NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG GIẢM TIẾNG ỒN ỐNG THẢI CHO ĐỘNG CƠ D243 KHI THỦY HÓA

THE STUDY AND CALCULATION ON THE DESIGN OF EXHAUST TUBE NOISE REDUCTION SYSTEM FOR D243 ENGINE IN HYDRAGRATION

Trần Văn Hoàng
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Trong những năm gần đây, việc tính toán thiết kế các loại động cơ lắp trên ô tô máy kéo đã thu được những thành tựu đáng kể. Hệ quả là số lượng động cơ sản xuất ra lắp trên các phương tiện này rất lớn, dẫn đến dư thừa. Động cơ cỡ lớn lắp trên máy kéo là D243 cũng nằm trong tình trạng đó. Trong khi đó, động cơ thủy lại thiếu nhiều và mua của nước ngoài thì giá thành cao. Để giải quyết tình trạng này, phương án thủy hóa động cơ D243 đã được nhiều người nghĩ đến và đã có một số đề tài nghiên cứu vấn đề này. Tuy nhiên, khoang máy của tàu thuyền thường nhỏ và kín, vì thế tiếng ồn sẽ phát ra lớn và ảnh hưởng trực tiếp những người sinh sống trên tàu. Giải quyết giảm ồn cho động cơ D243 là vấn đề cấp thiết để giảm kinh tế cũng như giảm tác hại đến con người. Vì vậy, bài báo này sẽ đi nghiên cứu, tính toán và thiết kế hệ thống giảm tiếng ồn cho động cơ D243 khi thủy hóa.

Từ khóa: *Động cơ; Máy kéo; Tiếng ồn; Ống thải.*

ABSTRACT

In recent years, the calculation and design of engines mounted on tractors has obtained remarkable achievements. As a result, the number of engine produced and installed on these vehicles is very large, leading to redundancy. The large engine mounted on the tractor, the D243 is also in the same situation. Meanwhile, marine engines are in short supply and purchased from abroad, the cost is high. To solve this situation, the option of hydraulic engine D243 has been thought by many people and there have been a number of research topics on this issue. However, the engine compartment of a boat is usually small and closed, so the noise will be loud and directly affect the people living on the ship. Solving noise reduction for D243 engine is an urgent issue to reduce economy as well as reduce harm to people. Therefore, this paper will research, calculate and design a noise reduction system for the D243 engine when hydrate.

Keywords: *Engine; Tractor; Noise; Exhaust.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Động cơ đốt trong nói chung và động cơ diesel nói riêng hiện đang được sử dụng rộng rãi trong hầu khắp các lĩnh vực kinh tế khác nhau, chiếm tỷ lệ lớn đến hơn 90% trong các phương tiện vận tải đường bộ, đường sông, đường biển,...

Việc sử dụng rộng rãi động cơ này so với động cơ tuốc bin hơi, tuốc bin khí là do có nhiều ưu điểm nổi trội như tính kinh tế cao, làm việc bền và tin cậy, trọng lượng và kích thước nhỏ gọn; sử dụng và bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng, có thể cường hóa nhờ tăng áp; cơ động trong khi khởi động, đảo chiều quay, tăng tải và có khả năng tự động hóa hoàn toàn.

Việc đặt mua và sử dụng động cơ tàu thủy của nước ngoài rất đắt và không phải lúc nào cũng có sẵn. Vì thế, tận dụng các động cơ máy kéo có sẵn, cải tiến để lắp lên tàu thủy là một hướng giải quyết cực kì hiệu quả. Khi thủy hóa động cơ D243 từ động cơ máy kéo để lắp trên các tàu đánh bắt xa bờ, do tàu thuyền không lớn, phòng ở và phòng nghỉ ngơi của dân chài liền kề với khoang máy, nên nghiên cứu giảm tiếng ồn cho động cơ D243 là một vấn đề rất cần thiết.

