

TẠP CHÍ



ISSN 0866 - 7056

# CƠ KHÍ

## VIỆT NAM

VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING MAGAZINE

CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM

• Website: [www.tonghoicokhi.vn](http://www.tonghoicokhi.vn)



Đoàn Công tác của Tổng hội Cơ khí Việt Nam:  
Thăm và làm việc với Hội Cơ khí tỉnh Hải Dương

**NGHIÊN CỨU TÍNH CHẤT HỢP KIM NHÔM  
DÙNG TRONG CÔNG NGHIỆP ĐÓNG TÀU THỦY**

**Con đường thành công  
của giám đốc trẻ 8X**

**SỐ 7** Tháng 7/2011



# TRONG SỐ NÀY

## TIN TỨC - SỰ KIỆN (2 - 9)

- ❖ Đoàn Công tác của Tổng hội Cơ khí Việt Nam: Thăm và làm việc với Hội Cơ khí tỉnh Hải Dương
- ❖ Hội thi thợ giỏi ngành Cơ khí thành phố Hà Nội năm 2011
- ❖ Khai mạc Techmart vùng Nam Trung bộ và Tây Nguyên 2011
- ❖ Sẽ thành lập Trung tâm Cơ khí Ô tô Quốc gia



### TỔNG BIÊN TẬP

ThS. ĐƯƠNG THANH BÌNH

### PHÓ TỔNG BIÊN TẬP

TS. NGUYỄN CHÍ SÁNG  
PGS.TS. ĐẶNG VĂN NGHÌN  
Nhà báo NGUYỄN TIẾN DŨNG

### UỶ VIÊN HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP

KS. NGUYỄN VĂN KHOA (Chủ tịch)  
GS.TSKH. BÀNH TIẾN LONG (P. Chủ tịch)  
TSKH. PHAN XUÂN DŨNG  
GS.TSKH. PHẠM VĂN LANG  
TS. TRẦN ĐỨC QUÝ  
PGS. TS. NGUYỄN NGỌC CHƯƠNG  
TS. HOÀNG VĂN CHÂU  
TS. NGUYỄN VĂN CHƯƠNG  
TS. TÀO VĂN CHIÊU  
TS. VÕ QUANG DIỆM  
TS. HOÀNG VĂN ĐIỆN  
GS. TS. NGUYỄN TRỌNG GIẢNG  
TS. TẠ NGỌC HẢI  
PGS. TS. ĐÀM XUÂN HIỆP  
PGS. TS. TRẦN VĨNH HƯNG  
GS. TS. NGUYỄN MẠNH KIỂM  
PGS. TS. ĐÀO QUANG KẾ  
PGS. TS. TRẦN XUÂN TÙY  
GS. TSKH. NGUYỄN THIỆN PHÚC  
TS. NGUYỄN TIẾN VINH  
KS. HOÀNG ANH TUẤN  
KS. LÊ VĂN TUẤN  
KS. ĐẶNG BÌNH MINH

### THIẾT KẾ MỸ THUẬT

PHƯƠNG LAN

### TOÀ SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

Số 4 Phạm Văn Đồng, P. Mai Dịch,  
Q. Cầu Giấy, Hà Nội  
Điện thoại: (04) 37 920 651 – 66754939  
0904 177 637 – 0904 689083

Fax: (04) 37 920 650

E-mail: tckkvietsam@gmail.com

Văn phòng tại TP. Hồ Chí Minh

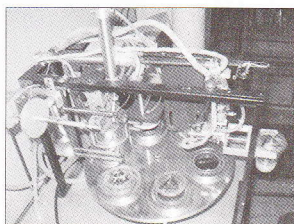
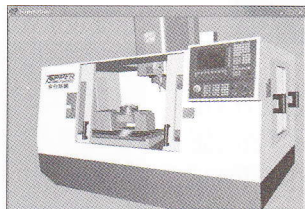
Số 17/6 Nguyễn Phúc Chu, P.15, Q. Tân Bình,  
TP. Hồ Chí Minh

