

## Optimization of Operating Temperature of a Closed–Air Open–Water Humidification–Dehumidification Desalination System Integrated With a Heat Pump

Kien Quoc Vo

*Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT), VNU-HCM, Vietnam*

Corresponding author. Email: [ykquoc@hcmut.edu.vn](mailto:ykquoc@hcmut.edu.vn)

### ARTICLE INFO

Received: 03/05/2026  
Revised: 15/05/2026  
Accepted: 02/06/2026  
Online First: 17/06/2026  
Published:

### KEYWORDS

Heat pump;  
Desalination;  
Humidification;  
Dehumidification;  
Optimization.

### ABSTRACT

This study analyzes the performance of a humidification–dehumidification desalination system integrated with a heat pump based on the Pinch method, aiming to evaluate the effect of spray water temperature on the thermodynamic characteristics and energy efficiency of the system. The results show that at a cooling water temperature of 20°C, the optimal operating temperature of the traditional desalination system is 70°C. This range of spray water and cooling water temperatures is well aligned with the efficient operating region of the heat pump. The spray water temperature has a significant impact on system performance. The gained output ratio varies from 7.2 to 8.8 and reaches a maximum of approximately 8.8 at a spray water temperature of about 55°C. In contrast, the specific energy consumption ranges from 77 to 95 W/kg, with a minimum value of around 77 W/kg at the same condition. Economic analysis indicates that the freshwater production cost ranges from 7.7 to 9.5 USD/m<sup>3</sup>, with the lowest cost achieved at the optimal spray water temperature. The results confirm the existence of an optimal operating point at approximately 55°C, at which the system achieves the highest energy efficiency and the lowest production cost.

## Tối ưu hóa nhiệt độ vận hành của hệ thống khử muối phun tách ẩm loại không khí kín–nước hở tích hợp bơm nhiệt

Võ Kiến Quốc

*Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam*

Tác giả liên hệ. Email: [ykquoc@hcmut.edu.vn](mailto:ykquoc@hcmut.edu.vn)

### THÔNG TIN BÀI BÁO

Ngày nhận bài: 03/05/2026  
Ngày hoàn thiện: 15/05/2026  
Ngày chấp nhận đăng: 02/06/2026  
Ngày đăng trực tuyến: 17/06/2026  
Ngày đăng:

### TỪ KHÓA

Bơm nhiệt;  
Khử muối;  
Phun ẩm;  
Tách ẩm;  
Tối ưu hóa.

### TÓM TẮT

Nghiên cứu này phân tích hiệu suất của hệ thống khử muối phun tách ẩm tích hợp bơm nhiệt dựa trên phương pháp Pinch, nhằm đánh giá ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến các đặc trưng nhiệt động và hiệu quả năng lượng của hệ thống. Kết quả cho thấy ở nhiệt độ nước giải nhiệt là 20°C thì nhiệt độ làm việc tối ưu của hệ thống khử muối truyền thống là 70°C. Phạm vi nhiệt độ nước phun và nước giải nhiệt phù hợp với vùng làm việc hiệu quả của bơm nhiệt. Nhiệt độ nước phun có ảnh hưởng mạnh đến hiệu suất hệ thống. Hệ số GOR biến thiên trong khoảng 7,2–8,8 và đạt giá trị cực đại khoảng 8,8 tại nhiệt độ nước phun xấp xỉ 55°C. Ngược lại, tiêu hao năng lượng riêng nằm trong khoảng 77–95 W/kg và đạt giá trị nhỏ nhất khoảng 77 W/kg tại cùng điều kiện này. Phân tích kinh tế cho thấy chi phí sản xuất nước ngọt dao động trong khoảng 7,7–9,5 USD/m<sup>3</sup>, trong đó giá trị thấp nhất đạt được tại nhiệt độ nước phun tối ưu. Kết quả nghiên cứu xác định rằng tồn tại một điểm vận hành tối ưu tại khoảng 55°C, tại đó hệ thống đạt hiệu quả năng lượng cao nhất và chi phí sản xuất thấp nhất.

Doi: <https://doi.org/10.54644/jte.2026.2403>

Copyright © JTE. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

[International License](#) which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium for non-commercial purpose, provided the original work is properly cited.

## 1. Giới thiệu

Khử muối bằng phương pháp phun ẩm–khử ẩm (humidification–dehumidification, HDH) là một công nghệ nhiệt sử dụng không khí làm môi chất mang, trong đó nước mặn được phun thành các hạt mịn nhằm gia tăng diện tích tiếp xúc và thúc đẩy đồng thời quá trình truyền nhiệt – truyền khối với không khí. Nhờ đó, không khí nhanh chóng đạt trạng thái bão hòa hơi nước trong buồng phun ẩm, sau đó được làm lạnh trong thiết bị khử ẩm để ngưng tụ và thu nước ngọt. Với cấu hình đơn giản, dễ vận hành, khả năng làm việc ở quy mô nhỏ đến trung bình và tận dụng hiệu quả các nguồn nhiệt cấp thấp như năng lượng mặt trời hoặc nhiệt thải công nghiệp, HDH được xem là một giải pháp phù hợp cho các hệ thống khử muối phân tán. Tuy nhiên, hạn chế cốt lõi của công nghệ này nằm ở hiệu suất năng lượng còn tương đối thấp, chủ yếu do tổn thất nhiệt trong các quá trình gia nhiệt và làm lạnh, cũng như hiệu quả thu hồi và tái sử dụng nhiệt chưa tối ưu.

Trong các cấu hình HDH truyền thống, thiết bị tách ẩm thường sử dụng nước giải nhiệt ở nhiệt độ môi trường. Khi nhiệt độ môi trường tăng, nhiệt độ ngưng tụ trong thiết bị cũng tăng theo, dẫn đến sự thay đổi điều kiện vận hành tối ưu của toàn hệ thống. Cụ thể, để duy trì động lực truyền nhiệt – truyền khối đủ lớn, hệ thống buộc phải vận hành với nhiệt độ nước phun cao hơn và tỷ lệ lưu lượng khối lượng giữa nước phun và không khí lớn hơn. Mặc dù cách điều chỉnh này giúp duy trì hiệu quả quá trình bay hơi và ngưng tụ, nhưng đồng thời làm tăng đáng kể lưu lượng nước tuần hoàn. Hệ quả là lượng nhiệt cấp cho nước phun bị thất thoát nhiều hơn qua dòng nước thải tại thiết bị phun ẩm, làm suy giảm hiệu quả sử dụng năng lượng tổng thể. Ngoài ra, mặc dù một phần nhiệt ngưng tụ có thể được thu hồi để gia nhiệt nước bổ sung, nguồn nhiệt này thường chỉ được khai thác trực tiếp ở mức nhiệt độ thấp và phụ thuộc mạnh vào điều kiện môi trường, do đó chưa đủ để bù đắp các tổn thất năng lượng trong hệ thống.

