

Diseño matemático de un evaporador coaxial en régimen transitorio trabajando con dióxido de carbono como refrigerante

Marlin Maldonado-Pérez ^a, Juan García-Pabón ^b & José Bermúdez-Santaella ^c

^a Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, Colombia. marlinsurelymp@ufps.edu.co

^b Dpto de electricidad y electrónica, Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, Colombia. jjgp.ufmg@gmail.com

^c Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Brasil. joserocardobs@ufps.edu.co

Resumen— En el presente estudio de investigación se desarrolló el diseño matemático de un evaporador coaxial en régimen transitorio en el cual se utilizó como refrigerante el dióxido de carbono. Teniendo en cuenta las características dominantes en este estudio para obtener un diseño adaptado a favorecer y dar rendimiento óptimo en este proceso. Para tal fin se desarrolló una metodología que se centra en el desarrollo de entradas y salidas del comportamiento del refrigerante en mención. Por lo tanto, podemos decir que se elaboró un algoritmo que se implementó con la herramienta “EES” y nos proporcionó un gran aporte para poder desarrollar el análisis e interpretación de los resultados obtenidos.

Palabras Clave— evaporador; diseño; refrigeración y dióxido de carbono.

Recibido: 4 de julio de 2018. Revisado: 3 de septiembre de 2018. Aceptado: 11 de septiembre de 2018.

Mathematical design of a coaxial evaporator in regime transient working with carbon dioxide as refrigerant

Abstract— In the present study of investigation there developed the mathematical design of the evaporating coaxial one in transitory regime in which the carbon dioxide was in use like cooling. Having in it counts the dominant characteristics in this study to obtain a design adapted to favoring and giving ideal performance in this process. For this purpose, a methodology was developed that focuses on the development of inputs and outputs of the refrigerant behavior in question. Therefore, we can say that there was elaborated an algorithm that was implemented in the tool “EES” and provided a great contribution to us to be able to develop the analysis and interpretation of the obtained results.

Keywords— evaporating; design; refrigeration and carbon dioxide.

1 Introducción

En la actualidad existen formas de efectuar regresiones que conlleven a estudiar las características y efectos que prevalecen en el diseño de los evaporadores orientados a los procesos de refrigeración industrial. Estos proporcionan grandes cantidades de componentes contaminantes que se debe disminuir por los efectos que proporcionan al medio ambiente, por tal razón se ve con preocupación el estudio más específico de estos compuestos como disminuirlos. En este trabajo se centra en diseñar y tener en cuenta el comportamiento del refrigerante teniendo como soporte fundamental las características, ya que se necesita tener como elementos fundamentales los puntos de las propiedades termodinámicas, viendo más puntual las características a través de investigadores que trabajan en las respectivas regresiones.

Entre esta están las formuladas para la saturación por Xiande Fang, Petukhov & Roysen y para el sobrecalentados por Dittus Boelter. Otro aspecto importante es la eficiencia que se presenta a través del estudio de Incropera & De Witt [1].

2 Metodología del diseño

Para realizar el diseño matemático del evaporador coaxial en régimen transitorio, se calculará las correlaciones necesarias para determinar la longitud total del sistema; teniendo en cuenta la función que realiza el evaporador, los parámetros establecidos y los datos de entrada y salida del sistema.

2.1 Propiedades termodinámicas del evaporador

Se realizará un análisis termodinámico y de transferencia de calor para el evaporador coaxial, estableciendo los volúmenes de control, fases del proceso, entradas y salidas e intercambios de calor entre ellos

2.2 Balance de energía

Se trabajará con un tubo concéntrico de PVC que en el interior contiene un tubo de cobre, el cual produce una evaporación al refrigerante por medio del flujo del agua. Para el análisis se considera que:

- El evaporador está en estado transitorio.
- La fase de saturación se divide en 10 interacciones.
- El evaporador realiza el proceso de saturación y sobrecalentamiento.
- La presión siempre se mantiene constante.
- La temperatura del agua siempre se va disminuir en todo el proceso del evaporador
- La temperatura del dióxido de carbono permanece constante en el proceso de saturación, mientras que en el proceso de sobrecalentado aumenta.
- En el proceso de saturación, el agua no estará saturada sino en líquido comprimido en todo el proceso.
- Para el estado del agua se relaciona con el proceso en el que está el refrigerante.
- El proceso de saturación es un proceso bifásico, mientras en el proceso de sobrecalentado es monofásico.

