

DETERMINE THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER COEFFICIENT INSIDE BOILING SECTION OF VERTICAL GRAVITY HEAT PIPE

XÁC ĐỊNH HỆ SỐ TRAO ĐỔI NHIỆT ĐỐI LƯU BÊN TRONG PHẦN SÔI CỦA ỐNG NHIỆT TRỌNG TRƯỜNG THẲNG ĐỨNG

Nguyễn Nguyễn An, Lê Kiều Hiệp

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Đền Tọa soạn 28-01-2013, chấp nhận đăng 25-12-2013

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến vấn đề xây dựng mô hình toán học của quá trình sôi trên màng bên trong ống nhiệt trọng trường có bề mặt nhẵn, đặt thẳng đứng. Trong mô hình này, sự ảnh hưởng của ứng suất trượt trên bề mặt phân pha đến hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trong quá trình sôi trên màng sẽ được xem xét và đánh giá. Việc kết hợp 2 quá trình sôi trên màng và sôi ngập cho phép đưa ra một phương pháp lý thuyết xác định hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình của toàn bộ phần sôi. Các kết quả tính toán dựa trên mô hình toán học được xây dựng có độ sai lệch chấp nhận được so với các công thức thực nghiệm đang được sử dụng phổ biến hiện nay. Đây là tiền đề cho việc nâng cao độ chính xác trong tính toán, thiết kế ống nhiệt loại này.

Từ khóa: Sôi ngập, sôi trên màng, ống nhiệt.

ABSTRACT

The article presents the development of a mathematical model of the film boiling process inside the vertical gravity heat pipe with smooth surface. In this model, the influence of interfacial shear stress between liquid film and vapor flow to convective heat transfer coefficient in the film boiling process will be considered and evaluated. The combination of the flooded and film boiling processes allows to develop a theoretical method to determine the average convective heat transfer coefficient of the boiling section. The calculated results based on this mathematical model have acceptable deviation from the correlation which is widely used today. This is a prerequisite for improving the accuracy of the calculation and design for gravity heat pipe.

Keywords: film boiling, flooded boiling, heat pipe

Các ký hiệu sử dụng trong bài báo

t: Nhiệt độ, $[^{\circ}\text{C}]$

u: Tốc độ, $[\text{m/s}]$

μ : Độ nhớt động lực học, $[\text{Ns/m}^2]$

δ : Độ dày màng chất lỏng, $[\text{m}]$

τ : Ứng suất trượt, $[\text{N/m}^2]$

α : Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu, $[\text{W/m}^2\text{K}]$

Γ : Lưu lượng môi chất trên 1m chiều ngang, $[\text{kg/ms}]$

h_{fg} : Nhiệt ẩn chuyển pha lỏng – hơi, $[\text{J/kg}]$

Re: Tiêu chuẩn Reynold

c_p : Nhiệt dung riêng đẳng áp $[\text{J/kgK}]$

L: Chiều dài vùng sôi $[\text{m}]$

Các ký hiệu chân

i: vị trí phân pha

l: lỏng

v: hơi

s: bão hòa

p: sôi ngập

f: sôi trên màng

1. MỞ ĐẦU

Ống nhiệt là một phần tử truyền nhiệt có khả năng truyền đi một nhiệt lượng lớn với một độ chênh nhiệt độ nhỏ. Ở phần sôi của ống nhiệt, môi chất nhận nhiệt và chuyển từ pha lỏng thành pha hơi. Môi chất chuyển động sang phần ngưng do chênh lệch áp suất và sau khi nhả một lượng nhiệt, môi chất được ngưng tụ lại tại đây. Chất lỏng ngưng tụ được đưa về phần sôi dưới tác động của ngoại lực mà cụ thể là lực trọng trường đối với ống nhiệt trọng trường. Vấn đề xác định chính xác hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi sôi và ngưng bên trong ống nhiệt là điều kiện tiên quyết để nâng cao độ tin cậy của việc tính toán, thiết kế ống nhiệt [1],[2]. Năm 1962, công thức thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt đối lưu khi sôi trong ống nhiệt lần đầu tiên đã được đề xuất bởi W.M. Rohsenow. Đến năm 1979, Imura đã đưa ra một công thức thực nghiệm khác có độ

G_{N_2} Lưu lượng khí N_2 hòa trộn
 C_{N_2} Nồng độ khí N_2 trong chất mẫu
 C_{mix} Nồng độ khí sản phẩm sau hòa trộn