Để khắc phục những hạn chế nêu trên, việc tích hợp bơm nhiệt vào hệ HDH đã được đề xuất như một hướng tiếp cận hiệu quả nhằm tăng cường thu hồi và tái sử dụng năng lượng. Trong cấu hình này, dàn bay hơi của bơm nhiệt được bố trí tại thiết bị tách ẩm để hấp thụ nhiệt ẩn ngưng tụ, đồng thời có thể được sử dụng để hạ nhiệt độ nước giải nhiệt. Nguồn nhiệt thu hồi này sau đó được nâng cấp thông qua quá trình nén và được tái sử dụng tại dàn ngưng để gia nhiệt cho nước bổ sung hoặc dòng không khí trong buồng tạo ẩm. Nhờ cơ chế “thu hồi – nâng cấp – tái sử dụng” này, hệ thống hình thành một chu trình năng lượng khép kín hơn, trong đó phần lớn nhiệt lượng được tuần hoàn nội bộ thay vì bị thải ra môi trường.

Một ưu điểm quan trọng khác của hệ tích hợp bơm nhiệt là khả năng tạo ra hai mức nhiệt độ đặc trưng tại dàn bay hơi và dàn ngưng. Điều này cho phép tăng cường chênh lệch nhiệt độ hiệu dụng cho cả quá trình bay hơi và ngưng tụ, qua đó nâng cao đồng thời cường độ truyền nhiệt và truyền khối trong toàn hệ thống. Đồng thời, việc chủ động điều chỉnh các thông số vận hành của bơm nhiệt (như áp suất bay hơi và ngưng tụ) giúp kiểm soát linh hoạt nhiệt độ làm việc của các dòng môi chất, từ đó làm giảm nhiệt độ nước phun tối ưu và tỷ lệ lưu lượng nước/không khí. Nhờ vậy, lượng nhiệt thất thoát theo dòng nước thải được hạn chế đáng kể, góp phần cải thiện hiệu quả năng lượng tổng thể.

Đặc biệt, với hệ số hiệu suất cao ( $COP > 1$ ), bơm nhiệt có khả năng cung cấp lượng nhiệt hữu ích lớn hơn nhiều lần so với năng lượng điện tiêu thụ, giúp giảm đáng kể nhu cầu năng lượng sơ cấp của hệ thống. Nhờ khả năng vận hành linh hoạt và ít phụ thuộc vào điều kiện môi trường, hệ HDH tích hợp bơm nhiệt có thể duy trì hiệu suất cao ngay cả khi nguồn nhiệt đầu vào thấp hoặc biến động. Do đó, cấu hình này không chỉ cải thiện các chỉ tiêu hiệu suất như hệ số sản lượng GOR (gained output ratio) và tiêu thụ năng lượng riêng, mà còn mở rộng đáng kể vùng vận hành tối ưu của hệ thống, thể hiện tiềm năng ứng dụng cao trong các giải pháp khử muối sử dụng nguồn nhiệt nhiệt độ thấp và hướng tới phát triển bền vững.

Trong những năm gần đây, việc tích hợp bơm nhiệt với hệ thống khử muối kiểu tạo ẩm – khử ẩm (HDH–HP) đã thu hút nhiều sự quan tâm nhờ khả năng tận dụng hiệu quả nguồn nhiệt cấp thấp và cải thiện hiệu suất năng lượng tổng thể. Các nghiên cứu ban đầu tập trung vào việc khai thác vai trò kép của bơm nhiệt, trong đó nhiệt thải từ dàn ngưng được sử dụng để gia nhiệt nước biển hoặc không khí trong

bộ tạo ẩm, trong khi dàn bay hơi đóng vai trò làm lạnh nhằm tăng cường quá trình ngưng tụ trong bộ khử ẩm [1], [2]. Cách tiếp cận này giúp nâng cao hệ số GOR và giảm tiêu thụ năng lượng so với các hệ HDH truyền thống, đồng thời góp phần giảm chi phí sản xuất nước thông qua việc tận dụng nhiệt thải.

Về mặt cấu hình hệ thống, nhiều cải tiến đã được đề xuất nhằm tăng cường hiệu quả truyền nhiệt và truyền khối. Một số nghiên cứu đã tích hợp trực tiếp các thiết bị trao đổi nhiệt để giảm số lượng thiết bị trung gian, điển hình như hệ sử dụng dàn ngưng bay hơi thay thế đồng thời bộ tạo ẩm và bộ gia nhiệt [3], hoặc hệ kết hợp bộ tạo ẩm với dàn ngưng và bộ khử ẩm với dàn bay hơi [4]. Ngoài ra, việc loại bỏ bộ khử ẩm truyền thống và sử dụng trực tiếp dàn bay hơi của bơm nhiệt cho quá trình khử ẩm cũng được chứng minh là giúp đơn giản hóa cấu hình và cải thiện hiệu suất [2]. Tuy nhiên, các hệ thống này thường vẫn bị giới hạn về năng suất và GOR, với chi phí sản xuất nước dao động trong khoảng 0,014–0,019 USD/L, cho thấy vẫn còn dư địa cải thiện về hiệu quả kinh tế.

Một hướng nghiên cứu quan trọng khác là cải tiến cấu trúc đa cấp và tăng cường thu hồi nhiệt. Các hệ HDH hai cấp hoặc nhiều cấp sử dụng bơm nhiệt, kết hợp với bộ hồi nhiệt và bộ quá lạnh, đã cho thấy khả năng cải thiện đáng kể hiệu suất. Ví dụ, hệ hai cấp có thể đạt GOR lên đến khoảng 7,90 và năng suất tăng gần 20% so với hệ một cấp, đồng thời giảm chi phí sản xuất nước xuống còn khoảng 7,78–13,33 USD/m<sup>3</sup> [5]. Tương tự, các cấu hình sử dụng hai dàn ngưng hoặc tích hợp ejector nhằm nâng cao nhiệt độ nguồn nóng và cải thiện quá trình khử ẩm cũng cho kết quả tích cực, với GOR có thể vượt 9, năng suất nước ngọt đạt gần 50 kg/h, và chi phí sản xuất nước giảm xuống khoảng 0,0127 USD/L [6]. Ngoài ra, các cấu hình gia nhiệt hai lần cho thấy chi phí sản xuất nước thấp nhất khoảng 14,52 USD/m<sup>3</sup>, trong đó phương án gia nhiệt nước cho hiệu quả kinh tế tốt hơn so với gia nhiệt không khí [7].

Bên cạnh cải tiến cấu trúc, nhiều nghiên cứu tập trung vào tối ưu hóa các thông số vận hành và thiết kế nhằm đồng thời nâng cao hiệu suất và giảm chi phí. Các tham số như tỷ số nén, chênh lệch nhiệt độ tại dàn ngưng và dàn bay hơi, tỷ lệ lưu lượng khối lượng nước/không khí, và nhiệt độ nước biển cấp có ảnh hưởng quyết định đến cả GOR và chi phí sản xuất nước [8]. Việc áp dụng các thuật toán tối ưu hóa như PSO (Particle Swarm Optimization) hoặc NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm) cho thấy tiềm năng nâng cao đáng kể hiệu suất hệ thống, với năng suất nước có thể đạt trên 150 kg/h, GOR xấp xỉ 6, và chi phí sản xuất nước giảm xuống khoảng 0,015 USD/L [8], [9]. Đồng thời, các nghiên cứu cũng chỉ ra rằng tồn tại các giá trị tối ưu của tỷ lệ lưu lượng khối lượng và nhiệt độ nước cấp, tại đó chi phí sản xuất nước đạt giá trị tối thiểu [10].

