

Capítulo 7

CONCLUSIONES GENERALES Y ACTUACIONES FUTURAS

Las conclusiones más relevantes de la presente Tesis se relacionan a continuación:

- El modelo numérico implementado para flujo bifásico (líquido-vapor), se basa en la integración numérica de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía) formuladas sobre volúmenes de control. El modelo se caracteriza por ofrecer un amplio rango de generalidad y razonable precisión, tal y como se ha mostrado en los distintos casos de validación experimental realizados. La formulación matemática hace servir únicamente información empírica básica, sin la necesidad de incorporar coeficientes de ajuste obtenidos a partir de los mismos resultados experimentales. Para la resolución del flujo bifásico se han utilizado dos algoritmos diferentes de resolución: el método tramo a tramo (Step by Step) y el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). A pesar de que el método tramo a tramo es mucho más rápido desde un punto de vista computacional que el método de corrección de presiones, éste último tiene un carácter más general y puede considerarse más adecuado para el análisis de geometrías y fenomenologías complejas. Se han detallado los criterios y casos empleados en la validación del código, así como diferentes aspectos numéricos relacionados con el algoritmo global de resolución del fenómeno de flujo bifásico (método tramo a tramo y método de corrección de presiones del tipo SIMPLE) como son densidad de malla, esquemas numéricos para los términos convectivos (de primer orden o de orden superior), correlaciones empíricas y los diferentes criterios de transición.
- En base al modelo numérico del flujo bifásico, se ha desarrollado un método de análisis para el comportamiento de dispositivos de expansión de tipo capilar por medio de un análisis unidimensional de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía). Con este modelo se pueden analizar tanto las situaciones de flujo crítico (ó flujo estrangulado) o como de flujo no crítico. Las diferentes comparaciones entre resultados disponibles en la literatura y el modelo numérico desarrollado demuestran el buen grado de ajuste de la simulación y su capacidad de predicción. Cabe resaltar además que para los casos estudiados se han obtenido mejores resultados utilizando un modelo de flujo no homogéneo que el tradicional modelo de flujo homogéneo.
- Se ha desarrollado a partir del modelo de flujo bifásico, un método numérico para el análisis del comportamiento de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico (doble tubo) por medio de un análisis transitorio unidimensional de las ecuaciones gobernantes de flujo (continuidad, cantidad de

movimiento y energía) en los fluidos y de la conducción de calor en los tubos y el aislante. La simulación se ha implementado en base a un esquema numérico implícito para el flujo en los fluidos dentro del tubo y en el ánulo y se ha empleado un esquema numérico implícito del tipo central difference en los sólidos. Las diferentes zonas que componen el equipo se resuelven iterativamente de una manera segregada. La comparación del modelo numérico con resultados experimentales ha dado buenos resultados, consolidando aún mas la confianza en las subrutinas de cambio de fase desarrolladas. Además, se ha presentado un estudio paramétrico para estos equipos, trabajando con diferentes fluidos refrigerantes, en condiciones de estabilidad y transitorias y considerando aspectos tales como la inclinación de la unidad.

- Se ha estudiado evaporadores y condensadores de tipo compacto (tubos y aletas) en aplicación al campo de la refrigeración y del aire acondicionado. De especial relevancia ha sido la capacidad de la simulación realizada de flujos bifásicos en el caso de geometrías complejas, i.e., situaciones en las que el flujo de refrigerante se reparte en distintas ramas. La simulación desarrollada del flujo bifásico se ha implementado en un algoritmo numérico detallado de resolución del flujo del aire exterior y de sólidos (tubos y aletas). Así de forma acoplada se resuelve el flujo en el interior de los conductos, el flujo de aire exterior y la transferencia de calor por conducción a través de los elementos sólidos. El modelo numérico desarrollado se ha validado con diferentes casos experimentales presentados en la literatura y ensayos facilitados por empresas con las que colabora el Laboratorio. Se ha puesto de manifiesto con las simulaciones numéricas, por ejemplo, la influencia del conexionado, separación entre aletas, condiciones de entrada de ambos fluidos (refrigerante y aire), etc. Se han estudiado también diversos aspectos numéricos tales como densidad de malla, correlaciones empíricas utilizadas, forma de evaluación del rendimiento de la aleta, etc.
- Se ha implementado una simulación numérica del comportamiento térmico y fluido-dinámico de unidades de refrigeración de vapor de una sola etapa. Las ecuaciones gobernantes del flujo se han integrado en estado transitorio o permanente utilizando una formulación implícita de volúmenes de control. La simulación permite considerar el caso de fluido refrigerante puro y el de mezclas. Para el compresor la información adicional necesaria (eficiencia volumétrica, pérdidas de calor y la potencia consumida) se ha obtenido a partir de un modelo avanzado del cálculo del compresor desarrollado por el Laboratorio. La simulación global resuelve de manera secuencial hasta alcanzar la convergencia los diferentes elementos del sistema (compresor, condensador, dispositivo de expansión, evaporador, tubos de conexión y elementos auxiliares). La contrastación entre los resultados del modelo matemático desarrollado y los resultados experimentales obtenidos en la unidad experimental diseñada ex profeso para este fin muestran una notable concordancia.
- Se ha desarrollado la simulación numérica de un sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido trabajando con fluidos puros y en estado permanente. El algoritmo global se basa en la resolución secuencial de los diferentes elementos que integran el sistema (compresor, evaporador, condensador, ...). Para cada elemento se ha aplicado un modelo simplificado basado en balances globales de masa, cantidad de movimiento y energía. Para la caracterización del compresor y la bomba de recirculación de líquido se utilizan las curvas características de estos equipos. En el caso de los intercambiadores los parámetros necesarios en el modelo simplificado se toman a partir de la simulación con el modelo avanzado para

intercambiadores compactos. De esta manera se han obtenido el coeficiente global de transferencia de calor (U) y el factor debido a la configuración del flujo (F). Se ha estudiado y comparado el comportamiento de dos refrigerantes, amoníaco y R134a, para el sistema específico de la unidad experimental en construcción, bajo diferentes condiciones de operación, resultados que se pretende que en un futuro próximo se puedan contrastar con los experimentales.

El plan de trabajo futuro se puede sintetizar en los siguientes puntos:

- Mejoras en la formulación matemática del flujo bifásico, como pueden ser: i) la implementación de *modelos numéricos de flujo separado*, en los cuales se trata cada fase por separado con sus respectivas ecuaciones gobernantes y se considera su interacción entre la frontera de los mismos (interfase). Estos modelos permiten un aporte de información empírica al modelo más básico (eliminan la necesidad de correlaciones empíricas como la fracción volumétrica de vapor); ii) el desarrollo de *modelos numéricos a nivel multidimensional* para determinados regímenes de evaporación y condensación en los que sea posible la adecuada formulación de las ecuaciones de conservación, como por ejemplo en el régimen de tipo anular; iii) la implementación de nuevos *criterios para la evaluación del punto de dry-out* en la evaporación.
- Mejoras en la resolución numérica del flujo bifásico, como pueden ser: i) la implementación de *algoritmos acoplados* para la resolución de las ecuaciones gobernantes en los volúmenes de control; ii) utilización de *nuevos rangos y criterios de convergencia*; iii) la posibilidad de *paralelizar* el código; ...
- La introducción de mejoras, tanto en la formulación matemática como en la resolución numérica del flujo bifásico se verán reflejadas, de manera inmediata, en la resolución desarrollada de los diversos elementos de un sistema de refrigeración (condensadores, evaporadores, tubos capilares, ...).
- Desarrollar nuevas técnicas de resolución directa de todo el sistema de refrigeración por compresión, tal y como está estructurado, teniendo en cuenta los elementos que se puedan ir añadiendo en los ciclos de refrigeración por compresión. Se pretende mejorar la convergencia en los regímenes tanto permanente como transitorio actuando de forma global y directa, no secuencial, sobre todo el sistema de ecuaciones no lineales, aplicando métodos como el Newton-Raphson. Específicamente la implementación de simulación acoplada de todo el circuito frigorífico mediante métodos más eficientes como el Newton-Raphson y/o métodos generales dependiendo de la complejidad del sistema frigorífico a analizar.
- Finalización y puesta en marcha de la unidad experimental diseñada para sistemas de refrigeración por compresión con sobrealimentación de líquido que constituirá una herramienta muy valiosa tanto para la validación de los modelos numéricos desarrollados, como para futuras modelizaciones. También se podrá utilizar para la realización de estudios experimentales de la fenomenología presente para distintas condiciones de trabajo, equipos, fluidos refrigerantes, etc.

- Desarrollo de una unidad experimental para el estudio de la fenomenología presente en tubos con microaletas interiores, tanto en condensación como en evaporación, con diferentes fluidos refrigerantes, con el objeto de obtener correlaciones que se puedan aplicar al modelo numérico desarrollado en el caso específico de este tipo de tubos (cuya utilización se encuentra cada vez mas difundida en el terreno del aire acondicionado y la refrigeración).

ANEXO

SELECCIÓN DE LAS CORRELACIONES EMPÍRICAS UTILIZADAS MÁS RECUENTEMENTE EN ESTA TESIS

En este anexo, se detallan las correlaciones empíricas más utilizadas en esta Tesis y las que a juicio del autor han dado los mejores resultados en la simulación numérica. Se detallan las correlaciones empíricas de la siguiente manera:

- **Correlaciones empíricas para flujo en una sola fase**

- Factor de fricción para flujo en una sola fase

- Coeficiente de transferencia de calor para flujo en una sola fase

- Factor de fricción para flujo en una sola fase en tuberías con superficies interiores aleteadas

- Coeficiente de transferencia de calor, flujo en una sola fase en tubos con superficie interior aleteada

- **Correlaciones empíricas para flujo bifásico**

- Factor de fricción para flujo bifásico

- Coeficiente de transferencia de calor para flujo bifásico en condensación

- Coeficiente de transferencia de calor para flujo bifásico en evaporación

- Fracción volumétrica de vapor

- Factor de fricción para flujo bifásico en tuberías con superficies interiores aleteadas

- Coeficiente de transferencia de calor para flujo bifásico en condensación en tubos aleteados

- **Otras correlaciones empíricas**

- Ebullición subenfriada

- Zona de dry-out (Evaporación)

- Contracción brusca

- Expansión brusca

- Codos

- Coeficiente de transferencia de calor para convección natural alrededor de cilindros

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN UNA SOLA FASE

1. Resumen

Correlación para el cálculo del factor de fricción en una sola fase obtenida por Churchill [1977].

2. Referencia

Churchill, S. W. (1977)

Frictional Equation Spans All Fluid Flow Regimes

Chemical Engineering 84, pp. 91-92.

3. Correlación

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

donde,

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[1.0 / \left[\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D} \right] \right] \right\}^{16} \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

Nomenclatura

ρ densidad [kg/m^3]

ε rugosidad absoluta [m]

μ viscosidad dinámica [Pa s]

τ_w esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = \frac{f G^2}{4 \cdot 2\rho} \right)$ [N/m^2]

D diámetro [m]

f factor de fricción

G flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

Re número de Reynolds para líquido $\left(\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \right)$

v velocidad [m/s]

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO EN UNA SOLA FASE

1. Resumen

Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para una sola fase propuesta por Gnielinski (1976)

2. Referencia

Gnielinski, V. (1976)

New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow
International Chemical Engineering, vol.16, pp.359-368.

