

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA TURBO TĂNG ÁP ĐẾN CÔNG SUẤT VÀ SUẤT TIÊU HAO NHIÊN LIỆU TRÊN ĐỘNG CƠ DIESEL UNIJET 16V IVECO

RESEARCH ON THE EFFECT OF TURBOCHARGER ON POWER AND FUEL CONSUMPTION ON UNIJET 16V IVECO DIESEL ENGINE

ĐOÀN LÊ NGỌC HUYỀN^{1,a}, CAO HÙNG PHI¹,
NGUYỄN THÀNH TRƯỜNG GIANG¹

¹Trường Đại học SPKT Vĩnh Long

^aTác giả liên hệ: huyendln@vlute.edu.vn

Nhận bài (Received): 11/6/2024; Phản biện (Reviewed): 26/6/2024; Chấp nhận (Accepted): 20/12/2024

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu về ảnh hưởng của turbo tăng áp đến công suất và suất tiêu hao nhiên liệu trên động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO. Nghiên cứu này đã xây dựng và phân tích các phương trình nhiệt động lực học để mô phỏng hoạt động của động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO với turbo tăng áp và bộ làm mát khí nạp bằng phần mềm Matlab Simulink. Kết quả cho thấy động cơ sử dụng turbo tăng áp đạt công suất cao và suất tiêu hao nhiên liệu thấp hơn động cơ hút khí tự nhiên. Vì vậy, mô hình mô phỏng hoàn toàn chứng minh được việc sử dụng turbo tăng áp là phương pháp tối ưu trong việc cải thiện quá trình nạp và tăng công suất động cơ mà không cần thay đổi kết cấu cơ khí bên trong.

Từ khóa: Động cơ đốt trong, turbo tăng áp, công suất động cơ, suất tiêu hao nhiên liệu.

ABSTRACT

The article studies the influence of turbocharger on power and fuel consumption of UNIJET 16V IVECO Diesel engine. This study has built and analyzed thermodynamic equations to simulate the operation of UNIJET 16V IVECO Diesel engine with the turbocharger and intercooler using Matlab Simulink software. The results show that the engine using turbocharger achieves higher power and lower fuel consumption than a naturally aspirated engine. Therefore, the simulation model completely proves that using turbocharger is the optimal method in improving the charging process and increasing engine power without changing the internal mechanical structure.

Keywords: Internal combustion engine, turbocharger, engine power, fuel consumption.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Động cơ đốt trong không tăng áp hút trực tiếp không khí ngoài trời nên bị hạn chế về lưu lượng và tốc độ để kịp thời cung cấp cho quá trình nạp, điều này ảnh hưởng

đến các phương pháp nâng cao công suất động cơ về sau. Việc nén không khí trước khi đưa vào xy lanh động cơ làm tăng mật độ không khí nạp, tăng công suất, tiết kiệm nhiên liệu và giảm thiểu khả năng gây ô nhiễm môi trường từ khí thải động cơ đốt

trong. Đối với động cơ Diesel, tăng áp bằng dẫn động khí thải là phương pháp cường hóa áp suất có ích trung bình tốt nhất. Trong giai đoạn hiện nay, các hệ thống nạp thải, cơ cấu phân phối khí và hệ thống nhiên liệu sử dụng phương pháp điều khiển điện tử, tính toán chính xác hỗn hợp nhiên liệu cần cung cấp phù hợp với đa chế độ làm việc của động cơ. Bên cạnh đó, công nghệ khai thác, chế tạo và tính toán độ bền vật liệu ngày càng phát triển, giải quyết được bài toán về phụ tải khí, phụ tải nhiệt, ... của chi tiết khi sử dụng phương pháp tăng áp để nâng cao công suất động cơ [1].

Các nghiên cứu trong nước cho thấy công suất của tua bin, máy nén và số vòng quay của động cơ tăng áp biến thiên theo góc quay trục khuỷu trong mỗi chu trình làm việc của động cơ. Đường đặc tính công suất máy nén và tốc độ quay của động cơ tăng áp chậm pha hơn so với đặc tính công suất của tua bin. Hiệu suất của máy nén thay đổi tương ứng với mức độ tăng áp nhưng hiệu suất tua bin có xu hướng giảm khi tăng tốc độ quay của động cơ. Sau khi van xả mở, hiệu suất của tua bin tăng lên rõ rệt theo độ mở của van xả [2]. Bên cạnh đó, nghiên cứu về quá trình làm giảm nhiệt độ khí nạp trung gian động cơ tăng áp turbo sẽ làm tăng công suất động cơ, làm giảm nhiệt độ khí cháy, làm giảm nhiệt độ động cơ khi làm việc và làm giảm lượng phát thải NOx [3].

Nghiên cứu trên thế giới về ảnh hưởng của áp suất và nhiệt độ bộ làm mát trung gian khí nạp - Intercooler cho thấy rằng mức tiêu thụ nhiên liệu giảm mạnh khi áp suất tăng áp tăng và nhiệt độ khí nạp đi qua bộ Intercooler giảm. Công suất động cơ cũng tăng hơn 2,5 lần so với động không có turbo tăng áp [4]. Song, các phân tích về tiến bộ của công nghệ tăng áp để nâng cao hiệu suất động cơ, tiết kiệm nhiên liệu và

giảm lượng khí thải độc hại ra môi trường bên ngoài nhờ sử dụng bộ Intercooler hoặc Turbo tăng áp VGT [5].