Ngoài ra, các hướng nghiên cứu mới cũng được phát triển nhằm nâng cao hiệu quả năng lượng và cải thiện tính kinh tế. Một số công trình đề xuất tích hợp ejector hoặc cấu hình áp suất biến thiên để tăng mạnh năng suất, qua đó làm giảm chi phí sản xuất nước xuống khoảng 4,68 USD/m<sup>3</sup> [11]. Việc tích hợp với nguồn năng lượng tái tạo như năng lượng mặt trời giúp giảm đáng kể chi phí vận hành, với chi phí sản xuất nước khoảng 0,020 USD/L trong điều kiện bức xạ trung bình [12]. Đồng thời, các hệ thống kết hợp khử muối với máy lạnh có máy nén hơi (VC) cho phép tận dụng nhiệt thải, góp phần nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng tổng thể và giảm chi phí biên [13]. Đáng chú ý, các hệ thống tích hợp nâng cao như VC–HDH với trích không khí có thể giảm chi phí xuống chỉ còn khoảng 0,0026 USD/L, cho thấy tiềm năng cải thiện vượt trội khi tối ưu cấu hình hệ thống [14].

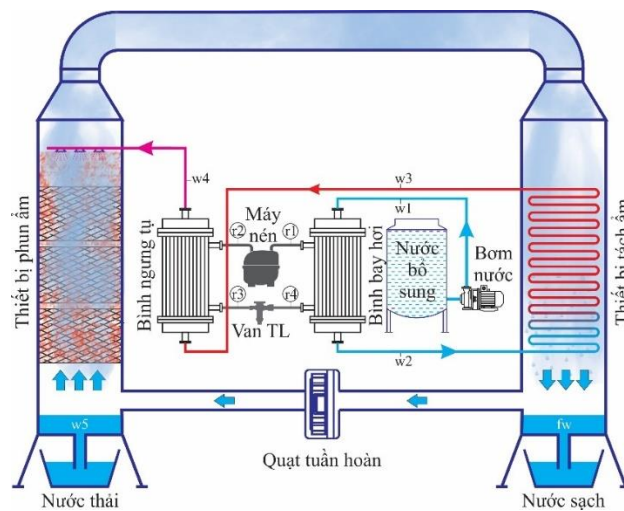
Về khía cạnh môi chất và mô hình hóa, các nghiên cứu gần đây đã xem xét việc sử dụng các hỗn hợp môi chất hữu cơ thân thiện môi trường nhằm cải thiện hiệu suất bơm nhiệt và giảm chi phí vận hành. Kết quả cho thấy việc sử dụng các hỗn hợp này có thể làm tăng GOR lên đến hơn 40% và đồng thời giảm chi phí sản xuất nước khoảng 12–14% so với môi chất thuần [9]. Bên cạnh đó, các mô hình truyền nhiệt – truyền khối chi tiết, chẳng hạn như mô hình Poppe cho bộ tạo ẩm dạng đệm, giúp nâng cao độ chính xác trong thiết kế và dự đoán hiệu suất, qua đó hỗ trợ tối ưu hóa chi phí sản xuất nước [15].

Mặc dù các nghiên cứu trước đây đã cho thấy tiềm năng cải thiện hiệu suất của hệ HDH tích hợp bơm nhiệt thông qua tối ưu cấu hình, tăng cường thu hồi nhiệt và ứng dụng các thuật toán tối ưu hóa, phần lớn các công trình vẫn tập trung chủ yếu vào đánh giá ảnh hưởng của từng thông số riêng lẻ hoặc tối ưu hóa cho các cấu hình HDH truyền thống. Đối với hệ HDH dạng phun ẩm tích hợp bơm nhiệt, các nghiên cứu về mối quan hệ tương tác giữa nhiệt độ vận hành của hệ thống, tỷ lệ lưu lượng nước/không khí và điều kiện làm việc của chu trình bơm nhiệt vẫn còn hạn chế. Đặc biệt, chưa có nhiều nghiên cứu

xác định đồng thời nhiệt độ vận hành tối ưu của toàn hệ thống nhằm đạt được sự cân bằng giữa hiệu quả thu hồi nhiệt và tiêu thụ năng lượng.

Xuất phát từ khoảng trống nghiên cứu đó, nghiên cứu này tập trung xây dựng mô hình nhiệt động cho hệ khử muối phun ẩm – khử ẩm tích hợp bơm nhiệt và thực hiện tối ưu hóa các thông số vận hành chủ chốt, trong đó nhấn mạnh vai trò của nhiệt độ vận hành tối ưu của hệ thống. Nghiên cứu xem xét đồng thời ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun, tỷ lệ lưu lượng khối lượng nước/không khí và các thông số đặc trưng của chu trình bơm nhiệt đến hệ số GOR, năng suất nước ngọt và tiêu thụ năng lượng riêng. Điểm mới của nghiên cứu không chỉ nằm ở việc phân tích tương tác giữa các thông số vận hành trong một cấu hình HDH phun ẩm tích hợp bơm nhiệt, mà còn ở việc xác định miền nhiệt độ vận hành tối ưu nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng và giảm tổn thất nhiệt của toàn hệ thống.

## 2. Mô tả hệ thống



**Hình 1.** Sơ đồ nguyên lý của hệ thống khử muối HDH kết hợp bơm nhiệt.

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống khử muối HDH kiểu không khí tuần hoàn kín–nước tuần hoàn hở (CAOW–WH) tích hợp bơm nhiệt được thể hiện ở Hình 1. Trong cấu hình này, bơm nhiệt đóng vai trò trung tâm trong việc phân phối và cung cấp nhiệt: thiết bị ngưng tụ được sử dụng để gia nhiệt dòng nước cấp đến nhiệt độ vận hành trước khi đưa vào thiết bị phun ẩm, trong khi thiết bị bay hơi làm nhiệm vụ làm lạnh dòng nước giải nhiệt trước khi đi vào thiết bị tách ẩm.

Nước nóng sau khi được gia nhiệt tại bình ngưng được phun từ đỉnh tháp phun ẩm dưới dạng sương mịn, tiếp xúc ngược dòng với không khí lạnh được quạt thổi từ đáy lên. Bên trong tháp, các lớp vật liệu đệm được bố trí nhằm tăng diện tích tiếp xúc và thời gian lưu, qua đó tăng cường quá trình truyền nhiệt và truyền khối giữa hai pha. Trong quá trình này, một phần nước bị bay hơi vào không khí, làm giảm nhiệt độ của dòng nước lỏng, trong khi không khí hấp thụ cả nhiệt hiện và nhiệt ẩn, dẫn đến tăng nhiệt độ và độ ẩm.

Dòng không khí ẩm, nóng sau đó được dẫn sang thiết bị tách ẩm. Tại đây, nhờ tiếp xúc với bề mặt trao đổi nhiệt được làm lạnh bởi dòng nước giải nhiệt, hơi nước trong không khí ngưng tụ thành nước sạch và được thu hồi. Đồng thời, không khí nhả lại nhiệt hiện và nhiệt ẩn cho dòng nước giải nhiệt, trở nên lạnh hơn và có độ ẩm giảm, trước khi quay trở lại thiết bị phun ẩm để tiếp tục chu trình.

