

## BIỆN PHÁP GIẢM ỒN CHO ĐỘNG CƠ D243 TĂNG ÁP

*ThS. Nguyễn Phi Trường, ThS. Trịnh Đức Phong,  
T.S Nguyễn Tiến Hán, T.S Nguyễn Tuấn Nghĩa*

*Khoa Công nghệ Ô tô- Đại học công nghiệp Hà Nội  
ĐT: 0968085083 ; Email:truongnp7@gmail.com*

**Tóm tắt:** Động cơ D243 tăng áp phát triển trên cơ sở của động cơ D243 không tăng áp do nhà máy Diesel Sông công sản xuất, tăng áp đã tăng công suất của động cơ lên từ 73 mã lực lên 104 mã lực. Loại động cơ này chủ yếu sử dụng trong nông nghiệp và ngư nghiệp. Công suất tăng lên kèm theo một vấn đề đó là tiếng ồn của động cơ lên. Việc này ảnh hưởng không nhỏ đến sức khỏe, năng suất lao động của con người.

Bài báo này đưa ra phương pháp tính toán mức ồn lớn nhất của động cơ và biện pháp giảm ồn cho động cơ D243 tăng áp. Cụ thể đã giảm tiếng ồn từ 121,30 Db xuống 116,30 Db. Trong khi cải tiến không làm thay đổi quá nhiều về mặt kết cấu của động cơ D243. Kết quả này là cơ sở quan trọng cho việc cải tiến động cơ sau tăng áp.

**Từ khóa:** D243; Tăng áp; Giảm âm

**Abstract:** The D243 supercharged engine is developed from D243 non –supercharged diesel engine. It was produced by Song Cong company, the supercharged engine increased engine power from 89 to 104 horse power. This engine was very popular in agricultures and fishery. However, the engine power was increased while the noise was too. It has an effect on health, productivity of people.

This paper give methods to calculate max level noise of engine and methods to decrease the supercharged D243 engine noise. The results decreased engine noise from 121,3Db to 116,3 Db. While the renovation did not make a remarkable change in the original engine structure. These results are can usefully assisst of the improvement study processes for the engine after supercharging.

**Keywords:** D243 engine, supercharged engine, noise engine

### 1. Đặt vấn đề

Các máy bơm tăng áp của động cơ diesel 12CH 18/20 và 12ДН 23/30 và hàng loạt kiểu khác có vai trò tương đối như trong việc hình thành độ ồn chung cũng như chúng phát ra tiếng ồn thấp hơn 10 ÷ 15 db so với tiếng ồn của các nguồn khác. Các mức ồn thấp hơn này được tạo ra bởi các cấu trúc. Đặc biệt của những bộ phận lưu thông không có ống tỏa kiểu cánh quạt. Mức ồn của bơm tăng áp 12CH 18/20 là 107db, khi mức ồn chung của động cơ là 122db [2]. Các máy bơm tăng áp có ống tỏa kiểu cánh quạt quy định tính ồn đặc biệt của tất cả động cơ diesel tàu thủy

Động cơ D243 tăng áp là động cơ diesel 4 kỳ, 4 xilanh bố trí một hàng thẳng đứng, buồng cháy thống nhất, sử dụng phương pháp tạo hỗn hợp kiểu màng - thể tích, làm mát bằng nước kiểu kín tuần hoàn cưỡng bức, có cơ cấu phối khí xupáp treo với trục cam đặt trong thân máy và biên dạng cam là loại cam lồi ba cung, được phát triển trên cơ sở của động cơ D243 không tăng áp do NCS.Nguyễn Tiến Hán thiết kế [2]. Tuy nhiên khi hoạt động cơ tạo ra tiếng ồn và rung khá lớn được tạo ra từ các nguồn:[3]

-Ồn do quá trình nạp (Ồn do hút)

-Ồn do thải

-Ồn do quá trình công tác:

-Ồn do Pistông đảo trong khe hở nhiệt với xy lanh

- Ồn do mất cân bằng
- Ồn do hệ thống nhiên liệu
- Ồn do các van phân phối khí

## 2. Cơ sở lý thuyết giảm ồn cho động cơ tăng áp D243

Tất cả các nguồn ồn trên có cường độ ồn mạnh phát ra được xác định bằng phương pháp nghiên cứu theo từng bộ phận, ta sẽ tìm được những nguồn ồn chính và nguồn ồn chung.

