

Revisión del cálculo del coeficiente de traspaso de calor en ebullición en minicanales y microcanales

Review of heat transfer coefficient calculation in boiling in minichannels and microchannels

César-Arnaldo Cisneros-Ramírez

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER, La Habana, Cuba

Correo electrónico: cesar@ceter.cujae.edu.cu

Recibido: 27 de enero de 2014 Aceptado: 27 de marzo de 2014

Resumen

La necesidad de disipar altas densidades de flujo de calor ha llevado a los investigadores y diseñadores a emplear el cambio de fase como mecanismo para lograr tal objetivo y con ello lograr equipos intercambiadores de calor más compactos. En el presente trabajo se realizó un estudio de la bibliográfica sobre la ebullición en minicanales y microcanales. Para ello se consultaron bibliografías que datan desde los años 90 hasta la actualidad, con lo cual se revelaron los principales parámetros o tópicos que caracterizan a este proceso en minicanales y microcanales. Es así que se abordan los términos minicanales y microcanales, ebullición en flujo forzado y regímenes (mapa) de flujo. Además se presenta un resumen de las ecuaciones para la determinación del coeficiente de traspaso de calor en régimen bifásico (h_{df}).

Palabras claves: ebullición, microcanales, minicanales, coeficiente de traspaso de calor.

Abstract

The necessity of transfer high heat flux had led to researchers and designers to use the change of phase in order to get this objective. In this work was made a review in more of seventy sources of information dating since 90's up to the present, where were revealed the main parameters that characterize the boiling process in minichannels-microchannels. It deals with terms mini-microchannels, flow boiling and flow pattern map. Also, it is presented a summary of equations used for calculate the two-phase heat transfer coefficient.

Key words: boiling, minichannels, microchannels, heat transfer coefficient.

Introducción

La necesidad de disipar altas densidades de flujo de calor mediante flujo de aire, ha forzado a los diseñadores a considerar el enfriamiento con líquido sin cambio de fase como una opción. La otra opción ha sido emplear el cambio de fase para este fin, es decir, el empleo de ebullición en canales de pequeños diámetros. Los tubos calóricos, celdas combustibles, evaporadores compactos de avanzados diseños, entre otros, son equipos o aparatos que emplean canales de diámetro hidráulico del orden de 1 mm. Fueron Tuckerman y Pease [1] quienes demostraron experimentalmente que una densidad de flujo de calor (q_p) de 1300 W/cm^2 puede ser disipada mientras se mantiene una diferencia de temperatura menor de 70°C .

Es por ello que la ebullición en minicanales y microcanales tiene gran expectativa para obtener una efectiva disipación de calor, fundamentalmente en equipos de pequeñas dimensiones [2], de aquí que esta línea de investigación ha tomado interés fundamentalmente cuando se necesita disipar altas densidades de flujo de calor en equipos electrónicos entre otros usos [3, 4].

Shah [5] definió el intercambiador compacto como aquel que tiene una relación área a volumen igual o mayor a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Muchas de las técnicas de fabricación de circuitos electrónicos son utilizadas en la fabricación de intercambiadores compactos. Los minicanales y microcanales constituyen una nueva tecnología en la disipación de grandes densidades de energía a través de pequeñas áreas. Estos son una alternativa para la sustitución de intercambiadores aletados convencionales utilizados fundamentalmente en la industria automovilística, del aire acondicionado y refrigeración entre otras. Una superficie de minicanales y microcanales normalmente está formado por varios de estos elementos en paralelo [6]. El medio de enfriamiento circula por esos canales con el objetivo de extraer el calor de la fuente energética, teniendo como característica que el flujo es laminar. Además, en una superficie de este tipo se obtienen altos valores de coeficiente de traspaso de calor, alta relación área/volumen, pequeña masa y volumen y se necesita pequeña cantidad del medio o agente de enfriamiento.

En un intercambiador constituido por minicanales y microcanales la transferencia de calor se mejora en dos vías: primero, por las pequeñas dimensiones de los conductos se incrementa el coeficiente de traspaso de calor y segundo, por la orientación plana que experimentan los conductos se reduce la resistencia sobre el flujo de aire lo cual conduce a un mayor flujo o una disminución de la potencia del ventilador. Esos atributos hacen de las superficies de minicanales y microcanales sean adecuados medios para equipos de enfriamiento [7].