Para el volumen de control se establece el balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica [2]:

Como citar este artículo: Maldonado-Pérez, M., García-Pabón, J. and Bermúdez-Santaella, J., Diseño matemático de un evaporador coaxial en régimen transitorio trabajando con dióxido de carbono como refrigerante. Educación en Ingeniería, 14(27), pp. 48-53, Agosto 2018 - Febrero, 2019.

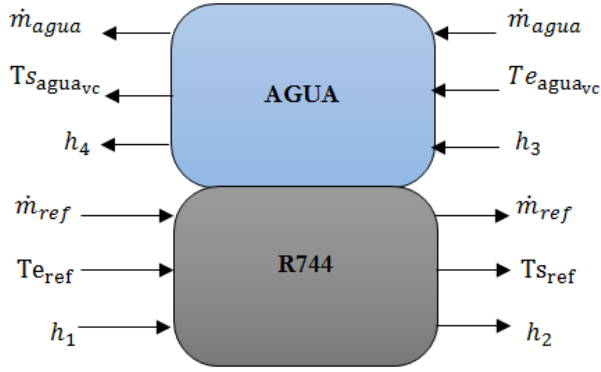


Figura 1 Volumen de control para el análisis termodinámico del evaporador.
Fuente: Los autores

Balace de energía para el dióxido de carbono:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1) \quad (1)$$

Balace de energía para el agua:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} * (h_4 - h_3) \quad (2)$$

Balace de energía general del evaporador:

$$\dot{Q}_{1-2}^0 = \dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1) + \dot{m}_{agua} * (h_4 - h_3) \quad (3)$$

2.3 Ecuaciones del diseño

El diseño está establecido a partir de ecuaciones para cada sección del evaporador estudiado en contracorriente, basándonos en las especificaciones que se obtiene del proceso en régimen transitorio.

Se mostrará las ecuaciones, cálculos y procesos que se utilizaron en las fases del evaporador, teniendo en cuenta las propiedades del proceso, del fluido refrigerante y del agua.

2.3.1 Saturación

En esta fase la temperatura y presión del refrigerante se mantiene constante, por otro lado, la temperatura del agua comienza a disminuir desde su inicio, produciendo una cantidad de energía que es absorbida o liberada durante el calor latente de vaporización.

Se define la temperatura media de la fase, donde podemos calcular mediante la Fig. 3 que muestra el perfil de temperatura para un evaporador, el cual solo se calculará para el agua porque el refrigerante permanece constante.

$$T_{med_{sat}} = \frac{(T_{e_{agua_{vc}}} + T_{s_{agua_{vc}}})}{2} \quad (4)$$

Para hallar la $T_{s_{agua}}$ se utilizó la siguiente ecuación:

