriar. Lo anterior aumenta las pérdidas poscosecha comprometiendo la seguridad alimentaria. La implementación de cámaras de enfriamiento *in situ* para la conservación de alimentos puede ser una alternativa viable para disminuir estas pérdidas, pero la mayoría de las veces no se tiene acceso a un suministro de energía cercano para la operación del sistema. En este trabajo se presenta el diseño de una cámara de preenfriamiento para hortalizas que opere con energía solar. El diseño se realiza a partir de las características de conservación del producto y los requerimientos del sistema que garanticen su autonomía. Como resultados se muestra el análisis termodinámico del sistema; obteniendo la potencia de enfriamiento en función de las cargas térmicas, el trabajo requerido por el compresor, el coeficiente de rendimiento, y la energía eléctrica requerida,

con la cual se dimensiona el arreglo fotovoltaico propuesto para la operación de la cámara.

Palabras clave: Cámara de refrigeración, Energía solar, Conservación de hortalizas.

1. Introducción

Según el informe sintético de la Comisión para la Cooperación Ambiental, la pérdida y desperdicio de alimentos comienza desde las primeras etapas de la cadena de abasto alimentaria, la poscosecha (CCA, 2017). En México el 11.3 % de la producción total agrícola está constituida por hortalizas (SIAP, 2024), las cuales se cosechan lejos de los centros de almacenamiento lo que retrasa el tiempo en que se abate el calor del alimento, algo que impacta en las características organolépticas, afectando su comercialización y aumentando las pérdidas poscosecha. Una posible solución a esta problemática es someter la producción a un proceso de preenfriamiento *in situ*. Sin embargo, para que esta solución pueda ser viable el sistema de enfriamiento debe ser alimentado con una fuente alterna de energía, ya que muchas veces las redes de distribución eléctrica no son accesibles en las zonas de cosecha.

El objetivo del presente proyecto es proponer el diseño de una cámara de preenfriamiento poscosecha *in situ* para alargar el tiempo de conservación de hortalizas, mediante el uso de energía solar fotovoltaica como fuente de suministro eléctrico.

Para el estudio se propone el estado de Sinaloa, que contribuye con el 23% de la producción total de hortalizas en México (SIAP, 2024), además de tener una irradiación solar promedio anual de 6 kWh/m² (PVGIS, 2016). En el diseño de la cámara de preenfriamiento se considera el estudio del refrigerante a emplear, así como el análisis termodinámico en función de la masa de producto a enfriar.

2. Metodología

La metodología para el diseño del sistema de enfriamiento de hortalizas parte del conocimiento de las características de

conservación del alimento, a partir de estos datos se proponen las dimensiones y los materiales de la cámara de preenfriamiento. Posteriormente, se calculan las cargas térmicas involucradas en el proceso de enfriamiento, en función de la masa de producto a enfriar, obteniendo el calor a extraer por el ciclo de refrigeración.

Para la elección del fluido de trabajo con que operará el ciclo de enfriamiento se realiza un estudio comparativo entre tres refrigerantes, R-134a, R-404A y R-407C, buscando el de menor impacto ambiental y mejor coeficiente de rendimiento. Una vez elegido el refrigerante se realiza el análisis termodinámico, calculando las condiciones de operación de cada etapa del ciclo mediante el software Engineering Equation Solver (EES), obteniendo el trabajo requerido por el compresor, el coeficiente de rendimiento y la energía requerida para una carga de refrigeración.

Finalmente, a partir de los resultados del análisis energético se dimensiona el sistema fotovoltaico que proveerá la energía eléctrica al sistema.

3. Desarrollo

3.1. Propiedades de las Hortalizas

Se consideraron cuatro tipos de hortalizas; chile verde, pepino, tomate maduro y tomatillo, debido a que los rangos de sus temperaturas de conservación coinciden en algún punto. En la Tabla 1, se muestran las propiedades termodinámicas y las condiciones de conservación de dichos alimentos.

Tabla 1. Condiciones de almacenamiento óptimo, propiedades termodinámicas y vida de poscosecha máxima esperada bajo esas condiciones. (Camelo, A. 2003).

Hortalizas	Temperatura de Conservación [°C]	Cp [kJ/kg °C]	Periodo de almacenamiento aproximado [días]
Chile verde	7 a 10	3.93	10 a 15
Pepino	10 a 13	4.05	10 a 14
Tomate maduro	8 a 10	3.97	8 a 10
Tomatillo	10 a 13	3.97	21

3.2. *Diseño de la cámara*

El tamaño de la cámara se propone para dos toneladas de producto a enfriar, en la figura 1 muestra el diseño conceptual del sistema. En la Tabla 2 se presentan las dimensiones y condiciones de operación de la cámara. En la Tabla 3 se muestran las propiedades de los materiales para la construcción de la cámara. (Medina M. 2021 y C. S. 2018)

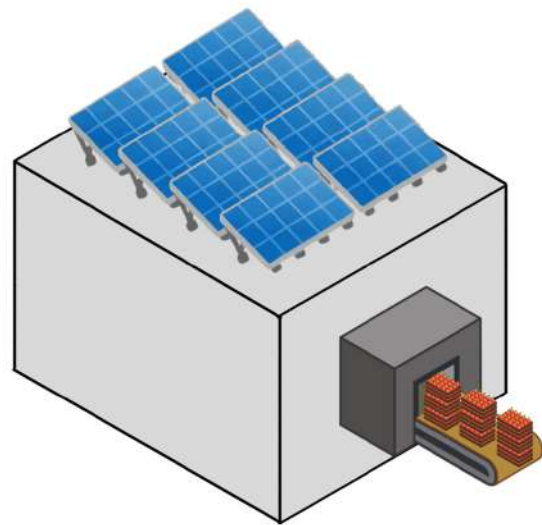


Figura 1. Diseño de la cámara.

Tabla 3. *Propiedades de los materiales para la construcción de la cámara.*

Materiales	Espesor	Conductividad Térmica
Acero inoxidable	1.27 cm	15 W/m·K
Poliuretano	6.35 cm	0.023 W/m·K
Piso de concreto	5 cm	1.63 W/m·K
Piso de Resina Epoxi	0.5 cm	1.26 W/m·K

3.3. *Cálculo de cargas térmicas*

Las cargas térmicas asociadas al proceso de enfriado de las hortalizas que se consideran son: por transmisión de calor a través de paredes, infiltración de aire, calor de respiración de los vegetales, debido al embalaje, calor de componentes eléctricos y la propia del producto a enfriar. En la Tabla 4, se muestran las expresiones utilizadas para cada carga térmica. El calor total a extraer (Q_L), suma de cargas térmicas, se obtiene en función de la masa de producto enfriado (m).

Tabla 4. Ecuaciones para el cálculo de cargas térmicas.

Ecuación	Parámetros
$Q_{\text{Producto}} = \left(\frac{(m)(Cp)(\Delta T)}{t} \right)$	m = Masa del producto [kg]. Cp= Calor específico arriba del punto de congelación [kJ/kg K]. ΔT= Diferencia de temperatura [K]. t = Tiempo de enfriamiento [s].
$Q_{\text{Respiración}} = (m)(Cr)$	m = Masa del producto [kg]. Cr = Calor de respiración [W/kg].
$Q_{\text{Embalaje}} = (m)(Cp)(\Delta T)$	m = Masa del embalaje [kg/día]. Cp= Calor específico [kJ/kg K]. ΔT= Diferencia de temperatura [K].
$Q_{\text{Paredes}} = (A)(U)(\Delta T)$	A = Área de transferencia de calor [m²]. ΔT = Diferencia de temperatura entre el interior y exterior [K]. U = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m² K].
$Q_{\text{Renovaciones}} = Q_{2.1} + Q_{2.2}$	$Q_{2.1}$= Carga por renovaciones técnicas de aire $Q_{2.2}$= Carga por renovaciones equivalentes de aire
$Q_{x \text{ Motor}} = (C) (P) (n)$	C = Calor desprendido del motor por hora [Kcal/kW]. P= Potencia del motor [W]. n= Número de horas de funcionamiento al día [h].

3.4. Selección del Refrigerante

Para seleccionar el fluido de trabajo para el ciclo de refrigeración, se compararon tres de los refrigerantes más utilizados en aplicaciones de cámaras de enfriamiento: R-134a, R-404A y R-407C. Esta comparación tiene como objetivo identificar el refrigerante que brinde las condiciones de operación más favorables en el ciclo de refrigeración. Para la evaluación se consideran distintos valores para la temperatura de condensación (T_c), con el fin de simular diversas condiciones de temperatura ambiente y así determinar el rendimiento de cada refrigerante en diferentes estados.

En el análisis comparativo se evalúa la variación del flujo másico del refrigerante, el trabajo requerido, y el coeficiente de desempeño (COP) obtenido para cada uno.

3.5. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

Mediante el uso del software Engineering Equation Solver (EES), se determinaron los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración, para ello se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- El sistema opera en estado estacionario.
- Las pérdidas de calor y presión entre los componentes se consideran despreciables.
- El proceso de expansión en la válvula se considera isentrópico.
- La eficiencia del compresor se consideró del 85%.
- El fluido a la salida del evaporador se considera como vapor saturado.
- El fluido a la salida del condensador se considera como líquido saturado.

En la figura 2 se muestra un diagrama de los estados de operación del ciclo de refrigeración con su fuente de suministro de energía.

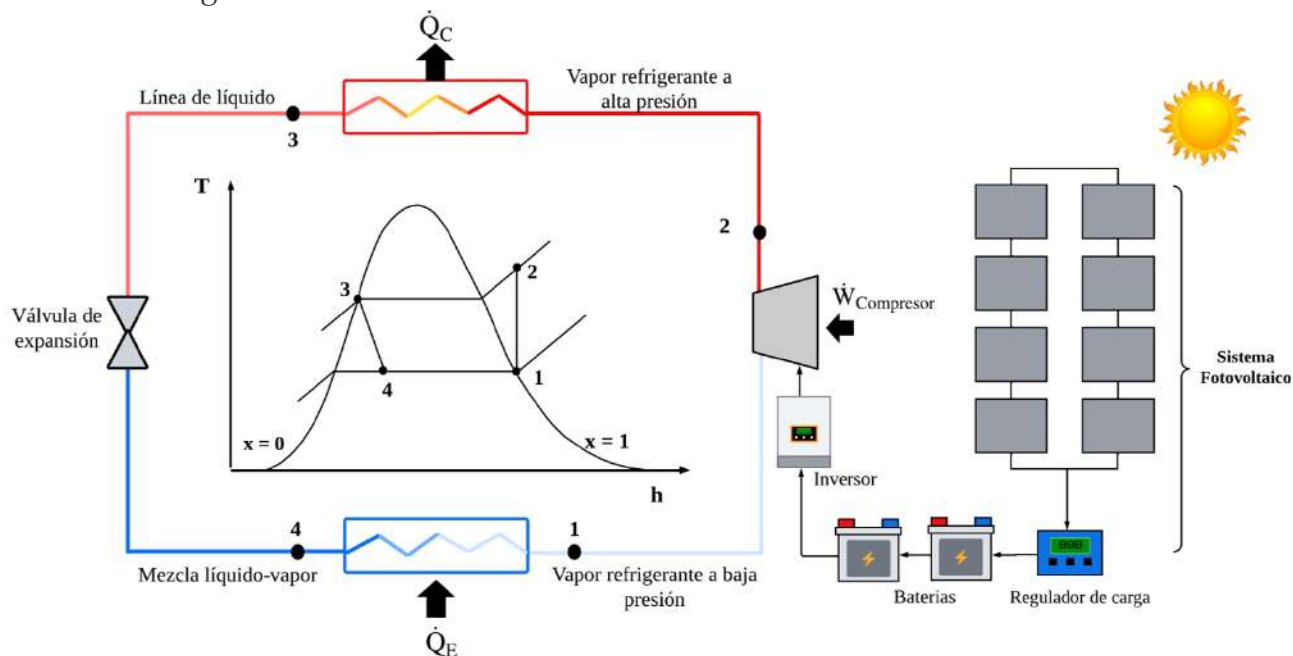


Figura 2. Ciclo de refrigeración y componentes del sistema.

A partir de los estados termodinámicos se calcula el flujo másico de refrigerante ($\dot{m}$), utilizando la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_L}{(h_1 - h_4)} \quad (1)$$

Donde: Q_L es el calor total a extraer, h_1 y h_4 son las entalpías a la salida y a la entrada del evaporador, respectivamente. La potencia del compresor (W) se obtiene con la ecuación:

$$W = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Donde: h_2 y h_1 son las entalpías a la salida y a la entrada del compresor. Finalmente, el coeficiente de rendimiento (COP) se determina con la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_L}{W} \quad (3)$$

3.6. Dimensionamiento del Sistema Fotovoltaico

3.6.1. Consumo eléctrico

La energía eléctrica requerida por sistema de preenfriamiento es el producto de la potencia mecánica requerida por el ciclo de refrigeración (W), considerando su eficiencia (η_c), y el tiempo de operación (t). En este caso, se ha considerado un compresor tipo Scroll con una eficiencia del 85% y un funcionamiento continuo de 2 horas, tiempo de abatimiento para la temperatura de preenfriamiento de las hortalizas. La ecuación (4) determina la energía eléctrica requerida por el sistema.

$$E_{elec} = \frac{W * t}{\eta_{elec}} \quad (4)$$

3.6.2 Obtención del número de paneles fotovoltaicos requeridos

Para determinar el número de paneles fotovoltaicos necesarios para satisfacer la demanda eléctrica, se consideró un panel con las especificaciones mostradas en la Tabla 5.

Tabla 5. Especificaciones del panel fotovoltaico

Parámetros	Valor	Unidades
Potencia eléctrica	540	[W]
Dimensiones	2.7 x 1.1 x 0.35	[m]
Peso	28	[Kg]

La energía eléctrica que genera el panel fotovoltaico en un día de operación depende del recurso solar (R_s) del lugar donde se instale, y esta se puede calcular con la ecuación (5). Por lo que el número de paneles requeridos para operar el sistema por 2 horas se obtiene con la ecuación (6).

$$E_{Panel} = P * (R_s) \quad (5)$$

$$N_{O_{Panel}} = \frac{E_{elec}}{E_{panel}} \quad (6)$$

Para la instalación del panel, es necesario considerar la inclinación óptima que maximiza su rendimiento [12]. Este valor se determina mediante la ecuación (7).

$$\text{Inclinación Óptima} = 3.7 + 0.69 * \text{Latitud} \quad (7)$$

4. Resultados

4.1. Selección del Refrigerante

Los resultados del análisis comparativo a los refrigerantes propuestos se muestran en los siguientes gráficos:

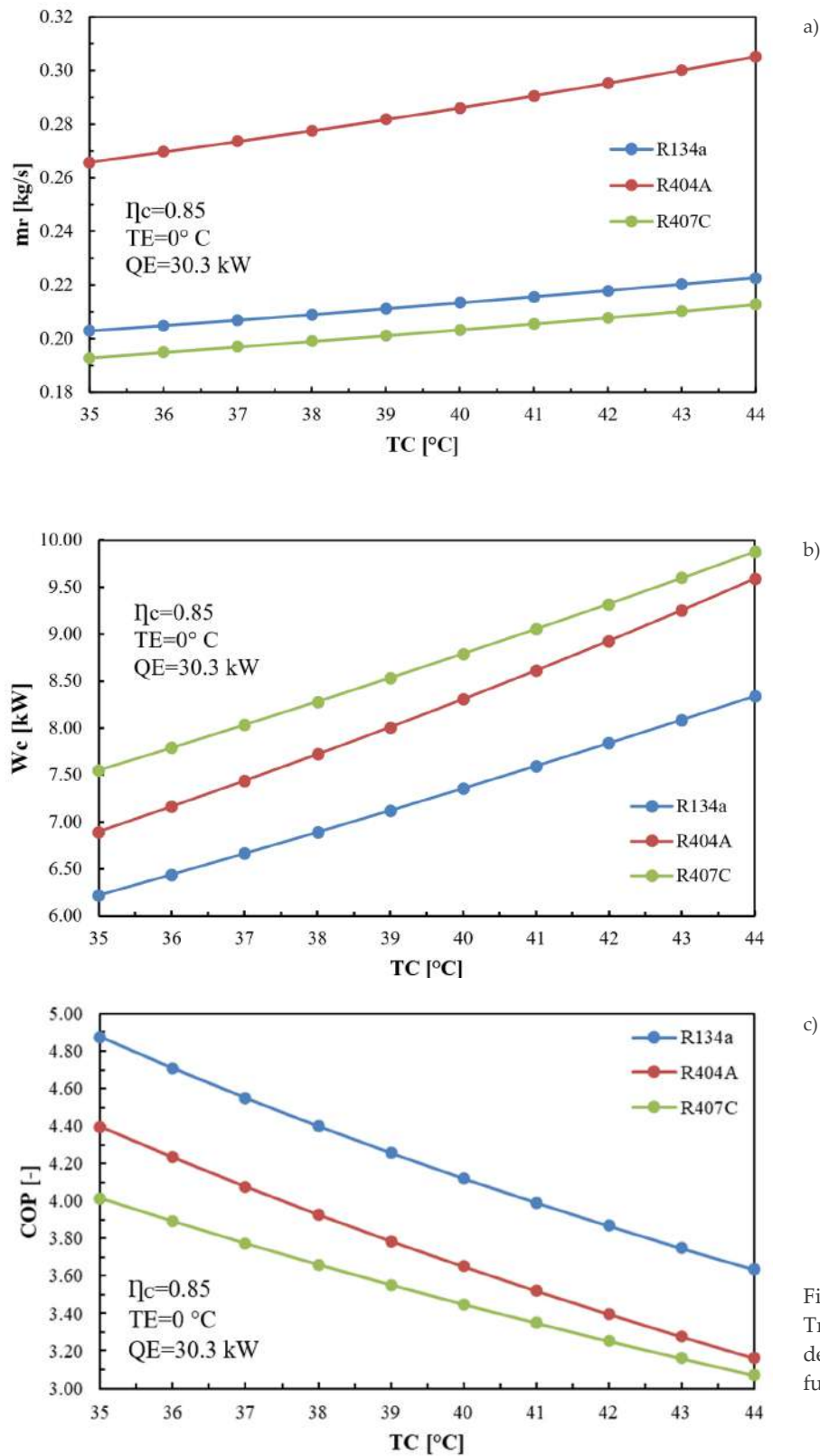


Figura 3. a) Flujo de refrigerante, b) Trabajo de compresor y c) Variación del Coeficiente de Rendimiento en función de T_c .

En la figura 3a), se muestra el flujo másico de refrigerante en función de la temperatura de condensación (T_c), donde se puede apreciar que los mayores flujos se obtienen con el refrigerante R-404A, entre 0.2 y 0.30 kg/s, mientras que para los otros dos refrigerantes el flujo se encuentra en un rango de 0.19 a 0.21 kg/s para las temperaturas analizadas. En la figura 3b), se presenta el trabajo consumido por el compresor en función de T_c , donde se observa un incremento en el trabajo (W_c) a medida que aumenta T_c , debido al incremento de la presión alta del sistema. El menor consumo de trabajo se obtiene al utilizar el refrigerante R-134a, cuyo rango va de 6.2 a 8.3 kW, según la temperatura de condensación.

Por último, en la figura 3c), se muestra la variación del coeficiente de rendimiento del sistema (COP) en función de T_c . Los valores más altos del COP se logran con el fluido R-134a, mientras que el refrigerante R-407C presenta los valores más bajos. Asimismo, se observa que, al aumentar la temperatura de condensación del sistema el COP tiende a decaer por el incremento de la presión alta. En función del análisis realizado se elige el refrigerante R-134a para la operación del sistema, por demandar menor trabajo de compresión, tener un mejor COP y requerir un menor flujo másico a la temperatura de operación.

4.2. Análisis Energético

En la Tabla 6, se muestran los resultados de las cargas térmicas que no dependen directamente de la masa del producto, así como el calor total a extraer por el sistema de preenfriamiento. En la Tabla 7, se presentan los resultados del análisis termodinámico, así como el flujo másico de refrigerante requerido por el sistema y el trabajo realizado por el compresor, ambos en función de la masa de producto refrigerado, también se muestra el COP obtenido del ciclo.

Tabla 6. Cargas térmicas

Parámetro	Valor (W)
$Q_{Embalaje}$	324
$Q_{Paredes}$	497.5
$Q_{Renovaciones}$	1135.9
Q_{xMotor}	619
$Q_L = 2576.4 + 13.86 (m) [W]$	

Tabla 7. Resultados Termodinámicos

Estado	Temperatura (K)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
1	273.15	0.2931	250.5	0.9314
2	330.34	1.131	287.9	0.9314
3	317.15	1.131	114.3	0.4136
4	273.15	0.293	114.3	0.4329
$\dot{m} = 0.0189 + 0.000101 (m) [kg/s]$				
$W = 706.86 + 3.77 (m) [W]$				
$COP = 3.6$				

4.3. Dimensionamiento de paneles fotovoltaicos

La energía eléctrica requerida por el sistema de enfriamiento, para un tiempo de operación de 2 horas, se obtiene a partir de la masa del producto (ecuación 8).

$$E_{eléc} = 2431.56 + 12.95 (m) [Wh]^{(8)}$$

La inclinación del panel se determinó en 20°, lo que permite obtener una energía de 3.24 kWh. Por lo tanto, el número de paneles en función de la masa se determina con la ecuación 9. En la figura 4, se muestra la energía requerida y el número de paneles fotovoltaicos a instalar en función de la masa.

$$No_{panel} = 0.750 + 0.0039 \text{ kg } (m)^{(9)}$$

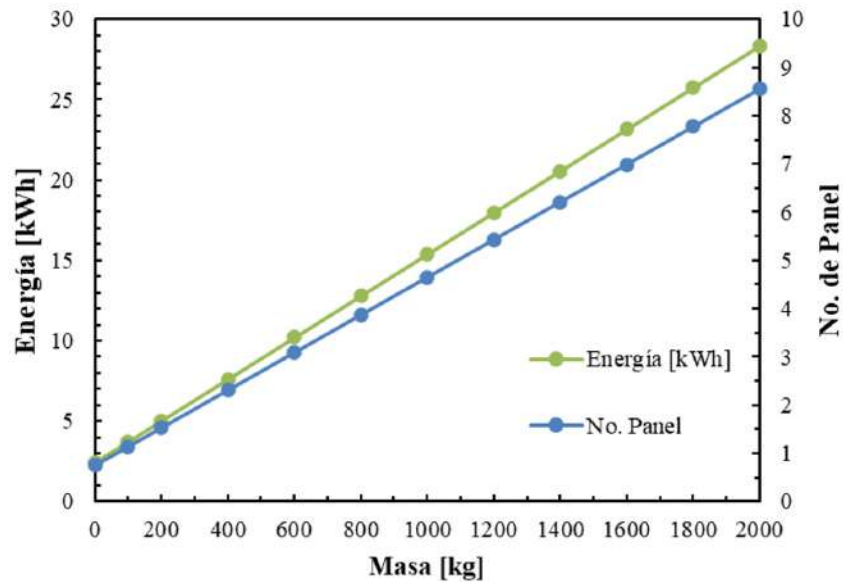


Figura 4. Comportamiento de la energía necesaria y número de paneles fotovoltaicos requeridos en función de la masa del producto.

