

TỐI ƯU HÓA THIẾT KẾ BỘ NGƯNG TỤ CỦA ỐNG NHIỆT DẠNG VÒNG KÍN SỬ DỤNG MÔ HÌNH SỐ MỘT CHIỀU

Phan Bình Nguyên¹

Tóm tắt: Nghiên cứu này thực hiện tối ưu hóa chiều dài bộ ngưng tụ của ống nhiệt dạng vòng kín dựa trên giới hạn về chiều dài tối đa của nó, nhiệt độ tối đa của nguồn nhiệt, hay điều kiện ngưng tụ. Mô hình số một chiều, giả thiết nhiệt chỉ truyền theo một phương và bỏ qua các phương còn lại, được sử dụng để thực hiện tính toán. Để thực hiện việc tối ưu, một lưu đồ thuật toán mới được đề xuất bổ sung ba điều kiện về chiều dài ống nhiệt, đường kính lỗ xốp, và giới hạn nhiệt độ của nguồn nhiệt bên cạnh các điều kiện khác về cân bằng năng lượng nhiệt và điều kiện về áp suất trong ống nhiệt. Khi chạy mô hình số này đảm bảo sự hội tụ và cho kết quả hợp lý một cách định tính như điều kiện ngưng tụ kém đi thì cần chiều dài bộ ngưng tụ lớn hơn, hoặc khi giảm chiều dài bộ ngưng tụ thì cần cấu trúc xốp với đường kính nhỏ hơn. Tuy vậy các nghiên cứu thực nghiệm cần được thực hiện ở bước tiếp theo để xác nhận chính xác hơn những kết quả tính toán này.

Từ khóa: Ống nhiệt dạng vòng kín, bộ ngưng tụ, mô hình số một chiều.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Ống nhiệt dạng vòng kín (Loop heat pipe, LHP) được sử dụng để làm mát hoặc tận dụng nhiệt thải kiểu thụ động và có sự chuyển pha qua lại giữa lỏng – khí. Cấu tạo ống nhiệt gồm có (1) bộ bay hơi để nhận nhiệt, (2) bộ ngưng tụ để phát tán nhiệt và (3) các đường vận chuyển chất lỏng/khí nối bộ bay hơi và bộ ngưng tụ (Ku, 1999). Trong bộ bay hơi là một cấu trúc xốp hay còn gọi là bơm mao dẫn, với các lỗ rỗng kích cỡ micro hoặc thậm chí nano mét, chứa chất lỏng. Khi nhận nhiệt từ nguồn nhiệt cần làm mát hoặc tái sử dụng, chất lỏng này sẽ bay hơi và được đẩy đến bộ ngưng tụ nhờ vào áp suất mao dẫn của cấu trúc xốp mà không cần sử dụng bơm hay nguồn năng lượng bổ sung (thụ động). Tại bộ ngưng tụ, nhiệt từ hơi sẽ được phát tán ra ngoài, hơi sẽ chuyển lại về pha lỏng và được đẩy trở lại bộ phận chứa của bộ bay hơi và cấp cho cấu trúc xốp. Nhờ áp suất mao dẫn mà ống nhiệt có thể hoạt động trong điều kiện chống lại tác dụng của trọng lực (Hình