$$T_{s_{agua}} = \frac{\dot{m}_a * C_{p_a}}{Q_{tot}} - T_{e_{agua}} \quad (5)$$

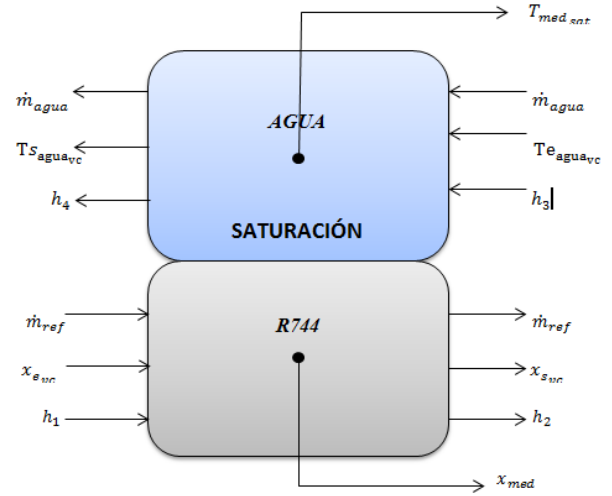


Figura 2 Balace de energía para el proceso de saturación.
Fuente: Los autores

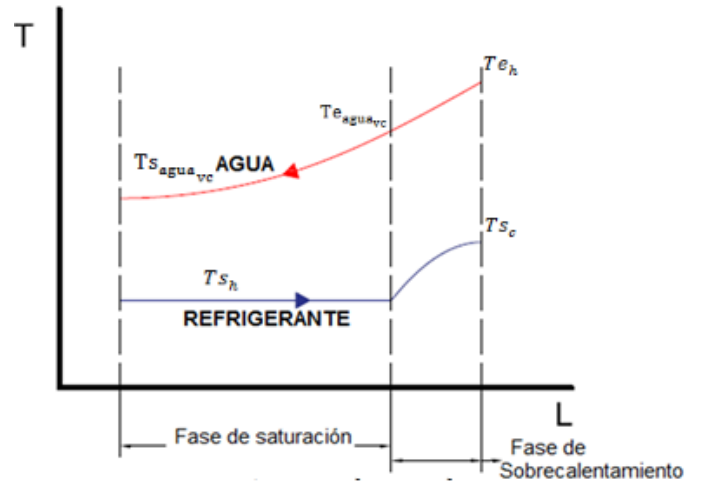


Figura 3 Perfil de temperatura para el evaporador.
Fuente: Los autores

Dónde:

$$Q_{tot} = 3000 \quad (6)$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a * \rho_a$$

$$\dot{V}_a = 1.5 * 10^{-4} \quad (7)$$

• Correlación de Xiande Fang

En la ec. (6) se establece la correlación de Xiande Fang [3], con el fin de obtener el coeficiente de transferencia de calor para la fase de saturación.

$$hi_{sat} = \frac{Nu_{isat} * k_{ref_{sat}}}{d_{int}} \quad (6)$$

Dónde:

$$Nu_{isat} = \frac{0.00061 * (S+F) * Re_l * Fa^{0.11} * Pr_{ref_{sat}}^{0.4}}{\ln\left(\frac{1.024 * \mu_{l_{ref}}}{\mu_{l,w_{ref}}}\right)} \quad (7)$$

$$S = 41000 * Bo^{1.13} - 0.275 \quad (8)$$

$$Bo = \frac{\dot{q}_s}{G_c * \Delta h_{vap}} \quad (9)$$

$$\dot{q}_s = \dot{m}_{agua} * Cp_{med_{agua}} * \left(\frac{T_{e_{agua}} - T_{s_{agua}}}{A_{sup}} \right) \quad (10)$$

$$A_{sup} = \pi * d_{ext} * L_r \quad (11)$$

El valor de L_r es la longitud total del evaporador, el cual es la distancia que se está calculando, por tal motivo se asume.

$$F = \left(\frac{x_{med}}{1 - x_{med}} \right)^a * \left(\frac{\rho_{l,ref}}{\rho_{vp,ref}} \right)^{0.4} \quad (12)$$

Tabla 1.

Parámetro para la variable a

Variable	Ecuaciones	Condiciones
a	$0.48 + 0.00524 * (Re_l * Fa^{0.11}) - 5.9 * 10^6 * (Re_l * Fa^{0.11})^{1.85}$	$Re_l * Fa^{0.11} < 600$
	0.87	$Re_l * Fa^{0.11} \geq 600$ y $Re_l * Fa^{0.11} \leq 6000$
	160.8	$Re_l * Fa^{0.11} > 6000$
	$(Re_l * Fa^{0.11})^{0.6}$	

Fuente: Fang, X. [3]

Por último, se utilizan las ecuaciones del número de Reynolds y Fang

$$Re_l = \frac{(1 - x_{med}) * G_c * d_{int}}{\mu_{l,ref}} \quad (13)$$

$$Fa = \frac{(\rho_{l,ref} - \rho_{v,ref}) * \sigma}{G_c^2 * d_{int}} \quad (14)$$

Para hallar la calidad media se realiza utilizando el balance de energía de la fase de saturación, donde se utilizando la calidad de entrada en los volúmenes de control x_{vc_e} que es igual a la calidad de entrada del refrigerante x_{e_c} .

