

Nghiên cứu ảnh hưởng của kết cấu cánh trao đổi nhiệt đến khả năng tận dụng nhiệt khí thải của động cơ đốt trong

■ PGS. TS. KHỔNG VŨ QUẢNG; THS. NCS. NGUYỄN DUY TIẾN - Trường Đại học Bách khoa Hà Nội
 ■ THS. NCS. VŨ MINH ĐIỂN - Trường Đại học Bách khoa Hà Nội; Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT: Tận dụng nhiệt khí thải sinh công có ích được coi là giải pháp tiềm năng nhằm nâng cao hiệu suất tận dụng nhiệt của động cơ đốt trong (ĐCĐT). Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của kết cấu cánh của ống trao đổi nhiệt đến khả năng tận dụng nhiệt khí thải ĐCĐT bằng phần mềm Ansys fluent. Kết quả nghiên cứu cho thấy, hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải ở các chế độ tải phụ thuộc nhiều vào kết cấu cánh trao đổi nhiệt. Với kết cấu hợp lý có thể đạt hiệu suất tận dụng tới 33,54%. Kết quả nghiên cứu là cơ sở quan trọng để thiết kế tối ưu kết cấu thiết bị trao đổi nhiệt trong hệ thống tận dụng nhiệt khí thải của ĐCĐT.

TỪ KHÓA: Tận dụng nhiệt, ống trao đổi nhiệt, động cơ đốt trong

ABSTRACT: Utilizing the regenerative heat from the exhaust gases to generate useful power is a potential solution to improve the efficiency of the internal combustion engine (ICE). The paper presents the simulation results the effect of the wing structure in the heat exchanger tube on the ability of energy recovery in the exhaust gases of ICE by Ansys fluent software. The results show that the heat utilization efficiency of exhaust energy at different loads depends heavily on the wing structure. With reasonable structure, the heat utilization efficiency can achieve up to 33.54%. The study results can be used as the important basis to implement the optimization the design of heat exchange equipment in the heat waste recovery system of ICE.

KEYWORDS: Heat waste recovery, heat exchanger tube, internal combustion engine.

được coi là giải pháp tiềm năng để nâng cao hiệu suất nhiệt của ĐCĐT. Thời gian qua, nhiều công trình nghiên cứu đã đề cập đến các giải pháp tận dụng nhiệt khí thải và nước làm mát và đạt được những thành công nhất định. Điển hình như: FU Jian-qin và cộng sự đã nghiên cứu thu hồi năng lượng nước làm mát động cơ dựa trên nhiệt độ thấp chu trình ORC [3]; M. Hatami và cộng sự đã thực hiện nghiên cứu để đưa ra kết cấu tối ưu cho ống tận dụng nhiệt khí thải ĐCĐT để sinh công có ích [4]. Mohsen Ghazikhani và cộng sự đã thực hiện nghiên cứu thử nghiệm đánh giá hiệu quả tận dụng nhiệt khí thải để sinh công có ích khi ĐCĐT làm việc ở các chế độ tải và tốc độ khác nhau, kết quả cho thấy khi suất tiêu hao nhiên liệu có thể giảm tới 10% [5]; V. Pandiyarajan và cộng sự đã nghiên cứu thử nghiệm thu hồi năng lượng nhiệt thải của động cơ diesel bằng bộ kết hợp giữa thiết bị trao đổi và lưu trữ năng lượng nhiệt. Kết quả cho thấy gần 10% đến 15% năng lượng nhiên liệu đưa vào động cơ có thể được thu hồi ở dạng nhiệt năng trong thiết bị lưu trữ nhiệt năng [6].