Giấy phép xuất bản

Số: 884/GP-BTTTT ngày 09 tháng 6 năm 2011

In tại: Nhà in Khoa học và Công nghệ

## NGHIÊN CỨU - TRAO ĐỔI (10 - 67)



- ❖ Nghiên cứu tính chất hợp kim nhôm dùng trong công nghiệp đóng tàu thủy
- ❖ Xây dựng biểu đồ ổn định của máy phay cao tốc "DNM400" dựa vào độ sóng bề mặt bằng phần mềm MATLAB
- ❖ Nghiên cứu xây dựng bộ thông số tối ưu điều khiển LPG trên động cơ Diesel
- ❖ Nghiên cứu tương tác giữa nhôm và hợp kim nhôm với thép khi hàn
- ❖ Giám sát và điều khiển hệ thống đóng gói sản phẩm dạng ly bằng máy tính supervisory and control the cup packing system by computer

## DOANH NGHIỆP - HỘI NHẬP (68 - 76)

- ❖ Công đoàn Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội với việc đẩy mạnh hoạt động chuyên môn
- ❖ Đường sắt cao tốc tại Việt Nam
- ❖ Nhà sáng chế Trịnh Đình Năng và công trình Lò đốt rác thải y tế
- ❖ Con đường thành công của giám đốc trẻ 8X



**Giá: 27.500 đồng**

# ỨNG DỤNG PHẦN MỀM AVL - BOOST MÔ PHỎNG TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ D243

## APPLYING AVL\_BOOST TO SIMULATE DIESEL ENGINE TO BE RETROFITTED BY TURBOCHARGER

(\*) NGUYỄN DUY VINH  
KHÔNG VŨ QUẢNG  
PHẠM MINH TUẤN  
(\*\*) NGUYỄN TIẾN HÂN

### TÓM TẮT

Tăng công suất, giảm tiêu hao nhiên liệu và các thành phần khí thải độc hại cho động cơ đốt trong (ĐCĐT) là một trong những thách thức lớn đối với ngành công nghiệp ô tô. Tăng áp cho ĐCĐT có thể được coi là một trong những biện pháp hiệu quả để giải quyết các vấn đề trên. Hiện nay, hầu hết các động cơ diesel sản xuất tại các nước có nền công nghiệp ô tô hiện đại đều được trang bị hệ thống tăng áp. Trong khi đó động cơ diesel không tăng áp vẫn còn đang được sử dụng khá phổ biến trên các phương tiện vận tải tại Việt Nam, đây có thể là một trong những nguyên nhân chính dẫn đến hiệu quả khai thác thấp động cơ diesel tại Việt Nam. Do vậy, tăng áp cho các dòng động cơ này là giải pháp cần thiết trong giai đoạn hiện nay. Bài báo này sẽ trình bày kết quả nghiên cứu tăng áp cho động cơ D243 bằng phần mềm AVL\_BOOST. Kết quả nghiên cứu của đề tài là cơ sở quan trọng cho việc tính kiểm nghiệm các cơ cấu và hệ thống của động cơ diesel sau khi tăng áp.

### ABSTRACT

Increasing power and decreasing fuel consumption is one of the most challenging of the internal combustion engine. The supercharger is an effect and popular method to solve this problem. Nowadays, in the world, almost diesel engines are retrofitted supercharger systems. However, in Vietnam the non-supercharged diesel engine is very popular. In this research, we modeled diesel engine without supercharger and supercharged engine by the AVL\_BOOST software. In those models, we estimated the ability supercharger for this engine and the other diesel engine without supercharger in Viet Nam. The result of this research is basic for the testing some the conveniences and systems of D243 engine after supercharging.

## 1. GIỚI THIỆU

Các vấn đề như ô nhiễm môi trường, hiệu ứng nhà kính, cạn kiệt nguồn nhiên liệu hóa thạch là những thách thức lớn và cũng là nguồn động lực thúc đẩy phát

triển các công nghệ mới trong ngành công nghiệp ô tô. Cho đến nay phương pháp tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ đốt trong (ĐCĐT) vẫn được coi là giải pháp hiệu quả nhất trong việc tăng công suất, hiệu suất, giảm phát thải độc hại của ĐCĐT mà các nhà sản xuất động cơ hàng đầu thế giới vẫn đang rất quan tâm và áp dụng [1]. Cùng với xu hướng phát triển chung của

