

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI**



NGUYỄN HỮU HÙNG

**TỐI ƯU GÓC PHUN SỚM, ÁP SUẤT PHUN VÀ TỶ SỐ NÉN
CHO ĐỘNG CƠ D243 SAU KHI THỰC HIỆN TĂNG ÁP
BẰNG TUA BIN MÁY NÉN BẰNG PHẦN MỀM AVL -
BOOST**

**LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT
CHUYÊN NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:
GS.TS. PHẠM MINH TUẤN**

HÀ NỘI- 2014

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là đề tài nghiên cứu của riêng tôi. Các số liệu kết quả nêu trong luận văn là trung thực và chưa từng được ai công bố trong các công trình nào khác!

Hà Nội, tháng 3 năm 2014

Tác giả

Nguyễn Hữu Hùng

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

PTN	Phòng thí nghiệm
ĐCĐT	Động cơ đốt trong
TB	Tuabin
MN	Máy nén
TB-MN	Tuabin máy nén
FEM	Phương pháp phần tử hữu hạn
BKHN	Bách khoa Hà Nội
THNL	Tiêu hao nhiên liệu
ĐCT	Điểm chết trên
ĐCD	Điểm chết dưới

DANH MỤC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ

Hình 1.1. Sơ đồ nguyên lý tăng áp cơ khí.....	17
Hình 1.2. Bộ tăng áp TB khí thải.....	20
Hình 2.1. Mặt cắt dọc động cơ D243	28
Hình 2.2. Mặt cắt ngang động cơ D243.....	28
Hình 2.3. Hệ thống nhiên liệu động cơ D243	30
Hình 2.4. Hệ thống bôi trơn động cơ D243.....	31
Hình 2.5. Sơ đồ bố trí thiết bị thử nghiệm.....	34
Hình 2.6. Sơ đồ phòng thử động lực cao động cơ.....	34
Hình 2.7. Sơ đồ nguyên lý làm việc của phanh điện APA 100	35
Hình 2.8. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị làm mát dầu bôi trơn AVL 554	36
Hình 2.9. Sơ đồ nguyên lý thiết bị làm mát nước AVL 553	37
Hình 2.10. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của thiết bị cân nhiên liệu 733S.....	38
Hình 3.1. Van xả Waste Gate	49
Hình 3.2. Các giai đoạn hình thành PM	61
Hình 3.3. Các cấu trúc hạt PM.....	62
Hình 3.4. Mô hình động cơ D243 sau khi tăng áp	66
Hình 3.5. Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của thực nghiệm và mô phỏng	68
Hình 3.6. Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ	68
Hình 3.7. So sánh biến thiên nhiệt độ và áp suất tại $n = 1400$ (v/ph).....	69
Hình 3.8. So sánh biến thiên nhiệt độ và áp suất tại $n = 1600$ (v/ph).....	70
Hình 3.9. Phát thải NO_x trước và sau khi tăng áp	71
Hình 3.10. Phát thải CO trước và sau khi tăng áp.....	71
Hình 3.11. Phát thải Soot trước và sau khi tăng áp	71
Hình 4.1. Mô hình động cơ D243 không tăng áp.....	74
Hình 4.2. Mô hình động cơ D243 sau khi tăng áp	75
Hình 4.3. Ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc tính động cơ	76

Hình 4.4. Ảnh hưởng của áp suất phun đến đặc tính động cơ	77
Hình 4.5. Ảnh hưởng của tỷ số nén đến đặc tính động cơ	78

DANH MỤC BẢNG

Bảng 1.1. <i>So sánh động cơ tăng áp và không tăng áp</i>	15
Bảng 2.1. <i>Thông số kỹ thuật của động cơ D243</i>	29
Bảng 2.2. <i>Đặc tính ngoài động cơ D243</i>	39
Bảng 2.3. <i>Thông số kỹ thuật của một số động cơ Diesel</i>	41
Bảng 3.1. <i>Phần tử lựa chọn cho mô hình tăng áp</i>	65
Bảng 3.2. <i>Dữ liệu điều kiện chung mô hình động cơ D243 khi tăng áp</i>	66
Bảng 3.3. <i>So sánh kết quả chạy mô phỏng động cơ D243 trước tăng áp và kết quả thực nghiệm dạng bảng</i>	67
Bảng 3.4. <i>So sánh đặc tính động cơ D243 trước và sau tăng áp</i>	69
Bảng 3.5. <i>So sánh thành phần phát thải của động cơ D243 trước và sau tăng áp</i> ..	70
Bảng 4.1. <i>Ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc tính động cơ</i>	76
Bảng 4.2. <i>Ảnh hưởng của áp suất phun tới đặc tính động cơ</i>	77
Bảng 4.3. <i>Ảnh hưởng của tỷ số nén đến đặc tính động cơ</i>	78

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	2
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT	3
DANH MỤC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ	4
MỤC LỤC.....	7
LỜI NÓI ĐẦU	10
1. Lý do chọn đề tài	10
2. Các đề tài nghiên cứu liên quan.....	11
3. Mục đích của luận văn, đối tượng và phạm vi nghiên cứu	12
4. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn	13
5. Các nội dung chính trong luận văn	13
CHƯƠNG 1.....	14
TỔNG QUAN VẤN ĐỀ TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ.....	14
1.1. Mục đích tăng áp cho ĐCĐT	14
1.2. Các phương pháp tăng áp cho động cơ đốt trong.....	16
1.2.1. Tăng áp có sử dụng máy nén.....	16
1.2.1.1. Tăng áp cơ khí.....	16
1.2.1.2. Tăng áp sử dụng tuabin (TB) khí	18
1.2.1.3. Tăng áp hỗn hợp	21
1.2.2. Tăng áp không sử dụng máy nén	21
1.2.2.1. Tăng áp dao động và cộng hưởng.....	21
1.2.2.2. Tăng áp dao động (tăng áp quán tính)	22
1.2.2.3. Tăng áp chuyển dòng	23
1.2.2.4. Tăng áp nhờ sóng áp suất khí thải	24
1.3. Các hạn chế và biện pháp khắc phục khi tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ đốt trong.	24
1.4. Kết luận chương 1	25
CHƯƠNG 2.....	27
NGHIÊN CỨU TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ D243.....	27
2.1. Đặc điểm kết cấu động cơ D243.....	27

2.1.1. Các thông số kỹ thuật động cơ D243	27
2.1.2. Các hệ thống của động cơ D243	27
2.1.2.1. Hệ thống nhiên liệu	27
2.1.2.2. Hệ thống bôi trơn	31
2.1.2.3. Hệ thống làm mát	32
2.1.2.4. Hệ thống khởi động	33
2.2. Xây dựng đặc tính động cơ D243 trong phòng thí nghiệm	33
2.2.1. Trang thiết bị thử nghiệm	34
2.2.1.1. Sơ đồ bố trí thiết bị thử nghiệm trong phòng thử	34
2.2.1.2. Phan điện APA 100	35
2.2.1.3. Thiết bị làm mát dầu bôi trơn AVL 554	36
2.2.1.4. Thiết bị làm mát nước AVL 553	37
2.2.1.5. Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu AVL Fuel Balance 733S	38
2.2.1.6. Bộ ổn định nhiệt độ nhiên liệu AVL 753	39
2.2.1.7. Bộ điều khiển tay ga THA 100	39
2.2.2. Kết quả thử nghiệm động cơ D243 trên băng thử	39
2.3. Đánh giá khả năng tăng áp cho động cơ D243	40
2.3.1. Cơ sở tính toán lựa chọn tỷ số tăng áp cho động cơ D243	40
2.3.2. Lựa chọn phương pháp tăng áp cho động cơ D243	41
2.4. Kết luận chương 2	42
CHƯƠNG 3	43
MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ D243 BẰNG PHẦN MỀM AVL - BOOST	43
3.1. Phần mềm AVL - BOOST	43
3.1.1. Giới thiệu Phần mềm AVL-BOOST	43
3.1.2. Cấu trúc và các phần tử của phần mềm	44
3.1.3. Xử lý kết quả và một số vấn đề cần lưu ý khi sử dụng phần mềm	50
3.2. Cơ sở lý thuyết trong mô phỏng	51
3.2.1. Phương trình nhiệt động học thứ nhất	51
3.2.2. Mô hình truyền nhiệt	53
3.2.3. Mô hình cháy	55

3.2.3.1. Mô hình cháy AVL MCC	55
3.2.3.2. Mô hình cháy Vibe	57
3.2.4. Hình thành phát thải độc hại	58
3.2.5. Tính toán cụm TB máy nén	62
3.3. Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ D243 khi tăng áp	65
3.3.1. Xây dựng mô hình	65
3.3.2. Dữ liệu và điều kiện biên cho mô hình	66
3.4. Đánh giá độ tin cậy của mô hình	67
3.5. Đánh giá hiệu quả động cơ sau khi tăng áp	68
3.6. So sánh thay đổi áp suất và nhiệt độ quá trình cháy	69
3.7. So sánh thành phần khí xả của động cơ	70
3.8. Kết luận chương 3	72
CHƯƠNG 4.....	73
NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH GÓC PHUN SỚM, ÁP SUẤT PHUN VÀ TỶ SỐ NÉN TỐI ƯU CHO ĐỘNG CƠ D243 KHI TĂNG ÁP	73
4.1. Cơ sở lý thuyết thực hiện tối ưu góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén cho động cơ D243 khi tăng áp	73
4.1.1. Xây dựng mô hình	74
4.1.1.1. Các thông số và đặc tính kỹ thuật động cơ D243	74
4.1.1.2. Xây dựng mô hình trên phần mềm AVL_BOOST.....	74
4.1.2. Điều kiện biên, dữ liệu đầu vào và chạy mô hình	75
4.1.3. Đánh giá độ tin cậy của mô hình	75
4.2. Nghiên cứu xác định góc phun sớm tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp	75
4.3. Nghiên cứu xác định áp suất phun tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp	77
4.4. Nghiên cứu xác định tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp	78
4.5. Kết luận chương 4	79
KẾT LUẬN	81
TÀI LIỆU THAM KHẢO	82

LỜI NÓI ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Trên thế giới, động cơ diesel được sử dụng rộng rãi trên các phương tiện giao thông và các máy móc công nghiệp bởi tính hiệu quả và hiệu suất cao. Tại Việt Nam, động cơ diesel cũng chiếm một số lượng lớn. Tuy nhiên phần lớn những dòng động cơ diesel này thuộc thế hệ cũ, tồn tại nhiều nhược điểm như suất tiêu hao nhiên liệu lớn, các thành phần phát thải độc hại cao. Để khắc phục các nhược điểm này cần cải tiến, ứng dụng công nghệ hiện đại để cải thiện quá trình làm việc của ĐCĐT.

Động cơ diesel D243 do Công ty Diesel Sông Công chế tạo được sử dụng khá phổ biến trên máy kéo và tàu thủy cỡ nhỏ. Động cơ có sức bền khá cao nên có thể cải tiến thành động cơ tăng áp bằng tuốc bin khí thải để tăng công suất và tăng tính hiệu quả của động cơ.

Dựa vào kết quả tính toán ứng suất sau khi tăng áp có thể tìm được tỷ số tăng áp phù hợp, từ đó lựa chọn cặp tuốc bin - máy nén thích hợp. Tuy nhiên động cơ sau tăng áp cần phải cải tiến một số cơ cấu, hệ thống cho phù hợp. Cụ thể cần tăng g_{ct} ở chế độ định mức, tăng cường độ làm mát và bôi trơn. Ngoài ra, để tối ưu hóa quá trình hình thành hòa khí cũng như toàn bộ chu trình công tác cần phải lựa chọn được góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén phù hợp nhất.

Nhằm rút ngắn thời gian cũng như giảm chi phí nghiên cứu – phát triển máy móc, hiện nay các phần mềm mô phỏng được sử dụng khá phổ biến. Bộ môn Động cơ đốt trong, Viện Cơ khí Động lực, Trường ĐHBK Hà Nội hiện đang sử dụng một số phần mềm mô phỏng cao cấp chuyên dùng cho Động cơ đốt trong. Một trong số đó là phần mềm một chiều mô phỏng chu trình nhiệt động Boost do hãng AVL (CH Áo) phát triển. Phần mềm này hoàn toàn có thể đáp ứng được mục tiêu nghiên cứu xác định góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 sau khi tăng áp bằng tuabin máy nén.

2. Các đề tài nghiên cứu liên quan

*** Nghiên cứu tính toán mô phỏng dao động động cơ và hệ truyền động – tác giả Nguyễn Đại An ở Hải Phòng**

Trong đề tài này, tác giả đã áp dụng phương pháp số cùng với sự trợ giúp của máy tính để tiến hành tính toán cho phép xây dựng mô hình dao động xoắn theo quan điểm động lực học nhiều vật sử dụng phương trình Lagrange loại 2, thành lập phương trình vi phân dao động của hệ dao động cơ và cơ cấu truyền lực. Trong phạm vi lý thuyết tuyến tính phương trình dao động của hệ là hệ phương trình vi phân tuyến tính hệ số tuần hoàn. Tiến hành tính toán dao động của hệ khảo sát trên máy tính. Mô hình dao động này gắn với mô hình dao động thực tế, bởi vậy kết quả thu được chính xác hơn, đồng thời cho phép điều khiển thông số đầu vào nhanh chóng trong một dải rộng nhằm trợ giúp cho việc thiết kế khi cần thiết để đạt tính ổn định cao hệ thống khi làm việc.

*** Nghiên cứu thay đổi cơ cấu phối khí để thay đổi công suất của động cơ – Tác giả Cù Huy Thành ở Học viện Kỹ thuật quân sự**

Việc nghiên cứu chế tạo các chi tiết trong động cơ phục vụ cho việc sửa chữa, thay thế và cải thiện các tính năng của động cơ đang đặt ra những yêu cầu bức thiết. Trong đó, trục cam của cơ cấu phân phối khí là một trong những chi tiết được ưu tiên nghiên cứu chế tạo.

Động cơ D243 là động cơ do nhà máy Diesel Sông Công sản xuất trên dây chuyền của Cộng Hoà Belarus. Trục cam của cơ cấu phân phối khí có biên dạng lỗi ba cung vì vậy cơ cấu phối khí làm việc không êm, ứng suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, trị số thời gian tiết diện thấp. Động cơ được chế tạo chủ yếu lắp trên thị trường Việt Nam. Ngoài ra, động cơ này còn được sử dụng để lắp trên các tàu thuyền cỡ nhỏ phục vụ vận tải. Vì vậy, cần phải có những cải tiến để hoàn thiện loại động cơ này. Trên cơ sở kết quả tính toán biên dạng cam và pha phối khí tối ưu bằng phần mềm AVL_BOOST và AVL_TYCON, từ đó đưa ra những nghiên cứu thiết kế và chế tạo

trục cam cơ cấu phối khí động cơ D243 cho nhu cầu thủy hóa dựa trên những trang thiết bị và công nghệ hiện có của công ty Diesel Sông Công.

*** Nghiên cứu khả năng hoàn thiện hệ thống làm mát động cơ D243 tác giả Nguyễn Tiến Hán ở Hà Nội**

Thủy hóa động cơ là hướng đi phù hợp trước yêu cầu của thực tiễn. Nhưng để tiến hành thủy hóa được động cơ thì động cơ đó cần phải thay thế cũng như cải tiến một số hệ thống cho phù hợp với điều kiện làm việc mới như hệ thống khởi động, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát, hệ thống phối khí, vấn đề cân bằng động cơ. Động cơ chuyển từ chế độ làm việc mô men cực đại M_{\max} sang chế độ công suất cực đại N_{\max} mà không làm giảm các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ.

Trong đề tài nghiên cứu của mình, tác giả tập trung vào nghiên cứu khả năng cải tiến hệ thống làm mát với mục đích nâng cao tính kinh tế và hiệu quả của động cơ khi thủy hóa. Đề tài này giúp chúng ta có cái nhìn rõ hơn về các vấn đề đặt ra khi thủy hóa cũng như các biện pháp cải tiến động cơ cho phù hợp. Đây là cơ sở nền tảng cho việc chúng ta tiến hành thủy hóa các loại động cơ cỡ lớn hơn cũng như các biện pháp cải tiến hệ thống làm mát động cơ D243 để đảm bảo điều kiện làm việc thay đổi.

3. Mục đích của luận văn, đối tượng và phạm vi nghiên cứu

Đề tài nhằm mục đích sử dụng phần mềm AVL-BOOST đánh giá mục tiêu nghiên cứu xác định góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 sau khi tăng áp bằng tuabin – máy nén, tại các chế độ làm việc. Từ đó, đánh giá tính khả thi của việc tăng áp cho động cơ diesel D243 cũng như đưa ra một số thay đổi kết cấu của động cơ sau khi được tăng áp.

Đề tài kết hợp phân tích kết quả giữa thực nghiệm và mô phỏng. Thực nghiệm được tiến hành trên băng thử động lực học của Phòng thí nghiệm (PTN) ĐCĐT Đại học Bách khoa Hà Nội (BKHN) để đo đạc đưa ra đặc tính tiêu hao nhiên liệu, công suất và một số thông số khác làm cơ sở xây dựng mô hình mô phỏng. Mô hình được xây dựng trong phần mềm AVL-BOOST, đây là một phần mềm chuyên sâu phục vụ

mô phỏng ĐCĐT, kết quả mô phỏng được so sánh với thực nghiệm để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình và làm cơ sở cho những nghiên cứu khác.

4. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn

Hiện nay, một số lượng lớn động cơ diesel thể hệ cũ không được trang bị hệ thống tăng áp, do đó không phát huy được tốt hiệu quả sử dụng. Nghiên cứu xác định góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 sau khi tăng áp bằng tuabin – máy nén cho những những dòng động cơ này bằng phần mềm mô phỏng sẽ góp phần rút ngắn thời gian và giảm chi phí trước khi chế tạo thực nghiệm. Kết quả nghiên cứu của đề tài sẽ cho thấy những lợi ích của động cơ sau khi xác định góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 sau khi tăng áp bằng tuabin – máy nén cũng như những vấn đề phát sinh cần khắc phục.

5. Các nội dung chính trong luận văn

Nội dung chính của đề tài bao gồm những vấn đề sau:

- Tổng quan về vấn đề nghiên cứu.
- Tìm hiểu các biện pháp tăng áp cho động cơ từ đó lựa chọn giải pháp tăng áp cho động cơ D243.
- Đo đạc các thông số kết hợp với tài liệu tham khảo để làm cơ sở mô phỏng động cơ.
- Mô phỏng động cơ D243 tăng áp và chưa tăng áp bằng phần mềm AVL-BOOST.
- Đánh giá đặc tính tiêu hao nhiên liệu, công suất và khí thải của động cơ tăng áp.
- Lựa chọn góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén phù hợp.

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VẤN ĐỀ TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ

1.1. Mục đích tăng áp cho ĐCĐT

Nhằm mục đích tăng công suất cho động cơ đốt trong, người ta phải tìm cách tăng khối lượng nhiên liệu cháy ở một đơn vị dung tích xy lanh trong một đơn vị thời gian, tức là tăng khối lượng nhiệt phát ra trong một không gian và thời gian cho trước. Trong nguyên lý động cơ đã cho quan hệ giữa công suất có ích và thông số khác như sau:

$$N_e = V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_1 \cdot \frac{Q_H}{M_0} \cdot \frac{n}{30\tau} \eta_m \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} i \quad (1.1)$$

Trong đó:

- V_h : dung tích của một xy lanh.
- η_v : hệ số nạp.
- ρ_1 : khối lượng riêng của khí nạp mới.
- η_m : Hiệu suất cơ giới.
- i : số xy lanh của động cơ.
- Q_H : nhiệt trị thấp của nhiên liệu.
- M_0 : lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn một đơn vị nhiên liệu.
- n : số vòng quay của động cơ.
- τ : số kỳ của động cơ.
- η_i : Hiệu suất chỉ thị.
- α : Hệ số dư lượng không khí.

Chúng ta biết rằng, Q_H , M_0 phụ thuộc vào loại nhiên liệu nên thay đổi không nhiều. Trong nghiên cứu và phát triển, hiệu suất chỉ thị cũng như cơ giới luôn đạt cực đại, khó đạt cao hơn được. Vậy muốn tăng công suất người ta phải tăng khối lượng nhiên liệu đốt cháy trong một đơn vị thời gian.

Mục đích cơ bản của tăng áp cho động cơ đốt trong là làm cho công suất của nó tăng lên nhưng đồng thời tăng áp cho phép cải thiện một số chỉ tiêu sau:

- Giảm thể tích toàn bộ của động cơ ứng với một đơn vị công suất.
- Giảm trọng lượng riêng của toàn bộ động cơ ứng với 1 đơn vị công suất.
- Giảm giá thành sản xuất ứng với 1 đơn vị công suất.
- Hiệu suất của động cơ tăng, đặc biệt ở tăng áp bằng turbin khí và do đó suất tiêu hao nhiên liệu giảm.
- Có thể làm giảm lượng khí thải độc hại.
- Giảm độ ồn của động cơ.

Bảng 1.1. Thể hiện so sánh 2 động cơ 4 kỳ tăng áp và không tăng áp có cùng các thông số kết cấu như hành trình piston S, đường kính xy lanh D và tốc độ vòng quay n.

Bảng 1.1. So sánh động cơ tăng áp và không tăng áp

<i>Thông số</i>	<i>Động cơ tăng áp</i>	<i>Động cơ không tăng áp</i>
Công suất ở n = 1500v/p	1200ml (882 kW)	600ml (441 kW)
Trọng lượng trên 1 đơn vị công suất	3,35kg/ml (4,56kg/ kW)	6,03kg/ml (8,20kg/ kW)
Thể tích trên 1 đơn vị công suất	2,88dm ³ /ml(3,91dm ³ / kW)	5,25dm ³ /ml (7,11dm ³ / kW)
Thể tích lắp đặt trên 1 đơn vị công suất	3,25dm ³ /ml (4,42dm ³ / kW)	6,51dm ³ /ml (8,85dm ³ / kW)

Qua xem xét và so sánh những động cơ tăng áp và không tăng áp ở cùng một hãng sản xuất, ta rút ra những ưu việt sau đây của động cơ tăng áp khi có cùng công suất:

- Thể tích của động cơ nhỏ hơn.
- Trọng lượng của động cơ nhỏ hơn.
- Nếu dùng TB khí tận dụng năng lượng khí xả để dẫn động máy nén tăng áp thì hiệu suất của động cơ tăng áp cao hơn hẳn.
- Lượng nhiệt mất cho môi trường làm mát ít hơn, cơ cấu làm mát nhỏ hơn.
- Giá thành của động cơ thấp hơn.
- TB đặt trên đường thải nên bản thân nó là bộ phận giảm âm tốt cho động cơ đốt trong.
- Công suất của động cơ tăng áp bằng TB khí bị giảm ít hơn khi mật độ (khối lượng riêng) không khí của môi trường giảm.
- Giảm lượng khí xả độc hại.

1.2. Các phương pháp tăng áp cho động cơ đốt trong

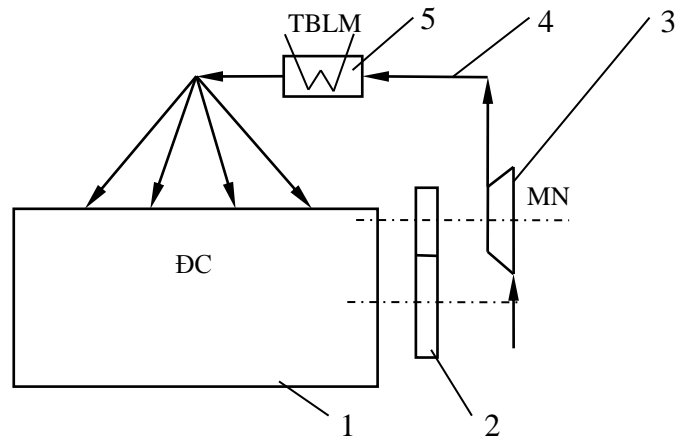
1.2.1. Tăng áp có sử dụng máy nén

1.2.1.1. Tăng áp cơ khí

Máy nén trong thiết bị tăng áp cho động cơ thường dùng là máy nén piston, quạt root, quạt li tâm, hoặc là quạt hướng trục. Máy nén được dẫn động từ trục khuỷu ĐCĐT. Hình 1.1 thể hiện sơ đồ nguyên lý tăng áp cơ khí.

Phương pháp dẫn động MN rất phong phú, trong nhiều trường hợp giữa máy nén và trục khuỷu của động cơ bố trí ly hợp nhằm cho phép điều chỉnh phạm vi hoạt động của máy nén dẫn động cơ khí cho phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ đốt trong. Trong tăng áp hỗn hợp có sự kết hợp giữa dẫn động cơ khí với dẫn động bằng TB khí xả thì máy nén dẫn động cơ khí chỉ làm việc ở phạm vi số vòng

quay và tải trọng nhỏ của động cơ đốt trong nhằm cải thiện đặc tính của động cơ tăng áp.



1. Động cơ đốt trong; 2. Bánh răng truyền động;
3. Máy nén; 4. Đường nạp; 5. Thiết bị làm mát

Hình 1.1. Sơ đồ nguyên lý tăng áp cơ khí

- Trong tăng áp dẫn động cơ khí thì công suất của động cơ được xác định theo quan hệ:

$$N_e = N_i - N_m - N_k \quad (1.2)$$

Công suất có ích được lấy ra từ trục khuỷu của động cơ N_e có được từ công suất chỉ thị N_i sau khi bị khấu trừ đi tổn thất cơ giới của bản thân động cơ N_m và công suất N_k để dẫn động máy nén.

Do một phần công suất của động cơ được trích ra để dẫn động máy nén nên hiệu quả tăng áp của phương pháp cơ khí này kém hơn so với phương pháp tăng áp bằng TB khí. Vì vậy, phạm vi sử dụng của phương pháp tăng áp này chỉ giới hạn cho những động cơ mà áp suất tăng áp không vượt quá $1,6 \text{ kg/cm}^2$. Nếu p_K lớn hơn $1,6 \text{ kg/cm}^2$ thì N_K sẽ lớn hơn 10% công suất có ích N_e . Tức là công suất tiêu thụ cho máy nén tăng và hiệu suất của động cơ sẽ giảm.

Ở phương pháp tăng áp truyền động cơ khí khi số vòng quay của động cơ không đổi, lượng không khí nén đưa vào động cơ sẽ không thay đổi và không phụ

thuộc vào chế độ tải của động cơ, vì vậy dẫn đến tiêu hao công suất cho động cơ để cung cấp lượng khí nạp không cần thiết làm giảm đáng kể hiệu suất cho động cơ khi giảm tải.

1.2.1.2. Tăng áp sử dụng tuabin (TB) khí

Tăng áp bằng TB khí là phương pháp dùng turbin làm việc nhờ năng lượng khí xả của động cơ đốt trong để dẫn động máy nén. Khí xả của động cơ có áp suất và nhiệt độ rất cao nên năng lượng của nó tương đối lớn. Muốn khí thải sinh công nó phải được giãn nở trong một thiết bị để tạo ra công cơ học. Nếu để nó giãn nở trong xy lanh của động cơ thì dung tích của xy lanh sẽ rất lớn, làm cho kích thước của động cơ quá lớn. Mặc dù điều này làm tăng hiệu suất nhiệt nhưng tính hiệu quả được đánh giá bằng giá trị áp suất trung bình sẽ rất nhỏ. Để tận dụng tốt năng lượng khí xả, người ta cho nó giãn nở và sinh công trong cánh TB. Thực tế đã chứng minh được rằng khí xả của động cơ đốt trong ở tất cả mọi chế độ sử dụng trong thực tế đảm bảo được các điều kiện sau:

- Năng lượng đủ cao để có thể sử dụng một phần cho giãn nở trong TB và sinh công cơ khí.

- Nhiệt độ không quá cao nên có thể tránh được việc hư hỏng các chi tiết của TB. TB khí có thể dẫn động máy nén ly tâm hoặc chiều trục mà không tạo ra sức cản quá lớn trên đường xả của động cơ đốt trong. Trong động cơ, diesel khoảng 35-40% năng lượng nhiệt phát ra mất do theo khí xả ra ngoài. Trong khi đó, người ta có thể tận dụng một phần năng lượng này vì:

- * Nếu giả thiết chu trình xảy ra trong động cơ đốt trong là chu trình Các nô thì một phần của nguồn năng lượng khí xả (khoảng 50%) được thải ra môi trường xung quanh. Nếu coi năng lượng khí xả mang ra khỏi động cơ chiếm 40% tổng năng lượng do nhiên liệu phát ra thì năng lượng thải ra môi trường là 20%.

- * Khoảng 1/4 nguồn năng lượng do khí thải mang đi bị mất do ma sát, tiết lưu vì không thể thải khí ra ngoài với áp suất và nhiệt độ của môi trường. Như vậy, còn có thể tận dụng 10% năng lượng của nhiệt liệu phát ra chứa trong khí xả. Người ta

thấy rằng, trong tất cả các lĩnh vực sử dụng khác nhau của động cơ đốt trong phụ thuộc vào tỷ số tăng áp p_K/p_0 , năng lượng khí thực tế cần thiết để nén môi chất nạp chỉ nằm trong khoảng 1÷3,5% số năng lượng do nhiên liệu phát ra. Như vậy năng lượng khí xả sau khi trừ đi mọi tổn thất tiết lưu, ma sát... thì số còn lại vẫn đủ để cung cấp cho việc nén khí nạp thực hiện việc tăng áp cho động cơ.

Thông thường người ta sử dụng TB và máy nén (MN) lắp trên cùng một trục có số vòng quay 15.000÷16.000 vòng/phút nhưng trong một số trường hợp có thể đạt tới 270.000÷280.000 vòng/phút (dùng cho tăng áp lắp trên xe mô tô với TB và MN có đường kính 34mm hoặc cho động cơ diesel cỡ nhỏ lắp trên xe du lịch) hoặc cao hơn. Sử dụng năng lượng của khí xả để quay TB khí dẫn động máy nén tăng áp để tăng công suất cho động cơ là biện pháp tốt nhất để tăng công suất và nâng cao chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cho động cơ.

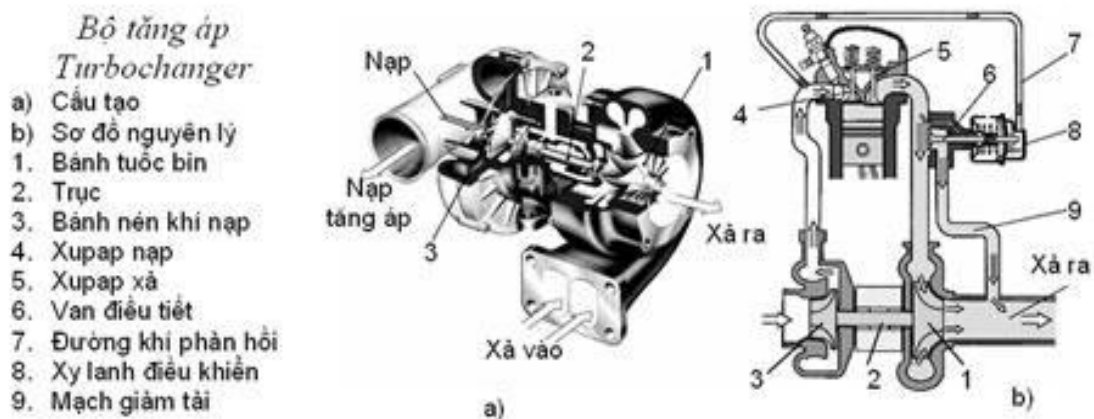
Ưu điểm của tăng áp dùng TB khí so với dùng truyền động cơ khí:

- Hiệu suất cơ giới tăng 4÷7% do không phải tiêu hao công suất của động cơ để dẫn động máy nén khí.
- Áp suất tự động tăng áp thay đổi theo tải trọng của động cơ. Khi công suất của động cơ tăng năng lượng chứa trong khí thải càng lớn làm cho TB khí dẫn động MN quay với số vòng quay càng lớn và do đó khối lượng không khí nạp vào trong xy lanh càng nhiều.
- Không làm thay đổi đáng kể kết cấu của động cơ khi cường hóa động cơ bằng tăng áp.
- Mặc dù áp suất trên đường ống thải của động cơ tăng áp TB khí lớn hơn so với trường hợp tăng áp dẫn động cơ khí do đó phải tiêu hao nhiều công hơn cho quá trình đẩy sản vật cháy ra khỏi xy lanh nhưng điều đó ảnh hưởng không đáng kể tới công suất N_e của động cơ.
- Để tăng sự giãn nở trong TB người ta làm giảm sự giãn nở trong xy lanh của động cơ bằng cách mở sớm xupáp thải do đó giảm hành trình nén của piston, giảm

tỷ số nén ε làm giảm chiều cao của động cơ dẫn đến làm giảm thể tích mặt khác do hành trình S của piston giảm nên làm tăng độ cứng vững của trục khuỷu và thanh truyền, nâng cao được áp suất cực đại p_{Zmax} .

Nhược điểm của phương pháp tăng áp TB khí:

- Ở chế độ tải thấp, năng lượng của khí thải không đủ để quay TB máy nén để cung cấp lượng không khí cần thiết cho động cơ. Do đó, để khắc phục người ta làm TB máy nén lớn hơn. Nhưng ta cũng không thể đi quá xa theo hướng này bởi vì khi tăng kích thước của TB, máy nén sẽ làm quán tính của chúng tăng lên mà yêu cầu về thời gian đáp ứng của TB, máy nén phải ngắn do đó làm giảm tính năng tốc độ của động cơ. Hình 1.2 thể hiện cấu tạo của cụm TB khí thải.



Hình 1.2. Bộ tăng áp TB khí thải

- Bộ tăng áp đặt ngay sát động cơ và có cấu tạo hình 1.2. Nguyên lý hình thành tăng áp dựa trên cơ sở tận dụng động năng và công giãn nở của dòng khí xả, khi đi ra khỏi động cơ, làm quay máy nén khí. Dòng khí xả đi vào bánh TB 1, truyền động năng làm quay trục 2, dẫn động bánh 3, khí nạp được tăng áp đi vào đường ống nạp động cơ. Áp suất khí nạp phụ thuộc vào tốc độ động cơ (tốc độ dòng khí xả hay tốc độ bánh 1). Với mục đích ổn định tốc độ quay của bánh 1 trong khoảng hoạt động tối ưu theo số vòng quay của động cơ, trên đường nạp có bố trí mạch giảm tải 9. Mạch giảm tải làm việc nhờ van điều tiết 6, thông qua đường khí

phản hồi 7 và cụm xylanh điều khiển 8. Khi áp suất tăng áp tăng, van 6 mở, một phần khí xả không qua bánh TB 1, thực hiện giảm tốc độ cho bánh nén khí nạp, hạn chế sự gia tăng quá mức áp suất khí nạp.

