

THIẾT KẾ KẾT LÀM MÁT KHÍ LUÂN HỒI BẰNG PHẦN MỀM ANSYS FLUENT

DESIGN OF AN EXHAUST GAS RECIRCULATION COOLER BY ANSYS FLUENT

Khổng Vũ Quang^{1,*}, Nguyễn Mạnh Phú¹,
Nguyễn Khả Trường An¹, Nguyễn Minh Thắng¹

TÓM TẮT

Công nghệ EGR (luân hồi khí thải) có thể làm giảm đáng kể lượng phát thải NO_x từ động cơ, đặc biệt là khi sử dụng kết hợp với kết làm mát khí luân hồi. Bài báo này trình bày phương pháp tính toán, xây dựng mô hình, mô phỏng kết làm mát, ứng dụng mô phỏng số trong tính toán thiết kế kết làm mát khí luân hồi. Kết quả chỉ ra rằng với tỷ lệ luân hồi là 30% và 40% thì với kết cấu kết làm mát đã chọn là thiết bị trao đổi nhiệt dạng chùm ống, sử dụng các ống trao đổi nhiệt là ống trơn thì hoàn toàn có khả năng đáp ứng nhu cầu làm mát của khí luân hồi khi mà nhiệt độ làm mát thấp nhất có khả năng xuống tới 115°C đối với khí luân hồi ở đầu ra của kết làm mát và lưu lượng nước lớn nhất cần cấp cho bơm là 0,911kg/s. Phần mềm Ansys Fluent sử dụng trong bài báo để nghiên cứu trường dòng chảy và sự phân bố nhiệt độ bên trong kết làm mát.

Từ khóa: EGR, kết làm mát khí luân hồi, NO_x, CFD, Ansys Fluent.

ABSTRACT

EGR (exhaust gas recirculation) technology can significantly reduce NO_x emissions from an engine, especially when used in conjunction with an EGR cooler tank. This paper presents the calculation method, building model, simulating of the cooling tank, applying numerical simulation to calculation and design of EGR coolers. The results show that with the EGR rates of 30% and 40% the selected cooling tank structure as a tube-beam heat exchanger, it is completely possible to use the heat exchanger tubes, which are smooth tubes, to meet the cooling needs of the circulating gas when the lowest possible cooling temperature is down to 115°C for the circulating gas at the outlet of the cooler and the maximum flow of water to be supplied to the pump is 0.911kg/s. Ansys Fluent software is used in this paper to study the flow field and temperature distribution inside the cooler.

Keywords: EGR, EGR cooler, NO_x, CFD, Ansys Fluent.

¹Trường Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: quang.khongvu@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 02/4/2022

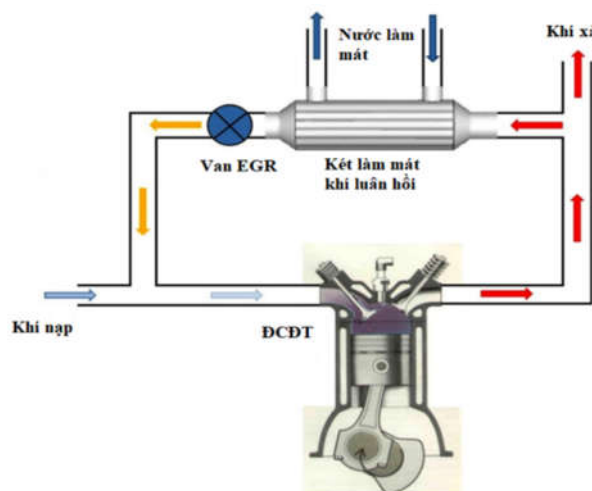
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/5/2022

Ngày chấp nhận đăng: 27/6/2022

1. GIỚI THIỆU

Phát thải từ động cơ đốt trong là tác nhân chính gây ô nhiễm môi trường. Khí thải động cơ giải phóng nhiều chất ô nhiễm nguy hiểm vào khí quyển bao gồm nitơ oxit (NO_x) là một trong những nguyên nhân gây bệnh ung thư. Phương pháp luân hồi khí thải (EGR) là một phương pháp

