

Revista Electrónica Nova Scientia

Modelado del evaporador de un sistema
difusión-absorción: análisis energético y efecto
sobre el diseño de un frigobar
Modeling the evaporator of a diffusion-
absorption system: energetic analysis and
effect on the design of a frigobar

J.M. Belman-Flores¹ y J.L. Rodríguez-Muñoz²

¹Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato

²Universidad Tecnológica del Suroeste de Guanajuato

México

J.M. Belman-Flores. E-mail: jfbelman@ugto.mx

Resumen

En este artículo se presenta como aportación, el desarrollo del modelado de un evaporador que forma parte de un sistema de refrigeración difusión-absorción de pequeña capacidad volumétrica (frigobar). El modelo es basado en fundamentos físicos y correlaciones empíricas, además, se involucran parámetros geométricos de interés como la longitud y el diámetro del evaporador. Se realiza un análisis experimental para obtener los comportamientos térmicos del evaporador bajo tres posiciones del termostato; a través de estos resultados se lleva a cabo la validación del modelo, arrojando errores marginales por debajo del 10%. En base a la buena confiabilidad mostrada por el modelo, este se aplica para la simulación energética del sistema global. Entre los resultados relevantes se pueden conseguir reducciones en la longitud del evaporador sin alterar la capacidad frigorífica y el desempeño energético del sistema experimental, representando esto una oportunidad para los fabricantes en extender su análisis a los diferentes equipos que forman un sistema de difusión-absorción en la búsqueda de mejoras energéticas y condiciones de diseño óptimas.

Palabras clave: Refrigeración, desempeño energético, capacidad frigorífica, modelado

Recepción: 26-09-2014

Aceptación: 28-01-2015

Abstract

This article presents as a contribution, the development of an evaporator modelling which is part of a diffusion-absorption refrigeration system of small volumetric capacity (frigobar). The model is based on physical principles and empirical correlations, moreover, geometric parameters of interest such as the length and diameter of the evaporator are involved in it. An experimental analysis is performed to obtain the thermal performance of the evaporator under three positions in the thermostat; the model validation is conducted through these results, which present marginal errors below 10%. Based on the good reliability shown by the model, it is applied to the energetic

simulation of the global system. Among the relevant results, reductions in the length of the evaporator can be achieve without disturbing the cooling capacity and energy performance of the experimental system. This represents an opportunity for manufacturers to extend their analysis to the different equipment that forms a system of diffusion-absorption when in search of energy improvements and optimal design conditions.

Keywords: Refrigeration, coefficient of performance, cooling capacity, modeling

Introducción

En los últimos años se ha fomentado un incremento inevitable en la demanda de equipos de refrigeración y aire acondicionado para satisfacer necesidades primarias y de confort entre los diversos sectores de la sociedad. La generación de frío basada en la compresión de vapor es la tecnología que actualmente domina las aplicaciones a nivel mundial y es la causante de manera indirecta por el tipo de energía de entrada, en contribuir a las emisiones de gases de efecto invernadero al consumir alrededor del 30% de la energía final eléctrica mundial (Belman et al., 2009). Asimismo, en países en vías de desarrollo aún existen sistemas por compresión de vapor que utilizan fluidos refrigerantes que dañan la capa de ozono (ODP) y que presentan un valor alto de potencial de calentamiento global (GWP).

A manera de competencia y buscando tecnologías que presentaran mejores expectativas, al menos en la parte ambiental, tecnologías de refrigeración activadas térmicamente surgieron como una alternativa. El ciclo de refrigeración difusión-absorción (DAR) inventado por Platen y Munters en 1928, usa una mezcla binaria de amoniaco (refrigerante) y agua (absorbente) como fluidos de trabajo en una solución ya sea de hidrógeno o helio como gas inerte auxiliar. La principal ventaja de estos sistemas es que no necesitan de una bomba mecánica/eléctrica o de un compresor para generar el incremento de la presión, como en el caso de los sistemas de refrigeración convencionales. En lugar de esto, el ciclo DAR ocupa una bomba de burbuja activada térmicamente que hace circular la solución desde el absorbedor hasta el generador (Koyfman et al., 2003; Srikririn y Aphornratana, 2002).

El tipo de energía de activación de estos sistemas puede ser eléctrica, mediante gas licuado, gas natural o keroseno. Aun cuando estos sistemas pueden operar continuamente por muchas horas, su aplicación es limitada exclusivamente a refrigeradores de pequeña capacidad frigorífica. Su eficiencia es baja, normalmente un refrigerador basado en esta tecnología provee una capacidad frigorífica de entre 200 a 400 W, con un coeficiente de desempeño, *COP*, entre 0.2 a 0.25. Es así, que por varios años se han realizado investigaciones tanto de manera teórica como experimental buscando incrementos significativos en el rendimiento energético para aplicaciones domésticas (Smirnov et al., 1996; Gutiérrez, 1998), pero el mejor *COP* que ha sido encontrado es de alrededor de 0.3 (Chen et al., 1996).

De los trabajos que se encuentran en la literatura, algunos de ellos se enfocan a analizar configuraciones particulares las cuales son basadas en modelos analíticos y numéricos para

describir la bomba de burbuja, evaluando así el desempeño energético del sistema; además existe una búsqueda continua de nuevas mezclas (Rodríguez-Muñoz y Belman-Flores, 2014). Haciéndo énfasis en el modelado, los trabajos más relevantes son los desarrollados por Delano (1998), y Shelton y White (2002) quienes estudiaron el desempeño de la bomba de burbuja bajo régimen tipo *slug*. Vicatos y Bennett (2007) evaluaron un DAR usando una bomba de burbuja con multiples tubos, concluyendo que solo existe dependencia de la cantidad del calor que se prove al sistema, y no al número de tubos. Zohar et al., (2008) investigaron numéricamente el comportamiento de tres configuraciones de bomba de burbuja: separación total, parcialmente separada y completamente junta. Ellos mostraron que la mejor eficiencia se obtiene con una configuración parcialmente separada. Basado en este análisis, Ezzine et al., (2010) experimentaron con un sistema DAR usando una mezcla binaria de hidrocarburo ligero como fluido de trabajo y helio como gas auxiliar. Ellos concluyeron que la temperatura del fluido a la salida de la bomba de burbuja es muy sensible al calor de entrada suministrado a la bomba. Starace y De Pascalis (2013) examinaron de manera teórica y experimental un DAR comercial. En su estudio, ellos acoplaron una bomba térmica de microondas en lugar de una bomba convencional, posteriormente desarrollaron un modelo de la bomba de burbuja y evaluaron el desempeño del sistema para diferentes potencias térmicas suministradas bajo parámetros geométricos constantes. Belman-Flores et al., (2014) desarrollaron un modelo analítico de la bomba de burbuja para un DAR comercial de pequeña capacidad frigorífica para evaluar el desempeño energético del sistema, para esto, integraron un modelo de transferencia de calor y uno termodinámico para estimar la capacidad frigorífica y el coeficiente de desempeño del sistema, concluyendo que ambos parámetros energéticos son fuertemente influenciados por aspectos geométricos de la bomba de burbuja.