1.2.1.3. Tăng áp hỗn hợp

Trong phương pháp tăng áp hỗn hợp máy nén dẫn động cơ khí có thể sử dụng là máy nén ly tâm, hướng trục, trục vít, quạt root hoạt động hoàn toàn độc lập với máy nén dẫn động bằng TB khí.

Nhờ cách ghép nối này mà sự phân bổ phạm vi làm việc của hai hệ thống hợp lý hơn. Ở phạm vi tải trọng thấp của động cơ đốt trong, khi mà năng lượng khí xả còn thấp, chưa đảm bảo cung cấp đủ năng lượng cho máy nén (được dẫn động từ TB) để nén môi chất vào động cơ với áp suất và lưu lượng mong muốn thì môi chất tăng áp chủ yếu được cung cấp bởi máy nén dẫn động cơ khí. Khi năng lượng khí xả đã đủ lớn người ta cắt nguồn năng lượng cung cấp cho máy nén cơ khí và chỉ có cụm tăng áp TB máy nén hoạt động mà thôi.

Phương án này cho phép hai động cơ khởi động tốt, gia tốc tốt nên rất thích hợp cho các thiết bị vận tải và động cơ hai kỳ như máy phát điện GM2100.

Phương án lắp nối tiếp được sử dụng nhiều trong trường hợp tăng áp có áp suất cao, đặc biệt là khi ở tải nhỏ. Loại hình ghép nối tiếp này tạo điều kiện để khởi động động cơ dễ dàng.

1.2.2. Tăng áp không sử dụng máy nén

1.2.2.1. Tăng áp dao động và cộng hưởng

Ở đây ta sử dụng sự dao động của dòng khí để và tính cộng hưởng của dao động để tăng áp suất của môi chất trong xylanh lúc đóng xupap nạp. Quá trình đóng và mở của các xupap một cách có chu kì kích thích sự dao động của dòng khí. Sự dao động của áp suất tại mỗi vị trí trên đường chuyển động của khí thay đổi theo thời gian, sự thay đổi này phụ thuộc vào pha và tần số của ĐCĐT cũng như thời

gian đóng mở các xupap. Do vậy, sự dao động này có thể làm tăng hoặc giảm lượng môi chất nạp vào xy lanh theo pha và tần số của ĐCDT.

Theo phương pháp tăng áp này, công nạp của piston được chuyển hóa thành năng lượng động học của cột khí và chính năng lượng này sẽ chuyển hóa thành công nén làm tăng áp suất trong xy lanh ở cuối quá trình nạp.

1.2.2.2. Tăng áp dao động (tăng áp quán tính)

Quá trình diễn biến của áp suất trên đường ống trong quá trình nạp, thái nếu xem xét theo lý thuyết truyền sóng thì đó là quá trình dịch chuyển của sóng nén và sóng giãn nở. Tùy theo kết cấu của đầu ống là kín hay hở mà các sóng này có thể gây ra phản xạ tạo thành sóng phản xạ đầu kín hay sóng phản xạ đầu hở. Các sóng này có ảnh hưởng rất lớn đến quá trình nạp và thái của động cơ. Do có sự dao động của áp suất trên đường ống nạp, thái của động cơ mà ở đó xuất hiện quá trình truyền sóng (sóng áp suất và sóng tốc độ).

Sóng áp suất và sóng tốc độ cùng xuất hiện và cùng được truyền cùng với tốc độ truyền sóng. Nếu tốc độ của các phần tử chuyển động cùng chiều với tốc độ truyền sóng và khi sóng truyền tới sẽ làm tăng áp suất thì đó là sóng nén. Nếu chiều truyền sóng ngược lại với chiều của các phần tử chuyển động, khi sóng truyền tới sẽ làm giảm áp suất, sóng đó là sóng giãn nở.

Sự dao động của môi chất trong đường ống nạp thực tế không phải do một sóng đơn tạo ra mà do hai họ sóng truyền theo chiều ngược nhau, nó là kết quả của việc tương giao và hợp thành của sóng phát sinh ở đầu này tạo lên sóng phản xạ ở đầu kia. Sóng khí thể cũng vậy, luôn tồn tại tính chồng chất và tính xuyên qua khi gặp nhau. Khi gặp nhau, biên độ sóng bằng tổng biên độ của hai sóng, sau khi xuyên qua, tính chất và biên độ của sóng không thay đổi, sóng nén vẫn là sóng nén và sóng giãn nở vẫn là sóng giãn nở.

Trong quá trình thay đổi môi chất của động cơ, trên đường ống thái, do kích thích của dòng chảy cao tốc của khí thái từ xy lanh đi ra và trong ống nạp do kích thích của lực hút piston mà các sóng áp suất được hình thành, các sóng này truyền

qua lại tạo lên hiệu ứng động của dao động sóng áp suất. Có thể lợi dụng hiệu ứng kể trên để cải thiện chất lượng thay đổi môi chất giúp thải sạch khí sót và nạp đầy môi chất mới vào xy lanh.

1.2.2.3. Tăng áp chuyển dòng

Khi áp suất tăng cao người ta thường sử dụng TB đẳng áp vì nó có hiệu suất cao ở chế độ làm việc định mức, nhưng ở các chế độ tải trọng khác nó có nhiều nhược điểm, nhất là ở chế độ tải trọng nhỏ của ĐCĐT. Để khắc phục nhược điểm này người ta bố trí nhiều bộ tăng áp nhỏ làm việc theo chế độ lắp song song mà phạm vi hoạt động của chúng phụ thuộc vào chế độ tải trọng của động cơ. Tăng áp chuyển dòng có thể là tăng áp 1 cấp hoặc 2 cấp. Việc đóng mở hoặc mở TB phụ thuộc vào tải trọng và số vòng quay của động cơ và được điều khiển từ bên ngoài. Về phía đường nạp, trước các máy nén có bố trí van ngược nhằm phân tách khí nạp mới và môi trường khi hệ thống này không hoạt động. Hệ thống tăng áp chuyển dòng có ưu điểm sau:

- Ở chế độ khởi động và tải trọng nhỏ toàn bộ khí xả chỉ đi qua 1 TB (hoặc hệ thống TB ở tăng áp 2 cấp) có tiết diện nhỏ, có áp suất cao nên tạo được áp suất tăng áp cao hơn khi sử dụng 1 TB có tiết diện lớn.
- Cụm TB có tiết diện nhỏ nên gia tốc tốt hơn.
- Sự kết hợp giữa ĐCĐT và cụm TB-MN dễ dàng hơn và tốt hơn vì mỗi cấp được thiết kế cùng tối ưu về tiêu hao nhiên liệu.
- Ở tải trọng thấp chỉ còn một bộ TB-MN làm việc trong vùng làm việc tối ưu của nó nên cải thiện được tiêu hao nhiên liệu ở tải nhỏ của ĐCĐT.
- Động cơ có đặc tính mômen tốt hơn và phạm vi làm việc rộng hơn.
- Tất nhiên nó cũng mang một số nhược điểm mà đặc biệt là kết cấu phức tạp và giá thành cao.

1.2.2.4. Tăng áp nhờ sóng áp suất khí thải

Trong nghiên cứu và thực tế về tăng áp TB khí cho thấy khó khăn chủ yếu của loại tăng áp này là đặc tính momen tời, khả năng gia tốc của ĐCĐT và các thiết bị khác kém. Nhược điểm này được khắc phục rất nhiều trong hệ thống tăng áp dựa vào sóng áp suất.

Trong phương án này, người ta sử dụng năng lượng động học của khí xả để nén khí nạp (hãng Comprex). Sự tăng hay giảm áp suất được truyền với cùng tốc độ của các xung nén hình thành từ phía có áp suất cao lên phía có áp suất thấp. Dòng khối lượng và xung của sóng áp suất tác dụng trực tiếp lên phía có áp suất thấp chuyển động với tốc độ âm thanh trong môi trường xem xét. Trong lúc đó dòng năng lượng lại chuyển động với tốc độ chậm hơn, nhờ vậy mà tránh được hiện tượng trộn lẫn khí xả và khí mới.

1.3. Các hạn chế và biện pháp khắc phục khi tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ đốt trong.

Vấn đề tăng công suất cho động cơ trên một đơn vị khối lượng là rất quan trọng. Để đạt được mục đích này, hiện nay hầu hết các nước trên thế giới đều sử dụng phương pháp tăng áp. Tăng áp không chỉ được sử dụng trên các động cơ cỡ lớn mà còn được sử dụng trên các động cơ cỡ nhỏ.

Những lợi ích của việc tăng áp cho động cơ mang lại là rất lớn nó thể hiện ở:

- Cho phép giảm giá thành, trọng lượng, thể tích của động cơ trên một đơn vị mã lực. Điều này có nghĩa rất lớn đối với các loại động cơ cỡ nhỏ.
- Cho phép tăng được khối lượng nhiên liệu cháy trên một đơn vị thể tích trong một đơn vị thời gian.
- Cho suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ nhỏ hơn. Thực nghiệm cho thấy, khi tăng áp thì động cơ ít bị kết muội trong buồng cháy và khói đen của động cơ trong hơn đó là do lượng không khí được cung cấp đầy đủ nên nhiên liệu được cháy hết.

- Cải thiện một số tiêu chí về kinh tế kỹ thuật của động cơ.
- Khi tăng áp thì nhiệt độ của các chi tiết tăng nhưng không vượt quá giới hạn cho phép.

Tuy nhiên việc tăng áp cho động cơ bị giới hạn bởi:

- Hệ số dư lượng không khí α phải đủ lớn.
- Giá trị của ứng suất cơ học và ứng suất nhiệt phải nằm trong giới hạn cho phép.
- Khi tăng áp thì việc phun nhiên liệu khó khăn hơn do đó để khắc phục nhược điểm này người ta phải tăng áp suất phun hoặc kéo dài thời gian phun nhưng dẫn đến khó khăn là phải có một hệ thống phức tạp. Vì vậy, người ta phải tăng chuyển động xoáy lốc của khí nạp và tăng hệ số dư lượng không khí α .
- Nhiên liệu khó bốc hơi.
- Ứng suất nhiệt của các chi tiết tăng vì vậy nhiệt mất đi ít. Do đó nhiệt độ của các chi tiết tăng đặc biệt khi động cơ có đường kính càng lớn.
- Do ứng suất nhiệt tăng nên ảnh hưởng đến điều kiện bôi trơn của các chi tiết nên phải chú ý đến việc làm mát các chi tiết nhất là piston. Để khắc phục sự tăng của ứng suất nhiệt này người ta dùng không khí quét để làm mát bề mặt các chi tiết như piston, xupap, và tăng nhiệt lượng cho nguồn lạnh (tăng lượng nước làm mát).
- Khi tăng áp đối với động cơ xăng thì tỷ số p_{Zmax}/p_i hầu như không thay đổi, còn với động cơ diesel do nhiệt độ và áp suất của khí nạp tăng nên làm giảm thời gian cháy trễ. Do đó p_Z tăng rất nhanh dẫn đến p_{Zmax}/p_i tăng làm cho ứng suất cơ học cực đại tăng lên.
- Tăng áp thì động cơ khó khởi động.

1.4. Kết luận chương 1

Do tăng áp cho động cơ phức tạp như vậy nên khi tăng áp ta phải dung hòa được các yếu tố sau:

- Khối lượng riêng của không khí phải lớn ở mức có thể được.
- Nhiệt độ của khí đưa vào động cơ là nhỏ nhất có thể được.
- Tỷ số nén ε của động cơ nhỏ nhưng phải đảm bảo cho động cơ khởi động được ở điều kiện lạnh.
- Nhiệt độ cuối quá trình nén là đủ lớn để thời gian cháy trễ không quá lớn.
Đảm bảo không cho phép tăng nhiệt độ của toàn bộ chu trình lên quá cao.

CHƯƠNG 2

NGHIÊN CỨU TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ D243

2.1. Đặc điểm kết cấu động cơ D243

2.1.1. Các thông số kỹ thuật động cơ D243

Động cơ diesel D243 lắp trên dây chuyền công nghệ của cộng hòa Belarut, đây là loại động cơ được chế tạo chủ yếu lắp trên máy kéo. Trong một thời gian dài, loại động cơ này đã khẳng định được vị trí của mình trên thị trường Việt Nam, vì giá thành chế tạo tương đối rẻ, phụ tùng thay thế sẵn có.

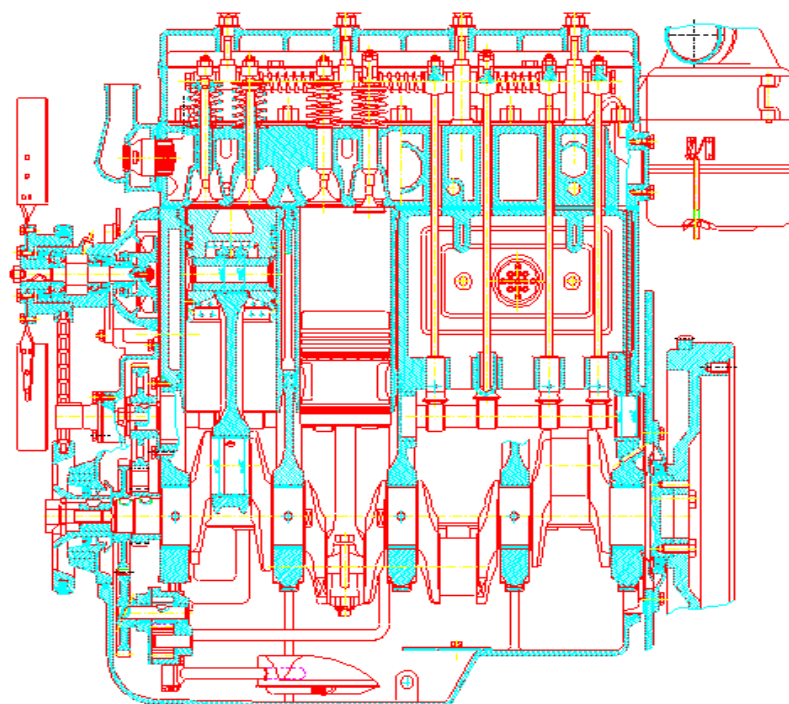
Động cơ D243 là động cơ diesel 4 kỳ, 4 xy lanh thẳng hàng không tăng áp, thứ tự làm việc là: 1-3-4-2. Động cơ sử dụng hệ thống làm mát bằng nước cưỡng bức một vòng tuần hoàn kín, với bơm nước tuần hoàn kiểu li tâm, có cơ cấu phối khí xupap treo với trục cam đặt trong thân máy và có biên dạng cam là cam lồi ba cung.

Động cơ D243 là loại động cơ sử dụng phương pháp tạo hỗn hợp kiểu thể tích màng có dạng buồng cháy tam giác đỉnh lồi do viện nghiên cứu về động cơ diesel của Liên Xô cũ thiết kế. Ưu điểm cơ bản của loại động cơ có phương pháp tạo hỗn hợp thể tích màng là làm việc êm tính kinh tế cao và đường đặc tính suất tiêu hao nhiên liệu tương đối phẳng trong dải rộng của chế độ tốc độ khi động cơ làm việc theo đặc tính ngoài. Do những tính chất ưu việt đó mà phương pháp tạo hỗn hợp thể tích màng không chỉ dùng cho động cơ D243 mà còn được sử dụng cho nhiều động cơ diesel khác. Hình 2.1 và 2.2 thể hiện mặt cắt dọc và mặt cắt ngang của động cơ D243 và các thông số của động cơ thể hiện trong bảng 2.1.

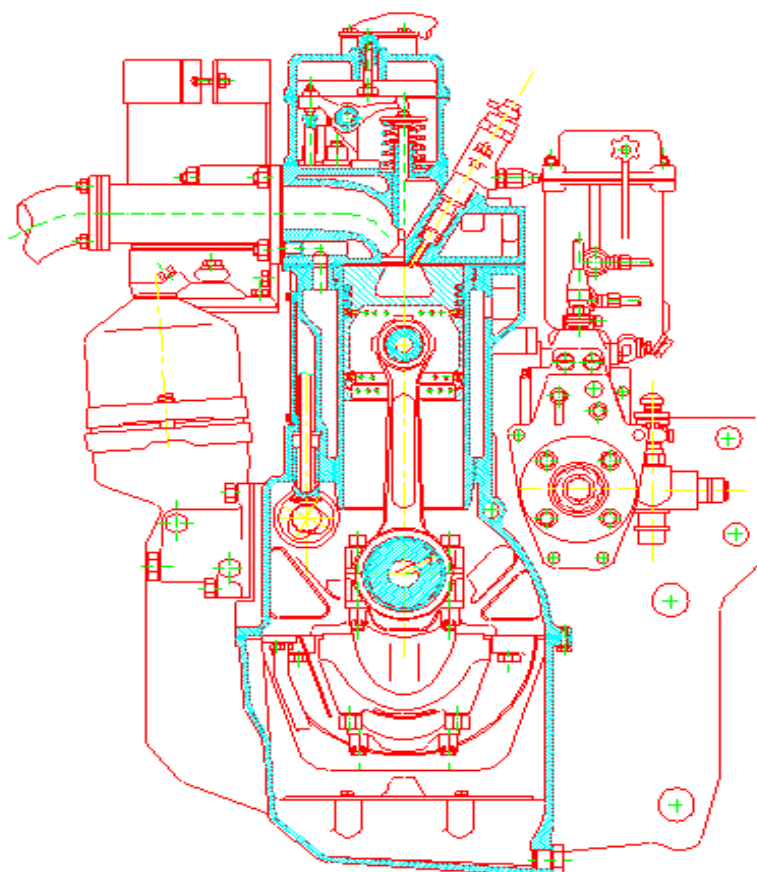
2.1.2. Các hệ thống của động cơ D243

2.1.2.1. Hệ thống nhiên liệu

Hệ thống bơm cao áp kiểu bơm Bosch (bơm dây), 4 bộ đôi, 4 vòi phun, mỗi vòi phun gồm 4 lỗ phun buồng cháy kiểu thống nhất dạng hình nón cụt. Hình 2.3 thể hiện sơ đồ hệ thống nhiên liệu động cơ D243.