được áp dụng phổ biến và mang lại hiệu quả cao trong vấn đề kiểm soát phát thải NO_x từ động cơ. Bản chất của phương pháp EGR là đưa một phần khí thải quay trở lại buồng cháy và làm loãng lượng khí nạp vào, tỷ lệ O₂ trong hỗn hợp khí nạp giảm, do đó tốc độ cháy chậm lại. Bên cạnh đó, việc đưa một phần khí thải quay trở lại buồng cháy cũng có tác dụng làm tăng hệ số nhiệt dung riêng của hỗn hợp không khí - nhiên liệu sẽ làm giảm nhiệt độ xi lanh trong quá trình cháy [1]. Tuy nhiên, khí xả sau khi ra khỏi buồng cháy có nhiệt độ cao, nếu đưa quay trở lại động cơ sẽ sấy nóng và làm giảm mật độ khí nạp. Do vậy cần phải làm mát khí luân hồi. Kết làm mát khí luân hồi là một bộ trao đổi nhiệt được kết hợp trong hệ thống với mục đích làm giảm nhiệt độ khí luân hồi. Nhiệt độ này thường nằm trong khoảng từ 100°C đến 180°C [2]. Kết làm mát giúp tăng khả năng hấp thụ nhiệt trong quá trình cháy nên tăng được hiệu quả giảm NO_x vì lượng nhiệt này tỷ lệ với lượng khí luân hồi, nhiệt dung riêng và chênh lệch giữa nhiệt độ quá trình cháy và khí luân hồi. Khí luân hồi được làm mát chiếm thể tích nhỏ hơn trong môi chất nạp, nhờ đó lượng O₂ nhiều hơn đảm bảo hiệu suất của quá trình cháy cao hơn. Môi chất làm mát của kết làm mát thường là nước làm mát từ động cơ.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý kết làm mát khí luân hồi

Sơ đồ nguyên lý của một dạng kết làm mát điển hình được mô tả trên hình 1. Trong đó, khí xả động cơ có nhiệt độ

cao lưu động qua các ống trao đổi nhiệt của két làm mát và môi chất làm mát chảy bên ngoài các ống trao đổi nhiệt theo hướng tùy ý. Kết thúc quá trình làm mát, một phần khí luân hồi quay trở lại buồng cháy và lúc này nhiệt độ của nó đã giảm. Do đó, việc tạo NO_x giảm dần do nhiệt độ của khí cháy thấp [3]. Giảm nhiệt độ khí thải cũng giúp ngăn chặn sự nhiệt phân của lớp phủ chất xúc tác của bộ lọc muội than DPF và giảm lượng phát thải độc hại từ khí thải động cơ.

Cấu hình của két làm mát có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả làm mát khí luân hồi. Các dạng két làm mát điển hình thường được đề cập trong các tài liệu, như: loại chùm ống và loại xếp chồng [4]. Két làm mát dạng chùm ống được sử dụng phổ biến, có mặt trên hơn 35 ÷ 40% các thiết bị trao đổi nhiệt hiện có bởi độ tin cậy, bảo dưỡng dễ dàng và có thể cải tiến. Hiệu quả làm mát của loại ống chùm có thể được cải thiện bằng các vách ngăn có dạng xoắn ốc thay vì các vách ngăn phân đoạn [5].

Các tiêu chí thiết kế đối với két làm mát bao gồm: Kích thước nhỏ gọn với hiệu suất cao; làm việc tin cậy, ổn định và làm việc bền bỉ trong môi trường nhiệt độ cao, có tính ăn mòn. Thiết kế két làm mát cũng cần đảm bảo để dễ dàng làm sạch hoặc thay thế [6]. Vì vậy, bài báo lựa chọn thiết kế két làm mát dạng ống chùm để tính toán, mô phỏng. Quy trình tính toán két làm mát ứng dụng “Phương pháp Kern” [7]. Bài báo này chủ yếu đề cập đến phân tích diễn biến dòng chảy và quá trình trao đổi nhiệt của két làm mát, việc phân tích được thể hiện thông qua phân tích mô phỏng CFD để xác định hành vi dòng chảy của môi chất bên trong két làm mát. Ansys FLUENT 19.2 được sử dụng trong phân tích này. Kết quả phân tích có thể hữu ích trong khi tiến hành tính toán cải tiến, nâng cao hiệu quả làm mát của két làm mát hiện hành. Trong bài báo, két làm mát được thiết kế với nhiều ống trao đổi nhiệt và sử dụng nước làm mát từ động cơ.

2. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ KÉT LÀM MÁT

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu chính của đồ án là động cơ diesel D4BB (hình 2) 4 xylanh, 4 kỳ, buồng cháy ngăn cách IDI (Indirect Injection) sử dụng bơm phân phối lắp trên xe tải 1,25 tấn của hãng Hyundai đang được sử dụng phổ biến ở Việt Nam. Các thông số cơ bản của động cơ được trình bày trong bảng 1.



Hình 2. Động cơ D4BB

Bảng 1. Thông số động cơ D4BB

STT	Thông số	Giá trị
1	Loại động cơ	Diesel 4 xylanh thẳng hàng, 4 kỳ, 8 xupáp, buồng cháy ngăn cách
2	Thứ tự làm việc	1-3-4-2
3	Đường kính xilanh	D = 91,1mm
4	Hành trình piston	S = 100mm
5	Tốc độ định mức	n = 4000v/ph
6	Tỷ số nén	ε = 22
7	Công suất cực đại	59kW/ 4000v/ph
8	Mômen cực đại	165Nm/ 2200v/ph
9	Dài x Rộng x Cao	710 x 673,4 x 641mm
10	Dung tích xylanh	2607cc

2.2. Tính toán lý thuyết

Để tính toán lý thuyết, chọn các chế độ tính toán theo đặc tính ngoài của động cơ ứng với tốc độ 100% tốc độ định mức n_{đm}. Động cơ D4BB có n_{đm} = 4000 (v/ph), nên chế độ tính toán lấy ứng với tốc độ 4000 (v/ph) và 100% tải. Các chế độ tính toán được thể hiện trong (bảng 2) do thực nghiệm của nhà cung cấp động cơ công bố.