Comparado con un intercambiador convencional, la principal ventaja de un minintercambiador o de un microintercambiador es su alta relación área/volumen, lo cual da lugar a un alto coeficiente global de traspaso de calor por unidad de volumen que puede ser mayor a $100 \text{ MW/m}^3\text{K}$; mayor en 1 ó 2 orden de magnitud que el de un intercambiador convencional [8].

De la literatura revisada se puede decir que la teoría para flujo monofásico es aplicable tanto para canales convencionales como para minicanales y microcanales [9]. Sin embargo, la teoría para flujo bifásico en canales convencionales no es apropiada para minicanales ni microcanales [10].

Es objetivo de este trabajo hacer una revisión bibliográfica de la característica de la transferencia de calor durante la ebullición en minicanales y microcanales. Para ello se abordan los términos de minicanales y microcanales, ebullición en flujo forzado y regímenes (mapa) de flujo, entre otros. Además se presenta un resumen de las ecuaciones para la determinación del coeficiente de traspaso de calor en régimen bifásico (h_{df}) que han sido obtenidas y publicadas por diferentes autores.

Métodos y Materiales

Minicanal y microcanal

¿Cuándo estamos en presencia de un minicanal o microcanal? Los términos minicanal y microcanal se emplean en la literatura sin ningún criterio universal a pesar de que muchos trabajos se han realizado con el intento de buscar un criterio general para estos términos. Algunos investigadores definen el mismo criterio de transición, entre macrocanal y minicanal/microcanal, tanto para flujo simple como para flujo bifásico en canales, mientras que otros definen el criterio independiente para flujo de simple fase y para flujo bifásico.

Mehendale [11] utilizó la siguiente clasificación para definir los canales:

$1\mu\text{m} \leq D_h \leq 100\mu\text{m}$: Microcanal

$100\mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$: Minicanal

$1 \text{ mm} \leq D_h \leq 6 \text{ mm}$: canal compacto

$6 \text{ mm} < D_h$: canal convencional

Por su parte Kandlikar y Balasubramanian [12] emplean una clasificación que se basa en el recorrido medio de las moléculas en flujo de simple fase, efectos de la tensión superficial y en la estructura del flujo bifásico.

Canal convencional: $D_h \geq 3 \text{ mm}$

Minicanal: $200 \mu\text{m} \leq D_h < 3 \text{ mm}$

Microcanal: $10 \mu\text{m} \leq D_h < 200 \mu\text{m}$

Nanocanal o molecular: $D_h \leq 0.1 \mu\text{m}$

Basado en la observación de que a medida que las dimensiones del canal se hacen más pequeñas, la tensión superficial se torna importante y por otro lado que el efecto de la gravedad pierde su efecto, Kew y Cornwell [13] propusieron como criterio para definir los macrocanales, minicanales y microcanales, el número de confinamiento (Co), dado por la ecuación 1.

$$Co = \frac{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5}}{D} \quad (1)$$

Donde σ , ρ_l , ρ_v , g y D son la tensión superficial del líquido, densidad del líquido, densidad del vapor, la gravedad y el diámetro del canal respectivamente.

Este número es la relación entre el tamaño de la burbuja al momento de su desprendimiento de la superficie y el diámetro del conducto. Este mismo criterio ha sido empleado por Thome y colaboradores [14] y Barber [15]. Bajo este criterio, un canal cuyo número de confinamiento sea mayor que 0.5 se puede clasificar como minicanal/microcanal y lo contrario sería un canal convencional.

Harirchian y Garimella [16] sugirieron el número convectivo de confinamiento como criterio para definir el macrocanal y el minicanal o microcanal, el cual viene dado por el número Bond (Bo) y el número de Reynolds (Re) cuya expresión es: (ver ecuación 2)

$$Bo^{0.5} \cdot Re = 160 \quad (2)$$

El número Bond expresa la relación entre la fuerza de flotación y la fuerza debida a la tensión (ver ecuación 3)

$$Bo = \frac{D_h}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \quad (3)$$

El número de Reynolds expresa la relación entre la fuerza dinámica y la fuerza viscosa (ver ecuación 4)

$$Re = \frac{uD\rho}{\mu} \quad (4)$$

Para un valor menor que 160 el canal es catalogado minicanal o microcanal y por encima de este valor es macrocanal. Con este criterio los autores intentaron tener en cuenta los efectos de la densidad de flujo másico y la viscosidad sobre el confinamiento del flujo en minicanales y microcanales junto a la tensión superficial, la gravedad y la densidad.