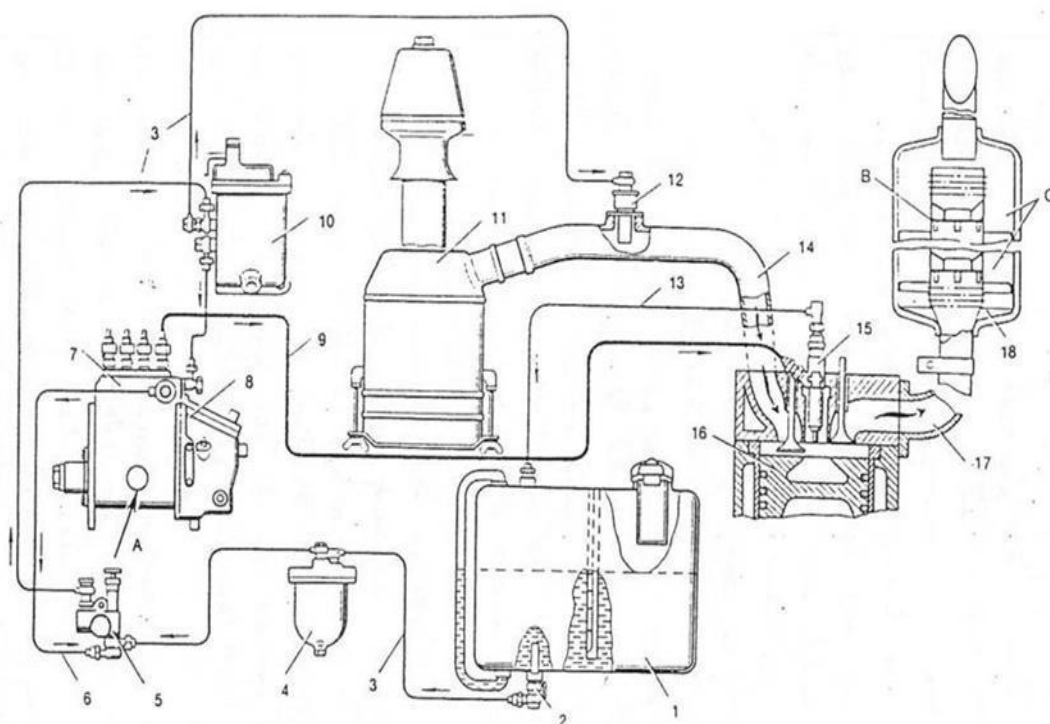
Hình 2.1. Mặt cắt dọc động cơ D243



Hình 2.2. Mặt cắt ngang động cơ D243

Bảng 2.1. Thông số kỹ thuật của động cơ D243

TT	Thông số/ Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Mã hiệu D243	DSC 80	
2	Thứ tự đánh số các xy lanh (từ phía quạt gió)	1-2-3-4	
3	Thứ tự công tác	1-3-4-2	
4	Thể tích công tác	4,75	dm ³
5	Đường kính xy lanh(D)	110	mm
6	Hành trình piston (S)	125	mm
7	Tỷ số nén (ϵ)	16,4	
8	Công suất định mức (N_{emax})	60	kW
9	Tốc độ quay ứng với (N_{emax})	2200	v/p
10	Mô men xoắn lớn nhất (M_{emax})	280	N.m
11	Tốc độ quay không tải cực đại	2385	v/p
12	Tốc độ quay không tải ổn định nhỏ nhất	600	v/p
13	Tốc độ quay cực đại	2380	v/p
14	Góc phun sớm nhiên liệu	20÷24	°gqtk
15	Vòi phun: kiểu kín nhiều lỗ	ΦD-22	
16	Áp suất nâng kim phun	175÷180	bar
17	Bầu lọc không khí kiểu 2 tầng nối tiếp		
18	Trọng lượng khô động cơ	430	kg
19	Suất tiêu hao nhiên liệu	180	g/ml.h
20	Lượng tiêu thụ nhiên liệu	13,5÷16,2	kg/h
21	Hệ số dư lượng mô men xoắn (Ψ_{3m})	15	%
22	Áp suất có ích trung bình (p_e)	6,5÷7,7	bar
23	Công suất lít	15,8÷19	mã lực/lít



Hình 2.3. Hệ thống nhiên liệu động cơ D243

1- Thùng nhiên liệu; 2- khoá lưu lượng; 3- ống dẫn thấp áp; 4- bình lọc thô; 5- Bơm thấp áp; 6- ống dẫn thoát từ bơm cao áp về bơm thấp áp; 7- bơm cao áp; 8- bộ điều tốc; 9- ống cao áp; 10- bình lọc tinh; 11- bình lọc không khí; 12- bộ phận hâm nóng bằng điện; 13- ống thoát từ vòi phun về thùng; 14- ống hút; 15- vòi phun; 16- piston; 17- ống xả; 18- bộ tiêu âm; A- chỗ đặt bơm thấp áp; B- bộ phận xoay ốc; C- buồng cộng hưởng.

Không khí từ bên ngoài được hút vào xy lanh động cơ nhờ piston 16 qua ống hút 14 và bình lọc không khí 11. Nhiên liệu trong thùng 1 tự chảy vào trong bình lọc thô 4. Bơm thấp áp 5 hút nhiên liệu đã qua lọc thô và đẩy nhiên liệu với áp suất thấp qua bình lọc tinh và bơm cao áp 7. Một lượng nhiên liệu tương ứng với tải trọng động cơ do bơm cao áp đẩy vào vòi phun 15 và dưới áp suất cao được phun vào xy lanh động cơ, nhiên liệu còn thừa theo ống dẫn 6 trở lại bơm thấp áp. Nhiên liệu rò rỉ qua các khe hở trong các chi tiết của vòi phun, từ vòi phun theo ống 13 về thùng nhiên liệu. Lượng nhiên liệu do bơm cao áp cung cấp trong mỗi chu trình được điều chỉnh tự động bằng bộ điều tốc 8. Khí xả từ các xy lanh theo ống xả 17 đi qua bộ tiêu âm 18 ra môi trường.

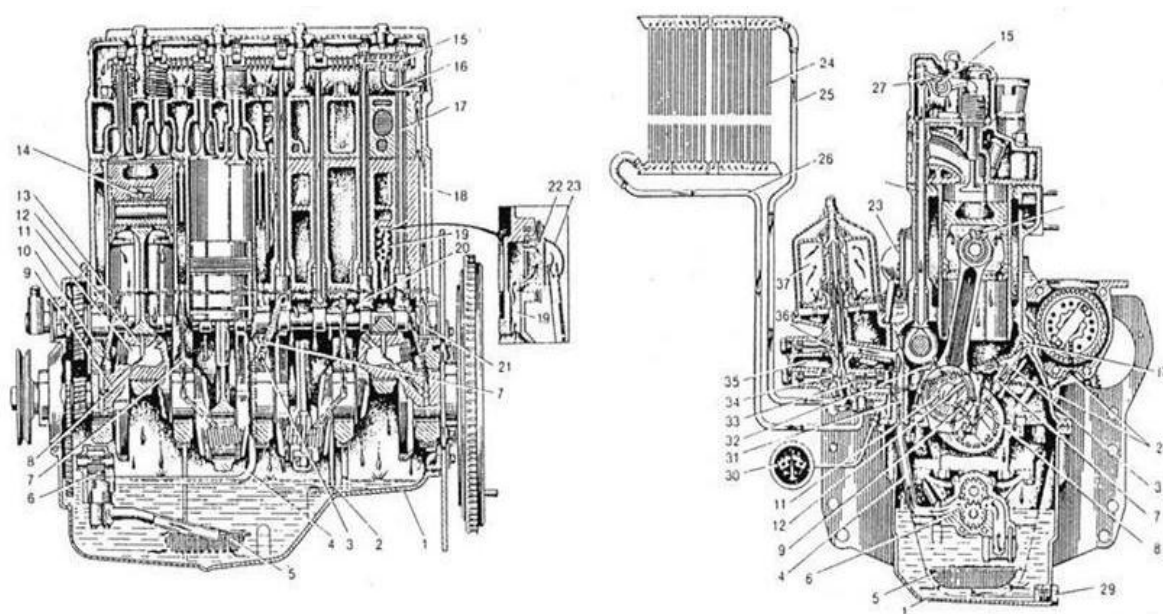
Bầu lọc không khí là loại quán tính dầu, không khí đi qua 3 cấp lọc: bộ phận tách bụi ly tâm khô; bộ phận giữ bụi bằng quán tính dầu; bộ phận lọc tiếp xúc.

Bình lọc thô nhiên liệu loại lọc lắng loại bỏ được 45% cặn cơ học và 85% nước trong nhiên liệu. Bình lọc tinh dùng giấy lọc có hai phần tử lọc.

Bơm thấp áp loại piston đẩy nhiên liệu qua bình lọc tinh vào rãnh hút của bơm cao áp và giữ lại áp suất trong đó ở giới hạn $0,08 \div 0,18$ MPa. Áp suất này ngăn không cho không khí hòa tan trong nhiên liệu thoát ra, cần thiết để bơm đẩy nhiên liệu vào vòi phun với áp suất không đổi và như nhau ngay cả khi tải trọng động cơ dao động đột ngột.

Bơm cao áp là loại bơm đẩy có đường kính piston 8,5 hành trình piston 2, trục cam bơm cao áp được dẫn động từ trục khuỷu với số vòng quay nhỏ hơn 2 lần số vòng quay trục khuỷu. Vòi phun có 4 lỗ đường kính 0,32(mm). Bộ điều tốc của bơm đẩy là loại đa chế thay đổi sức căng lò xo.

2.1.2.2. Hệ thống bôi trơn



Hình 2.4. Hệ thống bôi trơn động cơ D243

Nguyên lý: Dầu từ đáy cacte 1 qua lưới thu dầu 5 được bơm 6 hút vào và theo ống dẫn 4, rãnh 31 trong thân máy được đẩy vào bình lọc dầu li tâm 37. Dầu sạch theo ống 25 đi từ kết làm mát 24, được làm mát ở đây rồi theo ống 26 được đẩy vào ống 3 của vách ngăn giữa của thân máy. Ở đây dầu được phân nhánh một phần theo rãnh 7 đi vào bôi trơn cho gối đỡ chính ở giữa, còn dòng dầu chính đi vào rãnh 13 gọi là mạch dầu chính. Từ mạch dầu này theo các rãnh khoan trong các vách ngăn và thành khối động cơ, dầu đi vào những gối ổ chính còn lại. Từ những rãnh vòng ở các nửa bọc trên gối đỡ chính qua những rãnh khoan ngang 8 trong cổ chính và các rãnh khoan 9 ở các má khuỷu, dầu đi vào các hốc 11 ở cổ biên sau khi được lọc li tâm lần thứ 2, dầu theo ống 12 đi đến bôi trơn cho bạc lót đầu to thanh truyền. Một phần dầu từ các gối đỡ chính trước, giữa và sau các rãnh khoan ở nửa bạc trên theo các rãnh xiên của thân máy đi bôi trơn các cổ tương ứng của trục cam. Khi trục cam quay, vào thời điểm rãnh khoan 12 ở cổ trùng với lỗ khoan trên bạc, dầu được đẩy vào rãnh 18 của thân máy và rãnh 17 của nắp xylanh vào ống dẫn 16 và vào khoang 15 của trục đòn gánh. Dầu theo rãnh 17 trong đòn gánh đi bôi trơn cho mặt làm việc của vít điều chỉnh và cần đẩy. Sau đó, dầu theo cần đẩy qua rãnh 20 trong con đội chảy về cacte sau khi bôi trơn các bề mặt làm việc của con đội và cam. Từ rãnh 10 một phần dầu phân nhánh và vào rãnh khoan của trục bánh răng truyền động bơm cao áp. Áp suất trong mạch dầu này được kiểm tra bằng áp kế 30. Dầu được vung lên do các chi tiết chuyển động tạo thành sương mù dầu động trên các bề mặt xylanh, piston, con đội và các chi tiết khác để bôi trơn chúng. Dầu vào lỗ khoan trên đầu nhỏ biên bôi trơn chốt piston. Dầu ở các chi tiết chảy xuống đọng lại ở đáy cacte.

2.1.2.3. Hệ thống làm mát

Khi động cơ làm việc xảy ra sự đốt cháy nhiên liệu trong buồng cháy và tỏa ra nhiều nhiệt lượng, nhiệt độ khi đó có thể lên tới 2500°C. Trong toàn bộ nhiệt lượng đó có khoảng 30% biến thành công cơ học, gần 40% thoát ra ngoài đường thải, số còn lại đốt nóng các chi tiết của động cơ. Đối với xylanh, piston và các chi tiết khác, nếu nhiệt độ quá cao sẽ làm biến dạng và gây ra hư hỏng hoặc bó kẹt các chi tiết.

Mặt khác khi tiếp xúc với nhiệt độ cao thì dầu bôi trơn sẽ bị loãng ra hoặc là bị đốt cháy thành muội than, có hại cho các bề mặt làm việc và giảm tuổi thọ của máy.

Vì vậy, phải làm nguội động cơ giữ cho các bộ phận động cơ ở mức nhiệt độ nhất định, không phụ thuộc vào tải trọng của động cơ và thời tiết bên ngoài.

Hệ thống làm mát trên động cơ D243 là hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng kín, sử dụng bơm ly tâm để cung cấp nước cho hệ thống làm mát. Bơm nước cung cấp nước cho hệ thống làm mát, nước được đưa vào trong động cơ để làm mát cho xylanh, thân máy và dầu bôi trơn. Sau khi làm mát động cơ nước được đưa đến van hằng nhiệt. Nếu nhiệt độ của nước lớn hơn 85°C thì van hằng nhiệt bắt đầu mở cho nước đi qua két làm mát, và mở hết cỡ khi nước có nhiệt độ khoảng 95°C . Tuy nhiên, động cơ chỉ hoạt động ở chế độ này trong thời gian rất ngắn. Nếu nhiệt độ của nước nhỏ hơn 85°C thì van hằng nhiệt đóng lại cho nước đi tắt qua két. Nước được đưa vào làm mát động cơ sau khi qua két làm mát và van hằng nhiệt được bơm hút để đi làm mát cho động cơ.

2.1.2.4. Hệ thống khởi động

Động cơ D243 dùng động cơ điện khởi động, bằng nguồn điện ắc quy 12V, khi khởi động dòng điện lên đến 300A, bánh răng của động cơ khởi động tiếp xúc với vành răng của bánh đà của động cơ khởi động có tỷ số truyền rất lớn. Trên động cơ khởi động có 2 cơ cấu: cơ cấu đóng mở mạch điện và cơ cấu tách nối ăn khớp bánh răng khi khởi động. Cơ cấu đóng mở mạch điện dùng điều khiển từ xa bằng role, cơ cấu tách nối tự động loại điện từ.

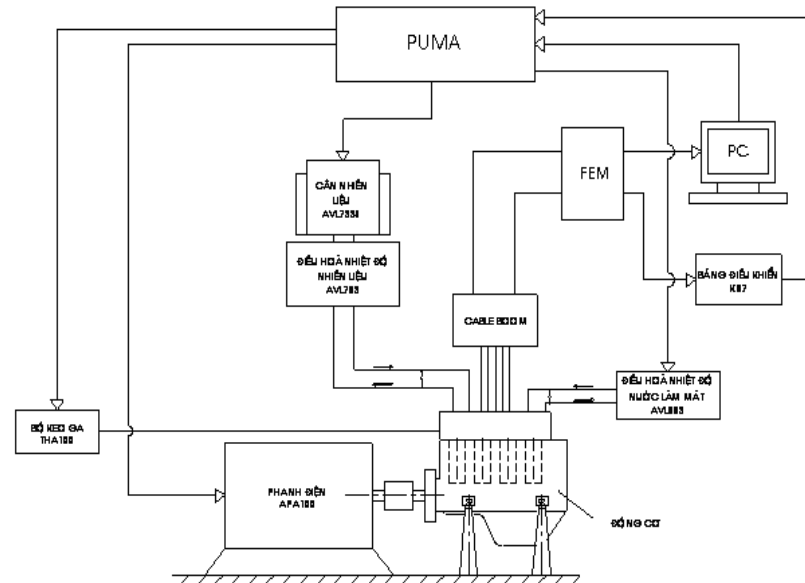
2.2. Xây dựng đặc tính động cơ D243 trong phòng thí nghiệm

Để đánh giá độ tin cậy cũng như xác định các thông số làm thông số đầu vào trong mô hình mô phỏng thì cần thử nghiệm động cơ D243 trong phòng thí nghiệm. Kết quả mô phỏng động cơ sẽ so sánh với kết quả thí nghiệm để đánh giá tính tin cậy của mô hình và một số thông số đo từ thực nghiệm là thông số đầu vào nhập trong mô hình mô phỏng. Thực nghiệm được thực hiện tại PTN ĐCĐT Đại học Bách khoa Hà Nội.