Bảng 2. Các chế độ tính toán két làm mát

n (v/ph)	g _e (g/kWh)	M _e (Nm)	Lambda (-)	N _e (kW)
1000	244,15	128	1,45	13,4
1500	242,76	142	1,38	22,29
2000	234,63	146	1,32	30,56
2500	246,64	142	1,3	37,16
3000	268,2	135	1,24	42,39
3500	294,03	130	1,21	47,62
4000	295,04	125	1,18	59

Tại n = 4000 (v/ph) và tại 100% tải ta có các số liệu thực nghiệm N_e = 59 (kW), g_e = 295,04 (g/kW.h), λ = 1,18. Từ đó tính được lưu lượng khí thải theo lý thuyết:

$$G_{nl} = g_e \cdot N_e = \frac{295,04 \cdot 59}{3600 \cdot 1000} = 4,835 \cdot 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

$$G_{kk-tt} = \lambda \cdot G_{nl} \cdot L_0 = 1,18 \cdot 4,835 \cdot 10^{-3} \cdot 14,3 = 0,0816 \text{ (kg/s)}$$

Theo định luật bảo toàn khối lượng thì lưu lượng khí thải được xác định bởi:

$$G_{th} = G_{nl} + G_{kk-tt} = 4,835 \cdot 10^{-3} + 0,0816 = 0,086 \text{ (kg/s)}$$

Một phần lượng khí thải trên sẽ được đưa quay trở lại buồng cháy động cơ. Trước khi quay trở lại buồng cháy thì lượng khí thải này sẽ đi qua két làm mát. Tại đây sẽ diễn ra quá trình trao đổi nhiệt giữa nước làm mát và khí thải.

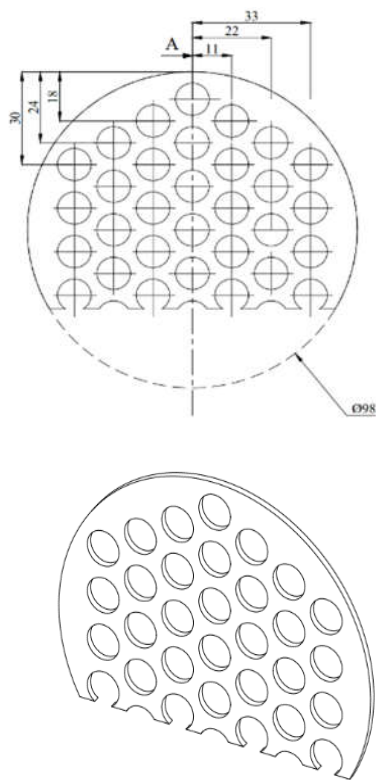
Hầu hết các bộ làm mát EGR làm mát khí thải với nhiệt độ cao ra khỏi động cơ đến nhiệt độ khoảng 100 ÷ 180°C. Vì vậy, giả thiết nhiệt độ của khí luân hồi sau khi ra khỏi két đạt 180°C trong quá trình tính toán. Tính toán sử dụng “Phương pháp Kern” [7] và “Sổ tay TEMA” (Hiệp hội các nhà

sản xuất thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống) [8] để xác định những thông số kĩ thuật chính của thiết bị. Các tính năng thiết kế này được trình bày trong Bảng 3 với các ống trao đổi nhiệt được sử dụng là ống trơn.

Bảng 3. Các thông số kỹ thuật của kết làm mát

Đường kính ngoài ống trao đổi nhiệt (d _o)	Chiều dài ống trao đổi nhiệt	Số lượng ống trao đổi nhiệt	Chiều dày mỗi ống	Đường kính trong của ống trao đổi nhiệt	Đường kính vỏ kết làm mát
10mm	340mm	37mm	1mm	8mm	98mm

Mặt khác, để tăng cường khả năng thu hồi nhiệt của môi chất làm mát, sẽ bố trí các vách ngăn bên trong lòng kết. Chọn số vách ngăn là 4 tấm cách đều, mỗi vách ngăn ta thực hiện cắt bỏ 25% kích thước, chỉ giữ lại 75% kích thước tấm.