(\*) Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

(\*\*) Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

ngành công nghiệp ô tô thế giới, trong thời gian qua, các nhà nghiên cứu chế tạo ĐCĐT tại Việt Nam cũng đã bắt đầu đề cập đến vấn đề tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ diesel. Tuy nhiên từ trước đến nay, vẫn chưa có đề tài nghiên cứu nào thực sự được thực hiện một cách bài bản do vậy khả năng ứng dụng còn nhiều hạn chế [2]. Trong khi đó một lượng lớn động cơ diesel không tăng áp vẫn tiếp tục đang được sử dụng khá phổ biến ở Việt Nam. Do vậy, nghiên cứu cải tiến tăng áp cho những dòng động cơ này là cấp thiết và có ý nghĩa thực tiễn cao.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã ứng dụng phần mềm AVL BOOST để mô phỏng tăng áp cho động cơ diesel D243. Kết quả nghiên cứu của đề tài sẽ là cơ sở quan trọng trong tính kiểm nghiệm các cơ cấu và hệ thống của động cơ diesel sau khi được tăng áp. Ngoài ra các kết quả này còn là cơ sở để đánh giá khả năng tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ diesel đang lưu hành ở Việt Nam.

## 2. MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ D243 BẰNG PHẦN MỀM AVL BOOST

### 2.1. Cơ sở lý thuyết phần mềm AVL BOOST

#### 2.1.1. Phương trình nhiệt động học 1

Định luật nhiệt động học 1 được sử dụng trong phần mềm AVL BOOST thể hiện mối quan hệ giữa sự biến thiên nội năng hay enthalpy với sự biến thiên của nhiệt và công, được trình bày trong phương trình 1[3].

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{dt} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (1)$$

Trong đó,  $m_c$  là khối lượng môi chất bên trong xy lanh,  $u$  là nội năng,  $p_c$  là áp suất bên trong xy lanh,  $V$  là thể tích xy lanh,  $Q_F$  là nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp,  $Q_W$  là nhiệt lượng tổn thất cho thành vách,  $h_{BB}$  là trị số enthalpy,  $m_{BB}$  là lượng lọt khí, và  $\alpha$  là góc quay trục khuỷu.

#### 2.1.2. Mô hình cháy

Phần mềm AVL BOOST sử dụng mô hình cháy AVL MCC cho việc dự đoán các chỉ tiêu của quá trình cháy trong những động cơ phun nhiên liệu trực tiếp và

tự cháy. Quá trình giải phóng nhiệt được xác định bởi việc điều chỉnh chất lượng nhiên liệu và mật độ chuyển động rối, thể hiện trong phương trình 2.

$$\frac{dQ}{d\varphi} = C_{Mod} \cdot f_1(M_F, Q) \cdot f_2(k, V) \quad (2)$$

Với  $f_1(M_F, Q) = M_F - \frac{Q}{LVC}$  và  $f_2(k, V) = \exp(C_{rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}})$ , trong đó  $C_{Mod}$  là mô hình không đổi [kJ/kg.°TK],  $C_{rate}$  là hằng số tốc độ hòa trộn [s],  $k$  là mật độ của động năng chuyển động cục bộ [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>],  $M_F$  là khối lượng nhiên liệu phun [kg],  $LVC$  là nhiệt trị thấp [kJ/kg],  $Q$  là sự tỏa nhiệt tích lũy [kJ],  $V$  là thể tích xy lanh tức thời [m<sup>3</sup>],  $\varphi$  là góc quay trục khuỷu [°TK].

#### 2.1.3. Mô hình truyền nhiệt

Quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành xy lanh và ra ngoài được tính toán dựa vào phương trình truyền nhiệt sau 3 [4].

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_i \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3)$$

Trong đó  $Q_{wi}$  là nhiệt lượng truyền cho thành xy lanh, piston, nắp máy,  $A_i$  là diện tích truyền nhiệt piston, xy lanh, nắp máy,  $\alpha_i$  là hệ số truyền nhiệt,  $T_c$  là nhiệt độ môi chất trong xy lanh,  $T_{wi}$  là nhiệt độ thành vách. Để xác định hệ số truyền nhiệt trong phương trình 3 đối với động cơ diesel, mô hình Woschni 1978 thường được sử dụng để tính [5].