Dựa trên những cơ sở đó, tác giả định hướng “*Nghiên cứu ảnh hưởng của Turbo tăng áp đến công suất và suất tiêu hao nhiên liệu trên động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO*”, khảo sát các kết quả quan trọng trong nghiên cứu và đưa ra nhận định tối ưu cho phương pháp sử dụng Turbo tăng áp cho động cơ Diesel nói riêng và động cơ đốt trong nói chung.

2. XÂY DỰNG PHƯƠNG TRÌNH NHIỆT ĐỘNG LỰC HỌC

Mô hình mô phỏng đơn giản hóa động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO có sử dụng bộ làm mát khí nạp - Intercooler. Khí thải trong quá trình hoạt động của động cơ được tận dụng để dẫn động máy nén, nén không khí áp suất cao duy trì ổn định và được làm mát trung gian trước khi đưa vào đường ống nạp. Hỗn hợp nhiên liệu tự đốt cháy ở cuối kỳ nén sẽ hình thành lực khí thế đẩy piston đi xuống, sản sinh công. Tiếp sau đó, sản phẩm cháy được đưa ra ngoài ở kỳ thải tiếp tục dẫn động tuabin quay. Các phương trình xây dựng cho mô hình mô phỏng được sử dụng từ phương trình nhiệt động lực học tương ứng với hoạt động của động cơ đốt trong.

Mô hình mô phỏng mở ra cho việc truyền khối lượng, entanpy và năng lượng dưới dạng công và truyền nhiệt. Áp dụng định luật bảo toàn khối lượng để xây dựng phương trình vi phân về tổng lượng không khí và nhiên liệu:

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (1)$$

Giả sử lượng hỗn hợp nhiên liệu đi vào động cơ chọn giá trị dương, thì lượng khí cháy đi ra động cơ là giá trị âm. Để bảo toàn các nguyên tố hóa học của nhiên liệu, có thể

sử dụng phần nhiên liệu f , được xác định là m_f/m , trong đó m_f biểu thị lượng nhiên liệu (hoặc các phần tử nhiên liệu trong sản phẩm cháy) khi động cơ hoạt động:

$$\dot{m}_f = \frac{d}{dt}(m_f) = \sum_j \dot{m}_{f,j} = \sum_j \dot{m}_j f_j \quad (2)$$

Đạo hàm năng lượng theo định luật bảo toàn khối lượng là:

$$\begin{aligned} \dot{E} &= \dot{Q}_w - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j . h_j; \\ \dot{E} &= \frac{d}{dt}(m.h) - \frac{d}{dt}(p.V) \end{aligned} \quad (3)$$

Trong đó \dot{Q}_w là tổng tốc độ truyền nhiệt vào động cơ, vượt qua các vách ngăn; $\sum_j \dot{m}_j . h_j$ là tổng tốc độ truyền nhiệt qua mỗi vách ngăn; \dot{W} là tốc độ truyền nhiệt ra khỏi động cơ khi piston dịch chuyển, pV tỷ lệ sinh công.

Biểu thức tính entanpy (h) và mật độ không khí và sản phẩm cháy (ρ):

$$h = h(T, p, \Phi) \quad (4)$$

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{\frac{\partial \rho / \partial P}{\partial \rho / \partial P} \cdot (1 - \rho . C_T)}{C_p + \frac{\partial \rho / \partial T}{\partial \rho / \partial P} \cdot \left(\frac{1}{\rho} - \rho . C_T\right)} \quad (10)$$

$$\left(\frac{\dot{m}}{m} \left(1 - \frac{h}{\frac{\partial \rho / \partial P}{\partial \rho / \partial P} \cdot (1 - \rho . C_T)}\right) - \frac{\dot{V}}{V} \frac{C_\phi + \frac{\partial \rho / \partial \Phi}{\partial \rho / \partial P} \cdot \left(\frac{1}{\rho} - C_T\right)}{\frac{1}{\partial \rho / \partial P} \cdot (1 - \rho . C_T)} \cdot (\dot{\Phi}) + \frac{1}{\frac{1}{\partial \rho / \partial P} \cdot (1 - \rho . C_T) \cdot m} \cdot \left(\sum_j \dot{m}_j . h_j - \dot{Q}_w\right) \right)$$

Các phương trình bảo toàn trên áp dụng cho quá trình nhiệt động học của động cơ Diesel 4 kỳ:

- **Kỳ nạp:** $\dot{m} = \dot{m}_i - \dot{m}_e$ (11)

- **Kỳ nén:** $\dot{m} = 0; \dot{f} = 0$ (12)

- **Kỳ cháy và giãn nở:** $\dot{m} = \dot{m}_f$ (13)

- **Kỳ thải:** $\dot{m} = -\dot{m}_e$ (14)