2. ĐỘNG CƠ D243

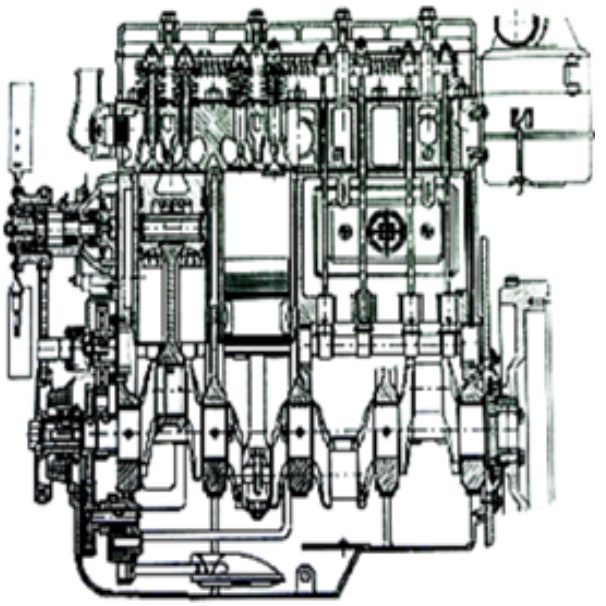
2.1. Thông số cơ bản động cơ [3, 6]

Bảng 1. Thông số động cơ D243

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Hành trình piston	S	125 mm
Đường kính xilanh	D	110 mm
Số xilanh		4
Chiều dài thanh truyền	L	230 mm
Công suất định mức	N_e	58,88 kW
Mô men cực đại n = 1400 v/ph	$M_{e\,max}$	280 Nm
Số vòng quay định mức	n_N	2200 v/ph
Suất tiêu hao nhiên liệu	g_e	183 g/ml.h
Tỷ số nén	ε	16,4
Góc mở sớm xupáp nạp	α_1	10°
Góc đóng muộn xupáp nạp	α_2	40°
Góc mở sớm xupáp thải	β_1	40°
Góc đóng muộn xupáp thải	β_2	10°
Góc phun sớm	φ_s	17°
Thứ tự làm việc		1-3-4-2
Đường kính nấm xupáp nạp	D_n	48 mm
Đường kính nấm xupáp thải	D_t	42 mm
Trọng lượng động cơ		430 Kg

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 295, tháng 10 năm 2022
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2.2. Kết cấu cơ bản của động cơ D243 [2]



Hình 1. Mặt cắt dọc động cơ D243

2.3. Các vị trí gây ồn động cơ D243 [1]

- Ồn do nạp;

- Ồn do thải;

- Ồn do bơm cao áp;

- Ồn do piston đảo trong khe hở nhiệt giữa piston và xilanh;

- Ồn do mất cân bằng về lực quán tính và mô men lật động cơ;

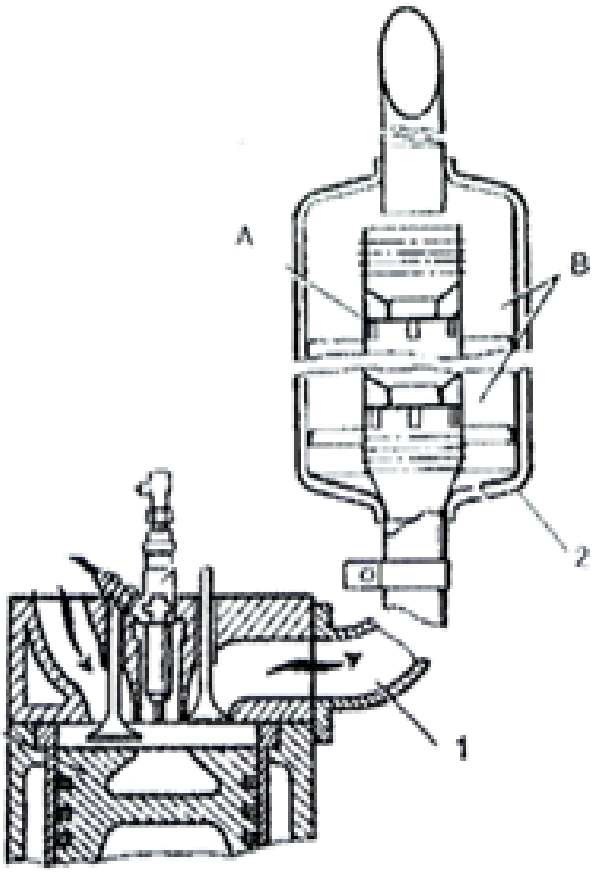
- Ồn do quạt hút của hệ thống làm mát;

