(8)	τ_1 = 21 MPa	τ_2 = 90 MPa	τ_1 = 16 MPa	
	Dao động xoắn trên trục máy phát điện			
(9)	Khi λ (0,9 -1,1); $\tau_1 = 31\ MPa$31MPa		Khi $\lambda < 0{,}9; \tau_2$ = 118 MPa	
	Khi vật liệu có giới hạn chảy Y≥ 225, MPa, hay giới hạn bền vật liệu T_s≥440 MPa, các giá trị giới hạn τ_1, τ_2, sẽ được nhân với hệ số f_m> 1. Đối với $\tau_1 : f_m = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{T_s}{440} - 1\right)$; còn đối với $\tau_2 : f_m = \frac{Y}{225}$			

2.3. Ứng suất xoắn cho phép đối với thiết bị truyền chuyển động.

Theo QCVN: Ứng suất xoắn cực đại cho phép trên trục của các thiết bị truyền chuyển động tương ứng với biên độ mô men xoắn cực đại, không vượt quá giá trị trung bình mô men truyền trong hề thống.

3. Kết luận

Phân tích các yêu cầu QCVN 21:2010/BGTVT về dao động hệ trục để đưa ra các chỉ tiêu kĩ thuật cần đạt được trong tính FTV và ETV. Bài báo tập trung phân tích việc xây dựng các giá trị ứng suất xoắn giới hạn cho phép của tất cả các thành phần trong hệ trục diesel lai máy công tác, phân tích các đặc điểm của thuật giải cũng như triển khai lập trình trên LabView. Trên cơ sở kết quả đạt được, chúng ta sẽ triển khai lập trình thiết bị ảo xây dựng các đặc tính giới hạn cho các chi tiết chịu xoắn của cơ hệ diesel lai chân vịt cũng như lai máy phát điện.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Đỗ Đức Lưu. *Chẩn đoán diesel tàu biển bằng dao động xoắn đường trục*. Luận án TSKH. Học viện Hàng hải mang tên Đô đốc hải quân Macarov, TP.Xanh-Petecbua, Liên Bang Nga, 2006.

[2].Quy chuẩn kĩ thuật quốc gia. QCVN 21: 2010/BGTVT. *Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép. Phần 3 – Hệ thống máy tàu. Chương 8. Dao động xoắn hệ trục*.

[3]. ClaSSNK (2014). *Rules for the Survey and Construction of Steel Ships (part D Chapter 8:.Chapter 8. TORSIONAL VIBRATION OF SHAFTINGS)*.

Người phản biện: TS. Hoàng Đức Tuấn; TS. Trần Sinh Biên

ẢNH HƯỞNG CỦA HỒI LƯU KHÍ XẢ ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY

THE INFLUENCE OF EXHAUST GAS RECIRCULATION ON BURNNING PROCESS IN DIESEL ENGINE OF SHIPS

TS. NGUYỄN TRÍ MINH

Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Hồi lưu khí xả là một trong những phương pháp hiệu quả nhất để giảm thiểu NO_x trong khí xả của động cơ diesel. Tuy nhiên hồi lưu khí xả cũng ảnh hưởng tới quá trình cháy trong động cơ diesel. Bài báo đi phân tích quá trình cháy trong động cơ diesel với các tỷ lệ hồi lưu khí xả khác nhau. Từ phân tích lý thuyết với thử nghiệm thực tế, qua đó đã xác định được tỷ lệ khí xả hồi lưu thích hợp mà nó ít ảnh hưởng tới quá trình cháy trong buồng đốt của động cơ diesel tàu thủy.

Abstract

Exhaust Gas Recirculation, EGR, is one of the most effective means of reducing NOx emissions from diesel engines. However, EGR affects the combustion process in diesel engies. The article analyses combustion process in diesel engines with EGR rates. From the theorical analysis and pratical tests, we can estimate an appropriate EGR rate which is unlikely to affect the combustion process in combustion chamber of diesel engines of ship.