3. Correlación

$$\text{Re} \geq 2000 \quad Nu = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000) \text{Pr}}{1 + 12.7\sqrt{(f/8)(\text{Pr}^{2/3}-1)}} \quad , \text{ donde } f = \left(1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64\right)^{-2}$$

$$\text{Re} < 2000 \quad Nu = 3.66$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
Nu	número de Nusselt ($Nu = \alpha D/\lambda$)
Pr	número de Prandtl $\left(\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda}\right)$
Re	número de Reynolds para líquido $\left(\text{Re} = \frac{GD}{\mu}\right)$
v	velocidad [m/s]

4. Aplicación

Para tuberías lisas sin cambio de fase. Se ha probado con muchos resultados experimentales con error máximo de un 20%, se recomienda para los siguientes casos, $0.6 < \text{Pr} < 2000$ y $2000 < \text{Re} < 10^6$.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN UNA SOLA FASE EN TUBERIAS CON SUPERFICIES INTERIORES ALETEADAS

1. Resumen

Correlación para el cálculo del factor de fricción en una sola fase en tubos con superficie interior helicoidal realzada (Helical-Enhanced Tubes [Indented, Ribbed, Fluted, Wire coil]) y comparación con otras correlaciones.

2. Referencia

Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E. (1996)
Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes
Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 13, no.1, pp.55-70

3. Correlación

$$f = \left\{ 1 + \left[29.1 \text{Re}^{y1} (e/D)^{y2} (p/D)^{y3} (\alpha/90)^{y4} (1 + 2.94 \sin \beta / n) \right]^{5/16} \right\}^{16/15} f_{smooth}$$

donde:

$$y1 = 0.67 - 0.06(p/D) + 0.49(\alpha/90)$$

$$y2 = 1.37 - 0.157(p/D)$$

$$y3 = -1.66 \times 10^{-6} \text{Re} - 0.33(\alpha/90)$$

$$y4 = 4.59 + 4.11 \times 10^{-6} \text{Re} - 0.15(p/D)$$

$$f_{smooth} = (1.82 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2}$$

Nomenclatura

β	ángulo de contacto del perfil (contact angle of profile) [grados]
α	ángulo helicoidal de la costilla (helix angle of the rib) [grados]
ρ	densidad [kg/m^3]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = f \frac{G^2}{2\rho} \right)$ [N/m^2]
D	diámetro máximo (maximum inside or envelope diameter) [m]
e	altura de rugosidad (roughness height) [m]
f	factor de fricción
G	flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]
n	número de esquinas puntiagudas de cara al flujo que caracterizan el perfil de la costilla (number of sharp corners facing the flow that characterizes the rib profile)
p	tamaño de las costillas (pitch of ribs) [m]
Re	número de Reynolds para líquido $\left(\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \right)$
v	velocidad [m/s]

4. Aplicación

Esta correlación presenta mejores resultados que las demás comparadas para los casos de tubos: Indented, Ribbed, Fluted y Wire coil.

COEF DE TRANSFERENCIA DE CALOR, FLUJO EN UNA SOLA FASE EN TUBOS CON SUPERFICIE INTERIOR ALETEADA

1. Resumen

Correlación para el coeficiente de transferencia de calor en una sola fase en tubos con superficie interior helicoidal realizada (Helical-Enhanced Tubes [Indented, Ribbed, Fluted, Wire coil]) y comparación con otras correlaciones.

2. Referencia

Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E. (1996)

Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes

Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 13, no.1, pp.55-70

3. Correlación

$$\alpha = \left\{ 1 + \left[2.64 \text{Re}^{0.036} (e/D)^{0.212} (p/D)^{-0.21} (\alpha_h/90)^{0.29} \text{Pr}^{-0.024} \right]^7 \right\}^{1/7} Nu_{smooth} \left(\frac{\lambda}{D} \right)$$

donde:
$$Nu_{smooth} = \frac{(f/2) \text{Re} \text{Pr}}{1 + \left[12.7 \sqrt{(f/2)} (\text{Pr}^{2/3} - 1) \right]} ; f = (1.82 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2}$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
α_h	ángulo helicoidal de la costilla (helix angle of the rib) [grados]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared [N/m ²]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro máximo (maximum inside or envelope diameter) [m]
e	altura de rugosidad (roughness height) [m]
f	factor de fricción
G	flujo por unidad de área (ρv) [kg/m ² s]
Nu	número de Nusselt $\left(Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} \right)$
p	tamaño de las costillas (pitch of ribs) [m]
Pr	número de Prandtl $\left(Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)$
Re	número de Reynolds para líquido $\left(Re = \frac{GD}{\mu} \right)$
v	velocidad [m/s]

4. Aplicación

Esta correlación presenta mejores resultados que las demás comparadas para los casos de tubos: Indented, Ribbed, Fluted y Wire coil.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO

1. Resumen

Correlación para el cálculo del esfuerzo cortante en la pared y por consiguiente encontrar la pérdida de carga en un fluido en dos fases obtenida por Friedel [1979].

2. Referencia

Friedel, F. (1979)

Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and vertical Two-phase Pipe Flow
European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.

3. Correlación

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{Fr^{0.045}We^{0.035}}$$

donde, $E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}}$ $F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.224}$ $H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}$

$$Fr = G^2 / (gD\rho_H^2) \quad We = G^2 D / (\rho_H \sigma) \quad \rho_H = \rho_l \rho_g / (x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g)$$

Para este caso, f_{lo} y f_{go} , se calculan igual que para la correlación de Churchill para una sola fase calculando el Reynolds como $Re=GD/\mu$ para cada una de las fases (líquido (lo) y gas (go)).

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
ϕ	factor para la caída de presión en flujo bifásico.
σ	tensión superficial [N/m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = \frac{f G^2}{4 \cdot 2\rho}\right)$ [N/m ²]
D	diámetro [m]
f	factor de fricción
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	vapor
l	líquido

4. Aplicación

El libro recomienda utilizar esta correlación para cuando el fluido $\mu_l / \mu_g < 1000$.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO

1. Resumen

Correlación para el cálculo del esfuerzo cortante en la pared y por consiguiente encontrar la pérdida de carga en un fluido en dos fases obtenida por Lockhart y Martinelli [1949]. Es la correlación más utilizada hasta el momento.

2. Referencia

Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. (1949)
Proposed Correlation of data for Isothermal Two-phase, Two-Component Flow in Pipes
Chemical Engineering Progress, 45 No.1, pp.39-48.

3. Correlación

$$\phi_g^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_g} = 1 + CX + X^2$$

donde,

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_g} = \frac{(\tau_w)_l}{(\tau_w)_g} \quad (\tau_w)_g = f_g x_g^2 G^2 / (2\rho_g) \quad (\tau_w)_l = f_l (1 - x_g)^2 G^2 / (2\rho_l)$$

El factor de fricción (f) tanto del líquido como del gas se calcula en base a la ecuación de Churchill que es función del Re y la rugosidad. $Re_l = G(1 - x_g)D / \mu_l$ y $Re_g = Gx_g D / \mu_g$.

Donde C se determina a partir de lo siguiente:

$$Re_l > 2000 \text{ y } Re_g > 2000 \rightarrow C=20$$

$$Re_l < 2000 \text{ y } Re_g > 2000 \rightarrow C=12$$

$$Re_l > 2000 \text{ y } Re_g < 2000 \rightarrow C=10$$

$$Re_l < 2000 \text{ y } Re_g < 2000 \rightarrow C=5$$

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
ϕ	factor para la caída de presión en flujo bifásico.
ε	rugosidad absoluta [m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = f \frac{G^2}{2\rho}\right)$ [N/m ²]
D	diámetro [m]
f	factor de fricción
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO

Subíndices

g vapor
l líquido

4. Aplicación

El libro recomienda utilizar esta correlación para cuando el fluido $\mu_l / \mu_g > 1000$ y $G < 100$ [kg/m²s].

5. Comentarios

Las correlaciones del tipo Martinelli son notablemente deficientes por la demostrable influencia del flujo másico en el factor de fricción para flujo y pueden producir errores de más de un 100%.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO

1. Resumen

Correlación para el cálculo de la pérdida de carga en fluidos puros y mezclas. Es una correlación simple y la predicción según el artículo contra sus resultados experimentales con una desviación media de un 8.4%.

2. Referencia

Jung, D. S. and Radermacher, R. (1989)

Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants
International Journal Heat Mass Transfer, vol. 32, No. 12, pp.2435-2446.

3. Correlación

$$\phi_{tp}^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = 30.78 x_g^{1.323} (1 - x_g)^{0.477} p_{red}^{-0.7232}$$

donde,

$$(\tau_w)_{lo} = f_l G^2 / (2\rho_l); \quad f_l = 0.046 \text{Re}_{lo}^{-0.2}$$

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
ϕ	factor para la caída de presión en flujo bifásico.
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = f \frac{G^2}{2\rho} \right)$ [N/m ²]
D	diámetro [m]
G	flujo por unidad de área (G=ρv) [kg/m ² s]
p	presión [Pa]
p _{red}	presión reducida (p _{red} =p/p _{crítica})
Re _{lo}	número de Reynolds líquido $\left(\text{Re} = \frac{GD}{\mu_l} \right)$
v	velocidad [m/s]
x _g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	vapor
l	líquido

4. Aplicación

La correlación se desarrollo con más de 600 resultados experimentales para el R22, R114, R12 y R152a, y mezclas de estos componentes. Los datos son para flujo anular y flujo de calor uniforme a 0.08 < p_{red} < 0.16, flujo de calor de entre 10 y 45 kW/m² y 230 < G < 720.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

1. Resumen

El modelo desarrollado divide los regímenes de flujo en dos grandes grupos, el primero el dominado por las fuerzas de gravedad y el segundo por los esfuerzos cortantes. En el dominado por la gravedad, la transferencia de calor dominante fue la condensación laminar de película en la parte superior del tubo, este régimen se caracteriza porque el coeficiente de transferencia de calor depende de la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared, pero es prácticamente independiente del flujo másico. En los dominados por los esfuerzos cortantes la convección forzada fue el mecanismo principal de la transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor en estos casos fueron independientes de la diferencia de temperaturas, pero muy dependientes del flujo másico y la fracción másica de vapor.

2. Referencia

Dobson, M. K. and Chato, J. C. (1998)
Condensation in Smooth Horizontal Tubes
 Journal of Heat Transfer, vol.120, pp.193-213.

3. Correlación

Se basa en la división del fenómeno de condensación en dos regiones una de flujo anular y otra de flujo ondulado, la correlación para flujo anular es:

$$Nu_{anular} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[1.0 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.889}} \right]$$

Para el caso de flujo ondulado

$$Nu_{wavy} = \frac{0.023 Re_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{Ga Pr_l}{Ja_l} \right]^{0.25} + (1 - \theta_1 / \pi) Nu_{forced}$$

Donde $Re_{vo} = GD/\mu_g$. De Jaster y Kosky (1976) se obtiene:

$$\left(1 - \frac{\theta_1}{\pi} \right) = \frac{\arccos(2\varepsilon_g - 1.0)}{\pi}$$

La fracción másica de vapor (ε_g) se recomienda ser calculada con la correlación de Zivi. Los demás parámetros se calculan de la siguiente manera:

$$Nu_{forced} = 0.0195 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \phi_l(X_{tt})$$

$$\phi_l(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^2}}$$

Si $0 < Fr_1 < 0.7$, $c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_1 - 1.564 Fr_1^2$ y $c_2 = 1.773 - 0.169 Fr_1$.

Y si $Fr_1 \geq 0.7$, $c_1 = 7.242$ y $c_2 = 1.655$.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

El criterio para la elección de la ecuación a utilizar es el siguiente:

- Si $G \geq 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ se utiliza la correlación para flujo anular.
- Si $G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$:
 - Si $Fr_{so} \geq 20$ se utiliza la correlación para flujo ondulado.
 - En caso contrario se utiliza la correlación de flujo anular.