CO, H_2 Thành phần phần trăm theo thể tích khí
 CH_4 CO, H_2, CH_4 trong khí sản phẩm

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Hoang-Luong Pham. Promoting an efficient and clean use of biomass fuels for energy production in Vietnam, The final project report submitted to VLIR-HUT Research Council, April 2007.
2. Nguyễn Đức Cường. Hiện trạng các dự án điện sinh khối tại Việt Nam. Kỷ yếu Hội thảo về cơ chế khuyến khích phát triển điện sinh khối, năng lượng từ xử lý rác thải, Hà Nội, tháng 5/2013.
3. Ajay Kumar, David D. Jones and Milford A. Hanna. Thermochemical Biomass Gasification. A Review of the Current Status of the Technology, *Energies* 2 (2009), pp. 556-581.
4. Bhattacharya, S.C., San Shwe Hla and Hoang-Luong Pham. A study on a multi-stage hybrid gasifier-engine system. *Biomass and Bioenergy*, 21 (2001), pp 445-460.
5. K. Jaojaruek S. Jarunghammachote, Maria K. B. Gratiuto, H. Wongsuwan, S. Homhual. Experimental study of wood downdraft gasification for an improved producer gas quality through an innovative two-stage air and premixed air/gas supply approach. *Bioresource Technology* 102 (2011), pp. 4834-4840.
6. I.-S. Antonopoulos, A. Karagiannidis, L. Elefsiniotis, G. Perkoulidis, A. Gkouletsos. Development of an innovative 3-stage steady-bed gasifier for municipal solid waste and biomass, *Fuel Processing Technology*, 92 (2011), pp 2389-2396.
7. Nhuchhen Daya and P. Abdul Salam. Experimental study on two-stage air supply downdraft gasifier and dual fuel engine system. *Biomass Conversion and Biorefinery*, 2, 2012, pp 159-168.
8. Phạm Hoàng Lương, Nguyễn Tiên Cường và Văn Đình Sơn Thọ. Nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của chế độ vận hành đến với quá trình khí hóa than củi trên hệ thống khí hóa kiểu cùng chiều công suất nhỏ. Báo cáo tiến độ Nhiệm vụ KHCN Nghi Định Thư, Bộ KHCN, tháng 5. 2013. 85 trang.
9. Văn Đình Sơn Thọ, Võ Cao Hồng Thu, Nguyễn Tiên Cường và Phạm Hoàng Lương. Characterization of Vietnam biomass fuel properties and investigation of their combustion behavior. *Journal of Science and Technology of Vietnam Technological Universities*, No 87, 2012, pp 47-51

Địa chỉ liên hệ: Phạm Hoàng Lương – Tel: 04.3868.0406, email: luong.phamhoang@hust.edu.vn
 Viện tiên tiến khoa học và công nghệ, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.
 Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội

DETERMINE THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER COEFFICIENT INSIDE BOILING SECTION OF VERTICAL GRAVITY HEAT PIPE

XÁC ĐỊNH HỆ SỐ TRAO ĐỔI NHIỆT ĐỐI LƯU BÊN TRONG PHẦN SÔI CỦA ỐNG NHIỆT TRỌNG TRƯỜNG THẲNG ĐÚNG

Nguyễn Nguyễn An, Lê Kiều Hiệp

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Đến Tòa soạn 28-01-2013, chấp nhận đăng 25-12-2013

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến vấn đề xây dựng mô hình toán học của quá trình sôi trên màng bên trong ống nhiệt trong trường có bề mặt nhẵn, đặt thẳng đứng. Trong mô hình này, sự ảnh hưởng của ứng suất trượt trên bề mặt phân pha đến hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trong quá trình sôi trên màng sẽ được xem xét và đánh giá. Việc kết hợp 2 quá trình sôi trên màng và sôi ngập cho phép đưa ra một phương pháp lý thuyết xác định hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình của toàn bộ phần sôi. Các kết quả tính toán dựa trên mô hình toán học được xây dựng có độ sai lệch chấp nhận được so với các công thức thực nghiệm đang được sử dụng phổ biến hiện nay. Đây là tiền đề cho việc nâng cao độ chính xác trong tính toán, thiết kế ống nhiệt loại này.

Từ khóa: Sôi ngập, sôi trên màng, ống nhiệt.