- Ồn do cơ cấu phối khí.

Qua nghiên cứu và đo đạc, vị trí ồn lớn nhất cần được xử lý đó là ồn do đường thải.

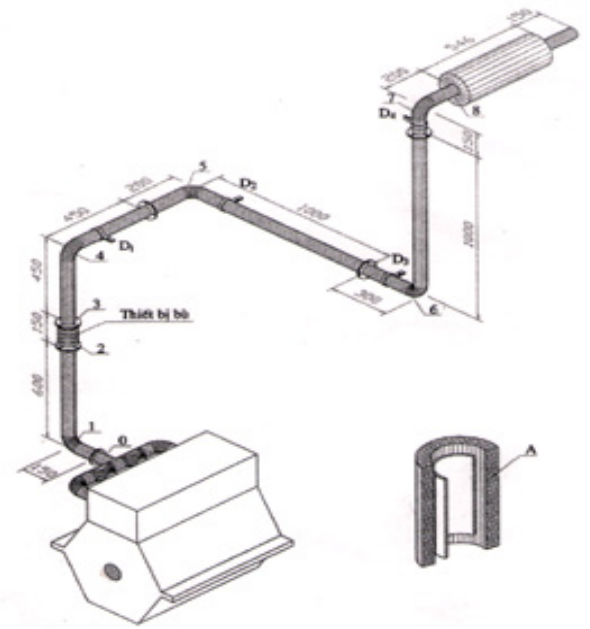
3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THẢI KHI THỦY HÓA

3.1. Hệ thống thải động cơ D243



Hình 2. Hệ thống thải nguyên bản động cơ:
1. Ống thải; 2. Bình tiêu âm

Đường thải của động cơ D243 lắp trên máy kéo rất đơn giản (hình 2). Đoạn ống ngắn ống thải 1, từ nắp xylanh của động cơ đến bình tiêu âm 2. Do đặc điểm của môi trường khai thác và nhu cầu trang bị nên hệ thống này rất đơn giản và khí thải gây ồn lớn cho môi trường xung quanh. Kết cấu gồm: buồng trung tâm tạo xoáy lốc dòng khí thải và xung quanh là buồng cộng hưởng - chủ yếu giảm động năng của dòng khí xoáy trong buồng trung tâm sang buồng cộng hưởng có ngăn rộng. ☞



Hình 3. Kết cấu hệ thống thải khi thủy hóa

Vì vậy, kết cấu này không phù hợp khi thủy hóa động cơ D243.

3.2. Tính toán thiết kế hệ thống thải

3.2.1. Tính diện tích tiết diện ngang ống thải [3]

Diện tích tiết diện ngang của đường ống thải được tính theo công thức:

$$F = \frac{V}{C}\ (m^2) \qquad (3.1)$$

V: Lưu lượng khí tính trong 1 giây có thể xác định nhờ suất tiêu hao nhiên liệu tính theo giờ và hệ số dư lượng không khí α.

$$V = 0{,}115.10^{-4}.\alpha.g_e.N_e.T_r \qquad (3.2)$$

Với các thông số:

α: Hệ số dư lượng không khí (ở phần phụ lục), α = 1,473;

g_e: Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, g_e = 183 g/ml.h;

N_e: Công suất của động cơ, N_e = 80 ml;

T_r: Nhiệt độ khí thải, T_r = 739°K.