Fr_{so} es el número de Froude de la manera utilizada por Soliman:

$$Fr_{so} = 0.025 Re_l^{1.59} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{\sqrt{Ga}} \quad Re_l \leq 1250$$

$$Fr_{so} = 1.26 Re_l^{1.04} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{\sqrt{Ga}} \quad Re_l > 1250$$

Para condensación de mezclas zeotrópicas, se puede utilizar la correlación de Dobson con estas simples modificaciones y utilizando las propiedades de la mezcla:

$$Nu_{wavy, zeotropo} = \left(\frac{G}{300} \right)^{0.3} Nu_{wavy}$$

$$Nu_{anular, zeotropo} = 0.7 \left(\frac{G}{300} \right)^{0.3} Nu_{anular}$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [$\text{W/m}^2\text{K}$]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m^3]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ε_g	fracción volumétrica de vapor
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]

Fr_l	número de Froude para líquido $\left(Fr_l = \frac{(G/\rho_l)^2}{gD} \right)$
--------	---

G	flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
g	gravedad [m/s^2]

Ga	número de Galileo $\left(Ga = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) D^3 g}{\mu_l^2} \right)$
------	--

h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
----------	---

Ja_l	número de Jakob para líquido $\left(Ja_l = \frac{c_{pl}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \right)$
--------	---

Nu	número de Nusselt $\left(Nu = \alpha D / \lambda \right)$
------	--

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

Pr_l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_{pl}\mu_l}{\lambda_l} \right)$
Re_l	número de Reynolds para líquido $\left(Re_l = \frac{G(1-x_g)D}{\mu_l} \right)$
T	temperatura [K]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor
X_{tt}	parámetro de Martinelli $\left(X_{tt} = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \right)$

Subíndices

g	gas
l	líquido
sat	saturación
w	pared

4. Aplicación

Se comparo con sus resultados experimentales hechos en tubos horizontales lisos, con diámetro entre 3.14 y 7.04 mm. Los refrigerantes utilizados fueron R12, R22, R134a y unas mezclas casi azeotrópica de R32/R125 (50%/50% y 60%/40%). Para $10 < Fr_{so} < 20$ es una zona no muy clara de que tipo de estructura de flujo se presenta y se escogió la de flujo ondulado (wavy) porque era la que daba menos error respecto a los resultados experimentales. También se ha comparado con diferentes valores obtenidos experimentalmente por otros autores y da muy buenos resultados.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

1. Resumen

Presenta los resultados de la transferencia de calor en condensación y convección forzada para tubos horizontales y flujo ondulado, semi-anular y anular. Modifican las correlaciones de Akers-Rosson para adaptarla a este tipo de flujos de manera más precisa.

2. Referencia

Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1995).
Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube
 Int. Journal of Refrigeration, vol.18, No. 3, pp 210-214.
 Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1986).
Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube
 Int. Journal of Refrigeration, vol.9, pp 134-136.

3. Correlación

$$Nu = 0.084 Pr_l^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pl}(T_{sat} - T_w)} \right)^{1/6} Re_v^{0.67} ; \quad \text{si } Re_v > 3 \times 10^4 \text{ (flujo anular y semianular)}$$

$$Nu = 23.1 Pr_l^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pl}(T_{sat} - T_w)} \right)^{1/6} Re_v^{1/8} ; \quad \text{si } Re_v < 3 \times 10^4 \text{ (flujo ondulado)}$$

Para mezclas utilizan la siguiente correlación:

$$Nu = 2.82 Pr_l^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pl}(T_{sat} - T_w)} \right)^{0.365} \left(\frac{Gx_g D}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \right)^{0.146}$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
G	flujo de velocidad ($G = \rho v$) [kg/m ² s]
h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Nu	número de Nusselt ($Nu = \alpha D / \lambda$)
Pr_l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_{pl} \mu_l}{\lambda_l} \right)$
Re_v	número de Reynolds para vapor $\left(Re_v = \frac{G x_g D}{\mu_g} \right)$
T	temperatura [K]

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

v velocidad [m/s]
x_g fracción másica de vapor

Subíndices

g gas
l líquido
sat saturación
w pared

4. Aplicación

Presenta los resultados de la transferencia de calor en condensación y convección forzada para tubos horizontales y flujo ondulado, semi-anular y anular. Las condiciones del experimento fueron para R12 y R22. $20 < T_{\text{condensación}} < 40$, $175 < G < 560$, $0.1 < x_g < 0.99$.

La correlación de mezclas fue realizada para mezclas de R12 y R22. Estas mezclas dan coeficientes de transferencia de calor más grandes que para el R12, pero menores que para el R22 en estado puro.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

1. Resumen

Esta correlación es un conjunto de diferentes artículos que se tomo en un principio para poder tomar en cuenta tanto la zona de flujo estratificado como la de flujo anular.

2. Referencia

Jaster, H. and Kosky, P. G. (1975)

Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime

Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol.19, pp. 95-99.

Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. N. (1967)

Heat Transfer and Hydraulic Resistance during Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes

Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol.10, pp. 361-373.

Wallis, G. B. (1961)

Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes

UKAEA Report. AEEW-R123

3. Correlación

Mientras que se utiliza el criterio de Wallis para determinar que tipo de flujo esta presente,

$$J^* = \frac{\rho_g v_g}{\sqrt{\rho_g (\rho_l - \rho_g) g D}}$$

- Si $J^* \leq 0.5$ $\alpha = \alpha_{st}$. (flujo estratificado)
- Si $J^* \geq 1.5$ $\alpha = \alpha_{an}$. (flujo anular)
- si $0.5 < J^* < 1.5$ $\alpha = (\alpha_{an} - \alpha_{st})(J^* - 0.5) + \alpha_{st}$. (flujo mixto)

Jaster y Kosky proponen la siguiente fórmula para **flujo estratificado**,

$$\alpha_{st} = 0.725 \left[\frac{\lambda_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg} \epsilon_g^3}{\mu_l (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4}$$

Boyko y Kruzhliln dan la siguiente correlación para **flujo anular**,

$$\alpha_{an} = \alpha_l \sqrt{1 + x_g \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right)}$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN

El cálculo de α_l se realiza con la correlación de Hausen.

$$\alpha_l = \frac{\frac{f}{8} (Re_l - 1000) Pr_l}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8} (Pr_l^{2/3} - 1)}} \left(\frac{\lambda_l}{D} \right) ; \text{ donde } f = [1.82 \log_{10}(Re_l) - 1.64]^{-2}$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ε_g	fracción volumétrica de vapor
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo de velocidad ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Pr_l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_{pl} \mu_l}{\lambda_l} \right)$
Re_l	número de Reynolds para vapor $\left(Re_l = \frac{GD}{\mu_l} \right)$
T	temperatura [K]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	vapor
l	líquido
sat	saturación
w	pared

4. Aplicación

Los indicados para cada una de las correlaciones anteriores.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

1. Resumen

Un nuevo modelo de transferencia de calor para el interior de tubos planos horizontales es propuesto que incorpora los efectos locales del patrón de flujo bifásico, el flujo estratificado y el dryout parcial en flujo anular. El nuevo modelo predice con exactitud un largo número de ensayos nuevos realizados y es particularmente mejor que los métodos existentes para calidades superiores al 85% y para los flujos estratificados.

2. Referencia

Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D. (1998)

Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part1-Development of a Diabatic Two-Phase flow Pattern Map

Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb. 1998, pp 140-147.

y

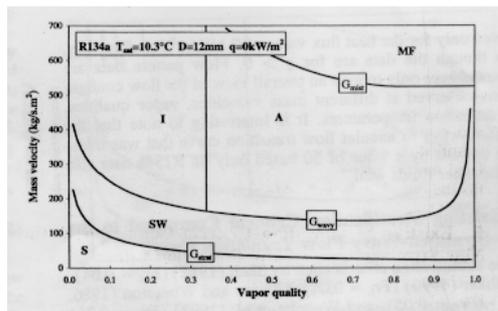
Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 3-Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern

Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb 1998, pp 156-165.

3. Correlación

Para todas estas correlaciones se necesita saber antes el mapa de la estructura de flujo. Sacado del artículo de los mismos autores: “Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part1- Development of a Diabatic Two-Phase flow Pattern Map”, Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb. 1998, pp 140-147.

Mapa de la estructura de flujo



Donde (S) es el flujo estratificado, (SW) flujo estratificado-ondulado, (I) flujo intermitente, (A) flujo anular y (MF) flujo neblina.

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A^3 g D \rho_L \rho_v}{v d^2 \pi^2 (1 - (2h/Ld - 1)^2)^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25h^2 Ld} \left((1-x)^g \frac{F_1(q)}{g} \left(\frac{We}{Fr} \right)_l^2 \right)^{F_2(q)} + \frac{1}{\cos \varphi} \right] \right\}^{0.5} + 50$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

$$F_1(q) = 646(q/q_{crit})^2 + 64.8(q/q_{crit}) \quad F_2(q) = 18.8(q/q_{crit}) + 1.023 \quad q_{crit} = 0.131\rho_v^{0.5} h \left[g(\rho_L - \rho_v)\sigma \right]^{1/4}$$

$$G_{mist} = \left\{ \frac{7680 A_{vd}^2 g D \rho_L \rho_v \left(\frac{Fr}{We} \right)_L}{x^2 \pi^2 \xi_{Ph}} \right\}^{0.5} \quad x_g < (x_g \text{ que da el mínimo valor a } G_{mist})$$

$$G_{mist} = G_{min} \quad x_g > (x_g \text{ que da el mínimo valor a } G_{mist})$$

$$G_{strat} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{Ld}^2 \rho_L (\rho_L - \rho_v) \mu_L g \cos \phi}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3}$$

$$G_{bubbly} = \left\{ \frac{256 A_{vd}^2 A_{Ld}^{1.25} \rho_L (\rho_L - \rho_v) g \cos \phi}{0.3164 (1-x)^{1.75} \pi^2 P_{id}^2 \mu_L^{0.25}} \right\}^{1/1.75}$$

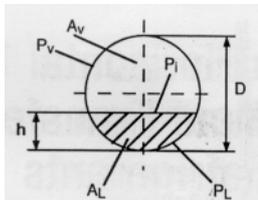
donde,

$$\xi_{Ph} = \left[1.138 + 2 \log_{10} \left(\frac{\pi}{1.5 A_{Ld}} \right) \right]^{-2} \quad \left(\frac{Fr}{We} \right)_L = \frac{\sigma}{g D^2 \rho_L}$$

$$x_{g,inter} = \left\{ 0.34^{1/0.875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{-1/7} + 1 \right\}^{-1}$$

se necesitan definir los siguientes 6 parámetros adimensionales (ver figura):

$$h_{Ld} = h/D; P_{Ld} = P_L/D; P_{vd} = P_v/D; P_{id} = P_i/D; A_{Ld} = A_L/D^2; A_{vd} = A_v/D^2.$$



para $h_{Ld} \leq 0.5$,

$$P_{Ld} = \left(8h_{Ld}^{0.5} - 2(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0.5} \right) / 3 \quad P_{vd} = \pi - P_{Ld} \quad A_{vd} = (\pi/4) - A_{Ld}$$

$$A_{Ld} = \left(12(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0.5} + 8h_{Ld}^{0.5} \right) h_{Ld} / 15$$

para $h_{Ld} > 0.5$,

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

$$P_{vd} = \left(8(1 - h_{Ld})^{0.5} - 2(h_{Ld}(1 - h_{Ld}))^{0.5} \right) / 3 \quad P_{Ld} = \pi - P_{vd} \quad A_{Ld} = (\pi / 4) - A_{vd}$$

$$A_{vd} = \left(12(h_{Ld}(1 - h_{Ld}))^{0.5} + 8(1 - h_{Ld})^{0.5} \right) (1 - h_{Ld}) / 15$$

para $0 \leq h_{Ld} \leq 1$

$$P_{id} = 2(h_{LD}(1 - h_{LD}))^{0.5}$$

un método iterativo es necesario para el cálculo de h_{Ld} ,

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{\pi} \right)^{1/4} \left(\frac{\pi^2}{64A_{vd}^2} \right) \left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{A_{vd}} + \frac{P_{id}}{A_{Ld}} \right) - \frac{1}{T_v^2} \right] \left(\frac{\pi}{P_{Ld}} \right)^{1/4} \left(\frac{64A_{Ld}^3}{\pi^2 P_{Ld}} \right)$$

donde,

$$T_v^2 = \left(\frac{\xi_v G^2 x_g^2}{2Dg\rho_v(\rho_L - \rho_v)\sin\phi} \right)^{0.5} \quad \xi_v = \frac{0.3164}{\left(\frac{Gx_g D}{\mu_v} \right)^{0.25}}$$

una vez obtenido el mapa de flujo, se procede a la obtención del coeficiente de transferencia de calor. Dado la G que se tenga se puede saber en que región se encuentra uno y calcular el coeficiente de transferencia de calor para cada caso como se detalla a continuación.