Hình 3. Loại vách ngăn được sử dụng

3. MÔ PHỎNG BẰNG PHẦN MỀM ANSYS FLUENT

Ansys Fluent là phần mềm mô phỏng chất lưu hàng đầu trong công nghiệp, được biết đến với khả năng mô hình hóa vật lý tiên tiến và độ tin cậy cao. Trong tính toán thiết kế cơ khí, phần mềm Ansys có thể liên kết với các phần mềm thiết kế mô hình hình học 2D và 3D để phân tích trường ứng suất, biến dạng, trường nhiệt độ, tốc độ dòng chảy, nhiệt lượng... của môi chất. Nhờ đó, có thể tìm các thông số tối ưu cho công nghệ chế tạo. Ansys còn cung cấp phương pháp giải các bài toán cơ với nhiều dạng mô hình vật liệu khác nhau: Đàn hồi tuyến tính, đàn hồi phi tuyến, đàn hồi dẻo, đàn hồi nhớt, dẻo, dẻo nhớt, chảy dẻo, vật liệu siêu đàn hồi, siêu dẻo, các chất lỏng và chất khí...

3.1. Các phương trình toán học

Nhằm mục đích nghiên cứu cấu trúc dòng chảy và quá trình trao đổi nhiệt, phần mềm CFD Fluent được sử dụng để giải phương trình Navier-Stokes về vấn đề truyền nhiệt nhiệt liên quan tới một vùng rắn. Mô hình rối k-ε tiêu chuẩn với điều chỉnh dòng chảy được lựa chọn để giải quyết các vấn đề dòng chảy rối tốc độ cao. Lược đồ Upwind bậc hai (UDS) được áp dụng cho các phương trình động lượng, năng lượng và phương trình rối. Mô hình k-ε tiêu chuẩn là một mô hình bán thực nghiệm, dựa trên các phương trình liên tục đối với động năng rối (k) và tỉ lệ phân tán (ε). Ứng suất nhớt Reynolds có liên quan đến gradient vận tốc trung bình dựa trên cơ sở giả thuyết Boussinesq, k và ε có được từ các phương trình liên tục sau:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho G_k - \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\rho \epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (2)$$

Trong các phương trình trên, G_k biểu thị cho động năng rối gây ra do gradient vận tốc trung bình, được xác định bởi:

$$G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

k và ε được kết hợp với các phương trình điều chỉnh thông qua mối quan hệ:

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

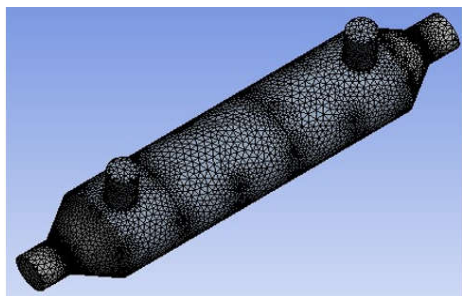
$$C_{1\epsilon} = 1,44; C_{2\epsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1; \sigma_\epsilon = 1,3$$

Các hằng số thực nghiệm cho mô hình rối được lấy theo Launder và Spalding (1972) [9].

3.2. Các giả thiết và điều kiện biên mô phỏng

Sau khi tính toán kích thước sơ bộ kết làm mát với phương án được đưa ra là tỷ lệ luân hồi 30% ta sẽ tiến hành mô phỏng quá trình trao đổi nhiệt giữa nước làm mát với khí thải diễn ra bên trong kết khi tỷ lệ luân hồi lên đến mức 40% để kiểm tra khả năng làm việc của kết làm mát theo tính toán có còn đảm bảo ở tỷ lệ luân hồi là 40% hay không. Ngoài ra ta cần đảm bảo khí thải sau khi ra khỏi kết làm mát có nhiệt độ trong khoảng 100 ÷ 180°C và ở mô phỏng này ta sẽ khảo sát khả năng làm mát tối đa của kết, kết được thiết kế với kết cấu bên trong gồm 37 ống, sử dụng 4 tấm hướng dòng. Mô hình sau khi được chia lưới được thể hiện trong hình 4, việc chia lưới được tiến hành trên modul Ansys Meshing.

Trong mô hình mô phỏng kết làm mát, ta giả thiết nhiệt độ nước làm mát vào kết là 315K, nhiệt độ nước ra khỏi kết thay đổi trong khoảng từ 8 ÷ 15K. Các điều kiện biên của mô hình được thể hiện trong bảng 3 và 4. Nhiệt độ khí thải đầu vào lấy ở hai chế độ tốc độ là 2200 (v/ph) (tốc độ ứng với mô - men cực đại) và 4000 (v/ph) (tốc độ ứng với công suất cực đại) ở 75% tải và tỷ lệ luân hồi là 40%.