Để tính toán lưu lượng không khí qua

$$\rho = \rho(T, p, \Phi) \quad (5)$$

Vì vậy, đạo hàm entanpy ứng với góc quay trục khuỷu (ϕ) là:

$$\frac{dh}{d\phi} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{p,\Phi} \cdot \frac{dT}{d\phi} + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T,\Phi} \cdot \frac{dp}{d\phi} + \left(\frac{\partial h}{\partial \Phi}\right)_{T,p} \cdot \frac{d\Phi}{d\phi} \quad (6)$$

Đạo hàm mật độ không khí ứng với góc quay trục khuỷu là:

$$\frac{d\rho}{d\phi} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{p,\Phi} \cdot \frac{dT}{d\phi} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_{T,\Phi} \cdot \frac{dp}{d\phi} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial \Phi}\right)_{T,p} \cdot \frac{d\Phi}{d\phi} \quad (7)$$

Phương trình trạng thái khí lý tưởng có dạng:

$$p = R . \rho . T \quad (8)$$

Đạo hàm áp suất theo góc quay trục khuỷu từ dạng vi phân của phương trình (8):

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{\rho}{\partial \rho / \partial p} \cdot \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \cdot \left(-\frac{1}{\rho}\right) \cdot \frac{\partial \rho}{\partial \Phi} \cdot \dot{\Phi}\right) + \frac{\dot{m}}{m} \right) \quad (9)$$

Đạo hàm nhiệt độ (T) ứng với góc quay trục khuỷu được tính bởi biểu thức:

xupap nạp và xupap thải, giả sử lưu lượng không khí di chuyển một chiều, đoạn nhiệt và ổn định, phương trình tính toán như sau:

$$\dot{m} = \frac{A_E P_0}{\sqrt{RT_0}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Tốc độ hòa trộn hỗn hợp nhiên liệu ứng với góc quay trục khuỷu:

$$\dot{M}_p(\phi) = C_{p1} . C_{p2} . \phi^{(C_{p1}-1)} . (1 - \phi^{C_{p1}})^{(C_{p2}-1)} \quad (16)$$

Tốc độ khuếch tán hỗn hợp nhiên liệu ứng với góc quay khuỷu:

$$\dot{M}_d(\varphi) = C_{d1} \cdot C_{d2} \cdot \varphi^{(C_{d2}-1)} \cdot e^{(-C_{d1} \cdot \varphi^{C_{d2}})} \quad (17)$$

Tổng hệ số truyền nhiệt (Q_w) bao gồm cả đối lưu cưỡng bức (Q_c) và bức xạ (Q_r):

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r = h \cdot A \cdot (T_g - T_w) + \dot{Q}_r \quad (18)$$

Bài báo sử dụng mô hình của *Flyns et al (1972)*:

$$\dot{Q}_r = k_r \cdot A \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_r = \varepsilon_a \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_r^4 - T_w^4)$$

Độ phát xạ ra bên ngoài được giả định là thay đổi tuyến tính:

$$\varepsilon_a(t) = 0,9 \cdot \left(1 - \frac{t - t_{ing}}{t - t_{evo}} \right) \quad (20)$$

Tổn thất động cơ được biểu thị bằng phương trình:

$$F = A + 7,0 \cdot \frac{N}{1000} + 1,5 \cdot \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (21)$$

Công suất tua-bin:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_e (h_{03} - h_{04}) \quad (22)$$

Công suất máy nén:

$$\dot{W}_C = \eta_m \dot{W}_T \quad (23)$$

Tốc độ rôto turbo được biểu thị như sau:

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{W}_C + \dot{W}_T - B \cdot \omega^2}{J \cdot \omega^2} \quad (24)$$

3. KẾT QUẢ KHẢO SÁT - ĐÁNH GIÁ

Dựa trên các phương trình vi phân có được từ phương trình nhiệt động lực học và điều kiện cơ bản là lưu lượng không khí đi qua máy nén và không khí đi vào động cơ tại cuối quá trình nạp nhỏ hơn 0,2%. Các khối điều khiển được xây dựng bằng phần mềm MATLAB-Simulink để xử lý các thuật toán và đưa ra kết quả hiển thị theo biên dạng của các thông số liên quan. Kết quả mô phỏng được thực hiện trên dựa trên các thông số đầu vào của động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO sử dụng turbo tăng áp có bộ làm mát khí nạp Intercooler:

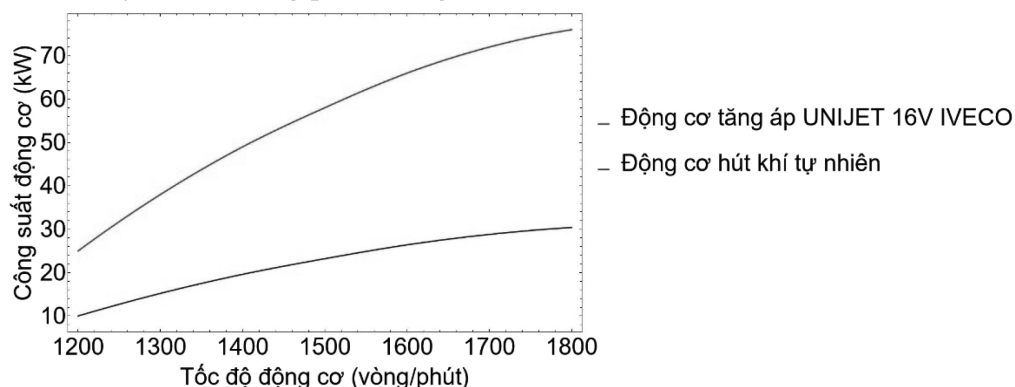
Bảng 1. Thông số kỹ thuật động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO Turbocharger [6]