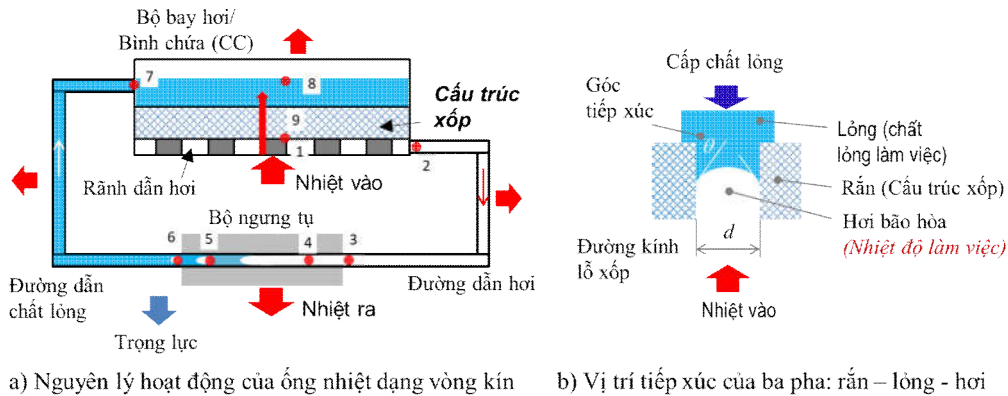
1). Ống nhiệt dạng này được sử dụng trong làm mát các thiết bị điện, điện tử trong không gian (vệ tinh) cũng như các thiết bị trên mặt đất (ôtô, tàu điện, máy tính, đèn led, ...), cũng như tận dụng các nguồn nhiệt thải từ các thiết bị để sử dụng cho các mục đích khác nhau (Nakamura et al., 2016; Ku et al., 2012; Zhou et al., 2016).

Để thiết kế và kiểm chứng hiệu năng làm việc của ống nhiệt, các nhà nghiên cứu đã đề xuất sử dụng các mô hình số khác nhau. Một trong số đó là mô hình số một chiều mô phỏng trạng thái hoạt động ổn định của ống nhiệt (Watanabe et al., 2020). Mô hình này tương đối đơn giản với giả thiết là nhiệt chỉ truyền theo một phương hướng kính của ống, bỏ qua nhiệt truyền theo các phương khác, nhưng hiệu quả là khá cao khi sự sai khác giữa kết quả mô phỏng và dữ liệu thực nghiệm là không nhiều, khoảng một vài phần trăm. Một số mô hình phức tạp hơn gồm: mô hình số 3 chiều của bộ phận chứa chất lỏng (trong bộ bay hơi), mô hình mạng các lỗ rỗng 3 chiều để phân tích cấu trúc xốp trong bộ bay hơi, mô hình sử dụng phương pháp chuyển pha tiên tiến Lattice

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

Boltzmann để mô phỏng truyền nhiệt của quá trình bay hơi, mô hình 2 chiều mô phỏng quá trình truyền nhiệt và truyền khối với sự thay đổi pha trong cấu trúc xốp (Nishikawara et al., 2017; Li et al., 2019; Boubaker et al., 2016).

Mặc dù đã có mô hình số 3 chiều mô phỏng một phần ống nhiệt (Shioga et al., 2020) nhưng cho đến nay vẫn chưa có mô hình số 3 chiều để mô phỏng toàn bộ hệ thống do tính chất rất phức tạp của nó.



Hình 1. Nguyên lý hoạt động của ống nhiệt dạng vòng kín

Các nghiên cứu về ống nhiệt dạng vòng kín từ trước đến nay chủ yếu tập trung vào tính toán, thiết kế, cải thiện hiệu năng của bộ bay hơi. Tuy nhiên rất ít nghiên cứu tập trung vào giải quyết vấn đề nâng cao hiệu năng hoặc tối ưu hóa bộ phận ngưng tụ. Chiều dài của bộ ngưng tụ thường được chọn lớn nhất có thể theo kích thước thiết bị dẫn đến làm tăng kích thước của thiết bị cũng như có thể khó chế tạo hơn. Do đó sử dụng bộ ngưng tụ với chiều dài thích hợp là rất cần thiết. Bên cạnh đó chiều dài của bộ ngưng tụ ảnh hưởng đến khả năng tản nhiệt cũng như tổn thất áp suất của nó nên gián tiếp tác động đến yêu cầu đối với cấu trúc xốp, có thể dẫn đến khó chế tạo hơn. Với xu hướng ngày càng nhỏ gọn của các thiết bị điện, điện tử ngày nay thì vấn đề thu nhỏ các thiết bị làm mát ngày càng cấp thiết.

