



## THIẾT KẾ KẾT THU HỒI NHIỆT KHÍ THẢI VÀ NHIỆT NƯỚC LÀM MÁT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

**Khổng Vũ Quảng\***

*Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội*

*\* Tác giả liên hệ: quang.khongvu@hust.edu.vn*

Ngày tòa soạn nhận được bài báo: 10/03/2021

Ngày phản biện đánh giá và sửa chữa: 15/05/2021

Ngày bài báo được duyệt đăng: 10/06/2021

### Tóm tắt:

*Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế kết thu hồi nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát động cơ đốt trong sử dụng trong hệ thống chưng cất nước ngọt từ nước biển. Nghiên cứu đưa ra được kết cấu kết thu hồi nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát trên cơ sở tính toán thiết kế bằng sự kết hợp giữa phần mềm AVL-Boost và Ansys fluent. Kết quả nghiên cứu cho thấy, lượng nhiệt thu hồi từ khí thải và nước làm mát phụ thuộc vào chế độ làm việc của động cơ đốt trong, ở chế độ toàn tải đạt tới 14,8 kW và 44,34 kW. Kết quả nghiên cứu sẽ là cơ sở quan trọng cho việc hoàn thiện hệ thống tận dụng nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát để chưng cất nước ngọt từ nước biển sử dụng trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ của Việt Nam.*

**Từ khóa:** *Chưng cất nước ngọt, nhiệt nước làm mát, nhiệt khí thải, kết thu hồi nhiệt.*

### 1. Giới thiệu chung

Nhờ ứng dụng các công nghệ mới, hiệu suất động cơ đốt trong (ĐCĐT) được cải thiện đáng kể, có thể đạt trên 40 % ở vùng làm việc thích hợp [1]. Mặc dù vậy, vẫn có một lượng lớn, khoảng 40÷60 % năng lượng nhiệt thải ra môi trường thông qua hệ thống làm mát và khí thải của ĐCĐT [1-2]. Chính vì vậy, nhiều nghiên cứu thu hồi và tận dụng nguồn nhiệt này để sinh công có ích đã đạt được những thành công nhất định [3-6]. Tuy nhiên các kết quả nghiên cứu này chỉ mới phát huy hiệu quả trong một phạm vi nhất định.

Theo nghị định 67/2014 ND-CP, nhiều tàu khai thác thủy sản xa bờ có công suất lớn đã được đóng mới, các phương tiện này được trang bị đồng bộ và hiện đại cả nguồn động lực chính bằng động cơ diesel cùng các trang thiết bị phụ khác để đảm bảo đáp ứng yêu cầu cần thiết khi thực hiện các chuyến khai thác thủy sản xa bờ [7]. Tuy nhiên các trang thiết bị này phải nhập khẩu từ nước ngoài với giá thành cao, nên hiện nay phần lớn các phương tiện chưa được lắp đặt đầy đủ và đồng bộ, trong đó phải kể đến thiết bị lọc nước ngọt phục vụ trên tàu.

Chính vì vậy, để đáp ứng nhu cầu nước ngọt cho một chuyến đi biển, hầu hết các phương tiện phải mang theo nước ngọt từ bờ, đây chính là yếu tố

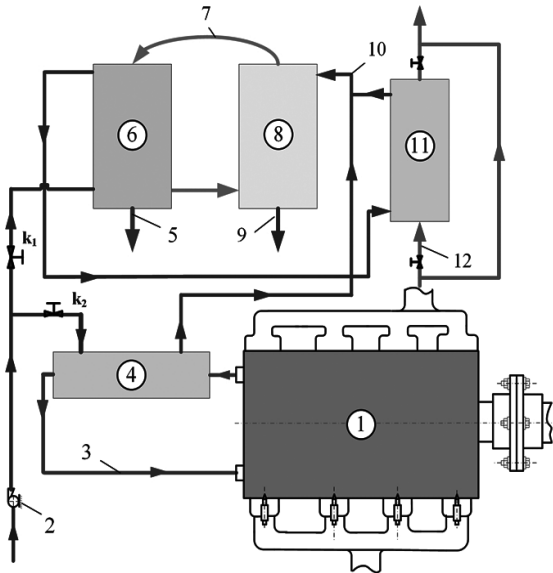
làm ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu quả khai thác của các đội tàu. Trong khi rất ít các phương tiện được trang bị các máy tạo nước ngọt, nếu có thì mới sử dụng hệ thống lọc nước RO [7]. Mặc hệ thống này đã giải quyết vấn đề mang và lưu trữ nước ngọt từ bờ cho các đội tàu, tuy nhiên đầu tư ban đầu và chi phí vận hành cho hệ thống này là khá lớn, chưa kể màng lọc RO phải thay thường xuyên, nên hiện nay số tàu trang bị hệ thống này vẫn còn rất hạn chế.