2.2.1. Trang thiết bị thử nghiệm

2.2.1.1. Sơ đồ bố trí thiết bị thử nghiệm trong phòng thử

Động cơ D243 thí nghiệm được lắp đặt lên băng thử động lực học để tiến hành đo các đặc tính của động cơ. Hình 2.5 và 2.6 thể hiện sơ đồ bố trí thí nghiệm và sơ đồ băng thử động lực học.



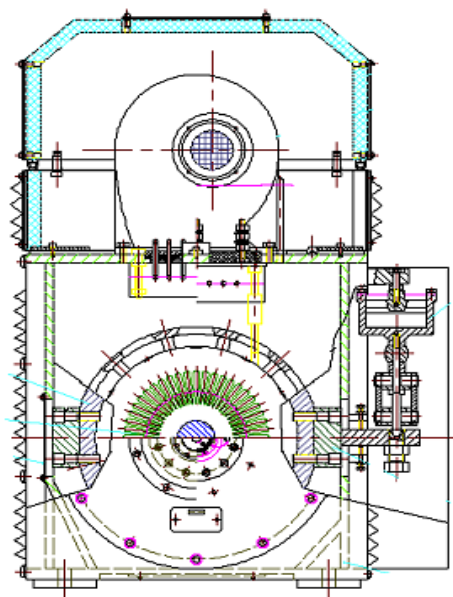
Hình 2.5. Sơ đồ bố trí thiết bị thử nghiệm



Hình 2.6. Sơ đồ phòng thử động lực cao động cơ

Trên hình 2.5 và 2.6 thể hiện hệ thống thử nghiệm bao gồm các thiết bị chính sau: Phanh điện APA 100; Thiết bị làm mát dầu bôi trơn AVL 554; Thiết bị làm mát nước làm mát AVL 553; Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu AVL 733S; Bộ ổn định nhiệt độ nhiên liệu AVL 753; Bộ điều khiển tay ga THA 100.

2.2.1.2. Phanh điện APA 100



Hình 2.7. Sơ đồ nguyên lý làm việc của phanh điện APA 100

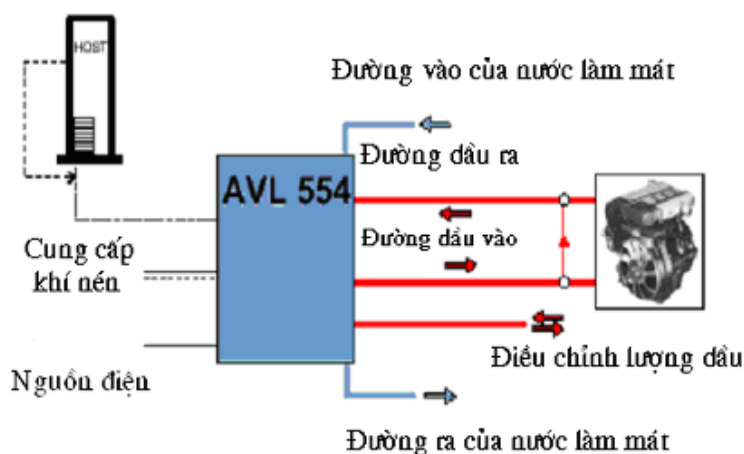
Hình 2.7 thể hiện sơ đồ nguyên lý làm việc của phanh điện APA 100 sử dụng trong phòng thử. Phanh này có thể hoạt động được ở chế độ phanh điện và động cơ điện. Tác dụng tương hỗ giữa lực từ của stator và rotor sẽ tạo ra tải trọng cho động cơ hoặc kéo động cơ đột trong quay. Vỏ stator do được đặt trên hai gối đỡ nên cũng có xu hướng quay theo. Một cảm biến lực (loadcell) giữ vỏ stator ở vị trí cân bằng và xác định giá trị lực tương hỗ này. Thay đổi giá trị của lực này bằng cách thay đổi cường độ dòng điện vào băng thử. Tốc độ quay của băng thử được xác định bằng cảm biến tốc độ kiểu đĩa quang. Công suất lớn nhất của băng thử ở chế độ động cơ điện là 200kW, ở chế độ phanh điện là 220kW trong dải tốc độ từ 2250 đến 4500 v/ph, tốc độ cực đại 8000 v/ph. Băng thử được trang bị các hệ thống điều khiển, xử lý số liệu tự động và hiển thị kết quả, mô hình hoá như PUMA, EMCON 300, Concerto và ISAC 300, giúp cho quá trình điều khiển được dễ dàng và bảo đảm kết quả thử nghiệm chính xác.

Từ trường tương hỗ giữa rotor và stator tạo ra mômen cản với rotor và cân bằng với momen dẫn động từ rotor (rotor là cụm phanh được nối với trục dẫn động từ động cơ). Cường độ từ trường tương hỗ giữa rotor và stator được điều chỉnh để tăng hoặc giảm mômen cản trên trục dẫn động từ động cơ. Khả năng thay đổi mômen phanh thích hợp cho việc điều khiển tự động ở các chế độ thử của động cơ.

Cụm phanh có chức năng làm việc ở chế độ máy phát (phanh đối với động cơ) và chế độ động cơ (kéo động cơ quay) nên có thể dùng để chạy rà nguội và thí nghiệm động cơ trên cùng một băng thử. Ngoài ra, công suất động cơ được hấp thụ và biến đổi thành năng lượng điện trong thiết bị (phanh). Dòng điện này qua bộ biến tần và được đưa ra ngoài. Đặc biệt phanh APA 100 còn có chức năng mô tả các sức cản lên động cơ như động cơ đang lắp trên ô tô chạy trên đường bằng phần mềm ISAC.

2.2.1.3. Thiết bị làm mát dầu bôi trơn AVL 554

Theo tiêu chuẩn thử nghiệm về động cơ cũng như về khí thải đều có yêu cầu về nhiệt độ dầu bôi trơn phải nằm trong giới hạn cho phép. Vì vậy cụm làm mát dầu có chức năng giữ ổn định nhiệt độ dầu bôi trơn, sơ đồ bố trí thiết bị làm mát dầu được thể hiện trên hình 2.8. Khi động cơ làm việc một phần nhiệt sẽ truyền cho dầu bôi trơn, làm nhiệt độ dầu bôi trơn tăng lên, do đó ảnh hưởng đến chất lượng bôi trơn (tính năng lý hoá của dầu bôi trơn) nên cần làm mát dầu bôi trơn.



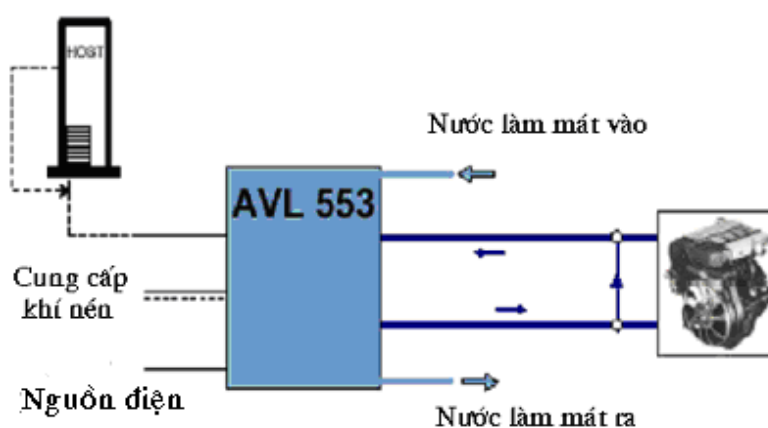
Hình 2.8. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị làm mát dầu bôi trơn AVL 554

Ngược lại, khi động cơ bắt đầu làm việc ở môi trường có nhiệt độ thấp, lúc này nhiệt độ động cơ thấp (độ nhớt của dầu cao) ảnh hưởng đến chất lượng bôi trơn (tính lý hoá của dầu bôi trơn) cũng như làm tăng thời gian hâm nóng động cơ (có thể động cơ không thể làm việc được) do vậy cần làm nóng dầu bôi trơn.

Các van được điều khiển bằng điện và khí nén sẽ đóng mở để điều chỉnh lượng nước qua nhiều hay ít, đảm bảo nhiệt độ dầu theo yêu cầu.

2.2.1.4. Thiết bị làm mát nước AVL 553

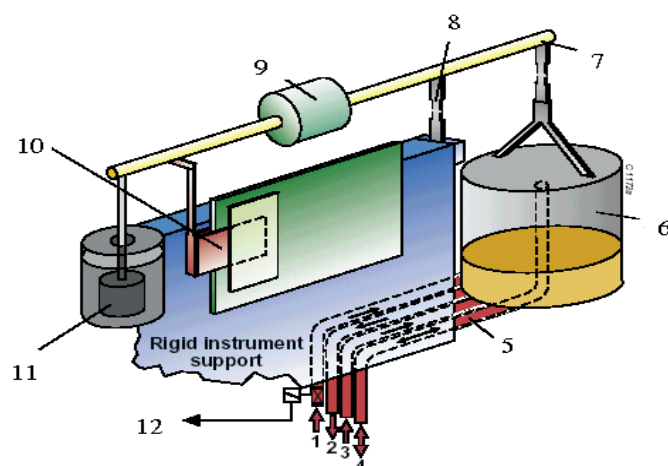
Thiết bị làm mát nước có tác dụng ổn định nhiệt độ nước làm mát động cơ trong suốt quá trình thử nghiệm. Sơ đồ nguyên lý làm mát của thiết bị AVL 553 được thể hiện trên hình 2.9.



Hình 2.9. Sơ đồ nguyên lý thiết bị làm mát nước AVL 553

Theo các tiêu chuẩn thử nghiệm về động cơ cũng như về khí thải đều có yêu cầu về nhiệt độ nước làm mát. Cụm làm mát nước có chức năng giữ ổn định nhiệt độ nước làm mát động cơ. Khi động cơ làm việc một phần nhiệt được truyền cho các chi tiết động cơ, do đó gây ra các ứng suất nhiệt cho các chi tiết nên cần phải làm mát động cơ. Ngược lại, khi động cơ bắt đầu làm việc, nhiệt độ động cơ còn thấp, do đó rất khó khởi động nên làm nóng nước vòng ngoài để hâm nóng động cơ, khi động cơ đã làm việc nhiệt độ động cơ tăng khi đó cụm AVL 553 sẽ điều chỉnh nhiệt độ nước vòng ngoài phù hợp để làm mát nhiệt độ nước làm mát động cơ. Các van được điều khiển bằng điện và khí nén sẽ đóng mở để cho nước vòng ngoài qua nhiều hay ít, để đảm bảo nhiệt độ nước làm mát động cơ theo đúng yêu cầu.

2.2.1.5. Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu AVL Fuel Balance 733S



Hình 2.10. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của thiết bị cân nhiên liệu 733S

1. Nhiên liệu cấp vào thùng đo; 2. Nhiên liệu tới động cơ; 3. Nhiên liệu hồi từ động cơ; 4. Ống thông hơi; 5. Các ống nối mềm; 6. Thùng đo; 7. Thanh cân; 8. Lò xo lá; 9. Cân bì; 10. Cảm biến lưu lượng; 11. Thiết bị giảm chấn; 12. Van điện từ đường nạp

Hình 2.10 thể hiện sơ đồ nguyên lý làm việc của cân nhiên liệu (Fuel balance 733S) sử dụng trong hệ thống thiết bị thử nghiệm. Thiết bị này thực hiện theo nguyên lý đo kiểu khối lượng, có vai trò quan trọng quyết định đến độ chính xác lượng nhiên liệu tiêu thụ của động cơ.

Cân nhiên liệu 733S dùng cảm biến đo lưu lượng nhiên liệu tiêu thụ cung cấp cho động cơ bằng cách cân lượng nhiên liệu trong bình chứa. Cân nhiên liệu 733S dùng cảm biến đo lưu lượng để xác định lượng tiêu thụ nhiên liệu. Yêu cầu cảm biến phản ứng với tốc độ nhanh, độ nhạy và độ chính xác cao.

Bắt đầu quá trình đo nhiên liệu được cấp đầy vào thùng đo 6. Lúc này lực tì lên cảm biến lưu lượng là lớn nhất. Van điện từ 12 đóng lại ngăn không cho dòng nhiên liệu vào thùng đo trong khi đường cấp vào động cơ vẫn mở. Đồng thời với quá trình đó bộ phận đếm thời gian hoạt động. Khi nhiên liệu trong thùng chảy hết đồng nghĩa với lực tì lên cảm biến lưu lượng bằng 0 tức là quá trình đo đã kết thúc.

Dựa vào các kết quả thu thập được ECU sẽ tính ra lượng nhiên liệu tiêu thụ của động cơ.

2.2.1.6. Bộ ổn định nhiệt độ nhiên liệu AVL 753

Nhiệt độ nhiên liệu trong hệ thống không giống như nhiệt độ nhiên liệu trên đường cung cấp do có đường nhiên liệu hồi mang nhiệt từ động cơ. Do đó mật độ nhiên liệu thay đổi làm sai lệch kết quả đo. Thiết bị AVL 753 có nhiệm vụ điều hoà nhiệt độ nhiên liệu, đồng thời đảm bảo cung cấp ổn định lưu lượng nhiên liệu cho động cơ.

Thiết bị AVL 753 dùng nước vòng ngoài làm mát lượng nhiên liệu đã được định sẵn từ cân nhiên liệu. Lưu lượng nhiên liệu được đảm bảo bằng một bơm trên đường nhiên liệu cung cấp cho động cơ.

2.2.1.7. Bộ điều khiển tay ga THA 100

Bộ điều khiển này có chức năng thay đổi vị trí cung cấp nhiên liệu, kéo thanh răng bơm cao áp đối với động cơ diesel, đóng mở bướm ga đối với động cơ xăng. Thiết bị chính của bộ THA 100 là động cơ điện biến bước, thay đổi chiều dài của đoạn dây kéo ga để thay đổi vị trí cung cấp nhiên liệu tùy theo từng chế độ thử và được điều khiển từ máy tính.

2.2.2. Kết quả thử nghiệm động cơ D243 trên băng thử

Động cơ D243 được lắp đặt lên băng thử APA và tiến hành thử nghiệm xây dựng đặc tính ngoài của động cơ. Kết quả thử nghiệm được thể hiện trong bảng 2.2.

Bảng 2.2. Đặc tính ngoài động cơ D243

STT	n (v/ph)	Công suất (kW)	THNL (g/kW.h)
1	1000	31.38	252.39
2	1400	45.87	271.03
3	1600	51.89	270.109
4	1800	57.03	262.36
5	2000	57.18	256.03
6	2200	56.09	258.87

2.3. Đánh giá khả năng tăng áp cho động cơ D243

2.3.1. Cơ sở tính toán lựa chọn tỷ số tăng áp cho động cơ D243

Những ưu điểm của động cơ tăng áp nói chung như: trọng lượng nhỏ hơn, thể tích lắp đặt nhỏ khi có cùng công suất với động cơ không tăng áp, giá thành cho một đơn vị công suất giảm, hiệu suất cao, đặc biệt với động cơ diesel khoảng công suất lớn khi cùng mẫu động cơ, bộ làm mát nhỏ hơn khi có cùng công suất, giảm tiếng ồn tốt hơn và giảm phát thải độc hại. Ví dụ, sử dụng cụm TB –MN có trọng lượng khoảng 6 kg với số vòng quay lớn nhất là 15.000 v/ph có thể đưa công suất từ 70 lên tới 110 kW (tăng 1,57 lần); hãng Volkswagen có động cơ diesel $V_h = 1,5$ lít không tăng áp có công suất 37 kW có trọng lượng riêng là 3 kg/kW, khi động cơ này được tăng áp thì đạt được công suất 55 kW và lúc này trọng lượng riêng giảm xuống 2,4 kg/kW; động cơ Smart của hãng Mercedes – Benz làm việc với cụm TB-MN có đường kính 32 mm với số vòng quay 280.000 v/ph đưa công suất của động cơ diesel có dung tích 800 cm³ đạt 37 kW, trọng lượng riêng là 2,3 kg/kW.

Khi tăng áp dẫn đến tăng phụ tải nhiệt và phụ tải cơ tác dụng lên các chi tiết do vậy tỷ số tăng áp bị giới hạn. Trong tính toán thiết kế cần đưa ra mức công suất cần đạt tới sau đó tính toán để đưa ra lựa chọn tỷ số tăng áp phù hợp. Bảng 2.3 thể hiện công suất, công suất trên một đơn vị thể tích xy lanh (N_L) và công suất trên diện tích đỉnh piston (N_F) của một số của một số loại động cơ thông dụng trên thị trường Việt Nam.

Qua bảng 2.3 có thể thấy rằng khi tăng áp thì công suất, công suất trên một đơn vị thể tích xy lanh tăng lên đáng kể. Mẫu động cơ D1146 sau khi được cải tiến tăng áp thành động cơ mẫu động cơ D1146 TIS công suất đã tăng từ 130 kW lên 175,9 kW (35,3%). Công suất động cơ DE12 tăng 34,3% khi được tăng áp trở thành mẫu động cơ DE12 TI. Động cơ D243 không tăng áp công suất chỉ đạt 60 kW, công suất trên thể tích xy lanh 12,5 kW/lít thấp hơn nhiều so với các động cơ diesel khác. Do vậy, khả năng nâng cao công suất cho động cơ D243 là hoàn toàn khả thi. Để tính toán mô phỏng tăng áp cho động cơ D243 ta chọn mức công suất cần đạt tới là

83 kW (tăng 38%), công suất trên thể tích công tác là 17,4 kW/lít và công suất trên diện tích đỉnh piston là 21,76 kW/dm². Công suất này sẽ là cơ sở để tính toán sơ bộ tỷ số tăng áp và lựa chọn tăng áp cho động cơ D243.