Về phía nước giải nhiệt, sau khi được làm lạnh tại thiết bị bay hơi của bơm nhiệt, dòng nước này đi vào thiết bị tách ẩm để thu nhiệt từ không khí ẩm và nóng lên. Tiếp đó, nước giải nhiệt tiếp tục đi qua thiết bị ngưng tụ của bơm nhiệt để được gia nhiệt đến nhiệt độ yêu cầu, hình thành dòng nước nóng cấp cho quá trình phun ẩm ở chu kỳ tiếp theo. Phần nước sau khi tham gia quá trình phun ẩm, do bị tổn thất khối lượng và suy giảm chất lượng, sẽ được thải bỏ ra ngoài hệ thống. Nhờ sự tích hợp bơm nhiệt, hệ thống tận dụng hiệu quả nhiệt ngưng tụ và giảm đáng kể nhu cầu năng lượng cấp từ bên ngoài.

Các nghiên cứu trước đây chỉ ra rằng, đối với hệ thống khử muối HDH truyền thống khi nhiệt độ nước giải nhiệt vào khoảng 30°C, nhiệt độ nước phun hiệu quả thường nằm trong dải 60–80°C, đây là vùng đảm bảo cân bằng hợp lý giữa cường độ bay hơi và khả năng ngưng tụ. Khi nhiệt độ nước giải nhiệt giảm, chênh lệch nhiệt độ giữa hai quá trình phun ẩm – tách ẩm tăng lên, dẫn đến vùng nhiệt độ nước phun hiệu quả cũng dịch chuyển xuống thấp hơn. Trong hệ thống HDH tích hợp bơm nhiệt, nhờ tận dụng thiết bị bay hơi để làm lạnh nước giải nhiệt, nhiệt độ nước giải nhiệt có thể được hạ thấp đáng kể so với hệ truyền thống, do đó nhiệt độ nước phun tối ưu không nhất thiết phải duy trì ở mức 60–80°C mà có thể giảm xuống mà vẫn đảm bảo hiệu suất khử muối.

Về phía bơm nhiệt, đối với các hệ một cấp thông dụng, nhiệt độ nước nóng cung cấp thường nằm trong khoảng 50–70°C. Khi nhiệt độ nước nóng yêu cầu tăng lên, tỷ số nén của máy nén tăng, kéo theo hệ số COP suy giảm, làm giảm hiệu quả sử dụng năng lượng của toàn hệ thống. Do đó, việc hạ thấp nhiệt độ nước giải nhiệt trong HDH thông qua bơm nhiệt không chỉ cải thiện điều kiện trao đổi nhiệt – ẩm mà còn tạo điều kiện để bơm nhiệt vận hành trong vùng nhiệt độ thuận lợi, nơi COP còn tương đối cao. Điều này cho phép vùng nhiệt độ làm việc của bơm nhiệt trùng với hoặc bao phủ vùng nhiệt độ nước phun hiệu quả của hệ thống HDH.

Ngoài ra, lựa chọn tác nhân lạnh cũng đóng vai trò quan trọng vì mỗi môi chất có giới hạn nhiệt độ ngưng tụ và đặc tính nhiệt động riêng. Trong dải nhiệt độ nước nóng 50–70°C, các môi chất như R134a được sử dụng rộng rãi nhờ đặc tính ôn định, áp suất làm việc phù hợp và khả năng đáp ứng tốt yêu cầu nhiệt độ mà không làm suy giảm mạnh hiệu suất.

### 3. Mô hình tính toán

Các giả thiết:

- Bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường từ hệ thống;
- Công cấp vào cho bơm nước và quạt là không đáng kể;
- Chênh lệch nhiệt độ tối thiểu trong các thiết bị ngưng tụ, bay hơi, phun ẩm và tách ẩm là 5°C;
- Nước biển đầu vào có nhiệt độ là 30°C;
- Không khí tuần hoàn trong hệ thống là không khí ẩm bão hòa;
- Tác nhân lạnh sử dụng cho bơm nhiệt là R134a.

Trong hệ thống khử muối HDH với cấu hình không khí tuần hoàn kín và nước vận hành hở, trạng thái của không khí tại cửa vào thiết bị phun ẩm trùng với trạng thái của không khí rời khỏi thiết bị tách ẩm. Ngược lại, không khí sau khi ra khỏi thiết bị phun ẩm chính là dòng khí đi vào thiết bị tách ẩm.

Phương trình cân bằng năng lượng và khối lượng ở thiết bị phun ẩm:

$$m_{w4} = m_{w5} + m_a(d_{a2} - d_{a1}) \quad (1)$$

$$m_{w4}i_{w4} - m_{w5}i_{w5} = m_a(I_{a2} - I_{a1}) \quad (2)$$

Trong đó:  $m_{w4}$  là lưu lượng nước phun (kg/s);  $m_{w5}$  là lưu lượng nước thải (kg/s);  $m_a$  là lưu lượng không khí tuần hoàn (kg/s);  $d_{a1}$  và  $d_{a2}$  lần lượt là độ chứa hơi của không khí vào và ra khỏi thiết bị phun ẩm (kg/hn/kgkkk);  $i_{w4}$  và  $i_{w5}$  lần lượt là entanpi của nước đi vào và ra thiết bị phun ẩm (kJ/kg);  $I_{a1}$  và  $I_{a2}$  lần lượt là entanpi của không khí đi vào và ra thiết bị phun ẩm.

Phương trình cân bằng năng lượng và khối lượng ở thiết bị tách ẩm:

$$m_{fw} = m_a(d_{a2} - d_{a1}) \quad (3)$$

$$m_{w3}i_{w3} - m_{w2}i_{w2} = m_a(I_{a2} - I_{a1}) \quad (4)$$

Trong đó:  $m_{fw}$  là lưu lượng khối lượng nước sạch (kg/s);  $i_{w2}$  và  $i_{w3}$  lần lượt là entanpi của nước giải nhiệt đi vào và ra thiết bị tách ẩm (kJ/kg);  $m_{w2}$  và  $m_{w3}$  lần lượt là lưu lượng khối lượng nước giải

hiệt đi vào và ra thiết bị tách ẩm (kJ/kg). Lưu lượng nước trong chu trình chỉ thay đổi ở thiết bị phun ẩm, cho nên:  $m_{w1} = m_{w2} = m_{w3} = m_{w4}$ .

Nhiệt lượng tác nhân lạnh nhận được ở thiết bị bay hơi bằng với nhiệt lượng nước nhận vào. Ta có, phương trình cân bằng năng lượng ở thiết bị bay hơi:

$$m_r(i_{r1} - i_{r4}) = m_{w1}i_{w1} - m_{w2}i_{w2} \quad (5)$$

Trong đó:  $m_r$  là lưu lượng khối lượng tác nhân lạnh tuần hoàn (kg/s);  $i_{r4}$  và  $i_{r1}$  lần lượt là entanpi của tác nhân lạnh đi vào và ra thiết bị bay hơi (kJ/kg);  $i_{w1}$  và  $i_{w2}$  lần lượt là entanpi của nước đi vào và ra thiết bị bay hơi (kJ/kg);  $m_{w1}$  là lưu lượng khối lượng nước đi qua thiết bị bay hơi (kg/s).

Trong chu trình bơm nhiệt, quá trình 1-2 là quá trình nén. Ta có, công suất vào cho máy nén (kW):

$$W = m_r(i_{r2} - i_{r1}) \quad (6)$$

Trong đó:  $i_{r2}$  là entanpi của tác nhân lạnh ra khỏi máy nén (kJ/kg).