FLUJO ESTRATIFICADO Y ONDULADO (STRATIFIED WAVY FLOW (SW)).

$$\alpha_{tp} = \frac{\theta_{dry} \alpha_v + (2\pi - \theta_{dry}) \alpha_{wet}}{2\pi}$$

$$A(1 - \varepsilon_g) = 0.5R^2 \left[(2\pi - \theta_{strat}) - \sin(2\pi - \theta_{strat}) \right]$$

De esta ecuación se despeja el ángulo de flujo estratificado θ_{strat} en radianes. ε_g es la fracción volumétrica de vapor propuesta por Rouhani-Axelsson.

$$Eg = \frac{x_g}{\rho_v} \left[\left(\left[1 + 0.12(1 - x_g) \right] \left(\frac{x_g}{\rho_v} + \frac{1 - x_g}{\rho_L} \right) \right) + \frac{1.18(1 - x_g) \left[g\sigma_L(\rho_L - \rho_v) \right]^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}} \right]^{-1}$$

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \frac{(G_{high} - G)}{(G_{high} - G_{low})}$$

donde $G_{high} = G_{wavy}$, $G_{low} = G_{strat}$.

$$\alpha_{wet} = (\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3)^{1/3}$$

$$\alpha_{nb} = F 55 p_{red}^{0.12} \left(-\log_{10} p_{red} \right)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad F=1 \text{ para componentes puros.}$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

$$\alpha_{cb} = 0.0133 \left(\frac{4G(1-x_g)\delta}{(1-\varepsilon_g)\mu_l} \right)^{0.69} \left(\frac{c_{pl}\mu_l}{\lambda_l} \right)^{0.4} \frac{\lambda_l}{\delta}$$

$$\alpha_v = 0.023 \left(\frac{Gx_g D}{\varepsilon_g \mu_g} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pg}\mu_g}{\lambda_g} \right)^{0.4} \frac{\lambda_l}{D}$$

$$\delta = \frac{\pi D (1-\varepsilon_g)}{2(2\pi - \theta_{dry})}$$

FLUJO ESTRATIFICADO (STRATIFIED FLOW (S)). el mismo procedimiento que el desarrollado anteriormente es aplicado, excepto que $\theta_{dry} = \theta_{strat}$.

FLUJO ANULAR E INTERMITENTE (ANNULAR AND INTERMITTEN FLOW (I) (A)). Se realiza el mismo procedimiento, excepto que $\theta_{dry} = 0.0$ y el espesor del film líquido δ se asume que es uniformemente distribuido. El Re_1 en la ecuación de α_{cb} se calcula como $Re_1 = G(1-x_g)D/\mu_l$.

FLUJO ANULAR CON DRYOUT PARCIAL PARA ELEVADAS CALIDADES DE VAPOR (ANNULAR FLOW WITH PARTIAL DRYOUT AT HIGH VAPOR QUALITY). Para calidades mayores x_{gmax} (esta x_g es el valor en la intersección de la curva de G_{mist} y G_{wavy}).

$$\theta_{dry} = (2\pi - \theta_{max}) \frac{(x_g - x_{gmax})}{(1 - x_{gmax})} + \theta_{max}$$

$$\theta_{max} = \theta_{strat} \frac{(G_{mismin} - G)}{(G_{mismin} - G_{strat})}$$

CORRECCION PARA MEZCLAS. El F en α_{nb} se cambia por:

$$F = \left[1.0 + \frac{\alpha_{idealnb}}{q} (T_{dew} - T_{bub}) * \left(1 - e^{-q/(0.0003h_{fg}\rho_l)} \right) \right]^{-1}$$

$\alpha_{idealnb}$ se calcula como el α_{nb} considerando F=1.

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
δ	espesor del film de líquido[m]
φ	inclinación del tubo respecto a la horizontal [grados]
σ	tensión Superficial [N/m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ε_g	fracción másica de vapor.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

- A área transversal [m²]
- c_p calor específico a presión constante [J/kg K]
- D diámetro [m]
- g aceleración de la gravedad [m/s²]
- G flujo de velocidad (G=ρv) [kg/m²s]
- h_{fg} calor latente de cambio de fase [J/kg]
- M peso molecular [kg/kgmol]
- p presión [Pa]
- p_{red} presión reducida (p_{red}=p/p_{critica})
- q calor [W/m²]
- R radio del tubo [m]
- T temperatura [K]
- v velocidad [m/s]
- x_g fracción másica de vapor

X_{tt} parámetro de Martinelli
$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.125}$$

Subíndices

- bub burbuja
- cb ebullición convectiva
- dew rocío
- L líquido
- nb ebullición nucleada
- v gas

4. Aplicación

Correlations	Deviation %	Refrigerants						Total Mean error
		R134a	R134a *	R502	R123	R402A	R404A	
Jung	Standard	41.3	18.2	45.1	30.2	27.4	23.2	42.8
	Mean	18.8	37.4	17.9	20.3	16.2	14.8	20.9
	Average	-0.6	25.3	1.7	6.8	-6.4	-5.4	3.6
Shah	Standard	21.6	47.7	23.2	28.4	18.2	15.0	25.7
	Mean	24.6	33.6	27.8	20.9	23.5	24.0	26.7
	Average	-10.7	-7.4	-22.5	-5.4	-25.4	-22.3	-16.0
VDI	Standard	27.4	47.0	32.1	27.9	28.4	20.1	30.5
	Mean	29.6	30.8	31.6	20.7	22.4	16.6	25.3
	Average	27.4	1.1	29.4	-4.2	-0.1	-1.7	6.6
GW66	Standard	33.4	50.9	33.6	23.4	28.7	26.4	34.2
	Mean	22.0	39.5	22.9	15.7	24.3	20.6	24.2
	Average	11.9	-1.7	10.9	0.0	18.7	13.4	8.0
GW67	Standard	24.2	46.6	23.8	28.1	17.6	15.3	28.9
	Mean	17.6	38.1	19.7	18.4	18.4	16.0	21.2
	Average	-7.1	-14.9	-13.1	-4.8	-14.2	-11.2	-10.9
Present	Standard	17.1	20.0	15.0	16.6	18.0	13.1	16.3
	Mean	12.8	13.6	12.8	14.9	14.9	11.0	13.3
	Average	2.4	4.3	1.4	-6.3	6.0	3.4	2.0
Data points		420	101	31	55	238	230	1141
T _{sat} (°C)		-1.3...10.3	4.44	2.50	30.7	-1.3...10.2	-1.3...10.2	
P _{sat} (bar)		2.0...4.2	3.42	6.19	1.12	5.3...8.0	5.9...8.4	
P _{crit} (bar)		41.35	41.35	40.75	36.07	41.35	37.32	
Pr (-)		0.068...0.102	0.059	0.152	0.031	0.152...0.215	0.168...0.225	
σ _L (mN/m)		11.87...10.2	11.04	9.3	14.5	9.2...7.87	7.96...6.41	
Pr _L (-)		3.34...3.76	3.34	3.66	5.47	3.39...3.65	3.18...3.14	
G (kg/(s.m ²))		100...500	100...400	100...300	100...300	100...318	100...318	
x (%)		4...50	16...100	8...97	7...98	9...31	7...68	
q (kW/m ²)		3.2...35.54	0.44...22.56	3.28...27.72	3.7...24.65	3.36...20.6	3.42...35.57	
M (kg/kgmol)		102.03	102.03	111.63	152.60	101.65	87.60	
Re _L (-)		881...20899	159...10295	732...14222	651...7554	1705...16675	1601...16685	
Re _v (-)		21704...234583	38177...376004	35237...249704	25366...198786	40523...247267	41780...273245	
Face diameter=10.02mm								

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

1. Resumen

El autor ha desarrollado de manera bastante precisa ecuaciones para representar las correlaciones tipo mapa (CHART) que presentó anteriormente.

2. Referencia

Shah, M.M. (1982)

Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study

ASHRAE TRANSACTIONS, Vol. 88, 1982, pp 185-196.

3. Correlación

Shah desarrolla 3 correlaciones una para el valor en zona de ebullición nucleada (ψ_{nb}), otra para la zona de ebullición convectiva (ψ_{cb}) y otra para la zona de supresión de burbujas (ψ_{bs}). Tomando como el valor del coeficiente de transferencia de calor, el valor máximo entre todas multiplicado por el α_1 ($\alpha = \psi_{\max} \alpha_1$). Donde:

Para $N > 1.0$

$$\psi_{nb} = 230Bo^{0.5} \quad Bo > 0.3 \times 10^{-4}$$

$$\psi_{nb} = 1.0 + 46Bo^{0.5} \quad Bo < 0.3 \times 10^{-4}$$

$$\psi_{cb} = 1.8 / N^{0.8}$$

$$\psi_{bs} = FBo^{0.5} e^{2.74N^{-0.1}} \quad 0.1 < N < 1.0$$

$$\psi_{bs} = FBo^{0.5} e^{2.74N^{-0.15}} \quad N \leq 0.1$$

Si $Bo \geq 11 \times 10^{-4}$, $F=14.7$, en caso contrario $F=15.43$.

Si $Fr_1 \geq 0.04$, $N=Co$, en caso contrario $N=0.38Fr_1^{-0.3}Co$.

α_1 se calcula de acuerdo con la ecuación de Dittus Boelter ($Nu=0.023Re_1^{0.8}Pr^{0.4}$).

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m^2K]
λ	conductividad térmica [$W/m K$]
ρ	densidad [kg/m^3]
μ	viscosidad dinámica [$Pa s$]

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

Bo	número de ebullición (boiling) $\left(Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \right)$
Co	número convectivo $\left(Co = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \right)$
c _p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
Fr _l	número de Froude para líquido $\left(Fr_l = \frac{(G/\rho_l)^2}{gD} \right)$
G	flujo por unidad de área (G=ρv) [kg/m ² s]
g	gravedad [m/s ²]
h _{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Nu	número de Nusselt ($Nu = \alpha D/\lambda$)
p _{red}	presión reducida
Pr _l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_p \mu_l}{\lambda_l} \right)$
q	calor por unidad de área [W/m ²]
Re _l	número de Reynolds para líquido $\left(Re_l = \frac{G(1-x_g)D}{\mu_l} \right)$
v	velocidad [m/s]
x _g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido

4. Aplicación

Para tubos horizontales y verticales y flujo en anulos, se ha comparado con 3000 puntos experimentales de 12 fluidos (R11, R12, R22, R502, Agua, ...). p_{red}<0.89, Diámetro<41mm. Y en anulos con claro de entre 1.1 y 6.2 mm. Esta correlación normalmente no se utiliza o no se recomienda utilizar en la región de post-dryout.

NH₃ (AMONÍACO)

Da una exactitud de ±6% para la mayoría de regiones excepto los siguientes 2 casos:

- Cuando Co=0.004 y Bo=50x10⁻⁴, la ecuación sobrepredice el resultado en un 11%, esta región cae en postdryout.
- Para tubos horizontales con Fr_l<0.04 y Bo<1x10⁻⁴. La correlación predice por debajo el coeficiente de transferencia de calor con un valor máximo del 20% para Co entre 0.3 y 1.0.