Như vậy có thể thấy, nhu cầu tạo nước ngọt trên các tàu đánh bắt xa bờ trong mỗi chuyến đi biển là cần thiết, trong khi hệ thống tạo nước ngọt hiện nay chưa thể đáp ứng yêu cầu thực tế [8].

Để vừa giải quyết nhu cầu về nước ngọt và đồng thời tận dụng năng lượng nhiệt khí xả và nước làm mát của ĐCĐT để nâng cao hiệu suất nhiệt của hệ động lực trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ của Việt Nam. Một hệ thống chưng cất nước ngọt từ nước biển sử dụng trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ được nghiên cứu phát triển, như thể hiện trên Hình 1.

Mục đích của nghiên cứu này là nghiên cứu thiết kế kết thu hồi nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát sử dụng trong hệ thống chưng cất nước ngọt và xác định nhiệt lượng có thể thu hồi được từ khí thải và nước làm mát của ĐCĐT. Kết quả nghiên cứu là

cơ sở quan trọng để thiết kế tối ưu kết cấu các thiết bị hệ thống và tăng hiệu suất thu hồi nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải của ĐCĐT để chưng cất nước ngọt từ nước biển sử dụng trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ của Việt Nam.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống tận dụng nhiệt khí thải và nước làm mát để chưng cất nước ngọt từ nước biển 1-ĐCĐT; 2-bơm nước biển; 3-nước làm mát; 4-kết thu hồi nhiệt nước làm mát; 5-nước ngọt; 6-bình ngưng; 7-không khí bão hòa ẩm; 8-bình hóa ẩm; 9-nước biển ra; 10-nước biển vào; 11-kết thu hồi nhiệt khí thải; 12-khí thải

## 2. Phương pháp và đối tượng nghiên cứu

### 2.1. Quan điểm và yêu cầu khi thiết kế hệ thống

Đối với phương tiện đánh bắt cá xa bờ, thời gian mỗi chuyến đi biển kéo dài hàng tháng, số lượng người trên tàu lớn, nên nhu cầu về lượng nước ngọt sử dụng sinh hoạt nhiều. Mặt khác do công suất động cơ máy chính không lớn, đặc biệt chế độ làm việc thường thay đổi, nên không thể ứng dụng được công nghệ sử dụng nhiệt nước làm mát để chưng cất nước ngọt ở áp suất thấp như các tàu chơ hàng có công suất lớn đang áp dụng [9].

Do vậy, nếu tận dụng kết hợp nguồn nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải để chưng cất nước ngọt thì có thể đáp ứng nhu cầu sử dụng nước ngọt trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ. Tuy nhiên, hai nguồn nhiệt này có nhiệt độ chênh lệch khá lớn, nên việc kết hợp hai nguồn nhiệt này để gia nhiệt cho

nước biển đạt nhiệt độ cao trước khi đưa vào thiết bị chưng cất sẽ khó. Đặc biệt, khi chế độ làm việc của ĐCĐT thay đổi dẫn đến nguồn nhiệt này thay đổi và ảnh hưởng trực tiếp không chỉ đến khả năng thu hồi nhiệt mà cả đến hiệu suất tạo nước ngọt của hệ thống.

Để giải quyết được các vấn đề trên, vì vậy, hệ thống được thiết kế gồm: 01 kết thu hồi nhiệt nước làm mát vòng trong; 01 kết thu hồi nhiệt khí thải được chia thành nhiều ngăn trao đổi nhiệt; 01 cụm thiết bị hóa ẩm ngưng tụ tạo nước ngọt. Trong đó, nước biển được đưa qua các thiết bị thu hồi nhiệt để nhận nhiệt trước khi vào bình hóa ẩm ngưng tụ với điều kiện nhiệt độ khoảng  $65^{\circ}\text{C}$  để đảm bảo quá trình chuyển hóa nước biển sang pha hơi trong bình hóa ẩm không kéo theo thành phần muối. Ngoài ra, để tận dụng tối đa nguồn nhiệt cũng như nâng cao hiệu suất tạo nước ngọt, nên nước biển sử dụng trong dàn ngưng có nhiệt độ cao sẽ được sử dụng làm nguồn vào cho các kết thu hồi nhiệt, và nước biển được phun tơi trong bình hóa ẩm.