ABSTRACT

The article presents the development of a mathematical model of the film boiling process inside the vertical gravity heat pipe with smooth surface. In this model, the influence of interfacial shear stress between liquid film and vapor flow to convective heat transfer coefficient in the film boiling process will be considered and evaluated. The combination of the flooded and film boiling processes allows to develop a theoretical method to determine the average convective heat transfer coefficient of the boiling section. The calculated results based on this mathematical model have acceptable deviation from the correlation which is widely used today. This is a prerequisite for improving the accuracy of the calculation and design for gravity heat pipe.

Keywords: film boiling, flooded boiling, heat pipe

Các ký hiệu sử dụng trong bài báo

t: Nhiệt độ, [$^{\circ}\text{C}$]

u: Tốc độ, [m/s]

μ : Độ nhớt động lực học, [Ns/m^2]

δ : Độ dày màng chất lỏng, [m]

τ : Ứng suất trượt, [N/m^2]

α : Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu, [$\text{W/m}^2\text{K}$]

Γ : Lưu lượng môi chất trên 1m chiều ngang, [kg/ms]

h_{fg} : Nhiệt ẩn chuyển pha lỏng – hơi, [J/kg]

Re: Tiêu chuẩn Reynold

c_p : Nhiệt dung riêng đẳng áp [J/kgK]

L: Chiều dài vùng sôi [m]

Các ký hiệu chân

i: vị trí phân pha

l: lỏng

v: hơi

s: bão hòa

p: sôi ngập

f: sôi trên màng

1. MỞ ĐẦU

Ống nhiệt là một phần tử truyền nhiệt có khả năng truyền đi một nhiệt lượng lớn với một độ chênh nhiệt độ nhỏ. Ở phần sôi của ống nhiệt, môi chất nhận nhiệt và chuyển từ pha lỏng thành pha hơi. Môi chất chuyển động sang phần ngưng do chênh lệch áp suất và sau khi nhả một lượng nhiệt, môi chất được ngưng tụ lại tại đây. Chất lỏng ngưng tụ được đưa về phần sôi dưới tác động của ngoại lực mà cụ thể là lực trọng trường đối với ống nhiệt trọng trường. Vấn đề xác định chính xác hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi sôi và ngưng bên trong ống nhiệt là điều kiện tiên quyết để nâng cao độ tin cậy của việc tính toán, thiết kế ống nhiệt [1],[2]. Năm 1962, công thức thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt đối lưu khi sôi trong ống nhiệt lần đầu tiên đã được đề xuất bởi W.M. Rohsenow. Đến năm 1979, Imura đã đưa ra một công thức thực nghiệm khác có độ

Trong đó:

$$C_1 = \frac{h_{fg}}{\lambda_f(t_w - t_s)} \quad C_2 = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g}{4\mu_l} \quad C_3 = \frac{\rho_l \tau_i}{3\mu_l}$$

Phương trình (11) cho phép xác định quan hệ giữa chiều dày màng chất lỏng δ và tọa độ x , lấy dọc theo chiều chuyển động của màng chất lỏng và có gốc được tính từ điểm bắt đầu của phân sôi, trong vùng sôi trên màng. Khi xác định được chiều dày màng chất lỏng, hệ số trao đổi nhiệt đối lưu khi sôi trên màng được tính theo công thức:

$$\alpha_f = \lambda_f / \delta \quad (12)$$

Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình trên đoạn ống có hiện tượng sôi trên màng được xác định theo công thức sau:

$$\bar{\alpha}_f = \frac{1}{L_f} \int_0^{L_f} \alpha_f dx \quad (13)$$

2.2. Mô hình toán học của quá trình sôi ngập ở phần đáy ống nhiệt

Hệ số trao đổi nhiệt của quá trình sôi ngập được xác định theo các công thức thực nghiệm

khác nhau. Các công thức này có thể tìm thấy trong các sổ tay tra cứu. Trong nghiên cứu này, để đơn giản, ta sử dụng công thức thực nghiệm của M.A. Mikheev [6]:

$$\alpha_{nb} = 46 \cdot \Delta t^{2.33} p^{0.5} \quad (14)$$

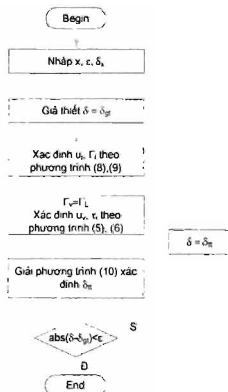
trong đó,

+ p là áp suất môi chất khi sôi, [bar]