$$x_{med} = \frac{(x_{vc_s} + x_{vc_e})}{2} \quad (15)$$

Para la ecuación anterior se necesita hallar la calidad de salida de los volúmenes de control, el cual se halla mediante la siguiente ecuación:

$$x_{vc_s} = x_{e_c} + \left(\frac{1 - x_{e_c}}{N} \right) \quad (16)$$

• Correlación de Petukhov & Roysen

Mediante esta nueva correlación se halla el coeficiente de transferencia de calor para el agua, el cual se produce en un espacio anular [4]:

$$ho_{sat} = \frac{Nu_{sat} * k_{agua_{sat}}}{D_h} \quad (17)$$

Dónde:

$$Nu_{sat} = 0.023 * Re_{agua_{sat}}^{0.8} * Pr_{agua_{sat}}^{0.4} * (1 - \varphi) * \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}} \right)^n \quad (18)$$

$$Re_{agua_{sat}} = \left(\frac{4 * \dot{m}_{agua}}{\pi * D_h * \mu_{agua_{ref}}} \right) \quad (19)$$

$$\varphi = \frac{0.45}{2.4 + Pr_{agua_{sat}}} \quad (20)$$

$$n = 0.16 * Pr_{agua_{sat}}^{-0.15} \quad (21)$$

$$D_h = D_{int} - d_{ext} \quad (22)$$

• Eficiencia de NTU

Se utiliza el método de NTU para poder despejar el área de saturación, con motivo de hallar la longitud en esta fase [5].

$$NTU = \frac{U_{sat} * A_{sat}}{C_{min_{sat}}} \quad (23)$$

$$A_{sat} * U_{sat} = NTU * C_{min_{sat}} \quad (24)$$

$$A_{sat} = \frac{NTU * C_{min_{sat}}}{U_{sat}} \quad (25)$$

Utilizando la ecuación del libro de la Incropera & De Witt, podemos hallar la relación de NTU para un intercambiador de calor.

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (26)$$

Remplazamos la relación de NTU en la ecuación del área de saturación.

$$A_{sat} = \frac{-\ln(1 - \varepsilon) * C_{min_{sat}}}{U_{sat}} \quad (27)$$

Dónde:

$$C_{agua_{sat}} = \dot{m}_{agua} * Cp_{agua_{sat}} * F_{sat} \quad (28)$$

$$C_{ref_{sat}} = \dot{m}_{ref} * Cp_{ref_{sat}} \quad (29)$$

Se utiliza el $C_{agua_{sat}} \rightarrow C_{min_{sat}}$ por que $C_{ref_{sat}}$ tiende al infinito para la región de saturación.

El F_{sat} es una fracción de la longitud total del tubo que se requiere en la sección, este valor será asumido al principio, el cual es el inverso del número de volúmenes de control.

Para hallar la eficiencia del proceso de saturación, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_{sat}}{\dot{q}_{max_{sat}}} \quad (30)$$

Dónde:

$$\dot{q}_{sat} = \dot{m}_{ref} * \frac{(h_{vap_{ref}} - h_{ent_{ref}})}{N} \quad (31)$$

$$\dot{q}_{max_{sat}} = C_{min_{sat}} * (T_{s_{agua_{vc}}} - T_{e_{ref}}) \quad (32)$$

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, se utilizan los coeficientes de transferencia de calor anteriores

$$U_{sat} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_{sat}}} + \frac{1}{h_{o_{sat}}}} \quad (33)$$

Para hallar la longitud de saturación se utilizó la ecuación del área del tubo:

$$A_{sat} = \pi * d_{ext} * L_{sat} \quad (34)$$

$$L_{sat} = \frac{A_{sat}}{\pi * d_{ext}} \quad (35)$$

En este proceso, se calcula la longitud en cada volumen de control, para así sumar todas las longitudes y tomar ese valor como una longitud total en la región de saturación.

Para la corrección del valor de F_{sat} , se vuelve a calcular nuevamente el factor para cada volumen de control.

$$F_{a_{sat}} = \frac{L_{sat}}{L} \quad (36)$$

Se repite el método NTU con este nuevo factor corregido. Esta interacción debe ser realizada hasta conseguir un error mínimo de 0,02 entre el factor anterior y el actual.

2.3.2 Sobrecalentamiento

En esta fase la temperatura del agua sigue disminuyendo, mientras que la temperatura del dióxido de carbono aumenta en el cual es mayor que la del punto de ebullición, en esta fase no se divide en interacciones.