Mục tiêu của nghiên cứu này là tính toán chiều dài tối ưu của bộ phận ngưng tụ trong ống nhiệt dạng vòng kín trong những điều kiện làm việc xác định. Để đạt được điều đó, tác giả sẽ xây dựng mô hình số một chiều và lưu đồ giải thuật mới cho phép tính được chiều dài thích hợp của bộ phận ngưng tụ trong những điều kiện khác

nhau của hệ thống như điều kiện ngưng tụ, kích thước lỗ xốp, năng lực chế tạo ống nhiệt. Nghiên cứu sẽ tập trung vào mô hình hóa và tính toán trước tiên. Các nghiên cứu thực nghiệm sẽ được tiến hành ở những nghiên cứu sau để so sánh với các kết quả từ mô hình tính toán.

2. MÔ HÌNH SỐ MỘT CHIỀU CỦA ỐNG NHIỆT DẠNG VÒNG KÍN

2.1. Trạng thái pha của chất lỏng trong ống nhiệt

Hình 2 chỉ ra các trạng thái pha điển hình của chất lỏng tại các vị trí trong ống nhiệt (Ku, 1999). Tại vị trí số 1, chất lỏng dưới tác dụng của nhiệt truyền từ bên ngoài vào sẽ bay hơi, nhiệt độ của hơi bão hòa tại vị trí này được coi là nhiệt độ làm việc của hệ thống. Do áp suất mao dẫn, hơi được đẩy đi trong rãnh dẫn và nhận thêm nhiệt từ bên ngoài trở thành hơi quá nhiệt (không bão hòa) khi bắt đầu vào đường dẫn hơi ở vị trí 2. Khi hơi di chuyển hết đường dẫn hơi (vị trí 3), nhiệt độ của hơi sẽ giảm đi do trao đổi nhiệt giữa đường dẫn hơi với môi trường bên ngoài. Khi di chuyển vào bộ ngưng tụ, do khả năng tản nhiệt tốt hơi quá nhiệt giảm nhiệt độ và trở lại pha lỏng (bão hòa) ở vị trí số 4. Từ vị trí số 4 đến vị trí 5

$$\Delta P_{cap} = \frac{4\sigma \cos\theta}{d}, \quad (1)$$

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{gr} + \Delta P_{VL} + \Delta P_{CL} + \Delta P_{LL} + \Delta P_w + \Delta P_{grv} \quad (2)$$

$$\Delta P_{\text{gap}} \geq \Delta P_{\text{tot}} \quad (3)$$

với đường kính nhỏ hơn cỡ micromet hoặc thậm chí nhỏ hơn nữa. Tuy nhiên, đường kính lỗ nhỏ dẫn đến giá thành sản xuất cao, mức độ thấm chất lỏng qua cấu trúc xốp kém đi, và nếu chất lỏng cung cấp không đủ có thể dẫn đến hiện tượng cấu trúc xốp bị khô và ống nhiệt dừng hoạt động. Vì vậy tìm được chiều dài tối ưu của bộ ngưng tụ ứng với kích thước phù hợp của lỗ xốp là rất cần thiết.

Trong nghiên cứu này, tác giả phát triển mô hình số một chiều mô phỏng trạng thái hoạt động ổn định của ống nhiệt dựa trên mô hình đã phát triển trước đây (Watanabe et al., 2020). Cấu tạo cũng như mô hình mạch nhiệt của ống nhiệt với bộ bay hơi dạng phẳng có trong hình 3.