Bảng 1: Thông số của động cơ D243 tăng áp

TT	Thông số/kí hiệu	Giá trị		Đơn vị
		Chưa t/áp	Dự kiến t/áp	
1	Thứ tự làm việc các xy lanh	1-3-4-2	1-3-4-2	-
2	Thể tích công tác ( $V_h$ )	4,75	4,75	dm <sup>3</sup>
3	Đường kính xy lanh ( $D$ )	110	110	mm
4	Hành trình piston ( $S$ )	125	125	mm
5	Tỷ số nén ( $\epsilon$ )	16,4	16,4	-
6	Công suất định mức ( $N_{e-dm}$ )	73	104	ml
7	Tốc độ định mức ( $n_{dm}$ )	2200	2200	v/ph
8	Mô men lớn nhất ( $M_{e-max}$ )	277,3	390	N.m
9	Suất tiêu hao nhiên liệu ( $g_e$ )	195	164	g/ml.h
10	Góc phun sớm ( $\varphi_s$ )	24	24	<sup>0</sup> TK
11	Áp suất phun ( $P_s$ )	18	18	MPa
12	Hệ thống làm mát	Cứng bức 1 vòng tuần hoàn kín		
13	Hệ thống bôi trơn	Bôi trơn kiểu cưỡng bức		

Xác định các nguồn ồn do động cơ tăng áp gây ra như: hệ thống thải, hệ thống nạp, quá trình công tác, do cơ cấu phân phối khí, do bơm cao áp. Sử dụng công thức tính mức ồn của toàn động cơ. Sử dụng biểu đồ xác định mức ồn thêm của động cơ được xác định theo toán đồ tiêu chuẩn quốc gia TOCT 11870-66. Tính toán mức ồn thêm của từng hệ thống sau đó tính mức ồn thêm của động cơ D243 tăng áp so với động cơ D243 ban đầu. Lựa chọn biện pháp giảm âm phù hợp với động cơ D243 tăng áp. Tính toán độ giảm âm khi lắp thêm hệ thống giảm âm sau đó tính toán lại độ ồn tổng của động cơ sau khi lắp đặt bộ tiêu âm. Kết quả cho thấy, sau khi lắp bình tiêu âm cho động cơ D243 tăng áp. Độ ồn chung của động cơ giảm từ 121,30 Db xuống 116.30 Db.

### 2.1 Phương pháp xác định các nguồn ồn chính của động cơ D243 tăng áp

Mức ồn của toàn động cơ được tính theo công thức:

$$L_{\Sigma} = L_1 + 10.lgn \quad (\text{Db})$$

$$L_{\Sigma} = L_1 + \Delta L \quad (\text{Db})$$

Trong đó:

$L_1$  - Mức ồn của động cơ.

$n$ - Số lượng nguồn ồn của nhiều bộ phận động cơ cùng làm việc đồng thời.

$\Delta L$ - Lượng thêm tiếng ồn cho một nguồn.

Bằng các phương pháp đo hiện đại cùng với sự phân tích cụ thể và tỉ mỉ các nguyên nhân gây ồn như ở hệ thống thải, cơ cấu van phân phối khí, bơm cao áp, hệ thống nạp... Theo tài liệu chống ồn và rung động của động cơ diesel: A.A.CKυΠidin và E.M MIXEEB ta có các mức ồn sau (Với động cơ D243 tăng áp):

* Ôn do hệ thống thải:	$L_1 = 120 \text{ Db}$
* Ôn do hệ thống nạp:	$L_2 = 112,258 \text{ Db}$
* Ôn do quá trình công tác:	$L_3 = 112 \text{ Db}$
* Ôn do cơ cấu van phân phối khí:	$L_4 = 105 \text{ Db}$
* Ôn do bơm cao áp:	$L_5 = 104 \text{ Db}$