Phương trình cân bằng năng lượng ở thiết bị ngưng tụ:

$$m_r(i_{r2} - i_{r3}) = m_{w4}i_{w4} - m_{w3}i_{w3} \quad (7)$$

Trong đó:  $i_{r3}$  là entanpi của tác nhân lạnh ra khỏi thiết bị ngưng tụ;  $i_{w3}$  và  $i_{w4}$  lần lượt là entanpi của nước đi vào và ra thiết bị ngưng tụ (kJ/kg);  $m_{w3}$  là lưu lượng khối lượng nước đi qua thiết bị ngưng tụ (kg/s).

Hiệu suất của hệ thống khử muối HDH là tỷ số giữa ẩn nhiệt ngưng tụ của hơi nước với năng lượng cấp vào cho hệ thống. Đối với hệ thống khử muối HDH kết hợp bơm nhiệt thì năng lượng cấp vào cho hệ thống bao gồm năng lượng cấp cho máy nén, bơm nước và quạt tuần hoàn. Tuy nhiên, công suất vào cho bơm và quạt là không đáng kể. Ta có:

$$GOR = \frac{m_{fw}i_{fg}}{W + P_p + P_f} \approx \frac{m_{fw}i_{fg}}{W} \quad (8)$$

Trong đó:  $m_{fw}$  là lưu lượng nước sạch (kg/s);  $i_{fg}$  là ẩn nhiệt ngưng tụ của hơi nước trong không khí (kJ/kg);  $P_p$  là công suất bơm nước (kW);  $P_f$  là công suất quạt tuần hoàn (kW).

Tiêu hao năng lượng để sản xuất được 1 kg nước sạch là lượng năng lượng tiêu hao của bơm nhiệt để sản xuất được một đơn vị khối lượng nước sạch (kW/kg):

$$EC = \frac{W}{m_{fw}} \quad (9)$$

Tỷ lệ lưu lượng khối lượng giữa nước phun và không khí:

$$\dot{m} = \frac{m_{w1}}{m_a} = \frac{m_{w2}}{m_a} = \frac{m_{w3}}{m_a} = \frac{m_{w4}}{m_a} \quad (10)$$

Ẩn nhiệt ngưng tụ của hơi nước [16] (kJ/kg):

$$i_{fg} = 2501,8971440379 - 2,407064037.t + 1,192217.10^{-3}.t^2 - 1,5863.10^{-5}.t^3 \quad (11)$$

Trong đó:  $t$  là nhiệt độ của hơi nước trong không khí (°C).

Độ chứa hơi của không khí ẩm bão hòa (kg/m<sup>3</sup>):

$$d_a = 0,622 \frac{p_{sat}}{1 - p_{sat}} \quad (12)$$

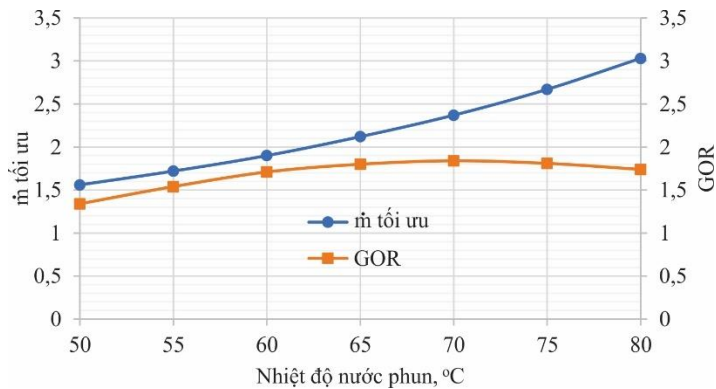
Trong đó:  $p_{sat}$  là áp suất bão hòa của hơi nước trong không khí (bar).

## 4. Kết quả và thảo luận

### 4.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến $m$ tối ưu và GOR

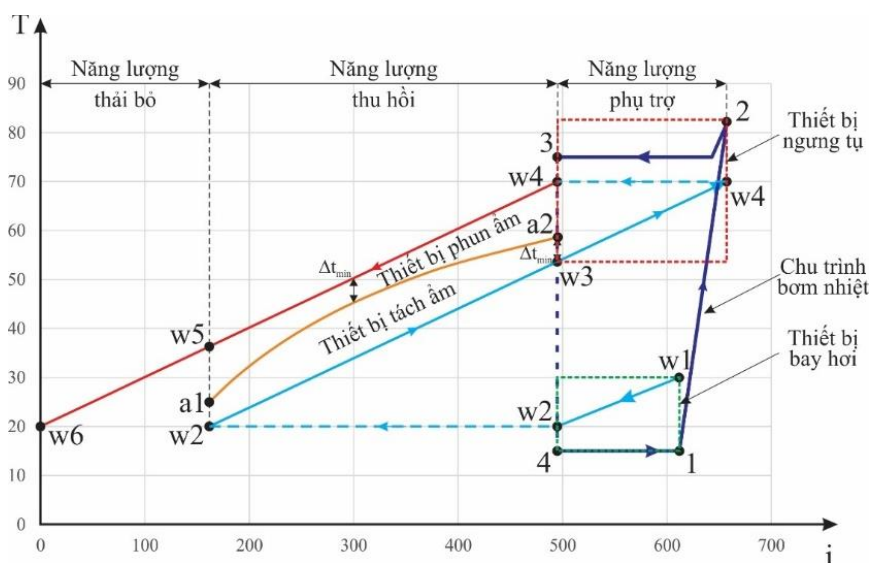
Trong nghiên cứu trước đây [17], tỷ lệ lưu lượng khối giữa nước phun và không khí đã được xác định theo nhiệt độ nước phun và nhiệt độ nước giải nhiệt. Cụ thể, tại nhiệt độ nước giải nhiệt  $30^\circ\text{C}$  và  $\Delta t_{\min} = 5^\circ\text{C}$ , nhiệt độ nước phun tối ưu nằm trong khoảng  $71\text{--}74^\circ\text{C}$ , tương ứng với giá trị GOR cực đại đạt 1,62. Kế thừa kết quả này, nghiên cứu hiện tại xác định lại điều kiện tối ưu khi nhiệt độ nước giải nhiệt giảm xuống  $20^\circ\text{C}$  (với  $\Delta t_{\min} = 5^\circ\text{C}$ ), như thể hiện trên Hình 2. Kết quả cho thấy nhiệt độ nước phun tối ưu giảm xuống còn khoảng  $70^\circ\text{C}$ , trong khi GOR tăng lên đạt 1,84.

So sánh hai trường hợp cho thấy khi nhiệt độ nước giải nhiệt giảm, nhiệt độ nước phun tối ưu có xu hướng giảm theo, đồng thời hiệu quả năng lượng của hệ thống được cải thiện rõ rệt. Với điều kiện vận hành này (nước giải nhiệt  $20^\circ\text{C}$  và nước phun  $70^\circ\text{C}$ ), bơm nhiệt một cấp hoàn toàn có khả năng đáp ứng yêu cầu nhiệt độ của hệ thống. Ngoài ra, giá trị lưu lượng tối ưu  $m$  nằm trong khoảng tương đối thấp và ít biến thiên, cho thấy việc tích hợp bơm nhiệt không chỉ giúp hạ nhiệt độ nước giải nhiệt mà còn duy trì tỷ lệ lưu lượng hợp lý, qua đó giảm nhu cầu tuần hoàn nước và tiêu thụ năng lượng cho bơm. Ngược lại, khi nhiệt độ nước giải nhiệt tăng lên vùng  $25\text{--}30^\circ\text{C}$ , giá trị  $m$  tối ưu tăng nhanh, có thể làm gia tăng kích thước thiết bị và chi phí vận hành.