TT	THÔNG SỐ ĐỘNG CƠ	GIÁ TRỊ
1	Công suất cực đại	85 kW (116 HP) tại 3000÷3900 vòng/phút
2	Mô-men xoắn cực đại	270 N.m tại 1800÷2800 vòng/phút
3	Đường kính xy lanh	88 mm
4	Hành trình piston	94 mm
5	Chiều dài thanh truyền	260 mm
6	Tỷ số nén	18:1
7	Số lượng xy lanh	4 xy lanh
8	Kiểu động cơ	Động cơ thẳng hàng (In-line)
9	Dung tích xy lanh	2,3 l
10	Dung tích đường ống nạp	5,0 l
11	Dung tích đường ống thải	7,2 l
12	Góc phun sớm	16 độ trước ĐCT

TT	THÔNG SỐ ĐỘNG CƠ	GIÁ TRỊ
13	Góc mở sớm xupap nạp	10 độ trước ĐCT
14	Góc đóng muộn xupap nạp	30 độ sau ĐCD
15	Góc mở sớm xupap thải	32 độ trước ĐCD
16	Góc đóng muộn xupap thải	15 độ sau ĐCT
17	Áp suất tại điểm chết trên	20-26 bar
18	Áp suất turbo tương ứng hành trình cực đại	$1,5 \pm 0.002$ bar

Kết quả mô phỏng giữa tốc độ động cơ và công suất động cơ như hình 1 cho thấy các giá trị công suất thay đổi thích ứng theo số vòng quay động cơ. Tại số vòng quay trục khuỷu 1800 vòng/phút, động cơ

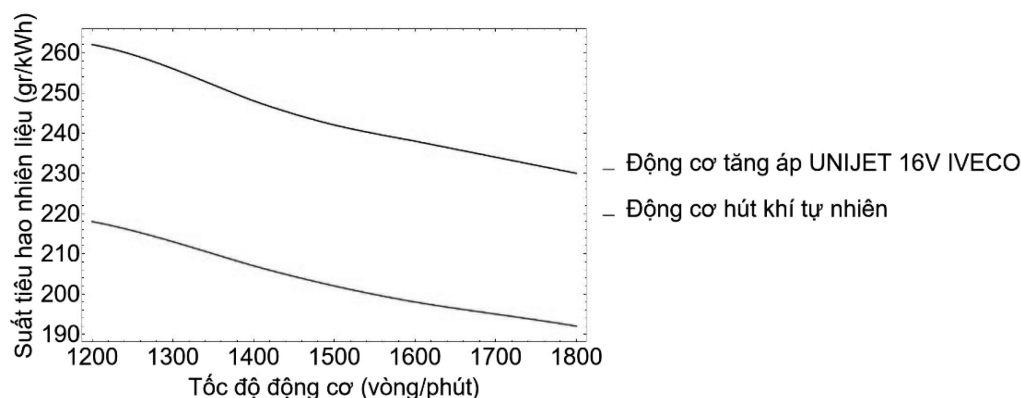
Diesel UNIJET 16V IVECO sử dụng bộ tăng áp Turbo đạt công suất cực đại 76kW cao hơn 40% so với động cơ không tăng áp chỉ đạt 30,4 kW.



Hình 1. Công suất động cơ động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo và động cơ không tăng áp

Bên cạnh đó, các giá trị khảo sát về suất tiêu hao nhiên liệu cho thấy động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO sử dụng bộ tăng áp Turbo thực hiện quá trình cháy và giãn nở tối ưu, tiết kiệm nhiên liệu hơn động cơ

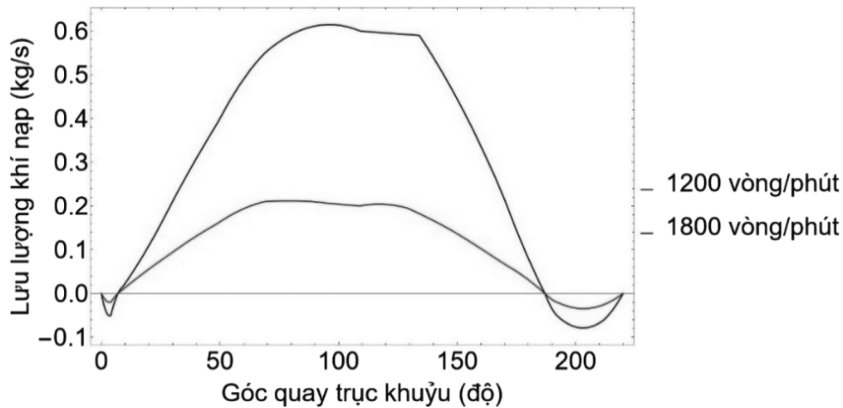
không tăng áp. Cụ thể kết quả khảo sát suất tiêu hao nhiên liệu tại số vòng quay động cơ 1800 vòng/phút (192 gr/kWh) ít hơn 20% so với động cơ không tăng áp (230 gr/kWh):