This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

1. Đặt vấn đề

Do mối quan tâm về sức khỏe, môi trường và khí hậu, oxit nitơ (NO_x), hydrocarbon (HC), cac bon monoxide (CO), hạt muội (PM) và khí CO_2 thải từ khí xả của các động cơ đốt trong đang được hạn chế. Hiện nay đã có một số phương pháp được sử dụng để giảm thiểu các độc tố trong khí xả của động cơ như: Hoàn thiện quá trình cháy, sử dụng nhiên liệu nhũ tương, sử dụng nhiên liệu sạch, biện pháp hồi lưu khí xả, dùng bầu lọc trung hòa trên đường xả…Tuy nhiên do giá thành chi phí, cũng như ảnh hưởng của việc giảm công suất nên các biện pháp này hiện nay chưa được ứng dụng rộng rãi cho các động cơ diesel tàu thủy. Hồi lưu khí xả (EGR) là một trong những biện pháp hiệu quả để giảm thiểu NO_x từ khí xả của động cơ diesel, đơn giản cho việc lắp đặt và có chí phí lắp đặt thấp. Tuy nhiên phương pháp này cũng có nhược điểm là có thể làm giảm công suất của động cơ, cũng như tăng lượng CO trong khí xả của động cơ diesel. Để nghiên cứu ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến công suất của động cơ diesel, bài báo đi nghiên cứu ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến quá trình cháy trong động cơ diesel tàu thủy.

Phạm vi của bài báo này là nghiên cứu ảnh hưởng của EGR đến quá trình cháy, nhiệt lượng chung, nhiệt lượng thực tế sinh ra và tổn thất nhiệt trong xilanh động cơ. Việc nghiên cứu dựa trên kết quả tính toán và số liệu thử nghiệm được trên động cơ diesel 6LU32 có bố trí EGR tại Trung tâm Nghiên cứu Hệ động lực tàu thủy, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam. Trong mô hình được sử dụng để phân tích, việc tính toán lượng nhiệt sinh ra trong buồng đốt được kết hợp với mô hình các tổn thất nhiệt.

2. Các mô hình nghiên cứu quá trình cháy

Các mô hình được sử dụng là sự kết hợp của mô hình tỏa nhiệt và mô hình quá trình cháy đa chiều. Các dữ liệu đầu vào là các thông số kích thước hình học của động cơ, nồng độ thành phần hỗn hợp khí, dòng chảy, độ nâng kim phun, áp lực phun và áp suất trong xilanh.

Để xây dựng mô hình ta có một số giả thiết sau:

- Hỗn hợp khí sạch, khí xả hồi lưu và khí sót được hòa trộn đều tại mọi nơi trong buồng đốt;
- Hỗn hợp khí cấp vào trong buồng đốt được coi là đồng nhất;
- Không xét đến tổn thất nhiệt do hóa hơi của nhiên liệu;
- Không tính đến lượng nhiệt do phân tán trong các vùng khác nhau.

Mô hình sử dụng được chia ra thành ba mô hình nhỏ [1], [2]:

1. Mô hình tính toán nhiệt lượng thực tế;
2. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do đối lưu;
3. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do bức xạ.

2.1. Mô hình tính toán nhiệt lượng thực tế

Mô hình tính toán nhiệt khí cháy thực tế trong xilanh động cơ diesel được xác định từ định luật nhiệt động học thứ nhất như sau [4]:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt} \quad (1)$$

Trong đó: Q_n là nhiệt lượng thực tế [J]; k là chỉ số đoạn nhiệt; p là áp suất khí cháy trong xilanh [Pa]; $V = V_c + V_{EGR}$ là thể tích khí trong xilanh trong quá trình cháy [m^3]; V_c là thể tích của sản phẩm trong phản ứng cháy tạo ra; V_{EGR} thể tích khí tái tuần hoàn không tham gia phản ứng cháy, phụ thuộc vào tỷ lệ khí tái tuần hoàn; t là thời gian.