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot [C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{v_D \cdot T_{c1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0})]^{0.8} \quad (4)$$

Trong đó  $C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_u / cm$ ,  $C_2 = 0,00324$  đối với động cơ phun trực tiếp,  $D$  là đường kính xy lanh,  $c_m$  là tốc độ trung bình của piston,  $c_u$  là tốc độ quay,  $c_u = \pi \cdot D \cdot n_d / 60$ ,  $V_D$  là thể tích công tác,  $p_c$  là áp suất môi chất,  $p_{c,0}$  là áp suất khí trời,  $T_{c,1}$  là nhiệt độ cuối quá trình nạp,  $p_{c,1}$  là áp suất cuối quá trình nạp

### 2.2. Xây dựng mô hình động cơ D243

#### 2.2.1. Thông số và đặc tính kỹ thuật động cơ D243

Động cơ D243 là động cơ diesel 4 kỳ, công suất thiết kế 80 mã lực ở số vòng quay 2200v/ph. Hiện nay, động cơ D243 đang được sử dụng khá phổ biến trong nhiều lĩnh vực ở Việt Nam. Các thông số kỹ thuật của động cơ D243 được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1: Thông số kỹ thuật động cơ D243

TT	Thông số/ kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Thứ tự công tác	1-3-4-2	-
2	Thể tích công tác ( $V_h$ )	4,75	dm <sup>3</sup>
3	Đường kính xylanh (D)	110	mm
4	Hành trình piston (S)	125	mm
5	Tỷ số nén ( $\epsilon$ )	16,4	-
6	Công suất định mức ( $N_{e-dm}$ )	80	Mã lực
7	Tốc độ quay ứng với $N_{e-dm}$	2200	v/ph
8	Mô men xoắn lớn nhất ( $M_{e-max}$ )	280	N.m
9	Góc phun sớm ( $\varphi_s$ )	25÷27	°TK

Đặc tính và thông số đầu vào cho mô hình động cơ được xác định trên cơ sở các thực nghiệm tại Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong (PTN ĐCĐT). Các kết quả được thể hiện trong Bảng 2. Kết quả này sẽ là cơ sở đánh giá tính tin cậy của mô hình.

Bảng 2: Thông số đo tại PTN ĐCĐT

$n_{dc}$ (v/ph)	$N_e$ (kW)	$G_m$ (g/cycle)
1000	31,38	0,066
1400	45,87	0,074
1600	51,89	0,073
1800	57,03	0,070
2000	56,18	0,061
2200	56,09	0,055

**2.2.2. Xây dựng mô hình trong phần mềm AVL BOOST**

Mô hình động cơ được xây dựng trên cơ sở động cơ D243 thực tế, các phần tử cũng như các thông số của mô hình được xác định từ thực nghiệm. Bảng 3 và 4 thể hiện các phần tử và các thông số cho mô hình.