Brauner [17] en su análisis propuso el número de Eötvös (Eo) como criterio para considerar o no la influencia de la tensión superficial y la gravedad. El valor discriminante es $Eo < (2\pi)^2$. (ver ecuación 5)

$$Eö = \frac{D^2 g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \quad (5)$$

Por su parte Lee [18] considerando la relación entre la fuerza de arrastre sobre la burbuja y la fuerza debido a la tensión superficial, plantea como criterio de transición el siguiente: (ver ecuación 6)

$$D_{trans} = 17.8 \left(\frac{\sigma \rho_l - 3\mu_l G}{G^2} \right) \quad (6)$$

De todo lo expuesto se puede decir que no existe una unidad de criterios para la definición de minicanal y microcanal.

Ebullición en flujo forzado

En la ebullición en flujo forzado es común considerar que el calor se transfiere por dos mecanismos: convección forzada y ebullición nucleada. En la convección forzada el calor se transfiere de igual manera que en la convección sin cambio de fase, donde el calor transferido incrementa con el incremento de la

densidad de flujo másico (G). Este mecanismo se modela con ecuaciones similares a las de convección sin cambio de fase incluyéndole un factor de mejoramiento del flujo de fluido [13, 19]. En la ebullición nucleada el calor se transfiere por medio de burbujas que surgen sobre la superficie de calentamiento. Estas burbujas crecen y finalmente se separan de la superficie de calentamiento. Este mecanismo es similar al de ebullición en volumen grande y se modela con las ecuaciones de este último. Aquí el coeficiente de traspaso de calor incrementa con el incremento de la densidad de flujo de calor y es independiente de la calidad del vapor y del flujo másico [20, 21].

La transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada se caracteriza por la formación de burbujas, lo cual es influenciado por la densidad de centros de nucleación, el diámetro de desprendimiento de la burbuja y la frecuencia de formación de éstas.

La densidad de centros de nucleación (N_a) es la cantidad de cavidades o sitios en las cuales se generan las burbujas por unidad de área del canal y da una medida de la energía que se transfiere con la burbuja. Esta densidad de centros de nucleación depende de la densidad de flujo de calor (q''_w) [22, 23], velocidad del vapor [24], tamaño de la cavidad [25] y tipo de fluido.

La expresión obtenida por Kuo [26] se basa fundamentalmente en la densidad de flujo de calor (ver ecuación 7)

$$Na = 0.29q''_w{}^{1.4} \quad (7)$$

El ciclo de ebullición es el proceso de calentamiento del líquido, formación, crecimiento y desprendimiento de la burbuja. La cantidad de burbujas formadas por unidad de tiempo o frecuencia de formación de la burbuja (f) y el diámetro de desprendimiento de la burbuja (D_{db}) son factores que tienen gran influencia en la transferencia de calor [9]. Durante la ebullición en flujo forzado la frecuencia de formación de la burbuja depende de la densidad de flujo de calor, de la densidad de flujo másico, tipo de fluido, tamaño y naturaleza del centro de nucleación (cavidad) y del diámetro de desprendimiento de la burbuja. De forma general la frecuencia de desprendimiento de la burbuja se evalúa a través de una expresión de la forma [26,28]: (ver ecuaciones 8 y 9)

$$f^n D_{db} = f(g, \rho_l, \rho_v, Ja) \quad (8)$$

ó

$$f^n D_{db} = cte \quad (9)$$

Donde **Ja** es el criterio de Jakov el cual expresa la relación entre el calor sensible necesario para calentar una masa de líquido hasta su temperatura de saturación (T_{sat}) y el calor latente (h_{lv}) para evaporar la misma masa de líquido. (ver ecuación 10)