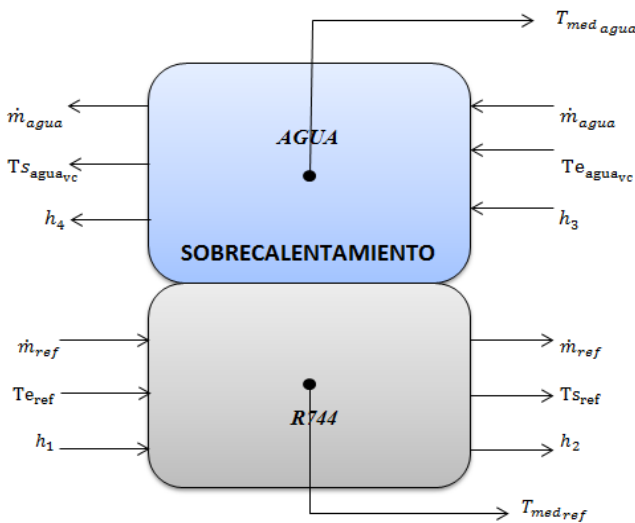


Figura 4 Balance de energía para el proceso de sobrecalentamiento.
Fuente: Los autores.

De acuerdo a la Fig. 4 del perfil de temperatura para un evaporador, se podrá hallar las temperaturas medias del refrigerante y del agua

$$T_{med_{ref}} = \frac{T_{e_{ref}} + T_{s_{ref}}}{2} \quad (38)$$

$$T_{med_{agua}} = \frac{T_{s_{agua}} + T_{e_{agua}}}{2} \quad (39)$$

• Correlación de Dittus Boelter

Mediante esta correlación se halla el coeficiente de transferencia de calor para el dióxido de carbono, se utiliza esta ecuación por el cambio en proceso, bifásico a monofásico [6].

$$h_{i_{sob}} = \frac{Nu_{sob} * k_{ref_{sob}}}{d_{int}} \quad (40)$$

Dónde:

$$Nu_{sob} = 0.023 * Re_{ref_{sob}}^{\frac{4}{5}} * Pr_{ref_{sob}}^{0.4} \quad (41)$$

$$Re_{ref_{sob}} = \frac{G_c * d_{int}}{\dot{m}_{ref}} \quad (42)$$

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor para el agua se utilizan las ec. (17)-(23) de la correlación de Petukhov & Roysen para un espacio anular. Solo se tiene que cambiar los datos de saturación a sobrecalentamiento.

• Eficiencia de NTU

Se utiliza el mismo procedimiento de la fase de saturación. El cual se utiliza las mismas ec. (24)-(27) utilizando los datos en sobrecalentamiento:

$$A_{sob} = \frac{-\ln(1-\epsilon) * C_{min_{sob}}}{U_{sob}} \quad (43)$$

Dónde:

$$C_{agua_{sob}} = \dot{m}_{agua} * C_{p_{agua_{sob}}} * F_{sob} \quad (44)$$

$$C_{ref_{sob}} = \dot{m}_{ref} * C_{p_{ref_{sob}}} \quad (45)$$

En este proceso si utilizamos el menor número entre las dos capacitancias térmicas del flujo para buscar el $C_{min_{sob}}$.

El F_{sob} es una fracción de la longitud total del tubo que se requiere en la sección, este valor será asumido al principio.

$$F_{sob} = 0.05 \quad (46)$$

La eficiencia del proceso de sobrecalentamiento, se calcula utilizando las ec. (31)-(33) utilizando los valores en la fase de sobrecalentado.

En el proceso del coeficiente global de transferencia de calor, se utiliza la ec. (34) cambiando los valores hallados en el proceso de sobrecalentado.

Para halla la longitud de sobrecalentamiento se utiliza la ec.