Hình 4. Chia lưới tính toán cho mô hình kết làm mát

Bảng 4. Điều kiện biên mô phỏng (với tỉ lệ luân hồi 30%)

Tốc độ	Nhiệt độ khí xả (K)	Lưu lượng (kg/s)	Vận tốc khí xả (m/s)
2200 v/ph (75% tải)	670	0,017	33,719
4000 v/ph (75% tải)	680	0,027	39,855

Bảng 5. Điều kiện biên mô phỏng (với tỉ lệ luân hồi 40%)

Tốc độ	Nhiệt độ khí xả (K)	Lưu lượng (kg/s)	Vận tốc khí xả (m/s)
2200 v/ph (75% tải)	687	0,029	44,055
4000 v/ph (75% tải)	709	0,036	55,855

Đối với mô phỏng kết làm mát, ta sử dụng những giả thiết sau:

- Lớp vỏ ngoài của thiết bị trao đổi nhiệt được thiết lập là đoạn nhiệt (không xảy ra sự trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài).

- Độ dày của thành ống và vách ngăn được đặt bằng 0, vì đường kính trong và ngoài rất gần nhau, dẫn đến nhiệt trở truyền nhiệt trong vùng rỗng không đáng kể so với nhiệt trở đối lưu ở cả hai phía.

- Điều kiện biên liên kết được định nghĩa để truyền năng lượng từ khí thải (bên trong ống) sang nước làm mát (trong vỏ).

- Các tính chất vật lý của khí thải thay đổi theo nhiệt độ, tuy nhiên, nước làm mát có đặc tính nhiệt không đổi.

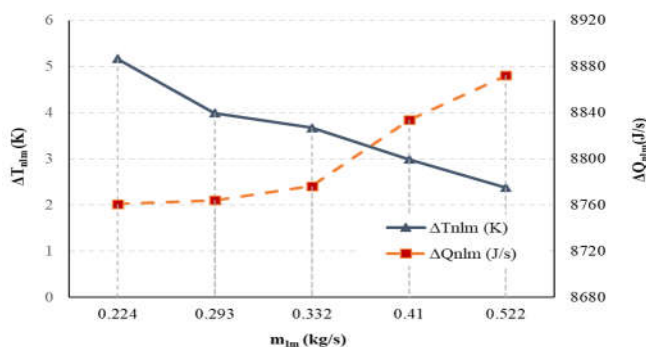
- Dòng chất lỏng và quá trình truyền nhiệt là hỗn loạn và có trạng thái ổn định.

- Điều kiện không trượt được áp dụng trên các thành của bề mặt vỏ và ống trong miền tính toán.

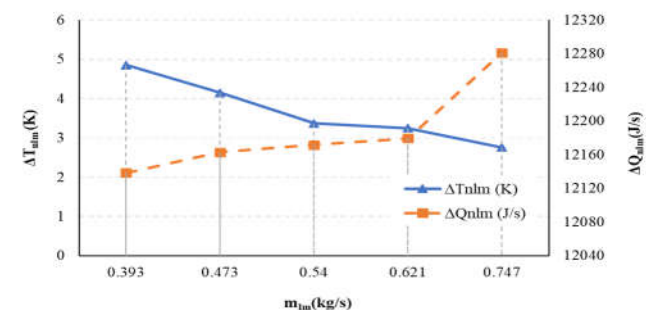
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Các hình 5 ÷ 8 thể hiện độ giảm nhiệt độ của nước làm mát và nhiệt lượng nước làm mát nhận được từ khí luân hồi trong làm mát. Kết quả cho thấy khi lưu lượng nước làm mát cấp vào thấp thì nhiệt độ khí luân hồi ở đầu ra của kết làm mát cao hơn so với khi ta tăng lưu lượng nước làm mát, khi động cơ hoạt động ở 75% tải (2200v/ph), tỷ lệ luân hồi là 40% và lưu lượng nước làm mát là 0,465kg/s thì nhiệt độ khí luân hồi giảm xuống còn 408,72K. Nhưng nhiệt lượng của nước làm mát được lại tăng khi tăng lưu lượng nước làm mát, như khi tăng lưu lượng nước làm mát lên thành 0,702kg/s thì nhiệt độ khí luân hồi giảm xuống còn 390,95K và $Q_{n\text{lm}} = 8872,16\text{J/s}$. Kết quả trên có thể giải thích khi lưu

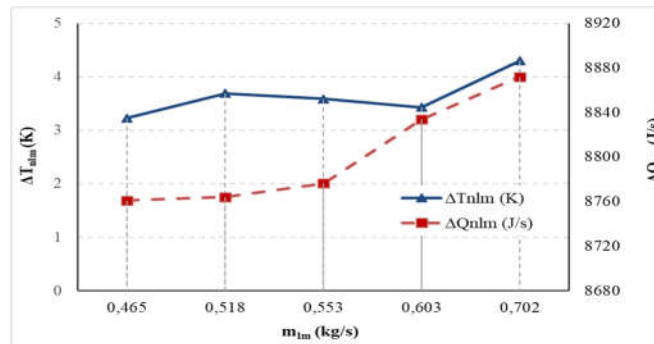
lượng nước làm mát cấp nhiều từ đó làm cho vận tốc của nước làm mát chuyển động trong kết tăng lên thì hệ số tỏa nhiệt của nước làm mát tăng do đó hệ số truyền nhiệt k tăng và nước làm mát sẽ nhận được nhiều nhiệt lượng hơn.