5. Conclusiones

La implementación de una cámara de enfriamiento *in situ* para hortalizas permitiría alargar la vida de anaquel de los vegetales, disminuyendo las pérdidas poscosecha. Sin embargo, la disponibilidad y consumo de energía son los principales factores que afectan la instalación de estas cámaras.

En este sentido se concluye que la disponibilidad de electricidad puede ser satisfecha con un arreglo fotovoltaico, cuyo tamaño dependerá del recurso solar disponible en la región y de la masa a refrigerar, donde para un recurso solar promedio de 6 horas se tiene que por cada 100 kilogramos de hortalizas preenfriadas, a una temperatura de conservación de 10° C, se requiere de 1.3 kWh de energía eléctrica. Siendo que para el preenfriamiento de 2 toneladas de producto se requieren de 9 paneles fotovoltaicos de 540 W, que generan 29.16 kWh de electricidad. El 8 % de la electricidad generada se emplea para mantener la cámara a 10° C sin considerar el producto.

Por otra parte, el consumo de energía del sistema de enfriamiento puede optimizarse con una correcta elección de materiales aislantes para la cámara, así como usando un refrigerante con buena capacidad frigorífica, aquí el R-134a resultó ser el de mejor desempeño; por el menor flujo másico

requerido, y mejor coeficiente de rendimiento de 3.6 W de refrigeración por cada 1 W de trabajo suministrado.

Referencias

Camelo, A. (2003). Manual para la preparación y venta de frutas y hortalizas. Servicios Agrícolas de la FAO, 1.

CCA (2017), Caracterización y gestión de la pérdida y el desperdicio de alimentos en América del Norte, informe sintético, [versión electrónica]. Comisión para la Cooperación Ambiental, Montreal, 52 pp.

JRC Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) - European Commission. (2016, enero 11). Europa.eu. https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/es/tools.html

Medina, M., Kaiser, E., López, R., Domizio, C., & Santillán, L. (2021). Aprovechamiento de la inercia térmica del hormigón para el ahorro energético de los edificios. *Ingenio Tecnológico*, 3, e018-e018.

Sánchez y Pineda de las Infantas, M. T. (2001). *Ingeniería del frío: Teoría y práctica*. Madrid. Mundi Prensa.

SIAP. (2024). Panorama agroalimentario 2024. Secretaría de Agricultura y Desarrollo Rural. [versión electrónica]. Recuperado 2024 de julio 24 de: <https://www.gob.mx/siap/articulos/panorama-agroalimentario-2023-la-edicion-estadistica-mas-importante-del-sector-agroalimentario>.

Steel, C. S. (2018). Ficha técnica del acero inoxidable. Recuperado el 2024 de julio 29 en: <https://euoper.cl/wp-content/uploads/2022/04/FICHAS-TECNICA-ACERO-INOX.316-316L.pdf>.

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN FLUJO TURBULENTO DENTRO DE UNA CAVIDAD CÚBICA CALENTADA DIFERENCIALMENTE

Serrano-Arellano J.¹, Marron-Ramirez L.E¹, Ituna-Yudonago J.F², Vega-Navarrete M.A², Demesa-López F.N¹, Reséndiz-Barrón A.J³

E-mail autor de correspondencia: juan.sa@pachuca.tecnm.mx

Resumen

Este trabajo se enfoca en la investigación de una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en régimen turbulento de convección libre. Las paredes inferior, superior, frontal y de fondo son adiabáticas, mientras que la pared fría y caliente tienen una temperatura de 293.15 y 333.15 K, respectivamente. El medio contenido en el interior es aire que absorbe y emite calor radiante, de manera que el intercambio radiante entre las paredes es atenuado por la absorción y aumentado por la emisión del medio. Las ecuaciones gobernantes se resuelven mediante el software de dinámica de fluidos computacional de Ansys Fluent. En los resultados se obtuvo el comportamiento de la distribución de velocidades y temperatura en la cavidad cuadrada.

Palabras clave: Cavidad cubica calentada diferencialmente, Flujo convectivo, CFD.

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México / IT de Pachuca. Carretera México-Pachuca km. 87.5, Colonia Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hgo. C.P. 42080. México.

² Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Boulevard Acceso a Tolcayuca 1009, Ex Hacienda de San Javier Tolcayuca, 43860 Hgo, México.

³ Departamento de Metal-Mecánica, Tecnológico Nacional de México / IT de Querétaro. Av. Tecnológico s/n esq. Gral. Mariano Escobedo. Colonia Centro Histórico, Querétaro, Qro. C.P. 76000, México.

1. Introducción

La aplicación de la convección natural en la ingeniería es crucial para diferentes aplicaciones como colectores solares, radiadores, aletas de enfriamiento o ventilación de edificios. Esto ha motivado el interés del análisis de refrigeración utilizando la flotabilidad dentro de cavidades cuadradas calentadas diferencialmente (CCCD). Esta configuración consta de dos paredes verticales opuestas que se mantienen a dos temperaturas diferentes y el resto de las paredes están aisladas adiabáticamente (Katsamis et al., 2024). Conforme el fluido interno se calienta y enfría de forma diferencial a lo largo de las paredes, se forman gradientes de densidades locales, el cual crea un patrón de flujo rotacional. En el interior de las paredes de la cavidad se forman cuatro capas límites a lo largo de la superficie, mientras que en el centro de la cavidad surge una recirculación (Peng & Davidson, 2001). Debido a la complejidad de la interacción entre la flotabilidad, la transferencia de calor y la turbulencia en las CCCD se han realizado diferentes estudios numéricos para predecir su comportamiento, siendo Vahl (de Vahl Davis, 1968), el primero en realizar una simulación numérica de un fluido laminar en estado estacionario de una cavidad cerrada generada por el gradiente de temperatura, en el cual describe el movimiento del fluido y compara resultados teóricos y experimentales.

La coexistencia de regiones laminares, de transición y completamente turbulentas dentro de la cavidad boyante generó el estudio de modelos complejos y de un alto costo computacional como son las simulaciones numéricas directas (DNS), las cuales resuelven todas las escalas de movimiento Trias (Trias et al., 2013), desarrolló un estudio de flujos turbulento de convección natural cavidades calentadas diferencialmente con aire en su interior, la simulación numérica directa muestra concordancia bastante buena incluso para mallas muy gruesas. De igual manera, Martínez (Martínez et al., 2020), estudiaron el flujo turbulento dentro de una cavidad modificada calenta-

da diferencialmente mediante DNS completamente resuelta utilizando el código del método de elementos espectrales de alto orden Nek5000. Donde la simulación se realizó utilizando las aproximaciones Boussinesq y la formulación compresible de bajo Mach, donde concluye que es extrema precaución a la hora de utilizar la aproximación de Boussinesq debido a la alta discrepancia entre los dos métodos.

Para reducir el alto consumo computacional de los modelos DNS, diferentes autores propusieron utilizar los modelos basados en simulaciones numéricas de remolinos grandes (LES) que calculan directamente los remolinos grandes y al mismo tiempo que modelan las características turbulentas pequeñas (Clifford & Kimber, 2020). Ghaisas (Ghaisas et al., 2013), realizó el estudio numérico de una cavidad tridimensional térmica de relación de aspecto 4 utilizando el modelo LES, donde se evaluaron 3 modelos de viscosidad de Foucault y uno que no es de viscosidad de Foucault a escala de subrejilla, concluyendo en una excelente comparación con respecto a los modelos DNS utilizando los modelos dinámicos Smagorinsky. Por otra parte, Sayed (Sayed et al., 2023), propone utilizar mallas gruesas por debajo de los estándares óptimos de LES para observar la respuesta de los modelos de sub malla y su capacidad para predecir el flujo en una cavidad tridimensional calentada diferencialmente, donde concluye que para los estadísticos de primer momento el modelo predice de una manera adecuada los campos de flujo.

Los modelos en base en LES normalmente no son utilizados en los cálculos de diseño de ingeniería debido a sus altos requisitos computacionales; en cambio utilizan los métodos RANS, los cuales proporcionan modelos para diferentes magnitudes de turbulencia. El uso de modelos de bajo número de Reynolds en cavidades calentadas diferencialmente ha demostrado que tienen un buen rendimiento cuando hay una baja turbulencia en la región central para los flujos transitorios de derivación. Otro desafío que conlleva utilizar flujos de

baja turbulencia es la inestabilidad generada por las fuerzas de flotación en cavidades cuadradas. Diferentes estudios se han centrado en resolver dichas problemáticas, donde Hsieh y Lien (Hsieh & Lien, 2004), realizan el estudio numérico de una cavidad cuadrada diferencialmente utilizando el enfoque de dos capas y el modelo de turbulencia k-l de una ecuación, donde los resultados muestran un mejor rendimiento en términos de velocidades medias, temperatura y cantidades de turbulencia. Omranian (Omranian et al., 2014) realizaron el estudio numérico de las aplicaciones de los modelos RANS para el cálculo bidimensional de convección natural en diferentes tipos de cavidades, empleando los modelos de dos ecuaciones basados en la viscosidad de Foucault para la turbulencia, y utilizan el modelo de turbulencia k- ϵ para las regiones de la capa límite. Dio lugar a un flujo completamente laminar. Por otra parte, Clifford (Clifford & Kimber, 2020), realizó el estudio comparativo entre los modelos de RANS y LES, donde concluyó que los modelos RANS reproducen adecuadamente la transferencia de calor superficial, sin embargo, algunos modelos de bajo número de Reynolds no predicen de una manera adecuada los mismos parámetros, mientras que los resultados de los modelos LES concuerdan con las pruebas experimentales. Katsamis (Katsamis et al., 2024), realizó un estudio exhaustivo de una para las cavidades calentadas diferencialmente en 2D y 3D, empleando modelos de turbulencia de RANS con diferentes refinamientos en la malla cercanos a la pared, donde concluyó que los modelos de alto número de Reynolds k - ϵ y utilizando la función analítica de pared el número de Nusselt concuerdan con los datos experimentales.

El objetivo de esta investigación es realizar el estudio numérico en Ansys Fluent de la convección natural dentro de una cavidad cuadrada tridimensional calentada diferencialmente en régimen turbulento donde la diferencia de la temperatura es de 40 K. El fluido dentro del cubo es aire, empleando

modelos RANS y k- ϵ para predecir el comportamiento del fluido basados en viscosidad de Foucault para la turbulencia.

2. Materiales y Métodos

En este estudio se empleó una cavidad cuadrada tridimensional con una dimensión de alto, largo y ancho de 1 metro, el fluido dentro de la cavidad es aire. Las paredes inferior, superior, frontal y de fondo son adiabáticas mientras que la pared fría y caliente tienen una temperatura de 293.15 y 333.15 K, respectivamente. Como se muestra en la figura 1.

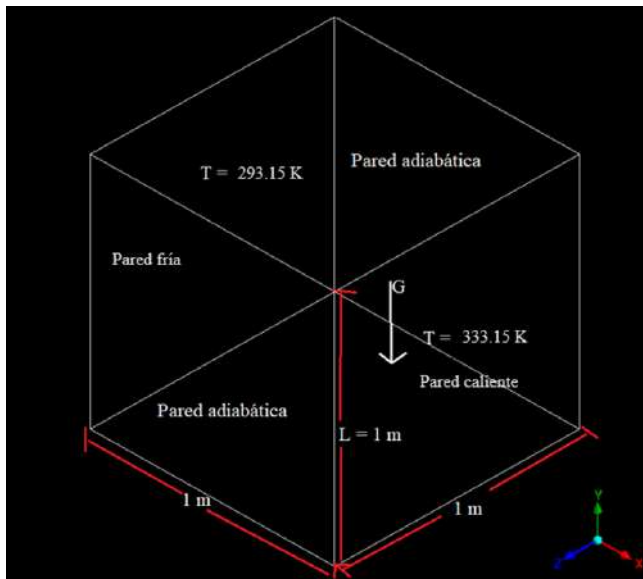


Figura 1. Esquema la geometría de la cavidad con las condiciones de frontera.

2.1. Modelo matemático

La diferencia de temperaturas induce variaciones de densidad que generan desequilibrios locales entre los gradientes de presión y fuerzas gravitacionales del cuerpo, lo que genera el movimiento impulsado por los cambios de densidad. Las ecuaciones incompresibles de continuidad, momento y energía para flujos impulsados por la convección natural en notación tensorial cartesiana pueden formularse como:

Ecuación de continuidad:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Ecuación de momento:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (2)$$

Ecuación de energía:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \rho \overline{u'_j t'} \right] \quad (3)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica, g_i es el vector gravedad y Pr es el número de Prandtl el cual se define como $\mu C_p / \lambda = \nu / \alpha$ donde α es la difusividad térmica, C_p es la capacidad calorífica del fluido y λ es la conductividad térmica.

Asumiendo que las variaciones de la densidad son bajas y que el fluido es incompresible, la aproximación de Boussinesq puede emplearse para calcular la fuerza local del cuerpo. Utilizando el coeficiente de volumétrico de expansión térmica β y la temperatura de referencia T_{ref} la ecuación de la flotabilidad se puede escribir como.

$$\rho g_i = \rho_{ref} g_i (1 - \beta(t - T_{ref})) \quad (4)$$

La primera parte de la ecuación $\rho_{ref} g_i$, puede ser absorbida por el gradiente de presiones y el resto se conservan como término fuente en la ecuación del momento, término de flotabilidad se simplifica como.

$$\rho g_i = \rho_{ref} \beta (T - T_{ref}) \quad (5)$$

En este estudio, se utiliza el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ realizable integrado en el FLUENT para resolver las ecuaciones de estado. Este modelo es semi-empírico; contiene y resuelve dos ecuaciones: la ecuación de la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación turbulenta (ϵ) (Argumedo Teuffer et al., 2023).

Energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - \gamma_M + S_k \quad (6)$$

Tasa de disipación turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \left(\frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \quad (7)$$

$$C_{1\epsilon}=1.44; C_2=1.9; \sigma_k=1.0; \sigma_\epsilon=1.2$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5} \right] \quad (8)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon}$$

$$\text{Donde } S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}.$$

En la viscosidad turbulenta se describe como:

$$\mu_t = \rho \mu_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

$$C_t = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (10)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k$$

Donde $\overline{\Omega}_{ij}$ es el tensor del centro de la velocidad de rotación en una zona giratoria con velocidad angular Ω_{ij} . Las constantes A_0 y A_s se describen mediante

$$A_0 = 4.04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos\varphi$$

donde

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{ik}S_{jk}}{\bar{S}^3}$$

$$\bar{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

2.2. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera que se utilizaron para este caso de estudio son las siguientes:

- Las paredes frías y calientes se asumen que son perfectamente isotérmicas con una diferencia de 40 K entre ellas y las paredes son adiabáticas.
- El fluido en interior de la cavidad cuadrada tridimensional es aire y sus propiedades termofísicas están descritas en la Tabla 1.
- El fluido se encuentra en estado turbulento y se emplea del modelo para predecir su comportamiento.
- Se implemento el modelo P1 para predecir los efectos de la radiación de la pared en térmica y el fenómeno de transición a la turbulencia en la cavidad.

*Tabla 1. Propiedades termofísicas del aire
(Kalilainen et al., 2016).*

Parámetros	Valor
Densidad (kg/)	1.138
Calor específico (J/kg-K)	1006.43
Conductividad térmica(W/m-K)	0.0242
Viscosidad (kg/m-s)	1.7894x10 ⁻⁵
Coeficiente de expansión térmica ()	3.21x10 ⁻³

2.3. Validación del modelo

Para el análisis de independencia de malla se propusieron ocho diferentes tamaños de mallas estructuradas represen-

tadas por M1 hasta M5 como se puede apreciar en la Tabla 2. También se describen el número de elementos, el número de nodos y la métrica de la malla (mínimo, máximo, promedio y desviación estándar) para cada tamaño de malla.

Tabla 2. Características del estudio de independencia de malla

	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Nodos	202500	254016	306397	350208	401841	452025	499002
Elementos	191660	241115	291600	333925	384160	432640	478224
Skewness mínimo	2.3397e-5	1.4121e-4	1.9118e-5	4.8793e-5	4.3811e-5	9.7012e-6	6.8914e-5
Skewness máximo	1.7333e-3	3.2289e-3	3.7537e-3	8.148e-4	5.9816e-4	4.0223e-4	1.68e-3
Skewness promedio	5.847e-4	1.2401e-3	8.4847e-4	3.7511e-4	3.2263e-4	1.2671e-4	8.6293e-4

Tomando la velocidad máxima del módulo de la batería como variable media para llevar a cabo el análisis de independencia de la malla. La figura 2 muestra la velocidad máxima en la región cercana a la pared caliente de la cavidad cuadrada para cada tamaño de malla. Como se puede observar que la curva tiene muy poca variación cuando el número de elementos de la malla alcanza los 499002. Esto demuestra la independencia del tamaño de la malla en los resultados. Por lo tanto, para tener cálculos confiables se selecciona el tamaño de malla M7 de 499002 elementos para la simulación numérica de la cavidad. Los valores de la métrica de malla de M7 se encuentran dentro del rango de calidad excelente, como se informa en la guía del usuario de ANSYS FLUENT.

3. Resultados y Discusión

Se resolvió el caso en estado estacionario, empleando el tipo de solucionador de “Pressure-Based”. Para el cálculo de las fuerzas del cuerpo se usó el modelo de Boussinesq y utilizando el método de solución acoplado. Para la discretización del momento, energía, energía cinética turbulenta y disposición

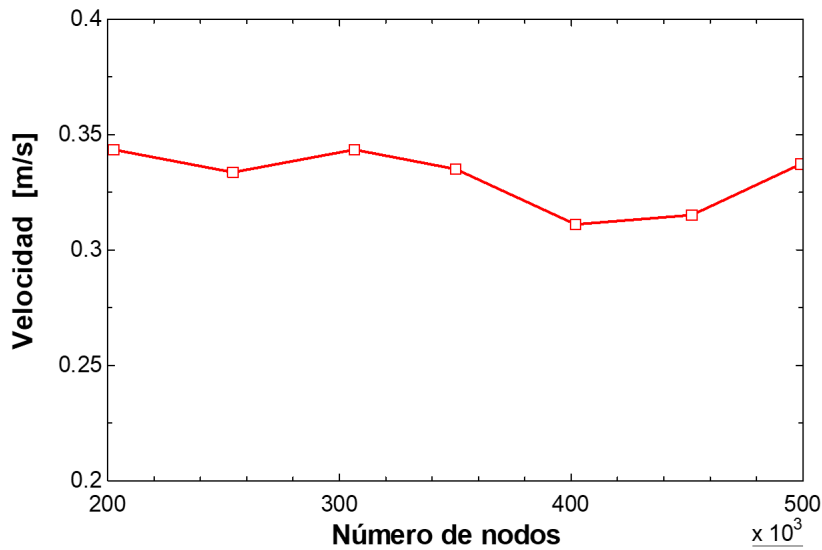


Figura 2. Análisis de independencia de malla de la velocidad máxima en la cavidad cuadrada.

de la energía cinética turbulenta, se resolvió usando la discretización de segundo orden. Al terminar la simulación se obtuvo la distribución de velocidad de la cavidad cuadrada, donde se alcanzó una velocidad máxima de 0.3372 m/s, como se puede apreciar en la figura 3.

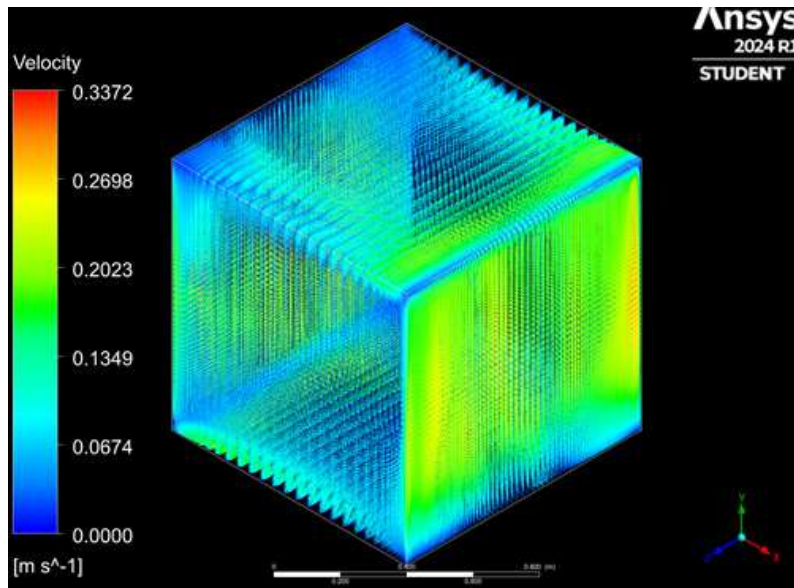
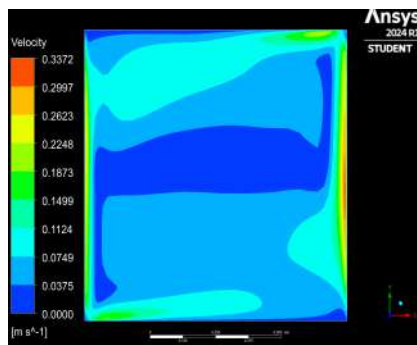


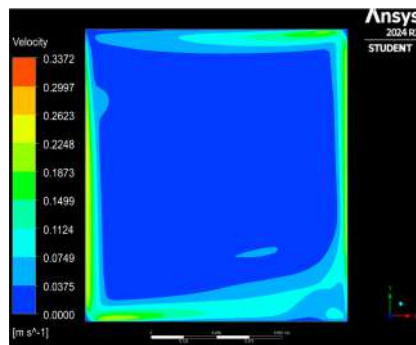
Figura 3. Vectores velocidad del fluido dentro de la cavidad cubica.