Sơ đồ mô phỏng nhiệt độ và truyền nhiệt trong tủ lạnh hai cửa. Hình ảnh minh họa các thành phần và dòng nhiệt trong tủ lạnh. Các thành phần được ghi chú bao gồm: Môi trường (Amb), Vỏ bình chứa (CCc), Chất lỏng làm việc, Cầu trục xốp (W), Vỏ bộ bay hơi (EC), Nguồn nhiệt, Lớp cách nhiệt, và Bộ ngưng tụ. Các vị trí đo nhiệt độ được đánh dấu bằng các ký hiệu: Lout, CCc, CCin, EC, VLin, và HB. Các dòng nhiệt được minh họa bằng các mũi tên màu sắc: Dòng dẫn chất lỏng (mũi tên xanh), Dòng dẫn hơi (mũi tên cam), Truyền nhiệt/Dẫn nhiệt (mũi tên đen), Nhiệt độ tại từng vị trí (điểm đen), Đối lưu (dashed line), và Nhiệt vào (mũi tên đỏ). Hình ảnh cũng thể hiện các lớp cách nhiệt và cấu trúc bên trong của tủ lạnh.

KHOA HỌC KỸ THUẬT THỦY LỢI VÀ MÔI TRƯỜNG - SỐ 83 (3/2023)

Phương trình cân bằng nhiệt nguồn nhiệt sử dụng mô hình mạch nhiệt như sau:

$$Q_{in} = Q_{hb-ec} + Q_{hb-amb} \quad (4)$$

$$Q_{hb-ec} = h_{hb-ec} A_{hb-ec} (T_{hb} - T_{ec}) \quad (5)$$

$$Q_{hb-ec} = Q_{ec-w} + Q_{ec-ccc} + Q_{ec-gr} + Q_{w-ccim} + Q_{ec-amb} \quad (6)$$

trong đó Q_{in} là nhiệt vào. Q_{hb-ec} là lượng nhiệt truyền từ nguồn nhiệt đến bộ bay hơi. h_{hb-ec} và A_{hb-ec} lần lượt là hệ số truyền nhiệt tiếp xúc và diện tích tiếp xúc giữa nguồn nhiệt và bộ bay hơi. Q_{ec-w} là nhiệt bay hơi và được tính như sau:

$$Q_{ec-w} = h_{ec-w} A_{ec-w} (T_{ec} - T_w) = \dot{m} \lambda \quad (7)$$

trong đó h_{ec-w} là hệ số truyền nhiệt bay hơi giữa vỏ của bộ bay hơi và cấu trúc xốp. A_{ec-w} là diện tích tiếp xúc giữa vỏ của bộ bay hơi và cấu trúc xốp. $\dot{m}$ tốc độ khối của dòng chảy trong bộ bay hơi và các đường dẫn của ống nhiệt, λ là nhiệt hóa hơi (nhiệt ẩn) của chất lỏng trong ống nhiệt. Các hệ số truyền nhiệt h_{hb-ec} and h_{ec-w} bị ảnh hưởng chủ yếu bởi các điều kiện thực nghiệm, ví dụ như chất lượng bề mặt của nguồn nhiệt và vỏ bộ bay hơi, áp suất tiếp xúc giữa hai bề mặt, vật liệu dẫn nhiệt giữa hai bề mặt. Vì vậy những hệ số này được đánh giá dựa trên các số liệu thí nghiệm. Q_{ec-gr} là lượng quá nhiệt của hơi trong rãnh dẫn hơi và được tính toán dựa trên truyền nhiệt đối lưu cưỡng bức. Q_{ec-ccc} là lượng nhiệt thất thoát từ vỏ bộ bay hơi đến vỏ bình chứa. Q_{w-ccim} là lượng nhiệt thất thoát từ vỏ bộ bay hơi qua cấu trúc xốp đến hơi/chất lỏng trong bình chứa và được tính toán dựa trên cả truyền nhiệt dẫn nhiệt và truyền nhiệt đối lưu. Q_{ec-amb} là lượng nhiệt thất thoát từ vỏ bộ bay hơi ra môi trường. Lượng nhiệt thất thoát từ bộ bay hơi ra đường dẫn hơi và