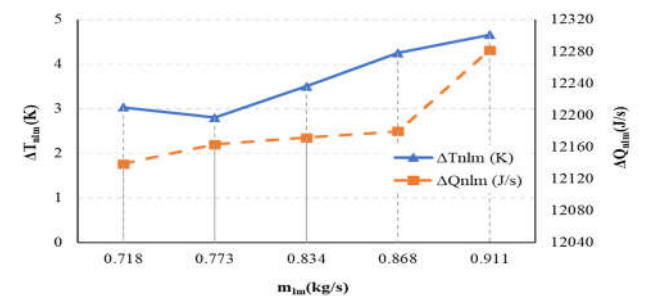
Hình 5. Ảnh hưởng của lưu lượng nước làm mát đến biến thiên nhiệt độ khí luân hồi và nhiệt lượng nước làm mát nhận được tại 4000v/ph - 75% tải, 30% EGR



Hình 6. Ảnh hưởng của lưu lượng nước làm mát đến biến thiên nhiệt độ khí luân hồi và nhiệt lượng nước làm mát nhận được tại 2200v/ph - 75% tải, 40% EGR

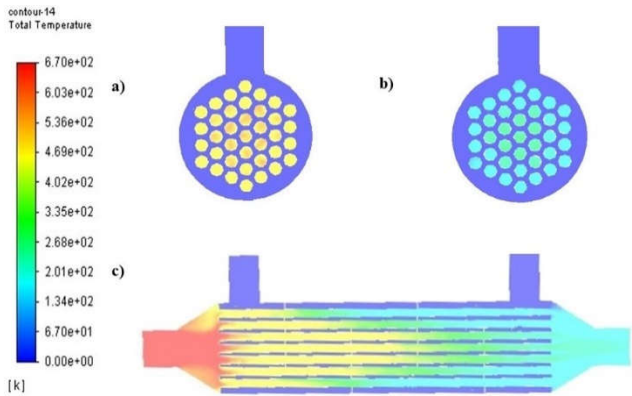


Hình 7. Ảnh hưởng của lưu lượng nước làm mát đến biến thiên nhiệt độ khí luân hồi và nhiệt lượng nước làm mát nhận được tại 2200v/ph - 75% tải, 40% EGR



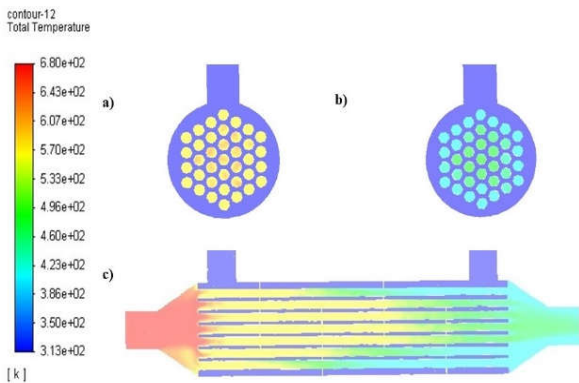
Hình 8. Ảnh hưởng của lưu lượng nước làm mát đến biến thiên nhiệt độ khí luân hồi và nhiệt lượng nước làm mát nhận được tại 4000v/ph - 75% tải, 40% EGR

Phân bố nhiệt độ bên trong kết làm mát tương ứng với từng tỉ lệ luân hồi được thể hiện trên các hình 9 ÷ 12.



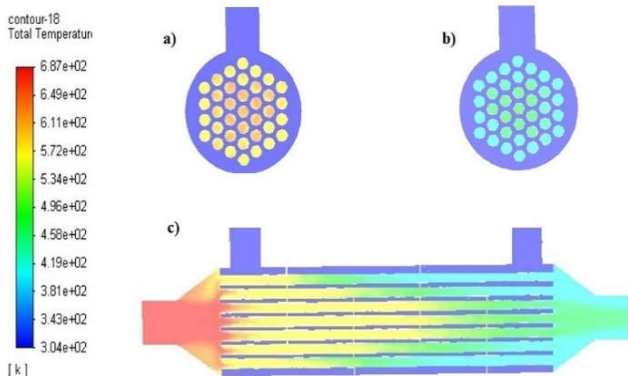
Hình 9. Phân bố nhiệt độ trong kết làm mát ở chế độ 75% tải - 2200v/ph (30% EGR)

- a) Tiết diện tại cửa ra nước làm mát;
- b) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát; c) Tiết diện dọc theo chiều dài kết