### 2.2. Phương pháp nghiên cứu

Để nâng cao khả năng thu hồi nhiệt khí thải, nhiệt nước làm mát và tăng hiệu suất hóa ẩm ngưng tụ tạo nước ngọt ở các chế độ làm việc của ĐCĐT, nhưng vẫn đảm bảo các thiết bị có kết cấu nhỏ gọn và thuận tiện trong triển khai lắp đặt hệ thống. Vì vậy trong nghiên cứu này, phần tính toán thiết kế các kết thu hồi nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải được thực hiện bằng phương pháp nghiên cứu kết hợp giữa tính toán lý thuyết với tính toán mô phỏng, trong đó gồm:

- Sử dụng phần mềm AVL-Boost và kết quả thực nghiệm để tính toán xác định lượng nhiệt truyền cho nước làm mát và khí thải ở các chế độ làm việc của ĐCĐT.

- Tính toán thiết kế kết thu hồi nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải trên cơ sở kết quả tính được từ AVL-Boost, và tính toán xác định lượng nhiệt nước biển nhận được từ nước làm mát và khí thải bằng phần mềm Ansys Fluent.

### 2.3. Đối tượng nghiên cứu

Động cơ D243 là động cơ diesel 4 kỳ, 4 xy lanh không tăng áp, sản xuất bởi Cộng hòa Belarus. Động cơ này đã và đang được sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau như đường bộ, đường sông, nông nghiệp, phát điện, ... Vì vậy động cơ D243

được chọn làm nguồn động lực để xác định lượng nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát, các thông số này là cơ sở cần thiết để tính toán thiết kế các thiết bị thu hồi nhiệt sử dụng trong hệ thống chưng cất nước ngọt. Các thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ D243 được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ D243

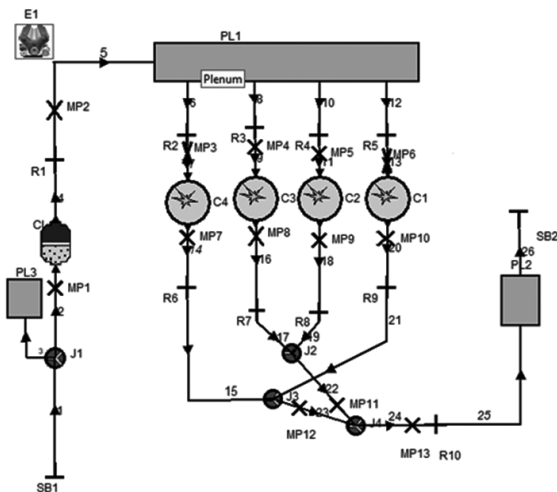
| TT | Thông số          | Giá trị          |
|----|-------------------|------------------|
| 1  | Thể tích làm việc | 4,75 l           |
| 2  | Tỷ số nén         | 16,7             |
| 3  | Tốc độ định mức   | 2200 v/ph        |
| 4  | Công suất cực đại | 56 kW/2200 v/ph  |
| 5  | Mômen cực đại     | 285 Nm/1400 v/ph |

### 3. Xác định nhiệt lượng truyền cho nước làm mát và khí thải ĐCĐT

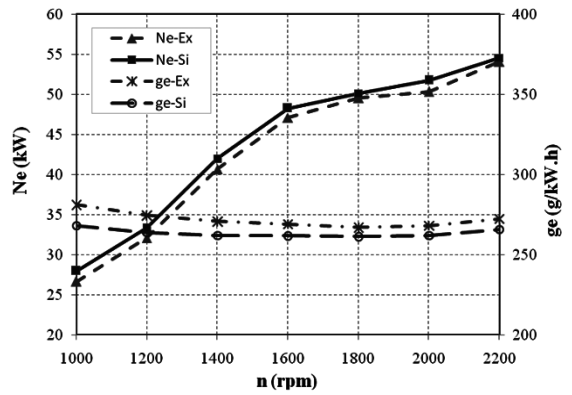
#### 3.1. Xây dựng mô hình

Trong nghiên cứu này, phần mềm AVL-Boost đã được sử dụng để tính toán xác định lượng nhiệt truyền cho nước làm mát và khí thải của ĐCĐT.