Así pues, la desventaja de este tipo de sistemas radica en su bajo coeficiente de desempeño, lo cual se debe principalmente a las irreversibilidades del sistema ocasionados por la fricción interna del fluido. Por tal motivo, la búsqueda por encontrar parámetros o configuraciones que contribuyan al rendimiento global del sistema han llevado a varios investigadores al desarrollo de modelos analíticos y numéricos, así como el desarrollo de pares de trabajo que minimicen la energía de activación con el objetivo de incrementar el rendimiento energético, y hacer que estos sistemas sean sustentables y capaces de operar sin problemas en aplicaciones de refrigeración doméstica, esto sin dejar aun lado el diseño conceptual de este tipo de sistemas. Desde el punto

de vista de modelado, la mayoría de los trabajos encontrados en la literatura se enfocan al estudio de la bomba de burbuja. Por lo que el análisis de los demás componentes ha quedado un tanto olvidado. De tal manera, en este artículo se propone extender el análisis de los sistemas difusión-absorción, al modelado de otro de los componentes importantes como lo es el evaporador del sistema de refrigeración difusión-absorción. Para esto, se consideran parámetros geométricos y de operación, así como correlaciones empíricas. Así pues, el modelo permite evaluar el comportamiento energético del equipo experimental, además de analizar la influencia de las condiciones geométricas sobre el diseño físico del equipo comercial.

Proceso de refrigeración

El proceso de generación de frío es muy similar al sistema de compresión de vapor, solo que un compresor térmico sustituye al compresor mecánico y un gas auxiliar es usado en lugar de una válvula de expansión.

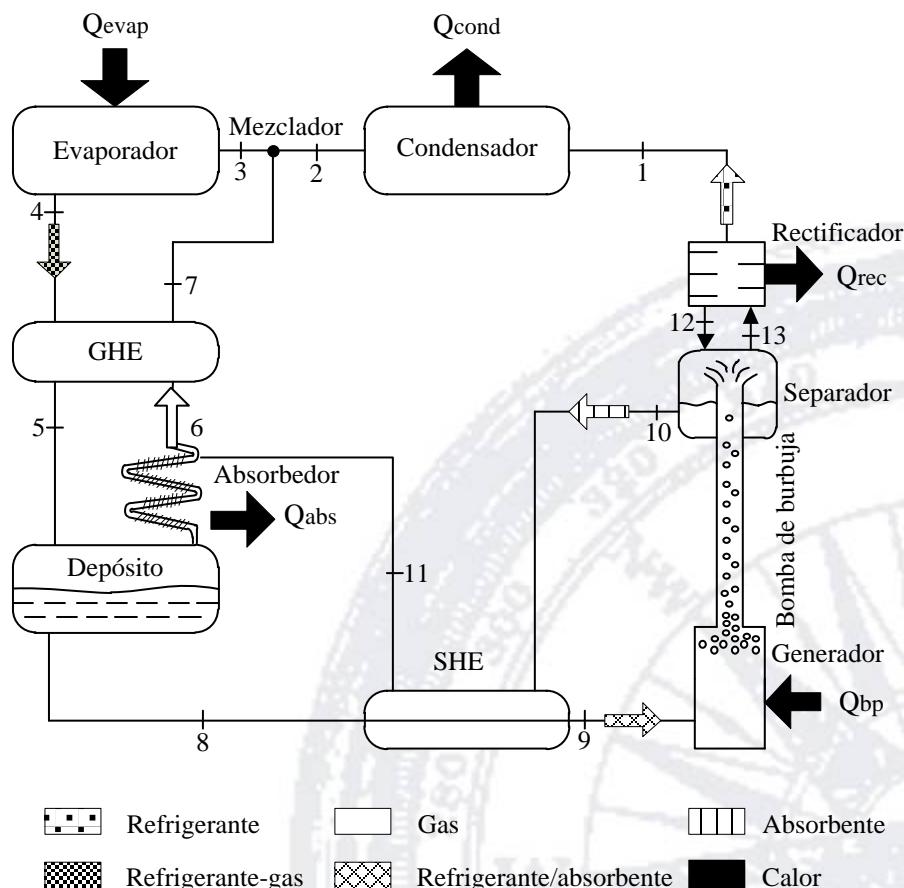


Figura 1. Proceso de refrigeración de un sistema difusión-absorción.

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático del proceso de refrigeración de un sistema difusión-absorción. Los principales componentes que forman al sistema DAR son: generador/bomba de burbuja, condensador, evaporador, intercambiador de calor de solución (SHE), intercambiador de calor de gas (GHE), depósito y absorbedor. Además, estos sistemas se agrupan en tres circuitos de trabajo llamados: circuito de refrigerante, circuito de disolución y circuito de gas. El ciclo opera bajo el principio de la ley de Dalton de las presiones parciales, y la presión en cada punto del sistema se mantiene constante por medio del gas auxiliar. Similar al sistema de refrigeración convencional, el sistema DAR opera bajo dos niveles de presión mientras se mantiene en operación. El evaporador y absorbedor operan a una presión parcial más baja que el generador y condensador, lo que significa que el proceso de evaporación se produce a temperaturas y presiones bajas, mientras que el condensador opera a temperaturas y presiones altas. La energía de activación del sistema, Q_{bp} , es suministrada en el generador para empezar el calentamiento de la solución rica en refrigerante proveniente del depósito (8), provocando la formación de burbujas de vapor que son arrastradas con una pequeña cantidad de líquido a lo largo del tubo de la bomba de burbuja hasta que son separadas. La solución pobre en refrigerante (10) fluye hacia el intercambiador de calor de solución (SHE) donde cede calor a la solución rica en refrigerante (9) y después enviada al absorbedor (11). El vapor rico en refrigerante (1) es entonces enviado al condensador, donde es condensado por medio de un proceso exotérmico, Q_{cond} , por lo que el líquido resultante (2) es mezclado con el gas proveniente del intercambiador de gas (7) y posteriormente introducido al evaporador (3). Como el evaporador es cargado con gas, la presión parcial del líquido disminuye rápidamente y como resultado se comienza la evaporación a baja temperatura, produciendo el efecto frigorífico, Q_{evap} . Al salir del evaporador (4), la mezcla de refrigerante/gas se dirige hacia el intercambiador de calor de gas (GHE), absorbiendo calor del gas (6) e incrementando su temperatura para posteriormente ser enviado al depósito (5). En el absorbedor, el refrigerante es absorbido por el absorbente liberando calor ya sea por enfriamiento con agua o al exterior, Q_{abs} , como el gas es menos denso que el refrigerante, éste es separado (6) y enviado de regreso hacia el intercambiador de calor de gas para continuar el ciclo y el efecto frigorífico.