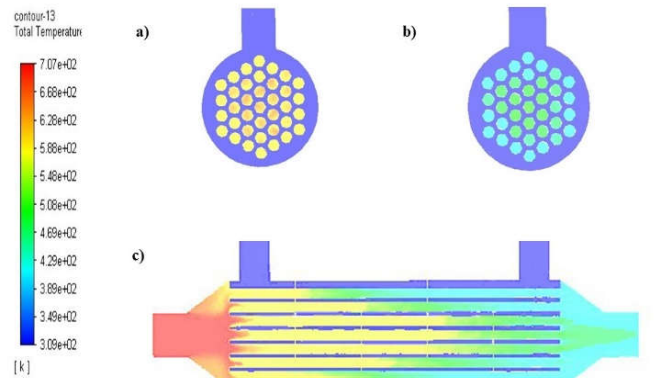
Hình 10. Phân bố nhiệt độ trong kết làm mát ở chế độ 75% tải - 4000v/ph (30% EGR)

- a) Tiết diện tại cửa ra nước làm mát;
- b) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát; c) Tiết diện dọc theo kết làm mát khí luân hồi



Hình 11. Phân bố nhiệt độ trong kết làm mát ở chế độ 75% tải - 2200v/ph (40% EGR)

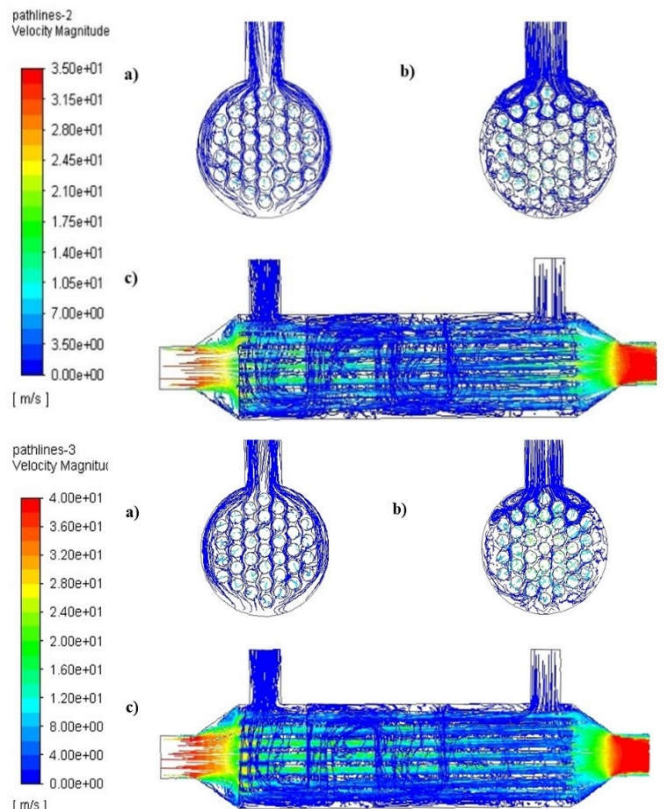
- a) Tiết diện tại cửa ra nước làm mát;
- b) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát; c) Tiết diện dọc theo chiều dài kết làm mát khí luân hồi



Hình 12. Phân bố nhiệt độ trong kết làm mát ở chế độ 75% tải - 4000v/ph (40% EGR)

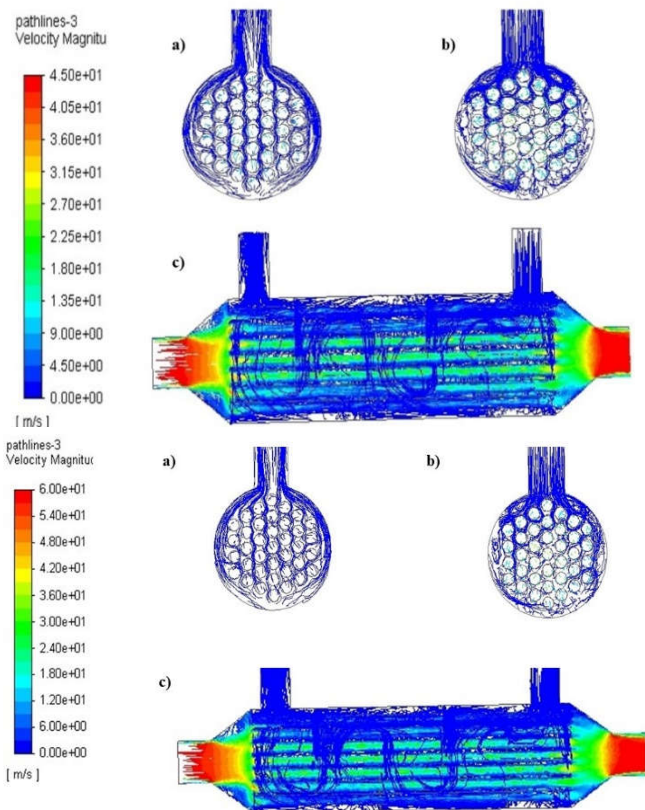
- a) Tiết diện tại cửa ra nước làm mát;
- b) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát; c) Tiết diện dọc theo chiều dài kết làm mát khí luân hồi

Diễn biến dòng chảy bên trong kết làm mát được thể hiện qua các hình 13 và 14. Qua đó, ta nhận thấy vận tốc khí luân hồi và nước làm mát có sự thay đổi đột ngột khi đường kính ống thay đổi, đây là hiện tượng đột thu - đột mở. Đối với nước biển ta thấy dòng nước làm mát có sự xoáy rối khá mạnh tại đầu vào, đầu ra cũng như dọc theo chiều dài của kết thu hồi nhiệt do đó hệ số tỏa nhiệt α_{nlm} lớn.