Trên cơ sở kết cấu thực tế và các thông số kỹ thuật của động cơ D243. Mô hình động cơ D243 được xây dựng trên phần mềm AVL-Boost gồm: phần tử xylanh; phần tử đường ống; phần điem đo; phần tử lọc khí; phần tử biên, như thể hiện trên Hình 2. Trước khi sử dụng để tính toán mô phỏng, mô hình được hiệu chỉnh và đánh giá độ tin cậy thông qua việc so sánh giữa kết quả mô phỏng với thử nghiệm, như thể hiện trên Hình 3. Kết quả thể hiện trên Hình 3 có thể khẳng định mô hình động cơ D243 trên phần mềm AVL-Boost đảm bảo độ tin cậy.



Hình 2. Mô hình động cơ D243 trên AVL-Boost



Hình 3. So sánh  $N_e$  và  $g_e$  ở đường đặc tính ngoài của động cơ D243

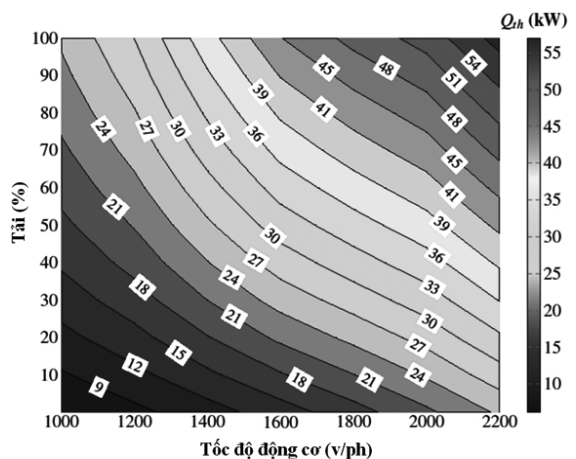
### 3.2. Nhiệt do khí thải mang đi và truyền cho nước làm mát ĐCĐT

Lượng nhiệt do khí thải mang đi và truyền cho nước làm mát của động cơ D243 được tính toán mô phỏng ở các chế độ tải và tốc độ khác nhau, trong đó tải thay đổi từ 0÷100 % với bước thay đổi là 10%, còn tốc độ thay đổi từ 1000÷2200 v/ph với bước thay đổi là 200 v/ph.

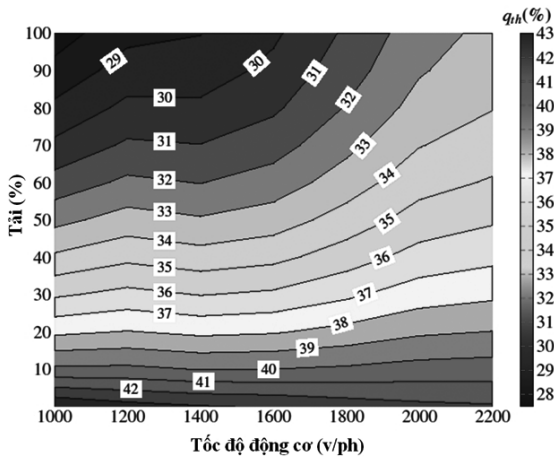
#### 3.2.1. Nhiệt do khí thải mang đi

Lượng nhiệt khí thải mang đi chi phối phần lớn tổn thất năng lượng của động cơ diesel, kết quả tính phân bố nhiệt khí thải được thể hiện trên Hình 4 và 5. Kết quả cho thấy, lượng nhiệt khí thải mang đi ( $Q_{th}$ ) có xu hướng tăng khi tăng tải và tốc độ của ĐCĐT, và đạt  $Q_{th-max} = 54$  kW ở chế độ toàn tải và  $n_{dm} = 2200$  v/ph.