Refrigerador experimental

El equipo experimental empleado en este trabajo es un refrigerador comercial de pequeña capacidad volumétrica (0.030 m^3) basado en la tecnología difusión-absorción (ver Figura 2). El sistema utiliza tres fluidos de trabajo para producir el efecto frigorífico: amoniaco, agua e hidrógeno, los cuales son usados como refrigerante, absorbente y gas auxiliar respectivamente. En la parte trasera y al fondo de la unidad se localiza un termostato que trabaja en 3 posiciones y es utilizado para controlar la temperatura en el compartimento de alimentos, al mismo tiempo controla los ciclos de encendido y apagado de la resistencia eléctrica (65 W de suministro como energía de entrada) colocada en el fondo de la bomba de burbuja.

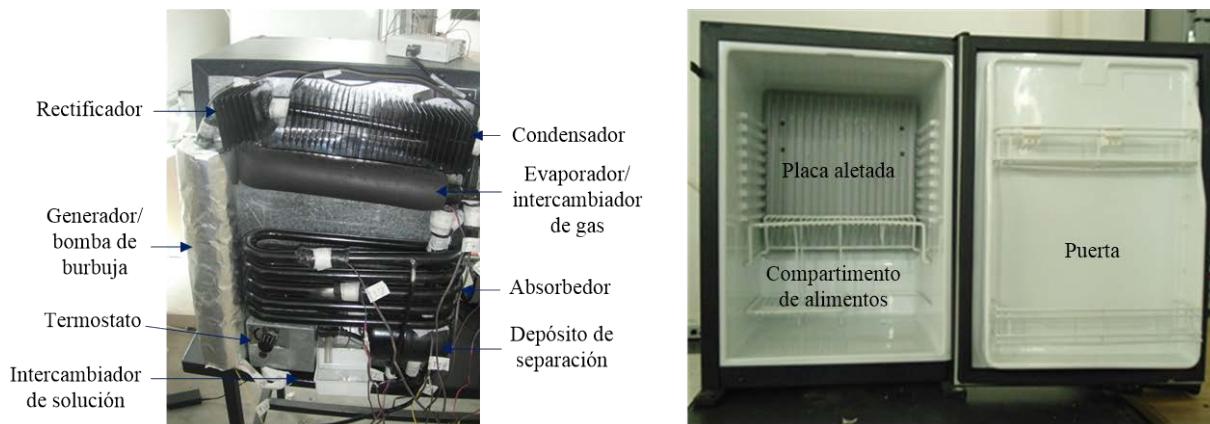


Figura 2. Refrigerador experimental difusión-absorción.

En el interior del refrigerador existe una placa de aluminio con aletas rectangulares que se encuentra en contacto directo con el tubo del evaporador y es por este medio que se efectúa la transferencia de calor con los alimentos. El equipo de refrigeración experimental fue instrumentado con termopares tipo K ($\pm 0.2\text{K}$) colocados en la entrada y salida de los componentes del sistema, así como en las diferentes zonas que conforman el interior del compartimento de alimentos, esto con el objetivo de conocer los perfiles térmicos y con ello, las condiciones de operación del sistema. Las señales generadas por los sensores fueron almacenadas por medio de dos tarjetas de adquisición de datos NI-9213 de *National Instruments*. Posteriormente, el sistema fue conectado por medio de un puerto USB a una computadora que permite monitorear en tiempo real las condiciones del equipo experimental a través del software *Signal Express* programado en el entorno *Labview*. Los resultados obtenidos para cada prueba

durante todo el periodo son exportados y procesados a través de Excel. En la Figura 3 se aprecia la instrumentación y adquisición de datos del refrigerador bajo estudio.

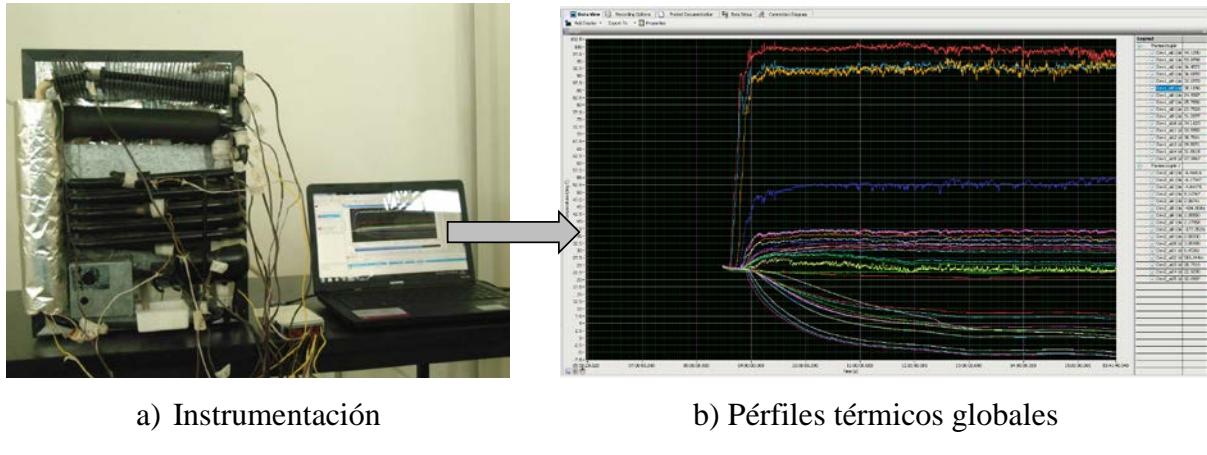


Figura 3. Instrumentación y adquisición de datos.