Mức ồn của toàn động cơ được tính theo công thức:

$$L_{\Sigma} = L_1 + 10.lgn \quad (\text{Db})$$

$$L_{\Sigma} = L_1 + \Delta L \quad (\text{Db})$$

Trong đó:

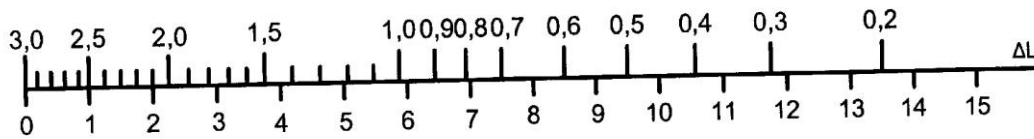
$L_1$  - Mức ồn của động cơ.

$n$ - Số lượng nguồn ồn của nhiều bộ phận động cơ cùng làm việc đồng thời.

$\Delta L$ - Lượng thêm tiếng ồn cho một nguồn.

### Xác định mức ồn tổng của động cơ.

Biểu đồ xác định mức ồn thêm của động cơ được xác định theo toán đồ tiêu chuẩn quốc gia TOCT 11870-66



Từ biểu đồ xác định mức ồn thêm của động cơ và công thức xác định mức ồn toàn động cơ ta xác định được mức ồn tổng của động cơ là 121,30 D

### 2.2 Biện pháp làm giảm ồn cho động cơ tăng áp D243

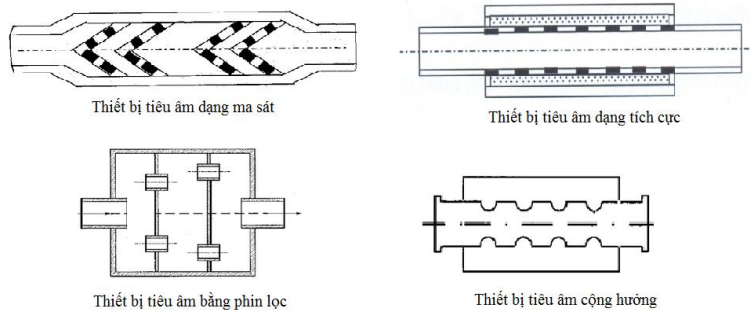
Giải quyết vấn đề ồn cho động cơ D243 khi tăng áp là vấn đề cần lưu ý của những cán bộ khi thiết kế lắp đặt động cơ trên các thiết bị phương tiện. Đặc biệt ở đây là phải tính toán, thiết kế hệ thống thải sao cho khi động cơ làm việc phát ra mức ồn cho phép của nhà chế tạo. Mức ồn này không làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của người công nhân vận hành và toàn bộ môi trường xung quanh nơi làm việc [6]

Với những bộ tiêu âm thì điều quan trọng của nó là phải giảm sự tạo ồn do xung động áp lực trong dòng khí thải mà không tạo ra lực cản rõ rệt của dòng khí thải. Hiện nay tồn tại một số biện pháp tiêu âm, song nguyên lý làm việc của chúng đều theo những nguyên tắc tiêu âm sau:

- \* Hấp thụ năng lượng âm bằng cách biến chúng trở thành tổn thất ma sát 1 chiều.
- \* Sự phản xạ ngược các sóng âm tới nguồn phát nhờ bộ lọc âm.
- \* Sự tiêu âm trực tiếp bằng các phun các hạt nước lơ lửng vào khí thải

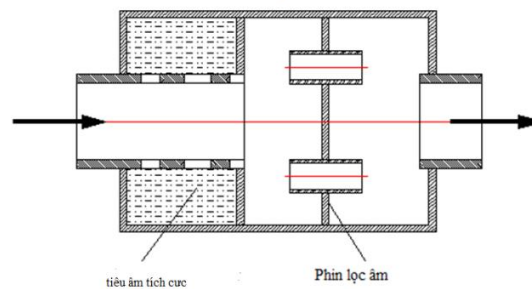
### 3. Các biện pháp giảm ồn

#### 3.1 Một số thiết bị tiêu âm



Hình 1: Một số loại thiết bị tiêu âm

Khi tính toán thiết kế ta chọn loại kết cấu tiêu âm trên nguyên tắc kết hợp hai loại đó là tiêu âm dạng ma sát và buồng cộng hưởng. Với kết cấu này sẽ cho ta hiệu quả giảm ồn tương đối cao nên giải quyết được một phần lớn mức ồn do thải dẫn đến làm giảm mức ồn chung cho động cơ.