Hình 2. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun và nước giải nhiệt đến  $m$  tối ưu.

### 4.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến nhiệt độ các điểm nút trong chu trình HDH



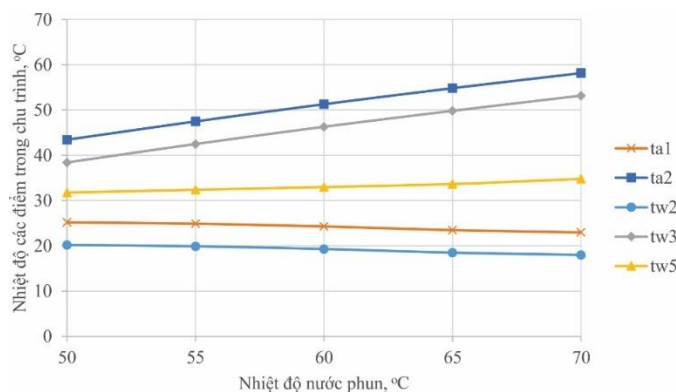
Hình 3. Phân tích Pinch chu trình HDH kết hợp bơm nhiệt ở nhiệt độ nước phun  $70^\circ\text{C}$ , nước giải nhiệt  $20^\circ\text{C}$  tại tỷ lệ lưu lượng tối ưu và  $\Delta t_{\min} = 5^\circ\text{C}$ .

Biểu đồ năng lượng – nhiệt độ của chu trình HDH tích hợp bơm nhiệt, được xây dựng theo phương pháp Pinch, được trình bày trên Hình 3. Kết quả phân tích cho thấy, để đạt nhiệt độ nước phun 70°C, nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bơm nhiệt phải cao hơn nhiệt độ này một giá trị chênh lệch tối thiểu  $\Delta t$  nhằm đảm bảo truyền nhiệt hiệu quả tại thiết bị ngưng tụ. Tương tự, để duy trì nhiệt độ nước giải nhiệt ở mức 20°C, nhiệt độ bay hơi của môi chất phải thấp hơn nhiệt độ nước làm mát một khoảng  $\Delta t$  tương ứng.

Trong chu trình HDH, nước sau khi được gia nhiệt tại thiết bị ngưng tụ sẽ đi vào tháp phun ẩm và trao đổi nhiệt – ẩm với không khí, làm trạng thái của nước thay đổi từ w4 xuống w5, trong khi trạng thái không khí tăng từ a1 lên a2. Dòng không khí ẩm sau đó đi vào thiết bị tách ẩm, tại đây nó nhả nhiệt cho nước giải nhiệt và quay trở lại trạng thái ban đầu a1, khép kín chu trình không khí. Về phía nước giải nhiệt, dòng này trước hết được làm lạnh sơ bộ tại thiết bị bay hơi của bơm nhiệt (từ w1 đến w2), sau đó tiếp tục nhận nhiệt từ không khí trong thiết bị tách ẩm (từ w2 đến w3), và cuối cùng được gia nhiệt tại thiết bị ngưng tụ để đạt nhiệt độ làm việc yêu cầu w4.

Dựa trên chênh lệch nhiệt độ tối thiểu tại điểm Pinch giữa các dòng nhiệt, nhiệt độ tại các điểm nút của chu trình HDH được xác định thông qua các phương trình cân bằng năng lượng. Với một bơm nhiệt làm việc ở nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ nhất định, các thông số trạng thái của môi chất lạnh trong chu trình bơm nhiệt cũng như năng suất lạnh và công suất nhiệt của hệ thống có thể được xác định. Do lưu lượng nước qua thiết bị bay hơi và ngưng tụ là không đổi, nên với một công suất bơm nhiệt xác định, nhiệt độ của nước giải nhiệt sau thiết bị bay hơi sẽ phụ thuộc trực tiếp vào năng suất lạnh của bơm nhiệt mà không phải là một giá trị cài đặt ban đầu như là nhiệt độ nước phun.

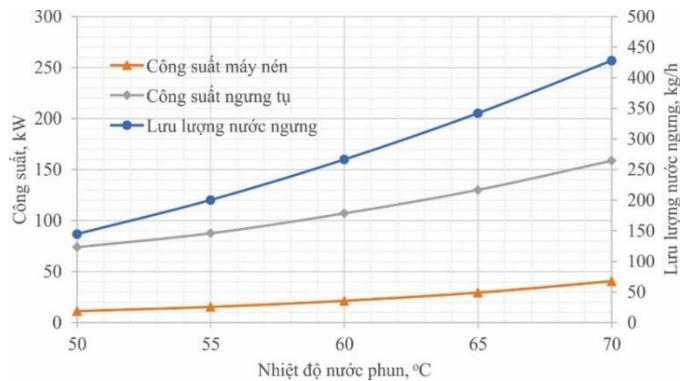
Kết quả trên Hình 4 cho thấy nhiệt độ tại các điểm nút của chu trình HDH biến thiên rõ rệt theo nhiệt độ nước phun. Cụ thể, khi nhiệt độ nước phun tăng, nhiệt độ nước giải nhiệt ra khỏi thiết bị tách ẩm và nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị phun ẩm tăng nhanh, phản ánh sự gia tăng cường độ trao đổi nhiệt và ẩm trong quá trình tạo ẩm. Trong khi đó, nhiệt độ nước thải ra khỏi thiết bị phun ẩm chỉ tăng với tốc độ chậm hơn, cho thấy một phần đáng kể năng lượng đã được chuyển sang pha khí. Ngược lại, nhiệt độ nước giải nhiệt đi vào thiết bị tách ẩm và nhiệt độ không khí sau quá trình tách ẩm có xu hướng giảm nhẹ, do hiệu quả làm lạnh được cải thiện khi tải nhiệt của quá trình ngưng tụ tăng lên. Đối với bơm nhiệt cấp nước nóng trong khoảng nhiệt độ 50–70°C cho hệ thống HDH vận hành ở điều kiện tối ưu thì nhiệt độ nước lạnh ra khỏi thiết bị bay hơi của bơm nhiệt nằm trong khoảng từ 18–20°C khi nhiệt độ nước cấp là 30°C.



**Hình 4.** Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến nhiệt độ tại các điểm nút của chu trình HDH ở m tối ưu.

Xét về mặt nhiệt động, việc tăng nhiệt độ nước phun giúp nâng cao thế nhiệt và thúc đẩy quá trình bay hơi, từ đó có xu hướng làm tăng năng suất khử muối. Tuy nhiên, khi xem xét trên phương diện năng lượng, nhiệt độ nước phun cao kéo theo sự gia tăng lưu lượng nước tuần hoàn tối ưu, làm tăng tổn thất nhiệt theo dòng nước thải, đồng thời yêu cầu nhiệt độ ngưng tụ cao hơn ở bơm nhiệt, dẫn đến suy giảm hệ số hiệu quả COP. Do đó, đánh giá hiệu quả của hệ thống HDH tích hợp bơm nhiệt không thể chỉ dựa trên năng suất khử muối mà cần thông qua chỉ tiêu tổng hợp như hệ số GOR, nhằm phản ánh đầy đủ mối quan hệ giữa hiệu quả thu hồi nước và tiêu thụ năng lượng của toàn hệ thống.