Hình 13. Phân bố vận tốc trong kết làm mát ở chế độ 75% tải - 2200v/ph và 4000v/ph, 30% EGR

- a) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát ; b) Tiết diện tại cửa của nước làm mát;
- c) Tiết diện dọc theo chiều dài kết làm mát khí luân hồi.



Hình 14. Phân bố vận tốc trong két làm mát ở chế độ 75% tải - 2200v/ph và 4000v/ph, 40% EGR

a) Tiết diện tại cửa vào nước làm mát; b) Tiết diện tại cửa ra của nước làm mát; c) Tiết diện dọc theo chiều dài két làm mát khí luân hồi.

Đối với khí luân hồi tại đầu vào cũng như đầu ra dòng chảy có sự rối, còn dọc theo chiều dài két thì ta nhận thấy dòng môi chất có sự chuyển động chảy tầng làm cho hệ số α_{kx} không lớn.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, việc tính toán, thiết kế két làm mát khí luân hồi và quá trình trao đổi nhiệt của két làm mát khí luân hồi được khảo sát dựa trên phương pháp nghiên cứu mô phỏng động lực học lưu chất tính toán CFD sử dụng phần mềm Ansys. Các kết quả chỉ ra rằng với lưu lượng khối lượng nước vào ống nhiệt càng tăng thì nhiệt độ khí xả sau làm mát càng giảm. Tổng hợp và đánh giá kết quả các trường hợp mô phỏng với tỷ lệ luân hồi là 30% và 40% thì với kết cấu đã chọn là thiết bị trao đổi nhiệt dạng chùm ống, sử dụng các ống trao đổi nhiệt là ống trơn thì hoàn toàn có khả năng đáp ứng nhu cầu làm mát của khí luân hồi khi mà nhiệt độ làm mát thấp nhất có khả năng xuống tới 115°C đối với khí luân hồi ở đầu ra của két làm mát và lưu lượng nước lớn nhất cần cấp cho bơm là 0,911kg/s.

Tuy nhiên, khả năng trao truyền nhiệt của ống trơn còn có phần hạn chế do diện tích tiếp xúc của ống trơn không lớn và do đặc điểm kết cấu của ống trơn còn chưa tạo được dòng chảy rối bên trong lòng ống đối với dòng khí xả, vì

vậy nên hệ số trao đổi nhiệt của thiết bị còn chưa tối ưu. Do đó, để có thể cải thiện khả năng trao đổi nhiệt của két làm mát, trong tương lai ta có thể nghiên cứu, ứng dụng các loại ống xoắn, ống có các gân, ống có cánh,... thay thế cho loại ống trơn đang được sử dụng. Các kết quả mô phỏng trong nghiên cứu này là cơ sở để tiếp tục phát triển mô két làm mát hoàn chỉnh.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Pierpont D A., et al, 1995. *Reducing particulate and NO_x using multiple injections and EGR in a D. I. diesel*. SAE Technical Paper, 950217.

[2]. Charnay L., et al, 2001. *CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines*. SAE Technical Paper, 2001-01-1755.

[3]. H.M. Kim, S.K. Park, 2008. *Investigation on the flow and heat transfer characteristics of diesel engine EGR Coolers*. Int. J. Automotive Technol. 9, 149-153.

[4]. Sunil S.S., et al, 2012. *Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles*. International Journal of engineering Research and Applications, pp. 1141- 1149.

[5]. Master B. I., et al, 2003. *Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers: Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*. Santa Fe, USA, pp. 317–322.

[6]. Yu-qi Huang, Xiao-li Yu, Guo-dong Lu, 2008. *Numerical simulation and optimization design of the EGR cooler in vehicle*. Journal of Zhejiang University Science, pp. 1270-1276.

[7]. R. K. Sinnott, 2005. *Coulson & Richardson's Chemical Engineering, Volume 6, 4th Edition; Chemical Engineering Design*. Elsevier Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, 30 Corporate Drive, MA 01803.

[8]. Richard C. Byrne, 1999. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. (TEMA) 8th Edition, TEMA Inc., pp. 2-9 and 28-35.

[9]. Launder B., Spalding D.B., 1972. *Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, London.

AUTHORS INFORMATION

Khong Vu Quang, Nguyen Manh Phu, Nguyen Kha Trung An, Nguyen Minh Thang

School of Mechanical engineering, Hanoi University of Science and Technology