Hình 2: Bình tiêu âm kết hợp

### 3.2 Tính diện tích tiết diện ngang ống thải

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

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

Trong đó:

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

$$V = 0,115 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha \cdot g_e \cdot N_e \cdot T_r$$

Với các thông số:

- $\alpha$  : Hệ số dư lượng không khí (Chương 1):  $\alpha = 1,25$
- $g_e$  : Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ:  $g_e = 232 \text{ g/ml.h}$
- $N_e$  : Công suất của động cơ:  $N_e = 104 \text{ Hp}$
- $T_r$  : Nhiệt độ khí thải:  $T_r = 739^0\text{K}$

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

Đối với động cơ 4 kỳ:  $C = 40 \div 60 \text{ m/s}$ . Ta chọn  $C = 50 \text{ m/s}$

Ta xác định được  $F = 0,005 \text{ m}^2$

Từ đó tính được đường kính trong ống thải là:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\Pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14}} = 0,08 \text{ m} = 80 \text{ mm}$$

Theo ГОСТ 8732 – 70, chọn ống thải tiêu chuẩn với  $D = 80 \text{ mm}$ , chiều dày  $S = 2$ , vật liệu chế tạo là thép CT3 chế tạo bằng phương pháp cuộn 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.

Do kết cấu bình tiêu âm kết hợp của thiết bị tiêu âm dạng ma sát và phin lọc âm học nên việc tính toán và chọn kích thước cũng như hiệu quả làm giảm ồn của toàn bộ bình tiêu ta tính và chọn từng phần một.

\* Phần thứ nhất là buồng tiêu âm loại phin lọc âm học.

\* Phần thứ hai là buồng tiêu âm dạng ma sát.

### 3.3. Thể tích và đường kính bình tiêu âm.

Định mức thể tích  $V_B$  bình tiêu âm dao động trong khoảng  $10 \div 30$  lần thể tích dung lượng mà một pistông chuyển động được trong xy 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 DB mà giữ nguyên chiều dài bình  $L_B$  có thể dẫn đến tắt dần nhanh âm lượng trên đường thải.

Thông thường  $a = 2 \div 4$  (một số bình có  $a = 6 \div 8$ ). ở đây ta chọn  $a = 3$ .

Thể tích bình tiêu âm được xác định sơ bộ:

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

Trong đó:

S là hành trình pitston:  $S = 125 \text{ mm}$

n là số vòng quay của động cơ:  $n = 2200 \text{ v/phút}$

i: Số xy lanh của động cơ:  $i = 4$

$K_B = (10 \div 35) \cdot 10^3$  cho xe tải.

$K_B = 50 \cdot 10^3$  cho xe khách.

Ta chọn  $K_B = 50 \cdot 10^3$ .

$$V^B = 50 \cdot 10^3 \cdot \frac{12,5}{2200} \cdot \sqrt{\frac{1}{4}}$$

$$V_B = 14,2 \text{ dm}^3$$

Đường kính bình tiêu âm:

$$DB = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot V_B}{\pi \cdot a}} = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot 14,2}{3,14 \cdot 3}}$$

$$DB = 1,82 \text{ dm}$$

Chiều dài bình tiêu âm:

$$L_B = a \cdot DB = 3 \cdot 1,65 = 5,46 \text{ dm.}$$

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

### 3.4. Tính hiệu quả bình tiêu âm.

#### - Tính hiệu quả ngăn phin lọc

Theo công thức:

$$\Delta L_2 = 20 \cdot 1g(A + \sqrt{A^2 - 1}) \text{ Db}$$

Trong đó:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cdot \cos K (1_1 - 1_2) + \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cdot \cos K (1_1 - 1_2)$$

-  $S_1$ : Là diện tích tiết diện đường ống

-  $S_2$ : Diện tích mặt cắt của buồng

Ta xác định được

$$\Delta L_2 = 5,40 \text{ Db}$$

#### - Tính hiệu quả Thiết bị tiêu âm dạng tích cực

Theo công thức:

$$\Delta = 4,4 \cdot \alpha \frac{l}{D} (\text{db})$$

Trong đó:  $\alpha$ . Hệ số vật liệu tiêu âm.