Este modelo es más adecuado para las regiones de flujo de calor en región subcrítica. Para tubos horizontales con Fr_l<0.04, esta ecuación solo puede ser usada si Bo>1x10⁻⁴. Para todo tipo de tubos verticales y horizontales con Fr_l≥0.04 estas correlaciones se pueden utilizar para cualquier valor de Bo.

Estas correlaciones son aplicables solo para flujo turbulento completamente desarrollado, tuberías lisas y refrigerante sin aceite

Para evaporación de película y flujo estratificado y bajas fracciones másicas de vapor, el modelo no da valores adecuados.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

1. Resumen

Este modelo se basa en el modelo utilizado de contribución debido a los mecanismos de ebullición nucleada y convectiva originalmente propuesto por Bergles y Rohsenow (1964). Esta correlación se utiliza solo para fluidos puros.

2. Referencia

Kandlikar, S. G. (1990)

A General Correlation for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes

Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.112, pp 219-228.

3. Correlación

Kandlikar desarrolla 2 correlaciones una para la zona de ebullición nucleada (α_{nb}) y otra para la zona de ebullición convectiva (α_{cb}), tomando como el valor del coeficiente de transferencia de calor, el valor máximo entre ambas, haciéndolo de manera iterativa hasta llegar a una precisión deseada ya que el número de ebullición Bo es función de la misma α .

$$\alpha_{nb} = 0.6683Co^{-0.2} (1-x_g)^{0.8} \alpha_{lo} (25Fr_{lo})^{c5} + 1058Bo^{0.7} (1-x_g)^{0.8} F_{fl} \alpha_{lo}$$

$$\alpha_{cb} = 1.136Co^{-0.9} (1-x_g)^{0.8} \alpha_{lo} (25Fr_{lo})^{c5} + 667.2Bo^{0.7} (1-x_g)^{0.8} F_{fl} \alpha_{lo}$$

Si $Co < 0.65$ se puede considerar que estamos en la región de ebullición convectiva y en caso contrario en la de ebullición nucleada. Y el coeficiente de transferencia de calor α_{lo} se calcula a partir de la correlación de Dittus-Boelter para el Nusselt ($Nu = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}$) considerando para el calculo del Re como si todo el flujo fuera líquido. $c5$ es igual con cero si el tubo es vertical o si el tubo es horizontal con $Fr_l > 0.04$. En caso contrario su valor es 0.3 y F_{fl} es el parámetro de Kandlikar.

FLUIDO	F_{fl}
AGUA	1.0
R11	1.3
R12	1.5
R13B1	1.31
R22	2.2
R113	1.3
R114	1.24
R13a	1.63
R15a	1.1

Si el tubo es de acero inoxidable F_{fl} es igual a 1 para todos los fluidos.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
Bo	número de ebullición (boiling) $\left(Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \right)$
Co	número convectivo $\left(Co = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \right)$
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
Fr _l	número de Froude para líquido $\left(Fr_l = \frac{(G/\rho_l)^2}{gD} \right)$
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo por unidad de área (ρv) [kg/m ² s]
h _{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Nu	número de Nusselt ($Nu = \alpha D / \lambda$)
Pr _l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_p \mu_l}{\lambda_l} \right)$
q	calor [W/m ²]
Re _l	número de Reynolds para líquido $\left(Re_l = \frac{GD}{\mu_l} \right)$
v	velocidad [m/s]
X _g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido

4. Aplicación

Table 5. Comparison of Correlations with Data

Fluid	Mean Deviations					
	Present work	Shah (1982)	Gungor and Vinterton (1987)	Gungor and Vinterton (1986)	Chen (1966)	Bjorge, Hall and Rohsenov (1982)
Water	15.9	17.9	18.5	20.7	29.6	24.6
Refrigerants						
R-11	16.9	17.6	20.7	25.8	42.4	30.5
R-12	23.3	34.8	27.2	30.7	74.0	64.0
R-13B1	15.4	19.7	20.6	16.5	59.2	79.6
R-22	16.1	39.1	34.2	39.9	44.3	63.2
R-113	20.6	23.7	24.9	22.0	25.2	26.2
R-114	22.8	25.7	22.4	22.8	35.1	36.1
R-152a	16.3	19.9	18.1	23.8	60.2	83.1
All Refrigerants	18.8	25.8	24.0	25.9	48.6	54.7
Nitrogen	19.3	57.3	45.8	*	*	*
Neon	18.7	46.9	43.5	*	*	*

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

Table 2. Details of the data sources used in the correlation development

Investigator	Ori	D ^o mm	D	G kg/m ² s	q W/m ² x10 ³	Δx	ΔT deg C	Co	Bo x10 ⁻⁴	Fr
Water										
1. Rohsenow (1954)	Hor	11.8	186	339-1983	157-347	0.005-0.563	4.4-62.0	0.04-3.00	0.53-10.0	1.14-10.07
2. Fritsch (1961)	Ver	12.3	176	476-7434	4.7-277	0.001-0.134	2.2-82.4	0.11-12.0	0.01-12.8	
3. Bennett (1976)	Ver	20.4	257	115-981	136-381	0.005-0.196	3.9-24.6	0.11-2.56	0.06-20.4	
4. Kenning and Cooper (1967)	Ver	9.6	471	123-630	52-417	0.004-0.671	1.3-24.5	0.02-2.6	0.39-11.3	
5. Morozov (1969)	Ver	32	171	773-1634	116-315	0.004-0.342	0.31-13.1	0.045-3.2	4.5-17.1	
6. Ferroud et al. (1960)	Ver	5	41	1349-8179	540-2180	0.098-0.699	4.5-17.5	0.102-1.07	0.053-5.35	
7. Stone (1971)	Ver	12.2	71	67-596	44-933	0.005-0.57	6.4-23.1	0.02-1.79	0.93-15.1	
8. Sani (1960)	Ver	18.3	38	248-1031	43-157	0.019-0.143	1.6-6.3	0.109-0.62	0.236-1.77	
R11										
9. Glovia (1966)	Hor	6.14, 25	503	13-252	1.2-93	0.1-0.95	1.3-22.4	0.005-0.94	0.53-20.6	0.0008-0.47
10. Riedel and Purcupile (1971)	Hor	4.46, 18.85	85	1473-4579	40-92.8	0.002-0.21	2.4-33.5	0.69-23.9	1.3-2.09	7.7-75.2
11. Bandel (1973)	Hor	14	167	106-727	0.9-92.9	0.09-0.03	0.06-15.6	0.015-0.312	0.09-20.0	0.36-16.6
R12										
12. Riedel and Purcupile (1971)	Hor	6.66, 18.85	92	1440-4479	22-80	0.001-0.2	2.1-30.2	0.63-43.6	1.10-2.80	6.6-89.2
13. Flee (1972)	Hor	18.85	157	242-1915	0.3-80	0.017-0.907	1.1-15.7	0.006-4.1	0.03-9.40	0.2-12
14. Bandel (1973)	Hor	20	54	104-441	2-70	0.5	1.0-11.8	0.12	0.07-3.82	0.04-0.73
15. Kaufman (1974)	Ver	20.5	98	658-4050	9.5-111	0.017-0.209	1.1-7.6	0.69-11.1	0.24-5.00	
R13B1										
16. Ross (1985)	Hor	9	160	353-1220	10-51.3	0.01-0.6	1.4-13.9	0.042-7.1	1.30-0.70	0.43-5.52
R22										
17. Zuber (1967)	Ver	10.16	230	84-867	4.1-70.6	0.002-0.592	1.2-7.2	0.12-20.8	1.37-10.90	
18. Chadcock and Brunemann (1967)	Hor	11.60	22	113-474	2.0-70.6	0.203-0.676	0.8-7.6	0.08-0.464	0.22-6.38	0.07-1.27
19. Steiner (1964)	Hor	20	74	80-800	5-70	0.02-0.43	1.0-8.0	0.18-20.3	2.1-10.0	0.14-4.72
R113										
20. Jensen (1986)	Ver	8.1	1264	165-1523	6.7-51.1	0.001-0.71	0.6-16.1	0.004-52.1	0.035-12.65	
R114										
21. Julloux (1974)	Ver	20	347	137-1313	0.8-82.1	0.017-0.71	2.2-38.4	0.08-3.72	0.05-24.02	
R152										
22. Ross (1985)	Hor	9	374	140-713	4.7-89.9	0.01-0.06	1.1-14.7	0.03-3.72	0.46-9.78	0.23-5.82
Heon										
23. Mohr and Bunge (1977)	Hor	4.6	143	77-131	0.4-49	0.12-0.95	0.04-1.67	0.01-0.52	0.32-46.5	0.1-0.31
Mitecgen										
24. Steiner and Schlunder (1977)	Hor	14	133	40-450	0.3-40	0.1-0.95	0.02-1.96	0.02-1.96	0.049-34.4	0.03-4.17

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

1. Resumen

Una mejora a la correlación general para ebullición en el interior de tubos y en anulos, tanto para orientación horizontal como vertical, se ha desarrollado en base a una gran cantidad de bancos de datos. Comparada con correlaciones existentes, el número de ecuaciones requeridas en este caso para calcular el coeficiente de transferencia de calor es menos de la mitad.

2. Referencia

Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S. (1987)

Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data
Chem Eng Res Des, Vol.65, March 1987, pp. 148-156.

3. Correlación

$$\alpha_{tp} = \left(1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x_g}{1-x_g} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \right) \alpha_l E_2$$

donde:

$\alpha_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} (\lambda_l / D)$ (Dittus-Boelter).

Si $Fr_l > 0.05$: $E_2 = 1.0$

En caso contrario y si el tubo es horizontal: $E_2 = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)}$

Nomenclatura

α coeficiente de transferencia de calor [W/m^2K]

λ conductividad térmica [W/mK]

ρ densidad [kg/m^3]

μ viscosidad dinámica [$Pa s$]

Bo número de ebullición (boiling) $\left(Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \right)$

c_p calor específico a presión constante [$J/kg K$]

D diámetro [m]

Fr_l número de Froude para líquido $\left(Fr_l = \frac{(G/\rho_l)^2}{gD} \right)$

G flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [kg/m^2s]

g gravedad [m/s^2]

h_{fg} calor latente de cambio de fase [J/kg]

Pr_l número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_p \mu_l}{\lambda_l} \right)$

q calor [W/m^2]

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN EVAPORACIÓN

Re_l número de Reynolds para líquido $\left(Re_l = \frac{G(1-x_g)D}{\mu_l} \right)$

v velocidad [m/s]
 x_g fracción másica de vapor

Subíndices

g gas
 l líquido

4. Aplicación

Table 1. The Birmingham University data bank.