Nếu tính theo tỷ lệ lượng nhiệt do khí thải mang đi ( $q_{th}$ ) như thể hiện trên Hình 5, cho thấy  $q_{th}$  có xu hướng tăng khi tăng tốc độ ở chế độ tải thấp, tuy nhiên khi tăng tải thì  $q_{th}$  có xu hướng giảm.

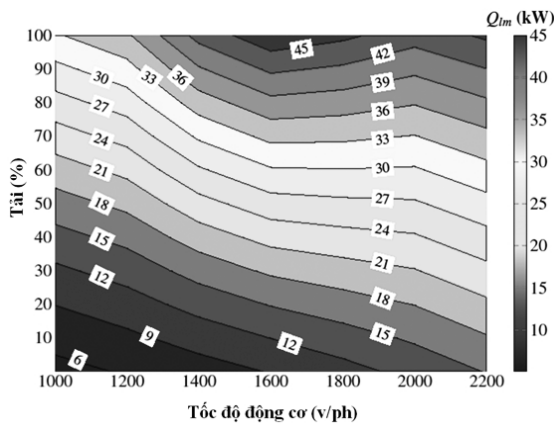


Hình 4. Lượng nhiệt do khí thải mang đi

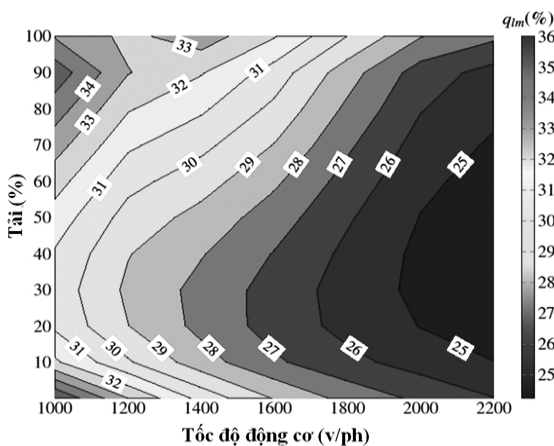


Hình 5. Tỷ lệ nhiệt do khí thải mang đi

3.2.2. Nhiệt truyền cho nước làm mát



Hình 6. Lượng nhiệt truyền cho nước làm mát



Hình 7. Tỷ lệ nhiệt truyền cho nước làm mát

Thông qua tổng nhiệt lượng tổn thất qua thành vách buồng cháy ĐCĐT sẽ xác định được lượng nhiệt truyền cho nước làm ( $Q_{lm}$ ), các kết quả tính

toán mô phỏng được thể hiện trên Hình 6 và 7. Kết quả trên Hình 6, cho thấy  $Q_{lm}$  có xu hướng tăng khi tải và tốc độ của ĐCĐT tăng, và đạt xấp xỉ 45 kW ở chế độ toàn tải ứng với tốc độ 1600 v/ph.

Nếu tính theo tỷ lệ lượng nhiệt truyền cho nước làm mát ( $q_{lm}$ ) như thể hiện trên Hình 7, cho thấy  $q_{lm}$  có xu hướng giảm khi tăng tải và tốc độ của ĐCĐT, và trong vùng làm việc phổ biến từ 1400÷1800 v/ph ứng với các chế độ tải thì đạt khoảng từ 27÷30 %.

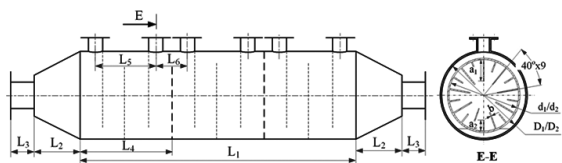
4. Tính toán thiết kế và mô phỏng kết thu hồi nhiệt khí thải và nước làm mát

4.1. Tính toán thiết kế

4.1.1. Kết thu hồi nhiệt khí thải

Kết cấu kết thu hồi nhiệt khí thải được tính toán thiết kế trên cơ sở nhiệt lượng khí thải của ĐCĐT, như thể hiện trên Hình 8.