đường dẫn chất lỏng do dẫn nhiệt được bỏ qua trong mô hình này

Điều kiện cân bằng nhiệt dành cho bình chứa được thể hiện như sau:

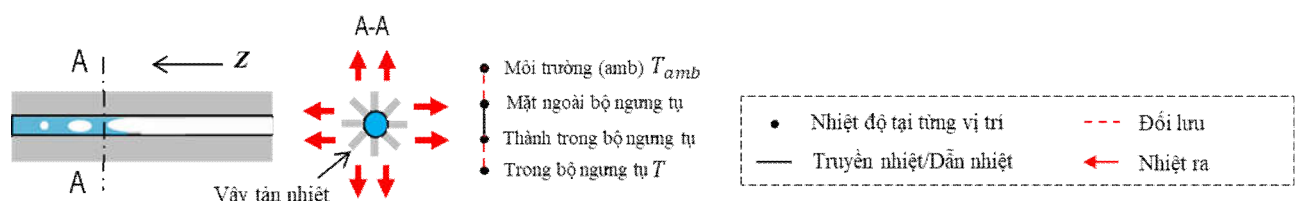
$$Q_{w-ccim} = Q_{ccim-ccc} + Q_{ccim-llout} \quad (8)$$

trong đó $Q_{ccim-ccc}$ là lượng nhiệt thất thoát từ hơi/chất lỏng trong bình chứa đến vỏ bình chứa và được tính toán dựa trên tỉ lệ của pha khí trong môi trường hai pha hơi (khí)/lỏng. $Q_{ccim-llout}$ là lượng nhiệt thất thoát từ hơi/chất lỏng trong bình chứa đến dòng chất lỏng quay lại từ đường dẫn chất lỏng. Môi trường trong bình chứa cũng như phần tiếp xúc của vỏ bộ bay hơi và cấu trúc xốp (điểm 8 và 1 trong hình 1) được giả thiết là ở trạng thái bão hòa.

Đường dẫn hơi, bộ ngưng tụ, đường dẫn chất lỏng được chia thành các đoạn nhỏ với số đoạn thích hợp (Hình 4). Phương trình năng lượng tại một điểm có tọa độ (z) trong các đường dẫn này như sau:

$$\dot{m} C_p \frac{dT}{dz} = G_{a-amb} (T - T_{amb}) \quad (9)$$

trong đó G_{a-amb} là độ dẫn nhiệt trên đơn vị chiều dài giữa các đường dẫn hơi, chất lỏng, bộ ngưng tụ với môi trường bên ngoài, α là góc nghiêng của đường dẫn hơi/chất lỏng theo hướng chống lại chiều trọng lực, và là f hệ số ma sát Darcy phụ thuộc chế độ dòng chảy (chảy tầng/chảy rối)



Hình 4. Mô hình mạch nhiệt của bộ ngưng tụ

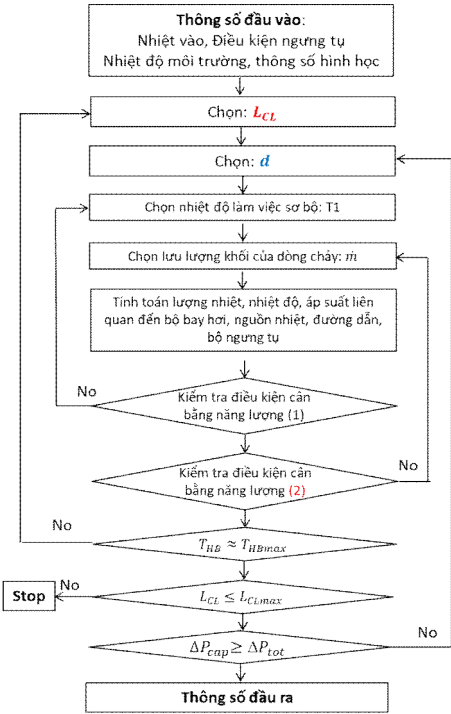
Với dòng 2 pha, tổn thất áp suất được xác định dựa trên phương trình Lockhart-Martinelli (Chisholm, 1967). Tổn thất nhiệt do tiếp xúc giữa ống ngưng tụ và vây tản nhiệt được bỏ qua do không đáng kể và khó xác định. Chế độ dòng chảy trong vùng hai pha được giả thiết duy trì ở dạng dòng chảy hình khuyên.