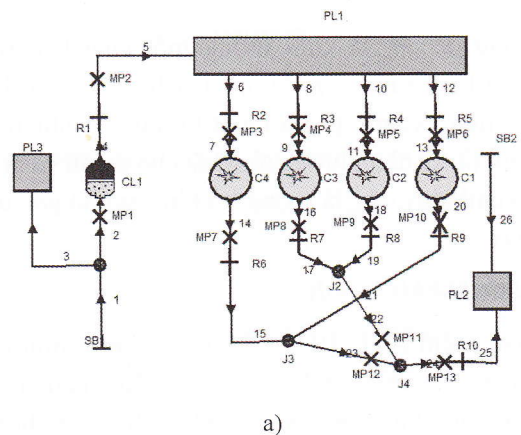
Bảng 3: Các phần tử trong mô hình

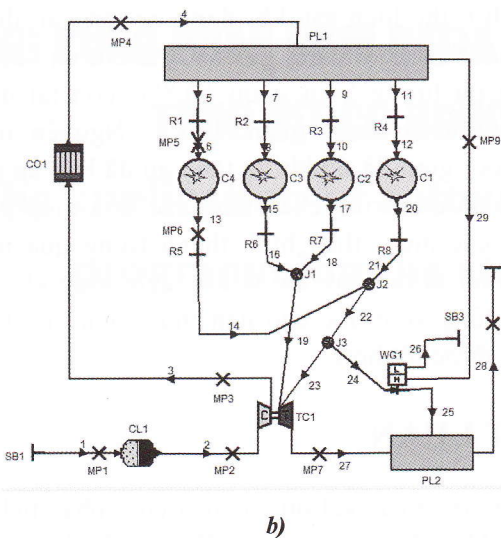
TT	Tên phần tử	Ký hiệu
1	Phần tử điều kiện biên	SB
2	Phần tử bình ôn áp	PL
3	Phần tử xylanh	C
4	Phần tử căn	R
5	Phần tử điểm đo	MP
6	Phần tử lọc khí	CL
7	Phần tử tăng áp	TC
8	Phần tử van xả	WG
9	Phần tử làm mát khí tăng áp	CL

Bảng 4: Thông số chính nhập cho mô hình

TT	Thông số nhập	Giá trị
1	Tốc độ động cơ n (v/ph)	1200÷2200
2	Áp suất môi trường p (bar)	1
3	Nhiệt độ môi trường t (°C)	25
4	Chu kỳ tính	50
5	Lượng nhiên liệu chu trình (g/cyc)	0,055÷0,074
6	Bước xuất kết quả	1
7	Nhiệt trị thấp Q (kJ/kgnl)	42800
8	Tỷ lệ A/F	14,7
9	Mô hình cháy	AVL MCC
10	Loại động cơ	4 kỳ
11	Thứ tự nổ	1-3-4-2

Mô hình động cơ D243 sau khi xây dựng hoàn thiện trong phần mềm AVL BOOST được thể hiện trong Hình 1.





Hình 1: Mô hình động cơ D243, a – không tăng áp, b – tăng áp

### 3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

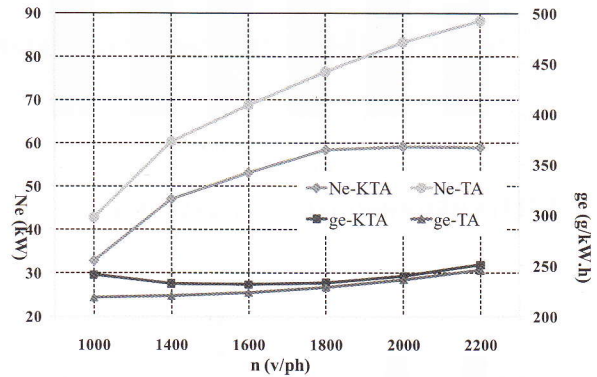
#### 3.1. Độ tin cậy của mô hình

Hình 2 thể hiện kết quả mô phỏng và thực nghiệm của động cơ D243 không tăng áp. Kết quả cho thấy đường đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu giữa mô phỏng và thực nghiệm là khá tương đồng. Sai lệch lớn nhất về công suất là 5,2% tại  $n = 2200$ v/ph, tiêu hao nhiên liệu là 15,2% tại  $n = 1600$ v/ph. Sự sai lệch này có thể do các nguyên nhân, như sai số phép đo trong thực nghiệm hay một số giả thiết mô phỏng trong mô hình chưa phù hợp với thực nghiệm. Tuy nhiên với các kết quả này đã thể hiện tính tin cậy của mô hình. Do vậy mô hình có thể phát triển thành mô hình động cơ D243 tăng áp để phục vụ cho các bước nghiên cứu tiếp theo.

#### 3.2. Khả năng tăng áp của động cơ D243

##### 3.2.1. Đặc tính công suất và suất tiêu hao nhiên liệu

Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ D243 không tăng áp và có tăng áp được thể hiện trong Hình 3.