1. Chiều dài phân bố lớp áo ống dẫn.  $l=416\text{mm}$

D. Đường kính ống dẫn.  $D = 182 \text{ mm}$   
 $\alpha = 0,5-0,95$  chọn  $\alpha = 0,95$

$$\Delta L = 4,4 \cdot 0,95 \cdot \frac{416}{182} = 9,55 \text{ (Db)}$$

Vậy hiệu quả bình tiêu âm là:

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2$$

$$\Delta L = 9,55 + 5,40 = 14,95 \text{ (Db)}$$

Như vậy, sau khi lắp bình tiêu âm vào động cơ D243 thì mức ồn của hệ thống thải giảm xuống 14,95 Db.

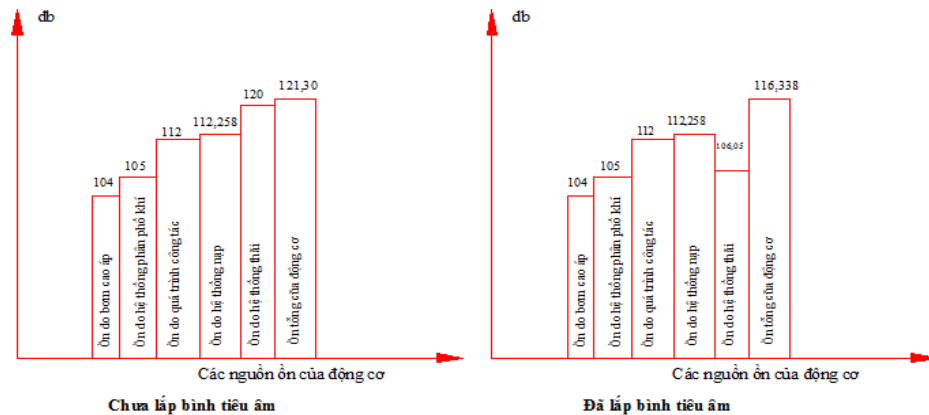
- **Tính mức ồn chung của động cơ:**

Thứ tự các nguồn ồn là:

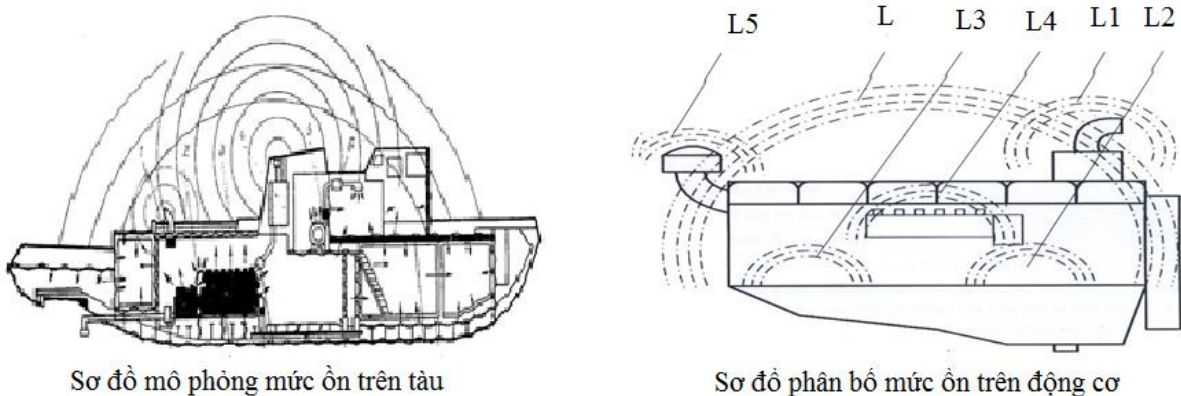
- Ồn do hệ thống nạp:  $L_5 = 112,258 \text{ Db}$
- Ồn do quá trình công tác:  $L_2 = 112 \text{ Db}$
- Ồn do hệ thống thải:  $L_1 = 120 - 14,95 = 106,05 \text{ Db}$
- Ồn do hệ thống phối khí:  $L_3 = 105 \text{ Db}$
- Ồn do hệ thống cung cấp nhiên liệu:  $L_4 = 104 \text{ Db}$