Hình 2. Suất tiêu hao nhiên liệu động cơ động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo và động cơ không tăng áp

Tăng áp tua bin khí làm tăng mật độ của môi chất nạp, qua đó làm tăng lưu lượng của không khí nạp vào xy lanh trong mỗi chu trình. Hình 3 cho thấy động cơ

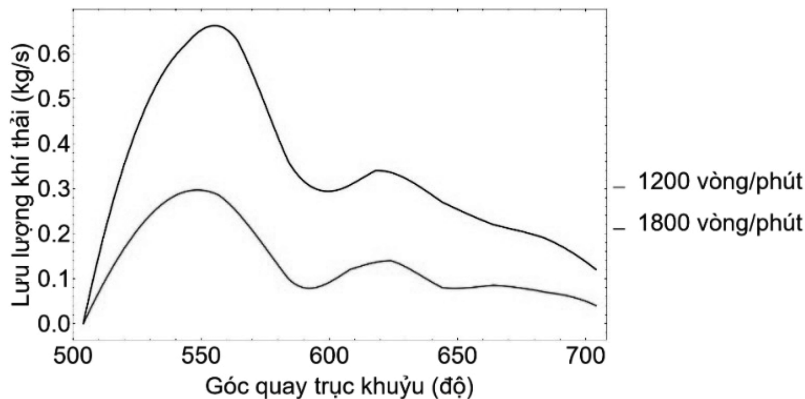
Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo nạp vào lượng không khí cực đại 0,23 kg/s tại 1200 vòng/phút và lên đến 0,58 kg/s tại 1800 vòng/ phút:



Hình 3. Lưu lượng khí nạp đi qua xupap động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

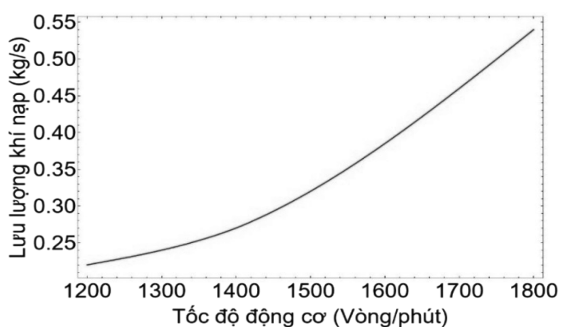
Tương tự, hình 4 biểu thị rõ động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo có lưu lượng khí thải (sản phẩm cháy) cực

đại 0,29 kg/s tại 1200 vòng/phút và lên đến 0,63 kg/s tại 1800 vòng/ phút::



Hình 4. Lưu lượng khí thải đi qua xupap động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

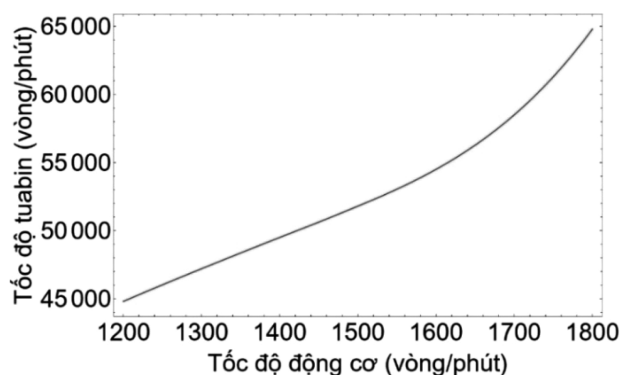
Kết quả mô phỏng về lưu lượng khí nạp đi qua đường ống trong 1 chu trình công tác ở hình 5 biểu thị rõ giá trị của lưu lượng khí nạp tỷ lệ thuận với tốc độ động cơ. Kết quả cho thấy lưu lượng khí nạp tăng 0,32 kg/s chỉ trong vòng số vòng quay động cơ từ 1200 đến 1800 vòng/phút - biểu thị rõ khả năng làm giàu lưu lượng khí nạp của của động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo đạt hiệu quả rất tốt:



Hình 5. Lưu lượng khí nạp động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo từ tốc độ động cơ 1200 đến 1800 vòng/phút

Bộ tuabin - máy nén tăng áp của động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO hoạt động với hiệu suất rất cao để đảm bảo tăng lưu lượng khí nạp và thích ứng nhanh với tốc độ động cơ. Chỉ từ giai đoạn 1200 đến 1800 vòng/phút, tốc độ tuabin đã tăng