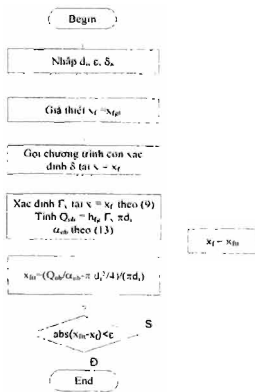
+ $\Delta t = t_w - t_s$ là độ quá nhiệt, [°C]

2.3. Ứng dụng phương pháp số giải mô hình toán của quá trình sôi trên màng bên trong ống nhiệt trọng trường

Hệ phương trình (7), (8), (9), (11) cho phép xác định được chiều dày màng chất lỏng tại một vị trí x bất kỳ. Qua đó, giúp xác định được hệ số trao đổi nhiệt đối lưu α_{xf} tại vị trí x bất kỳ và hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình α_f trên toàn bộ chiều dài phần sôi trên màng, x_f , của ống nhiệt. Hệ phương trình này sẽ được giải theo lưu đồ thuật toán được đề xuất trong bài báo và trình bày trên hình 3 với ξ là độ chính xác yêu cầu ($\xi = 10^{-9}$).



Hình 3. Lưu đồ thuật toán xác định chiều dày màng chất lỏng tại vị trí x

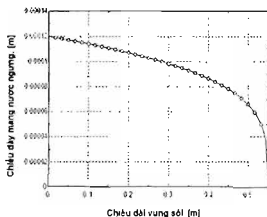


Hình 4. Lưu đồ thuật toán xác định chiều dài vùng sôi trên màng

Ở chế độ ổn định, sự liên hệ giữa vùng sôi ngập và vùng sôi trên màng được thể hiện qua phương trình cân bằng chất. Theo đó, lượng chất lỏng từ vùng sôi trên màng đi vào vùng sôi ngập sẽ cân bằng lượng hơi được sinh ra trong vùng sôi ngập. Thuật toán lập trình bày trên hình 4 sẽ giúp xác định chiều dài vùng sôi trên màng này.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá độ chính xác của mô hình toán, ta sẽ tiến hành so sánh các kết quả thu được với các kết quả tính toán từ các công thức lý thuyết và thực nghiệm hiện có.



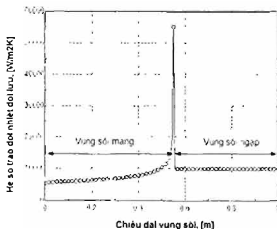
Hình 5. Phân bố chiều dày màng nước trong vùng sôi trên màng

Kết hợp với mô hình sôi ngập, sự thay đổi của hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trên toàn bộ chiều dài vùng sôi được thể hiện trong hình 6. Trong vùng sôi trên màng, hệ số trao đổi nhiệt đối lưu tăng dần theo chiều dài vùng sôi và đạt giá trị lớn nhất tại vị trí chuyển tiếp giữa vùng sôi trên màng và sôi ngập do chiều dày màng nước giảm dần. Bắt đầu từ vị trí này, quá trình sôi ngập diễn ra dẫn đến hệ số trao đổi nhiệt đối lưu giảm mạnh.

Điểm khác biệt của mô hình toán học mà bài báo đã xây dựng so với một số công thức thực nghiệm hiện có là khả năng đánh giá được ảnh hưởng của chiều dài vùng sôi ngập và vùng sôi trên màng đến hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình trong phần sôi.

Để đánh giá độ chính xác của mô hình, kết quả tính toán hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình cho toàn bộ phần sôi theo công thức thực nghiệm của Imura cho trường hợp lượng nạp nhỏ

Xét phần sôi của một ống nhiệt trọng trường, đặt đứng có chiều dài là 1 m, đường kính trong 0,01 m, sử dụng môi chất là nước. Giả thiết nhiệt độ hơi bão hòa và nhiệt độ vách ống tương ứng là 100°C và 110°C. Chiều dày màng nước đi ra khỏi vùng đoạn nhiệt được lấy ban đầu là $\delta_w = 0,00012$ m. Sử dụng các thuật toán đã trình bày ở trên, ta xác định được chiều dài vùng sôi trên màng và vùng sôi ngập tương ứng là $x_f = 0,5497$ m và $x_p = 0,4503$ m. Sự thay đổi của chiều dày màng nước trong vùng sôi trên màng được thể hiện trong hình 5.