La figura 3 muestra el comportamiento del fluido y cómo a lo largo de la pared vertical caliente el fluido es impulsado hacia arriba y a lo largo de la pared fría opuesta el fluido va hacia abajo. De igual manera se aprecia cómo las paredes afectan al campo de velocidades, en el caso del plano XY la

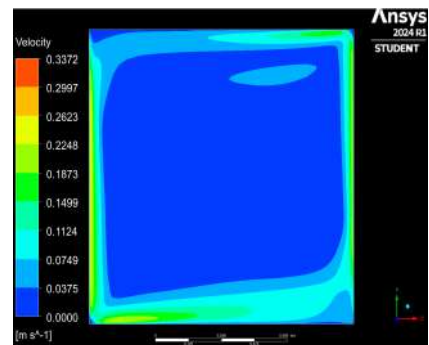
velocidad es afectada por la pared frontal y trasera, por lo cual se realizaron planos a diferentes distancias de dichas paredes, como se puede observar en la figura 4. En la figura 4a podemos apreciar que la pared adiabática perturba el campo de velocidades, generando un flujo desordenado, el cual tiene un desprendimiento de la pared inferior y superior. En cambio, como observamos en la figura 2b y 2c, mientras más nos acercamos al centro de la cavidad cuadrada, las perturbaciones del campo de velocidades se atenúan hasta llegar a un punto de equilibrio, el cual es en el centro de la cavidad.



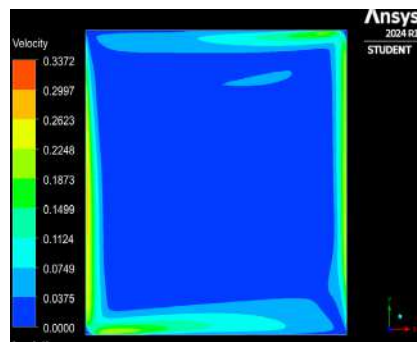
a) 0.01 m de distancia.



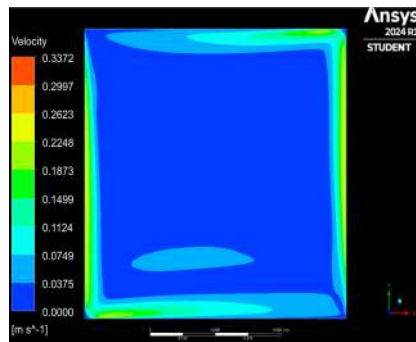
b) 0.2 m de distancia.



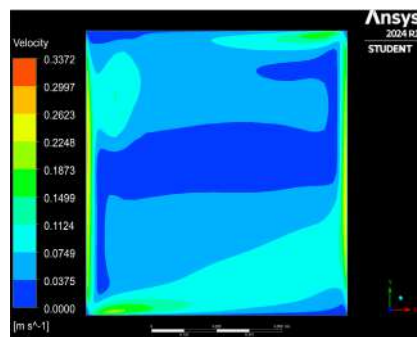
c) 0.4 m de distancia.



d) 0.5 m de distancia.



e) 0.6 m de distancia.



g) 0.99 m de distancia.

Figura 4. Contorno de la velocidad en el plano XY a posiciones del eje longitudinal Z.

De igual manera se obtuvo la distribución de temperaturas en plano XY en centro de la cavidad cuadrada en el eje Z (0.50 cm), como se puede apreciar en la figura 5 la distribución de la temperatura tiene una forma recirculante de variación casi lineal.

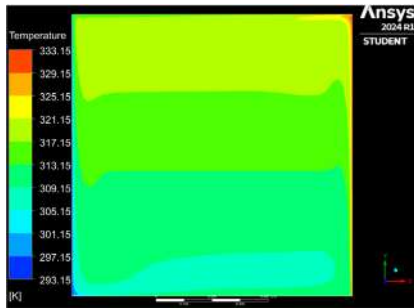


Figura 5. Contorno de la temperatura en el plano XY a una distancia de 0.5 m del eje Z.

4. Conclusiones

En este estudio se investigó, a través de los modelos RANS y k- ϵ realizable, la predicción del comportamiento del flujo turbulento, y teniendo como mayor punto de interés las regiones cercanas a la pared de la cavidad cuadrada calentadas diferencialmente por el fenómeno de transferencia de calor por convección natural. En este tipo de geometrías, el flujo se limita a finas capas límites a lo largo de las paredes verticales, mientras que el fluido en el centro de la cavidad permanece casi estancado y en régimen laminar, por lo cual, para lograr buenas aproximaciones, es utilizando el modelo k- ϵ realizable necesario realizar refinaciones en la malla en las regiones cercanas a la pared. Otro factor importante que se tiene que tomar en cuenta es el tiempo computacional de solución, el cual se ve incrementado utilizando este tipo de técnicas debido a la complejidad y a la sensibilidad del modelo de viscosidad de Foucault. Sin embargo, al utilizar modelos de altos números de Reynolds se obtendrán comportamientos muy cercanos a los experimentales.

Referencias

Argumedo Teuffer, P. J., Marron Ramirez, L. E., Ituna-Yudonago, J. F., Arizpe Carreón, P. A., & Rodríguez Roman, C. M. (2023). Geometric Design of a Low-Power Arcjet Constrictor and Determination of Velocity of Air-Based Plasma by Means of Analytical and Numerical Methods. In *Machines* (Vol. 11, Issue 5). <https://doi.org/10.3390/machines11050527>

Clifford, C. E., & Kimber, M. L. (2020). Assessment of RANS and LES turbulence models for natural convection in a differentially heated square cavity. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 78(10), 560–594. <https://doi.org/10.1080/10407782.2020.1803592>

de Vahl Davis, G. (1968). Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11(11), 1675–1693. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(68\)90047-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(68)90047-1)

Ghaisas, N. S., Shetty, D. A., & Frankel, S. H. (2013). Large eddy simulation of thermal driven cavity: Evaluation of sub-grid scale models and flow physics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1–2), 606–624. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASTRANSFER.2012.09.055>

Hsieh, K. J., & Lien, F. S. (2004). Numerical modeling of buoyancy-driven turbulent flows in enclosures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(4), 659–670. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2003.11.023>

Kalilainen, J., Rantanen, P., Lind, T., Auvinen, A., & Dehbi, A. (2016). Experimental investigation of a turbulent particle-laden flow inside a cubical differentially heated cavity. *Journal of Aerosol Science*, 100, 73–87. <https://doi.org/10.1016/J.JAEROSCI.2016.06.001>

Katsamis, C., Craft, T., Iacovides, H., & Uribe, J. (2024). Highly resolved LES and URANS computations of a differentially heated square cavity. *International Journal of Thermofluids*, 21, 100564. <https://doi.org/10.1016/J.IJFT.2024.100564>

Martínez, J., Merzari, E., Acton, M., & Baglietto, E. (2020). Direct Numerical Simulation of Turbulent Flow Inside a Differentially Heated Composite Cavity. *Nuclear Technology*, 206(2), 266–282. <https://doi.org/10.1080/00295450.2019.1595312>

Omranian, A., Craft, T. J., & Iacovides, H. (2014). The computation of buoyant flows in differentially heated inclined cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 1–16. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2014.04.068>

Peng, S. H., & Davidson, L. (2001). Large eddy simulation for turbulent buoyant flow in a confined cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(3), 323–331. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(01\)00095-9](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(01)00095-9)

Sayed, M. A., Hadžiabdić, M., Dehbi, A., Ničeno, B., & Mikityuk, K. (2023). Simulation of flow and heat transfer in a differentially heated cubical cavity using coarse Large Eddy Simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 183, 107892. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2022.107892>

Trias, F. X., Gorobets, A., Oliva, A., & Pérez-Segarra, C. D. (2013). DNS and regularization modeling of a turbulent differentially heated cavity of aspect ratio 5. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(1), 171–182. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2012.09.064>

ESTUDIO NUMÉRICO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LA FUSIÓN DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM) EN CAVIDAD CUADRADA CERRADA

Ortiz-Lagunas G.Y.¹, Serrano-Arellano J.¹, Belman-Flores J.M.², Ituna-Yudonago J.F.³

E-mail autor de correspondencia: d24200182@pachuca.tecnm.mx

Resumen

El presente estudio presenta una simulación numérica de la transferencia de calor en materiales de cambio de fase (PCM) en una cavidad cuadrada cerrada (2D). Se reporta la caracterización del flujo transitorio y el comportamiento térmico de dos materiales de cambio de fase (PCM): sólido-líquido (fusión/solidificación). Para el análisis se empleó el método de la entalpía por el código de dinámica de fluidos computacionales (CFD) desarrollado mediante el software ANSYS (Fluent). Los resultados muestran que existen tres etapas en la transferencia de calor: conducción, una convección natural alta y una convección natural baja. También se obtuvieron el campo de velocidades y los gradientes de temperatura en todo el proceso de fusión de los PCM estudiados. Estos resultados ampliaron aún más la comprensión del cambio de fase del material y los procesos de transferencia de calor asociados en el mismo.

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México / IT de Pachuca. Carretera México-Pachuca km. 87.5, Colonia Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hgo. C.P. 42080. México.

² Grupo de Investigación IRSE. Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato. Salamanca-Valle de Santiago km 3.5+1.8, CP. 36885. México.

³ Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Boulevard Acceso a Tolcayuca 1009, Ex Hacienda de San Javier Tolcayuca, 43860 Hgo, México.

Palabras clave: Materiales de cambio de fase, Transferencia de calor, Fusión, Solidificación.

1. Introducción

Los materiales de cambio de fase (PCM) absorben o ceden calor cuando alcanzan la temperatura de cambio de fase. Las principales ventajas de estos materiales son: su gran capacidad de almacenamiento de calor, variedad de temperaturas de cambio de fase, y su comportamiento casi isotérmico durante los procesos de carga y descarga (A. Sharma, 2009). El almacenamiento de energía térmica por calor latente que utilizan los PCM se considera más eficaz que los medios de almacenamiento de energía térmica por calor sensible debido a la alta densidad de almacenamiento de energía, el rendimiento eficiente en un rango estrecho de temperatura de carga y descarga, y la disponibilidad de PCM en un amplio rango de temperaturas de fusión (H. Ibrahim, 2008).

Sparrow y Bathelt publicaron dos de los primeros estudios que investigan experimentalmente la fusión en dos fases al considerar la transferencia de calor por convección. Utilizaron mediciones de temperatura para estudiar eventos térmicos y concluyeron que la convección natural tiene un papel dominante en la fusión de un sólido (E. Sparrow, 2009).

Los estudios que investigan las características fundamentales de transferencia de calor durante el cambio de fase a menudo utilizan geometrías simples: suelen ser rectangulares (M. Bashar, 2018), cilíndricos (J. Wang, 2001) o esféricos (R.L. Tan, 2009). Comúnmente, se determina que el proceso de fusión está dominado por la conducción en las etapas iniciales del calentamiento, cuando el medio de transferencia de calor permanece sólido y, después de esta etapa inicial, cuando se inicia la fusión, la convección natural se convierte en el modo de transferencia de calor dominante dentro de la región líquida (B. Kamkari, 2014).

Zivkovic y Fujii presentaron un modelo basado en la formulación de entalpía computacional simple para el cambio de fase isotérmico en un PCM. Para corroborar su modelo, realizaron una validación experimental con cavidades rectangulares y cilíndricas, donde se utilizó como PCM el Clorato de Calcio Hexahídrico. Los resultados arrojaron que el contenedor rectangular requiere cerca de la mitad del tiempo de fusión que el contenedor cilíndrico para el mismo volumen y misma área de transferencia de calor (B. Zivkovic, 2001).

El estudio de los PCM ha sido muy investigado últimamente, y hay documentación que demuestra que el uso de PCM mejora el desempeño de almacenamiento térmico; sin embargo, cabe destacar que, debido a la naturaleza complicada y no lineal del cambio de fase, con fracciones sólidas y líquidas que varían simultáneamente, los procesos de transferencia de calor en el almacenamiento de energía térmica por calor latente son complejos y transitorios. En el presente trabajo, se investigó la influencia de dos PCM's distintos en términos de la transferencia de calor y parámetros de rapidez de fusión para su comparación.

Abreviatura

CFD	Dinámica de fluidos computacionales
PCM	Material de cambio de fase

Nomenclatura

H	Altura de la cavidad, Entalpía total
K	Kelvin
L	Longitud de la base de la cavidad
T	Temperatura
C_p	Calor específico
h	Entalpía, Hora
k	Conductividad térmica
mm	Milímetro
s	Segundos

S_x	Término fuente en x
S_y	Término fuente en y
S_h	Término fuente de la ec. energía
t	Tiempo
u	Componente de la velocidad en x
v	Componente de la velocidad en y

Griego

$\Gamma = H/L$	Relación de aspecto de la cavidad
ρ	Densidad
β	Fracción líquida
μ	Viscosidad dinámica

Subíndice

x	Eje de coordenada x
y	Eje de coordenada y
l	Líquido
s	Sólido
lat	Latente
sen	Sensible
ref	Referencia
melt	Fusión
w	Pared

2. Materiales y Métodos

En este estudio se consideró un modelo bidimensional en estado transitorio que se resuelve con el software ANSYS Fluent 2024 R1 (versión estudiante), para conocer el efecto que tienen los distintos PCM, con propiedades termo físicas diferentes. La simulación se desarrolló usando el modelo basado en presión con esquemas de discretización de segundo orden “upwind”, para resolver las ecuaciones de momentum y de energía. El esquema PRESTO fue seleccionado para la

ecuación de corrección de presión, utilizando el algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de la presión y velocidad. Los coeficientes de bajo relajación utilizados para evitar la divergencia fueron de 1 para fuerzas de cuerpo, densidad y energía, 0.7 para momentum y fracción líquida y 0.5 para presión. El paso de tiempo usado fue de 0.3 s, con un máximo de iteraciones de 30. El criterio de convergencia fue de 10^{-3} para continuidad y 10^{-5} para las demás ecuaciones. Con respecto al mallado es necesario discretizar la geometría del problema, una malla es un conjunto de (celdas y nodos) en los que se divide la cavidad cuadrada a estudiar y permite resolver las ecuaciones de un modo más simple, mayor eficiencia y precisión, es decir adecuar la geometría de las celdas a la zona, los detalles de la geometría y tener en cuenta los gradientes, calidad, esto es la precisión y la estabilidad de la solución empeora cuando las celdas se alejan de la forma ideal. Por lo tanto, se consideró una malla estructurada debido a que este tipo de malla son más eficientes, suele convergen antes y con una resolución mejor, el tamaño por elemento es de 0.5 mm por lo cual se obtienen 8281 nodos y 8100 elementos. Los PCM propuestos son: ácido cáprico y parafina.

2.1. Geometría

Para el análisis se utiliza una cavidad cuadrada de 45 mm de cada lado, manteniendo una relación de aspecto de cavidad $\Gamma = 1$. Las superficies superior e inferior se encuentran completamente aisladas, las superficies izquierda y derecha estarán a condiciones isotérmicas donde la temperatura de la superficie derecha será de 333.15 K y de la superficie izquierda de 273.15 K.

A continuación, se muestran las condiciones iniciales:

- Para $t = 0$ s, $T_{ini} = 333.15$ K
- Para $t = 0$ s, $u = v = 0$ m/s

Las condiciones de frontera que prevalecen en el sistema son:

- No deslizamiento en las paredes, $u = v = 0$ m/s

- La pared derecha es isotérmica, $T = T_w = 333.15 \text{ K}$
- La pared izquierda es isotérmica, $T = T_w = 273.15 \text{ K}$
- El resto de las paredes se encuentran aisladas.

La figura 1 muestra la geometría del modelo a estudiar.

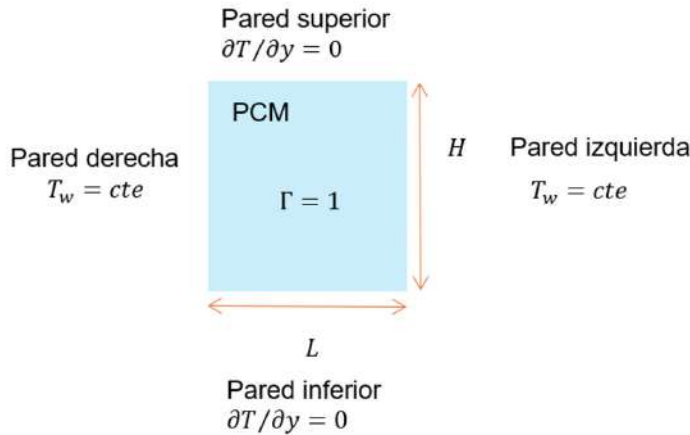


Figura 1. Geometría de la cavidad cuadrada.

2.2. Ecuaciones de gobierno

La transferencia de calor que ocurre en una cavidad llena de un material de cambio de fase está gobernada por las tres ecuaciones de conservación: continuidad, momentum y energía.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0$$

Ecuación de conservación de momentum en X:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + S_x$$

Ecuación de conservación de momentum en Y:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + S_y$$

Ecuación de la energía:

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S_h$$

Donde S_x , S_y y S_h son términos fuente para simular el fenómeno de cambio de fase descrita por el modelo entalpía-po-

rosidad de Voller (Z. Zongqin. 1989). La entalpía que toma parte dentro del sistema es la suma del calor sensible y el calor latente:

$$H = h_{sen} + h_{lat}$$

Donde, el calor sensible es

$$h_{sen} = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p \cdot dT$$

y el calor latente contenido se utiliza mediante la siguiente expresión:

$$h_{lat} = \beta h_{melt}$$

Donde la fracción líquida β se describe de la siguiente manera:

$$\beta = \begin{cases} 0, & T < T_s \\ \frac{T - T_s}{T_l - T_s}, & T_s < T < T_l \\ 1, & T > T_l \end{cases}$$

2.3. Propiedades de los PCM's

Con el fin de realizar un análisis en la fusión de los PCM, es necesario fijar una temperatura superior a la condición inicial, para lo cual se tomó una concentración de 2 PCM con diferentes temperaturas de fusión (K).

En la tabla 1 se muestran las propiedades de los PCM a utilizar.

Tabla 1. Propiedades de los PCM: a) ácido cáprico y b) parafina.

a)		b)	
PROPIEDADES	VALOR	PROPIEDADES	VALOR
Temperatura de fusión	305.15 K	Temperatura de fusión	326.15 K
Capacidad calorífica (C_p)	475.59 (J/kg K)	Calor latente	243 (kJ/kg)

Calor latente	152.7 (kJ/kgK)	Conductividad térmica	0.15 (W/m.K)
Densidad	878 (kg/m ³)	Densidad	775 (kg/m ³)
Conductividad térmica	0.153 (W/mK)	Calor específico	2.4 (kJ/kgK)
Temperatura de sólidos	302 K	Viscosidad	8.38 x 10 ⁻⁰⁶ m ² /s
Temperatura de líquido	305 K	Coeficiente de expansión térmica	0.000091
Temperatura de ebullición	542 K		
Coeficiente de expansión térmica	0.0001		
Viscosidad	4.93 x 10 ⁻⁰⁶ m ² /s		

3. Resultados y discusión:

3.1. Fracción líquida

En la figura 2 se muestra la fracción líquida de cada uno de los PCM, donde la primera etapa de fusión se considera dentro de los primeros 3 minutos, donde la capa del PCM que está en contacto con la pared caliente alcanza el punto de fusión el cual comenzara a fundirse de forma paralelas a la pared caliente, este comportamiento es visto en las simulaciones y experimentaciones de cambio de fase.



a)

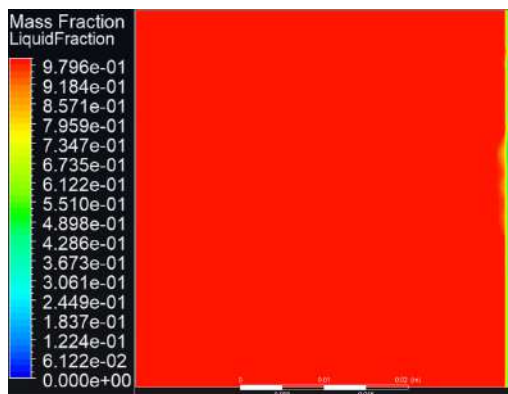
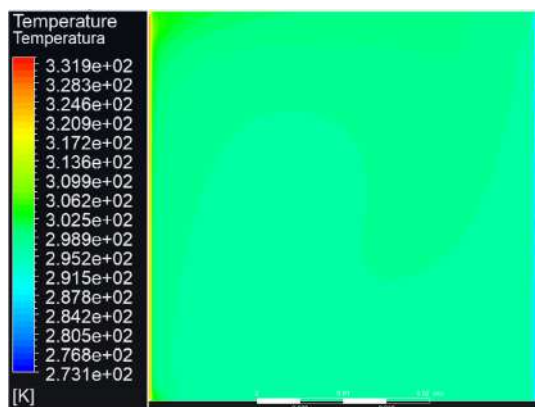


Figura 2. Contorno de fracción líquida a) ácido cáprico y b) parafina.

En la figura 3 se muestran los contornos de temperatura de los 2 PCM, podemos ver como el contorno de temperatura en la línea de cambio de fase permanece paralela a la pared caliente donde debido al efecto de convección natural podemos ver que el calor empieza extenderse hacia la pared izquierda.



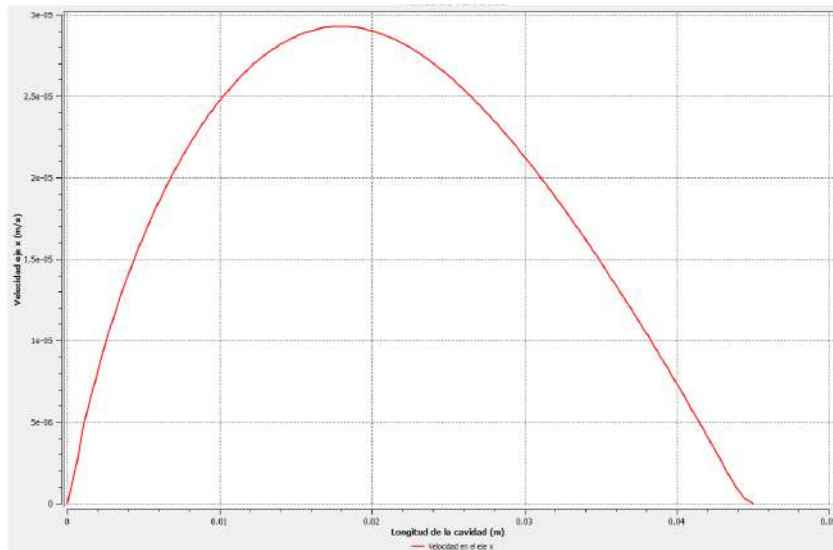
a)



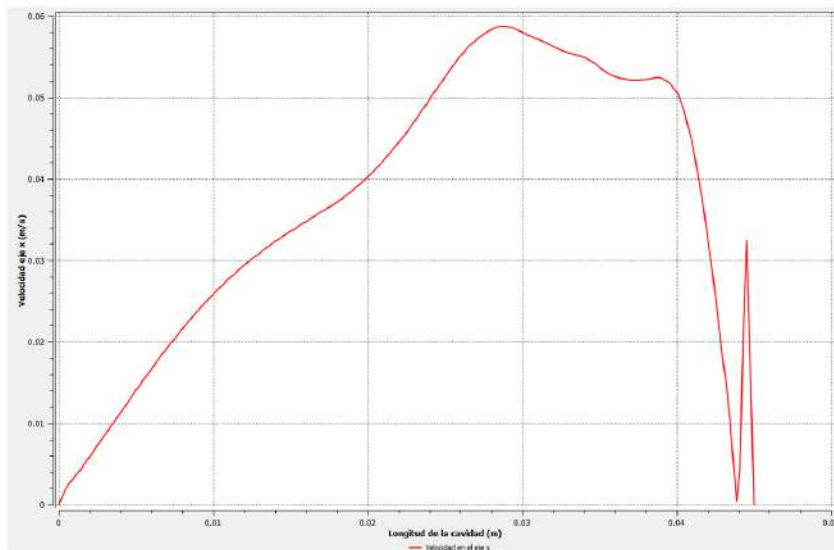
b)

Figura 3. Contorno de temperatura
a) ácido cáprico y b) parafina.