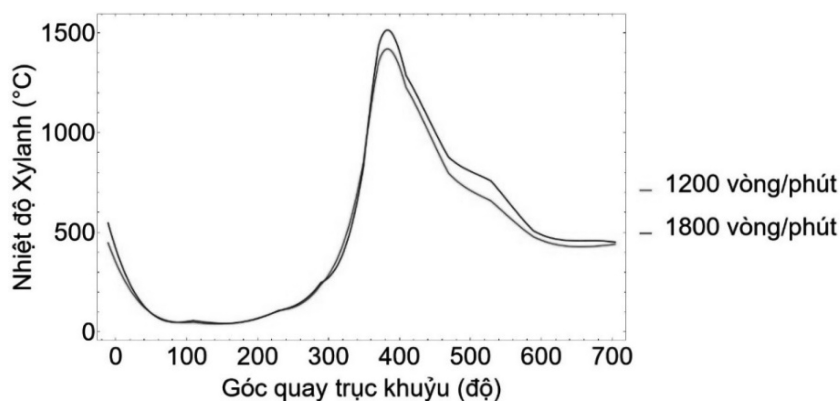
20000 vòng/phút (hình 6). Bên cạnh đó, hiệu suất của cánh tuabin được dẫn động bởi khí thải động cơ vẫn còn tồn tại nhiều khiếm khuyết về độ trễ turbo vì lượng khí thải có phần hạn chế ở dãy tốc độ động cơ thấp:



Hình 6. Tốc độ tuabin bộ tăng áp turbo động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO từ tốc độ động cơ 1200 đến 1800 vòng/phút

Trong giai đoạn cháy và giãn nở, nhiệt độ xylanh động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo ở hình 7 đạt giá cực đại 1347 0C tại tốc độ động cơ 1200 vòng/phút và 1427 0C tại 1800 vòng/phút. Các

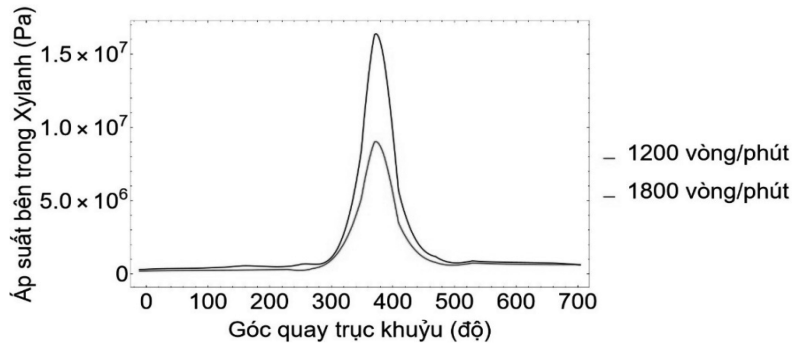
kết quả cho thấy động cơ tăng áp có nhiệt độ xylanh trong quá trình cháy và giãn nở rất cao, quá trình oxy hóa mãnh liệt cùng với tốc độ cháy lớn và khả năng lan tràn màng lửa nhanh:



Hình 7. Nhiệt độ bên trong xylanh động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo từ tốc độ động cơ 1200 đến 1800 vòng/phút

Tốc độ tăng áp suất bên trong xylanh động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo đạt giá trị cực đại 9.106 Pa tại 1200 vòng/phút và 16,3.106 Pa tại 1800 vòng/phút khi piston lên đến điểm

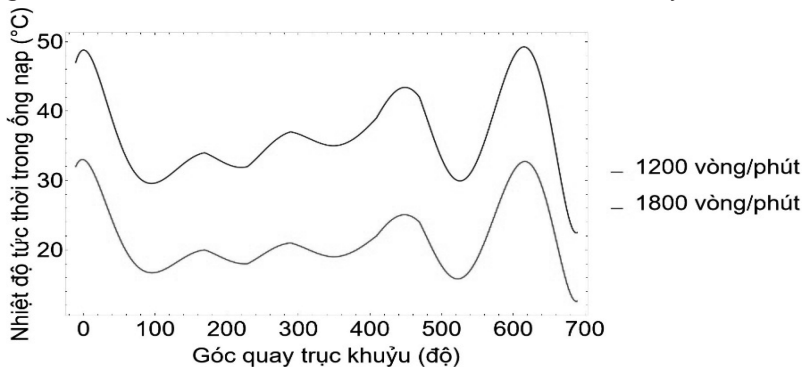
chết trên (chênh lệch 7,3.106 Pa). Dựa trên các kết quả có được, động cơ tăng áp có khả năng tạo ra áp suất rất cao, chuẩn bị tốt cho quá trình cháy và giãn nở tiếp theo:



Hình 8. Áp suất xylanh động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo từ tốc độ động cơ 1200 đến 1800 vòng/phút

Kết quả mô phỏng về sự thay đổi nhiệt độ tức thời của không khí đi qua đường ống nạp ứng với góc quay trục khuỷu tại tốc độ động cơ 1200 và 1800 vòng/phút được thể hiện trong đồ thị hình 9. Nhiệt độ tức