Tận dụng nhiệt khí thải và nước làm mát để chưng cất nước ngọt từ nước biển trên các phương tiện thủy không ngừng cải thiện hiệu suất nhiệt ĐCĐT mà còn giải quyết nhu cầu nước ngọt sử dụng trên các phương tiện này. Tuy nhiên, do tính chất đặc thù riêng về chưng cất nước ngọt từ nước biển và nhu cầu sử dụng nước ngọt, cũng như khả năng và phạm vi khai thác của các phương tiện thủy nên các hệ thống tận dụng nhiệt nước làm mát để chưng cất nước ngọt hiện nay đang sử dụng chỉ có thể đạt hiệu quả với các phương tiện thủy có công suất lớn và chế độ làm việc ổn định. Đối với các phương tiện thủy có công suất nhỏ và trung bình, nhu cầu nước ngọt lớn và động cơ thường xuyên thay đổi chế độ làm việc, vì vậy việc áp dụng các hệ thống hiện có sẽ bị hạn chế, hiệu suất tận dụng nhiệt thấp và không đáp ứng yêu cầu trong khai thác. Để giải quyết vấn đề này, nhóm nghiên cứu đã đưa ra giải pháp tận dụng linh hoạt năng lượng nhiệt khí thải và nước làm mát để chưng cất nước ngọt từ nước biển như thể hiện trên Hình 2.1.

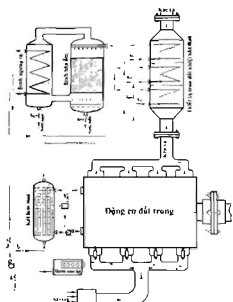
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, việc phát triển và ứng dụng nhiều công nghệ mới vào ĐCĐT đã giúp nâng cao hiệu suất nhiệt của ĐCĐT, có thể đạt xấp xỉ 45% [1]. Mặc dù vậy, vẫn có một lượng lớn năng lượng nhiệt của ĐCĐT bị thải ra môi trường qua khí thải và hệ thống làm mát [2]. Do vậy, tận dụng nhiệt khí thải và nước làm mát để sinh công có ích

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Hệ thống tận dụng nhiệt như thể hiện trên Hình 2.1 cho phép tận dụng tối đa lượng nhiệt nước làm mát và khí thải khi động cơ thay đổi chế độ làm việc. Để đạt được điều này, nước biển sau khi qua kết làm mát và bình ngưng tụ được đưa tới ống trao đổi nhiệt khí thải có kết cấu

kiểu 3 khoang độc lập với các cánh trao đổi nhiệt tiếp xúc khí thải và lưu lượng nước biển đưa vào từng khoang phải được điều chỉnh theo từng chế độ tải dòng cơ thông qua các van k_1, k_2, k_3 và k_4 để đảm bảo nước biển đầu ra các khoang có nhiệt độ trong khoảng 338–343 K theo



Hình 2.1: Sơ đồ bố trí thiết bị tận dụng nhiệt

yêu cầu. Tuy nhiên, kết cấu cánh trao đổi nhiệt tiếp xúc khí thải trong ống trao đổi nhiệt ảnh hưởng rất lớn đến hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải. Do vậy, bài báo sẽ tập trung nghiên cứu lựa chọn kết cấu cánh trao đổi nhiệt tối ưu cho ống trao đổi nhiệt khí thải, cũng như xác định lưu lượng nước biển đạt được theo từng chế độ làm việc của động cơ bằng phần mềm Ansys Fluent với các bước như sau:

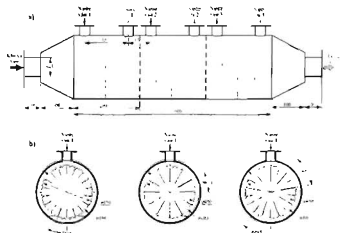
- Thứ nhất, nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt ở chế độ 100% tải và tốc độ 1500 v/ph ứng với các kết cấu cánh trao đổi nhiệt khác nhau và xác định kết cấu cánh hợp lý, như thể hiện trên Hình 3.1.

- Thứ hai, nghiên cứu ảnh hưởng vận tốc dòng nước biển v_1, v_2 và v_3 vào từng khoang của ống trao đổi nhiệt đến nhiệt độ nước biển tại cửa thoát và hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải ở các chế độ 25%, 50%, 75% và 100% tải ở tốc độ 1500 v/ph và xác định lưu lượng nước biển đạt 338°K tại cửa thoát của ống trao đổi nhiệt ứng với các chế độ tải.

3. MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG

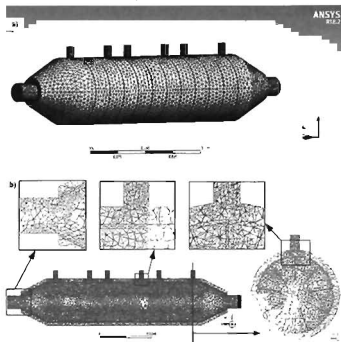
3.1. Thiết kế mô hình

Ống trao đổi nhiệt khí thải với nước biển trong hệ thống tận dụng nhiệt nước làm mát và khí thải để chưng cất nước ngọt được thể hiện trên Hình 3.1, trong đó khí thải từ dòng cơ sẽ đi qua lõi và tiếp xúc trực tiếp với các cánh trao đổi nhiệt, còn nước biển từ két tận dụng nước làm mát và bình ngưng tụ sẽ đi vào 3 khoang bao phía ngoài. Hình dạng, kích thước và cách bố trí cánh trao đổi nhiệt sẽ ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả trao đổi nhiệt cũng như khả năng tận dụng nhiệt của khí thải. Chính vì vậy, bài toán này sẽ thực hiện thiết kế 3 loại kết cấu cánh có hình dạng, kích thước và cách bố trí khác nhau để đánh giá mức độ ảnh hưởng của nó cũng như để lựa chọn kết cấu hợp lý. Ngoài ra, do điều kiện chưng cất nước ngọt từ nước biển theo phương pháp hóa ẩm và ngưng tụ, vì vậy nhiệt độ nước biển ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt và trước khi vào bình hóa ẩm phải nằm trong khoảng 338–343 K để đảm bảo không có thành phần muối khi hóa ẩm.



Hình 3.1: Ống trao đổi nhiệt khí thải và nước biển ứng với 3 kết cấu cánh khác nhau

Từ bản thiết kế ống trao đổi nhiệt, mô hình dòng khí thải, nước biển và các bề mặt trao đổi nhiệt được xây dựng trên phần mềm Solidwork trước khi đưa vào Ansys fluent để chia lưới và chạy mô phỏng. Để giảm thời gian chạy mô phỏng nhưng vẫn đảm bảo độ chính xác và tính tin cậy của kết quả, do vậy mô hình dòng khí thải, dòng nước làm mát và bề mặt trao đổi nhiệt được phân vùng để chia lưới cho tối ưu, như thể hiện trên Hình 3.2.



Hình 3.2: Mô hình sau khi chia lưới trên Ansys fluent

3.2. Điều kiện biên cho mô hình

Trong nghiên cứu này, dòng cơ D243 được lựa chọn làm đối tượng nghiên cứu, các thông số kỹ thuật được thể hiện trong Bảng 3.1. Trên cơ sở kết quả thử nghiệm và tính toán mô phỏng động cơ bằng phần mềm AVL-Boost đã xác định được các tham số của khí xả động cơ trước khi vào mô hình ứng với các chế độ khảo sát 25%, 50%, 75% và 100% tải ở tốc độ 1500 v/ph [7]. Đối với nước biển sau khi qua két tận dụng nhiệt nước làm mát và bình ngưng tụ để được khí vào các khoang của ống trao đổi nhiệt với khí xả được duy trì ở 308 K, còn lưu lượng được điều chỉnh thay đổi theo từng chế độ khảo sát. Như vậy, các điều kiện biên cho mô hình trong các trường hợp khảo sát được thể hiện trong Bảng 3.2.

Bảng 3.1. Thông số kỹ thuật của động cơ D243

TT	Các thông số	Giá trị
1	Loại động cơ	Diesel, 4 kỳ, không tăng áp
2	Thể tích làm việc	4,75 L
3	Đường kính x hành trình pit-tông	110mm x 125mm
4	Tỷ số nén	16,7
5	Tốc độ danh mức	2200 v/ph
6	Công suất cực đại	56 kW/2200 v/ph
7	Mô-men cực đại	740 Nm/1400 v/ph

Trên cơ sở các điều kiện biên ứng với các chế độ tải của động cơ, quá trình trao đổi nhiệt giữa khí thải và nước biển xảy ra bên trong ống trao đổi nhiệt được tính toán mô phỏng bằng Ansys fluent.