$$Ja = \frac{c_p (T - T_{sat})}{h_{lv}} \quad (10)$$

El valor obtenido por Kuo [26], para un error absoluto medio de 17 %, fue: (ver ecuación 11)

$$f D_{db} = 5.65 \times 10^{-3} \frac{m}{s} \quad (11)$$

En [29] los autores propusieron la frecuencia de nucleación adimensional en función de la diferencia de temperatura adimensional a través de la expresión: (ver ecuación 12)

$$f^* = 0.0013 \exp(3 \cdot 10^{-5} \varphi) \quad (12)$$

Donde la frecuencia y la temperatura adimensional fueron definidas como: (ver ecuaciones 13 y 14)

$$f^* = \frac{f W^2 \rho_l}{\mu_l} \quad (13)$$

y

$$\varphi = \frac{(T_s - T_\infty) W k_l \rho_l}{\mu_l \sigma} \quad (14)$$

Donde W , μ_l , k_l , T_s , y T_∞ son el ancho del canal, la viscosidad dinámica y conductividad térmica del líquido, la temperatura de la superficie donde ebulle el líquido y la temperatura del líquido.

Aplicando un análisis dimensional, en [29] obtuvieron una relación entre el tamaño al cual se desprende la burbuja y el criterio de Reynolds; la cual expresa la disminución en forma exponencial del tamaño de la burbuja al momento de su desprendimiento (V_{db}) a medida que incrementa el criterio de Reynolds (Re), o sea: (ver ecuación 15)

$$\frac{V_{db}}{H^3} = 2 \cdot 10^4 \exp(-5 \cdot Re^{0.25}) \quad (15)$$

Donde H es la dimensión característica del canal.

Mapa de regímenes de flujo

La determinación de los distintos regímenes de flujo ha sido motivo de estudio de diversos investigadores [16, 30, 31], ya que, una vez conocido el régimen, se facilita el desarrollo de modelos para el cálculo, tanto del coeficiente de traspaso de calor como de la caída de presión.

En minicanales y microcanales el régimen de flujo depende de la interacción entre las fuerzas debido a la tensión superficial y la de inercia. La tensión superficial es dominante en los regímenes de flujo de burbuja y bala; y la de inercia es dominante en los regímenes de flujo anular y remolino. La figura 1 muestra una representación de cada uno de estos tipos de flujos.