Con ANSYS Fluent 2024 R1 se pueden representar gráficos para estudiar la distribución de velocidades en el eje x y y . En la figura 4 se observa el comportamiento de distribución de velocidades en el eje x y en la figura 5 se observa el comportamiento de distribución de velocidades en el eje y en cada uno de los PCM considerados.

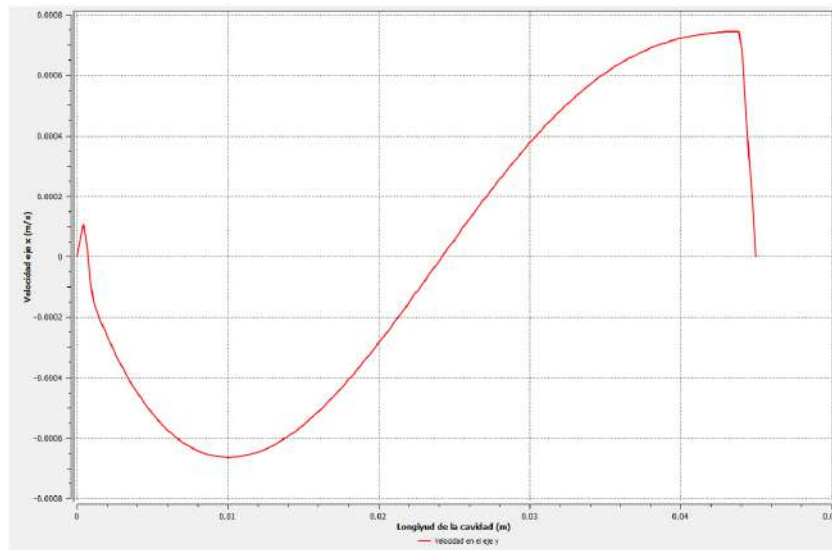


a)

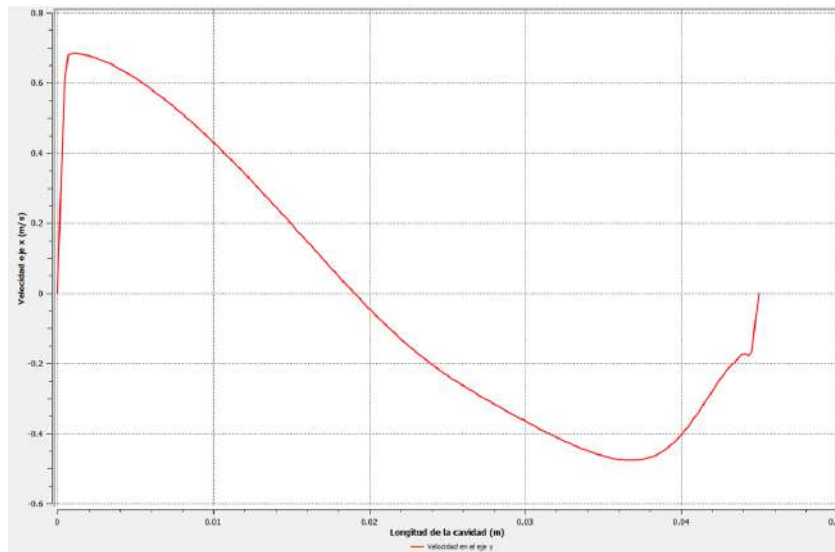


b)

Figura 4. Grafica de distribución de velocidad en a) ácido cáprico y b) parafina.



a)



b)

Figura 5. Grafica de distribución velocidad en a) ácido cáprico y b) parafina.

4. Conclusiones

La simulación de dinámica de fluidos computacionales (CFD) no es un proceso fácil ya que se requiere de tomar decisiones sobre diferentes parámetros como: geometría, tamaño y topología de la malla, criterios de convergencia entre otros.

El presente estudio numérico tiene el objetivo de investigar el efecto de fusión sobre el cambio de fase solido-liquido del campo de fluidos en estado transitorio de dos diferentes PCM considerando una cavidad cuadrada cerrada 2D.

Los resultados muestran cómo se da la transferencia de calor utilizando PCM. Donde cerca de la pared caliente se genera una interfaz solido-liquido paralela a la pared caliente donde la dirección del gradiente de temperatura es meramente horizontal. La transferencia de calor es la convección natural que ocurre cuando el PCM comienza a incrementar la fracción líquida, la cual se genera debido al cambio de densidades, el incremento de las fuerzas de flotación que vence las fuerzas de viscosidad del campo de fluido.

La tasa de transferencia de calor es un factor vital para determinar la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía térmica y mejorar la conductividad térmica.

Referencias

A. Sharma, V. T. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and sustainable energy reviews*, 318–345.

A.G. Bathelt, R. V. (2 de January de 1979). An experimental investigation of natural convection in the melted region around a heated horizontal cylinder,. *Journal of fluid mechanics*, 227-339.

B. Zivkovic, I. F. (2001). An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers. *Solar Energy*, 51-61.

B. Kamkari, H. S. (2014). Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 839–851.

E. Sparrow, R. S. (1 de February de 2009). Experiments on the role of natural convection in the melting of solids. *Asme Journal of Heat and Mass Transfer* , 12-16.

F.L. Tan, S. H. (July de 2009). Experimental and computational study of constrained melting of phase change materials (PCM) inside a spherical capsule. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3464–3472.

H. Ibrahim, A. I. (5 de Junio de 2008). Energy storage systems characteristics and comparisons. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1221–1250.

J. Bony, S. C. (10 de Octubre de 2007). Modelo numérico y validación experimental del almacenamiento de calor con materiales de cambio de fase. *Energy Build.*, 1065–1072.

J. Wang, Y. O. (5 de April de 2001). Experimental study on charging processes of a cylindrical heat storage employing multiple-phase-change materials. *International Journal of Energy Research*, 439–447.

M. Bashar, K. S. (18 de May de 2018). Experimental investigation of transient melting and heat transfer behavior of nanoparticle-enriched PCM in a rectangular enclosure. *Journal of Energy Storage*, 485–497.

Z. Zongqin, A. B. (1989). Transferencia de masa de calor. 2447–2457.

SIMULACIÓN TÉRMICA DE UNA VENTANA CON DIFERENTES TIPOS DE VIDRIO PARA CONSIDERAR EN LA CLIMATIZACIÓN DE UNA VIVIENDA

Santillan-Moreno L.A.¹, Serrano-Arellano J.¹, Aguilar-Castro K.M.², Torres-Aguilar C.E.², Jiménez-Xamán C.M.³

E-mail autor de correspondencia: d90200132@pachuca.tecnm.mx

Resumen

En la presente investigación se encontró que la construcción de la vivienda de interés social en la región de Hidalgo no cumple con los estándares y requisitos necesarios para obtener las mejores condiciones térmicas de la vivienda. Los requisitos constructivos siempre van con base a la región donde se construye. De otra forma, influye en el uso adicional o excesivo de energía eléctrica. Esto, implica otros equipos físicos para la funcionalidad térmica de la vivienda. En la mayoría de los casos se requieren el uso de sistemas de ventilación o aires acondicionados para mantener las condiciones de confort térmico en el interior de la vivienda. Para determinar las condiciones térmicas adecuadas para la vivienda se realizó un estudio teórico-analítico mediante una simulación con EnergyPlus. A través de esta simulación se encontró una caracterización térmica de la envolvente, y con ello obtener una optimización energética que ayude a minimizar los costos.

Palabras clave: Rendimiento térmico, Confort, EnergyPlus

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México / IT de Pachuca. Carretera México-Pachuca km. 87.5, Colonia Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hgo. C.P. 42080. México.

² División Académica de Ingeniería y Arquitectura, Universidad Juárez Autónoma de Tabasco (DAIA-UJAT), Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez km. 1, Cunduacán, Tabasco, C.P. 86690. México.

³ Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Campeche (UACAM), Predio s/n por Av. Ing. Humberto Lanz Cárdenas y Fracc. Ecológico Ambiental Siglo XXIII, Colonia Ex Hacienda Kalá. San Francisco de Campeche, Cam., C.P. 24085. México.

1. Introducción

1.1. Simulación energética en edificios

Un aspecto que cobra cada vez mayor relevancia en la construcción de edificios residenciales y comerciales es el aspecto energético, considerando el consumo de energía que se requiere para su funcionalidad, la energía natural en forma de calor que recibe y la condición de confort que perciben los habitantes de la vivienda durante su estancia en ésta.

Por tal motivo la simulación numérica se ha vuelto una herramienta trascendental para el estudio y/o análisis energético de los edificios.

1.2. Descripción de EnergyPlus

Es un software de simulación para realizar estudios de consumo de energía en construcciones, ya sea por calentamiento, enfriamiento, ventilación, iluminación y procesos de carga y descarga de agua usado en construcciones.

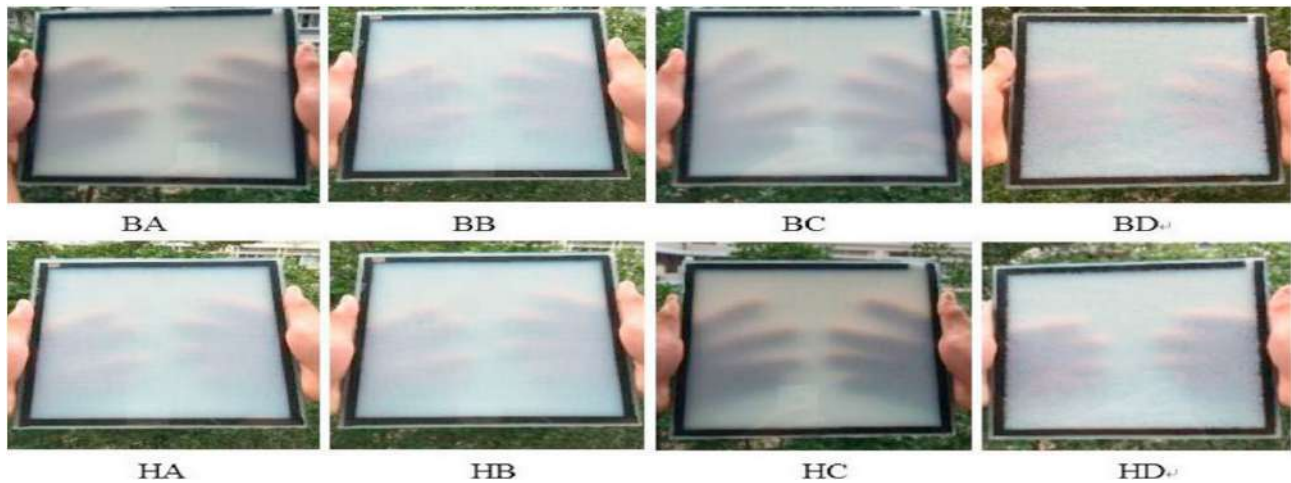
2. Materiales y Métodos

2.1. Antecedentes

El análisis energético de un edificio se puede realizar de manera particular en cada uno de los elementos que lo conforman, como son: la envolvente, paredes, techo, fachada, ventanas, etc. Ya que al analizarlos por separado se pueden establecer diferentes condiciones para el aprovechamiento y uso de energía trayendo consigo la optimización energética, algunas investigaciones referentes a ventanas se han desarrollado con la finalidad de observar el comportamiento de éstas respecto a su ubicación y los materiales que las conforman.

Yang et al [2] realizó un estudio sobre sistema de vidrioado con aerogel para lo cual lleva a cabo una división de partículas en 4 diámetros diferentes para rellenar en 2 espesores diferentes de 5 mm y 7.5 mm, hace un análisis experimental por medio de cajas que contienen el aerogel en diversos tamaños para poder verificar el comportamiento térmico y óptico, y lo que puede observarse es la influencia

del tamaño de la partícula de la sustancia de tal manera que al hacer el contraste y evaluación de resultados se establece que al poner un vidrio con aerogel en lugar de vidrio normal se puede lograr una disminución del 31% en la ganancia de calor en la envolvente. En la Fig. 1 se muestra la apariencia del arreglo de vidrio simples con aerogel.



Zhang et al [5] presenta en su trabajo una propuesta de vidrio con revestimiento para utilizar en ventanas en la zona de Hong Kong para mejorar las condiciones térmicas y de iluminación de vivienda, aunado a esto a las propiedades ópticas de los vidrios, tal es el caso del comportamiento de la transmitancia que se muestra en la Fig. 2, es por ello que se hace la propuesta de utilizar un recubrimiento en los vidrios para disminuir la ganancia de calor solar y por ende disminuir el consumo de energía para enfriamiento, el contraste realizado de forma numérica para verificar la eficiencia del vidrio con revestimiento se hace mediante el comparativo con otros tipos de vidrio como son claro, de baja emisividad y doble capa, con lo cual se demuestra que esta propuesta es relevante al disminuir de forma considerable la transmisión de radiación solar y la ganancia de calor de la ventana, además de evaluar la mejor ubicación de la ventana en las paredes para un mejor rendimiento térmico y de iluminación.

Figura 1. Vidrios simples con aerogel.

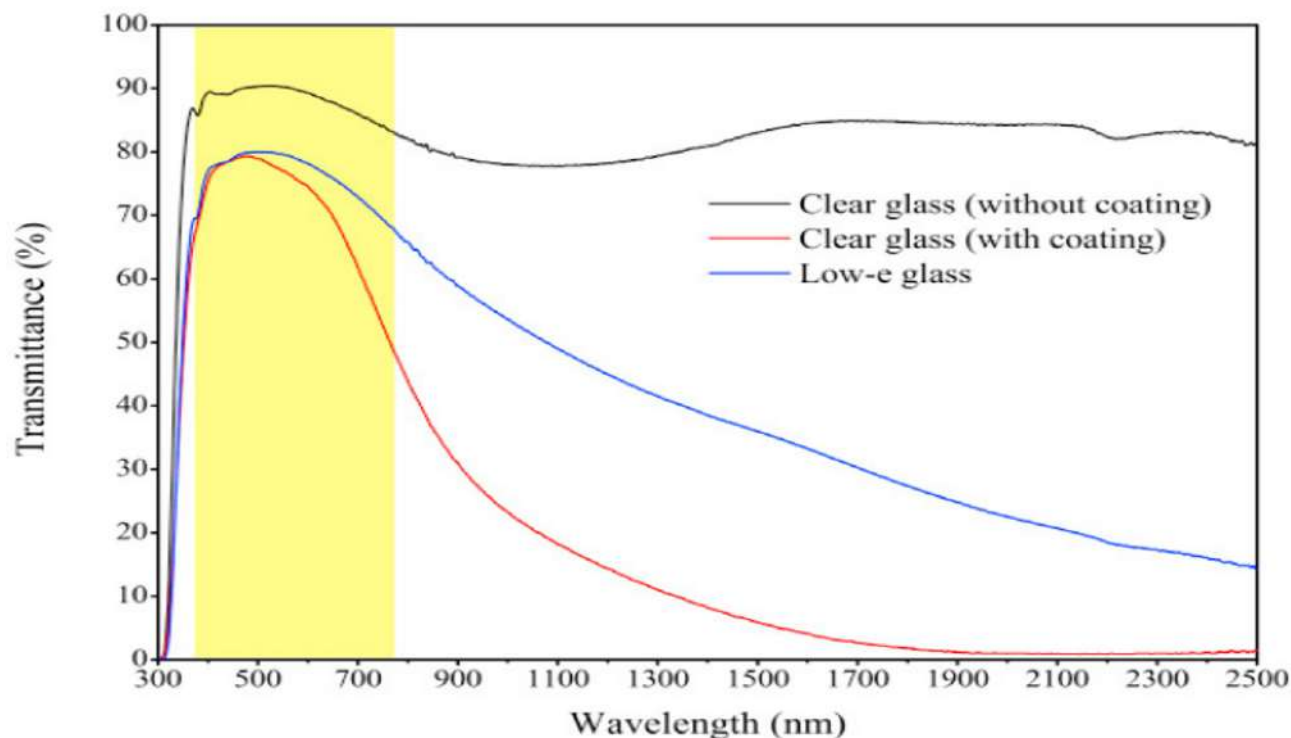


Figura 2. Espectros de transmitancia de vidrios simples.

(Casini et al, 2017) muestra un estudio teórico sobre el análisis de los sistemas de ventana dinámico activo y en el que muestra un comparativo sobre las diversas opciones de materiales que se pueden utilizar en estos sistemas, muestra el contraste para cada sistema entre la capacidad de permitir el paso de la luz y el calentamiento solar recibido, cabe resaltar la diversidad de sistemas utilizados como son: vidrio electrocrómico, dispositivos de partículas suspendidas y dispositivos de cristal líquido, algunas de estas condiciones se muestran en la Fig. 3, con estas variantes se determina la utilidad de este tipo de sistemas y de acuerdo a las características del edificio elegir la opción adecuada que permita un equilibrio entre la luz de entrada y el calentamiento solar del interior, estableciendo por lo tanto que este tipo de sistemas ayudan al confort visual y térmico y a mejorar la eficiencia energética.

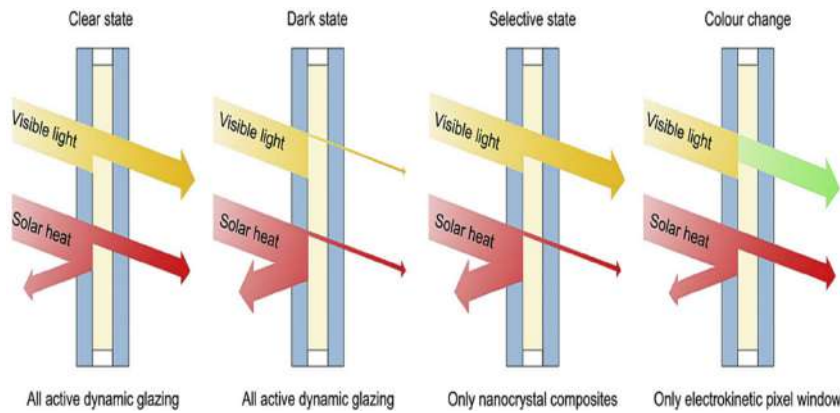


Figura 3. Operación de vidrio dinámico activo.

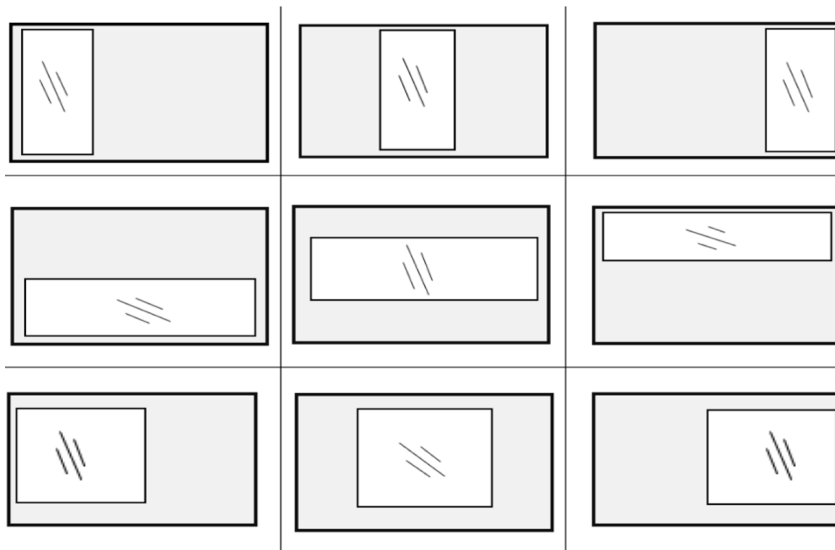


Figura 4. Configuraciones de ventanas.

(Meseret et al, 2021) Muestra un estudio numérico para determinar la zonificación térmica del comportamiento de las ventanas en un edificio alto, para poder definir la influencia en el consumo de energía y la interacción entre el rendimiento de iluminación, calentamiento y enfriamiento, en este trabajo hacen el análisis de las ventanas en diferentes pisos 2, 15 y 29, En los resultados obtenidos se aprecia la relación adecuada entre pared – ventana que en este caso es de 30%, 48% y 30% respectivamente para los pisos estudiados 2, 15 y 29, además de proponer diferentes configuraciones de las ventanas para lograr una eficiencia energética, tal como se muestra en Fig. 4.

2.2 Metodología de simulación en EnergyPlus

Para el caso de estudio de aplicación se establece la secuencia de pasos partiendo de la definición de la geometría del edificio, asignación de superficies y materiales, designación de condiciones climáticas, seleccionar variables de salida y finalmente ejecutar el programa para obtener resultados, de tal manera que la metodología sugerida se muestra en la Fig. 5.

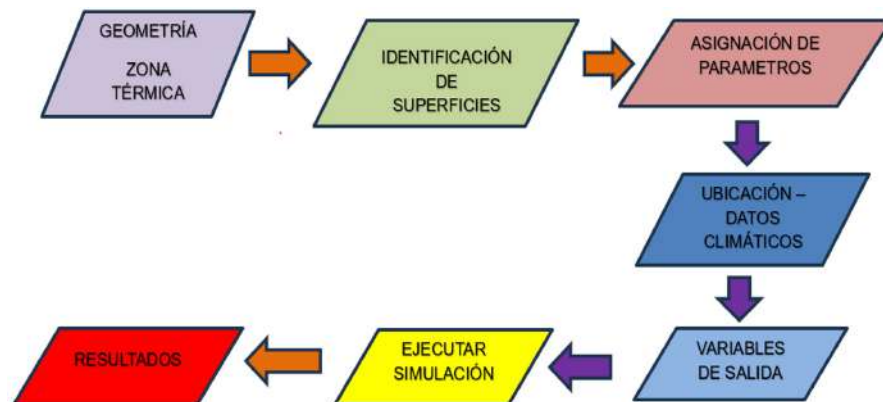


Figura 5. Metodología de simulación.