Bảng 3.2. Điều kiện biên đầu vào cho mô hình dòng khí xả và nước biển

% tải	T_{khai} (K)	v_{khai} (m/s)	T_{nbi} (K)
25	492	49	308
50	602	55	308
75	673	60	308
100	733	70	308

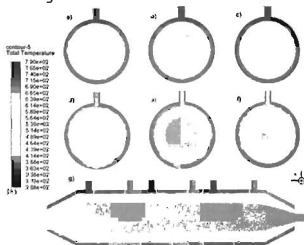
4. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

4.1. Ảnh hưởng của kết cấu cánh trao đổi nhiệt

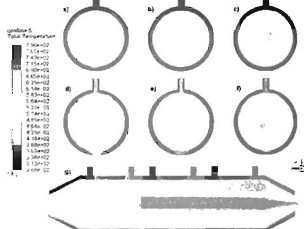
đến hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải

Ảnh hưởng của kết cấu cánh bên trong ống trao đổi nhiệt đến quá trình trao đổi nhiệt giữa dòng khí thải nhiệt độ cao với dòng nước biển lưu động trong các khoang trao đổi nhiệt ở chế độ 100% tải và 1500 v/ph được thể hiện trên các Hình 4.1+4.3, trong đó phân bố nhiệt độ tại các tiết diện ngang qua cửa cấp và thoát nước biển và mặt cắt dọc của thiết bị trao đổi nhiệt được thể hiện chi tiết tại các hình a, b, c, d, e, f và g. Các kết quả thể hiện tại các tiết diện ngang cho thấy phân bố nhiệt độ khí thải có tính đối xứng quanh các cánh trao đổi nhiệt và giá trị giảm dần từ tâm đến cánh và thành ống. Khi so sánh tại các tiết diện ngang qua cửa cấp và thoát nước biển của các khoang trao đổi nhiệt, cho thấy vùng khí thải có nhiệt độ cao tại tâm ống có xu hướng giảm dần từ cửa cấp đến cửa thoát của mỗi khoang cũng như từ khoang thứ nhất đến khoang thứ ba. Còn nhiệt độ nước biển tăng dần từ cửa cấp đến vùng phía dưới khoang trao đổi nhiệt và ngược lại nhiệt độ nước biển tăng dần từ phía dưới khoang trao đổi nhiệt đến cửa thoát của các khoang tương ứng. Ngoài ra, khi so sánh phân bố nhiệt độ dòng khí xả và dòng nước biển tại các tiết diện ngang ứng với các kết cấu cánh khác nhau cho thấy diện tích phân bố dòng khí xả có nhiệt độ cao tại tâm và vùng xa cánh trao đổi nhiệt có xu hướng giảm dần, đồng thời diện tích phân bố dòng nước biển có nhiệt độ cao tăng dần tương ứng với trường hợp kết cấu 18 cánh ngắn, 12 cánh dài, 12 cánh ngắn với 9 cánh dài như thể hiện trên các Hình 4.1+4.3. Hiện tượng này có thể giải thích là do khả năng trao đổi nhiệt nhờ diện tích tiếp xúc, phân bố cánh, mức độ tạo rối để tăng hệ số trao đổi nhiệt của kết cấu 9 cánh dài và 9 cánh ngắn tốt hơn hai trường hợp còn lại. Hơn nữa, điều này càng được khẳng định qua kết quả thể hiện trên các Hình 4.1g, 4.2g và 4.3g. Kết quả cho thấy cả 3 kết cấu cánh đều có nhiệt độ khí thải