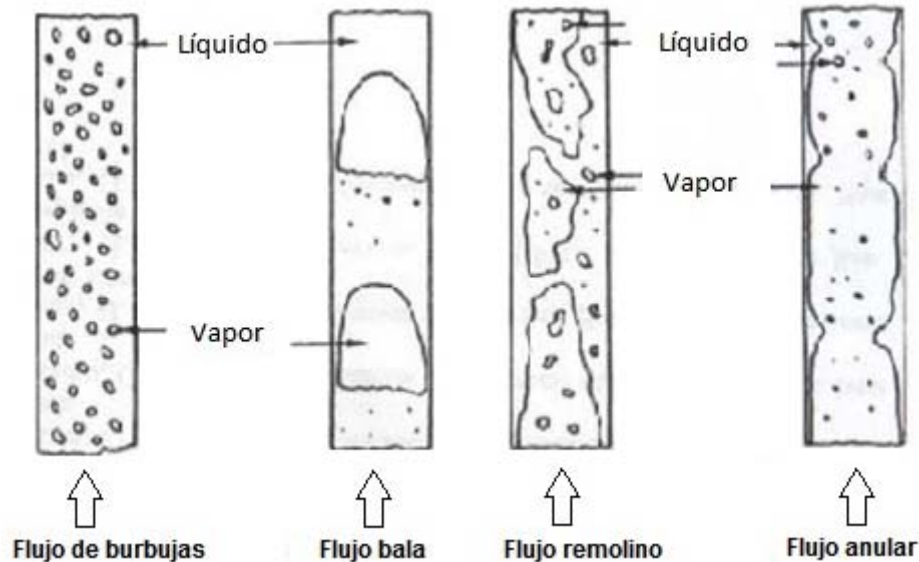


Fig. 1. Regímenes de flujo

El mapa de regímenes de flujo propuesto por Harirchian y Garimella [16, 31] plantea que para valores de $Bo0.5Re < 160$ se observa confinamiento del vapor tanto en los regímenes de flujo bala y remolino/anular, mientras que para $Bo0.5Re > 160$ no se observa confinamiento. Para baja densidad de flujo de calor con $BI < 0.017(Bo0.4Re - 0.3)$ y $Bo0.5Re < 160$ se observa flujo bala y con $Bo0.5Re > 160$ se observa flujo en burbuja. Para alta densidad de flujo de calor o sea, para $BI > 0.017(Bo0.4Re - 0.3)$ las burbujas coalescen y dan lugar a un flujo remolino/anular. BI y Bo son los números de ebullición y bond respectivamente, definidos como: (ver ecuaciones 16 y 17)

$$BI = \frac{q_p''}{G \cdot h_{lv}} \quad (16)$$

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D^2}{\sigma} \quad (17)$$

En [16] los autores proponen como longitud a la cual ocurre la transición de régimen de burbuja a flujo anular la siguiente: (ver ecuación 18)

$$L_t = 96.65(Bo^{0.5} Re)^{-0.258} BI^{-1} \frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \frac{A_{cs}}{P_H} \quad (18)$$

Donde A_{cs} y P_H son el área de la sección transversal del canal y el perímetro húmedo del mismo respectivamente.

Revellin and Thome [32] propusieron un mapa de regímenes de flujo a partir de datos obtenidos para ebullición de refrigerante R134a y R245fa en tubos circulares. En su trabajo distinguieron tres tipos de regímenes: de burbujas aisladas, de burbujas coalescadas y anular. Las condiciones geométricas y de flujo empleadas fueron: conductos de 0.509 y 0.790 mm, longitud de calentamiento de 20 a 70 mm, densidad de flujo másico de 210 a 2094 kg/m²s, densidad de flujo de calor de 3.1 a 597 kW/m², temperatura de saturación de 26, 30 y 35 °C y subenfriamiento de 2 hasta 15 °C. La transición entre el régimen de burbujas aisladas a burbujas coalescadas se cumple cuando: (ver ecuación 19)

$$x_{ba/bc} = 0.763 \left(\frac{Re_l Bo}{We_v} \right)^{0.41} \quad (19)$$

Para la transición del régimen de burbujas coalescadas al anular se toma el criterio: (ver ecuación 20)

$$x_{bc/a} = 14 \cdot 10^{-5} (Re_l^{1.47} We_l^{-1.23}) \quad (20)$$

Donde We es el número de Weber (ver ecuación 21)

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma \rho} \quad (21)$$

De los regímenes de flujo que aparecen en minicanales y microcanales, se puede concluir que son similares a los que aparecen en canales convencionales: burbuja, bala, remolino y anular.

Ecuaciones empleadas para la determinación del coeficiente de traspaso de calor en minicanales y microcanales

Para el cálculo de la transferencia de calor durante la ebullición en flujo forzado en conductos, las correlaciones que se emplean se pueden dividir en dos grupos:

- Correlaciones que dan un coeficiente de traspaso de calor promedio para todo el proceso de ebullición.
- Correlaciones que dan un coeficiente de traspaso de calor local en función de la calidad del vapor.

El grupo de las correlaciones para el coeficiente de traspaso de calor local puede dividirse en:

- Modelo mejorado
- Modelo de superposición
- Modelo asintótico

En el modelo mejorado el coeficiente de traspaso de calor para flujo bifásico (h_{df}) se calcula como mismo se halla el monofásico, considerando todo el fluido como líquido (h_L) y se afecta por un factor que tiene en cuenta la influencia de la presencia de las dos fases (E). (ver ecuación 22)

$$h_{df} = E \cdot h_L \quad (22)$$

El coeficiente de traspaso de calor para una sola fase h_L se calcula por las ecuaciones de Gnielinski, citado por [21]