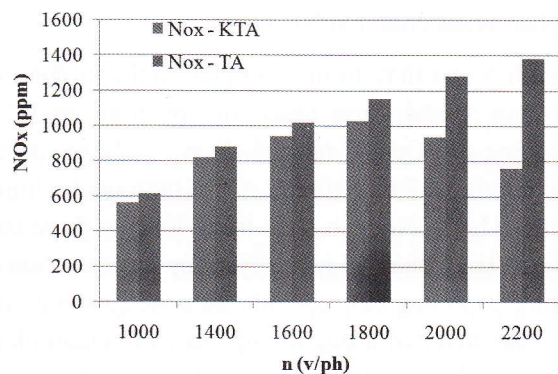


Hình 3: Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ trước và sau khi tăng áp

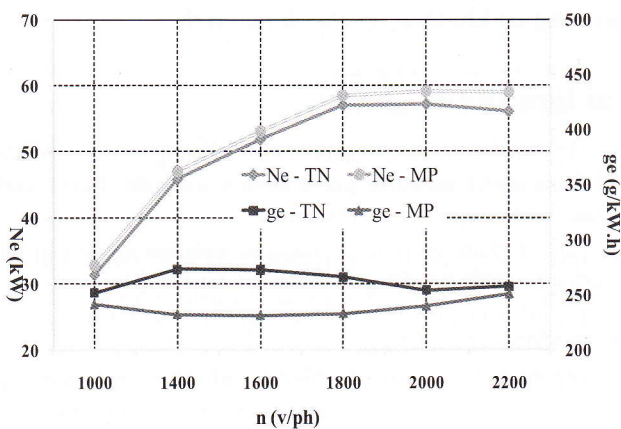
Kết quả mô phỏng cho thấy sau khi tăng áp công suất của động cơ tăng đồng thời suất tiêu hao nhiên liệu cũng giảm. Cụ thể tại chế độ  $n_{dc} = 1000$ v/ph công suất tăng lên 30,4%, suất tiêu hao nhiên liệu giảm 9,4%, còn tại  $n_{dc} = 1600$ v/ph công suất tăng lên 29,5% và suất tiêu hao nhiên liệu giảm 3,5%, trong khi tại chế độ tốc độ định mức  $n_{dc} = 2200$ v/ph công suất tăng lên tới 49,5% và tiêu hao nhiên liệu chỉ giảm 2,1%. Kết quả trên cho thấy tính kinh tế đạt được ở chế độ tốc độ thấp, còn tính hiệu quả đạt được ở chế độ tốc độ cao, cụ thể tại tốc độ định mức của động cơ. Như vậy cả tính kinh tế và hiệu quả của động cơ sau khi tăng áp đã được cải thiện đáng kể.

##### 3.2.2. Thành phần khí thải độc hại

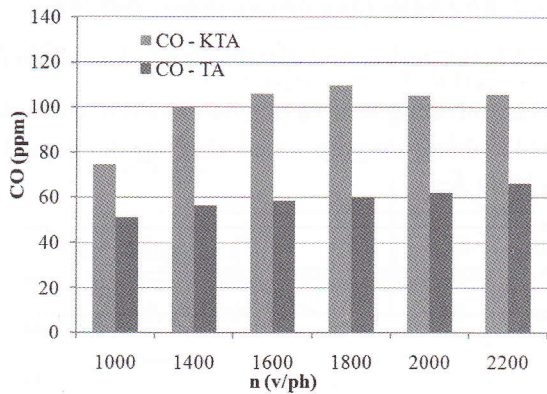
Lượng phát thải độc hại trong mô hình động cơ D243 trước và sau khi tăng áp được thể hiện trong hình 4, 5 và 6.



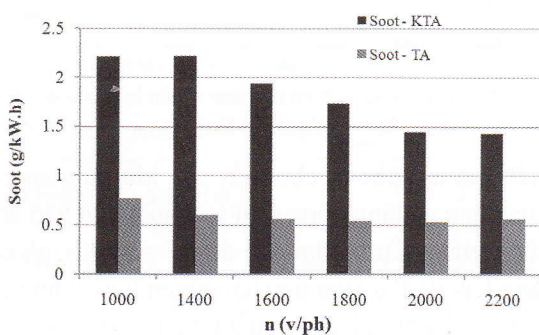
Hình 4: Phát thải NOx trước và sau khi tăng áp



Hình 2: Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của thực nghiệm và mô phỏng



Hình 5: Phát thải CO trước và sau khi tăng áp



Hình 6: Phát thải Soot trước và sau khi tăng áp

Kết quả mô phỏng cho thấy sau khi tăng áp thành phần phát thải thay đổi rất lớn. Trên Hình 4 cho thấy động cơ D243 tăng áp có lượng phát thải NO<sub>x</sub> lớn hơn động cơ D243 không tăng áp, chênh lệch lớn nhất là tại tốc độ vòng quay 2200v/ph lên đến 80,8%, đây là nhược điểm chính của động cơ diesel sau khi tăng áp. Hiện tượng này có thể giải thích là do động cơ tăng áp có nhiệt độ quá trình cháy cao hơn đã tạo điều kiện để hình thành NO<sub>x</sub> trong quá trình cháy. Do vậy thông thường động cơ diesel khi tăng áp mà muốn đảm bảo tiêu chuẩn về phát thải NO<sub>x</sub> thường cần áp dụng các biện pháp giảm phát thải NO<sub>x</sub>.