Bảng 2.3. Thông số kỹ thuật của một số động cơ Diesel

Số hiệu động cơ	Loại động cơ	DxS (mmxmm)	Thể tích	Tỷ số	N _e (kW)	N _L (kW/l)	N _F (kW/dm ³)
D1146	Diesel	111x139	8,1	18	130	16	22
D1146 TI	Diesel tăng áp	111x139	8,1	16,7	150	18,5	25,3
DE08 TIS	Diesel tăng áp	111x139	8,1	18,5	175,92	21,7	29,8
DE12	Diesel	123x155	11.05	17,1	169	15,2	23,7
DE12 TIS	Diesel tăng áp	123x155	11.05	17,0	227	20,54	28,7
Mercedes Benz-180	Diesel	-	3.0	17,8	158,2	17,8	17,8
Roll Roys	Diesel tăng áp	-	12,5	18	184	14,7	18,7
Kia bongo III	Diesel tăng áp	98x98	3.0	18	67,5	22,5	22,37
D243	Diesel	110x125	4,75	16	60	12,5	15,5

2.3.2. Lựa chọn phương pháp tăng áp cho động cơ D243

Ta có công thức tính công suất có ích của động cơ không tăng áp:

$$N_{el} = V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_0 \cdot \frac{Q_H}{M_0} \cdot \frac{n}{30\tau} \cdot \eta_m \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot i \quad (2.1)$$

Công thức tính công suất có ích của động cơ tăng áp:

$$N_{eo} = V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_1 \cdot \frac{Q_H}{M_1} \cdot \frac{n}{30\tau} \cdot \eta_m \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot i \quad (2.2)$$

Trong đó:

- V_h : thể tích công tác.
- η_v : hệ số nạp.
- ρ_0, ρ_1 : khối lượng riêng của không khí và khí tăng áp.
- Q_H : nhiệt trị thấp của nhiên liệu.
- M_0, M_1 : lượng không khí lý thuyết trước và sau máy nén để đốt cháy hoàn toàn một đơn vị nhiên liệu.
- n : số vòng quay của động cơ.
- τ : số kỳ của động cơ.
- η_m : hiệu suất cơ giới.
- η_i : hiệu suất chỉ thị.
- i : số xy lanh.
- α : hệ số dư lượng không khí.

Giả sử các thông số V_h , η_m , η_i , Q_H , n , τ , α , i và η_v thay đổi không đáng kể ta có thể coi gần đúng.

$$\frac{N_{el}}{N_{eo}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{\rho_1}{\rho_0}$$
$$\Rightarrow \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{83}{60} = 1,38$$

Về mặt lý thuyết có thể xem quá trình diễn ra trong máy nén là đoạn nhiệt khi đó ta có:

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} = (\pi)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow \pi_k = \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right)^k = (1,38)^{1,4} \approx 1,5$$

2.4. Kết luận chương 2

Tăng áp bằng TB khí xả có nhiều ưu điểm, hơn nữa khi áp dụng vào thực tế bố trí phương án tăng áp bằng TB khí xả cũng dễ dàng hơn các phương án khác, do đó trong nghiên cứu này ta chọn phương án tăng áp bằng TB khí xả.

CHƯƠNG 3

MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ D243 BẰNG PHẦN MỀM AVL - BOOST

3.1. Phần mềm AVL - BOOST

3.1.1. Giới thiệu Phần mềm AVL-BOOST

Phần mềm AVL- BOOST dùng mô phỏng đa dạng rộng rãi động cơ, như động cơ 4 kỳ, động cơ 2 kỳ, động cơ xăng, động cơ diesel. Nó được ứng dụng từ động cơ có dung tích nhỏ như động cơ xe máy cho đến những động cơ cỡ lớn sử dụng cho lĩnh vực hàng hải.

Gói phần mềm AVL-BOOST bao gồm một bộ tiền xử lý tương tác sẽ hỗ trợ với bộ xử lý dữ liệu đầu vào cho các chương trình tính toán chính. Quá trình phân tích kết quả sẽ được hỗ trợ bởi một bộ hậu vi xử lý tương tác.

Công cụ tiền xử lý trên AVL Workspace Graphical User Interface đặc trưng bởi một mô hình sắp xếp và một chỉ dẫn của dữ liệu đầu vào cần thiết. Mô hình tính toán của động cơ được thiết kế bằng cách lựa chọn các phần tử cần thiết từ cây thư mục đã hiển thị bằng cách kích đúp chuột và kết nối chúng bằng các phần tử đường ống. Theo cách này, ngay cả những động cơ kết cấu rất phức tạp cũng có thể được mô hình hóa một cách đơn giản.

Chương trình chính cung cấp các thuật toán mô phỏng được tối ưu hóa cho tất cả các phần tử. Dòng chảy trong ống được coi như là dòng một chiều. Theo đó các áp suất, nhiệt độ và tốc độ dòng chảy thu được từ các phương trình dòng chảy do hiệu ứng ba chiều, tại các vị trí cụ thể trong động cơ, được xét đến bởi hệ số cản thích hợp. Trong trường hợp hiệu ứng ba chiều cần xét đến chi tiết hơn, một liên kết nối với mô hình dòng chảy 3 chiều của AVL mã hiệu FIRE sẽ tồn tại. Điều này có nghĩa là một mô hình đa chiều của những chi tiết quan trọng của động cơ có thể được kết hợp với mô phỏng chuyển động trong xy lanh, quá trình quét khí của động cơ 2 kỳ hay mô phỏng chuyển động phức tạp trong các phần tử giảm thanh.

Công cụ hậu xử lý “IMPRESS CHART và PP3” phân tích rất nhiều các kết quả dữ liệu khác nhau từ mô hình hóa. Tất cả các kết quả có thể được đem so sánh với các điểm đo hoặc kết quả tính toán trước đó. Ngoài ra, phần mềm còn cho phép trình diễn kết quả dạng hình động. Điều này góp phần cho việc phát triển các giải pháp tối ưu với các vấn đề của người dùng.

3.1.2. Cấu trúc và các phần tử của phần mềm

Hãng AVL đã có hơn 20 năm kinh nghiệm trong việc viết phần mềm mô phỏng. Điều đó giúp cho việc viết phần mềm có được khả năng đáp ứng được các yêu cầu về độ chính xác, tính tin cậy cao. Hãng AVL luôn đưa ra các phiên bản mới để đáp ứng các yêu cầu mới, đây chính là cơ sở cho việc mở rộng phạm vi ứng dụng phần mềm trong một lĩnh vực công nghệ.

Các phiên bản gần đây cũng đã chú ý tới vấn đề thuận lợi cho người sử dụng, nhằm mục đích làm sao có thể khai thác và ứng dụng có hiệu quả các khả năng của phần mềm. Để có được các thuận lợi đó các nhà lập trình đã thiết kế cấu trúc phần mềm bao gồm các phần tử sau:

- Định nghĩa các phần tử.
- Xây dựng và tính toán mô hình.
- Phân tích và xử lý kết quả.
- Hỗ trợ giúp người sử dụng.

a) Phần tử xy lanh (Cylinder)

Phần tử xy lanh trong mô hình thể hiện thể tích công tác bên trong buồng cháy động cơ, cũng có thể được định nghĩa bằng hành trình dịch chuyển của piston. Phần mềm BOOST đưa ra các mô hình cháy sau:

- Mô hình cháy đơn giản: Vibe, Double-Vibe, point-by-point.
- Mô hình lý thuyết: mô hình cháy đẳng áp, đẳng tích.
- Mô hình buồng cháy phức tạp.

Đối với mô hình cháy một phương trình của động cơ diesel dựa trên cơ sở lý thuyết của giáo sư Hiroyasu, thì quá trình trao đổi nhiệt diễn ra bên trong buồng cháy chịu ảnh hưởng bởi các yếu tố sau:

- Đường kính lỗ phun, số lỗ phun, thời điểm phun và thời gian phun.
- Tốc độ phun, đặc tính phun, kích thước hình học của tia phun.
- Thành phần của hỗn hợp bên trong xy lanh.
- Kích thước hình học của buồng cháy.
- Sự lưu động của dòng không khí.

Còn mô hình cháy một phương trình đối với động cơ xăng thì quá trình trao đổi nhiệt xảy ra bên trong buồng cháy chịu ảnh hưởng bởi các yếu tố sau:

- Kích thước hình học buồng cháy.
- Vị trí đặt bugi.
- Thành phần hỗn hợp bên trong xy lanh.
- Sự lưu động của dòng không khí và mức độ chảy rối.
- Sự truyền nhiệt bên trong xy lanh.
- Đóng mở xupap.
- Quá trình trao đổi chất (hòa trộn lý tưởng, thải sạch,...).
- Vận động xoáy của dòng môi chất.
- Buồng cháy ngăn cách.
- Phun xăng trực tiếp.

Đối với chế độ chuyển tiếp thì nhiệt độ thành xy lanh thay đổi và quá trình cháy phụ thuộc vào các chế độ làm việc.

b) Đường ống (Pipe)

Phần tử đường ống là một trong những phần tử quan trọng của mô hình động cơ. Trong mô hình phần tử Pipe có nhiệm vụ kết nối các phần tử, tương đương như các ống nạp, thải trong mô hình động cơ thực. Phần tử Pipe trong mô hình được định nghĩa bằng các tham số hình học, vật lý sau:

- Đường kính ống, chiều dài ống, độ cong của ống, hệ số cản của thành ống.
- Khả năng truyền nhiệt của thành ống với môi trường xung quanh, hệ số dẫn nhiệt.

c) Điều kiện biên (Boundary)

- Điều kiện biên hệ thống (System Boundary): Phần tử điều kiện hệ thống cung cấp kết nối của mô hình tính toán tới điều kiện bên ngoài mà người dùng có thể định nghĩa, bao gồm các tham số như là nhiệt độ, áp suất và thành phần của khí trong môi trường có thể thay đổi theo thời gian. Từ kết quả tính toán có thể đưa ra được các đặc tính khối lượng dòng chảy, đặc tính tiếng ồn tại cửa hút và cửa xả.

- Điều kiện biên xử lý khí thải (Aftertreatment Boundary): Phần tử điều kiện biên xử lý khí thải cung cấp các kết nối của mô hình xử lý khí thải tới người sử dụng. Có hai điều kiện xử lý khí thải (một là điều kiện đầu vào và hai là điều kiện đầu ra) được kết nối với một bộ chuyển đổi xúc tác hoặc với một bộ lọc khói dạng hạt của diesel. Ứng dụng có loại điều kiện biên này là có thể được sử dụng cho mô phỏng xử lý khí thải.

- Điều kiện biên bên trong (Internal Boundary): Phần tử điều kiện biên bên trong sử dụng để quy định điều kiện bên trong ống tại vị trí giới hạn của mô hình mà tại đó trạng thái và thành phần của khí có thể thay đổi theo thời gian. Phần tử được sử dụng để nghiên cứu, đo đạc và xác định các điều kiện bên trong đường ống dẫn tại mọi vị trí.

d) Phần tử chuyển giao (Transfer Elements)

- Phần tử tiết lưu (Flow Restriction): Phần tử này bổ sung cho phần tử ổn áp chuẩn trong trường hợp thể tích của bình ổn áp thay đổi theo thời gian có thể xác định được. Ví dụ hộp cacte và máy nén khí có ảnh hưởng nhiều tới sự thay đổi thể tích.

- Van xoay (Rotary Valve): Van xoay cũng là phần tử cản dòng đặc biệt, với hệ số cản dòng phụ thuộc theo thời gian hoặc góc quay trục khuỷu. Tốc độ của van

xoay có thể khác so với tốc độ động cơ. Phần tử van xoay trong mô hình có nhiệm vụ thay cho thiết bị điều khiển quá trình nạp trên mô hình thực của động cơ hai kỳ.

- Van an toàn (Check Valve): Van an toàn là phần tử cản dòng đặc biệt, với hệ số cản dòng thông qua sự thay đổi với mô hình đơn giản và độ nâng của van đối với mô hình đầy đủ. Trong trường hợp trên van được mô tả như một hệ lò xo giảm chấn khối lượng.

- Vòi phun nhiên liệu (Fuel Injection) và Carburetor đối với động cơ xăng: Phần tử này trong mô hình thay thế cho vòi phun hoặc chế hòa khí của động cơ xăng. Đối với động cơ xăng hỗn hợp cháy được mặc định hình thành bên ngoài buồng cháy kể cả trường hợp phun xăng. Phần tử này được định nghĩa bằng tham số tỷ lệ giữa nhiên liệu và không khí cùng với hệ số cản dòng. Đối với trường hợp phun nhiên liệu cần bổ sung thêm lượng nhiên liệu bay hơi.

e) Phần tử thể tích (Volume Elements)

- Bình ổn áp (Plenum): Trong mô hình phần tử bình ổn áp được thay thế cho các đoạn ống có trạng thái ổn định về áp suất, nhiệt độ, thành phần hỗn hợp. Phần tử bình ổn áp được định nghĩa bằng các đại lượng thể tích và diện tích bề mặt, trong đó thể tích của bình được xác định tương đối bằng hai lần thể tích công tác của xy lanh. Điều đó có nghĩa rằng ở một thời điểm tức thời áp suất, nhiệt độ và thành phần hòa khí là như nhau trong toàn bộ thể tích của bình.

- Trong trường hợp nếu sóng áp suất có ảnh hưởng đáng kể đến sự vận động của dòng môi chất bên trong bình thì nên thay phần tử bình ổn áp bằng phần tử đường ống.

- Bình ổn áp có thể tích thay đổi (Variable Plenum) : Phần tử này bổ sung cho phần tử bình ổn áp chuẩn trong trường hợp thể tích của bình ổn áp thay đổi theo thời gian có thể xác định được. Ví dụ hộp cacte và bơm quét khí có ảnh hưởng tới sự thay đổi thể tích.

f) Các phần tử gắn thêm (Assembled Elements)

- Bộ lọc khí (Air Cleaner): Trong mô hình phần tử lọc khí có nhiệm vụ thay thế cho bình lọc khí nạp của mô hình thực, bằng phần tử lọc khí trên mô hình xây dựng sẽ đánh giá ảnh hưởng do tổn thất áp suất gây ra đối với quá trình nạp. Phần tử lọc khí được định nghĩa bằng các kích thước hình học và hệ số tổn thất của dòng khí nạp đi qua.

- Bộ lọc khí xả (Catalyst): Phần tử này có nhiệm vụ thay thế cho thiết bị lọc khí xả trên mô hình thực, để đánh giá ảnh hưởng cản trên đường xả. Phần tử lọc khí xả chưa đề cập tới vấn đề xử lý khí thải.

- Bộ làm mát khí tăng áp (Air Cooler): Phần tử làm mát khí tăng áp chỉ sử dụng cho mô hình có làm mát khí tăng áp. Các dữ liệu đối với phần tử làm mát khí tăng áp về cơ bản là giống phần tử lọc khí. Các giá trị về tổn thất áp suất, hiệu suất làm mát và khối lượng dòng khí ổn định tương đối được xác định từ bên ngoài.

g) Các phần tử nạp (Charging Elements)

- TB tăng áp (Turbocharger): Phần tử tăng áp có nhiệm vụ thay thế cho mô hình động cơ có sử dụng TB tăng áp. Trong phần mềm BOOST có đưa ra mô hình TB tăng áp.

- Mô hình đầu tiên cũng tương đối phức tạp, tuy nhiên chỉ yêu cầu cung cấp một vài dữ liệu đầu vào. Bao gồm các dữ liệu như: số kỳ động cơ, tỷ số tăng áp, máy nén, hiệu suất máy nén và TB.

- Mô hình đầy đủ có bổ sung thêm dữ liệu về mômen quán tính của máy nén và bánh TB. Đặc tính các điểm làm việc được nội suy từng bước theo thời gian từ bản đồ (map) và phụ thuộc vào tốc độ tức thời của rôto, tỷ lệ khối lượng dòng không khí, tỷ số tăng áp. Đối với mô hình mô phỏng chế độ chuyển tiếp, thì các điểm làm việc thay đổi theo thời gian.

- Máy nén khí (Turbo Compressor): Phần tử này được sử dụng cho mô hình động cơ tăng áp cơ khí. Trong trường hợp tỷ số tăng áp không đổi và hiệu suất máy nén không đổi, theo lý thuyết có thể xác định được đường tốc độ chuẩn hoặc một

biểu đồ. Nếu một đường tốc độ chuẩn hoặc một biểu đồ của máy nén được xác định, thì tỷ số tăng áp và hiệu suất được xác định theo tỷ lệ khối lượng tức thời của dòng chảy và tốc độ của máy nén thực tế.