El modelo de superposición supone que el coeficiente de traspaso de calor bifásico es la suma de la componente convectiva monofásica (h_{sf}) y la de ebullición nucleada (h_{en}), o sea: (ver ecuación 23)

$$h_{df} = h_{sf} + h_{en} \quad (23)$$

El modelo asintótico es similar al de superposición pero en forma potencial, o sea: (ver ecuación 24)

$$h_{df}^n = h_{sf}^n + h_{en}^n \quad (24)$$

De forma general estos modelos pueden resumirse de la forma [33,34]: (ver ecuación 25)

$$h_{df} = \left[(E \cdot h_{sf})^n + (S \cdot h_{en})^n \right]^{1/n} \quad (25)$$

Aquí, la contribución de ambas partes es intensificada y/o inhibida por el factor intensificador E o por el factor de inhibición S . El exponente n tiene en cuenta la transición de un mecanismo a otro. Dependiendo del valor de n el modelo de superposición puede subdividirse en: Lineal ($n=1$) [3536] y no lineal ($n \neq 1$). Ejemplo de modelo con $n=2$ es el de Liu [37] y con $n=3$ es el de Steiner [38].

Los modelos basados en la estructura del flujo se basan en el método de superposición y toman en cuenta las características de la estructura del flujo: (ver ecuación 26)

$$h_{df} = \frac{\theta_{seco} h_v + (2\pi - \theta_{seco}) h_{hum}}{2\pi} \quad (26)$$

Donde θ_{seco} es el ángulo del perímetro seco, h_v es el coeficiente de traspaso de calor de la fase vapor, h_{hum} es el coeficiente de traspaso de calor del perímetro húmedo que corresponde a una superposición no lineal de efectos tomando en consideración el espesor equivalente del líquido

Correlaciones empíricas

Las correlaciones para la determinación del coeficiente de traspaso de calor en flujo bifásico, de forma general, se basan en coeficientes de traspaso de calor para fase líquida h_L [33,39] y en criterios adimensionales, o sea: (ver ecuación 27)

$$h_{df} = h_L \cdot f(Bo, Fr, Bl, We, Co, X_{tt}, \dots) \quad (27)$$

El error absoluto medio (EAM) de las correlaciones se determina según la expresión 28 [40, 41]:

$$EAM = \frac{1}{Np} \sum_{i=1}^{Np} \frac{|Y_{cal} - Y_{exp}|}{Y_{exp}} \times 100 \% \quad (28)$$

Donde N_p es la cantidad de puntos (datos) analizados, Y_{cal} es valor calculado y Y_{exp} es el valor experimental.

De las expresiones empleadas, la que presenta menor error absoluto medio es la ecuación 29 propuesta por Basu [42]:

$$h_{df} = 1.44 \times 10^5 (Bl^2 We_D)^{0.32} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.31} \quad (29)$$

Conclusiones

Resulta necesario elaborar un criterio general que esté basado en las propiedades termofísicas de los fluidos y en las condiciones de operación para conocer las fronteras entre canal convencional, minicanales y microcanales.

El producto de la frecuencia y diámetro de desprendimiento de la burbuja es un orden de magnitud menor en minicanales y microcanales respecto a canales convencionales.

La estructura del flujo en ebullición en minicanales y micronales es similar al de canales convencionales: flujo en burbuja, flujo bala y flujo anular.

Para la determinación del coeficiente de traspaso de calor bifásico la expresión de Basu, ecuación (29), es la que presenta el menor error absoluto medio.