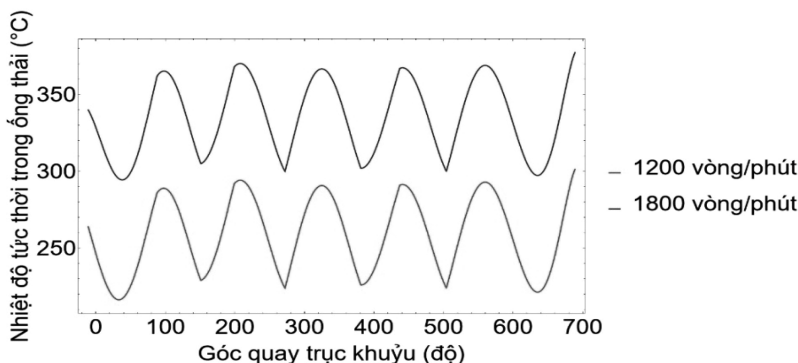
thời ở đường ống nạp luôn cao hơn nhiệt độ môi trường và được giải nhiệt, giữ ổn định trong suốt quá trình nạp, đảm bảo nhiệt độ không khí nạp ở mức tối ưu cho khả năng hòa trộn và đốt cháy với nhiên liệu:



Hình 9. Nhiệt độ không khí đi qua đường ống nạp động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

Song song, các giá trị về nhiệt độ tức thời trong ống thải dao động ổn định theo từng tốc độ động cơ (1200 và 1800 vòng/phút) biểu thị ở hình 10 cho thấy hoạt động

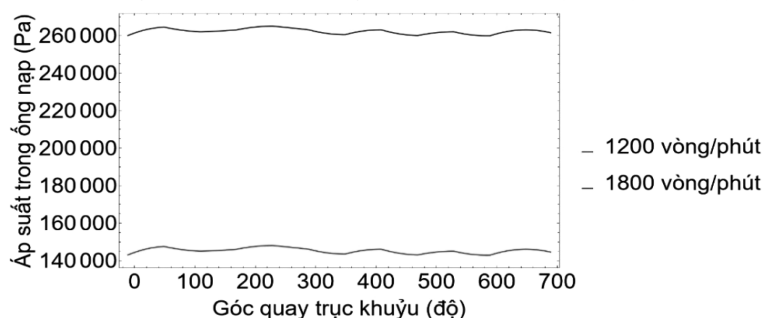
ổn định của động cơ Diesel 4 xylanh UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo. Dòng khí thải với áp suất cao sẽ tiếp tục đi đến cánh tuabin để dẫn động máy nén trong quá trình tăng áp:



Hình 10. Nhiệt độ sản phẩm cháy đi qua đường ống thải động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

Xét về áp suất trong đường ống nạp, các kết quả mô phỏng hình 11 thể hiện rõ áp suất được duy trì ổn định và đạt giá trị cao hơn động

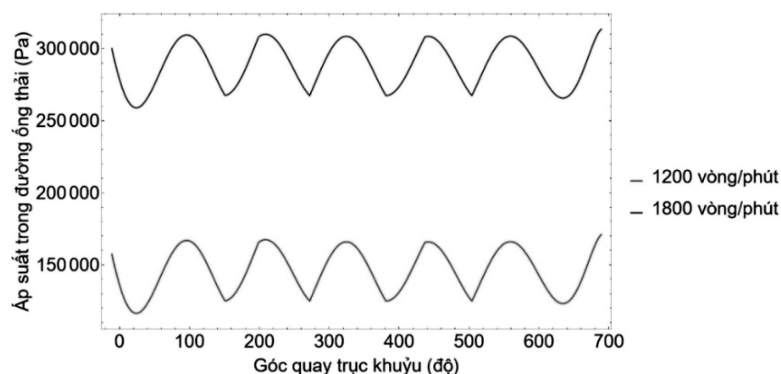
cơ hút khí tự nhiên. Sự chênh lệch áp suất giữa tốc độ động cơ 1200 vòng/phút và 1800 vòng/phút dao động trong khoảng 117 000 Pa:



Hình 11. Áp suất bên trong đường ống nạp động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

Xét trên đường ống thải, các kết quả mô phỏng hình 12 thể hiện rõ áp suất được duy trì ổn định và đạt giá trị cao hơn động cơ hút khí tự nhiên. Sự chênh lệch áp suất giữa tốc độ động cơ 1200 vòng/phút và

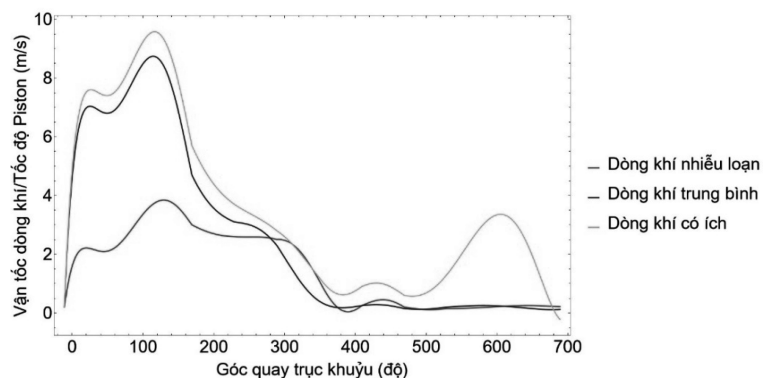
1800 vòng/phút dao động trong khoảng 142 500 Pa. Quá trình thải động cơ tăng áp tương đối phức tạp do lưu động dòng khí thải và chu kỳ hoạt động của xupap trong cơ cấu phân phối khí:



Hình 12. Áp suất bên trong đường ống thải động cơ Diesel UNIJET 16V IVECO tăng áp turbo tại số vòng quay động cơ 1200 và 1800 vòng/phút

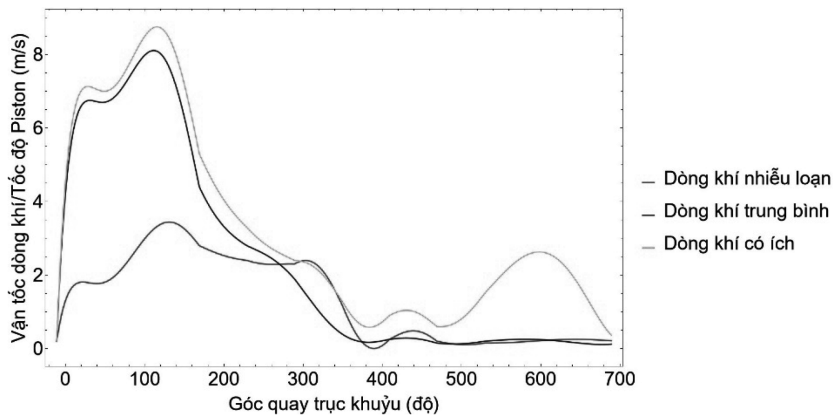
Hình 13 là kết quả mô phỏng về sự thay đổi của cường độ dòng khí nhiễu loạn,

dòng khí trung bình và có ích ứng với tốc độ động cơ 1200 vòng/phút:



Hình 13. Sự thay đổi của cường độ dòng khí nhiễu loạn, dòng khí trung bình và có ích ứng với tốc độ động cơ 1200 vòng/phút

Hình 14 là kết quả mô phỏng về sự thay đổi của cường độ dòng khí nhiễu loạn, dòng khí trung bình và có ích ứng với tốc độ động cơ 1800 vòng/phút:



Hình 14. Sự thay đổi của cường độ dòng khí nhiễu loạn, dòng khí trung bình và có ích ứng với tốc độ động cơ 1800 vòng/phút

4. KẾT LUẬN

Mô hình mô phỏng có thể khảo sát đa dạng các thông số cơ bản trong hoạt động của động cơ Diesel tăng áp - UNIJET 16V IVECO. Các kết quả có được cho thấy rằng động cơ sử dụng Turbo tăng áp có công suất cao, tối ưu lượng nhiên liệu tiêu thụ và đồng thời giải quyết được bài toán về trạng thái quá nhiệt khí nạp nhờ bộ làm mát - Intercooler. Cụ thể:

- Công suất động cơ nâng cao hơn 40% so với động cơ không tăng áp;
- Suất tiêu hao nhiên liệu tiết kiệm 20% so với động cơ không tăng áp;
- Nhiệt độ khí nạp được làm mát hiệu quả nhờ bộ làm mát trung gian khí nạp - Intercooler;

- Áp suất, nhiệt độ bên trong xylanh và đường ống nạp - thải hoàn toàn tối ưu hóa hơn động cơ không tăng áp

Bên cạnh đó, quá trình thực nghiệm động cơ khó xác định do sai số đo lường nên sử dụng mô hình mô phỏng để khảo sát các thông số đầu ra là phương pháp hữu hiệu. Trong tương lai phương pháp tăng áp động cơ sẽ được áp dụng rộng rãi và tiếp tục nghiên cứu phát triển vì hiệu quả nâng cao công suất động cơ mà không phải thay đổi kết cấu cơ khí bên trong động cơ. Nghiên cứu cần tiếp tục với các loại động cơ Diesel khác nhau và phát triển thêm với Turbo tăng áp VGT trong xu thế phát triển động cơ tăng áp hiện nay.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Tất Tiến (2003), *Nguyên lý động cơ đốt trong*, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, số 25, trang 257-323.
- [2]. Lê Anh Tuấn (2009), *Mô phỏng cụm tăng áp tua bin máy nén trang bị cho động cơ Diesel D1146TIS*, Tạp chí Phát triển KH&CN, tập 12, số 14, trang 86-94.

- [3]. Lê Anh Tuấn, Nguyễn Hòa Hiệp (2019), *Đánh giá ảnh hưởng của làm mát trung gian khí nạp đến các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật, phát thải của động cơ D1146TI trên xe bus*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, số 53, trang 52-55.
- [4]. Mohamed S. Oun, Salem A. Farhat and Mohammed A. Irabeei (2017), *The Effect Of Turbocharger Pressure And Intercooler Temperature On Engine Performance*, Journal of Engineering Research, pp. 103–116.
- [5]. Mohd Muqem, Dr. Mukhtar Ahmad, Dr. A.F. Sherwani (2015), *Turbocharging of Diesel Engine for Improving Performance and Exhaust Emissions: A Review*, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, e-ISSN: 2278-1684,p-ISSN: 2320-334X, Volume 12, Issue 4 Ver. III (Jul. - Aug. 2015), PP 22-29
- [6]. TECHNICALPUBLISHING (2005), *Technical and Repair manual - Iveco Technical Publications*, SATIZmsx International.