2.3. Giải thuật tính toán

Hình 5 chỉ ra lưu đồ giải thuật của mô hình số trong nghiên cứu này. Đầu tiên các thông số đầu vào được thiết lập như nhiệt vào, điều kiện ngưng tụ (trong tính toán này là đối lưu cưỡng bức), thông số hình học của ống nhiệt. Tiếp đến chiều dài bộ ngưng tụ và đường kính lỗ xỏp được chọn sơ bộ. Sau bước chọn sơ bộ nhiệt độ làm việc và lưu lượng khối của dòng chảy là bước tính toán các thông số vật lý của bộ bay hơi, đường dẫn, bộ ngưng tụ, bình chứa. Tiếp đến là bước kiểm tra điều kiện cân bằng năng lượng (1) tại nguồn nhiệt và điều kiện cân bằng năng lượng (2) tại bình chứa. Nếu các điều kiện này không thỏa mãn thì quay lại điều chỉnh nhiệt độ làm việc và lưu lượng khối cho đến khi đạt (hội tụ). Tiếp theo là bước kiểm tra nhiệt độ nguồn nhiệt, nếu nó nhỏ hơn nhiều nhiệt độ giới hạn thì quay lại giảm chiều dài bộ ngưng tụ và ngược lại nếu lớn hơn nhiệt độ giới hạn thì tăng chiều dài bộ ngưng tụ. Sau đó là bước kiểm tra chiều dài bộ ngưng tụ. Hai bước này chính là điểm mới của nghiên cứu này giúp tính được chiều dài tối ưu của bộ ngưng tụ. Bước kiểm tra tiếp theo là kiểm tra áp suất. Cuối cùng là đưa ra thông số cuối cùng của ống nhiệt.

Bảng 1. Thông số kĩ thuật của ống nhiệt theo vòng kín

Bộ phận	Thông số	
Bộ bay hơi	L×W×H (mm)	90×90×3
Đường dẫn hơi	L×D (mm)	160×φ6



Hình 5. Lưu đồ giải thuật để tối ưu hóa chiều dài bộ ngưng tụ và đường kính lỗ xỏp.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Ống nhiệt được tính toán trong nghiên cứu này dự kiến được chế tạo theo phương pháp ép ở nhiệt độ và áp suất cao để tạo liên kết giữa các tấm kim loại mỏng (Shioga et al., 2020), do đó chiều dài bộ ngưng tụ cũng như kích thước ống nhiệt bị hạn chế do giới hạn về khả năng của máy và công nghệ. Điều kiện ngưng tụ ở đây là đối lưu cưỡng bức với tốc độ không khí lưu thông là 10 m/s hoặc đối lưu tự nhiên và nhiệt độ môi trường là 50 °C (nhiệt độ trong các thiết bị ngoài trời vào mùa hè) và nhiệt độ giới hạn của nguồn nhiệt là 130 °C. Bảng 1 đưa ra các thông số kĩ thuật chính của ống nhiệt sử dụng trong tính toán với giới hạn chiều dài của bộ ngưng tụ là 10 m.