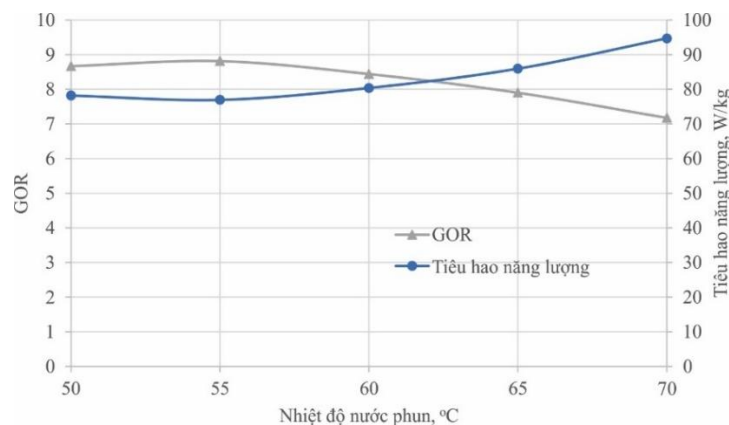
### 4.3. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến chỉ số năng lượng của bơm nhiệt và lưu lượng nước ngưng



**Hình 5.** Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến chỉ số năng lượng của bơm nhiệt và lưu lượng nước ngưng ở mô hình tối ưu.

Kết quả trên Hình 5 cho thấy nhiệt độ nước phun có ảnh hưởng mạnh đến chỉ số năng lượng của bơm nhiệt tại chế độ vận hành tối ưu. Khi nhiệt độ nước phun tăng từ 50°C lên 70°C, công suất nén và công suất ngưng tụ đều có xu hướng tăng. Điều này được phản ánh qua sự gia tăng đáng kể công suất máy nén theo nhiệt độ nước phun. Đồng thời, công suất ngưng tụ cũng tăng do tải nhiệt cung cấp cho dòng nước lớn hơn. Tuy nhiên, mức tăng của công suất ngưng tụ không tỷ lệ thuận với mức tăng công suất tiêu thụ của máy nén, dẫn đến COP suy giảm. Nói cách khác, mặc dù hệ thống cung cấp được nhiều nhiệt hơn ở nhiệt độ nước phun cao, nhưng hiệu quả sử dụng năng lượng lại giảm do chi phí năng lượng đầu vào tăng nhanh hơn. Lưu lượng nước ngưng biến thiên rõ rệt theo nhiệt độ nước phun. Khi nhiệt độ nước phun tăng, không khí trong thiết bị phun ẩm hấp thụ nhiều nhiệt hiện và nhiệt ẩn hơn, do đó lượng nhiệt được giải phóng tại thiết bị tách ẩm cũng tăng, dẫn đến gia tăng lượng nước ngưng thu được. Vì vậy, nhiệt độ nước phun càng cao thì năng suất nước ngưng càng lớn. Tuy nhiên, sự gia tăng này đi kèm với những bất lợi về năng lượng: nhiệt độ nước phun cao làm giảm hiệu quả làm việc của bơm nhiệt (COP giảm), đồng thời làm tăng tổn thất nhiệt do dòng nước thải có nhiệt độ cao hơn và lưu lượng lớn hơn.

### 4.4. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến hệ số GOR và tiêu hao năng lượng riêng



**Hình 6.** Ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến GOR và tiêu hao năng lượng riêng ở mô hình tối ưu.

Kết quả trên Hình 6 cho thấy xu hướng biến đổi trái ngược của GOR và mức tiêu hao năng lượng riêng của hệ thống ở chế độ vận hành tối ưu theo nhiệt độ nước phun. Cụ thể, khi nhiệt độ nước phun tăng từ 50°C lên khoảng 55°C, GOR tăng nhẹ và đạt giá trị cực đại, sau đó giảm dần khi tiếp tục tăng đến 70°C. Ngược lại, tiêu hao năng lượng riêng giảm nhẹ trong vùng 50–55°C và đạt giá trị cực tiểu tại vùng 55°C, sau đó tăng nhanh theo nhiệt độ nước phun. Xu hướng này cho thấy trong vùng nhiệt độ trung bình, việc tăng nhiệt độ nước phun giúp cải thiện quá trình bay hơi, nâng cao lượng nước ngưng thu

được. Tuy nhiên, ở vùng nhiệt độ cao hơn, hiệu quả năng lượng của bơm nhiệt bị suy giảm. Bên cạnh đó, lưu lượng nước phun tối ưu cũng có xu hướng tăng theo nhiệt độ nước phun, kéo theo gia tăng tổn thất nhiệt theo dòng nước thải. Sự gia tăng đồng thời của các yếu tố này làm cho GOR giảm và năng lượng tiêu thụ trên mỗi đơn vị nước sản xuất tăng đáng kể.

Từ các kết quả thu được có thể thấy rằng, trong dải nhiệt độ nước phun 50–70°C và tại tỷ lệ lưu lượng tối ưu, hệ số GOR của hệ thống HDH dao động trong khoảng 7,2–8,8, trong khi tiêu hao năng lượng riêng nằm trong khoảng 77–95 W/kg. Với giá điện là 0,1 USD/kWh thì chi phí cho 1 m<sup>3</sup> nước nằm trong khoảng từ 7,7 USD đến 9,5 USD. Giá trị GOR cực đại đồng thời với tiêu hao năng lượng riêng cực tiểu đều đạt được tại nhiệt độ nước phun khoảng 55°C. Điều này cho thấy đây là điểm vận hành tối ưu của hệ thống HDH tích hợp bơm nhiệt. Khi nhiệt độ nước phun vượt quá giá trị này, GOR có xu hướng giảm, trong khi tiêu hao năng lượng tăng nhanh, dẫn đến suy giảm hiệu quả tổng thể của hệ thống.

## 5. Kết luận

Nghiên cứu đã thực hiện phân tích nhiệt động hệ thống khử muối HDH tích hợp bơm nhiệt, tập trung vào ảnh hưởng của nhiệt độ nước phun đến hiệu suất vận hành trong điều kiện tối ưu.

Kết quả cho thấy nhiệt độ nước giải nhiệt ảnh hưởng đáng kể đến nhiệt độ nước phun tối ưu. Nhiệt độ nước giải nhiệt càng thấp thì nhiệt độ nước phun tối ưu càng giảm, ở điều kiện nhiệt độ nước giải nhiệt là 20°C thì nhiệt độ nước phun tối ưu đối với hệ thống khử muối HDH truyền thống là 70°C. Phạm vi nhiệt độ này tương thích với điều kiện làm việc hiệu quả của bơm nhiệt.

Việc tăng nhiệt độ nước phun giúp tăng cường quá trình bay hơi và trao đổi nhiệt – ẩm, tuy nhiên đồng thời làm tăng lưu lượng tuần hoàn tối ưu và tổn thất nhiệt. Đặc biệt, hiệu suất bơm nhiệt suy giảm rõ rệt khi nhiệt độ nước phun tăng, với COP giảm từ khoảng 6,5 tại 50°C xuống còn khoảng 4,0 tại 70°C do công nén tăng.