Sử dụng dụng công thức xác định mức ồn tổng của động cơ ta xác định được  $L_{\Sigma} = 116,338 \text{ Db}$

Qua các kết quả tính toán trên ta có biểu đồ gây ồn của động cơ (Hình 3): Sơ đồ mô phỏng mức ồn và Sơ đồ phân bố mức ồn trên động cơ (Hình 4)



Hình 3: Biểu đồ gây ồn của động cơ



Hình 4: Sơ đồ phân bố mức ồn trên tàu và động cơ

L <sub>1</sub> : Ôn do hệ thống thải	L <sub>4</sub> : Ôn do bơm cao áp
L <sub>2</sub> : Ôn do quá trình công tác	L <sub>5</sub> : Ôn do hệ thống nạp
L <sub>3</sub> : Ôn do cơ cấu phân phối khí	L <sub>Σ</sub> : Mức ồn tổng của động cơ.

Như vậy, qua nghiên cứu các nguồn ồn của động cơ ta thấy mức ồn của hệ thống thải là lớn nhất. Sau khi thiết kế hệ thống thải mới, với mức độ ồn tổng của động cơ là 116,30Db < 121,30 Db dưới mức cho phép.

#### 4. Kết luận

Khi tính toán và thiết kế bình tiêu âm sử dụng trên thị trường để giảm ồn và rung cho động cơ D243 tăng áp thu được kết quả sau:

- Đã lựa chọn được bình tiêu âm phù hợp với động cơ tăng áp D243, tuy còn tồn tại nhiều nhược điểm, song với kết quả thử nghiệm và tính toán thì bình tiêu âm ma sát và buồng cộng hưởng thì cho kết quả tối ưu nhất.
- Đã tính toán được diện tích, thể tích và đường kính bình tiêu âm phù hợp với động cơ D243 cho kết quả tối ưu nhất mà không ảnh hưởng đến công suất động cơ.
- Đã tính được hiệu quả của bình tiêu âm sử dụng biểu đồ mức ồn thêm của động cơ và cho kết quả tính toán như trên để giảm được độ ồn trong phạm vi cho phép từ 121,3 db xuống còn 116,338 db.

#### Tài liệu tham khảo

1. Cục đăng kiểm Việt Nam – Bộ giao thông vận tải 1998, *Nghiệp vụ kỹ thuật đăng kiểm xe cơ giới đường bộ*
2. Nguyen Duy Vinh, Khong Vu Quang, Pham Minh Tuan, Nguyen Tien Han.(2011) Applying AVL-Boost to Simulate diesel engine to be retrofitted by turbochaeger. The 4<sup>th</sup> AUN/SEED-Net Reginel conference on global Enviroment. Ho Chi Minh City 10-2011
3. Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật (1970), *Khử rung cho máy*, Hà nội.
4. Võ Nghĩa – Lê Anh Tuấn (2005), *Tăng áp động cơ đốt trong*, Trường Đại học Bách khoa Hà nội.
5. PGS Nguyễn Đức Phú (2004), *Xu hướng phát triển ngành ĐCĐT, các động cơ đặc chủng, chẩn đoán kỹ thuật ĐCĐT*, Trường Đại học Bách khoa Hà nội.
6. GS- TS Nguyễn Tất Tiến (2000), *Nguyên lý động cơ đốt trong*, Nhà xuất bản giáo dục.
7. PGS – TS Phạm Văn Thế (2003), *Giáo trình trang bị động lực diesel*, Trường Đại học Bách khoa Hà nội.