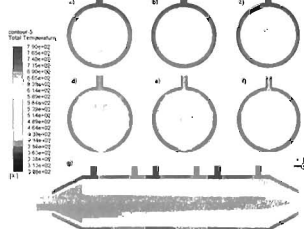
giảm dần theo ống, tuy nhiên với kết cấu 9 cánh dài và 9 cánh ngắn có nhiệt độ trung bình của khí thải tại cửa ra của ống trao đổi nhiệt là 601 K thấp nhất so với kết cấu 18 cánh ngắn và 12 cánh dài là 674 K và 612 K tương ứng.



a) - Tiết diện vào ngăn 1; b) - Tiết diện vào ngăn 2; c) - Tiết diện vào ngăn 3; d) - Tiết diện ra ngăn 1; e) - Tiết diện ra ngăn 2; f) - Tiết diện ra ngăn 3; g) - Tiết diện dọc theo ống trao đổi nhiệt
Hình 4.1: Phân bố nhiệt độ trong ống trao đổi nhiệt với 18 cánh ngắn ở chế độ 100% tải và 1500 v/ph

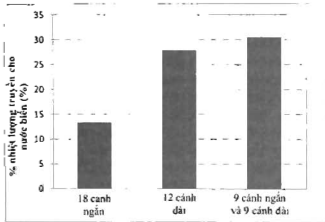


a) - Tiết diện vào ngăn 1; b) - Tiết diện vào ngăn 2; c) - Tiết diện vào ngăn 3; d) - Tiết diện ra ngăn 1; e) - Tiết diện ra ngăn 2; f) - Tiết diện ra ngăn 3; g) - Tiết diện dọc theo ống trao đổi nhiệt
Hình 4.2: Phân bố nhiệt độ trong ống trao đổi nhiệt với 12 cánh dài ở chế độ 100% tải và 1500 v/ph



a) - Tiết diện vào ngăn 1; b) - Tiết diện vào ngăn 2; c) - Tiết diện vào ngăn 3; d) - Tiết diện ra ngăn 1; e) - Tiết diện ra ngăn 2; f) - Tiết diện ra ngăn 3; g) - Tiết diện dọc theo ống trao đổi nhiệt
Hình 4.3: Phân bố nhiệt độ trong ống trao đổi nhiệt với 9 cánh dài và 9 cánh ngắn ở chế độ 100% tải và 1500 v/ph

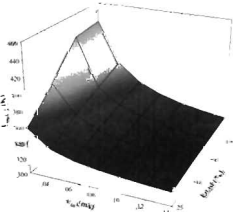
Ngoài ra, lưu điểm của kết cấu 9 cánh dài và 9 cánh ngắn còn được thể hiện rõ hơn qua % nhiệt lượng khí thải truyền cho nước biển như thể hiện trên Hình 4.4. Kết quả cho thấy % nhiệt lượng truyền cho nước biển của trường hợp 9 cánh dài và 9 cánh ngắn đạt tới 30.25% trong khi kết cấu 18 cánh ngắn và 12 cánh dài chỉ đạt khoảng 14% và 28% tương ứng. Với các kết quả như vậy có thể khẳng định, kết cấu 9 cánh dài và 9 cánh ngắn là hợp lý và hiệu quả hơn cả, như vậy có thể sử dụng để triển khai khảo sát ảnh hưởng chế độ tải đến khả năng tản dụng nhiệt khí thải của ĐCĐT.



Hình 4.4: Ảnh hưởng của kết cấu cánh trao đổi nhiệt đến % nhiệt lượng khí thải truyền cho nước biển

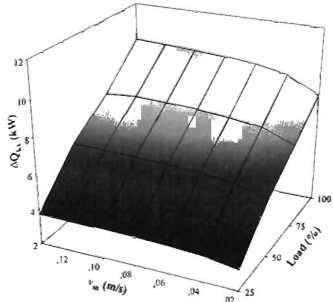
4.2. Ảnh hưởng của lưu lượng nước biển vào các khoang đến nhiệt độ nước biển