2.2. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do đối lưu

Để xác định nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh, nhiệt truyền cho thành vách xilanh bao gồm nhiệt do bức xạ và nhiệt do đối lưu. Nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh do đối lưu được xác định như sau [3]:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = \alpha . F(T_{gas} - T_{wall}) \quad (2)$$

This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Trong đó: Q_{ht} là lượng nhiệt tổn thất cho thành vách xilanh bằng đối lưu [J]; F là diện tích tiếp xúc của thành vách xilanh với khí cháy [m^2]; α là hệ số tỏa nhiệt [W/m^2K]; T_{gas} là nhiệt độ khí cháy [K]; T_{wall} là nhiệt độ thành vách xilanh.

Hệ số tỏa nhiệt α được xác định theo công thức sau [3]:

$$\alpha = 3{,}26 D^{-2} p^{0,8} T^{-0,55} w^{0,8} \quad (3)$$

Trong đó D là đường kính xilanh [m]; p là áp suất khí cháy trong xilanh [kPa]; T là nhiệt độ khí cháy trong xilanh [K]; w là tốc độ trung bình của khí cháy trong xilanh [m/s], được xác định theo công thức sau [4]:

$$w = \left[C_1 S_p + C_2 \frac{V_d T_{ivc}}{p_{inc} V_{inc}} (p - p_m) \right] \quad (4)$$

Trong đó S_p là vận tốc chuyển động tịnh tiến trung bình của piston [m/s]; V_d là thể tích công tác của xilanh [m^3]; T_{ivc} là nhiệt độ khí nạp khi suppap nạp, xả đóng [K]; p_{inc} áp suất không khí trong xilanh khi suppap nạp, xả đóng [Pa]; V_{inc} là thể tích công tác trong xilanh khi suppap nạp, xả đóng [m^3]; p là áp suất trong xilanh [Pa]; p_m là áp suất trong xilanh ở cùng góc trục khuỷu với p khi cắt nhiên liệu [Pa]; C_1=6,18 ở hành trình nạp và xả, bằng 2,28 ở hành trình nén, cháy và giãn nở; C_2 = 0 ở hành trình nạp xả và nén, bằng 3,24e^{-3} ở hành trình cháy và giãn nở.

Nhiệt độ khí cháy trong xilanh được xác định từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng:

$$pV = GRT = 8314.M.T \quad (5a)$$

Trong đó G là khối lượng sản phẩm cháy trong xilanh [kg]; R=8314/μ; R là hằng số của một kmol chất khí [J/kmolK]; μ là khối lượng của một mol sản phẩm cháy; G/ μ=M; M là số mol của sản phẩm cháy trong xilanh.

Số mol không khí nạp M_{air}, số mol nhiên liệu M_{fuel} và số mol khí tái tuần hoàn M_{EGR} cũng được xác định từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng:

$$p_i V_i = G_i R_i T_i = 8314.M_i.T_i \quad (5b)$$

Khối lượng hỗn hợp khí trong xilanh G_{ivc} khi suppap hút, xả đóng được xác định bằng công thức sau [2]:

$$G_{ivc} = M_{air}\,\mu_{air} + M_{fuel}\,\mu_{fuel} + M_{EGR}\,\mu_{EGR} + k_{res}\,M_{res}\,\mu_{res} \quad (6)$$

Trong đó k_{res} là hệ số hiệu chỉnh khối lượng khí sót trong khí nạp.

2.3. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do bức xạ

Nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh do bức xạ được xác định như sau [4]:

$$Q_{rad} = k_{rad} F 5{,}7 e^{-8} (T_p^4 - T_{wall}^4) M.\Delta t \quad (7)$$

Trong đó Q_{rad} là lượng nhiệt tổn thất do bức xạ; k_{rad} hệ số hấp thu nhiệt bức xạ; M số mol sản phẩm cháy; T_p là nhiệt độ khí cháy; T_{wall} là nhiệt độ thành vách xilanh; Δt khoảng thời gian bức xạ nhiệt.