Evaporador bajo estudio

Para el caso particular de los sistemas de refrigeración difusión-absorción, el evaporador está constituido por un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Por el tubo interior circula amoniaco y el hidrógeno en equicorriente, mientras que por el tubo exterior circula la mezcla de amoniaco/hidrógeno en contraflujo. En la Figura 4 se muestran los parámetros geométricos del evaporador y utilizandos en el modelado. En la figura se aprecia una porción del tubo que corresponde al intercambiador de gas, el cual es integrado al evaporador (delimitado por una línea azul punteada) y utilizado para incrementar el rendimiento energético del sistema (Zohar et al., 2008). Este equipo está formado por un tubo de longitud, L_{evap} , de 0.20 m y un diámetro externo, D_{evap} , de aproximadamente 0.012 m. El objetivo de enfriar el gas proveniente del absorbedor es garantizar bajas temperaturas dentro del evaporador y reducir con ello las pérdidas de calor, permitiendo así un incremento en el rendimiento global del sistema.

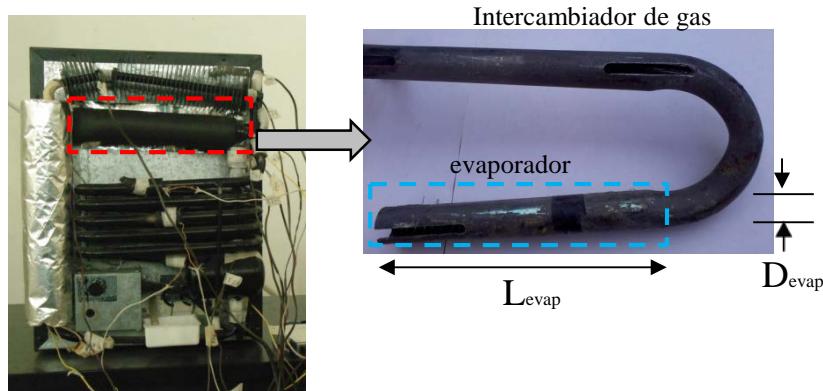


Figura 4. Evaporador del refrigerador experimental.

Acorde a la funcionalidad del termostato se hicieron diversas pruebas, por lo que en la Figura 5 se observan los perfiles térmicos obtenidos del evaporador para las tres posiciones del termostato (baja, media y alta). Cabe mencionar que se instalaron dos termopares a lo largo de la superficie del evaporador y se aislaron con cinta térmica, esto con fines de tener el conocimiento del comportamiento térmico promedio del evaporador. Los resultados revelan que la temperatura constante y más baja de -5.25°C es obtenida cuando el refrigerador opera en la posición más alta del termostato, mientras la temperatura promedio más alta de evaporación es de 5.50°C y se obtiene en la posición baja. Para la posición baja y media se observan fluctuaciones durante las 6 horas de prueba, técnicamente la razón de estas variaciones se debe a que el termostato está compuesto por un interruptor que controla el ON/OFF de la resistencia eléctrica que se activa cuando un sensor interno (bulbo de temperatura) detecta un cambio en la temperatura de evaporación.

Con estos comportamientos térmicos se concluye que, cuando se cambia la posición del termostato se origina un cambio en la condición térmica dentro del espacio refrigerado. Esto se debe a la variación presentada en la temperatura de evaporación y por lo tanto, la variación de presión en el evaporador, y con ello la presión del sistema. Además, otro parámetro que también se ve afectado es la concentración de la solución rica dentro del circuito entre el generador y absorbéndor (ver Figura 1), ocasionando con ello que el flujo másico de la solución pobre también sufra cambios.

Modelado del evaporador

Para llevar a cabo el efecto frigorífico, el evaporador emplea un gas inerte que se utiliza para reducir la presión del refrigerante proveniente del condensador. A este fenómeno se le conoce como ley de Dalton de las presiones parciales, la cual establece que la presión del sistema es la suma de las presiones parciales de sus componentes. Es así, que las condiciones de operación dependen en gran medida de la presión del gas contenido en el evaporador y se establece como:

$$P_h = P_{gen} - P_{evap} \quad (1)$$

Una vez que el amoniaco (refrigerante) y el hidrógeno (gas inerte) son mezclados, la presión y temperatura en el evaporador se reduce. Esto permite que el evaporador absorba calor proveniente del compartimento de alimentos produciendo con ello el efecto frigorífico. Un diagrama representativo del evaporador y los fluidos de trabajo se muestra en la Figura 6, además se ilustran los radios de los tubos.

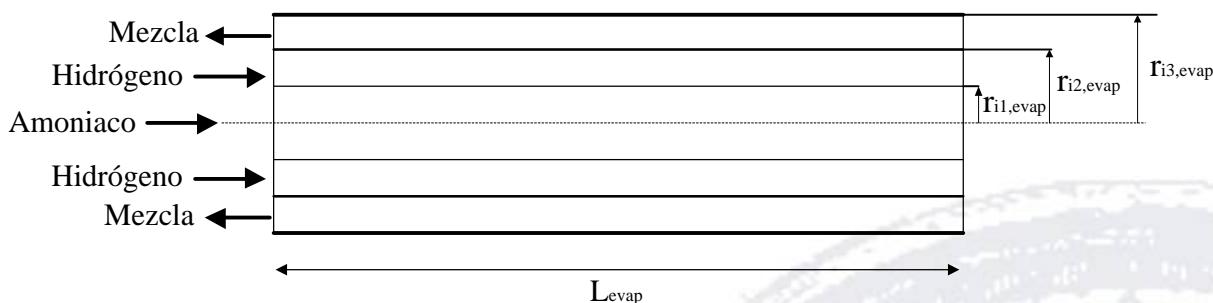


Figura 6. Diagrama esquemático del evaporador y los fluidos de trabajo.

En base a la figura anterior, el coeficiente de trasferencia de calor desde el compartimento de alimentos hacia el tubo del evaporador es determinado a partir del Número de Nusselt mediante la correlación propuesta por Churchill y Chu (1975), la cual puede ser aplicada sobre toda la circunferencia de un cilindro horizontal isotérmico en convección natural:

$$Nu_{evap} = \left[0.6 + \frac{0.387 Ra_{evap}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{evap}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \text{ para } \begin{cases} Ra < 10^{12} \\ Pr > 0.5 \end{cases} \quad (2)$$

Para el caso del tubo liso, el Número de Rayleigh se determina con la siguiente expresión:

$$Ra_{evap} = \frac{g\beta(T_{s,evap} - T_{e,evap})D_{evap}^3}{\alpha_{evap}\vartheta_{evap}^2} \quad (3)$$

Donde el coeficiente de transferencia de calor se estima como:

$$\alpha_{evap} = \frac{Nu_{evap} \lambda_{evap}}{D_{evap}} \quad (4)$$

Por lo tanto, la capacidad frigorífica es obtenida de la siguiente manera:

$$Q_{evap} = \alpha_{evap} A_{b,evap} (T_{s,evap} - T_{e,evap}) \quad (5)$$

El área para el tubo desnudo, $A_{b,evap}$, es definida como:

$$A_{b,evap} = 2\pi r_{i1,evap} L_{evap} \quad (6)$$

Por otra parte, la estimación del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador depende principalmente de las condiciones de entrada y salida de ambos fluidos. Es así, que los valores de UA del evaporador se reducen o se incrementan a medida que se modifican las condiciones de operación del equipo. Un diagrama representando el perfil térmico del evaporador es mostrado en la Figura 7.