2.3. Descripción del caso de estudio

El problema planteado consiste en analizar el rendimiento térmico y la condición de iluminación de una ventana con revestimiento para lo cual se establece realizar un comparativo entre diversos materiales de la ventana, además de considerar la orientación – ubicación de la ventana. Tomando como referencia (Weilong Zhang et al, 2019), se propone llevar a cabo la simulación de una situación similar para lo cual se considera la misma ubicación para condiciones climáticas y las siguientes características de la habitación: 10m de ancho, 6m de profundidad y 3.6m de altura, la ventana es de 2m por 4.32m. y estar constituida de 4 paredes, 1 techo, 1 piso y una ventana, como se muestra en la Fig. 6 la cual al ser el elemento de estudio se determina su ubicación en los 4 puntos cardinales y la variación de material para poder determinar aspectos como lo son: radiación solar, calentamiento, iluminación y horas de confort, los materiales propuestos fueron

elegidos a partir de la biblioteca propuesta por el software y en este caso son los siguientes configuraciones:

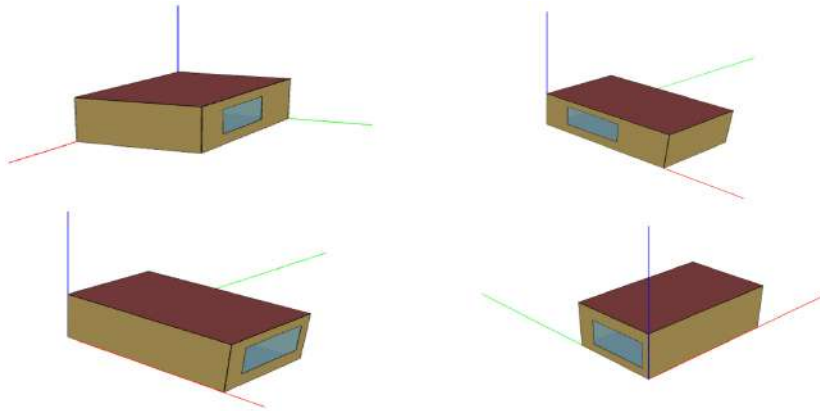


Figura 6. Habitación propuesta para el estudio (cuarto con 1 ventana) con las 4 orientaciones.

3. Resultados y Discusión

Para la obtención de los resultados, se procedió a realizar la metodología de simulación en repetidas ocasiones, considerando la orientación de la ventana en la habitación (este, sur, oeste y norte) y el tipo de material que constituye a la misma (vidrio claro, vidrio doble, vidrio de baja emisividad y vidrio con revestimiento).

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

1. Un aspecto importante a considerar es la influencia de la **radiación solar** sobre la ventana, ya que esta afecta de manera directa en aspectos de iluminación, calefacción, ventilación y absorción de energía calorífica, este comportamiento se muestra en las Fig. 7 y 8.

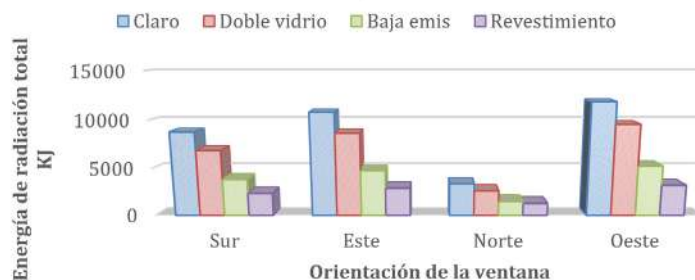


Figura 7. Energía total de radiación solar.

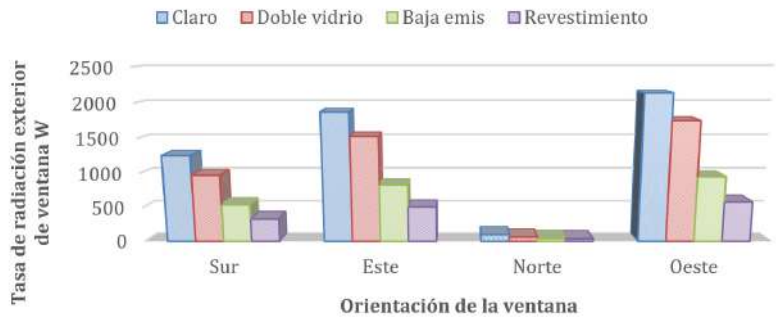


Fig. 8 Tasa de radiación solar en el exterior de la ventana.

Otro aspecto relevante es la **ganancia de calor** que se presenta a través de la ventana de análisis, ya que este aspecto influirá considerablemente en la implementación de equipo de ventilación y/o enfriamiento, este resultado se muestra en la Fig. 9

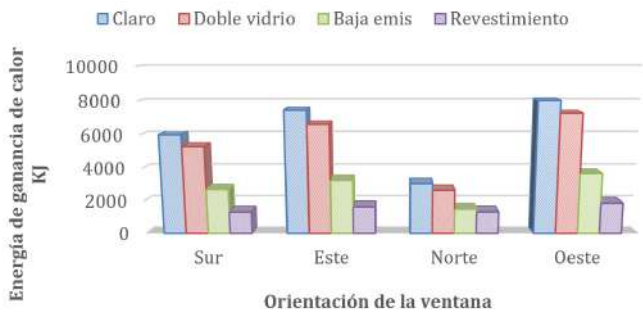


Figura 9. Energía de ganancia de calor.

Y finalmente un aspecto complementario de análisis sería las condiciones de confort que se pueden tener en la habitación derivada de las características de los materiales de los vidrios y la orientación, como son las energías necesarias de enfriamiento y calentamiento esto se muestra en las Fig. 10 y 11.

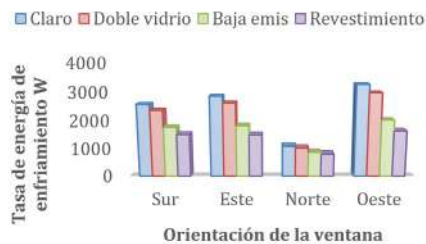


Figura 10. Tasa de energía de enfriamiento.

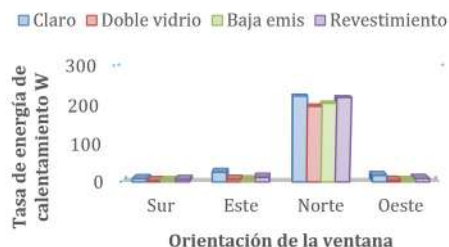


Figura 11. Tasa de energía de calentamiento.

Con los resultados obtenidos se establece la relación entre la ganancia y el consumo de energía necesarios para mantener las condiciones de iluminación y de confort mediante la energía que se consume y la energía necesaria para enfriar y/o calentar la habitación y mantener las condiciones de confort interno, en la Tabla 1 se muestra este comparativo entre energías.

Tabla 1 Consumo de energía y energía libre.

	Sur		Este		Norte		Oeste	
Tipo de vidrio	Consumo W	Libre %	Consumo W	Libre %	Consumo W	Libre %	Consumo W	Libre %
Claro	2581.49	---	2880.64	---	1312.97	---	3283.84	---
Doble vidrio	2357.62	8.6	2622.49	8.9	1219.92	7.0	2974.9	9.4
Baja emis	1761.22	31.77	1824.81	36.65	1069.73	18.52	2024.84	38.33
Revestimiento	1507.37	41.66	1496.04	48.06	1020.65	22.26	1636.27	50.17

4. Conclusiones

Con los resultados obtenidos de la simulación se puede establecer en primera instancia el efecto del tipo de material usado en la ventana y la afectación debido a la orientación o ubicación en la pared correspondiente, en este caso se puede observar la discrepancia de valores entre el vidrio claro y el vidrio con revestimiento, es decir hay que considerar la manera de equilibrar los efectos de la radiación solar, ya que en primera instancia se podría considerar que el utilizar un vidrio con revestimiento sería lo mejor para aminorar los efectos de la radiación solar, pero en contraparte esto influiría

en aspectos como iluminación natural o artificial, ventilación y enfriamiento, por lo tanto es primordial establecer el tipo de revestimiento del vidrio para poder garantizar la iluminación natural y que además no se requiera de equipo de ventilación y/o refrigeración para mantener una zona de confort y por ende garantizar el rendimiento del vidrio.

Se puede establecer la importancia de hacer la selección adecuada del material, ya que este es un factor importante para determinar las condiciones de la radiación solar sobre la ventana, repercutiendo en este sentido sobre la ganancia de calor, efecto de iluminación, temperatura de la zona y confort de los habitantes, de igual manera la ubicación de la ventana en la pared es un factor relevante para la ganancia de energía y sus efectos secundarios. Por tal motivo, resulta primordial que el tipo de material y la ubicación de la ventana deben ser considerados de forma adecuada para optimizar el rendimiento térmico de la ventana.

Referencias

Roberto Ramirez-Iniguez, Jose Deciga-Gusi, Daria Freier, Siti Hawa Abu-Bakar and Firdaus Muhammad-Sukki. (2017). Experimental evaluation of a solar window incorporating rotationally asymmetrical compound parabolic concentrators (RACPC). *Energy Procedia* 130, 102–107.

Yanping Yang, Huijun Wu, Lixiu Yang, Tao Xu, Yunfei Ding, Ping Fu. (2019). Thermal and day-lighting performance of aerogel glazing system in large atrium building under cooling-dominant climate. *Energy Procedia* 158, 6347–6357.

Marco Casini. (2017). Active dynamic windows for buildings: A review. *Renewable Energy* 1-12.

Meseret T. Kahsay, Girma T. Bitsuamlak, Fitsum Tariku. (2021). Thermal zoning and window optimization framework for high-rise buildings. *Applied Energy* 292, 116894.

Weilong Zhang, Lin Lu, Xingyu Xu. (2019). Thermal and daylighting performance of glass window using a newly de-

veloped transparent heat insulated coating. Energy Procedia 158, 1080–1085.

Deuk-Woo Kim, Cheol-Soo Park. (2011). Difficulties and limitations in performance simulation of a double skin facade with EnergyPlus. Energy and Buildings 43, 3635–364.

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN FLUJO TURBULENTO DENTRO DE UNA CAVIDAD CÚBICA CALENTADA DIFERENCIALMENTE

Serrano-Arellano J.¹, Marron-Ramirez L.E.¹, Serrano-Serrano A.¹, Ituna-Yudonago J.F.², Reséndiz-Barrón A.J.³

E-mail autor de correspondencia: juan.sa@pachuca.tecnm.mx

Resumen

Este trabajo se enfoca en la investigación de una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en régimen turbulento de convección libre. Las paredes inferior, superior, frontal y de fondo son adiabáticas, mientras que la pared fría y caliente tienen una temperatura de 293.15 y 333.15 K, respectivamente. El medio contenido en el interior es aire que absorbe y emite calor radiativo, de manera que el intercambio radiante entre las paredes es atenuado por la absorción y aumentado por la emisión del medio. Las ecuaciones gobernantes se resuelven mediante el software de dinámica de fluidos computacional de Ansys Fluent. En los resultados se obtuvo el comportamiento de la distribución de velocidades y temperatura en la cavidad cuadrada.

Palabras clave: Cavidad cuadrada calentada diferencialmente; Flujo de convección libre; CFD; Ansys Fluent.

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México / IT de Pachuca. Carretera México-Pachuca km. 87.5, Colonia Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hgo. C.P. 42080. México.

² Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Boulevard Acceso a Tolcayuca 1009, Ex Hacienda de San Javier Tolcayuca, 43860 Hgo, México.

³ Departamento de Metal-Mecánica, Tecnológico Nacional de México / IT de Querétaro. Av. Tecnológico s/n esq. Gral. Mariano Escobedo. Colonia Centro Histórico, Querétaro, Qro. C.P. 76000, México.

Nomenclatura

C_p	Calor específico, $J\ Kg^{-1}\ K^{-1}$
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu$	Constantes del modelo de turbulencia
g	Aceleración de la gravedad, $m\ s^{-2}$
H	Altura de cavidad, m
Nu	Número de Nusselt
P	Presión de fluido, $N\ m^{-2}$
Re	Número de Reynolds, $Re = u_{inlet}\ \rho\ H_i/\mu$
T	Temperatura, $^{\circ}C, K$
u	x componente de velocidad, $m\ s^{-1}$
v	y componente de velocidad, $m\ s^{-1}$
x	x eje, m
y	y eje, m

simbología

α	Difusividad térmica, $m^2\ s^{-1}$
β_T	Expansión volumétrica K^{-1}
k	Energía cinética turbulenta, m^2 / s^2
λ	Conductividad térmica, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
μ	Viscosidad dinámica, $K\ g\ m^{-1}\ s^{-1}$

1. Introducción

La aplicación de la convección natural en la ingeniería es crucial para diferentes aplicaciones: colectores solares, radiadores, aletas de enfriamiento o ventilación de edificios. Esto ha motivado el interés del análisis de refrigeración utilizando la flotabilidad dentro de cavidades cuadradas calentadas diferencialmente (CCCD). Esta configuración consta de dos paredes verticales opuestas que se mantienen a dos temperaturas diferentes y el resto de las paredes están aisladas térmicamente (Katsamis, C. et al. 2024) y (Sayed, M. A. et al. 2023). Conforme el fluido interno se calienta y enfría de forma diferencial a lo largo de las paredes, se forman gradientes de densidad locales, los cuales crea un patrón de flujo rotacional.

En el interior de las paredes de la cavidad se forman cuatro capas límites a lo largo de la superficie, mientras que en el centro de la cavidad surge una recirculación (Peng, S. H., & Davidson, L. 2001). Debido a la complejidad de la interacción entre la flotabilidad, la transferencia de calor y la turbulencia en las CCCD, se han realizado diferentes estudios numéricos para predecir su comportamiento, siendo Vahl (1968) el primero en realizar una simulación numérica de un fluido laminar en estado estacionario de una cavidad cerrada generada por el gradiente de temperatura, en el cual describe el movimiento del fluido y compara resultados teóricos y experimentales.

La coexistencia de regiones laminares, de transición y completamente turbulentas dentro de la cavidad boyante generó el estudio de modelos complejos de alto costo computacional, como son las simulaciones numéricas directas (DNS), las cuales resuelven todas las escalas de movimiento. Trias et al. (2013) desarrollaron un estudio de flujo turbulento de convección natural de cavidades calentadas diferencialmente con aire en su interior; la DNS muestra concordancia bastante buena incluso para mallas muy gruesas. De igual manera, Martínez et al. (2020) estudiaron el flujo turbulento dentro de una cavidad modificada calentada diferencialmente, mediante DNS completamente resuelta, utilizando el código del método de elementos espectrales de alto orden Nek5000, utilizando las aproximaciones de Boussinesq y la formulación compresible de bajo Mach, concluyendo que debe tenerse extrema precaución a la hora de utilizar la aproximación de Boussinesq, debido a la alta discrepancia entre los dos métodos.

Para reducir el alto consumo computacional de los modelos DNS, diferentes autores propusieron utilizar los modelos basados en simulaciones numéricas de remolinos grandes (LES por sus iniciales en inglés), que calculan directamente los remolinos grandes y, al mismo tiempo, modelan las características turbulentas pequeñas (Clifford, C. E., & Kimber, M. L. 2020). Ghaisas et al. (2013) realizaron el estudio numérico

de una cavidad tridimensional térmica de relación de aspecto 4 utilizando uno modelo LES, donde se evaluaron 3 modelos de viscosidad de Foucault y uno que no es de viscosidad de Foucault a escala de subrejilla, concluyendo en una excelente comparación con respecto a las DNS, utilizando los modelos dinámicos Smagorinsky. Por otra parte, Sayed et al. (2023) proponen utilizar mallas gruesas, por debajo de los estándares óptimos de LES, para observar la respuesta de los modelos de sub malla y su capacidad para predecir el flujo en una cavidad tridimensional calentada diferencialmente, donde concluyen que, para los estadísticos de primer momento el modelo predice de una manera adecuada los campos de flujo.

Los modelos con base en LES, normalmente, no son utilizados en los cálculos de diseño de ingeniería debido a sus altos requisitos computacionales; en cambio, utilizan los métodos Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), los cuales proporcionan modelos para diferentes magnitudes de turbulencia. El uso de modelos de bajo número de Reynolds, en cavidades calentadas diferencialmente ha demostrado que tienen un buen rendimiento cuando hay una baja turbulencia en la región central para los flujos transitorios de derivación. Otro desafío que conlleva utilizar flujos de baja turbulencia es la inestabilidad generada por las fuerzas de flotación en cavidades cuadradas. Diferentes estudios se han centrado en resolver dichas problemáticas, donde Hsieh y Lien (2009) realizaron el estudio numérico de una cavidad cuadrada diferencialmente calentada, utilizando el enfoque de dos capas y el modelo de turbulencia k-l de una ecuación, donde los resultados muestran un mejor rendimiento en términos de velocidades medias, temperatura y cantidades de turbulencia. Omranian et al. (2014) realizaron el estudio numérico de las aplicaciones de los modelos RANS para el cálculo bidimensional de convección natural en diferentes tipos de cavidades, empleando los modelos de dos ecuaciones basados en la viscosidad de Foucault para la turbulencia, y utilizaron el

modelo de turbulencia $k-\epsilon$ para las regiones de la capa límite; dio lugar a un flujo completamente laminar. Por otra parte, Clifford et al. (2020) realizaron el estudio comparativo entre los modelos de RANS y LES, donde concluyeron que los modelos RANS reproducen adecuadamente la transferencia de calor superficial; sin embargo, algunos modelos de bajo número de Reynolds no predicen de una manera adecuada los mismos parámetros, mientras que los resultados de los modelos LES concuerdan con las pruebas experimentales. Katsamis et al. (2022) realizaron un estudio exhaustivo de una cavidad calentada diferencialmente en 2D y 3D, empleando modelos de turbulencia de RANS con diferentes refinamientos en la malla cercanos a la pared, donde concluyeron que los modelos de alto número de Reynolds $k-\epsilon$, y utilizando la función analítica de pared el número de Nusselt concuerdan con los datos experimentales.

El objetivo de esta investigación es presentar la metodología numérica en Ansys Fluent para resolver un problema complejo de la convección natural dentro de una cavidad cúbica calentada diferencialmente en régimen turbulento utilizando modelos que no necesitan altos recursos computacionales. Se emplea el modelo RANS para resolver las ecuaciones de continuidad, momento y energía, y para la turbulencia se emplea el modelo $k-\epsilon$ para las regiones de la capa límite y realizando diferentes refinamientos en la malla cercano a la pared. Las paredes tienen una diferencia de la temperatura es de 40 K y el fluido dentro del cubo es aire.

2. Materiales y Métodos

En este estudio se empleó una cavidad cúbica con una dimensión de alto, largo y ancho de 1 metro; el fluido dentro de la cavidad es aire. Las paredes inferior, superior, frontal y de fondo adiabáticas, mientras que las paredes fría y caliente tienen una temperatura de 293.15 y 333.15 K, respectivamente como se muestra en la Figura 1.

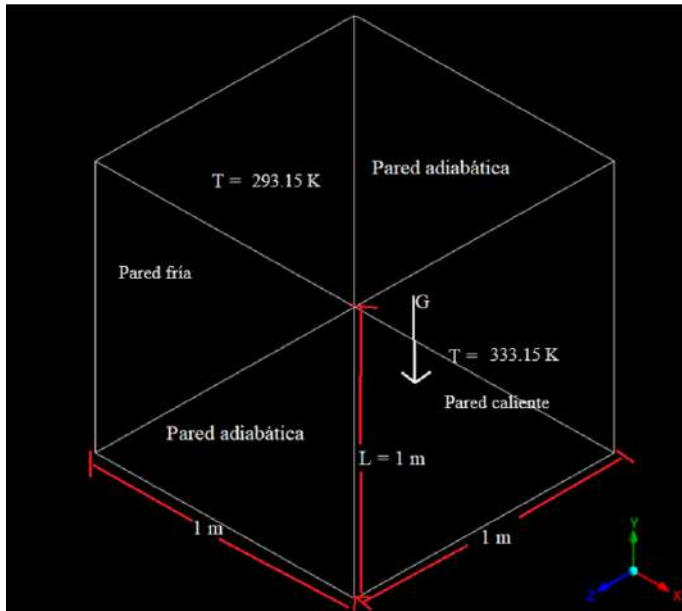


Figura 1. Esquema la geometría de la cavidad con las condiciones de frontera.

2.1. Modelo matemático

La diferencia de temperaturas induce variaciones de densidad que generan desequilibrios locales entre los gradientes de presión y fuerzas gravitacionales del cuerpo, lo que genera movimiento impulsado por movilidad. Las ecuaciones incompresibles de la continuidad, momento y energía para flujos impulsados por la flotabilidad en notación tensorial cartesiana pueden formularse como:

Ecuación de continuidad:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Ecuación de momento:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (2)$$

Ecuación de energía:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \rho \overline{u'_j T'} \right] \quad (2)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica, g_i es el vector gravedad y Pr es el número de Prandtl el cual se define como $\mu C_p / \lambda = \nu / \alpha$; donde α es la difusividad térmica ν es la viscosidad cine-

mática C_p es la capacidad calorífica del fluido y λ es la conductividad térmica.

Asumiendo que las variaciones de la densidad son bajas y que el fluido es incompresible, la aproximación de Boussinesq puede emplearse para calcular la fuerza local del cuerpo. Utilizando el coeficiente volumétrico de expansión térmica, β , y la temperatura de referencia T_{ref} , la ecuación de la flotabilidad se puede escribir como

$$\rho g_i = \rho_{ref} g_i (1 - \beta(t - T_{ref})) \quad (4)$$

La primera parte de la ecuación $\rho_{ref} g_i$, puede ser absorbida por el gradiente de presiones, y el resto se conservan como término fuente en la ecuación del momento. En consecuencia, el término de flotabilidad se simplifica a (Katsamis, C. et al. 2022):

$$\rho g_i = \rho_{ref} \beta (T - T_{ref}) \quad (5)$$

En este estudio, se utiliza el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ realizable integrado en el FLUENT para resolver las ecuaciones de estado. Este modelo es semi-empírico; contiene y resuelve dos ecuaciones: la ecuación de la energía cinética turbulenta (ϵ) y la tasa de disipación turbulenta (k) (Argumedo Teuffer, P. J. et al. 2023).

Energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - \gamma_M + S_k \quad (6)$$

Tasa de disipación turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \left(\frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \quad (7)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44; C_2 = 1.9; \sigma_k = 1.0; \sigma_\epsilon = 1.2$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (8)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon}$$

donde $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$.