Công sinh ra được tính theo công thức sau [4]:

$$L = (V_p - V_R)\left(\frac{p_1 + p_2}{2}\right) \quad (8)$$

Trong đó V_p thể tích sản phẩm cháy [m^3]; V_R thể tích sản phẩm không tham gia các phản ứng cháy [m^3]; p_1 và p_2 là áp suất trong xilanh trước và sau phản ứng cháy trong xilanh.

Phương trình cân bằng năng lượng trong vùng cháy được xác định như sau [4]:

$$L + Q_{rad} = U_R - U_p \quad (9)$$

Sai số trong phương trình cân bằng năng lượng là [4]:

$$ERR = U_p + L + Q_{rad} - U_R \quad (10)$$

Trong đó U_R nội năng của sản phẩm không tham gia phản ứng cháy; U_p nội năng của sản phẩm cháy.

This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Tổng nhiệt lượng tỏa ra trong xy lanh được xác định như sau:

$Q_g = Q_n + Q_{rad} + Q_{ht}$ (11)

Nhiệt độ sản phẩm cháy $T_{p\text{-}old}$ [4]:

$$T_{p-old} = T_R + \Delta T \quad (12)$$

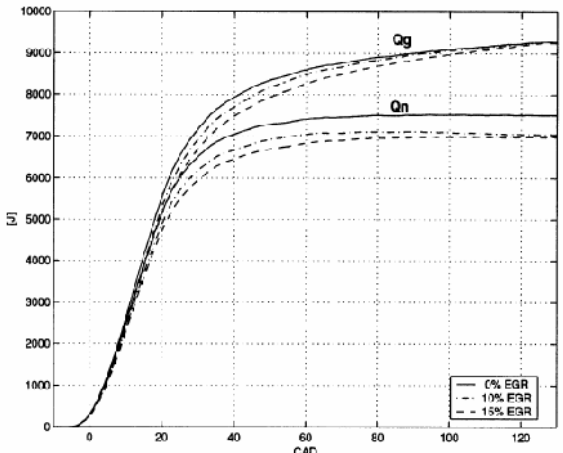
Trong đó T_R là nhiệt độ phản ứng cháy, ΔT là độ chênh nhiệt độ giữa nhiệt độ phản ứng cháy và nhiệt độ sản phẩm cháy, ΔT=f(lamda, EGR).

Nhiệt độ sản phẩm cháy thực tế trong xilanh [4]:

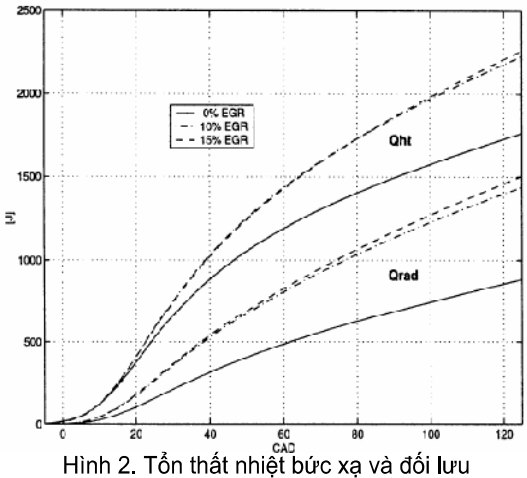
$$T_p = T_{p-old} - \frac{ERR}{C_v} \quad (13)$$