Ảnh hưởng của lưu lượng nước biển cấp đến nhiệt độ nước biển tại cửa thoát của các khoang của ống trao đổi nhiệt có kết cấu 9 cánh dài và 9 cánh ngắn ở các chế độ tải 25%, 50%, 75%, 100% và 1500 v/ph của động cơ được thể hiện trên các Hình 4.5 và 4.6. Các kết quả cho thấy, nhiệt độ dòng nước biển đạt được tại cửa thoát của các khoang trao đổi nhiệt có xu hướng tăng khi tăng tải hoặc giảm vận tốc dòng nước biển cấp vào các khoang. Hiện tượng này có thể giải thích là do khi tăng tải sẽ làm tăng năng lượng khí thải dẫn đến năng lượng truyền cho nước biển tăng, còn khi vận tốc dòng nước biển giảm dẫn đến lưu lượng nước biển vào các khoang giảm nên nhiệt độ nước biển tại cửa thoát của các khoang tăng. Hiện tượng này còn thể hiện rõ qua nhiệt độ nước biển đạt cao nhất tới 435 K tại khoang thứ nhất và đạt tới 405 K tại khoang 2 và 3 ở chế độ 100% tải và tốc độ dòng nước biển cấp vào là 0.2 m/s.



Hình 4.5: Ảnh hưởng của vận tốc (lưu lượng) nước biển vào đến nhiệt độ nước biển tại cửa ra của khoang trao đổi nhiệt thứ nhất ở các chế độ tải và 1500 v/ph

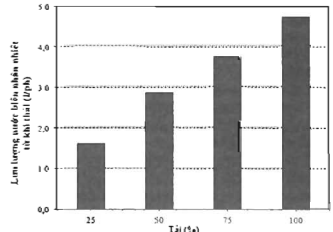
Hình 4.6 thể hiện ảnh hưởng của chế độ tải động cơ và tốc độ dòng nước biển cấp vào các khoang đến lượng nhiệt khí thải truyền cho nước biển. Kết quả cho thấy, tổng nhiệt lượng khí thải truyền cho nước biển của cả 3 khoang trao đổi nhiệt có xu hướng tăng khi tăng tải hoặc giảm vận tốc dòng nước biển cấp vào các khoang.



Hình 4.6: Ảnh hưởng của vận tốc (lưu lượng) nước biển vào các khoang đến nhiệt lượng khí thải truyền cho nước biển trong thiết bị trao đổi nhiệt ở các chế độ tải và 1500 v/ph

4.3. Khả năng tận dụng năng lượng nhiệt khí thải

Hình 4.7 thể hiện ảnh hưởng của chế độ tải động cơ đến lưu lượng nước biển đạt nhiệt độ 338 K tại các cửa thoát nước biển của ống trao đổi nhiệt. Kết quả cho thấy, lưu lượng nước biển tăng khi tăng tải và đạt giá cực đại khoảng 4.7 l/ph ở chế độ 100% tải.

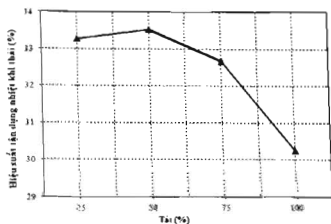


Hình 4.7: Ảnh hưởng của chế độ tải tại tốc độ 1500 v/ph đến lưu lượng nước biển qua thiết bị trao đổi nhiệt với khí thải

Ảnh hưởng của chế độ tải động cơ đến hiệu suất tận dụng năng lượng nhiệt khí thải của ống trao đổi nhiệt được thể hiện trên Hình 4.8. Kết quả cho thấy, hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải có xu hướng giảm khi tăng tải và đạt giá trị cực đại bằng 33.54% tại 50% tải, kết quả này có thể giải thích là khi tăng tải, năng lượng khí thải tăng dẫn đến tăng năng lượng nhiệt truyền cho nước biển, tuy nhiên mức tăng nhiệt truyền cho nước biển không tương xứng với mức tăng nhiệt khí thải do bị hạn chế bởi diện

tích trao đổi nhiệt và hệ số truyền nhiệt bên trong các khoang của ống trao đổi nhiệt.