Data (Reference)	d (mm) Tube Diameter	Fluid	Orientation of Flow	T_s (°C) Saturation Temperature		G (kgm ⁻² s ⁻¹) Mass Velocity		q (10 ³ Wm ⁻²) Heat Flux		P_s (Bar) Saturation Pressure		x^* (%) Quality		ΔT (°C) Temperature Difference		No. of Data Points
				Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	
Morozov	32.00	water	vertical up	271.2	237.3	1633.8	773.3	515.2	116.3	41.34	31.41	34.2	0.4	10.8	5.1	171
Murray	11.81	water	horizontal	194.3	124.6	1533.4	339.1	788.6	157.7	13.78	3.1	56.3	0.0	28.1	4.4	419
Sani	18.30	water	horizontal	114.4	102.3	1031.1	248.3	157.1	42.9	1.653	1.099	14.3	1.9	6.3	1.6	52
Wright	18.30	water	vertical down	135.8	101.2	3535.0	248.6	277.6	4.74	3.189	1.056	19.3	0.6	6.5	0.4	103
Dogler	25.40	water	vertical	135.9	88.6	1390.0	59.2	624.6	8.20	3.20	0.66	43.5	0.1	18.6	0.7	60
Perrod	5.00	water	vertical down	280.8	237.7	8179.3	1249.0	2380.0	540.0	64.23	31.97	69.9	9.8	17.5	4.5	41
Sison	12.20	water	vertical	126.1	99.4	1070.2	67.0	1995.0	44.0	2.39	0.99	57.0	0.5	28.3	2.8	71
Bertolotti	5.00	water	vertical	286.0	286.0	1528.9	1528.9	1340.0	54.2	70.12	70.12	52.1	17.4	11.9	1.3	79
Shook	2.95	water	vertical	166.8	132.4	2939.3	1244.1	2085.0	306.3	7.30	2.89	49.4	5.2	10.2	3.3	18
Lavia	18.60	R12	vertical up	32.6	26.2	3151.8	678.8	27.8	3.3	7.95	6.72	89.1	17.3	5.7	0.8	41
Bandel	14.00	R12	horizontal	0.9	-0.7	736.7	91.0	70.8	1.1	3.18	3.02	52.0	9.0	12.2	0.3	168
Chaddock	11.68	R22	horizontal	11.5	11.5	474.5	113.0	21.0	1.99	7.00	7.00	67.6	20.3	7.6	0.3	23
Chawla	25.14	R11	horizontal	20.0	0.0	173.2	12.4	23.3	0.15	0.88	0.39	99.0	10.0	23.0	0.5	993
Pujol	15.77	R113	vertical up	86.1	49.8	1234.7	205.4	56.7	5.87	2.13	0.08	43.0	0.1	25.2	3.5	143
Pujol	15.77	R113	vertical down	85.2	52.1	1246.5	205.4	56.7	2.98	2.05	0.16	70.2	1.1	11.1	4.7	107
Rhee	19.05	R12	horizontal	42.7	29.3	1917.3	242.5	44.8	6.9	10.3	7.3	99.3	2.0	38.4	2.1	166
Kaufman	20.5	R12	vertical up	92.4	45.3	4830.0	638.0	111.3	9.5	20.1	10.9	20.9	1.7	7.6	1.1	99
Haffner	15.0	R12	vertical up	93.0	27.5	928.5	510.0	200.0	14.8	29.5	6.9	33.0	3.8	5.4	0.8	46
Lavin	18.6	R12	horizontal	29.8	24.0	2863.0	1526.0	38.5	7.1	7.4	6.3	82.1	26.4	4.3	0.7	18
Lavin	18.6	R12	horizontal	23.4	22.2	1699.0	1166.0	34.6	9.9	10.0	9.7	62.9	43.7	3.4	1.0	9
Bandel	14.0	R11	horizontal	10.5	9.4	726.3	106.5	70.1	0.97	0.61	0.59	82.0	9.0	15.6	0.2	165
Bennett	16.22	water	annular	121.9	100.2	295.6	69.8	500.0	100.0	2.1	1.0	38.9	0.2	29.4	1.2	70
Tarasova	8.5-15	water	annular	364.9	329.5	5700.0	1360.0	1235.0	494.0	196.0	127.7	12.7	0.3	5.7	2.0	46
Collier	9.5-22	water	annular	145.7	100.8	1076.0	134.0	795.0	29.6	4.2	1.0	65.9	0.2	62.3	1.0	367
Kerth	14.91	water	subcooled	194.7	102.2	3819.0	1870.0	4579.0	119.4	13.9	1.1	145.0	1.0	31.3	6.1	44
Tarasova	13-8.5	water	subcooled	364.1	329.3	3620.0	1350.0	2303.0	529.0	202.6	131.7	107.9	0.5	56.2	2.7	53
Schafer	3.05	water	subcooled	213.4	150.0	6158.0	21970.0	91534.0	46848.0	20.4	4.8	173.7	1.0	106.7	8.7	24
Papell	7.90	water	subcooled	190.0	128.9	3314.0	1120.0	2616.0	1333.0	12.5	2.6	146.1	1.0	40.6	1.7	97
Horigson	11.68	water	subcooled	248.7	170.0	7830.0	1095.0	2861.0	712.0	37.8	6.9	130.2	1.0	39.4	2.0	326
Purcupille	19-6.5	R11	subcooled	105.2	75.0	4792.0	1472.0	92.8	16.3	9.1	5.6	18.4	0.1	13.5	1.8	75
Purcupille	18.85	R12	subcooled	28.7	27.6	4361.0	1640.0	52177.0	25612.0	7.1	6.9	11.6	0.8	9.2	2.6	6
Jalleuk	19.94	R114	vertical up	94.2	35.9	4757.0	157.0	81.6	8.7	14.8	4.4	38.2	2.5	17.1	2.5	123
Bennett	20.4	water	vertical up	120.3	120.3	1591.0	184.0	181.2	136.1	2.0	2.0	34.2	0.4	24.6	3.9	255
Bennett	20.4	ethylene glycol	vertical up	220.4	220.4	1030.0	206.0	576.4	136.3	2.0	2.0	25.9	0.0	53.1	8.1	101
Shook ²⁰	2.95	water	vertical	190.6	132.2	2939.3	1243.3	2085.0	306.2	12.69	2.89	49.4	2.7	49.4	0.0	183
Adorni ²⁰	5.22	water	annular	288.2	285.0	3828.0	935.0	2616.0	98.0	72.47	60.14	13.4	1.1	78.1	7.4	136
Somerville ²⁰	11.85	n-butanol	vertical	155.0	124.4	2149.2	666.9	206.4	88.3	3.31	1.29	28.8	0.3	12.8	2.9	127
Tera ²⁰	26.20	Ethanol	vertical	104.4	97.6	892.2	304.2	248.8	26.3	2.59	2.03	27.5	0.3	13.9	4.1	61
Tera ²⁰	26.20	Ethanol	subcooled	104.9	96.3	1595.0	304.2	248.8	8.8	2.67	1.97	13.4	0.2	43.4	0.1	327

²⁰In the case of subcooling x refers to the subcooling degree $(T_s - T_c) / (T_s - T_c)_s$. References for the outlet data are given in reference 1.

Table 2. Comparison of the correlations with each group of fluids

Correlations	Number of data points	Kandlikar and Shah and Promet							
		Chen		Thakur		Shah		Promet	
Data		Mean	Ave.	Mean	Ave.	Mean	Ave.	Mean	Ave.
Water (tube) data	1454	25.8	-21.4	22.2	-12.2	17.8	-7.0	17.5	-2.1
Water (annuli) data	622	21.2	-0.4	26.3	12.6	29.1	21.8	20.4	9.0
Inner tube heated									
Water (annuli) data	176	28.6	-17.9	31.6	-21.4	24.0	-16.9	24.5	-4.4
Both tubes heated									
All annuli data	738	22.5	-3.5	27.3	6.5	28.2	14.9	21.2	6.6
All the water data	2212	24.7	-15.2	23.9	-5.3	21.4	0.5	18.7	0.8
Refrigerant 11	751	78.2	69.9	19.3	-14.9	14.4	5.8	15.6	-7.8
Refrigerant 12	526	36.9	-13.3	32.5	-17.0	29.3	-14.3	26.8	-7.9
Refrigerant 22	32	25.8	17.4	14.7	-3.4	14.4	-5.4	15.0	-6.9
All refrigerants (Organics) ^a	1682	53.2	22.1	26.2	-17.4	21.2	-5.7	20.4	-8.0
Organics	293	39.2	-37.0	38.1	-27.8	28.1	-16.2	27.6	-8.0
Vertical tube data	1832	31.5	-25.0	29.0	-16.4	24.7	-12.3	23.8	-5.2
All the vertical	2590	29.6	-16.5	29.6	-11.1	27.0	-5.6	24.3	-5.3
Horizontal tube	1593	50.5	25.8	21.4	-15.7	15.3	-1.4	15.1	-5.8
All saturated data	4183	37.6	-2.2	26.5	-12.8	22.5	-4.0	20.8	-4.2

^aModified h_c expressions used for n-butanol and ethanol.

FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR

1. Resumen

La correlación desarrollada por Premoli [1971] es de interés porque fue optimizada minimizando los errores de predicción de densidad de líquido. Debido a que las diferencias de densidad están directamente relacionadas con las predicciones de la masa del refrigerante, la aproximación puede ser conveniente para destinarse a aplicaciones.

2. Referencia

Esta ecuación esta citada por:

Rice, C. K. (1987)

The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions

ASHRAE Transactions, vol.93, pp.341-367.

3. Correlación

$$\varepsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) S}$$

donde,

$$S = 1 + F1 \sqrt{\frac{y}{1 + yF2}} - yF2$$

$$F1 = 1.578 \operatorname{Re}_l^{-0.19} \left(\rho_l / \rho_g \right)^{0.22}$$

$$F2 = 0.0273 \operatorname{We}_l \operatorname{Re}_l^{-0.51} \left(\rho_l / \rho_g \right)^{-0.08}$$

$$y = \frac{\varepsilon_{g \text{ homog}}}{1 - \varepsilon_{g \text{ homog}}}$$

$$\varepsilon_{g \text{ homog}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)}$$

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
σ	tensión superficial [N/m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ε_g	fracción volumétrica de vapor
D	diámetro [m]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo por unidad de área (G=ρv) [kg/m ² s]
Re_l	número de Reynolds para líquido $\left(\operatorname{Re}_l = \frac{GD}{\mu_l} \right)$
v	velocidad [m/s]
We_l	número de Weber líquido $\left(\operatorname{We}_l = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_l} \right)$
x_g	fracción másica de vapor

FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR

Subíndices

g gas
homog homogéneo
l líquido

4. Aplicación

Fue desarrollada para una larga variedad de condiciones de mezclas bifásicas en canales verticales.

FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR

1. Resumen

Correlación empírica de Rouhani-Axelsson [1970] y que se utiliza en la correlación de Kattan para el coeficiente de transferencia de calor en evaporación.

2. Referencia

Esta ecuación esta citada por:

Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D. (1998)

Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part1-Development of a Diabatic Two-Phase flow Pattern Map

Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb. 1998, pp 140-147.

3. Correlación

$$\varepsilon_g = \frac{x_g}{\rho_g} \left[\left(\left[1 + 0.12(1 - x_g) \right] \left(\frac{x_g}{\rho_g} + \frac{1 - x_g}{\rho_l} \right) \right) + \frac{1.18(1 - x_g) \left[g \sigma_l (\rho_l - \rho_g) \right]^{0.25}}{G \rho_l^{0.5}} \right]^{-1}$$

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
σ	tensión superficial [N/m]
ε_g	fracción volumétrica de vapor
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo de velocidad (ρv) [kg/m ² s]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido

FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR

1. Resumen

La correlación de Smith [1969] fue desarrollada en base a velocidades iguales de una mezcla homogénea en el centro y fase líquida en el anulo.

2. Referencia

Esta ecuación esta citada por:

Rice, C. K. (1987)

The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions

ASHRAE Transactions, vol.93, pp.341-367.

3. Correlación

$$\epsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[0.04 + (1-0.04) \frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0.04 \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right) \right)^{1/2}}{1 + 0.04 \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)} \right]}$$

Nomenclatura

ρ densidad [kg/m³]
 ϵ_g fracción volumétrica de vapor
 x_g fracción másica de vapor

Subíndices

g gas
l líquido

FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR

1. Resumen

Esta correlación, es una mejora para el flujo anular sobre la correlación de Zivi, incluyendo los efectos de fricción en la pared. El resultado predice la fracción volumétrica de vapor con valores cercanos a la correlación de Smith y da buenos resultados al compararlo con datos experimentales.

2. Referencia

Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1985)
A Void Fraction Model for Annular Two-phase Flow
International Journal of Heat and Mass, vol.28, No. 1, pp.191-198.