3. Kết quả và thảo luận

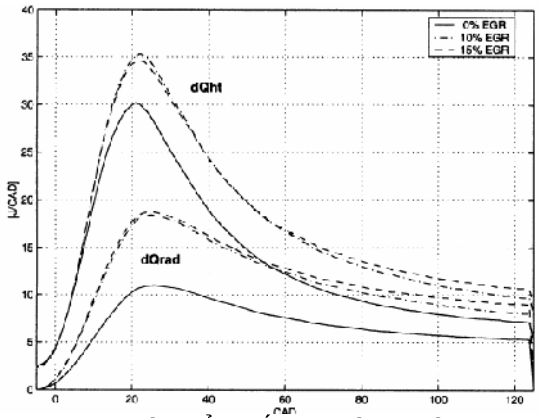
3.1. Kết quả tính toán



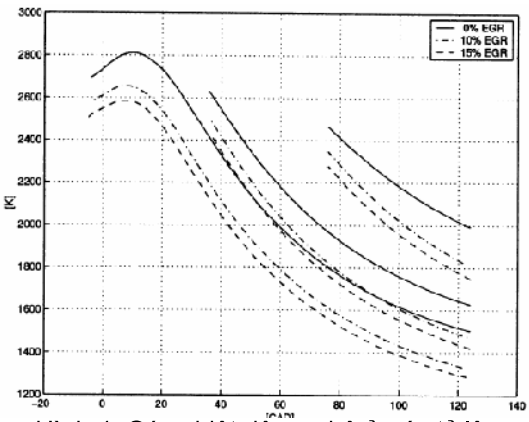
Hình 1. Nhiệt lượng tổng và nhiệt lượng thực tế tỏa ra trong xilanh ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 2. Tổn thất nhiệt bức xạ và đối lưu cho thành vách xilanh ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 3. Tỷ lệ tổn thất nhiệt ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 4. Các nhiệt độ cục bộ ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau trong các vùng với điểm bắt đầu cháy khác nhau

Xét cụ thể cho động cơ Hanshin 6LU32 có đường kính xilanh D=320 mm, hành trình piston S=600 mm, tỷ số nén 17,2 để xét ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến quá trình cháy trong động cơ diesel tàu thủy. Trên cơ sở của các mô hình tính toán trên, ứng dụng phần mềm Matlab để tính toán, các kết quả tính toán được phản ánh trên các đồ thị (hình 1, hình 2, hình 3, hình 4). Hình 1 thể hiện đồ thị thay đổi nhiệt lượng tổng Q_g và nhiệt lượng thực Q_n của khí cháy theo góc quay trục khuỷu khi lượng khí xả hồi lưu thay đổi. Hình 2, hình 3 là đồ thị thể hiện sự thay đổi tổn thất nhiệt

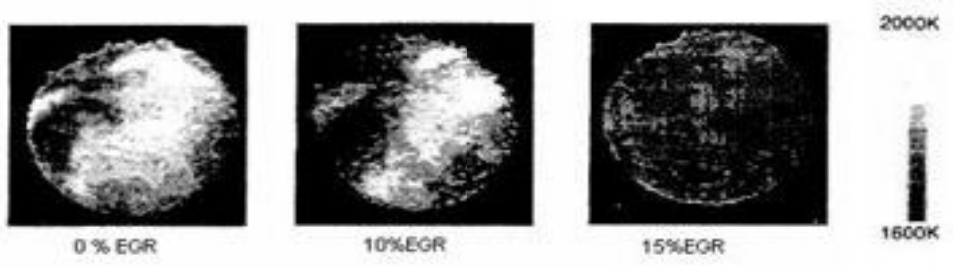
This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

bức xạ và đối lưu theo góc quay trục khuỷu khi lượng khí xả hồi lưu thay đổi. Từ đồ thị ta thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu tăng thì lượng nhiệt tỏa ra của khí cháy giảm từ 5-7%. Sự giảm nhiệt lượng tổng và nhiệt lượng thực tế là do tổn thất nhiệt bức xạ và đối lưu tăng khi tỷ lệ khí xả hồi lưu tăng và quá trình cháy bị ảnh hưởng do cháy thiếu oxi. Tuy nhiên, khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống thì sự ảnh hưởng này là không đáng kể. Hình 4 thể hiện sự thay đổi nhiệt độ trong các vùng cháy khi lượng khí xả hồi lưu khác nhau. Từ đồ thị ta thấy khi lượng khí xả hồi lưu tăng thì nhiệt độ khí cháy giảm. Tuy nhiên, khi lượng khí xả hồi lưu từ 0 - 10% thì nhiệt độ khí cháy trong buồng đốt giảm đáng kể (từ 2800^0K xuống còn 2630^0K). Tuy nhiên, khi hệ số khí xả hồi lưu tăng lên thì nhiệt độ giảm không đáng kể. Nhiệt độ khí xả giảm là do nồng độ oxi trong hỗn hợp khí giảm khi tăng tỷ lệ EGR.