Referencias

1. Tuckerman, D. B. y Pease, R. F. W. "High performance heat sinking for VLSI". *IEEE Electron. Device Lett.* EDL2. 1982, p. 126-129. ISSN 0741-3106.
2. Kandlikar, S. G. "Nucleation characteristics and stability considerations during flow boiling in microchannels". *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2006, vol. 30, p. 441-447. ISSN 0894-1777. DOI 10.1016/j.expthermflusci.2005.10.001
3. Mudawar, I. "Assessment of high-heat-flux thermal management schemes". *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*. 2001, vol. 24, n°. 2, p. 122-141. ISSN 1521-3331.
4. Thome, J. R. "Boiling in microchannels: A review of experiment and theory". *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2004, vol. 25, n°. 2, p. 128-139. ISSN 0142-727X. DOI 10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005
5. Shah, R. K. y Sekulic, D. P. *Fundamental of Heat Exchanger Design*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, INC., 2003. Vol. 1, p. 9. ISBN 0-471-32171-0.
6. Kaew-On, J. y Sakamatapan, K. "Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers". *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2011, vol. 35, n°. 2, p. 364-374. ISSN 0894-1777.
7. Kandlikar, S. G. "A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-Conditioning Systems—Current Status and Future Directions". *Heat Transfer Engineering*. 2007, vol. 28, n°. 12, p. 973-985. ISSN 0145-7632. DOI 10.1080/01457630701483497
8. Jiang, P. X. y Ming Hong, F. "Thermal-hydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001, vol. 44, p. 1039-1051. ISSN 0017-9310.
9. Okawa, T. "Onset Of Nucleate Boiling In Mini And Micochannels: A Brief Review". *Frontiers in Heat and Mass Transfer*. 2012, vol. 3, p. 1-8. ISSN 2151-8629. DOI 10.5098/hmt.v3.1.3001
10. Kandlikar, S. G. "Similarities and Differences Between Flow Boiling in Microchannels and Pool Boiling". *Heat Transfer Engineering*. 2010, vol. 31, n°. 3, p. 159-167. ISSN 0145-7632. DOI 10.1080/01457630903304335
11. Mehendale, S. S. y Jacobi, A. M. "Fluid Flow and Heat Transfer at Micro-and Meso-Scales with Application to Heat Exchanger Design". *Applied Mechanics Reviews*. 2000, vol. 53, n°. 7, p. 175-193. ISSN 0003-6900.
12. Kandlikar, S. G. y Balasubramanian, P. "An Extension of the Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels". *Heat Transfer Engineering*. 2004, vol. 25, n°. 3, p. 89-93. ISSN 0145-7632. DOI 10.1080/01457630490280425
13. Kew, P. A. y Cornwell, K. "Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels". *Applied Thermal Engineering*. 1997, vol. 17, n°. 8-10, p. 705-715. ISSN 1359-4311.