Bộ phận	Thông số	
Bộ ngưng tụ		$L_{CL} \times \phi 10$
		$L_{CL} \leq 10 \text{ m}$
Đường dẫn chất lỏng		360×φ5
Cấu trúc xếp	L×W×H (mm)	80×80×2.8
	Đường kính lỗ xếp (μm)	d
Chất lỏng trong ống nhiệt	Ethanol	
Điều kiện ngưng tụ	Đối lưu cưỡng bức/Đối lưu tự nhiên	

Khi sử dụng đối lưu cưỡng bức thì kết quả tính toán được thể hiện trong Bảng 2. Với nhiệt vào ở các giá trị nhỏ hơn hoặc bằng 300 W thì giá trị chiều dài tối ưu của bộ ngưng tụ là nhỏ hơn hoặc bằng 0,2 m và khi đó đường kính lỗ xếp chỉ cần là 600 μm là đủ đáp ứng điều kiện về áp suất. Kích thước lỗ xếp này hoàn toàn có thể đạt được bằng nhiều phương pháp chế tạo khác nhau với giá thành thấp mà không gặp khó khăn đáng kể. Ở mức nhiệt vào là 500 W, kích thước đường kính 600 μm hay 120 μm là không đủ để thỏa mãn điều kiện áp suất. Chiều dài tối ưu của bộ ngưng tụ là 4,0 m với đường kính lỗ xếp là 60 μm, và nếu đạt đường kính lỗ xếp là 20 μm thì chiều dài tối ưu giảm xuống còn 3,5 m. Ở mức nhiệt vào tối đa là 600 W thì chỉ cấu trúc xếp với đường kính 20 μm mới có thể đáp ứng yêu cầu và chiều dài tối ưu khi đó là 8,5 m.

Kết quả này là do khi chiều dài bộ ngưng tụ giảm thì tổn thất áp suất trong bộ ngưng tụ có giảm theo nhưng do khả năng thoát nhiệt của bộ ngưng tụ kém đi nên nhiệt độ làm việc trong ống nhiệt tăng lên do đó tổn thất áp suất tổng cộng vẫn tăng và phải sử dụng cấu trúc xếp với đường kính nhỏ hơn để đáp ứng yêu cầu.

Kết quả tính toán khi sử dụng đối lưu tự nhiên được thể hiện trong Bảng 3. Lúc này do khả năng làm tản nhiệt giảm đi (hệ số trao đổi nhiệt nhỏ hơn) của bộ ngưng tụ, chiều dài tối ưu của bộ phận này tăng lên so với khi sử dụng đối lưu cưỡng bức. Ví dụ ở mức nhiệt vào 300 W sẽ cần chiều dài là 0,30 m với đường kính lỗ xếp là 600 μm. Lượng nhiệt vào tối đa mà ống nhiệt có thể làm mát được trong điều kiện này chỉ là 400 W, ứng với chiều dài tối ưu của bộ ngưng tụ là 0,90 m và đường kính lỗ xếp là 20 μm.

Bảng 2. Kết quả tính toán với đối lưu cưỡng bức

Nhiệt vào	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$
100	0,1	600	0,1	120	0,1	60	0,1	20
200	0,15		0,15		0,15		0,15	
300	0,2		0,2		0,2		0,2	
400			1,5		1,4		1,4	
500					4		3,5	
600							8,5	

Bảng 3. Kết quả tính toán với đối lưu tự nhiên

Nhiệt vào	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$
100	0,15	600	0,15	120	0,15	60	0,15	20

Nhiệt vào	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$	$L_{CL} (m)$	$d (\mu m)$
200	0,20		0,20		0,20		0,20	
300	0,30		0,30		0,30		0,30	
400							0,90	

4. KẾT LUẬN

Bài báo này đưa ra tính toán tối ưu chiều dài của bộ ngưng tụ của ống nhiệt dạng vòng kín trong một số điều kiện khác nhau. Để làm được điều đó, tác giả sử dụng mô hình số một chiều của ống nhiệt cũng như xây dựng lưu đồ thuật toán mới bổ sung hai điều kiện về chiều dài ống nhiệt và đường kính lỗ xoắn. Khi chạy mô hình số này đảm bảo sự hội tụ và cho kết quả hợp lý một cách định tính như điều kiện ngưng tụ kém

đi thì cần chiều dài bộ ngưng tụ lớn hơn, hoặc khi giảm chiều dài bộ ngưng tụ thì cần cấu trúc xoắn với đường kính nhỏ hơn. Tuy vậy các nghiên cứu thực nghiệm cần được thực hiện ở bước tiếp theo để xác nhận chính xác hơn những kết quả tính toán.