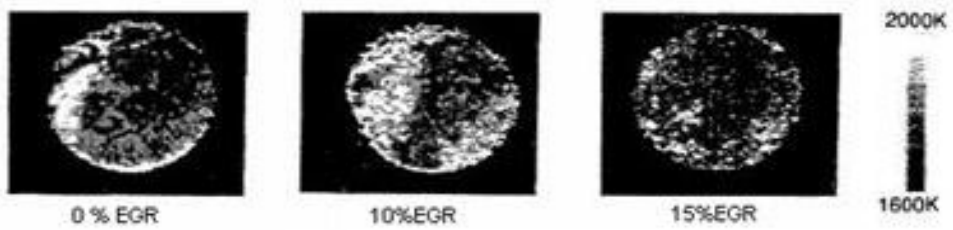
3.2. Kết quả thử nghiệm trên động cơ Hanshin 6LU32

Sau khi có kết quả tính toán lý thuyết cho động cơ diesel tàu thủy Hanshin 6LU32, tác giả tiếp tục thử nghiệm trên động cơ này tại phòng thí nghiệm Hệ động lực của Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam. Kết quả chụp quá trình cháy thực nghiệm được thể hiện trên các hình 5 và hình 6 dưới đây.

Hình 5 là ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt của động cơ diesel 6LU32 ở 15^0 góc quay trục khuỷu sau điểm chết trên với các lượng khí xả hồi lưu là 0%, 10% và 15%. Kết quả thử nghiệm động cơ ở tải 500kW với nhiệt độ khí xả của động cơ khi lượng hồi lưu 0% là 300^0C, khi lượng khí xả hồi lưu 10% là 315^0C và nhiệt độ khí xả khi lượng khí xả hồi lưu 15% là 330^0C. Hình 6 là ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt cũng của động cơ diesel 6LU32 ở 19^0 góc quay trục khuỷu sau điểm chết trên với các lượng khí xả hồi lưu là 0%, 10% và 15%. Qua phân ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt động cơ ở các thời điểm 15^0 và 19^0 góc quay trục khuỷu cho thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu trên 10% thì quá trình cháy kém đi rõ rệt, còn dưới 10% thì quá trình cháy ảnh hưởng không rõ rệt. Nhiệt độ khí xả của động cơ cũng thay đổi ít khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống.



Hình 5. Kết quả chụp quá trình cháy trong động cơ diesel ở 15^0 góc quay trục khuỷu với lượng khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 6. Kết quả chụp quá trình cháy trong động cơ diesel ở 19^0 góc quay trục khuỷu với lượng khí xả hồi lưu khác nhau

Qua kết quả trên ta thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu từ 0-10% thì lượng nhiệt tỏa ra của khí cháy trong xi lanh giảm đi từ 5-7%, công suất của động cơ diesel cũng giảm khoảng từ 2-4% và nhiệt độ khí cháy trong xi lanh cũng giảm tương tự.

Khi lượng khí xả hồi lưu từ 15% trở lên thì lượng nhiệt của khí cháy trong xi lanh giảm đi nhiều và công suất của động cơ cũng giảm mạnh.

This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống thì chất lượng quá trình cháy thay đổi không đáng kể, nhưng khi lượng khí xả hồi lưu trên 10% thì chất lượng quá trình cháy sẽ kém đi rõ rệt.