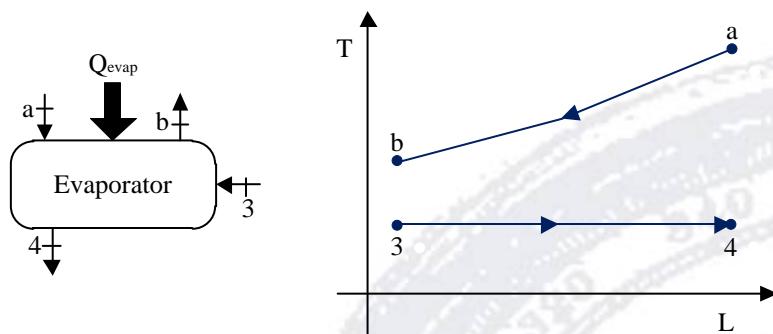


Figura 7. Distribución de temperaturas para el evaporador.

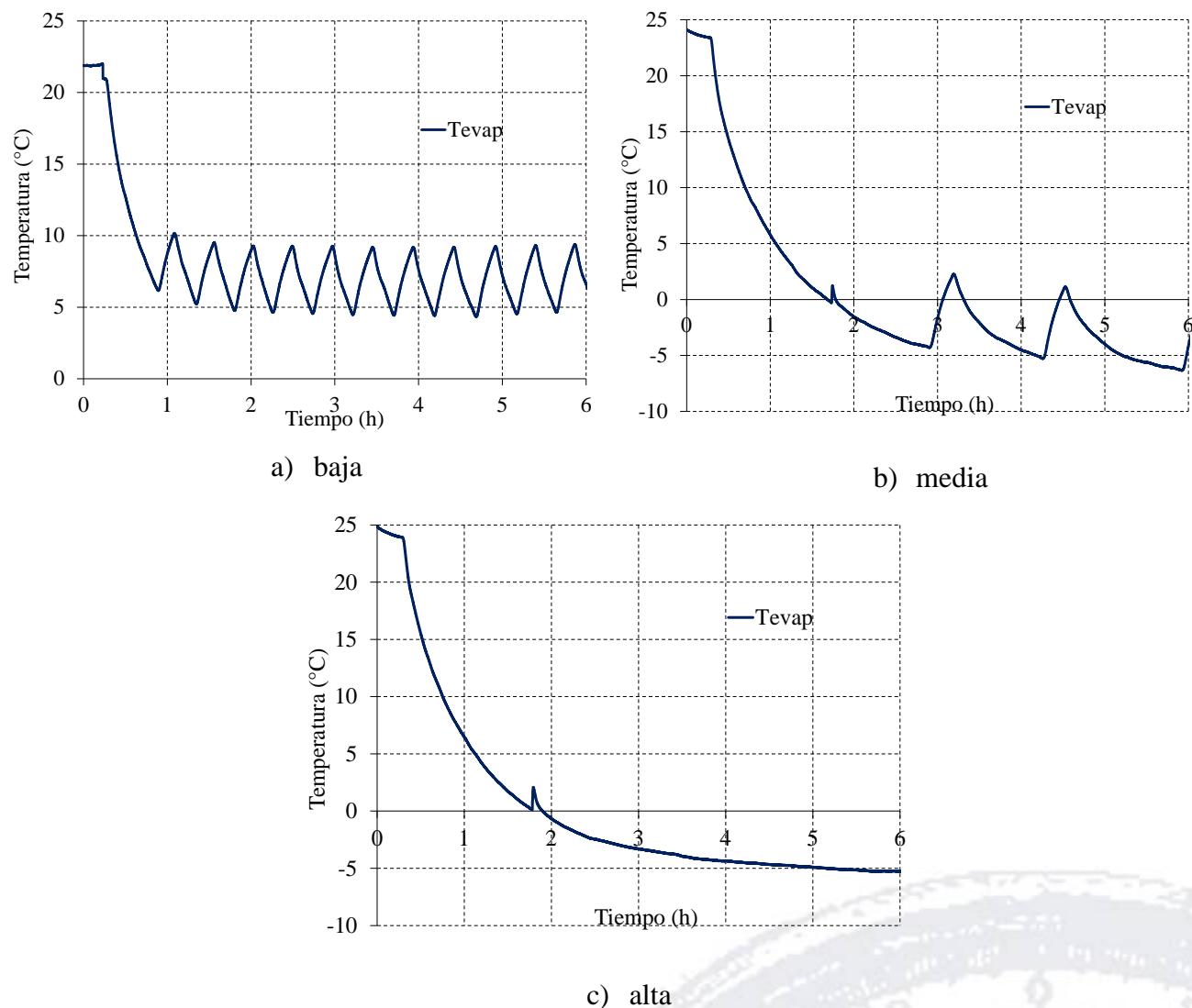


Figura 5. Perfiles de temperatura en el evaporador para las distintas posiciones.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor para flujo interno, la correlación de Chen (1963) es la más recomendada en los estudios de ebullición. En este modelo se postula que los fenómenos de transferencia de calor en ebullición pueden ser entendidos como una superposición de dos fenómenos: transmisión de calor de tipo convectivo, Q_{conv} , y el fenómeno de transferencia de calor en ebullición nucleada, Q_{nb} . La expresión del modelo de superposición propuesto queda expresada de la siguiente forma:

$$Q_{evap} = Q_{conv} + Q_{nb} = S\alpha_p(T_w - T_l) + F\alpha_l(T_w - T_l) \quad (7)$$