La viscosidad turbulenta se describe como:

$$\mu_t = \rho \mu_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

$$C_t = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (10)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k$$

donde $\overline{\Omega}_{ij}$ es el tensor del centro de la velocidad de rotación en una zona giratoria con velocidad angular Ω_{ij} . Las constantes A_0 y A_s se describen mediante

$$A_0 = 4.04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos\varphi$$

donde

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{ik}S_{jk}}{\bar{S}^3}$$

$$\bar{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

2.2. Condiciones a la frontera

Las condiciones a la frontera que se utilizaron para este caso de estudio son las siguientes:

- Las paredes frías y calientes, se asume que son perfectamente isotérmicas con una diferencia de 40 K entre ellas, las otras paredes son convectivamente adiabáticas.
- El fluido en interior de la cavidad cubica es aire; sus propiedades termofísicas están descritas en la Tabla 1.
- El fluido se encuentra en estado turbulento, y se emplea del modelo $k - \varepsilon$ para predecir su comportamiento.
- Se implementó el modelo P1 para predecir los efectos de la radiación térmica de la pared, y el fenómeno de transición a la turbulencia en la cavidad.

Tabla 1. Propiedades termofísicas del aire (Kalilainen, J. et al. 2016)

Parámetro	Valor
Densidad (kg/m ³)	1.138
Calor especifico (J/kg-K)	1006.43
Conductividad térmica(W/m-K)	0.0242
Viscosidad (kg/m-s)	1.7894x10 ⁻⁵
Coeficiente de expansión térmica (1/K)	3.21 x10 ⁻³

2.3. Estudio de independencia de malla

Para el análisis de independencia de malla se propusieron siete diferentes tamaños de mallas estructuradas, representadas por M1 hasta M7, como se puede apreciar en la Tabla 2. También se describen el número de elementos, el número de nodos y la métrica de la malla (mínimo, máximo, promedio y desviación estándar) para cada uno de ellas.

Tabla 4. Características del estudio de independencia de malla.

	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Nodos	202500	254016	306397	350208	401841	452025	499002
Elementos	191660	241115	291600	333925	384160	432640	478224
Skewness mínimo	2.3397e-5	1.4121e-4	1.9118e-5	4.8793e-5	4.3811e-5	9.7012e-6	6.8914e-5
Skewness máximo	1.7333e-3	3.2289e-3	3.7537e-3	8.148e-4	5.9816e-4	4.0223e-4	1.68e-3
Skewness promedio	5.847e-4	1.2401e-3	8.4847e-4	3.7511e-4	3.2263e-4	1.2671e-4	8.6293e-4

Se tomó la velocidad máxima del módulo de la batería como variable media para llevar a cabo el análisis de independencia de la malla. La Figura 2 muestra la línea roja que es velocidad máxima en la región cercana a la pared caliente de la cavidad cúbica para cada tamaño de malla y la línea punteada negra es la tendencia lineal de la variación de la velocidad máxima. Como se puede observar, que la región comprendida entre M1 y M4 se presenta la menor variación de velocidad máxima, por lo cual con la ayuda de la tendencia de la velocidad máxima se decidió realizar la selección de la malla número dos (M2). Los valores de la métrica de malla de M2 se encuentran dentro del rango de calidad excelente, como se informa en la guía del usuario de ANSYS FLUENT.

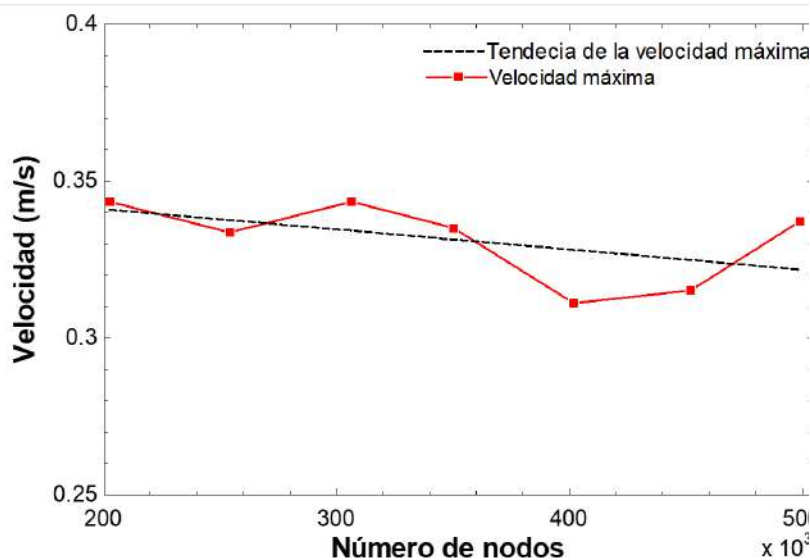


Figura 2. Análisis de independencia de malla de la velocidad máxima en la cavidad cuadrada.

3. Resultados y Discusión

Se resolvió el caso en estado estacionario, el resolutor de Pressure-Based. Para el cálculo de las fuerzas del cuerpo se usó el modelo de Boussinesq, utilizando el método de solución coupled. Para la discretización del momento, energía, energía cinética turbulenta y disipación de la energía cinética turbulenta, se resolvió usando la discretización de segundo orden. Al terminar la simulación, se obtuvo la distribución de velocidad de la cavidad cúbica, donde se alcanzó una

velocidad máxima de 0.3372 m/s, como se puede apreciar en la Figura 3.

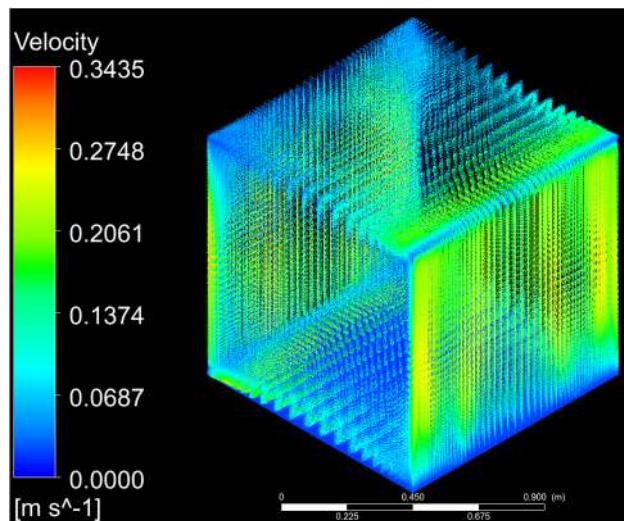
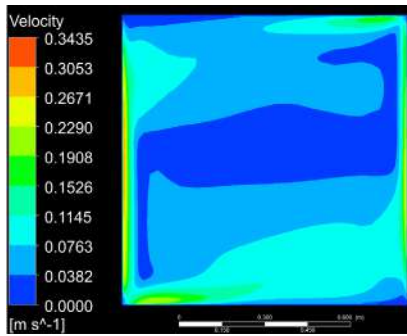
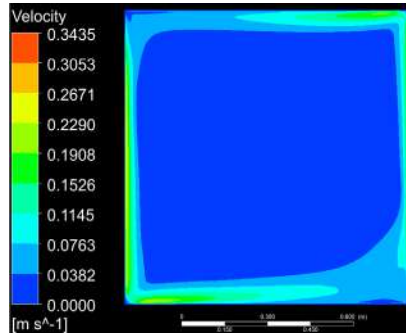


Figura 3. Vectores velocidad del fluido dentro de la cavidad cúbica.

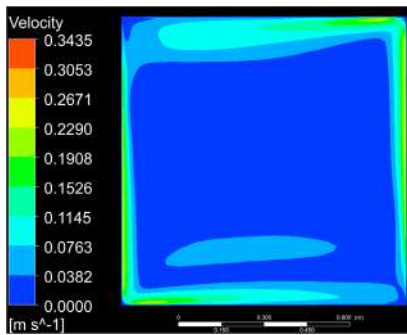
La Figura 3 muestra el comportamiento del fluido: a lo largo de la pared vertical caliente el fluido es impulsado hacia arriba, y a lo largo de la pared fría opuesta el fluido va hacia abajo. De igual manera se aprecia cómo las paredes afectan al campo de velocidades: en el caso del plano XY, la velocidad es afectada por las paredes frontal y trasera, por lo cual se realizaron planos a diferentes distancias de dichas paredes, como se puede observar en la Figura 4. En la Figura 4a se puede apreciar que la pared adiabática perturba el campo de velocidades, generando un flujo desordenado, el cual tiene un desprendimiento de la pared inferior y superior. En cambio, como se observa en las Figuras 2b y 2c, mientras más se acerca al centro de la cavidad cúbica, las perturbaciones del campo de velocidades se atenúan, hasta llegar a un punto de equilibrio, el cual es en el centro de la cavidad.



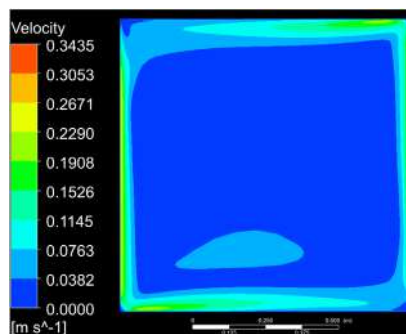
a) 0.01 m de distancia



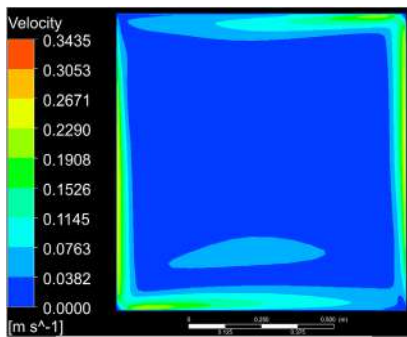
b) 0.2 m de distancia.



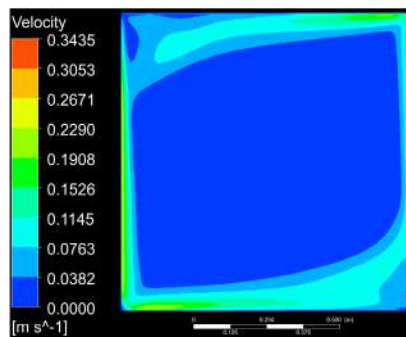
c) 0.4 m de distancia



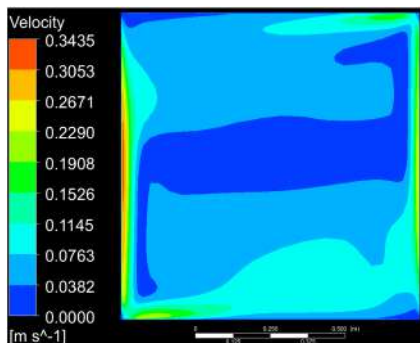
d) 0.5 m de distancia



e) 0.6 m de distancia



f) 0.8 m de distancia



g) 0.99 m de distancia

Figura 4. Contorno de la velocidad en el plano XY, para varias posiciones del eje longitudinal Z.

De igual manera, se obtuvo la distribución de temperaturas en el plano XY en centro de la cavidad cúbica en el eje Z (0.50 cm); como se puede apreciar en el Figura 5, la distribución de la temperatura tiene una forma recirculante de variación casi lineal.

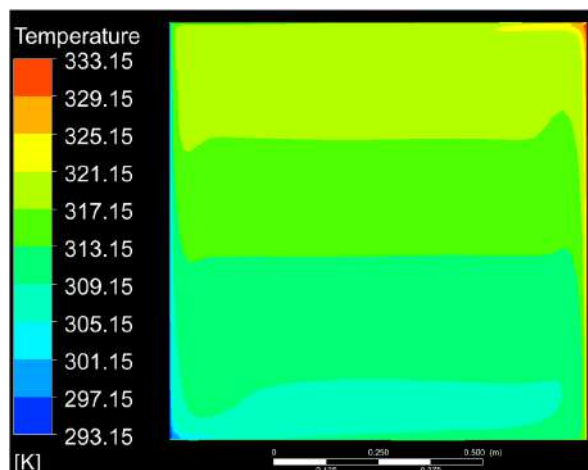


Figura 5. Contorno de la temperatura en el plano XY a una distancia de 0.5 m del eje Z.

4. Conclusiones

En este estudio se investigó el uso de los modelos RANS y k- ϵ realizable, el comportamiento del flujo turbulento, con énfasis en las regiones cercanas a la pared de la cavidad cúbica calentada diferencialmente, por el fenómeno de calor convección natural. En este tipo de geometrías, el flujo se limita a finas capas límites a lo largo de las paredes verticales, mientras que el fluido en el centro de la cavidad permanece casi estancado y en régimen laminar, por lo cual, para lograr buenas aproximaciones, con el modelo k- ϵ realizable, es necesario realizar refinaciones en la malla en las regiones cercanas a la pared. Otro factor importante que se tiene que tomar en cuenta es el tiempo computacional de solución, el cual se ve incrementado debido a la complejidad y a la sensibilidad del modelo de viscosidad de Foucault, pero al utilizar modelos de altos números de Reynolds se obtendrán comportamientos muy cercanos a los experimentales.

Referencias

Katsamis, C., Craft, T., Iacovides, H., & Uribe, J. (2024). Highly resolved LES and URANS computations of a differentially heated square cavity. *International Journal of Thermofluids*, 21, 100564.

Sayed, M. A., Hadžiabdić, M., Dehbi, A., Ničeno, B., & Mityuk, K. (2023). Simulation of flow and heat transfer in a differentially heated cubical cavity using coarse Large Eddy Simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 183, 107892.

Peng, S. H., & Davidson, L. (2001). Large eddy simulation for turbulent buoyant flow in a confined cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(3), 323-331.

de Vahl Davis, G. (1968). Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11(11), 1675-1693.

Trias, F. X., Gorobets, A., Oliva, A., & Pérez-Segarra, C. D. (2013). DNS and regularization modeling of a turbulent differentially heated cavity of aspect ratio 5. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(1), 171-182.

Martínez, J., Merzari, E., Acton, M., & Baglietto, E. (2020). Direct numerical simulation of turbulent flow inside a differentially heated composite cavity. *Nuclear Technology*, 206(2), 266-282.

Clifford, C. E., & Kimber, M. L. (2020). Assessment of RANS and LES turbulence models for natural convection in a differentially heated square cavity. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 78(10), 560-594.

Ghaisas, N. S., Shetty, D. A., & Frankel, S. H. (2013). Large eddy simulation of thermal driven cavity: Evaluation of sub-grid scale models and flow physics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1-2), 606-624.

Hsieh, K. J., & Lien, F. S. (2004). Numerical modeling of buoyancy-driven turbulent flows in enclosures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(4), 659-670.

Omranian, A., Craft, T. J., & Iacovides, H. (2014). The computation of buoyant flows in differentially heated inclined cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 1-16.

Clifford, C. E., & Kimber, M. L. (2020). Assessment of RANS and LES turbulence models for natural convection in a differentially heated square cavity. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 78(10), 560-594.

Katsamis, C., Craft, T., Iacovides, H., & Uribe, J. C. (2022). Use of 2-D and 3-D unsteady RANS in the computation of wall bounded buoyant flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 93, 108914.

Argumedo Teuffer, P. J., Marron Ramirez, L. E., Ituna-Yudonago, J. F., Arizpe Carreón, P. A., & Rodríguez Roman, C. M. (2023). Geometric Design of a Low-Power Arcjet Constrictor and Determination of Velocity of Air-Based Plasma by Means of Analytical and Numerical Methods. *Machines*, 11(5), 527.

Kalilainen, J., Rantanen, P., Lind, T., Auvinen, A., & Dehbi, A. (2016). Experimental investigation of a turbulent particle-laden flow inside a cubical differentially heated cavity. *Journal of Aerosol Science*, 100, 73-87.

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE 3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO ENTRE LAS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON EL REFRIGERANTE R600a

Tenorio-Rodríguez Fabián.¹, Lugo-Leyte Raúl.¹, Castro-Hernández Sergio.¹, Torres-Aldaco Alejandro.¹, Lugo-Méndez Helen.²

E-mail: cbi2152012589@titlani.uam.mx

Resumen

En este trabajo se realiza un análisis termodinámico a tres ciclos de refrigeración por compresión de vapor, éstos operan con el refrigerante R600a; además, se realiza un análisis paramétrico con base en la variación en la temperatura de la cámara frigorífica. El primero es un ciclo con dos etapas de compresión (ciclo 1), el segundo opera con un tanque flash entre las etapas de compresión (ciclo 2) y el tercero cuenta con una cámara separadora y mezcladora entre las etapas de compresión (ciclo 3). Se evalúa y compara el desempeño energético de cada ciclo mediante parámetros como la potencia suministrada a los compresores, el coeficiente de operación o el efecto refrigerante; posteriormente, se realiza un análisis exergético, en éste se obtienen los flujos de exergía, la eficiencia exergética y los flujos de irreversibilidades presentes en cada equipo de cada uno de los ciclos analizados. Los resultados muestran que, el ciclo 3 presenta

¹ Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Iztapalapa, 09310, CDMX, México.

² Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Departamento de Procesos y Tecnología, Cuajimalpa, 05348, CDMX, México.

los mejores resultados desde el punto de vista energético y exergético. Con respecto al rango de temperaturas, la potencia suministrada a los compresores incrementa 35 % cuando la temperatura disminuye de -12°C a -29°C .

1. Introducción

Los ciclos de refrigeración son sistemas que tienen como objetivo mantener a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente un lugar u objeto, por ejemplo, la industria alimentaria para lácteos, carnes, verduras, etc. éstos deben permanecer a bajas temperaturas para su transporte y conserva. Otro ejemplo es la industria farmacéutica, se deben mantener los medicamentos y vacunas a baja temperatura para garantizar su efectividad. Eventualmente, la industria de la refrigeración ha ido evolucionando, requiriendo sistemas con mejor desempeño y amigables con el medio ambiente. Por ejemplo, la India han aumentado su demanda eléctrica debido al uso de estos sistemas y es necesario emplear sistemas de refrigeración más eficientes y que generen menos impactos al medio ambiente. Yumrutas, et al. (2002) realizaron un análisis de segunda ley a un sistema simple de refrigeración. Encontraron que, las temperaturas de evaporación y condensación afectan en las irreversibilidades del evaporador y el condensador, en la eficiencia de segunda ley y el COP de todo el sistema, no obstante, estas mismas temperaturas no contribuyen en el desempeño del compresor y la válvula de estrangulamiento. Con la disminución de la diferencia de temperaturas entre el evaporador y la cámara frigorífica y entre el condensador y el medio ambiente, se logra un aumento en la eficiencia exergética y en el COP y una disminución en las irreversibilidades del sistema. Ahamed, et al. (2011) demostraron que, los refrigerantes pertenecientes a los hidrocarburos (HC), como el R600a y el R1270, tienen un mejor desempeño energético y exergético, no obstante, se debe tener en cuenta su inflamabilidad, por lo tanto, proponen

utilizar mezclas de R134A con HC, disminuyendo el impacto ambiental en comparación del R134A.

Kabul, (2008) realizó un análisis de segunda ley a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con intercambiador de calor intermedio, donde el compresor y el intercambiador de calor presentan la mayor y menor cantidad de irreversibilidades, respectivamente. Se compararon los refrigerantes R502 y R404A, pertenecientes a los HFC. Yataganbab, et al. (2015) realizaron un análisis termodinámico, utilizando R1234yf, R1234ze y R134A. En este caso la mayor y menor irreversibilidad se tiene en el compresor y la cámara mezcladora, respectivamente. Recomendaron, como sustitutos del R134A, al R1234yf y R1234ze como fluidos de trabajo apropiados por presentar una mayor eficiencia exergética.

La problemática no solamente es el uso de sistemas eficientes, también lo es el uso de fluidos amigables con el medio ambiente. Diversos estudios han experimentado con refrigerantes más amigables con el medio ambiente, como las hidrofluoroolefinas (HFO), para remplazar al R134A. Algunas HFO han presentado mejoras en el desempeño de los sistemas en comparación con el R134A, como el R1234ze; mientras que el R1234yf, muestra resultados menos favorables; pero, éstos se caracterizan por un bajo GWP y nulo ODP (Paniagua, 2021). Otro caso es el de los HC, el R600a presenta valores favorables en comparación con el R134A. Para el presente trabajo se comparan distintas configuraciones del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con el R600a como fluido de trabajo y se determina qué ciclo presenta una mayor eficiencia exergética. Se evalúan los efectos que tiene el incremento de equipos en los ciclos con respecto al flujo de irreversibilidades presentes.

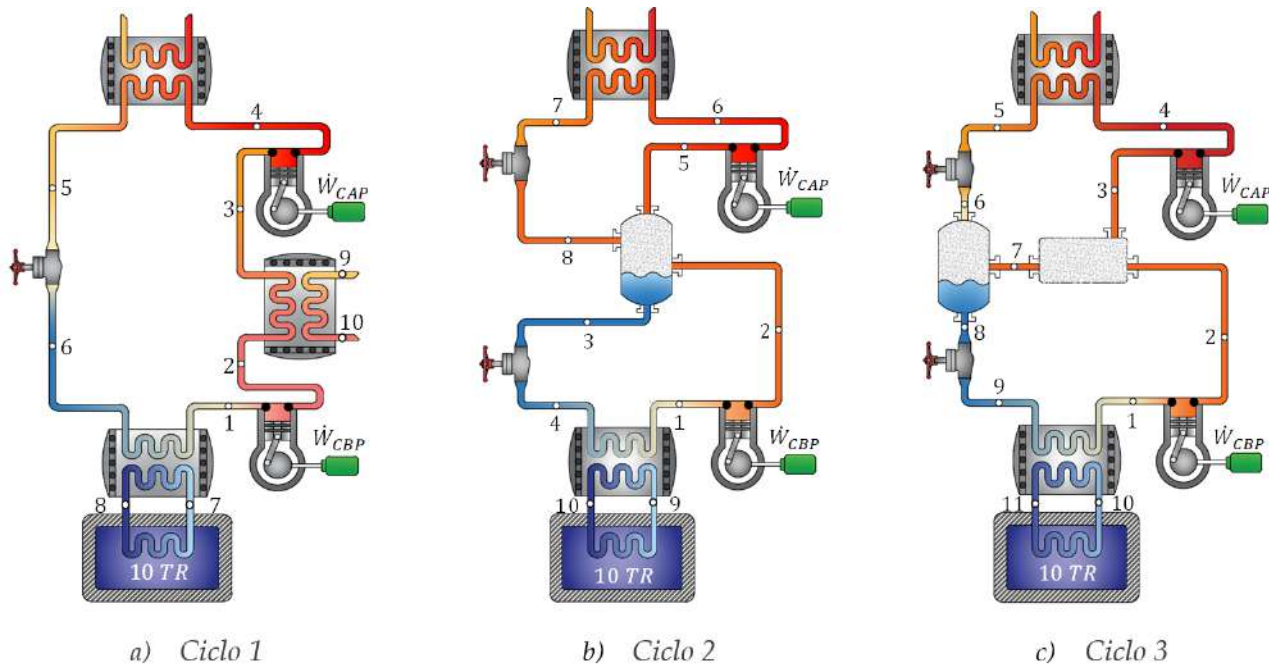
2. Metodología

2.1. Caso de estudio

La Figura 1 a) muestra el diagrama esquemático del ciclo 1. El refrigerante ingresa al CBP (1) hasta la presión del IC (2), éste intercambia calor con un fluido externo al ciclo de refrigeración y ayuda a disminuir la temperatura de descarga en la segunda etapa de compresión, en consecuencia, se suministra menos potencia a los compresores. En el CAP, el refrigerante alcanza las condiciones de operación del condensador (4) y disipa el calor hacia el medio ambiente, éste se condensa hasta líquido saturado (5). Finalmente, el refrigerante se expande en la VE disminuyendo su presión y temperatura hasta las condiciones de operación del evaporador (6), a la entrada del evaporador se tiene vapor húmedo y, la calidad varía según el caso de estudio. En el proceso de evaporación se lleva a cabo el efecto refrigerante, es decir, el refrigerante absorbe el calor del espacio a enfriar (cámara frigorífica), donde se intercambia calor con la salmuera (estados 7 y 8).