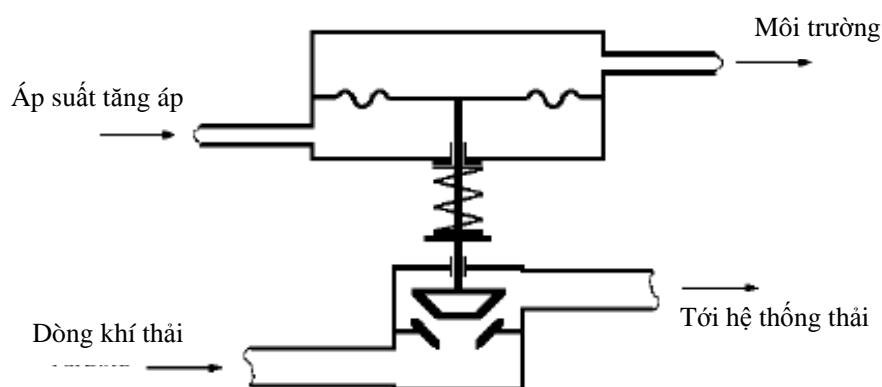
h) Phần tử tiết lưu (Flow Restriction)

Phần tử này bổ sung cho phần tử bình ổn áp chuẩn trong trường hợp thể tích của bình ổn áp thay đổi theo thời gian có thể xác định được. Ví dụ hộp cacte và bơm quét khí có ảnh hưởng tới sự thay đổi thể tích.

i) Phần tử phân dòng (Junction)

Phần tử phân dòng trên mô hình thể hiện sự phân dòng trên hệ thống ống dẫn. Phần tử phân dòng được định nghĩa bằng các tham số kích thước hình học, như diện tích mặt cắt của cút nối và góc giữa các ống nối.

j) Phần tử van xả của TB – máy nén (Waste Gate)



Hình 3.1. Van xả Waste Gate

Trong cụm TB-MN, đường ống thải được thiết kế với đường kính nhỏ để tận dụng được năng lượng khí xả kể cả khi động cơ làm việc ở chế độ tải trọng và tốc độ thấp. Tuy nhiên, khi động cơ làm việc ở chế độ tải trọng lớn và tốc độ cao, để giảm tải cho TB, người ta sử dụng van xả (Waste Gate) để thải bớt khí thải ra ngoài [11].

Van xả có dạng một van hoạt động thông qua sự chênh lệch áp suất tác dụng vào màng. Trong đó áp suất tăng áp được sử dụng như một thông số điều chỉnh.

Ở kiểu van này, áp suất tăng áp được đưa vào khoang áp suất cao của màng kích thích. Phía áp suất thấp được nối với môi trường. Nếu chênh lệch áp suất vượt quá một giá trị nhất định, thể hiện qua lực ép ban đầu của lò xo, thì van sẽ mở và một phần khí xả được thải ra ngoài mà không đi qua TB, làm giảm năng lượng của khí thải cung cấp cho TB và qua đó tránh được việc tăng áp suất tăng áp.

3.1.3. Xử lý kết quả và một số vấn đề cần lưu ý khi sử dụng phần mềm

Độ chính xác cao và tính tin cậy của phần kết quả vẫn là mục tiêu chính của mô hình. Phần kết quả sẽ giúp các nhà thiết kế chế tạo có cơ sở để nghiên cứu thiết kế động cơ. Kết quả đưa ra có thể là dạng bảng, đồ thị và hình ảnh động.

Phần kết quả có khả năng đưa ra dưới dạng sau:

- Show Summary: kết quả tính của mô hình được đưa ra dưới dạng bảng các thông số cơ bản của mô hình.

- Show Results: kết quả tính của mô hình được đưa ra dưới dạng đồ thị, bao gồm các loại kết quả sau:

- * Transients: đưa ra các kết quả của các chu kỳ tính.

- * Traces: đưa ra kết quả của chu kỳ tính cuối cùng.

- * Animation: kết quả được đưa ra dưới dạng hình ảnh động.

- * Acoustic: các kết quả về độ ồn.

Để kết quả tính toán của phần mềm BOOST có độ chính xác và tính tin cậy cao cũng như thời gian thực hiện nhanh chóng người sử dụng khi sử dụng phần mềm BOOST cần lưu ý một vài vấn đề sau:

- Phân tích kết cấu động cơ trước khi xây dựng mô hình.

- Xác định số phần tử cho mô hình, vị trí các phần tử cho mô hình.

- Xác định các dữ liệu điều kiện chuẩn, các dữ liệu cho phần điều khiển chung và các phân tử trong mô hình.
- Lựa chọn các kết quả đưa ra.
- Nếu có thể thì nên tiến hành kiểm tra 1 số kết quả của mô hình bằng thực nghiệm.

3.2. Cơ sở lý thuyết trong mô phỏng

3.2.1. Phương trình nhiệt động học thứ nhất

Trong động cơ đốt trong, quá trình cháy là quá trình không thuận nghịch biến năng lượng hoá học thành nhiệt năng rồi thành công cơ học. Việc xác định trạng thái của môi chất tại từng thời điểm của quá trình cần phải biết cụ thể các phản ứng trung gian biến đổi từ hỗn hợp ban đầu thành sản phẩm cháy cuối cùng. Cho tới nay, các phản ứng đó chỉ mới được xác định đối với những nhiên liệu đơn giản như hydrogene và methane. v.v... Tuy nhiên, trong tất cả các trường hợp, chúng ta đều có thể dùng định luật nhiệt động học thứ nhất để xác định mối tương quan giữa trạng thái đầu và cuối của quá trình cháy.

Việc áp dụng định luật này không đòi hỏi phải biết diễn biến các giai đoạn trung gian của quá trình. Định luật nhiệt động học thứ nhất thể hiện mối quan hệ giữa sự biến thiên của nội năng (hay enthalpy) với sự biến thiên của nhiệt và công. Khi áp dụng định luật này, đối với hệ thống mà thành phần hoá học của nó thay đổi chúng ta cần phải xác định trạng thái chuẩn zero của nội năng hay enthalpy của tất cả các chất trong hệ thống.

Trong trường hợp cụ thể thì việc tính toán quá trình cháy trong động cơ đốt trong được dựa trên phương trình nhiệt động học thứ nhất:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d_\alpha} = -p_c \frac{dV}{d_\alpha} + \frac{dQ_F}{d_\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d_\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d_\alpha} \quad (3-1)$$

Trong đó:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d_\alpha}$: biến đổi nội năng bên trong xylanh.

$p_c \cdot \frac{dV}{d_\alpha}$: công thực hiện.

$\frac{dQ_F}{d_\alpha}$: nhiệt lượng cấp vào.

$\sum \frac{dQ_w}{d_\alpha}$: tổn thất nhiệt qua vách.

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d_\alpha}$: tổn thất enthalpy do lọt khí.

- m_c : khối lượng môi chất bên trong xylanh.
- u : nội năng.
- p_c : áp suất bên trong xylanh.
- V : thể tích xylanh;
- Q_F : nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp.
- Q_w : nhiệt lượng tổn thất cho thành.
- α : góc quay trục khuỷu.
- h_{BB} : trị số enthalpy khí lọt.
- $\frac{dm_{BB}}{d_\alpha}$: biến thiên khối lượng dòng khí lọt.

Phương trình 3-1 được áp dụng cho cả động cơ hình thành hỗn hợp bên trong và hỗn hợp bên ngoài. Tuy nhiên, sự thay đổi thành phần hỗn hợp của hai trường hợp trên là khác nhau. Đối với trường hợp quá trình hình thành hỗn hợp bên trong xylanh thì có giả thiết:

- Nhiên liệu cấp vào trong xylanh được đốt cháy tức thì.
- Hỗn hợp cháy được hoà trộn tức thì với lượng khí sót trong xylanh.
- Tỷ lệ A/F giảm liên tục từ giá trị cao ở điểm bắt đầu tới giá trị thấp ở điểm kết thúc quá trình cháy.

Như vậy phương trình 3-1 sau khi biến đổi sẽ trở thành:

$$\frac{dT_c}{d\alpha} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{p_c}{T_c} \right)} \left[\frac{dQ_F}{d\alpha} \left(1 - \frac{u_c + \frac{\partial u}{\partial p} p_c}{H_u} \right) - \frac{dQ_w}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \right. \\ \left. \cdot \left(h_{BB} - u_c - p_c \frac{\partial u}{\partial p} \right) - m_c \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \alpha} - p_c \frac{dV_c}{d\alpha} \left(1 - \frac{\partial u}{\partial p} \frac{m_c}{V_c} \right) \right] \quad (3-2)$$

Trong đó:

- T_c : nhiệt độ xylanh;
- m_c : khối lượng môi chất trong xylanh;
- p_c : áp suất trong xylanh;
- u_c : nội năng riêng của khối lượng môi chất bên trong xylanh;
- H_c : nhiệt trị thấp;
- λ : hệ số dư lượng không khí ($1/\Phi$).
- α : tỷ lệ tương đương.
- V_c : thể tích xylanh.

Việc giải phương trình trên phụ thuộc vào mô hình quá trình cháy, quy luật tỏa nhiệt và quá trình truyền nhiệt qua thành xylanh, cũng như áp suất, nhiệt độ và thành phần hỗn hợp khí. Cùng với phương trình trạng thái:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_c \cdot T_c \quad (3-3)$$

Thiết lập quan hệ giữa áp suất, nhiệt độ và tỷ trọng, từ phương trình 3.3 ta sử dụng phương pháp Runge - Kutta giải để xác định nhiệt độ trong xylanh. Từ đó sẽ xác định được áp suất thông qua phương trình trạng thái.

3.2.2. Mô hình truyền nhiệt

Quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành xylanh và ra ngoài được tính toán dựa vào phương trình truyền nhiệt sau: [6]

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_i \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3.4)$$

Trong đó:

- Q_{wi} : nhiệt lượng truyền cho thành xy lanh, piston, nắp máy.
- A_i : diện tích truyền nhiệt piston, xy lanh, nắp máy.
- α_i : hệ số truyền nhiệt.
- T_c : nhiệt độ môi chất trong xy lanh.
- T_{wi} : nhiệt độ vách chi tiết.

Trong trường hợp nhiệt độ của thành xy lanh ở đoạn giữa ĐCT và ĐCD thì được tính theo biểu thức sau:

$$T_L = T_{L \cdot ĐCT} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{c \cdot x}$$

$$c = \ln \frac{T_{L \cdot ĐCT}}{T_{L \cdot ĐCD}}$$

Trong đó:

- T_L : nhiệt độ thành xy lanh.
- $T_{L \cdot ĐCT}$: nhiệt độ thành xy lanh tại vị trí ĐCT.
- $T_{L \cdot ĐCD}$: nhiệt độ thành xy lanh tại vị trí ĐCD.
- x : hệ số tương quan.

Đối với hệ truyền nhiệt thì phần mềm BOOST cho phép lựa chọn một trong 4 mô hình sau:

- WOSCHNI 1978.
- WOSCHNI 1990.
- HOHENBERG.
- LORENZ (đối với động cơ có buồng cháy ngăn cách).

Hệ số truyền nhiệt thường được tính theo mô hình Woschni 1978:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot [C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0})]^{0,8} \quad (3.5)$$

Trong đó:

- $C_1 = 2,28 + 0,308.c_u / c_m$.
- $C_2 = 0,00324$ đối với động cơ phun trực tiếp và $= 0,00622$ đối với động cơ phun gián tiếp.
- D : đường kính xylanh.
- c_m : tốc độ trung bình của piston.
- c_u : tốc độ quay.
- $c_u = \pi.D.n_d / 60$: trong đó n_d là tốc độ xoáy của môi chất.
- $n_d = 8,5.n$.
- V_D : thể tích công tác.
- p_c : áp suất môi chất.
- $p_{c,o}$: áp suất khí trời.
- $T_{c,1}$: nhiệt độ cuối quá trình nạp.
- $p_{c,1}$: áp suất cuối quá trình nạp.

3.2.3. Mô hình cháy

3.2.3.1. Mô hình cháy AVL MCC

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

Mô hình quá trình cháy có điều khiển hỗn hợp (MCC) cần đầu vào ít hơn so với mô hình Hiroyasu. Sự rút ngắn quá trình cháy trễ đang được phát triển trong những năm gần đây, mối liên kết giữa việc phun nhiên liệu và quá trình cháy trở nên rất khăng khít. Vì thế quá trình giải phóng nhiệt được xác định bởi có thể điều chỉnh được chất lượng nhiên liệu và mật độ chuyển động rối.

$$\frac{dQ}{d\varphi} = C_{Mod} \cdot f_1(M_F, Q) \cdot f_2(k, V) \quad (3.6)$$

Với :

$$f_1(M_F, Q) = M_F - \frac{Q}{LVC}$$

$$- f_2(k, V) = \exp\left(C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}\right)$$

- C_{Mod} : hệ số tỏa nhiệt [kJ/kg/độ TK].
- C_{Rate} : hằng số tốc độ hòa trộn [s].
- k : mật độ của động năng chuyển động cục bộ [m^2/s^2].
- M_F : khối lượng nhiên liệu phun [kg].
- LVC : nhiệt trị thấp [kJ/kg].
- Q : sự tỏa nhiệt tích lũy [kJ].
- V : thể tích xy lanh tức thời [m^3].
- φ : góc quay trục khuỷu [độ TK].

Từ sự phân bố của cam và sự xoáy tới động năng là tương đối nhỏ, chỉ có động năng đầu vào từ tia phun nhiên liệu là được đưa vào tính toán. Lượng động năng đã truyền đến toàn bộ xy lanh được tính toán nhờ tốc độ phun nhiên liệu.

$$\frac{dE_{kin,F}}{d\varphi} = 18\rho_F \cdot \left(\frac{n}{\mu.A}\right)^2 \cdot V_F^3 \quad (3.7)$$

Trong đó:

- $\mu.A$: diện tích miệng lỗ có ích [m^2].
- ρ_F : mật độ nhiên liệu [kg/m^3].
- V_F : tốc độ phun [m^3/s].
- n : tốc độ động cơ [rpm].

Để tính toán mức độ tức thời của động năng hao mòn ta cũng nên đưa về công thức tính toán. Độ hao mòn được xem như là tỷ lệ với lượng động năng mang đi:

$$\frac{dE_{kin,F}}{d\varphi} = \frac{dF_{kin,F}}{d\varphi} - \frac{C_{Diss}}{d\varphi} E_{kin,F,diss} \quad (3.8)$$

Với sự oxi hóa, động năng của tia phun được chuyển vào khí cháy. Như quá trình chuẩn bị hỗn hợp, chỉ có động năng của nhiên liệu chưa cháy mới có thể dùng cho quá trình chuẩn bị hỗn hợp. Mật độ động năng chuyển động rồi cục bộ k là:

$$k = C_{Turbo} \cdot \frac{E_{kin,F,diss}}{M_F (1 + \lambda_{Diff} \cdot m_{stoich})}$$

Hằng số C_{Turbo} xác định hiệu suất của quá trình biến đổi từ động năng sang năng lượng chảy rối.

- C_{Turbo} : hệ số phụ thuộc sự tạo thành chuyển động rối.
- $dE_{kin, F}$: năng lượng phun động.
- $E_{kin, F, diss}$: năng lượng dòng phun động tán xạ.
- m_{stoich} : khối lượng lý thuyết của không khí sạch dùng để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu.
- λ_{Diff} : tỷ số giới hạn cho sự cháy khuếch tán.

3.2.3.2. Mô hình cháy Vibe

Quy luật cháy Vibe được xác định thông qua các tham số như: điểm bắt đầu cháy, thời gian cháy, tham số đặc trưng cháy “m”. Các thông số trên có thể là không đổi hoặc thay đổi phụ thuộc vào từng chế độ làm việc của động cơ thông qua phương trình sau:

$$\frac{d_x}{d_\alpha} = \frac{6.908}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-6.908 \cdot y^{(m-1)}} \quad (3.9)$$

Trong đó:

$$d_x = \frac{dQ}{Q}$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c}$$

Trong đó:

- Q : nhiệt lượng do nhiên liệu sinh ra.
- α : góc quay trục khuỷu.
- α_o : điểm bắt đầu cháy.
- $\Delta\alpha_c$: khoảng thời gian cháy.
- m : tham số đặc trưng cháy.

3.2.4. Hình thành phát thải độc hại

a) CO

Phương trình phản ứng cháy tạo ra CO là:



Động cơ diesel là loại động cơ hình thành hỗn hợp cháy bên trong và hoạt động cháy xảy ra do bị nén. Tuy hệ số dư lượng không khí $\lambda > 1$, tức là thừa O_2 nhưng vẫn có CO trong thành phần khí thải ra vì hỗn hợp hình thành trong buồng đốt trong thời gian ngắn, độ đồng đều không cao nên vẫn có những vùng cục bộ thiếu O_2 . Tại đó, lượng O_2 không đủ để chuyển hóa CO thành CO_2 :



Lượng CO có trong khí thải của động cơ diesel thường ít hơn rất nhiều so với động cơ xăng.

b) HC

Do nguyên lý làm việc của động cơ diesel, thời gian lưu lại của nhiên liệu trong buồng cháy ngắn hơn động cơ đánh lửa cưỡng bức nên thời gian dành cho việc hình thành sản phẩm cháy không hoàn toàn cũng rút ngắn làm giảm thành phần hydrocarbon cháy không hoàn toàn trong khí xả.

Do nhiên liệu diesel chứa hydrocarbon có điểm sôi cao, nghĩa là khối lượng phân tử cao, sự phân hủy nhiệt diễn biến ra ngay từ lúc phun nhiên liệu. Điều này là tăng tính phức tạp của thành phần hydrocarbon cháy không hoàn toàn trong khí xả.