El término S , se denomina factor de supresión de la ebullición nucleada tomando valores entre 0 y 1, depende del flujo másico y de la calidad del vapor. El coeficiente de ebullición nucleada se obtiene a partir de correlaciones de ebullición en recintos cerrados propuesta por Forster y Zuber (1955):

$$\alpha_p = 0.00122 \frac{\lambda_l^{0.79} c_{p_l}^{0.45} \rho_l^{0.49} g^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} (\Delta T_s)^{0.24} (\Delta P_s)^{0.75} \quad (8)$$

En la ecuación anterior, el término ΔT_s se refiere a la diferencia de temperaturas entre la pared y la temperatura de saturación del líquido; el término ΔP_s es la diferencia de presiones de saturación del fluido, considerando la temperatura de pared y la temperatura del líquido, respectivamente. Mientras que el término de supresión, S , en el caso de fluidos puros es función del flujo másico y de la calidad del vapor que se expresa como:

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000253 Re_{cf}^{1.17}} \quad (9)$$

El segundo término de la derecha de la ecuación (7) toma en cuenta la transferencia de calor macroscópica. El parámetro F es un término de aumento del coeficiente de transferencia de calor debido a la turbulencia y generada por la diferencia de densidad entre el vapor y el líquido. Para el cálculo del coeficiente convectivo, Chen recomienda el uso de la correlación de Dittus-Boelter.

$$\alpha_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{D_{evap}} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (10)$$

En esta ecuación el Número de Reynolds, Re_l , se obtiene considerando que solo la fracción de líquido circula por el tubo:

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_{evap}}{\mu_l} \quad (11)$$

El factor de aumento de la ebullición convectiva es obtenido como:

$$F = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad (12)$$

Donde, X_{tt} , representa el coeficiente de Martinelli el cual puede ser evaluado a partir de la siguiente correlación empírica:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (13)$$

Por lo tanto, la transferencia de calor para el evaporador (capacidad frigorífica) es determinada por medio de la siguiente expresión:

$$Q_{evap} = (UA)_{evap} DMLT_{evap} \quad (14)$$

$$DMLT_{evap} = \frac{(T_a - T_3) - (T_b - T_4)}{\ln\left(\frac{T_a - T_3}{T_b - T_4}\right)} \quad (15)$$

Otra forma de evaluar la cantidad de calor absorbida por el evaporador, es considerando el salto entálpico. Esta expresión es de gran importancia en el análisis del sistema de refrigeración, ya que es empleada para estimar la cantidad de refrigerante que circula por todo el sistema:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (16)$$

El coeficiente de desempeño del sistema, *COP*, es calculado como sigue:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{bp}} \quad (17)$$

Resultados

En cuanto a las mediciones realizadas en el frigobar, la Figura 8 ilustra el comportamiento térmico del evaporador para las distintas posiciones del termostato, reflejando que la discrepancia térmica se localiza dentro de un margen de error del $\pm 10\%$, una magnitud aceptable que proporciona una buena confiabilidad entre los resultados del modelo desarrollado y lo medido experimentalmente.

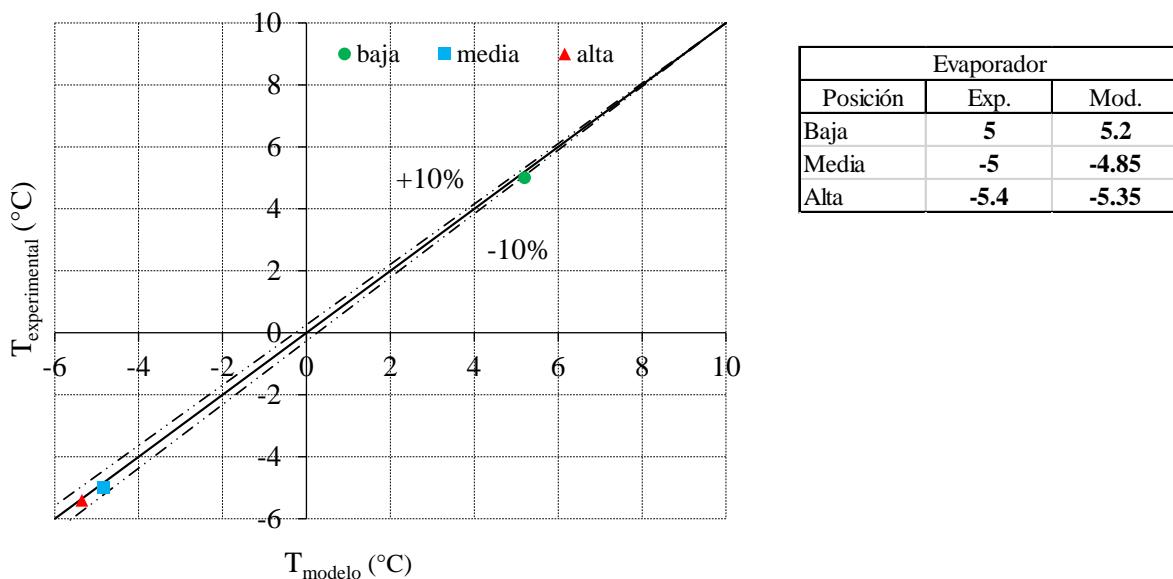


Figura 8. Validación del modelo bajo un comportamiento térmico.

Una vez que el modelo del evaporador ha sido validado y con la confiabilidad que muestra, ahora se aplica para simular el comportamiento energético del sistema de refrigeración difusión-absorción respecto a las condiciones geométricas, para esto, se ha mantenido constante la potencia térmica de entrada a la bomba de burbuja. Por lo tanto, la influencia de la longitud del tubo del evaporador sobre la capacidad de enfriamiento, Q_{evap} y el COP se presenta en la Figura 9, marcando con una línea punteada el valor actual del parámetro geométrico. Los resultados muestran que la longitud del tubo presenta una ligera influencia sobre los parámetros energéticos. Al aumentar la longitud desde un valor de 0.1 m a 0.3 m se obtienen incrementos en la capacidad de enfriamiento y en el COP alrededor del 6% y 2% respectivamente. Esto se debe al hecho que al incrementar la longitud del tubo, una mayor capacidad de enfriamiento es producida ocasionando temperaturas de evaporación ligeramente más bajas, así como una menor presión de operación en dicho componente (ver Figura 10). Aquí se observa que la presión baja del frigobar está por arriba de los 4 bar.