Các kết quả này sẽ là cơ sở để tối ưu kết cấu ống trao đổi nhiệt cũng như điều chỉnh hợp lý lưu lượng nước biển để đạt nhiệt độ 338 K mà vẫn đạt hiệu suất cao ở các chế độ làm việc của động cơ.



Hình 4.8: Ảnh hưởng của chế độ tải tại tốc độ 1500 v/ph đến khả năng tận dụng nhiệt khí thải

5. KẾT LUẬN

Trên cơ sở các kết quả đạt được cùng với các phân tích đánh giá ở trên có thể đưa ra một số kết luận sau:

- Xác định được ống trao đổi nhiệt với kết cấu cánh 9 dài và 9 ngắn sẽ đạt hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải tốt nhất;
- Nhiệt độ nước biển tại cửa thoát của các khoang trao đổi nhiệt phụ thuộc rất nhiều vào chế độ tải và vận tốc dòng nước biển tại cửa cấp và nhiệt độ nước biển tại cửa thoát của khoang thứ nhất thứ nhất có thể đạt 435 K và khoang thứ hai và ba có thể đạt 405 K ở chế độ 100% tải;
- Xác định được lưu lượng nước biển cấp vào các khoang theo từng chế độ tải để đảm bảo nước biển tại cửa thoát đạt 338 K và lưu lượng nước biển đạt cực đại là 6.71 l/ph ở 100% tải;
- Đánh giá được hiệu suất tận dụng nhiệt khí thải theo các giá trị tải động cơ và hiệu suất đạt cực đại tại 50% tải với giá trị 33.54%.

Lời cảm ơn

Nhóm tác giả chân thành cảm ơn Bộ Giáo dục và Đào tạo đã cấp kinh phí thực hiện Đề tài "Nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống tận dụng năng lượng nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải của ĐCĐT để chưng cất nước ngọt từ nước biển sử dụng trên các tàu đánh bắt xa bờ của Việt Nam" cấp Bộ, mã số 2017 BKA 39.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Alberto Boretti (2012), *Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine*, Applied Thermal Engineering 36, pp.73-77.
- [2]. B. Orr, A. Akbarzadeh, M. Mochizuki and R. Singh (2016), *A review of car waste heat recovery systems utilising*

thermoelectric generators and heat pipes, Applied Thermal Engineering 101, pp.490-495.

[3]. FU Jian-qin, LIU Jing-ping, XU Zheng-xin, DENG Bang-lin, LIU Qi. (2015), *An approach for IC engine coolant energy recovery based on low-temperature organic Rankine cycle*, J. Cent. South Univ. , 22: 727-734. DOI: 10.1007/s11771-015-2576-9.

[4]. M. Hatami, D. D. Ganji and M. Gorji-Bandpy (2014), *Numerical study of finned type heat exchangers for ICes exhaust waste heat recovery*, Case Studies in Thermal Engineering 4, pp.53-64.

[5]. Mohsen Ghazikhani, Mohammad Hatami, Davood Domiri Ganji, Mofid Gorji-Bandpy, Ali Behravan and Gholamreza Shahi (2014), *Exergy recovery from the exhaust cooling in a DI diesel engine for BSFC reduction purposes*, Energy 65, pp.44-51.

[6]. V. Pandiyarajan, M. Chinna Pandian, E. Malan, R. Velraj and R.V. Seeniraj (2011), *Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system*, Applied Energy 88, pp.77-87.

[7]. V.M. Diên, Ng.D. Tiến, K.V. Quảng, L.V. Hưng, Ng.Th. Lương, Ng.V. Toàn (2018), *Nghiên cứu xác định năng lượng nhiệt truyền cho hệ thống làm mát và thời của động cơ D243 bằng phần mềm AVL-Boost*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, tháng 10, ISSN 0866-7056.

Ngày nhận bài: 25/02/2019

Ngày chấp nhận đăng: 29/3/2019

Người phản biện: PGS. TS. Nguyễn Tiến Hân
TS. Trần Đăng Quốc