Thay vào công thức (3.2), ta có:

$$V = 0{,}115.10^{-4}.1{,}473.183.80.739 = 0{,}1832\ m^3/s$$

C là tốc độ chuyển động cho phép của dòng khí thải.

Đối với động cơ 4 kỳ: C = 40 ÷ 60 m/s. Ta chọn C = 50 m/s.

Vậy $F = \frac{V}{C} = \frac{0{,}1832}{50} = 0{,}003\ m^2$

Từ đó tính được đường kính trong ống thải là:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.0{,}003}{3{,}14}} = 0{,}06\ m = 60\ mm$$

Theo ГОСТ 8732 – 70 [7], chọn ống thải tiêu chuẩn với D = 60 mm, chiều dày S = 2, vật liệu chế tạo là thép CT3 chế tạo bằng phương pháp cuốn tôn rồi hàn lại. Các đoạn ống thải được nối với nhau bằng các mặt bích ở giữa là các đệm vật liệu chịu nhiệt.

3.2.2. Thể tích và đường kính bình tiêu âm

Định mức thể tích V_B bình tiêu âm dao động trong khoảng 10 ÷ 30 lần thể tích dung lượng mà một piston chuyển động được trong xi lanh động cơ. Tính chính xác hiệu quả giảm âm của bình tiêu âm bất kỳ là rất khó khăn và phức tạp. Kinh nghiệm thực tế cho thấy hiệu ứng âm học tỷ lệ thuận với $\sqrt{V_B}$, tỷ lệ giữa chiều dài và đường kính của bình tiêu âm $a = \frac{L_B}{B_B}$ có ảnh hưởng đáng kể đến mức độ giảm âm. Với a nhỏ thì bình tiêu âm làm việc có hiệu ứng trong

miền tần số hẹp. Tăng chiều dài bình L_B sẽ mở rộng khả năng giảm âm. Tăng đường kính $D_B$mà giữ nguyên chiều dài bình L_B có thể dẫn đến tắt dần nhanh âm lượng trên đường thải.

Thông thường, a = 2 ÷ 4 (một số bình có a = 6 ÷ 8). Ở đây, ta chọn a = 3.

Thể tích bình tiêu âm được xác định sơ bộ:

$$V_B = K_B \cdot \frac{S}{n} \cdot \sqrt{\frac{1}{i}} \quad (dm^3) \qquad (3.3)$$

S: là hành trình piston, S = 125 mm;
n: là số vòng quay của động cơ,
n = 2200 v/p;
i: là số xy lanh của động cơ, i = 4.
$K_B = (10 \div 35).10^3$ cho xe tải.
$K_B = 50.10^3$ cho xe khách.

Ta chọn $K_B = 50.10^3$.

$$V_B = 50.103 \cdot \frac{12,5}{2200} \cdot \sqrt{\frac{1}{4}}$$

$V_B = 14,2\ dm^3$

Đường kính bình tiêu âm:

$$D_B = 3\sqrt{\frac{4.V_B}{\pi.\alpha}} = 3\sqrt{\frac{4.14,2}{3,14.3}}$$

$D_B = 1,82$ dm

Chiều dài bình tiêu âm:
$L_B = a.D_B = 3.1,65 = 5,46$ dm.

Vậy, kích thước bình tiêu âm là:
$D_B = 182$ mm, $L_B = 546$ mm.

Như vậy, bình tiêu âm có chiều dày ống ngoài là 3 mm, chiều dày ống trong là 3,5 mm, ống trong được đỡ bằng 2 vách ngăn.