Xét trên toàn hệ thống, hệ số GOR và tiêu hao năng lượng riêng có xu hướng biến thiên ngược chiều. GOR đạt giá trị cực đại khoảng 8,8 tại nhiệt độ nước phun khoảng 55°C, sau đó giảm khi nhiệt độ tiếp tục tăng. Ngược lại, tiêu hao năng lượng riêng đạt giá trị cực tiểu khoảng 77 W/kg tại cùng điều kiện và tăng lên đến khoảng 95 W/kg ở vùng nhiệt độ cao hơn. Tương ứng, chi phí sản xuất nước ngọt nằm trong khoảng 7,7–9,5 USD/m<sup>3</sup>, với giá trị thấp nhất đạt được tại điều kiện tối ưu.

Ở điều kiện vận hành tối ưu, hệ thống đạt giá trị GOR cao hơn so với nhiều nghiên cứu tương đồng và xấp xỉ kết quả được báo cáo bởi Wang [5]. Tuy nhiên, chi phí sản xuất nước thấp hơn khi sử dụng mức giá điện trung bình 0,1 USD/kWh. Trong điều kiện thực tế tại Việt Nam, giá điện thay đổi theo khung giờ sử dụng, do đó nếu hệ thống được vận hành vào các khung giờ thấp điểm thì chi phí sản xuất nước ngọt có thể tiếp tục giảm đáng kể.

Như vậy, nhiệt độ nước phun khoảng 55°C được xác định là điểm vận hành tối ưu của hệ thống, tại đó đạt được sự cân bằng giữa hiệu quả năng lượng và tiêu thụ năng lượng. Khi vượt quá giá trị này, hiệu suất tổng thể của hệ thống suy giảm do sự giảm hiệu quả của bơm nhiệt và gia tăng tổn thất nhiệt.

Kết quả nghiên cứu khẳng định rằng việc tích hợp bơm nhiệt vào hệ thống HDH cho phép tận dụng hiệu quả nguồn nhiệt cấp thấp, tuy nhiên cần tối ưu hóa các thông số vận hành để đạt được hiệu quả nhiệt động và kinh tế cao nhất.

## Lời cảm ơn

Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này.

## Xung đột lợi ích

Chúng tôi tuyên bố không có xung đột lợi ích trong bài báo này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] D. Lawal, M. Antar, A. Khalifa, S. Zubair, and F. Al-Sulaiman, "Humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump," *Energy Conversion and Management*, vol. 161, pp. 128–140, Apr. 2018.
- [2] M. Faegh and M. B. Shafii, "Performance evaluation of a novel compact humidification-dehumidification desalination system coupled with a heat pump for design and off-design conditions," *Energy Conversion and Management*, vol. 194, pp. 160–172, Aug. 2019.
- [3] M. Faegh and M. B. Shafii, "Thermal performance assessment of an evaporative condenser-based combined heat pump and humidification-dehumidification desalination system," *Desalination*, vol. 496, Art. no. 114733, Dec. 2020.
- [4] M. Behzadi-Sarok, M. H. Saidi, and M. B. Shafii, "Experimental thermal investigation of bubble column humidification-dehumidification (BC-HDH) desalination combined with submerged water-source heat pump for different salinities, Taguchi analysis," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 73, Art. no. 106499, Sep. 2025.
- [5] B. Wang, J. Shen, W. Zhu, and W. Wang, "Analysis of heat pump operated two-stage humidification-dehumidification desalination system with subcooler and heat regenerator," *Desalination*, vol. 581, Art. no. 117593, Jul. 2024.
- [6] W. Yang and Y. Gao, "Performance study of a new dual condenser heat pump driven humidification and dehumidification desalination system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 184, pp. 42–53, Apr. 2026.
- [7] B. Wang, J. Shen, W. Wei, L. Jiang, and Y. Chen, "Evaluation of two-stage humidification-dehumidification desalination systems operated by a modified heat pump," *Applied Thermal Engineering*, vol. 247, Art. no. 123041, Jun. 2024.
- [8] W. F. He, J. J. Chen, M. R. Zhen, and D. Han, "Thermodynamic, economic analysis and optimization of a heat pump driven desalination system with open-air humidification dehumidification configurations," *Energy*, vol. 174, pp. 768–778, May 2019.
- [9] T. Hai *et al.*, "Enhancing the proficiency of heat pump-driven humidification-dehumidification desalination systems using eco-environmentally friendly organic mixtures," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 183, pp. 1117–1134, Mar. 2024.
- [10] B. Wang, J. Shen, Y. Chen, and W. Zhu, "Performance evaluation of a novel humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump," *Energy Conversion and Management*, vol. 293, Art. no. 117523, Oct. 2023.
- [11] E. Ayati, Z. Rahimi-Ahar, M. S. Hatamipour, and Y. Ghalavand, "Water productivity enhancement in variable pressure humidification dehumidification (HDH) desalination systems using heat pump," *Applied Thermal Engineering*, vol. 160, Art. no. 114114, Sep. 2019.
- [12] X. Zhao, W. Wu, Q. Zhu, H. Zhang, and Y. Han, "Thermo-economic optimization of a novel solar-assisted heat pump humidification-dehumidification desalination system with dual-fluid preheating," *Applied Thermal Engineering*, vol. 292, Art. no. 130362, Apr. 2026.
- [13] A. Saxena and S. Tangellapalli, "Experimental and simulation study of an integrated humidification-dehumidification and vapour compression refrigeration system for waste heat utilization," *Energy Conversion and Management*, vol. 358, Art. no. 121496, Jun. 2026.
- [14] M. H. Elbassoussi, M. A. Ahmed, D. U. Lawal, M. A. Antar, and S. M. Zubair, "The impact of a balanced humidification-dehumidification desalination system driven by a vapor-compression heat-pump system," *Energy Conversion and Management: X*, vol. 21, Art. no. 100521, Jan. 2024.
- [15] S. Abooei, M. Behzadi-Sarok, and M. H. Saidi, "Thermal, exergy, and economic analysis of humidification-dehumidification desalination system assisted by heat pump (HDH-HP) using the Poppe method at different salinities," *Separation and Purification Technology*, vol. 371, Art. no. 133284, Oct. 2025.
- [16] M. Al-Sahali and H. M. Ettouney, "Humidification dehumidification desalination process: Design and performance evaluation," *Chemical Engineering Journal*, vol. 143, no. 1–3, pp. 257–264, Sep. 2008.
- [17] K. Q. Vo, C. H. Le, and A. Q. Hoang, "Optimization of mass flow rate ratio of water and air in humidification–dehumidification desalination systems," *Desalination and Water Treatment*, vol. 246, pp. 82–91, Jan. 2022.

**Kien Quoc Vo** graduated with a Bachelor's degree in Energy Mechanical Engineering in 2003, a Master's degree in Thermal Engineering in 2007, and a Ph.D. in Thermal Technology and Equipment from the University of Technology – Vietnam National University, Ho Chi Minh City, in 2018. He published 20 scientific papers in national and international journals and conferences, including 16 as the first author and 2 in SCIE journals. Since 2003, he has been working in the Department of Thermal and Refrigeration Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, University of Technology – Vietnam National University, Ho Chi Minh City. His research field is energy saving and efficient energy use, humidification–dehumidification desalination, and renewable energy.

Email: [vkquoc@hcmute.edu.vn](mailto:vkquoc@hcmute.edu.vn). ORCID:  <https://orcid.org/0000-0003-1977-1748>