Như vậy, qua tính toán và kết quả thử nghiệm trên động cơ 6LU32 ta thấy rằng đối với động cơ diesel có hồi lưu khí xả thì lượng khí xả hồi lưu khoảng 10% không ảnh hưởng nhiều đến công suất của động cơ. Như vậy lượng khí xả hồi lưu cho các động cơ diesel khoảng 10% là hiệu quả nhất.

4. Kết luận

Như vậy, việc sử dụng động cơ diesel có hồi lưu khí xả sẽ giảm được phát thải độc tố ra môi trường, nhưng cũng ảnh hưởng đáng kể đến quá trình cháy trong buồng đốt động cơ diesel.

Chất lượng quá trình cháy của động cơ không ảnh hưởng nhiều (từ 5-7%) khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống, chất lượng quá trình cháy sẽ kém đi khi lượng khí xả hồi lưu lớn hơn 10%.

Phương pháp hồi lưu khí xả có thể áp dụng được cho các động cơ diesel tàu thủy để giảm thiểu ô nhiễm môi trường do khí xả của động cơ sinh ra.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Egnell, R. "Combustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation". SAE Paper 981424.

[2] Egnell. R. "A simple Approach to Studying the Relation between Fuel Rate, Heat Release Rate and NO Formation in Diesel Engines. SAE Paper 1999-01-3548

[3] Heywood, J. B. "Internal Combustion Fundamentals". McGraw-Hill series in mechanical engineering. 1988

[4] Rolf Egnell 'The Influence of EGR on Heat Release Rate and NO Formation in a DI Diesel Engine 2000-0'-International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition Paris, France June 19-22, 20001807

Người phản biện: TS. Nguyễn Văn Tuấn; TS. Nguyễn Huy Hào

ĐIỀU KHIỂN CẦN TRỤC THÁP BẰNG KỸ THUẬT TRƯỢT

CONTROL OF TOWER CRANES USING SLIDING MODE METHOD

TS. LÊ ANH TUẤN

Khoa Cơ khí, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Công trình này xây dựng một bộ điều khiển bền vững cho cần trục tháp dựa trên kỹ thuật trượt. Với hai tín hiệu vào gồm lực kéo xe con và mô men quay tháp, bộ điều khiển cùng lúc thực hiện ba nhiệm vụ: Cực tiểu các góc lắc hàng, dẫn động xe con, và quay tháp đến các vị trí yêu cầu. Kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển làm việc tốt, các đáp ứng của hệ ổn định và bền vững.

Abstract

This study designs a robust controller for tower cranes based on sliding mode technique. With two inputs composed of trolley-pulling force and tower-rotating torque, the controller simultaneously carries out three duties: minimizing cargo swing, tracking trolley, and rotating tower to the desired destinations. The simulation results show that the controller works well, the system response is stable and robust.

Key words: *Sliding mode control, tower cranes*

1. Giới thiệu chung

Dùng nhiều trong công tác xây dựng cơ bản, cần trục tháp này được khai thác với tốc độ cao để tăng năng suất. Khai thác nhanh dễ dẫn đến lắc hàng lớn và chuyển động không chính xác nếu cần trục không được trang bị các chiến lược điều khiển tốt. Có nhiều công trình công bố các giải pháp điều khiển cần trục tháp dựa trên nhiều kỹ thuật khác nhau. Masoud [1] thiết kế một luật điều khiển bằng kỹ thuật hồi tiếp trễ (time-delayed feedback). Vaughan [2] thiết kế bộ điều khiển vị trí và chống lắc hàng dựa trên kỹ thuật nắn tín hiệu vào (input shaping). Omar [3] xây dựng cấu trúc điều khiển trong trường hợp chiều dài cáp thay đổi bằng cách thay đổi các thông số của bộ điều khiển một cách thích nghi. Golafshani [4] tập trung vào bài toán điều khiển tối ưu quỹ đạo

This document was created using SOLIDPDFTools To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com