(35) del área del tubo con valores de sobrecalentamiento.

$$L_{sob} = \frac{A_{sob}}{\pi \cdot d_{ext}} \quad (47)$$

El cálculo de la longitud total se realiza mediante la sumatoria de las dos longitudes halladas en cada fase:

$$L_{tot} = L_{sat} + L_{sob} \quad (48)$$

Por último se realiza la correlación del valor de F_{sob} en el que se realiza igual que la fase de saturación solo que se cambian los datos a sobrecalentamiento, recordar que debe cumplir con la sugerencia de conseguir un error mínimo de 0,02 y se realiza mediante la ecuación:

$$F_{a_{sob}} = \frac{L_{sob}}{L_{tot}} \quad (49)$$

3 Resultados

De acuerdo a los cálculos y procedimiento que se utilizaron anteriormente, se realizaron los siguientes flujogramas, en el cual, se dividen por las fases y el último tiene como fin hallar la longitud total del evaporador coaxial.

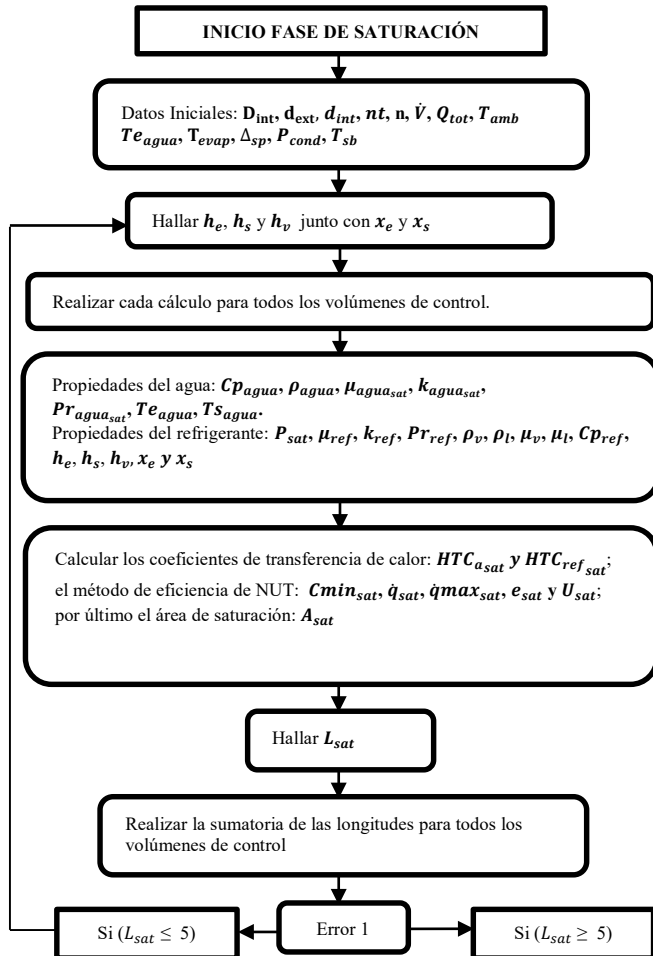


Figura 5 Flujograma del diseño matemático en la fase de saturación. Fuente: Los autores

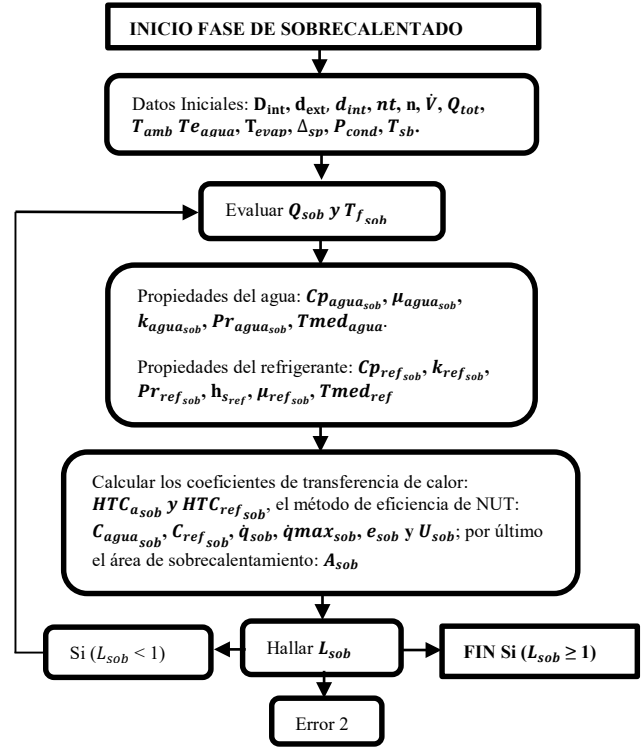


Figura 6 Flujograma del diseño matemático en la fase de sobrecalentamiento. Fuente: Los autores