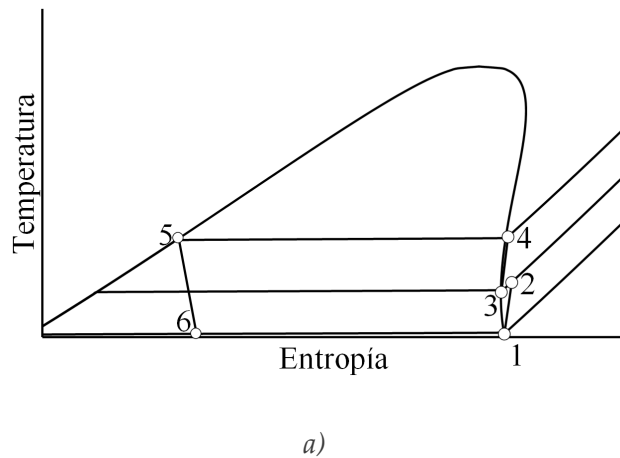
La Figura 1 b) muestra el ciclo 2. Este ciclo mezcla las corrientes de alta y baja presión provenientes de la VEAP (vapor húmedo) y del CBP (vapor sobrecalentado), respectivamente. Las corrientes resultantes es el líquido saturado que ingresa a la VBP y el vapor saturado que ingresa al CAP, es decir, no requiere un intercambio de calor con un fluido ajeno al sistema.

La Figura 1 c) muestra el ciclo 3. El vapor húmedo a la salida de la VEAP (6) se separa en dos corrientes; la fracción de líquido saturado (8) se expande en la VEBP y posteriormente ingresa al evaporador (9) donde se lleva a cabo el efecto refrigerante; a continuación, se comprime hasta alcanzar las condiciones de operación de la cámara mezcladora, aquí se mezcla la corriente de vapor saturado seco (7) y la de vapor sobrecalentado (2) provenientes de la cámara separadora y del CBP, respectivamente.



La Figura 2 muestra los diagramas Temperatura-entropía. Los procesos de compresión del caso a) y b) son análogos, en comparación con el caso c), en este caso el refrigerante ingresa al CAP como vapor sobrecalentado. Otro factor importante son los procesos de estrangulamiento, nótese que la calidad del vapor húmedo que ingresa en el evaporador es menor para el caso b) y c) debido al segundo proceso de estrangulamiento. Esto es importante cuando se analiza el efecto frigorífico de cada sistema.

Figura 1. Ciclo de refrigeración con a) intercambiador de calor, b) con tanque flash y c) con cámara separadora y mezcladora.



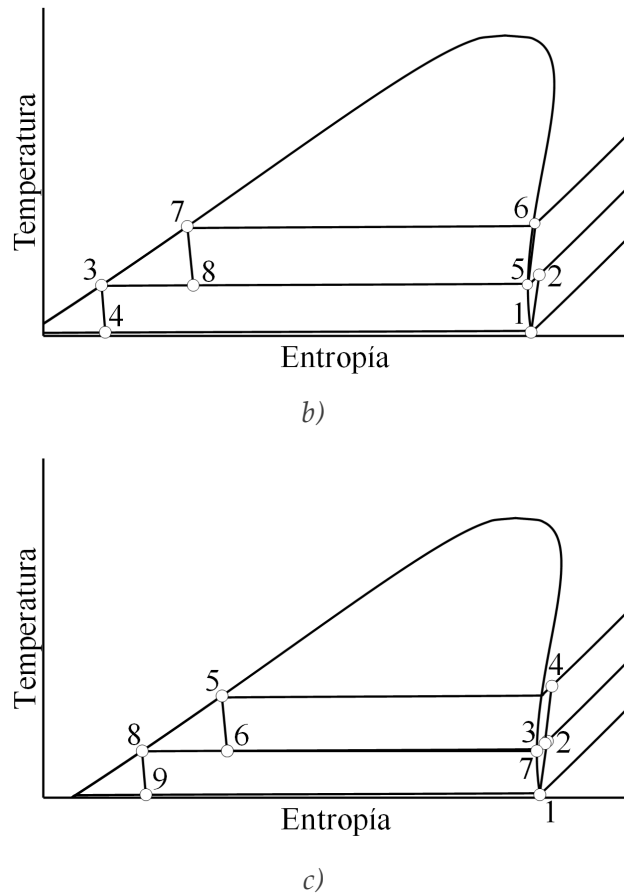


Figura 2. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de refrigeración con a) intercambiador de calor, b) con tanque flash y con c) cámara separadora y mezcladora.

2.2. Consideraciones

- El sistema opera en estado estable.
- Los procesos de estrangulamiento y compresión son adiabáticos.
- Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.
- La presión en la cámara frigorífica es igual a la presión atmosférica.
- En el Ciclo 1 se utiliza aire para enfriar la corriente de refrigerante en el intercambiador de calor.
- Las propiedades del estado muerto son 20°C y 1.01325 bar.

En la Tabla 1 se presentan los parámetros de operación para cada ciclo. En este caso se consideran diferentes temperaturas de conservación en la cámara frigorífica, este rango corres-

ponde a la conservación de carne para diferentes periodos de tiempo. Por ejemplo, la temperatura de -12°C corresponde a un periodo de 4 a 12 meses, -18°C a un periodo de 6 a 18, -23°C para un periodo de 12 a 24 y -29°C para un periodo mayor a 24 meses (ASRAHE, 2022).

Tabla 1. Parámetros de operación de los sistemas de refrigeración.

Parámetro	Valor	Unidades
Temperatura de la cámara frigorífica	-1, -12, -18, -23, -29	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura ambiente	20	$^{\circ}\text{C}$
Presión atmosférica	1.01325	bar
Temperatura de condensación	$T_{amb} + 10^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de evaporación	$T_{CF} - 10^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
Carga térmica	10	TR
Eficiencia de compresión	0.85	-
Calor específico de la salmuera	2.85	$\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$

2.3. Análisis energético

En la Tabla 2 se presentan los balances de energía para cada uno de los ciclos.

Tabla 2. Balances de energía

Equipo	Ciclo 1	Ciclo 2	Ciclo 3
CBP	$\dot{W}_{CBP} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$	$\dot{W}_{CBP} = \dot{m}_{BP}(h_2 - h_1)$	
IC/TF/CS	$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{Q}_{IC}}{(h_{10} - h_9)}$	$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{BP}(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)}$	$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{BP}(h_8 - h_7)}{(h_6 - h_7)}$
CM	-	-	$h_3 = h_7 + \frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_{AP}}(h_2 - h_7)$
CAP	$\dot{W}_{CAP} = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_3)$	$\dot{W}_{CAP} = \dot{m}_{AP}(h_6 - h_5)$	$\dot{W}_{CAP} = \dot{m}_{AP}(h_4 - h_3)$
COND	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_5)$	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{AP}(h_6 - h_7)$	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{AP}(h_4 - h_5)$
EVAP	$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(h_1 - h_6)}$	$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(h_1 - h_4)}$	$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(h_1 - h_9)}$
CF	$\dot{m}_{sal} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{c_{P_{sal}}(T_7 - T_8)}$	$\dot{m}_{sal} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{c_{P_{sal}}(T_9 - T_{10})}$	$\dot{m}_{sal} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{c_{P_{sal}}(T_{10} - T_{11})}$

2.4. Análisis exergético

De manera análoga al análisis energético, en la Tabla 3 se presentan los balances de exergía en cada equipo, con el fin de determinar el flujo de irreversibilidades.

Tabla 3. Recurso y producto de cada equipo de los sistemas de refrigeración

Equipo	Ciclo 1		Ciclo 2		Ciclo 3	
	Recurso	Producto	Recurso	Producto	Recurso	Producto
CBP	$\dot{W}_{CBP}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{W}_{CBP}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{W}_{CBP}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
IC/TF/CS	$\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_6$	$\dot{E}_8 - \dot{E}_7$
CM	-	-	-	-	$\dot{E}_2 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_3$
CAP	$\dot{W}_{CAP}$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$	$\dot{W}_{CAP}$	$\dot{E}_6 - \dot{E}_5$	$\dot{W}_{CAP}$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$
COND	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_{qCOND}$	$\dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_{qCOND}$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_{qCOND}$
EVAP	$\dot{E}_6 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_8 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_9$	$\dot{E}_9 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$
CF	$\dot{E}_8 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_{qCF}$	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_9$	$\dot{E}_{qCF}$	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{qCF}$

3. Resultados

La Figura 3 muestra el COP y la eficiencia exergética en función de la temperatura en la CF. El COP disminuye cuando la temperatura de la CF disminuye, esto por el incremento en la potencia suministrada para temperaturas más bajas y una carga térmica fija. Por lo tanto, para la temperatura de -29°C se tiene un menor COP para los 3 ciclos; por ejemplo, para el ciclo 3, el COP disminuye 50% cuando la temperatura en la CF disminuye de -1 a -29°C . Con respecto a los ciclos, el ciclo 1 presenta el menor COP debido a un consumo adicional de potencia en los compresores a diferencia de los ciclos 2 y 3; por ejemplo, a -29°C el COP disminuye 20% en comparación con el ciclo 3. La eficiencia exergética incrementa para los 3 ciclos cuando disminuye la temperatura en la CF, si bien, incrementa la potencia suministrada a los compresores para temperaturas más bajas, la exergía asociada al flujo de calor en la CF depende de la temperatura en este equipo, ósea, incrementa la exergía asociada al calor retirado. La Figura 4

muestra el flujo de irreversibilidades presentes en cada uno de los equipos del ciclo 1; para este caso la mayor irreversibilidad se tiene en la VE; en procesos por arriba de la temperatura ambiente, este equipo tiene una función meramente disipativa y no tiene un propósito definido; sin embargo, para procesos sub ambientales el propósito es disminuir la temperatura del refrigerante a causa de una disminución en la presión y, en consecuencia, se genera la mayor irreversibilidad en este equipo. Por otro lado, el menor flujo de irreversibilidades se tiene en el IC. Con respecto a la disminución en la temperatura de la CF, se observa que para una temperatura de -29°C , el total de irreversibilidades es de 3.87 kW. La Figura 5 muestra las irreversibilidades por equipo para el ciclo 2. En comparación con el ciclo 1 se tiene una disminución considerable en los procesos de estrangulamiento debido a la implementación del TF, en conjunto, ambas válvulas generan una irreversibilidad de 1.68 kW, esto es 56.58% menor en comparación con el ciclo 1. Para este caso, el mayor flujo de irreversibilidades se tiene en el CAP con 1.25 kW para la temperatura de -29°C ; además, el total de irreversibilidades disminuye 31 % con respecto al ciclo 1. La Figura 6 muestra las irreversibilidades para el ciclo 3, En las VE disminuye 57.62% respecto al ciclo 1 para la temperatura de -29°C . El mayor flujo de irreversibilidades se presenta en el CAP, sin embargo, disminuye 3.2 % respecto al ciclo 2.

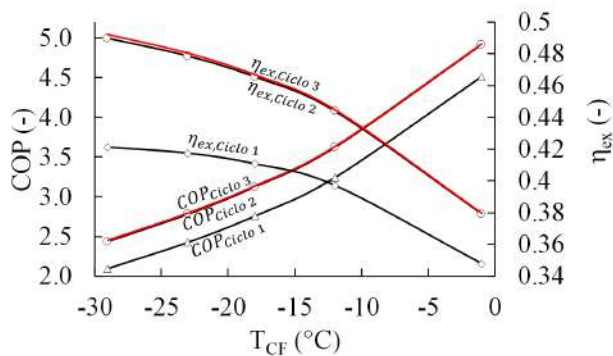


Figura 3. COP y eficiencia exergética en función de la temperatura en la cámara frigorífica.

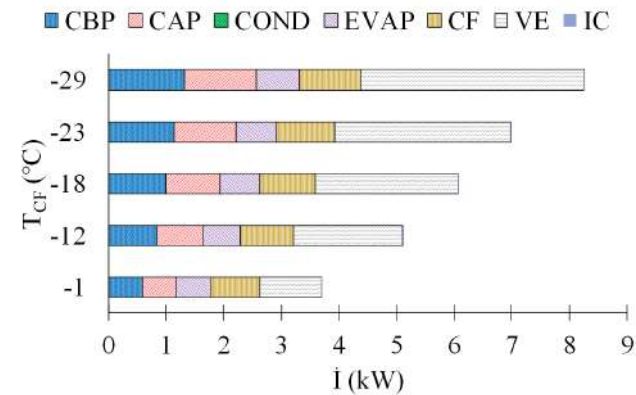


Figura 4. Flujo de irreversibilidades en cada equipo del ciclo 1 en función de la temperatura en la cámara frigorífica.

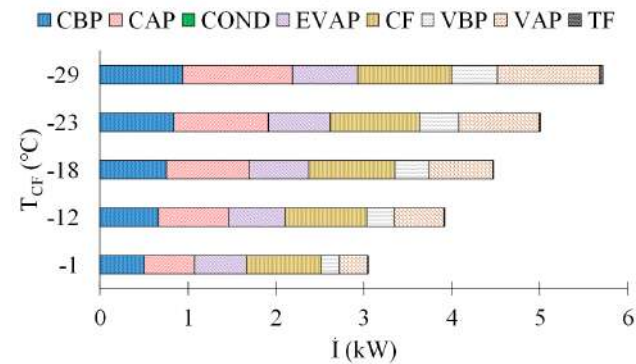


Figura 5. Flujo de irreversibilidades en cada equipo del ciclo 2 en función de la temperatura en la cámara frigorífica.

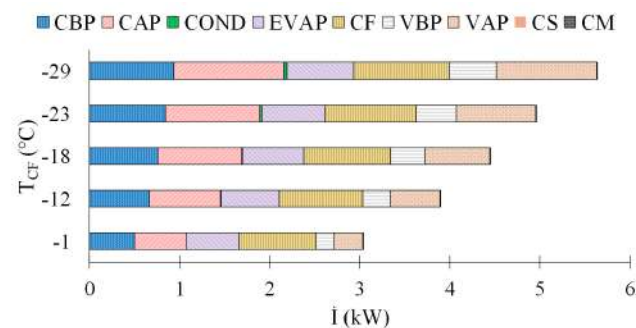


Figura 6. Flujo de irreversibilidades en cada equipo del ciclo 3 en función de la temperatura en la cámara frigorífica.

4. Conclusiones

El ciclo 3 presentó los mejores resultados en términos generales. La ventaja del ciclo 3 respecto a los ciclos 1 y 2 es por el aumento en el efecto refrigerante. Sin embargo, para nuestro caso de estudio se tiene una carga térmica fija y los efectos del enfriamiento regenerativo se ven reflejados en el flujo másico de refrigerante, pues requiere un menor flujo cuando se utiliza enfriamiento regenerativo, por lo tanto, el ciclo requiere menor potencia para operar y en consecuencia

se tiene un incremento en el COP. Con respecto al análisis exergético se encontró que las mayores irreversibilidades se presentan en la válvula de expansión para el ciclo 1, sin embargo, para los ciclos 2 y 3 el mayor flujo de irreversibilidades se tiene en el compresor de alta presión. El flujo total de irreversibilidades, para el ciclo con enfriamiento regenerativo fue menor en comparación con el ciclo 1 y 2.

Nomenclatura

Símbolo	Nombre	Unidades
$\dot{E}$	Flujo de exergía	kW
h	Entalpía por unidad de masa	kJ/kg
$\dot{I}$	Flujo de irreversibilidad	kW
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s
P	Presión	bar
$\dot{Q}$	Flujo de calor	kW
s	Entropía por unidad de masa	kJ/kg°C
T	Temperatura	°C
$\dot{W}$	Potencia	kW
w	Trabajo por unidad de masa	kJ/kg
x	Calidad	-

Letras griegas

ε	Exergía por unidad de masa	kJ/kg
η	Eficiencia	-

Subíndices y abreviaturas

<i>cond</i>	Condensador
<i>eva</i>	Evaporación
<i>ex</i>	Exérgica
<i>in</i>	Entrada
<i>out</i>	Salida
CAP	Compresor de alta presión
CBP	Compresor de baja presión
C	Compresor

CF	Cámara frigorífica
CM	Cámara mezcladora
CS	Cámara separadora
IC	Intercambiador de calor
MT	Máquina térmica
LC	Líquido comprimido
LS	Líquido saturado
TF	Tanque flash
VAP	Válvula de alta presión
VBP	Válvula de baja presión
VE	Válvula de expansión
VS	Vapor saturado
VSC	Vapor sobrecalentado

Referencias

Yumrutaş, R., Kunduz, M., & Kanoğlu, M. (2002). Exergy analysis of vapor compression. *Exergy, An international journal*, 6, 2-3.

Ahamed, J., Saidur, R., & Masjuki, H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7, 1-4.

Kabul, A., Kizilkan, Ö., & Yakut, A. (2008). Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A. *International journal of refrigeration*, 7, 2-7.

Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., & Kurtbaş, İ. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 11, 3-7.

Jurado Paniagua, Omar (2021). Diseño de una cámara frigorífica de 5 toneladas para la conservación de vacunas COVID 19 para un centro de salud en la ciudad de Lima 2021. Universidad Nacional Mayor de San Marcos

ASHRAE HANDBOOK: Refrigeration. (2022). Heather E. Kennedy.

Agarwal, S., Arora, A., & Arora, B. (2021). Energy and exergy investigations of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in mechanically subcooled vapour compression refrigeration cycle. *Journal of Thermal Engineering*, 24, 15-20.

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN FRIGOBAR DAR USANDO ENERGÍA PV SIN BATERÍAS

Zúñiga-González I.¹, Pérez-García V.¹, Belman-Flores J.M.¹
E-mail autor de correspondencia: v.perez@ugto.mx

¹ IRSE Research Group, Universidad de Guanajuato, Salamanca, Gto., México.

Resumen

En este artículo se presenta un estudio experimental para un frigobar de difusión-absorción alimentado por energía fotovoltaica sin banco de baterías. El equipo cuenta con un termostato de 7 niveles de enfriamiento y en este trabajo se evalúan 2 niveles de esos 7. Los resultados muestran que la temperatura más baja alcanzada por el equipo en la cabina interior fue de 12.68°C con una irradiación de 1218 W/m² y una temperatura ambiente de y para llegar a esta temperatura se demoró 10 horas.

Palabras clave: DAR; Fotovoltaico; Irradiación; Enfriamiento.

1. Introducción

La refrigeración es una técnica para la conservación de alimentos, medicinas entre otros productos. Este proceso disminuye la velocidad de las reacciones químicas y biológicas de los alimentos causantes del deterioro y pérdida de calidad (Çengel & Ghajar, 2015).

En cuanto a las tecnologías de refrigeración, la más usada en todo el mundo es la refrigeración por compresión de vapor debido a su alta eficiencia, estos ciclos constan prin-

principalmente de cuatro elementos: compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador. Sus aplicaciones son variadas van desde la refrigeración doméstica, comercial, industrial y de transporte. Según datos del IIR en la actualidad hay más de 1, 500 millones de refrigeradores domésticos y 90 millones de equipos de refrigeración comercial (Dupont, 2019). Sin embargo, estos sistemas presentan un inconveniente en el tema de la demanda de energía, y es que el compresor cuando no es de velocidad variable consume un alto grado de energía eléctrica en el arranque.

Es así como, para el uso doméstico de sistemas de refrigeración, una alternativa está en los frigoríficos que usan ciclo por difusión-absorción. El inconveniente que presentan estos equipos es una capacidad de enfriamiento reducida comparada con la conseguida por sistemas por compresión de vapor ya que pueden proporcionar una capacidad de enfriamiento de entre 200 y 400 W (Rodríguez & Belman, 2015). Y, por ende, sus aplicaciones son más enfocadas al uso en el sector doméstico, caravanas y hoteles (Mansouri et al., 2015). La ventaja de estos sistemas es que no poseen partes móviles por lo cual no requieren trabajo mecánico y el nivel de sonoro es mínimo.

Las distintas tecnologías de refrigeración son responsables de alrededor del 20% de consumo de energía a nivel global, es por eso por lo que es de vital importancia el uso de fuentes de energía amables con el ambiente (Dupont, 2019).

En ese sentido las energías renovables representan una alternativa muy prometedora para cubrir las necesidades energéticas humanas disminuyendo el consumo de fuentes fósiles y con ello reduciendo las emisiones de carbono. Existen muchos tipos de energías renovables: solar, eólica, biomasa, hidráulica y geotérmica. La energía solar tiene un potencial muy elevado debido a que la superficie de la Tierra recibe alrededor de 720 millones de TWh/año que es 6,000 veces más del consumo de energía de todas las actividades humanas

(Robyns et al., 2012). En cuanto a la energía solar fotovoltaica, si las condiciones ambientales lo permiten se puede tener una generación de hasta 1 kW/m^2 . En el estado de Guanajuato, la irradiación efectiva tiene un promedio de 6.17 horas solares pico (Gobierno del estado de Guanajuato, 2023). En cuanto a la eficiencia eléctrica de las celdas fotovoltaicas comerciales actuales, oscilan entre el 5 y el 25% (Aste et al., 2014).

En la literatura existen numerosos estudios que han implementado sistemas fotovoltaicos acoplados a sistemas de refrigeración por compresión de vapor, muchos se centran en el uso de compresores de corriente directa como alternativa económica debido al costo de inversores (Alsagri, 2022). Daffallah (2018), realizó un estudio experimental usando un compresor de corriente continua alimentado por paneles fotovoltaicos en el que estudió el efecto de diferentes condiciones ambientales en el desempeño del ciclo por compresión de vapor. Otros estudios han incursionado en el uso de paneles solares para alimentar sistemas de compresión de vapor que emplean compresores de corriente directa variando la velocidad del compresor (Salilih & Birhane, 2019), y en otros casos variando la posición del termostato (Daffallah et al., 2017).