Hình 5 cho thấy lượng CO phát thải của động cơ D243 tăng áp thấp hơn nhiều so với động cơ D243 không tăng áp. Cụ thể tại chế độ  $n_{dc} = 2200$ v/ph thì lượng CO giảm 37,6%, còn tại  $n_{dc} = 1000$ v/ph thì lượng CO giảm 31,7%. Nguyên nhân là do động cơ được tăng áp thì quá trình cháy có nhiệt độ và áp suất cao hơn so với động cơ không tăng áp, mặt khác do sử dụng cụm tuabin máy nén nên lượng không khí vào xy lanh nhiều hơn đồng nghĩa với lượng O<sub>2</sub> sẽ nhiều nên làm giảm thành phần phát thải CO.

Hình 6 thể hiện sau khi động cơ tăng áp thành phần phát thải Soot cũng giảm. Cụ thể ở chế độ  $n_{dc} = 2200$ v/ph lượng Soot giảm 60,8%, còn tại  $n_{dc} = 1000$ v/ph lượng Soot giảm 65,2%. Nguyên nhân lượng Soot giảm là do khi ta tăng áp đã làm áp suất và nhiệt độ quá trình cháy tăng cao hơn giúp phân hủy hết các muội than hình thành trong quá trình cháy, ngoài ra do tăng áp đã làm cho dòng khí nạp chuyển động xoáy lốc cao nên thực hiện quá trình quét khí được tốt hơn.

#### 4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu, phân tích và đánh giá khả năng tăng áp của động cơ D243, có các kết luận sau:

- Xây dựng thành công mô hình động cơ D243 có và không có tăng áp trên phần mềm AVL\_BOOST.
- Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ D243 sau khi tăng áp bằng tuabin máy nén đã được cải thiện khá rõ. Ở chế độ tốc độ định mức công suất tăng 49,5%, còn ở chế độ tốc độ thấp tiêu hao nhiên liệu giảm tới 9,4%.

- Các thành phần phát thải CO, Soot của động cơ D243 sau khi tăng áp được cải thiện khá nhiều, tại chế độ tốc độ thấp phát thải Soot giảm tới 65,2%, còn ở chế độ tốc độ cao phát thải CO giảm 37,6%. Tuy nhiên, thành phần phát thải NO<sub>x</sub> tăng cao tới 80,8% ở chế độ tốc độ cao. Do vậy sau khi tăng áp cần phải áp dụng các giải pháp giảm NO<sub>x</sub> để đảm bảo phát thải NO<sub>x</sub> đạt tiêu chuẩn.

- Kết quả là bước đầu để đánh giá khả năng tăng áp cho các động cơ diesel đang lưu hành tại Việt Nam, và là cơ sở để tính kiểm nghiệm các cơ cấu và hệ thống của động cơ khi tăng áp cho động cơ ❖

#### Tài liệu tham khảo:

- [1] John B. Heywood and Orian Z. Welling (2009). "Trends in Performance Characteristics of Modern Automobile SI and Diesel Engines", SAE paper No. 2009-01-1892.
- [2] Lê Đình Vũ (2010). "Báo cáo tổng kết đề tài cấp bộ, Nghiên cứu cường hóa động cơ B6 bằng tuabin khí thải".
- [3] AVL GmbH. BOOST Version 4.1 User's Guide. AST .01.0104.0470 – 29-Jul-2005.
- [4] G. D'Errico, et al. (2002). "Modeling the Pollutant Emissions from a S.I. Engine", SAE paper No. 2002-01-0006.
- [5] G.Woschni (1967). "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines". SAE paper No. 6700931.