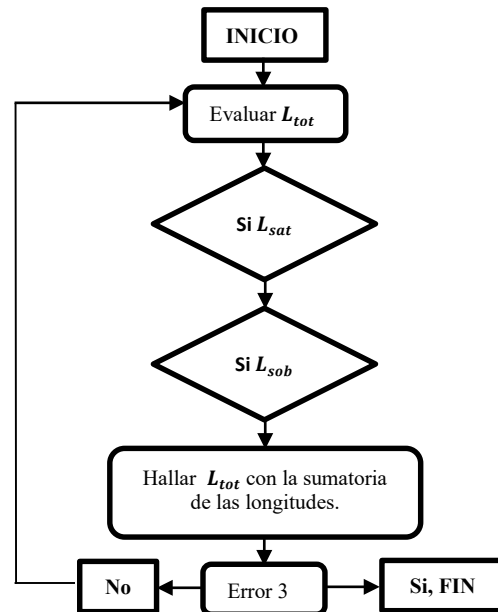


Figura 7. Flujograma del diseño matemático para el evaporador coaxial. Fuente: Los autores

A continuación, se mostrará las gráficas que se obtuvieron mediante el cálculo del diseño del evaporador, teniendo en cuenta las anteriores correlaciones; el cual se aplica para la parte de saturación por el número de interacciones.

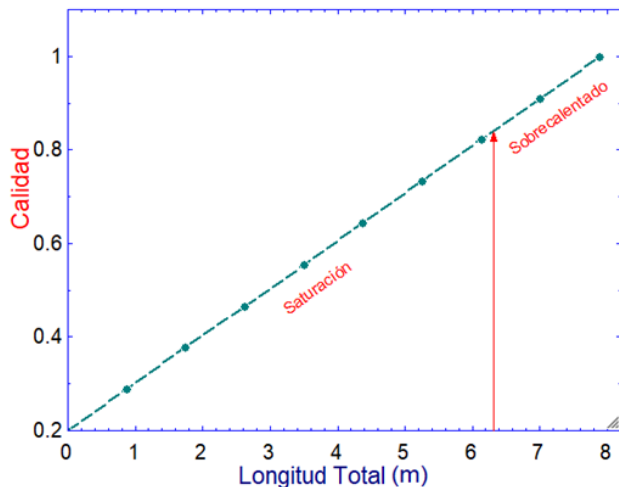


Figura 8 Calidad en función a la longitud
Fuente: Los autores

En la Fig. 8, se puede observar la relación entre la sección ocupada por el vapor y la sección ocupada por la mezcla bifásica, se puede observar que la fracción de vacío comienza desde 0.2 y a medida que va avanzando aumenta hasta llegar a 1, donde el líquido ya se encuentra en vapor sobrecalentado.

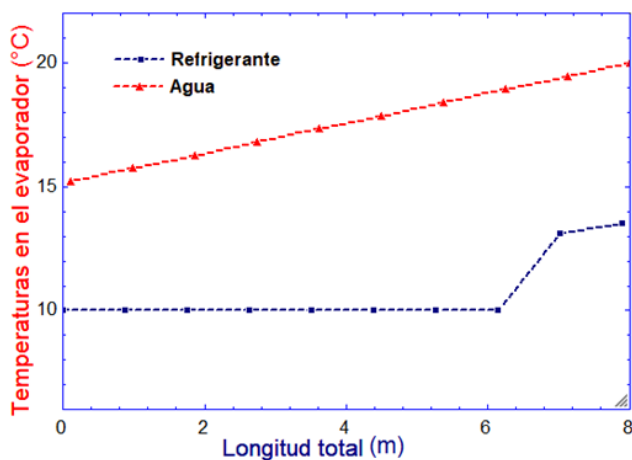


Figura 9 Temperaturas en el evaporador en función a la longitud.
Fuente: Los autores

En la Fig. 9, se puede observar las temperaturas en el evaporador en función de la longitud, donde se aprecia que la temperatura del refrigerante permanece constante en la fase de saturación con una temperatura de 10 °C, cuando llega a la fase de sobrecalentado aumenta hasta llegar a una temperatura de 13.5 °C, mientras que la temperatura del agua desde que entra al evaporador a una temperatura de 20 °C, disminuye en su proceso, hasta salir a una temperatura de 15.21. Esta grafica tiene similitud con la Fig. 3.