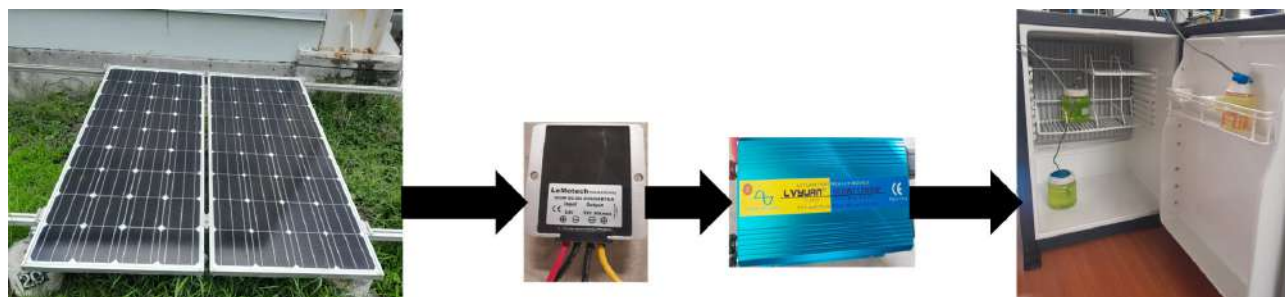
Opoku et al., (2016) realizaron una comparativa tecno-económica entre dos sistemas de refrigeración por compresión de vapor uno con un compresor AC y el otro de corriente directa en sus resultados obtuvieron temperaturas similares tanto en el interior del sistema como en el evaporador del ciclo. Rajoria et al., (2018), implementaron un sistema de refrigeración de 110 W impulsado por paneles fotovoltaicos, observaron que en los primeros segundos el compresor consumió 300 W, después 130W y finalmente los 110 W, por lo cual es importante cubrir o compensar el requisito de carga inicial. En la literatura existen muchos trabajos de refrigeración por compresión de vapor alimentados por energía fotovoltaica centrándose en el uso de corriente alterna y además en todos los casos usando set de baterías para almacenar la energía

(Modi et al., 2009), (Gupta et al., 2014), en ese sentido en el sector doméstico, se ha explorado poco el rendimiento de un refrigerador difusión-absorción (DAR) de dimensiones pequeñas empleando esta tecnología.

En este estudio se propone evaluar el desempeño energético y térmico de un frigobar DAR empleando un sistema fotovoltaico sin el uso de baterías. El objetivo es ofrecer una solución energética sostenible para comunidades de escasos recursos sin acceso a la red eléctrica y eliminando la batería como elemento de almacenamiento de energía, dado que, en el arreglo fotovoltaico, estos componentes resultan de elevado costo. Los resultados del estudio están pensados para trabajar el equipo únicamente en horas solares pico y las condiciones en las cuales se puede operar el frigobar durante el día, dependiendo de la irradiación solar solamente.

2. Materiales y métodos

En el presente trabajo, se utiliza un sistema de refrigeración de difusión-absorción acoplado con un sistema PV para evaluar su viabilidad desde el punto de vista térmico. Las pruebas de rendimiento térmico se llevan a cabo en dos diferentes posiciones del termostato. La instalación experimental está situada en la División de Ingenierías del Campus Irapuato-Salamanca de la Universidad de Guanajuato (DICIS), los componentes del banco de pruebas se presentan en la Figura 1.

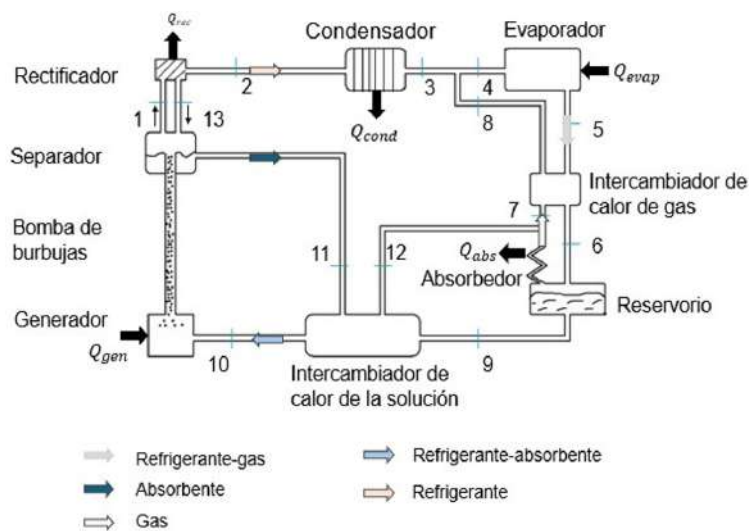


El frigobar experimental está basado en el ciclo de difusión-absorción. Este equipo tiene una capacidad volumétrica

Figura 1. Componentes de la instalación experimental.

de 0.03 m^3 y sus dimensiones exteriores son $0.5 \text{ m} \times 0.4 \text{ m} \times 0.35 \text{ m}$. El frigobar funciona con una resistencia de 65 W , la cual es alimentada con un sistema solar fotovoltaico. El sistema PV emplea dos paneles solares, un convertidor DC a DC y un inversor. Cada panel tiene una potencia máxima de 150 W , su voltaje de máxima potencia V_{mp} es de 17.74 V y su corriente de potencia máxima I_{mp} es de 8.38 A . El convertidor DC a DC tiene una potencia de 360 W y su voltaje de entrada está en un rango de $18\text{-}35 \text{ V}$, mientras que su salida es de 12 V . El inversor por su parte tiene una potencia de 500 W , el voltaje de entrada es de 12 V y su salida es 110 V .

En cuanto al sistema DAR, se integra por un generador/bomba de burbujas, rectificador, condensador, un intercambiador de calor de gas (GHE), evaporador, absorbedor, reservorio, intercambiador de calor de solución y un termostato que puede ser configurado en tres diferentes niveles. El sistema opera con tres fluidos de trabajo, el amoníaco como refrigerante, agua como absorbente e hidrógeno como gas inerte.



a



b

Figura 2. Ciclo difusión-absorción a) diagrama esquemático y b) frigobar.

La Figura 2a, muestra un esquema con los elementos principales del ciclo DAR, así como sus estados termodinámicos, en la Figura 2b se aprecian los componentes reales del sistema. Primeramente, el generador suministra calor (Q_{gen}) a una solución rica en refrigerante proveniente del depósito (10), debido a la fuente de calor se comienzan a formar burbujas de vapor que son arrastradas a través del tubo de la bomba de burbujas con una pequeña cantidad de líquido (1). Luego, en el rectificador se separa la solución rica de la pobre, la última fluye al intercambiador de calor de solución (SHE, por sus siglas en inglés) y cede calor a la solución rica en refrigerante (9) y luego se dirige al absorbedor (12). El vapor rico en refrigerante (2) fluye al condensador donde se condensa y expulsa calor al ambiente (Q_{cond}), el líquido resultante ingresa al evaporador (4). El evaporador está previamente cargado con gas inerte por lo que, al mezclarse, el líquido tiene una caída repentina en su presión parcial y por ende hay una disminución en su temperatura, en consecuencia, el evaporador absorbe calor del entorno a enfriar. La mezcla que sale del evaporador, (5), se dirige al intercambiador de calor de gas donde se enfría y se manda al depósito o reservorio. Luego el refrigerante es absorbido por el absorbente, y en el absorbedor se libera calor. Por diferencia de densidades, el gas inerte regresa al GHE (7) y así continua el ciclo.

2.1. Instrumentación y método de pruebas

Para evaluar el comportamiento del sistema y la capacidad térmica, se diseñó un instrumento virtual en LabVIEW a fin de monitorear y almacenar en tiempo real las temperaturas tanto en el interior como en el exterior del frigobar. En el interior de la cabina de enfriamiento se colocaron tres termopares en diferentes ubicaciones A: parte superior, B, parte inferior y C puerta, la ubicación de estos se puede ver en la Figura 3a. En el exterior se instalaron doce termopares en las entradas y salidas de cada componente a fin de tener una buena caracterización del sistema. También, se midió la temperatura ambiente para

analizar su posible impacto en el interior del frigobar. Para evaluar las condiciones del interior, se colocaron recipientes con una mezcla de agua y glicol en una concentración de 50/50, lo que permite alcanzar el punto de congelación a una temperatura de $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se usaron termopares tipo K debido a su durabilidad y amplio rango de temperaturas (-200 a $482\text{ }^{\circ}\text{C}$) con una precisión de $\pm 0,3\text{ K}$. Para obtener los datos se usó un módulo DAQ 9174 y una tarjeta de adquisición de datos 9213, ambos de National Instruments.

*a**b*

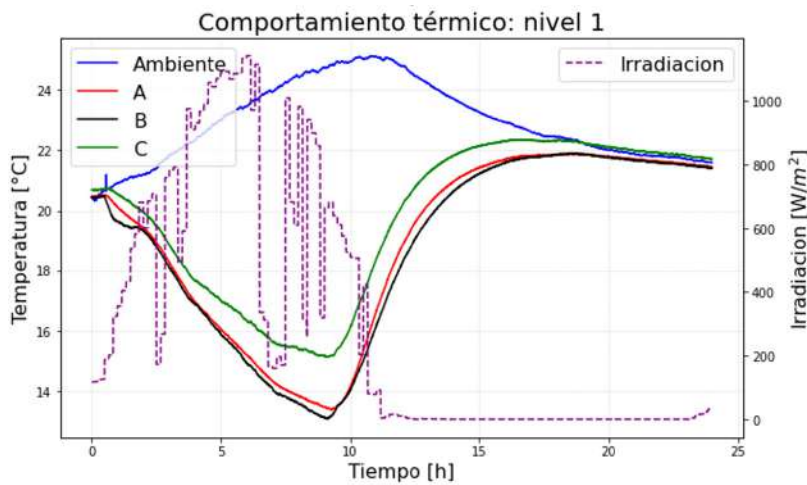
Los experimentos de caracterización se realizaron a dos niveles del termostato, nivel mínimo (1), nivel medio (3), el nivel 1 se eligió debido a que en este nivel se podrían tener las condiciones de temperatura más altas, mientras que el nivel medio se evaluó ya que es el que más comúnmente se utiliza. Para cada nivel se efectuaron tres pruebas a fin de garantizar repetibilidad en los resultados. Los ensayos se realizaron con una duración de 24 horas cada uno, y se tomaron muestras cada 30 segundos para estimar el tiempo efectivo de operación.

Figura 3. Sistema DAR a) disposición de los puntos de temperatura medidos y b) sistema de adquisición de datos.

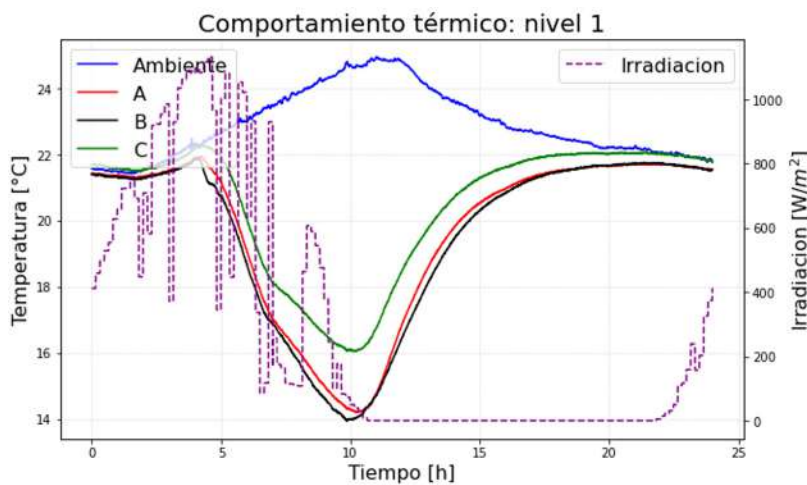
En la Figura 3b se puede apreciar el sistema de adquisición de datos para el monitoreo de las temperaturas.

3. Resultados

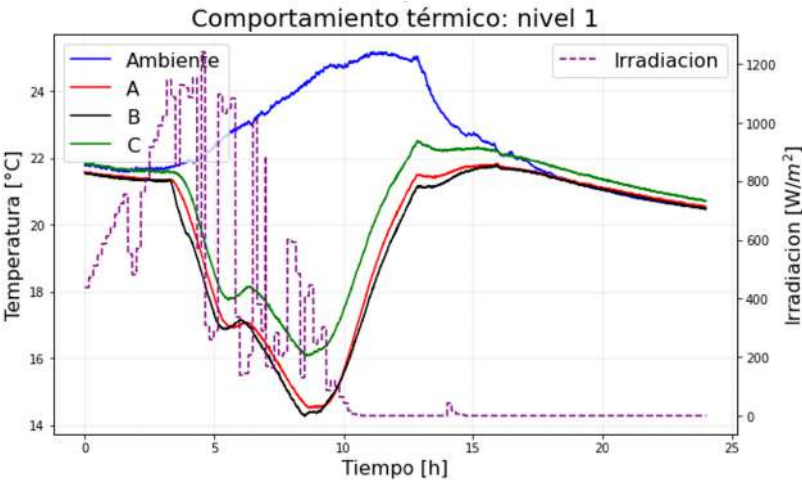
En las Figuras 4 y 5 se muestran las gráficas del comportamiento térmico del sistema comparado con la temperatura ambiente y la irradiación solar presentada en el desarrollo de las pruebas experimentales. Los resultados presentados en la Figura 4 muestran una tendencia similar durante los tres días, y reflejan que el aumento en la irradiación tiene una clara influencia en la mejora del desempeño térmico. Por otro lado, las horas efectivas de trabajo van en torno a 10 horas.



a



b

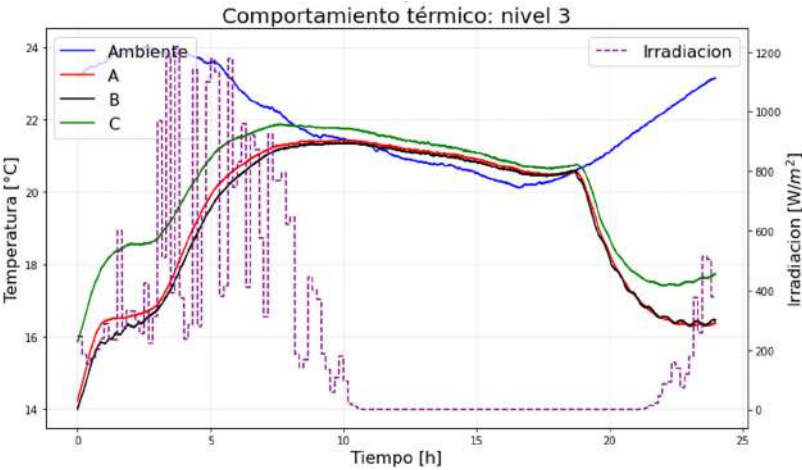


c

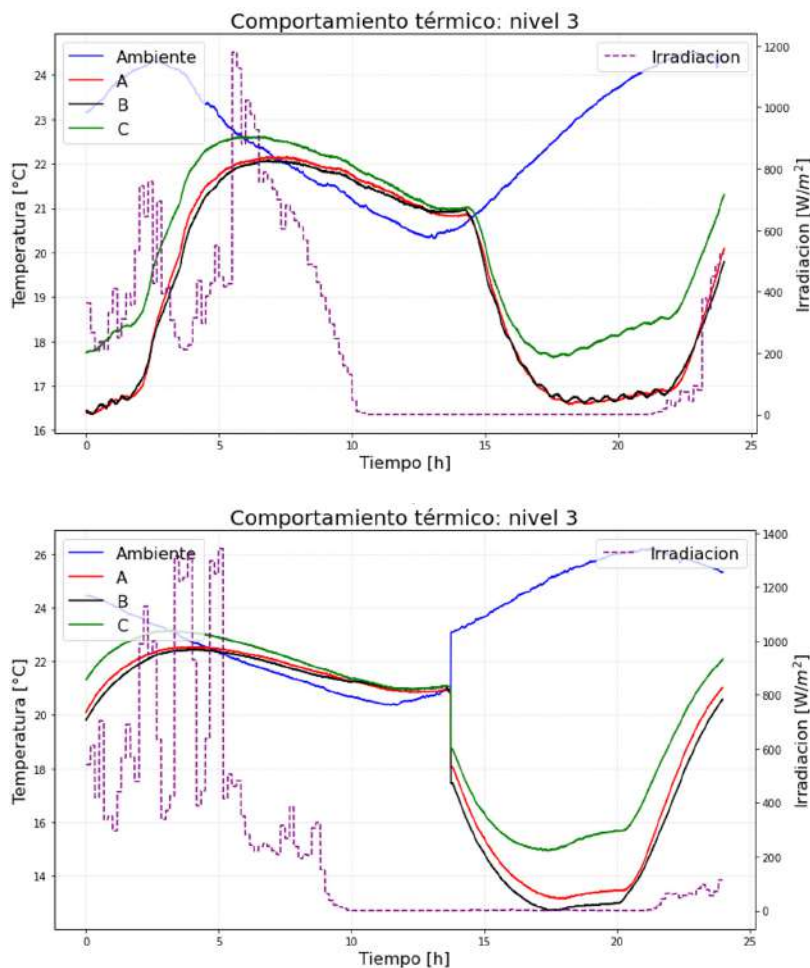
Figura 4. Comportamiento térmico del sistema en el nivel 1 del termostato para el día uno, dos y tres.

La Figura 5 presenta el comportamiento térmico del sistema en el nivel 3 del termostato, los resultados muestran un comportamiento similar a lo presentado en la Figura 4, exponen que a medida que la irradiación se mantiene constante en picos superiores a 400 W/m^2 la temperatura del interior experimenta un claro descenso. En el nivel 3 se alcanzó una temperatura mínima de 12.68 °C, mientras la temperatura ambiente fue de 25.03 °C.

La Figura 5c tiene un comportamiento diferente debido a que las condiciones ambientales de la prueba fueron diferentes a las dos primeras (lluvia).



a



b

c

Figura 4. Comportamiento térmico del sistema en el nivel 3 del termostato a) día uno, b) dos y c) tres.

4. Conclusiones

La influencia de la irradiación en el nivel 1 del termostato, se evidencia en mayor medida para el día 1 de prueba ya que se presentó un intervalo más amplio lo cual produjo una disminución de temperaturas en el interior mayor que en los días 2 y 3 siendo 6.2% y 8.43% más bajo que en 2 y 3, respectivamente.

Mientras que, para el nivel 3 la irradiación promueve un incremento en el tiempo en el cual el sistema alcanza la temperatura más fría. En la prueba 2 se obtuvo un intervalo de irradiación más elevado de alrededor de 4 horas, mientras

que en la prueba 1 y 3 solo se alcanzaron dos horas de irradiación constante.

El ciclo DAR tiene un tiempo de respuesta mucho mayor que el tradicional ciclo de refrigeración debido a varios factores: el proceso de generación de calor es lento debido a las intermitencias en la irradiación, asimismo, el intercambiador de calor que retira el calor del interior es muy grande e ineficiente, de ahí el desfase entre irradiación y enfriamiento.

Referencias

Alsagri, A.S. (2022), Photovoltaic and photovoltaic thermal technologies for refrigeration purposes: an overview. Arab J Sci Eng, 47, 7911-7944. <https://doi.org/10.1007/s13369-021-06534-2>

Aste, N., del Pero, C., Leonforte, F. (2014), Water flat plate PV-thermal collectors: a review. Solar energy, 102, 98-115. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.01.025>

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). Heat and mass transfer: Fundamentals and applications (5th ed.). McGraw-Hill Education.

Dupont, J. L. (2019). The role of refrigeration in the global economy (38th note on refrigeration technologies). <https://iifiir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028>

Daffallah, K. O. (2018), Experimental study of 12V and 24V photovoltaic DC refrigerator at different operating conditions. Physica B: Condensed Matter, 45, 237-244. <https://doi.org/10.1016/j.physb.2018.06.027>

Daffallah, K. O., Benganem, M., Alamri, S. N., Joraid, A.A. Al-Mashraqi, A. A. (2017), Experimental evaluation of photovoltaic DC refrigerator under different thermostat settings. Renewable energy, 113, 1150-1159. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.05.099>

Gobierno del Estado de Guanajuato. (2023). Fortalece SMAOT red de edificios sustentables en Guanajuato (22 de

diciembre de 2023). Gobierno del Estado de Guanajuato. <https://boletines.guanajuato.gob.mx>

Gupta, B. L., Bhatnagar, M., Mathur, J. (2014), Optimum sizing of PV panel, battery capacity and insulation thickness for a photovoltaic operated domestic refrigerator. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 7, 55-67. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2014.03.005>

Mansouri, R., Mazouz, S., Bourouris, M., & Bellagi, A. (2015), Experimental study and steady-state modelling of a commercial diffusion-absorption refrigerator. *Revue des Energies Renouvelables, Special ICT3-MENA*, Bose Ismail, 7-14.

Modi, A., Chaudhuri, A., Vijay, B., Mathur, J. (2009), Performance analysis of a solar photovoltaic operated domestic refrigerator. *Applied Energy*, 86(12), 2583-2591. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.037>

Opoku, R., Anane, S., Edwin, I. A., Adaramola, M.S., Seidu, R. (2016), Comparative techno-economic assessment of a converted DC refrigerator and a conventional AC refrigerator both powered by solar PV. *International Journal of Refrigeration*, 72, 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.08.014>

Rajoria, C. S., Singh, D., Gupta, P. K. (2018), Performance evaluation of solar photovoltaic panel driven refrigeration system. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 330. 10.1088/1757-899X/330/1/012133

Robyns, B., Davigny, A., François, B., Henneon, A., Sprooten, J. (2012), *Electricity production from renewable energies*. Wiley-ISTE

Rodríguez, J. L., Belman, J. M. (2014). Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 30, 145-153. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.019>

Salilih, E. M., Birhane, Y. T. (2019), Modelling and performance analysis of directly coupled vapor compression solar refrigeration system. *Solar energy*, 190, 228-238. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.08.017>

Memorias del Congreso Internacional de Tecnologías en Refrigeración

CiTeR 2024

Del 16 al 18 de octubre de 2024

Sede: División de Ingenierías Campus Irapuato Salamanca

Universidad de Guanajuato

UNIVERSIDAD DE
GUANAJUATO



CONAHCYT

CONSEJO NACIONAL DE HUMANIDADES
CIENCIAS Y TECNOLOGÍAS



Memorias del Congreso Internacional de Tecnologías en Refrigeración 2024

Universidad de Guanajuato, CONAHCYT, CIDESI

"Memorias del Congreso Internacional de Tecnologías en Refrigeración 2024" reúne los avances más recientes en el campo de la refrigeración, con investigaciones sobre sistemas termoacústicos, eficiencia energética y nuevas tecnologías de intercambio de calor.

Esta obra, respaldada por la Universidad de Guanajuato, CONAHCYT y CIDESI, es un referente para investigadores, ingenieros y profesionales interesados en la innovación y sostenibilidad en la refrigeración industrial.

UNIVERSIDAD DE
GUANAJUATO