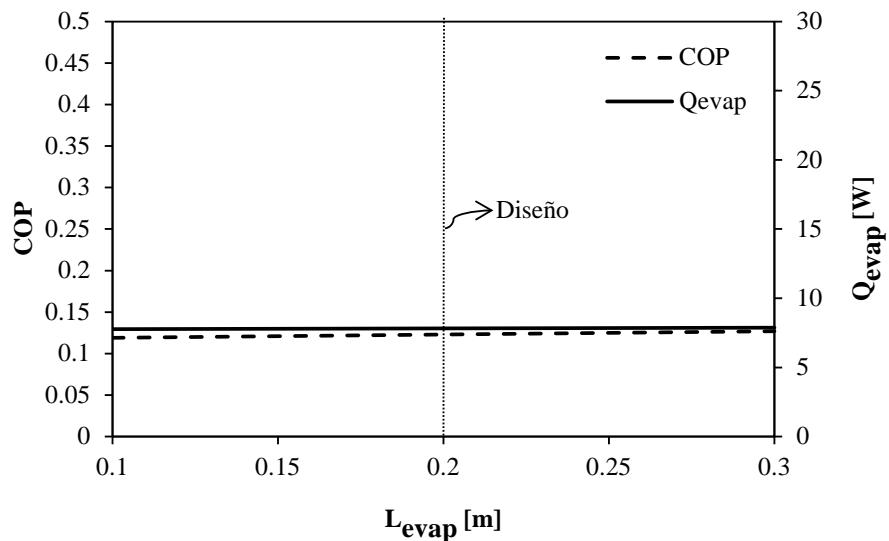


Figura 9. Efecto de la longitud del evaporador sobre el *COP* y *Q_{evap}*.

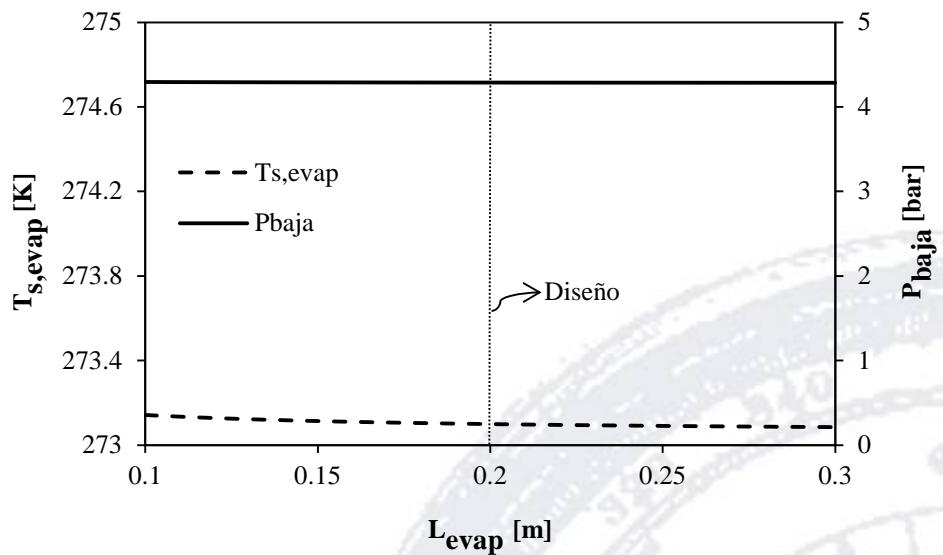


Figura 10. Efecto de la longitud del evaporador sobre la temperatura y la presión.

En base a la longitud del diseño actual (0.2 m), en ambas figuras se aprecia que inclusive la longitud del evaporador puede ser más corta, ya que energéticamente hablando, no se presentan cambios drásticos ni tampoco operacionales. Por lo que esto pudiera representar un ahorro en la manufactura del tubo del evaporador, y si se extrapola a la cantidad de frigobares fabricados, esto representaría un ahorro económico considerable.

Por otro lado, en la Figura 11 se muestra la influencia del diámetro del evaporador, D_{evap} , sobre la capacidad de enfriamiento y el *COP* del sistema. Los resultados muestran que ambos parámetros energéticos no presentan variaciones significativas cuando se varía el diámetro del evaporador. Con lo que respecta a la temperatura y presión de evaporación (ver Figura 12), se observa que estos parámetros operacionales no son influenciados prácticamente por el diámetro del evaporador; aunque es importante señalar que para valores menores a las condiciones de diseño se presenta un ligero incremento en la temperatura de cambio de fase, $T_{s,evap}$, y la presión de operación en el evaporador o presión de baja del sistema, P_{baja} .

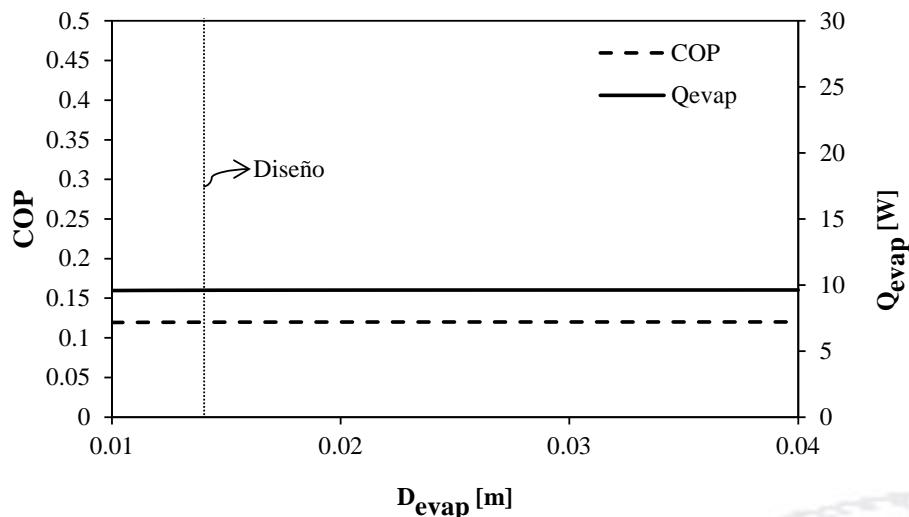


Figura 11. Efecto del diámetro del evaporador sobre el *COP* y Q_{evap} .