Hình 6. Sự thay đổi hệ số trao đổi nhiệt đối lưu theo chiều dài phần sôi

[7] đã được sử dụng. Công thức thực nghiệm của Imura được viết như sau:

$$\alpha_{th} = 0,32 \cdot \frac{\rho_l^{0,65} \cdot \lambda_l^{0,3} \cdot c_{pl}^{0,7} \cdot g^{0,2} \cdot q^{0,4}}{\rho_v^{0,25} \cdot h_{fg}^{0,4} \cdot \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_{v,m}}{P_{v,mn}} \right)^{0,3}$$

trong đó: $P_{v,mn} = 1 \text{ bar}$ là áp suất khí quyển.

Bảng 1. Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình cho toàn bộ phần sôi tính theo mô hình của bài báo và công thức thực nghiệm của Imura

Chiều dày màng nước, δ_w [m]	Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu, [W/m²K]		Chênh lệch, [%]
	Imura	Mô hình bài báo	
0,00010	9924,7	9729,6	-1,97
0,00011		9353,4	-5,76
0,00012		8801,8	-11,31
0,00013		8048,1	-18,91

Như được trình bày trên bảng 1, chênh lệch giữa kết quả tính toán hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình theo mô hình của bài báo và công thức thực nghiệm của Imura cho với các trường hợp $\delta_n = 0,00010$ m và $\delta_n = 0,00011$ m lần lượt là -1,97%, và -5,67%. Chênh lệch này là do mô hình của bài báo đã kể đến ảnh hưởng của ứng suất trượt, dẫn đến chiều dày màng sôi tăng lên và hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình giảm đi. Cũng cần lưu ý ở đây là hai trường hợp vừa đề cập được tính cho trường hợp lượng nạp nhỏ và chênh lệch không quá 6% đã cho thấy độ tin cậy của mô hình tính toán được xây dựng. Khi lượng nạp tăng lên như trong 2 trường hợp còn lại, thể hiện trên bảng 1, chênh lệch giữa kết quả tính toán theo mô hình của bài báo và theo công thức thực nghiệm của Imura lên tới -18,91%. Điều này cho thấy ảnh hưởng của lượng nạp đến

chiều dày màng sôi cũng như hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình cho toàn bộ phần sôi là không nhỏ và đã được kể đến trong mô hình của bài báo.

4. KẾT LUẬN

Việc kết hợp mô hình toán học của quá trình trao đổi nhiệt khi sôi trên màng và sôi ngập trong phần sôi của ống nhiệt trọng trường đặt đúng cho phép xác định được hệ số trao đổi nhiệt đối lưu khi sôi với ảnh hưởng không nhỏ của lượng nạp. Kết quả so sánh hệ số trao đổi nhiệt đối lưu trung bình tính theo mô hình của bài báo và công thức thực nghiệm của Imura, hiện đang được sử dụng phổ biến cho trường hợp lượng nạp nhỏ [1] đã cho thấy mô hình được xây dựng trong bài báo đủ độ tin cậy để sử dụng trong các tính toán kỹ thuật. Đây chính là tiền đề cho việc xây dựng mô hình toán học hoàn chỉnh của ống nhiệt trọng trường.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Bùi Hải, Trần Văn Vang, Ống nhiệt, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội (2009).
2. D.A. Reay, P.A. Kew, Heat pipes, Elsevier (2006)
3. Nguyễn Nguyên An, Lê Kiều Hiệp, Xây dựng mô hình toán học cho phần ngưng của ống nhiệt trọng trường, Tạp chí Công nghệ Nhiệt, Số 98, Trang 15-18 Hà Nội (2011)
4. B. Jiao, L.M. Qiu, X.B. Zhang, Y. Zhang, Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issues 11-12, Pages 1417-1426 (2008)
5. Gung-Huei Chou, Jyh-Chen Chen, A general modeling for heat transfer during reflux condensation inside vertical tubes surrounded by isothermal fluid, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42, Issue 12, Pages 2299-2311 (1999)
6. Đặng Quốc Phú, Trần Văn Phú, Trần Thế Sơn, Truyền nhiệt, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội, 1999
7. S.H. Noie, Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering, Volume 25, Issue 4, Pages 495-506 (2005)
8. S. Mostafa Ghiaasiaan, Two-Phase Flow, Boiling and Condensation in conventional and miniature systems, Cambridge University Press (2008)

Địa chỉ liên hệ: Lê Kiều Hiệp – Tel: 0982592378 - E-mail: hiiep.lekieu@hust.edu.vn
 Trường Đại học Bách khoa Hà Nội
 Số 1 – Đại Cồ Việt – Hai Bà Trưng – Hà Nội