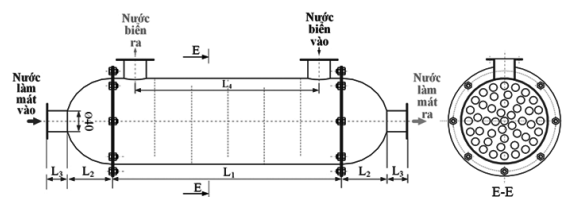
Kết thu hồi nhiệt khí thải được thiết kế với 3 khoang trao đổi nhiệt nối tiếp nhau, khí thải đi bên trong sẽ tiếp xúc các cánh trao đổi nhiệt, còn nước biển đi bên ngoài các khoang trao đổi nhiệt để nhận nhiệt từ khí thải ĐCĐT. Các thông số cơ bản của kết sau khi tính toán thiết kế, gồm: chiều dài kết là 650 mm; đường kính kết  $D_1/D_2 = 162/168$  mm; sử dụng 18 cánh (9 cao và 9 thấp) trao đổi nhiệt với kính thước tương ứng là 45 và 23 mm.



Hình 8. Kết thu hồi nhiệt khí thải

4.1.2. Kết thu hồi nhiệt nước làm mát

Trên cơ sở kết quả tính lượng nhiệt truyền cho nước làm mát, kết thu hồi nhiệt nước làm mát được tính toán thiết kế với kết cấu và hình dạng như thể hiện trên Hình 9.



Hình 9. Kết thu hồi nhiệt nước làm mát

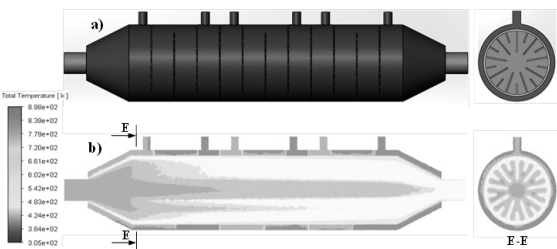
Kết thu hồi nhiệt nước làm mát có kết cấu hình trụ với chùm ống trao đổi nhiệt bên trong, nước làm mát ĐCĐT được đi trong các ống trao đổi nhiệt còn nước biển lưu động bên ngoài theo các kênh do cánh dẫn hướng tạo ra. Các thông số của kết sau khi tính toán thiết kế, gồm: đường kính kết là 168,3 mm; chiều dài kết là 800 mm; sử dụng 46 ống trao đổi nhiệt có chiều dài 550 mm đường kính ống là 14,7 mm.

**4.2. Mô phỏng và kết quả**

Trên cơ sở kết cấu kết thu hồi nhiệt nước làm mát và kết thu hồi nhiệt khí thải thiết kế ở trên, các mô hình mô phỏng được xây dựng trên phần mềm Ansys fluent và thực hiện mô phỏng ở chế độ 100% tải và tốc độ 2200 v/ph của ĐCĐT để đánh giá khả năng thu hồi nhiệt của hệ thống, mô hình và kết quả mô phỏng được trình bày trong các phần sau:

**4.2.1. Kết quả mô phỏng kết thu hồi nhiệt khí thải**

Hình 10 thể hiện mô hình mô phỏng kết thu hồi nhiệt khí thải và phân bố nhiệt độ khí thải và nước biển trong kết thu hồi nhiệt khí thải khi ĐCĐT làm việc ở chế độ 100 % tải và tốc độ 2200 v/ph. Kết quả cho thấy nhiệt độ khí thải có xu hướng giảm dọc theo chiều dài kết và tại các vị trí gần cánh trao đổi nhiệt thì nhiệt độ có xu hướng giảm, còn tại tâm ống nơi xa các cánh trao đổi nhiệt thì nhiệt độ khí thải vẫn khá cao. Trong khi tại các khoang trao đổi nhiệt, sau khi nhận nhiệt từ khí xả, nhiệt độ nước biển tăng từ 35 °C lên 65 °C theo yêu cầu. Tương tự như kết thu hồi nhiệt nước làm mát, để đảm bảo nước biển đạt nhiệt độ 65 °C tại cửa ra, thì trong quá trình mô phỏng, lưu lượng nước biển được điều chỉnh theo từng trường hợp mô phỏng ứng với từng chế độ làm việc của động cơ.