LỜI CẢM ƠN

Xin trân trọng cảm ơn Trường Đại học Thủy lợi đã tài trợ nghiên cứu (CS2022-24).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Boubaker R, Platel V, Harmand S. (2016) 'A numerical comparative study of the effect of working fluids and wick properties on the performance of capillary pumped loop with a flat evaporator'. Appl Therm Eng 100:564–76. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.034>
- Chisholm D. (1967) 'A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two phase flow'. Int J Heat Mass Transfer 10(12):1767–78. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(67\)90047-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(67)90047-6)
- Ku, J. (1999) 'Operating Characteristics of loop heat pipes', SAE Technical Paper, 1999-01-2007, <https://doi.org/10.4271/1999-01-2007>.
- Ku, J., Ottenstein, L., Douglas, D. (2012) 'Validation design for a multi-evaporator miniature loop heat pipe for spacecraft applications', J. Spacecraft Rock. 49 1008–1018, <https://doi.org/10.2514/1.51349>.
- Li J, Hong F, Xie R, Cheng P. (2019) 'Pore scale simulation of evaporation in a porous wick of a loop heat pipe flat evaporator using Lattice Boltzmann method'. Int Commun Heat Mass Transfer 102:22–33. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.01.008>
- Nakamura, K., Odagiri, K., Nagano, H. (2016) 'Study on a loop heat pipe for a long-distance heat transport under anti-gravity condition', Appl. Therm. Eng. 107, 167–174, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.162>.
- Nishikawara M, Nagano H, Prat M. (2017) 'Numerical study on heat-transfer characteristics of loop heat pipe evaporator using three-dimensional pore network model'. Appl Therm Eng 126:1098–106. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.050>
- Shioga, T., Mizuno, Y., Nagano, H. (2020) 'Operating characteristics of a new ultra-thin loop heat pipe', Int. J. Heat Mass Transfer 151 119436, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119436>.
- Watanabe, N. et al. (2020) 'Operating characteristics of an anti-gravity loop heat pipe with a flat evaporator that has the capability of a loop thermosyphon', Energy Convers Manage 205 112431, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112431>.

Zhou, G., Li, J., Lv, L. (2016) 'An ultra-thin miniature loop heat pipe cooler for mobile electronics', Appl. Therm. Eng. 109 514–523, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.138>.

Abstract:

**DESIGN OPTIMIZATION OF THE CONDENSER OF LOOP
HEAT PIPE USING A 1-DIMENSIONAL NUMERICAL MODEL**

This paper reports the optimal calculation of loop heat pipe condenser's length based on the maximum length of the condenser, the maximum heater temperature, and the condensation condition. A 1-dimensional numerical model, which assumes heat is transferred through 1 direction, was used for the calculation. A new solution algorithm was proposed using 3 additional conditions of condenser's length, the pore diameter of the wick, and temperature limitation of the heat source besides the other 2 conditions of thermal energy balance and capillary/loss pressure. The calculation converged and the results were suitable qualitatively, for example, the condenser's length was smaller in case of worsening condensation condition (natural convection) than in case of better condensation condition (forced convection) or to obtain shorter condenser's length smaller pore diameter was required. However, experimental researches have to be carried out in the next step to confirm these results quantitatively.

Keywords: Loop heat pipe (LHP), condenser, 1-dimensional numerical model.

Ngày nhận bài: 28/12/2022

Ngày chấp nhận đăng: 08/01/2023