3.2.3. Tính tổn thất trên đường ống thải [5]

Nhìn sơ đồ hệ thống thải (hình 3), ta thấy nhiều đoạn gấp khúc 90° và đường ống phải chạy theo kết cấu khoang máy. Để kiểm tra sự ảnh hưởng của hệ thống thải đến công suất của động cơ ra sao, ta tính toán tổn thất trên tất cả các đoạn ống thải.

$$\Delta P = \Sigma\Delta P_T + \Sigma\Delta P_C \qquad (3.4)$$

$\Sigma\Delta P_T$: Tổng tổn thất trên các đoạn ống thẳng;

$\Sigma\Delta P_C$: Tổng tổn thất cản cục bộ.

Tổn thất áp suất trên đoạn ống thẳng tính theo công thức:

$$\Delta P_{Ti} = 10^{-4}.\zeta.\frac{l_i.v^2}{d.2g}, \text{ (m)} \qquad (3.5)$$

l_i: Chiều dài đoạn ống thẳng (m);
v: Tốc độ trung bình của dòng chảy.

Theo bảng (8.2), Trang bị động lực diesel tàu thủy, ta có: v = 50 (m/s) [5].

g: Gia tốc trọng trường, g = 9,81 m/s²;
d: Đường kính ống xả, d = 60.10^{-3} (m);
ζ: Hệ số cản ống dẫn.

Hệ số cản của đường ống được tính theo công thức:

$$\zeta = \frac{0,582}{0,6+0,06t} \qquad (3.6)$$

t: Nhiệt độ trung bình của khí xả,
t = 400°C.

Ta có: $\zeta = \frac{0,582}{0,6+0,06.400} = 0,02$

$\Sigma\Delta P_T = \Delta P_{Ti}$

$\Sigma\Delta P_T = \Delta P_{T01} + \Delta P_{T12} + \Delta P_{T23} + \Delta P_{T34} + \Delta P_{T45} + \Delta P_{T56} + \Delta P_{T67} + \Delta P_{T78}$

$l = \Sigma l_i = l_{01} + l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56} + l_{67} + l_{78}$

$l = 150 + 600 + 150 + 450 + 450 + 200 + 1000 + 30 + 1000 + 150 + 150$

$l = 4600$ mm = 4,6 m

Thay các kết quả trên vào (3.5), ta có:

$$\Sigma\Delta P_T = 10^{-4}.0{,}02.\frac{4{,}6.50^2}{60.10^{-3}.2.9{,}81}(m) = 0{,}019\ m$$

Tổn thất cục bộ được xác định theo biểu thức:

$$\Delta P_{ci} = \zeta.\frac{v^2}{2.g}\ (m) \qquad (3.7)$$

Trong đó: ζ - Hệ số cản cục bộ.

Đối với khuỷu góc có ζ = 0,15 ÷ 0,3, chọn ζ = 0,2.

Ta có:

$$\Sigma\Delta P_c = 5.\Delta P_{ci} = 5.0{,}2.\frac{50^2}{2.9{,}81} = 0{,}254\ m$$

Tổng tổn thất của đường thải là:

$\Delta P = 0{,}019 + 0{,}254 = 0{,}273$ m.

Theo số liệu tra cứu từ tài liệu CKYPYguH.A. [7], mức cản của bình tiêu âm thường nằm trong khoảng 0,100 ÷ 0,150 m cột nước.

Như vậy, tổng tổn thất của hệ thống thải là:

$\Sigma\Delta P = 0{,}273 + 0{,}100 = 0{,}373$ (m) = 373 mm.

Theo CKYPYguH.A. [7], mức tổn thất cho phép là: 350 ÷ 400 mm.

Vậy, ΣΔP = 373 (mm) cột nước sẽ không ảnh hưởng đến công suất của động cơ.

3.2.4. Biện pháp giảm nhiệt trong khoang máy và tính toán lớp cách nhiệt

Do động cơ D243 khi hạ thủy được lắp trong khoang máy, kết cấu của khoang máy đòi hỏi đường ống xả (tỏa nhiệt) phải đảm bảo không gây ảnh hưởng đến vận hành và sửa chữa của công nhân. Để khắc phục tình trạng này, trên suốt chiều dài đường ống thải, chúng ta quấn quanh đường ống một lớp sợi amiăng và bọc lớp vải amiăng bên ngoài [6].