Hình 10. Mô hình và kết quả mô phỏng kết thu hồi nhiệt khí thải

- a) Mô hình kết thu hồi nhiệt khí thải;
- b) Phân bố nhiệt độ khí thải và nước biển trong kết thu hồi nhiệt khí thải

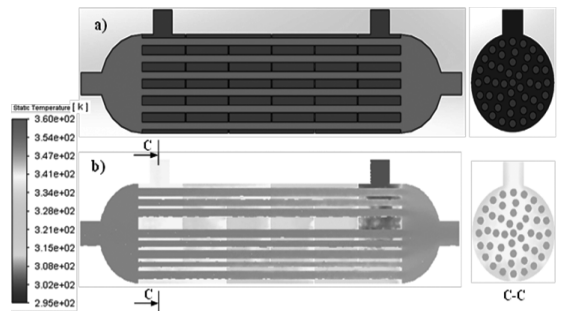
Nhiệt lượng nước biển nhận ( $Q_{nb-kt}$ ) và lưu lượng nước biển ( $G_{nb-kt}$ ) qua kết thu hồi nhiệt khí thải đạt 65 °C khi ĐCĐT làm việc ở chế độ tốc độ 2200 v/ph và tải thay đổi được thể hiện trong Bảng 2. Kết quả thể hiện cho thấy,  $Q_{nb-kt}$  và  $G_{nb-kt}$  đều có xu hướng tăng khi tăng tải và đạt giá trị cực đại tương ứng là 14,8 kW và 7,14 l/ph tại 100% tải.

Bảng 2.  $Q_{nb-kt}$  và  $G_{nb-kt}$  của kết thu hồi nhiệt khí thải

| Tải (%) | $Q_{nb}$ (kW) | $G_{nb-kt}$ (l/ph) | Tải (%) | $Q_{nb}$ (kW) | $G_{nb-kt}$ (l/ph) |
|---------|---------------|--------------------|---------|---------------|--------------------|
| 10      | 6,9           | 3,40               | 60      | 11,2          | 5,43               |
| 20      | 7,7           | 3,79               | 70      | 11,9          | 5,86               |
| 30      | 8,6           | 4,14               | 80      | 13,0          | 6,29               |
| 40      | 9,5           | 4,57               | 90      | 13,9          | 6,71               |
| 50      | 10,3          | 5,00               | 100     | 14,8          | 7,14               |

**4.2.2. Kết quả mô phỏng kết thu hồi nhiệt nước làm mát**

Hình 11 thể hiện mô hình kết thu hồi nhiệt nước làm mát và kết quả mô phỏng trên phần mềm Ansys fluent về phân bố nhiệt độ của nước biển và nước làm mát trong kết thu hồi nhiệt nước làm mát của ĐCĐT. Kết quả thể hiện trên hình cho thấy, nước biển có nhiệt độ thấp đi vào kết và lưu động quang chùm ống để nhận nhiệt từ nước làm mát vòng trong của ĐCĐT có nhiệt độ cao đi trong chùm ống. Như vậy, nước biển sau khi qua kết sẽ tăng nhiệt độ từ 25 °C lên 65 °C, trong khi nước biển sẽ giảm từ 85 °C xuống 80 °C.



Hình 11. Mô hình và kết quả mô phỏng kết thu hồi nhiệt nước làm mát

- a) Mô hình kết thu hồi nhiệt nước làm mát;
- b) Phân bố nhiệt độ nước làm mát và nước biển trong kết thu hồi nhiệt nước làm mát

Nhiệt lượng nước biển nhận ( $Q_{nb-lm}$ ) từ nước làm mát và lưu lượng nước biển ( $G_{nb-lm}$ ) qua két thu hồi nhiệt nước biển đạt 65 °C khi ĐCĐT làm việc ở chế độ tốc độ 2200 v/ph và tải thay đổi được thể hiện trong Bảng 3. Các kết quả cho thấy, khi tăng tải  $Q_{nb-lm}$  và  $G_{nb-lm}$  có xu hướng tăng và đạt cực đại tương ứng là 44,34 kW và 16,18 l/ph tại 100% tải.