4 Conclusiones

Para el diseño del evaporador se debe tener en cuenta, que cuando se habla de agua saturada o sobrecalentada no significa

que el agua estará en esa fase, sino que se relaciona al proceso en el que se encuentra el refrigerante; el cual, el agua siempre va a permanecer en estado líquido.

Para la construcción del evaporador no se necesita un tubo con mayor espesor, en el cual en la Universidad Federal de Mina Gerais ya han trabajado con CO₂ y poseen tubos capaces de soportar altas presiones sin necesidad de tener un tubo con gran espesor y aun así el tubo sigue siendo flexible a pesar de todo.

El compresor debe resistir altas presiones, no significa que va a consumir más energía, al contrario; por las características del CO₂ que incluyen mejor coeficiente de transferencia de calor haciendo que la máquina sea de un tamaño moderado, por lo tanto el compresor va hacer más pequeño para una misma capacidad de refrigeración y mucho más eficiente, la razón es que su volumen de desplazamiento es menor que otros equipos con diferentes fluidos.

Referencias

- [1] Machado, L., Modele de simulation et etude experimentale d'un evapourateur de machine frigorifique en regime transitoire. Lyon – Francia. L'institut National Des Sciences Appliquees De Lyon. 1996.
- [2] Yunus, C. and Afshin, J., Transferencia de calor y masa. México. McGraw-Hill, 4ta Edición. 2011.
- [3] Fang, X., A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide. New York - U.S.A. Revista: International Journal of Heat and Mass Transfer, 64, pp. 802-807, 2013.
- [4] Zakauskas, A., High-performance single-phase heat transfer. New York – U.S.A. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [5] Incropera and De Witt, Fundamentos de transferencia de calor. U.S.A. McGraw-Hill, 4ta Edición. 1999
- [6] Welty, J.R., Transferencia de calor aplicada a la ingeniería. Corvallis, U.S.A. Universidad Estatal de Oregon. 1996.

M.S. Maldonado-Pérez, recibió el título de Ing. Mecánica en 2017, de la Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, Colombia. Actualmente estudiante de Maestría en Mantenimiento Industrial de la Universidad Nacional Experimental del Táchira, San Cristóbal, Venezuela. Se desempeñó en el grupo de investigación de procesos industriales (GIDPI), cuyas áreas de interés son: aire acondicionado, sistemas térmicos, transferencia de calor, termodinámica, mantenimiento industrial y refrigeración.
ORCID: 0000-0003-1137-1328

J.J. García-Pabón, recibió el título de Ing. Electromecánica en 2012, de la Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, Colombia. Recibió el título de MSc. en Ingeniería Mecánica en 2014 y el Dr. en Ingeniería Mecánica en 2018, todos ellos de la Universidad Federal de Mina Gerais, Belo Horizonte, Brasil. Se desempeñó en el grupo de investigación de procesos industriales (GIDPI) y en el grupo refrigeración y aire acondicionado (GREA). Investigador con el perfil académico multidisciplinario, proactivo y dispuesto a afrontar nuevos retos con gran dedicación. Cuyas áreas de interés son: sistemas de refrigeración de calor y fluidos, automatización, control e instrumentación de procesos. Actualmente es profesor del instituto de ingeniería mecánica de la Universidad Federal de Itajuba, Brasil.
ORCID: 0000-0002-1894-534X

J.R. Bermúdez-Santaella, recibió el título de Ing. Electricista en 1991 de la Universidad Industrial de Santander, Cúcuta, Colombia. Recibió el título de MSc. en Automatización, Control e Instrumentación en 2016 de la Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela. Es líder del Grupo de Investigación de Desarrollo en Procesos Industriales (GIDPI) y docente de la Facultad de Ingeniería. Sus áreas de interés son: automatización, control, comportamiento de calderas, motores de combustión interna y turbocargadores. Cuenta con experiencia en el sector industrial.
ORCID: 0000-0001-9265-0083