3. Correlación

$$\varepsilon_g = 1.0 - 1.928 \operatorname{Re}_l^{-0.315} / F(X_{tt}) + 0.9293 \operatorname{Re}_l^{-0.63} / F(X_{tt})^2 \quad 50 < \operatorname{Re}_l \leq 1125$$

$$\varepsilon_g = 1.0 - 0.38 \operatorname{Re}_l^{-0.088} / F(X_{tt}) + 0.0361 \operatorname{Re}_l^{-0.176} / F(X_{tt})^2 \quad \operatorname{Re}_l > 1125$$

donde,
$$F(X_{tt}) = 0.15(1/X_{tt} + 2.85/X_{tt}^{0.476})$$

Nomenclatura

ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ε_g	fracción volumétrica de vapor
D	diámetro [m]
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
Re_l	número de Reynolds para líquido $\left(\operatorname{Re}_l = \frac{GD}{\mu_l} \right)$
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor
X_{tt}	parámetro de Martinelli $\left(X_{tt} = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \right)$

Subíndices

g	gas
l	líquido

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO EN TUBERIAS CON SUPERFICIES INTERIORES ALETEADAS

1. Resumen

Correlación para el cálculo del factor de fricción en tubos con superficie interior aleteada (específicamente para tubos del tipo microfin y cross grooved) desarrollada por Cavallini et al. Se basa en la modificación de la correlación de Friedel para tubo liso. Utiliza una rugosidad relativa calculada específicamente para el caso de tubos aleteados.

2. Referencia

Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L. (2000)
Heat Transfer and pressure Drop during Condensation of Refrigerants inside Horizontal Enhanced Tubes
International Journal of Refrigeration, vol. 23, pp.4-25

3. Correlación

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{Fr^{0.045}We^{0.035}}$$

donde,
$$E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \quad F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.224} \quad H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}$$

$$Fr = G^2 / (gD\rho_H^2) \quad We = G^2 D / (\rho_H \sigma) \quad \rho_H = \rho_l \rho_g / (x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g)$$

$$f = 0.25 \left(\frac{1}{1.74 - 2 \log_{10}(2(\xi/D))} \right)^2$$

$$\frac{\xi}{D} = \frac{0.18(h/D)}{0.1 + \cos \beta}$$

Nomenclatura

β	ángulo de hélice [rad]
ρ	densidad [kg/m ³]
ϕ	factor para la caída de presión en flujo bifásico.
σ	tensión superficial [N/m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = \frac{f G^2}{4 \rho} \right)$ [N/m ²]
D	diámetro interior mínimo [m]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
h	altura de la aleta [m]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	vapor
l	líquido

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO EN TUBERIAS CON SUPERFICIES INTERIORES ALETEADAS

4. Aplicación

Esta correlación se puede utilizar a tubos tanto tipo microfin como cross-grooved, se ha comparado con resultados experimentales en condensación para el R12, R22, R32, R502, R134a, así como para mezclas zeotrópicas R407A, R407C, R404A, R410A. La desviación media encontrada con respecto a los resultados experimentales es de un 20%.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN EN TUBOS ALETEADOS

1. Resumen

Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para flujo bifásico en condensación para tubos aleteados interiormente (tipo micro-fin) según la correlación de Yu y Koyama [1998]. Divide el número de Nusselt en su término debido a las fuerzas convectivas (Nu_F) y al debido a la convección natural (Nu_B).

2. Referencia

Yu, J. and Koyama, S. (1998)
Condensation Heat Transfer of Pure Refrigerants in Microfin Tubes
 Proceedings 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 325-330.

3. Correlación

$$Nu = \left(Nu_F^2 + Nu_B^2 \right)^{0.5} = \alpha_e D_M / \lambda_l$$

donde,

$$Nu_F = 0.152 \left[0.3 + 0.1 Pr_l^{1.1} \right] \left(\Phi_v / x_{tt} \right) Re_l^{0.68}$$

$$\Phi_v = 1.1 + 1.3 \left[\frac{G x_{tt}}{\sqrt{g D_M \rho_g (\rho_l - \rho_g)}} \right]$$

$$Nu_B = \frac{0.725}{\eta_A} H(\epsilon_g) \left(\frac{Ga Pr_l}{Ph_l} \right)^{0.25}$$

$$H(\epsilon_g) = \epsilon_g + A \sqrt{\epsilon_g} (1 - \sqrt{\epsilon_g})$$

$$A = 10 (1 - \epsilon_g)^{0.1} - 8.0$$

ϵ_g calculada a partir de la fórmula de Smith

Nomenclatura

λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
η_A	aumento del área de transferencia de calor del tubo con respecto a uno de tubo liso con D_M
α_e	coeficiente de transferencia de calor efectivo [W/m ² K]
ϵ_g	fracción volumétrica de vapor
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D_M	diámetro medio [m]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [kg/m ² s]

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO BIFÁSICO EN CONDENSACIÓN EN TUBOS ALETEADOS

Ga	número de Galileo $\left(Ga = \frac{\rho_l^2 D^3 g}{\mu_l^2} \right)$
h _{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Nu	número de Nusselt $(Nu = \alpha D / \lambda)$
Ph _l	número de cambio de fase $\left(Ph_l = \frac{c_{pl} (T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \right)$
Pr _l	número de Prandtl para líquido $\left(Pr_l = \frac{c_{pl} \mu_l}{\lambda_l} \right)$
Re _l	número de Reynolds para líquido $\left(Re_l = \frac{G(1-x)_g D}{\mu_l} \right)$
T	temperatura [K]
v	velocidad [m/s]
x _g	Fracción másica de vapor
X _{tt}	Parámetro de Martinelli $\left(X_{tt} = \left(\frac{1-x}_g \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \right)$

Subíndices

g	gas
l	líquido
sat	saturación
w	pared

4. Aplicación

Esta correlación que es una modificación de la correlación de Haraguchi et al. para tubo liso se desarrolla para la condensación en el interior de tubos horizontales (del tipo microfin) para refrigerantes puros, se comparó con resultados experimentales para el R22, R123 y R134a.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA ZONA DE EBULLICIÓN SUBENFRIADA

1. Resumen

En el caso de ebullición subenfriada, el factor de fricción se calcula primero encontrando el punto neto de inicio de vapor generado de acuerdo a correlaciones de Saha y Zuber, una vez obtenido esto el factor de fricción se calcula de una expresión de una sola fase, con el Reynolds evaluado con el modelo homogéneo descrito por Hewitt y la viscosidad propuesta por McAdams y considerando la fracción real de vapor propuesta por Levy.

2. Referencia (completa)

Sacada del:
Heat Exchanger Design Handbook
Editorial Hemisphere Publishing Corporation, Washington, New York, London, 1983.
Vol. 2. Fluid Mechanics and Heat Transfer
Capítulo 2.7.3

3. Correlación (con nomenclatura)

El punto de inicio de la ebullición nucleada se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$\text{Si } Pe < 70000, \quad \left(T_w - T_{sat} \right)_{SB} = 0.0022 \frac{\dot{q}D}{\lambda_l}$$

$$\text{Si } Pe > 70000, \quad \left(T_w - T_{sat} \right)_{SB} = 153.8 \frac{\dot{q}}{Gc_{pl}}$$

Si $(T_w - T) > (T_w - T_{sat})_{SB}$ se inicia la región de ebullición subenfriada y cambia el factor de fricción.

Se calcula una fracción másica de vapor termodinámica (negativa).

$$x_{gsb} = x_{gt} - x_{gb}^e \left(\frac{x_{gt}}{x_{gb}} - 1 \right)$$

$$x_{gb} = - \frac{c_{pl} (T_w - T_{sat})_{SB}}{h_{fg}} \quad x_{gt} = - \frac{c_{pl} (T_w - T_{sat})}{h_{fg}}$$

Una vez obtenida la x_g termodinámica, se calcula a partir de esta una viscosidad y densidad homogénea supuesta como:

$$\rho_H = \frac{\rho_g \rho_l}{\rho_l x_{gsb} + \rho_g (1 - x_{gsb})}$$

$$\mu_H = \frac{\mu_g \mu_l}{\mu_l x_{gsb} + \mu_g (1 - x_{gsb})}$$

Se calcula el factor de fricción con cualquiera de las correlaciones para sin cambio de fase, calculando $Re_h = GD/\mu_H$.

FACTOR DE FRICCIÓN PARA ZONA DE EBULLICIÓN SUBENFRIADA

Nomenclatura

\dot{q}	calor [W/m ²]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
τ_w	esfuerzo cortante en la pared $\left(\tau_w = \frac{f}{4} \frac{G^2}{2\rho H} \right)$ [N/m ²]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [kg/m ² s]
h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
Pe	número de Peclet $\left(Pe = \frac{Gc_p D}{\lambda_l} \right)$
T	temperatura [K]
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido
sat	saturación
SB	ebullición subenfriada
w	pared

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ZONA DE EBULLICIÓN SUBENFRIADA

1. Resumen

El flujo de ebullición subenfriada, se presenta desde el punto donde la temperatura de pared excede la temperatura de saturación del líquido hasta donde la fracción másica de vapor alcanza el valor de cero, correspondiente al estado de líquido saturado. Las regiones de transferencia de calor presentes son: la transferencia de calor de una sola fase anterior al inicio de la ebullición nucleada, ebullición parcial y la ebullición completamente desarrollada. Una nueva región ha sido identificada como región de flujo vacío significativo (significant void flow).

2. Referencia

Sacado del:
Heat Exchanger Design Handbook
Editorial Hemisphere Publishing Corporation, Washington, New York, London, 1983.
Vol. 2. Fluid Mechanics and Heat Transfer
Capítulo 2.7.3

3. Correlación

El punto de inicio de la ebullición nucleada se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$(T_w - T_{sat})_{ONB} = \left(\frac{8\sigma q_{sat} T_{sat}}{\lambda_l h_{fg} \rho_g} \right)^{0.5}$$

Si $(T_w - T) > (T_w - T_{sat})_{ONB}$ se inicia la región de ebullición nucleada. Y entonces:

$$\dot{q}_{ONB} = \frac{0.0015 \left[\frac{\rho_l^2 \pi c_{pl} \left(\frac{T_w - T_{sat}}{\rho_g h_{fg}} \right) \lambda_l}{\mu_l} \right]^{5/8} Pr_l^{1/3}}{\frac{1}{\rho_g h_{fg}} \left(\frac{\pi \rho_l^2 c_{pl}}{\lambda_l} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_l r^*}{2\sigma} \right)^{1/4}} ; \text{ donde, } r^* = \frac{R_u}{M} \frac{2T_{sat}^2 \sigma}{h_{fg} \rho (T_w - T_{sat})}$$

$$y \quad \dot{q}_{pond} = \alpha_l (T_w - T) \left\{ 1 + \left[\frac{\dot{q}_{scb}}{\alpha_l (T_w - T)} \left(1 - \frac{\dot{q}_{ONB}}{\dot{q}_{scb}} \right) \right]^2 \right\}^{1/2}$$

\dot{q}_{scb} se calcula igual que \dot{q}_{ONB} , pero para las condiciones actuales, mientras que \dot{q}_{ONB} se mantiene con el valor obtenido cuando se considera iniciada la zona de ebullición subenfriada. α_l se calcula con la ecuación de Gnielinski.

$$\alpha = \dot{q}_{pond} / (T_w - T)$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ZONA DE EBULLICIÓN SUBENFRIADA

Nomenclatura

\dot{q}	calor [W/m^2]
α	coeficiente de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
λ	conductividad térmica [$\text{W}/\text{m K}$]
ρ	densidad [kg/m^3]
σ	tensión superficial [N/m]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
c_p	calor específico a presión constante [$\text{J}/\text{kg K}$]
h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
M	peso molecular [kg/mol]
p	presión [Pa]
R_u	constante universal de los gases ($R_u=8.31434$ [$\text{J}/\text{mol K}$])
T	temperatura [K]

Subíndices

g	gas
l	líquido
ONB	inicio de la ebullición nucleada
sat	saturación
scb	ebullición subenfriada
w	pared

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA ZONA DE DRY-OUT (EVAPORACIÓN)

1. Resumen

Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la zona de post-dryout, la zona de post-dryout se considera iniciada cuando $x_g > 0.9$, que es valor que da el ASHRAE para el inicio en refrigerantes. Experimentos en post-dryout para evaporadores muestran que pequeños elementos rugosos, pueden reducir las temperaturas de post-dryout considerablemente.