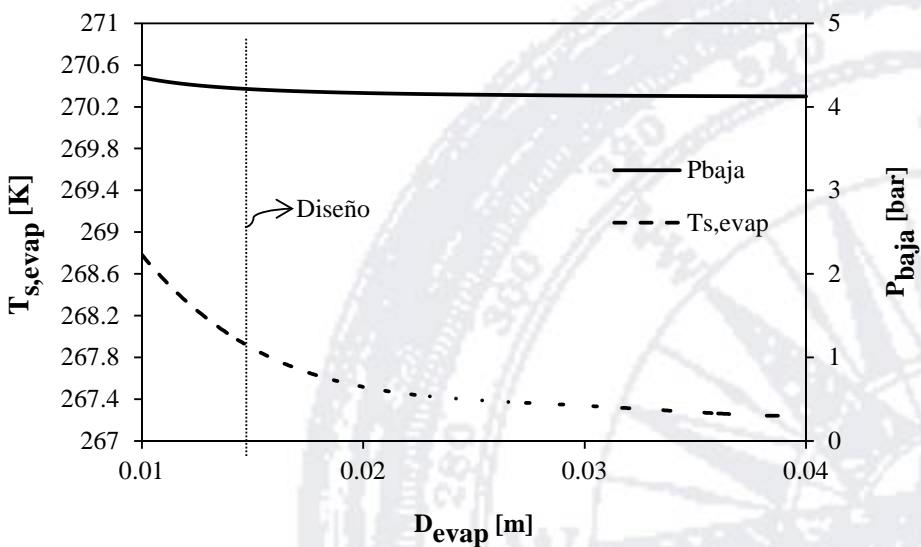


Figura 12. Efecto del diámetro del evaporador sobre la temperatura y la presión.

Se puede decir que el diámetro del evaporador no influye sobre el comportamiento energético del sistema y muy ligeramente en las condiciones de operación. Si comparamos ambos parámetros geométricos, se concluye que la longitud del evaporador es más viable a ser reducida sin alterar el diseño físico exterior del frigobar, consiguiendo así un ahorro considerable.

Conclusiones

En este artículo se presentó la caracterización de un evaporador que forma parte de un frigobar comercial basado en la tecnología difusión-absorción. El modelo se basó principalmente en fundamentos físicos, correlaciones empíricas y parámetros geométricos, de estos últimos se analiza su influencia sobre parámetros energéticos como: capacidad frigorífica y desempeño energético del sistema experimental, además el comportamiento de la temperatura superficial del evaporador y la presión de baja del sistema. Se concluye que de ambos parámetros geométricos, la longitud influye más sobre el comportamiento energético y el diámetro ligeramente sobre las condiciones de operación. Sin embargo y debido a no presentar cambios bruscos en el comportamiento energético, desde el punto de vista de diseño la longitud del evaporador es una variable que puede ser reducida con fines de optimización y ahorro en el proceso de manufactura.

Es así que en este trabajo, se ha mostrado una extensión del análisis a este tipo de sistemas de refrigeración haciendo énfasis en la geometría del evaporador. Por lo que se pretende que investigadores o fabricantes amplíen sus análisis en distintos componentes con la finalidad de buscar mejoras energéticas y optimización en el diseño de equipos.

Nomenclatura

| | |
|----------|--|
| cp | calor específico [kJ/kg K] |
| g | gravedad [m/s^2] |
| G | velocidad másica [$kg/m^2 s$] |
| h | entalpía [kJ/kg] |
| h_{fg} | calor latente [kJ/kg] |
| P | presión [bar] |
| Pr | número de Prandtl |
| Q_{bp} | calor suministrado al sistema (bomba de burbuja) [W] |
| T | temperatura [$^{\circ}C$, K] |
| x | calidad |

Símbolos griegos

| | |
|-------------|---|
| β | coeficiente de expansión térmica [1/K] |
| ρ | densidad [kg/m ³] |
| λ | conductividad térmica [W/m K] |
| μ | viscosidad dinámica [Pa s] |
| σ | tensión superficial [N/m] |
| ϑ | viscosidad cinemática [m ² /s] |

Subíndices

| | |
|-------------|--|
| <i>a</i> | entrada del evaporador secundario |
| <i>b</i> | base (superficie del tubo), salida evaporador secundario |
| <i>cf</i> | bifásico |
| <i>e</i> | entrada |
| <i>evap</i> | evaporador |
| <i>gen</i> | generador |
| <i>h</i> | hidrógeno |
| <i>l</i> | líquido |
| <i>ref</i> | refrigerante |
| <i>s</i> | superficie del evaporador, salida |
| <i>v</i> | vapor |
| <i>w</i> | pared |

Referencias

- Belman J.M., Navarro-Esbrí J., Ginestar D. y Milian V. (2009). Steady-state model of a variable speed vapor compression system using R134a as working fluid. International Journal of Energy Research, 34, 933-945.
- Belman-Flores J.M., Rodríguez-Muñoz J.L., Rubio-Maya C., Ramírez-Minguela J.J., Pérez-García V. (2014). Energetic analysis of a diffusion-absorption system: a bubble pump under geometrical and operational conditions effects. Applied Thermal Engineering, 71, 1-10.
- Chen J.C. (1963). A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Industrial Engineering Chemistry and Process Design Development, 5, 322-329.
- Chen J., Kim K.J. y Herold K.E. (1996). Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator. International Journal of Refrigeration, 19, 208-218.
- Churchill S.W. y Chu H.H.S. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from horizontal cylinders. International Journal of Heat and Mass Transfer, 18, 1049-1053.

Delano A. (1998). Design analysis of the Einstein refrigeration cycle. Ph.D. dissertation, Georgia Institute of Technology.

Ezzine N., Garma R., Bourouis M. y Bellagi A. (2010). Experimental studies on bubble pump operated diffusion absorption machine based on light hydrocarbons for solar cooling. *Renewable Energy*, 35, 464-470.

Forster H.K. y Zuber N. (1955). Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AiChe Journal*, 1, 531-535.

Gutiérrez F. (1998). Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation. *Solar Energy*, 40, 17-23.

Koyfman A., Jelinek M., Levy A. y Borde I. (2003). An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1881-1894.

Rodríguez-Muñoz J.L. y Belman-Flores J.M. (2014). Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30, 145-153.

Shelton S.V. y White S. (2002). Bubble pump design for single pressure absorption refrigeration cycles. *ASHRAE Transactions*, 108, 1-10.

Smirnov G.F., Bukraba M.A., Fattuh T. y Nabulsi B. (1996). Domestic refrigerators with absorption-diffusion units and heat transfer panels. *International Journal of Refrigeration*, 19, 517-521.

Srikrin P. y Aphornratana S. (2002). Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1181-1193.

Starace G. y De Pascalis L. (2013). An enhanced model for the design of diffusion absorption refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 36, 1495-1503.

Vicatos G. y Bennett A. (2007). Multiple lift tube pump boost refrigeration capacity in absorption plants. *Journal of Energy in Southern Africa*, 18, 49-57.

Zohar A., Jelinek M., Levy A. y Borde I. (2008). The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system. *International Journal of Refrigeration*, 31, 962-969.