14. Thome, J. R. y Dupont, V. "Heat Transfer Model for Evaporation in Microchannels. Part I: Presentation of the Model". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004, vol. 47, n°. 14-16, p. 3375-3385. ISSN 0017-9310.
15. Barber, J. y Brutin, D. "Bubble confinement in flow boiling of FC-72 in a "rectangular" microchannel of high aspect ratio". *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2010, vol. 34, n°. 8, p. 1375-1388. ISSN 0894-1777.
16. Harirchian, T. y Garimella, S. V. "Flow Regime-Based Modeling of Heat Transfer and Pressure Drop in Microchannel Flow Boiling". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012, vol. 55, p. 1246-1260. ISSN 0017-9310. DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.024.
17. Brauner, N. y Maron, D. M. "Identification of the Range of Small Diameters, Conduits, Regarding Two-Phase Flow Pattern Transitions". *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1992, vol. 19, n°. 1, p. 29-39. ISSN 0017-9310.
18. Lee, J. y Mudawar, I. "Critical heat flux for subcooled flow boiling in microchannel heat sinks". *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2009, vol. 52, p. 3341-3352. ISSN 0017-9310.
19. Zhang, W. y Hibiki, T. "Correlation for flow boiling heat transfer at low liquid reynolds number in small diameter channels". *J. Heat Transfer*. 2005, vol. 127, p. 1214-1221. ISSN 0022-1481.
20. Tibiriçá, C. B. y Ribatski, G. "Flow Boiling Heat Transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm Tube". *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2010, vol. 53, p. 2459-2468. ISSN 0017-9310.
21. Kandlikar, S. G. "A Scale Analysis Based Theoretical Force Balance Model for Critical Heat Flux (CHF) During Saturated Flow Boiling in Microchannels and Minichannels". *Journal of Heat Transfer*. 2010, vol. 132, ISSN 0022-1481. DOI 10.1115/1.4001124
22. Cooke, D. y Kandlikar, S. G. "Pool Boiling Heat Transfer and Bubble Dynamics Over Plain and Enhanced Microchannels". *Journal of Heat Transfer*. 2011, vol. 133, p. 052902-052909. ISSN 0022-1481. DOI 10.1115/1.4003046
23. Liu, G. y Xu, J. "Seed bubbles trigger boiling heat transfer in silicon microchannels". *Microfluidics and Nanofluidics*. 2010, vol. 8, n°. 3, p. 341-359. ISSN 1613-4982.
24. Thome, J. R. y Consolini, L. "Mechanisms of boiling in micro-channels critical assessment". *Heat Transfer Eng.* 2010, vol. 31, n°. 4, p. 288-297. ISSN 0145-7632.
25. Zhuan, R. y Wang, W. "Simulation on nucleate boiling in micro-channel". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010, vol. 53, n°. 1-3, p. 502-512. ISSN 0017-9310.
26. Kuo, C. J. y Kosar, A. "Bubble Dynamics During Boiling in Enhanced Surface Microchannels". *Journal of Microelectromechanical Systems*. 2006, vol. 15, n°. 6, p. 1514-1527. ISSN 1057-7157. DOI 10.1109/JMEMS.2006.885975
27. Fu, X. y Zhang, P. "Bubble growth, departure and the following flow pattern evolution during flow boiling in a mini-tube". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010, vol. 53, n°. 21-22, p. 4819-4831. ISSN 0017-9310.
28. Karayiannis, T. G. y Shiferaw, D. "Flow patterns and heat transfer for flow boiling in small to micro diameter tubes". *Heat Transfer Eng.* 2010, vol. 31, p. 257-275. ISSN 0145-7632.
29. Lee, M. y Cheung, L. S. L. "Height effect on nucleation-site activity and size-dependent bubble dynamics in microchannel convective boiling". *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2005, vol. 15, p. 2121-2129. ISSN 0960-1317. DOI 10.1088/0960-1317/15/11/018
30. Cheng, L. y Ribatski, G. "New prediction methods for CO2 evaporation inside tubes Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops". *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2008, vol. 51, p. 111-124. ISSN 0017-9310.
31. Harirchian, T. y Garimella, S. V. "A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010, vol. 53, p. 2694-2702. ISSN 0017-9310. DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.039
32. Revellin, R. y Thome, J. R. "A New Type of Diabatic Flow Pattern Map for Boiling Heat Transfer in Microchannels". *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2007, vol. 17, p. 788-796. ISSN 0960-1317.
33. Gnielinski, V. "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow". *International Chemical Engineering*. 1976, vol. 16, p. 359-368. ISSN 0020-6318.
34. Bertsch, S. S. y Groll, E. A. "A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels". *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2009, vol. 52, p. 2110-2118. ISSN 0017-9310.

35. Gungor, K. E. y A. W. "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli". *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 1986, vol. 29, nº. 3, p. 351-358. ISSN 0017-9310.
36. Jung, D. y Radermacher, R. "Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures". *Int. J. of Refrigeration*. 1993, vol. 16, nº. 5, p. 330-338. ISSN 0140-7007.
37. Liu, Z. y Winterton, R. S. "A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation". *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 1991, vol. 34, nº. 11, p. 2759-2766. ISSN 0017-9310.
38. Steiner, D. y Taborek, J. "Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model". *Heat Transfer Engineering*. 1992, vol. 13, p. 43-68. ISSN 0022-1481.
39. Shiferaw, D. y Karayiannis, T. G. "Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a experimental results and comparison with model". *Int. J. Thermal Sciences*. 2009, vol. 48, p. 331-341. ISSN 1290-0729.
40. Basu, S. y Ndao, S. "Flow Boiling of R134a in Circular Microtubes—Part II Study of Critical Heat Flux Condition". *Journal of Heat Transfer*. 2011, vol. 133, p. 051503-051509. ISSN 0022-1481. DOI 10.1115/1.4003160
41. Xiande, F. y Rongrong, S. "Correlations of Flow Boiling Heat Transfer of R-134a in Minichannels comparative study". *Energy Science and Technology*. 2011, vol. 1, nº. 1, p. 1-15. ISSN 1923-8460.
42. Basu, S. y Ndao, S. "Flow Boiling of R134a in Circular Microtubes—Part I Study of Heat Transfer Characteristics". *Journal of Heat Transfer*. 2011, vol. 133. ISSN 0022-1481. DOI 10.1115/1.4003159