2. Referencia

Groeneveld, D. C. (1973)
Post-Dryout Heat Transfer at Reactor Operating Conditions
 ANS Conf. 730304 pp. 321-350.

3. Correlación

$$\alpha = 1.09 \times 10^{-3} \left[\text{Re}_g \left(x_g + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1 - x_g) \right) \right]^{0.989} \text{Pr}_w^{1.41} Y^{-1.15} \left(\frac{\lambda_g}{D} \right)$$

donde,

$$Y = 1 - 0.1 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) (1 - x_g) \right]^{0.4} \quad \text{Pr}_w = \frac{c_p g T_w \mu_g T_w}{\lambda_g T_w}$$

Nomenclatura

α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
G	flujo por unidad de área (G= ρv) [kg/m ² s]
Re_g	número de Reynolds para gas $\left(\text{Re}_g = \frac{Gx D}{\mu} \right)$
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido
Tw	a la temperatura de pared

4. Aplicación

Rango en el cual la correlación fue desarrollada: flujo horizontal y vertical, 0.25<D<2.5 cm, 68<Presión<215 bar, 70<G<530 g/cm²s, 12<calor<210 W/cm².

CAÍDA DE PRESIÓN EN UNA CONTRACCIÓN BRUSCA

1. Resumen

Correlación para evaluar la caída de presión a través de una contracción brusca según el modelo homogéneo de Hewitt y Hall-Taylor.

2. Referencia

Hewitt, G. F. and Hall-Taylor, N. S. (1970)

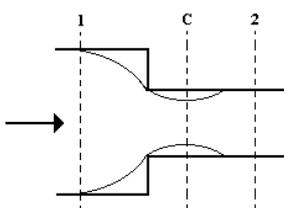
Annular Two-phase Flow

Pergamon, Oxford.

3. Correlación

$$\Delta p = (p_2 - p_1) = -\frac{\dot{m}_2^2}{2A_2^2 \rho_l} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{s^2} \right] \left[1 + x_g \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]$$

donde,



$$s = A_1 / A_2$$

Valores clásicos de Weisbach para la C_c

$A_2/A_1=1/s$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
C_c	0.617	0.632	0.658	0.712	0.813	1.0

Nomenclatura

\dot{m}	flujo másico [kg/s]
ρ	densidad [kg/m ³]
Δp	caída de presión [Pa]
A	área transversal [m ²]
C_c	coeficiente de contracción
x_g	fracción volumétrica de vapor o calidad

Subíndices

g	gas
l	líquido

4. Aplicación

La contracción del fluido hasta el punto de la vena contracta es prácticamente reversible y las pérdidas irreversibles ocurren prácticamente entre la zona c y 2, que se trata de la misma manera que una expansión brusca. El modelo utilizado es del tipo homogéneo. Con algunas excepciones el modelo homogéneo da resultados bastante correctos comparado con resultados experimentales y su formulación es más sencilla.

CAÍDA DE PRESIÓN EN UNA EXPANSIÓN BRUSCA

1. Resumen

Correlación para evaluar la caída de presión a través de una expansión brusca según el modelo de Chisholm.

2. Referencia

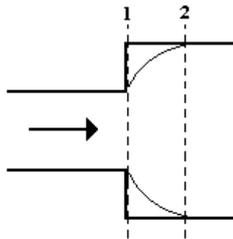
Chisholm, D. (Junio 1969)

Theoretical Aspects of Pressure Changes at Changes at Changes of section during Steam-Water Flow
NEL Report 418.

3. Correlación

$$\Delta p = (p_2 - p_1) = \Delta p_l \left[1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \right]$$

donde,



$$s = A_1 / A_2$$

$$\Delta p_l = \frac{(1 - x_g)^2 \dot{m}_l^2}{\rho_l A_1^2} s(1 - s) \quad \Delta p_g = \frac{x_g^2 \dot{m}_g^2}{\rho_g A_1^2} s(1 - s)$$

$$X = \frac{\Delta p_l}{\Delta p_g} \quad C = \left[1 - 0.5 \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} + \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \right]$$

Nomenclatura

\dot{m}	flujo másico [kg/s]
ρ	densidad [kg/m ³]
Δp	caída de presión [Pa]
A	área transversal [m ²]
x_g	fracción volumétrica de vapor o calidad

Subíndices

g	gas
l	líquido

4. Comentarios

El modelo homogéneo tiende a sobrepredecir el incremento de presión estática a través de una expansión, por lo cual una alternativa es la utilización de este método.

CAÍDA DE PRESIÓN CODO DE 180 GRADOS

1. Resumen

Correlación para el cálculo de la caída de presión en un codo de 180 grados. La caída de presión para el caso de un fluido en flujo bifásico, es la misma que para el del fluido puro, multiplicado por un factor que toma en cuenta la fracción másica de vapor.

2. Referencia

Kakaç, S and Liu, H. (1998)
Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design
 CRC Press, Chapter 4, 1998.

Heat Exchanger Design Handbook (1983)
 Editorial Hemisphere Publishing Corporation, Washington, New York, London. Vol. 2.

3. Correlación

$$\Delta p_{tp} = \Delta p \left(1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \left(Ex_g (1 - x_g) + x_g^2 \right) \right)$$

donde,

$$\Delta p = K \frac{G^2}{2\rho}$$

$$Re_{cr} = 2400 \left(1 + 8.6 \left(\frac{r}{Rc} \right)^{0.45} \right)^{0.45} \quad /*criterio sacado del HEDH 2.2.2-15*/$$

Si $Re < Re_{cr}$

Si (50 < De < 600)	$f = 5 Re^{-6.5} (Rc/r)^{-0.175}$
Si (600 < De < 1400)	$f = 2.6 Re^{-0.55} (Rc/r)^{-0.225}$
Si (1400 < De < 5000)	$f = 1.25 Re^{-0.45} (Rc/r)^{-0.275}$

$$K = \frac{4f\pi Rc}{2r}$$

Si $Re > Re_{cr}$

	$B = 1 + 116(Rc/r)^{-4.52}$
Si $(Re(r/Rc))^2 < 91$	$f = \left(0.00725 + 0.076 [Re(r/Rc)^2]^{-0.25} \right) / (Rc/r)^{0.5}$
	$K = 0.00873 B \phi f (Rc/r)$
Si $(Re(r/Rc))^2 > 91$	$K = 0.00241 B \phi Re^{-0.17} (Rc/r)^{0.84}$

En caso del que fluido se encuentre en flujo bifásico:

$$E = 1.0 + \frac{2.2}{K(2 + Rc/2r)} \quad /*criterio sacado del HEDH 2.3.2-17*/$$

CAÍDA DE PRESIÓN CODO DE 180 GRADOS

Nomenclatura

ϕ	ángulo del codo [grados]
ρ	densidad [kg/m^3]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
Δp	caída de presión [Pa]
D	diámetro [m]
De	número de Dean $\left(De = \text{Re} \left(\frac{r}{Rc} \right)^{0.5} \right)$
G	flujo por unidad de área ($G=\rho v$) [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
r	radio de la tubería [m]
Rc	radio de curvatura del codo [m]
Re	número de Reynolds para líquido $\left(\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \right)$
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido

CAÍDA DE PRESIÓN CODO DE 90 GRADOS

1. Resumen

Correlación para el cálculo de la caída de presión en un codo de 90 grados. La caída de presión para el caso de un fluido en flujo bifásico, es la misma que para el del fluido puro, multiplicado por un factor que toma en cuenta la fracción másica de vapor.

2. Referencia

Kakaç, S and Liu, H. (1998)
Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design
CRC Press, Chapter 4, 1998.

Heat Exchanger Design Handbook (1983)
Editorial Hemisphere Publishing Corporation, Washington, New York, London. Vol. 2.

3. Correlación

$$\Delta p_{tp} = \Delta p \left(1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \left(Ex_g (1 - x_g) + x_g^2 \right) \right)$$

donde,

$$\Delta p = K \frac{G^2}{2\rho}$$

$$Re_{Cr} = 2400 \left(1 + 8.6 \left(\frac{r}{Rc} \right)^{0.45} \right)^{0.45} \quad /*criterio sacado del HEDH 2.2.2-15*/$$

Si $Re < Re_{cr}$

Si ($50 < De < 600$)	$f = 5 Re^{-6.5} (Rc/r)^{-0.175}$
Si ($600 < De < 1400$)	$f = 2.6 Re^{-0.55} (Rc/r)^{-0.225}$
Si ($1400 < De < 5000$)	$f = 1.25 Re^{-0.45} (Rc/r)^{-0.275}$

$$K = \frac{f\pi Rc}{r}$$

Si $Re > Re_{cr}$

Si ($(Rc/r) < 19.7$)	$B = 0.95 + 17.2(Rc/r)$
Si ($(Rc/r) > 19.7$)	$B = 1$

Si ($Re(r/Rc)^2 < 91$)

$$f = \left(0.00725 + 0.076 \left[Re(r/Rc)^2 \right]^{-0.25} \right) / (Rc/r)^{0.5}$$

$$K = 0.00873 B \phi f (Rc/r)$$

Si ($Re(r/Rc)^2 > 91$)

$$K = 0.00241 B \phi Re^{-0.17} (Rc/r)^{0.84}$$

CAÍDA DE PRESIÓN CODO DE 90 GRADOS

En caso del que fluido se encuentre en flujo bifásico:

$$E = 1.0 + \frac{2.2}{K(2 + Rc/2r)} \quad /*criterio sacado del HEDH 2.3.2-17*/$$

Nomenclatura

ϕ	ángulo del codo [grados]
ρ	densidad [kg/m^3]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
Δp	caída de presión [Pa]
De	número de Dean $\left(De = Re \left(\frac{r}{Rc} \right)^{0.5} \right)$
G	flujo por unidad de área ($G = \rho v$) [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]
r	radio de la tubería [m]
Rc	radio de curvatura del codo [m]
Re	número de Reynolds para líquido $\left(Re = \frac{GD}{\mu} \right)$
v	velocidad [m/s]
x_g	fracción másica de vapor

Subíndices

g	gas
l	líquido

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CONVECCIÓN NATURAL ALREDEDOR DE CILINDROS

1. Resumen

Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para una situación de convección natural alrededor de cilindros horizontales propuesta por Raithby y Hollands.

2. Referencia

Raithby, G. D. and Hollands, G. T. (1975)

A General Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar and Turbulent Free Convection Problems

Advances in Heat Transfer, ed. By Irvine, Jr. and Hartnett, J. P., vol.11, Academic Press, New York.

3. Correlación

$$Nu = \frac{2}{\ln\left(1 + \frac{2}{ccRa^{0.25}}\right)}$$

donde,

$$cc = 0.49 \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{0.25}$$

Nomenclatura

β	coeficiente de expansión volumétrica [1/K]
α	coeficiente de transferencia de calor [W/m ² K]
λ	conductividad térmica [W/m K]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
ΔT	diferencia de temperaturas [K]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro exterior del cilindro [m]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
Nu	número de Nusselt ($Nu = \alpha D / \lambda$)
Pr	número de Prandtl $\left(Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)$
Ra	número de Rayleigh $\left(Ra = \frac{c_p \rho^2 g D^3 \beta \Delta T}{\mu \lambda} \right)$

4. Aplicación

Para convección natural alrededor de cilindros horizontales.