Bảng 3.  $Q_{nb-lm}$  và  $G_{nb-lm}$  của két thu hồi nhiệt nước làm mát

| Tải (%) | $Q_{nb-lm}$ (kW) | $G_{nb-lm}$ (l/ph) | Tải (%) | $Q_{nb-lm}$ (kW) | $G_{nb-lm}$ (l/ph) |
|---------|------------------|--------------------|---------|------------------|--------------------|
| 10      | 18,20            | 6,64               | 60      | 32,36            | 11,81              |
| 20      | 20,90            | 7,63               | 70      | 35,73            | 13,04              |
| 30      | 23,29            | 8,50               | 80      | 38,60            | 14,09              |
| 40      | 26,31            | 9,60               | 90      | 41,47            | 15,13              |
| 50      | 29,24            | 10,67              | 100     | 44,34            | 16,18              |

#### Tài liệu tham khảo

- [1]. John E. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2002, McGraw-Hill Book Company, Singapore.
- [2]. M.S. Narayana, Dr.N. HariBabu, “Simulation of combined otto and rankine cycle in an i.c.engine”, *International Journal of Mechanical Engineering*, **Vol. 3, Issue 7**, 2015.
- [3]. K.S. Maheswari, K.K. Murugavel and G. Esakkimuthu, “Thermal desalination using diesel engine exhaust waste heat—an experimental analysis”, *Desalination*, **Vol. 358**, pp 94-100, 2015.
- [4]. Chi Lu Shixue Wang, Chen Chen and YanzheLi, “Effects of heat enhancement for exhaust heat exchanger on the performance of thermoelectric generator”, *Applied Thermal Engineering*, **Vol. 89**, pp 270-279, 2015.
- [5]. B.Orr, A.Akbarzadeh, M.Mochizuki and R.Singh, “A review of car waste heat recovery systems utilising thermoelectric generators and heat pipes”, *Applied Thermal Engineering*, **Vol. 101**, pp 490–495, 2016.
- [6]. Tae Young Kim, Assmelash A.Negash and Gyubaek Cho, “Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules”, *Energy Conversion and Management*, **Vol. 124**, pp 280-286, 2016.
- [7]. <http://baobariavungtau.com.vn/kinh-te/201202/tau-ca-thieu-nuoc-ngot-bai-toan-chua-co-loi-gi-ai-238783/>
- [8]. Khổng Vũ Quảng, Nguyễn Duy Tiến, Vũ Minh Diễn, *Hệ thống tận dụng năng lượng nhiệt của nước làm mát và khí thải của động cơ đốt trong để chưng cất nước ngọt trên các tàu khai thác thủy hải sản xa bờ*, Bằng độc quyền sáng chế, Cục sở hữu trí tuệ, Bộ KH và CN, số 24229, ngày 21-05-2020.
- [9]. <http://www.sasakura.co.jp/e/products/index.html>.

#### 5. Kết luận

Với các kết quả được phân tích đánh giá ở trên có thể đưa ra một số kết luận sau:

- Xác định được phân bố nhiệt lượng truyền cho nước làm mát và nhiệt khí thải mang đi của động cơ D243. Tính toán thiết kế và đưa ra được kết cấu hợp lý két thu hồi nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát của ĐCĐT.

- Thực hiện tính toán phỏng trên phần mềm Ansys fluent để xác định được  $Q_{nb-kt}$ ,  $Q_{nb-lm}$ ,  $G_{nb-kt}$ ,  $G_{nb-lm}$ , đều có xu hướng tăng khi tăng tải và đạt giá trị cực đại tương ứng là 14,8 kW, 44,34 kW, 7,14 l/ph và 16,18 l/ph.

- Các kết quả nghiên cứu là cơ sở quan trọng để tính toán thiết kế bộ thiết bị hóa âm-ngưng tụ và hoàn thiện thiết kế hệ thống tận dụng nhiệt khí thải và nhiệt nước làm mát để chưng cất nước ngọt từ nước biển.

**DESIGN OF AN EXHAUST GAS AND  
COOLING WATER HEAT RECOVERY TANK OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

**Abstract:**

*This paper presents the research results on designing an exhaust gas and cooling water waste heat recovery tank used in freshwater distillation systems using seawater. The study proposed the structure of the exhaust gas and cooling water waste heat recovery tank on the basis of design and calculations by the combination of AVL-Boost and Ansys fluent software. The research outcomes show that, the amount of heat recovered from the exhaust gas and the cooling water depends on the working mode of the internal combustion engine, reaches 14.8 kW and 44.34 kW at full load. The research results will be an important basis for perfecting the system utilizing the exhaust gas and cooling water waste heat to distill fresh water from seawater used on Vietnamese offshore fishing vessels.*

**Keywords:** *Fresh water distillation, coolant water heat, exhaust gas heat, heat recovery tank.*