Chiều dày tối thiểu của lớp cách nhiệt được tính chọn theo nhiệt độ tới hạn cho phép trên bề mặt lớp cách nhiệt:

$$Y = X.\ln X = \frac{2k}{\alpha_2.D_n} \times \frac{t_t - t_n}{t_n - t_0} \qquad (3.8)$$

Trong đó:

k: Hệ số dẫn nhiệt của lớp cách nhiệt, kcal/mh.°C; k = 0,04 kcal/mh.°C;

α_2: Hệ số truyền nhiệt từ bề mặt lớp cách nhiệt vào môi trường không khí; α_2 = 10 Kcal/m^2 .h.độ;

D_n: Đường kính ngoài của ống dẫn;

D_n = 64 mm;

t_t: Nhiệt độ bên trong lớp cách nhiệt, coi bằng nhiệt độ môi chất, t_t = 400°C;

t_n: Nhiệt độ bên ngoài lớp cách nhiệt;

t_n = 60°C;

t_o: Nhiệt độ môi trường không khí bên ngoài; t_o = 25°C.

Thay số, ta có:

$$Y = \frac{2.0{,}04}{10.64.10^{-3}} \times \frac{400-60}{60-25} = 1{,}21$$

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 295, tháng 10 năm 2022
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Khi đó: X = 1,9 (Tra theo đồ thị hình 8.9: Trang bị động lực) [4].

$X = \frac{D_{cn}}{D_n}$; Trong đó, D_{cn} là đường kính lớp cách nhiệt (m).

Từ đó: $D_{cn} = X.D_n = 1,9.64 = 121,6$ mm.

Chiều dày lớp cách nhiệt:

$$\delta = \frac{D_{cn} - D_n}{2} = \frac{121,6 - 64}{2} = 28,8 \text{ mm}$$

Quy tròn: δ = 30 mm.

4. KẾT LUẬN

- Đã phân tích các nguồn ồn do động cơ đốt trong phát ra nói chung và động cơ D243 nói riêng; Qua đó thấy rằng, mức ồn của đường thải là lớn nhất và gần trùng với mức ồn chung của động cơ. Vì vậy, việc giảm ồn cho khí thải là cần thiết.

- Tính toán, thiết kế được tiết diện ngang của đường thải thủy hóa động cơ D243.

- Thiết kế bình tiêu âm và giảm ồn cho động cơ D243 khi thủy hóa. Sau khi tính toán thiết kế bình tiêu âm, cho thấy kết cấu đã chọn cho phép giảm mức ồn của đường thải dưới mức cho phép.

- Tính toán được tổn thất trên đường thải khi thủy hóa động cơ D243.

- Tính toán cách nhiệt và giảm nhiệt trong khoang máy khi thủy hóa động cơ D243.❖

Ngày nhận bài: **01/9/2022**
Ngày phản biện: **08/9/2022**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Cục Đăng kiểm Việt Nam, Bộ Giao thông Vận tải; *Nghiệp vụ kỹ thuật đăng kiểm phương tiện cơ giới đường bộ*, 1998.
[2]. Đinh Văn Khôi; *Máy kéo nông nghiệp*, 1985.
[3]. GS,TS. Nguyễn Tất Tiến; *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB. Giáo dục, 2000.
[4]. PGS,TS. Phạm Văn Thể; *Giáo trình trang bị động lực diesel*, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 2003.
[5]. TS. Trần Thanh Hải Tùng; *Tính toán động cơ đốt trong*, NXB. Đà Nẵng, 2007.
[6]. Võ Nghĩa, Lê Anh Tuấn; *Tăng áp động cơ đốt trong*, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2005.
[7]. CkypuguH A.A.; *Mu xeeb E.M. Борbда С шуМоМ u buδpayueй Cyogobıєх ДВС.Л,* 1970.