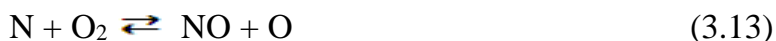
Mức độ phát sinh HC trong động cơ diesel phụ thuộc nhiều vào điều kiện vận hành, ở chế độ không tải hay tải thấp, nồng độ HC cao hơn ở chế độ đầy tải. Thêm vào đó, khi thay đổi tải đột ngột có thể gây ra sự thay đổi mạnh các điều kiện cháy dẫn đến sự gia tăng HC do những chu trình bỏ lửa.

c) NO_x

- Cơ chế hình thành monoxyde nito: [8]

Trong họ NO_x thì NO chiếm tỷ lệ lớn nhất. NO_x chủ yếu do N_2 trong không khí nạp vào động cơ phản ứng với oxi tạo ra. Nhiên liệu xăng hay diesel chứa ít nito

nên ảnh hưởng của chúng đến nồng độ NO_x không đáng kể. trong điều kiện hệ số dư lượng không khí xấp xỉ 1, những phản ứng chính tạo thành và phân hủy NO là:



Sự hình thành NO phụ thuộc rất mạnh vào nhiệt độ. Cho thấy mức độ tiến triển của phản ứng :



Phản ứng tạo NO có tốc độ thấp hơn nhiều so với phản ứng cháy. Nồng độ NO cũng phụ thuộc mạnh vào nồng độ O_2 . Vì vậy trong điều kiện nhiệt độ cao và nồng độ O_2 lớn thì nồng độ NO trong sản phẩm cháy cũng lớn.

- *Cơ chế hình thành NO_2 :*

Nồng độ NO_2 có thể bỏ qua so với NO nếu tính toán theo nhiệt độ nhiệt động học cân bằng trong điều kiện nhiệt độ bình thường của ngọn lửa. Kết quả này có thể áp dụng gần đúng trong trường hợp động cơ đánh lửa cưỡng bức. Đối với động cơ diesel, người ta thấy có đến 30% NO_x dưới dạng NO_2 . Dioxyde nitơ NO_2 được hình thành từ monoxide nitơ NO và các chất trung gian của sản vật cháy theo phản ứng sau:



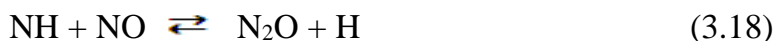
Trong điều kiện nhiệt độ cao, NO_2 tạo thành có thể phân giải theo phản ứng:



Trong trường hợp NO_2 sinh ra trong ngọn lửa bị làm mát ngay bởi môi chất có nhiệt độ thấp thì phản ứng bị khống chế, nghĩa là NO_2 tiếp tục tồn tại trong sản vật cháy. Khi động cơ diesel làm việc ở chế độ tải thấp thì phản ứng ngược biến đổi NO_2 thành NO cũng bị khống chế bởi các vùng không khí có nhiệt độ thấp. Dioxyde nitơ cũng hình thành trên đường xả khí tốc độ thải thấp và có sự hiện diện của oxy.

- *Cơ chế hình thành protoxyde nitơ:*

Protoxyde nitơ N_2O chủ yếu hình thành từ các chất trung gian NH và NCO khi chúng tác dụng với NO :



N_2O chủ yếu được hình thành ở vùng oxy hóa có nồng độ nguyên tử H cao, mà hydrogene là chất tạo ra sự phân hủy mạnh protoxyde nitơ theo phản ứng:



Chính vì vậy N_2O chỉ chiếm tỷ lệ rất thấp trong khí xả của động cơ đốt trong (khoảng $3 \div 8$ ppmV).

- *Cơ chế hình thành PM (chất thải dạng hạt-bồ hóng)*

Ngày nay, người ta đã biết rõ bồ hóng bao gồm các thành phần chính sau đây:
[8]

- Cacbon: Thành phần này ít nhiều phụ thuộc vào nhiệt độ cháy và hệ số dư lượng không khí trung bình, đặc biệt là khi động cơ hoạt động ở chế độ đầy tải hoặc quá tải.

- Dầu bôi trơn không cháy: Đối với động cơ cũ thành phần này chiếm tỷ lệ lớn. Lượng dầu bôi trơn bị tiêu hao và lượng hạt bồ hóng có quan hệ với nhau.

- Nhiên liệu chưa cháy hoặc cháy không hoàn toàn: thành phần này phụ thuộc vào nhiệt độ và hệ số dư lượng không khí.

- Sunphat: do lưu huỳnh trong nhiên liệu bị oxy hóa và tạo thành SO_2 hoặc gốc SO_4^{2-} .

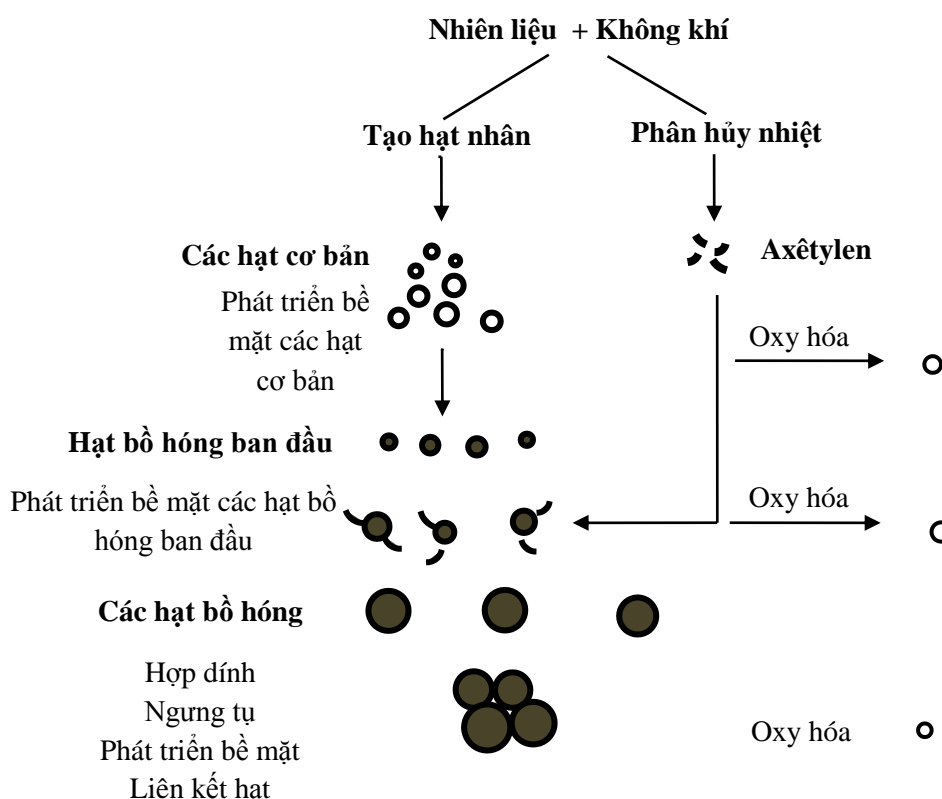
- Các chất khác: lưu huỳnh, can xi, sắt, silicon, chromium, phosphor, các hợp chất can xi từ dầu bôi trơn. Thành phần hạt bồ hóng còn phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu, đặc điểm của quá trình cháy, dạng động cơ cũng như thời hạn sử dụng của động cơ (cũ hay mới). Thành phần bồ hóng trong sản phẩm cháy của nhiên liệu

có thành phần lưu huỳnh cao khác với thành phần bồ hóng trong sản phẩm cháy của nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh thấp.

Các nghiên cứu cơ bản về quá trình hình thành bồ hóng trong các ngọn lửa và trong buồng cháy động cơ diesel đã được đề cập nhiều trong các tài liệu gần đây với 5 cơ chế hình thành hạt bồ hóng điển hình:

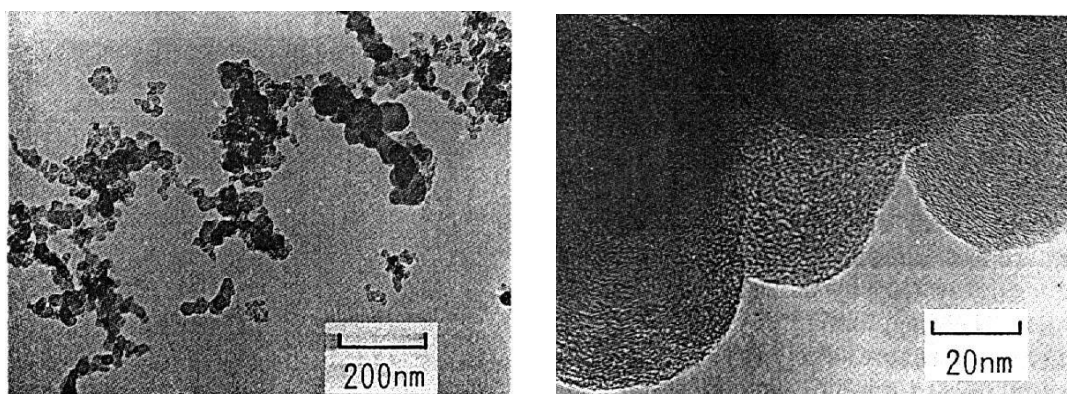
- Polyme hóa qua acetylene và polyacetylene.
- Khởi tạo các hydrocarbon thơm đa nhân (HAP).
- Ngưng tụ và graphit hóa các cấu trúc HAP.
- Tạo hạt qua các tác nhân ion hóa và hợp thành các phân tử nặng.
- Tạo hạt qua các tác nhân trung tính và phát triển bề mặt hợp thành các thành phần nặng.

Sự hình thành bồ hóng qua 4 giai đoạn được tóm tắt hình 3.2:



Hình 3.2. Các giai đoạn hình thành PM

Cơ chế tổng quát về sự tạo thành hạt nhân bồ hóng ở nhiệt độ thấp và trung bình được trình bày hình 3.2. Ở nhiệt độ thấp (<1700K), hydrocarbon thơm có thể sinh ra bồ hóng một cách trực tiếp và nhanh chóng biến thành cấu trúc gần graphite. Khi nhiệt độ cao hơn 1800K, một cơ chế hình thành bồ hóng khác diễn ra chậm hơn và ít trực tiếp hơn, trước hết qua trung gian những thành phần HC có khối lượng phân tử nhỏ và sau đó bị polymer hóa thành những phần tử kém bão hòa có khối lượng phân tử lớn hơn. Đây là các mầm cơ bản để hình thành các hạt nhân bồ hóng.



Cấu trúc chuỗi bồ hóng

Dạng những hạt sơ cấp

Hình 3.3. Các cấu trúc hạt PM

e) Hợp chất chứa lưu huỳnh

Trong nhiên liệu diesel có chứa lưu huỳnh là tạp chất còn sót lại trong quá trình chưng cất dầu mỏ lưu huỳnh cháy:



Khí SO_2 được thải ra ngoài môi trường sẽ kết hợp với hơi nước tạo thành axit gây ăn mòn kim loại hoặc ngưng tụ thành mây gây ra mưa axit. Ngoài ra, SO_2 cũng góp phần tạo ra PM là muối gốc axit.

3.2.5. Tính toán cụm TB máy nén

Trong trường hợp chế độ làm việc ổn định của động cơ, mô hình động cơ TB-MN được tính toán dựa theo phương trình cân bằng năng lượng giữa TB và MN:

$$P_c = P_T \quad (3.23)$$

Ở đây công tiêu thụ cho cụm TB-MN được xác định thông qua tốc độ lưu động dòng môi chất qua máy nén và chênh lệch enthalpy ở cửa vào và cửa ra của MN.

$$P_c = \dot{m}_c \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.24)$$

Trong đó

- P_c : Công suất tiêu thụ cho MN.
- \dot{m}_c : Tốc độ lưu động của dòng khí qua MN.
- h_2 : Enthalpy tại cửa vào máy nén.
- h_1 : Enthalpy tại cửa ra máy nén.
- Công do TB cung cấp được xác định thông qua tốc độ lưu động dòng môi chất qua TB và chênh lệch enthalpy ở cửa vào và cửa ra của TB.

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \eta_{m,TC} \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.25)$$

- P_T : Công TB.
- \dot{m}_T : Tốc độ lưu động của khí xả qua TB.
- h_3 : Enthalpy tại cửa vào TB.
- h_4 : Enthalpy tại cửa ra TB.
- $\eta_{m,TC}$: Hiệu suất cơ giới của TB máy nén.

Ở chế độ làm việc không ổn định của động cơ thì động học rôto TB máy nén phải được xem xét vì tốc độ TB máy nén thay đổi. Từ phương trình cân bằng mômen của TB-MN sẽ xác định được thay đổi tốc độ TB-MN.

$$\frac{d\omega_{TC}}{dt} = \frac{1}{I_{TC}} \cdot \frac{P_c - P_T}{\omega_{TC}} \quad (3.26)$$

- ω_{TC} : Tốc độ TB máy nén.
- I_{TC} : Mô men quán tính của TB máy nén.

Đối với trường hợp dòng khí không ổn định qua TB-MN gây nên hiệu suất của TB máy nén thay đổi theo trạng thái của dòng khí tại cửa vào TB-MN. Để giải quyết vấn đề này phần mềm AVL- BOOST sử dụng kỹ thuật giả định dòng chảy ổn định, tại thời điểm tức thời của dòng khí được coi như là dòng ổn định để xác định hiệu suất của TB-MN.

- *Tính toán TB:*

Để mô phỏng TB, cần có một đường đặc tính theo tốc độ của TB hoặc toàn bộ map của TB trong chế độ mô phỏng chuyển tiếp.

Công suất của TB được xác định bằng sự thay đổi lưu lượng và enthalpy khi đi qua TB. Tất cả được chuyển qua các chi tiết cơ khí qua một kết nối cơ khí.

$$P_T = \overline{m_T \cdot \eta_m \cdot (h_3 - h_4)} \quad (3.27)$$

Trong đó:

- P_T : công suất TB.
- m_T : lưu lượng khí qua TB.
- h_3 : enthalpy dòng khí vào TB.
- h_4 : enthalpy dòng khí ra TB.
- η_m : hiệu suất cơ khí của bộ tăng áp TB-MN.

$$h_3 - h_4 = \eta_{s,T} \cdot c_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3.28)$$

Trong đó:

- $\eta_{s,T}$: hiệu suất đẳng entropy của TB.
- c_p : nhiệt lượng trung bình tại áp suất không đổi giữa phần ra và vào TB.
- T_3 : nhiệt độ khí vào TB.
- p_4/p_3 : tỷ số tăng áp của TB.
- Tổng hiệu suất của TB: $\eta_{to} = \eta_m \cdot \eta_{s,T}$.

3.3. Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ D243 khi tăng áp

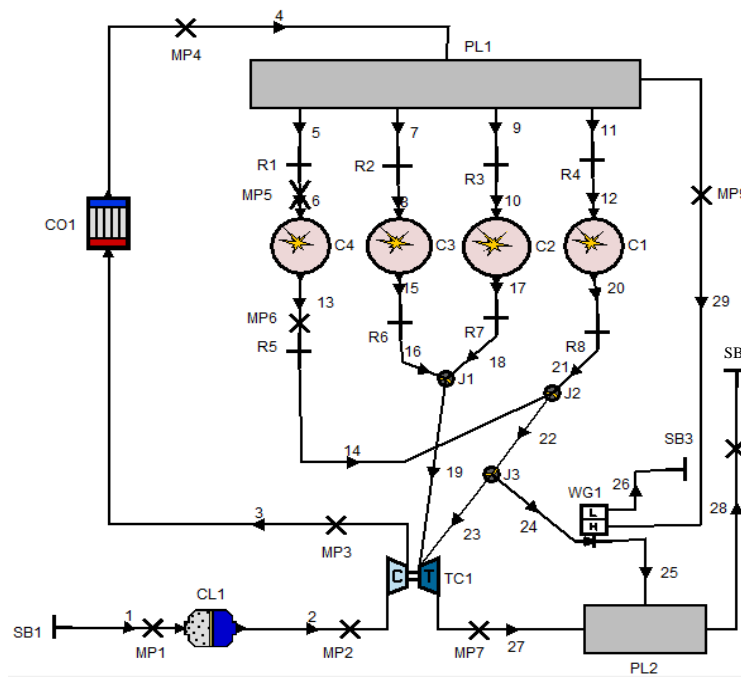
3.3.1. Xây dựng mô hình

Mô hình động cơ được xây dựng trên cơ sở động cơ thực tế và các tài liệu liên quan. Bảng 3.1 thể hiện các phần tử trong mô hình AVL-BOOST:

Sau khi lựa chọn xong các phần tử cho mô hình, tiến hành kết nối các phần tử bằng phần tử đường ống (Pipe). Tất cả các điểm có thể nối ống ở trên phần tử được thể hiện bằng các điểm màu đen. Thực hiện kết nối giữa các phần tử bằng việc sử dụng chuột trái. Chiều của phần tử đường ống được quy ước theo chiều dòng chảy bên trong ống (hiện thị bằng mũi tên trên phần tử ống). Hình dạng của phần tử ống có thể thay đổi bằng cách chọn phần tử ống và sau đó nhấn vào biểu tượng **Change**. Tất cả các điểm nối trên phần tử ống sẽ xuất hiện và có thể thay đổi trực tiếp. Ngoài ra có thể tăng hoặc giảm bớt các điểm nối trên phần tử ống sao cho các phần tử ống hợp lý với mô hình xây dựng. Các điểm nối trên các phần tử khác có thể thay đổi tùy theo mục đích. Mô hình của động cơ D243 đầy đủ được thể hiện hình 3.4.

Bảng 3.1. *Phần tử lựa chọn cho mô hình tăng áp*

STT	Phần tử	Số lượng
1	PIPE	29
2	SYSTEM BOUNDARY	3
3	PLENUM	2
4	CYLINDER	4
5	RESTRICTION	8
6	MEASURING POINT	9
7	AIR COOLER	1
8	AIR CLEANER	1
9	TURBOCHARGER	1
10	JUNCTION	3
11	WASTE GATE	1



Hình 3.4. Mô hình động cơ D243 sau khi tăng áp

3.3.2. Dữ liệu và điều kiện biên cho mô hình

Bảng 3.2. Dữ liệu điều kiện chung mô hình động cơ D243 khi tăng áp

Thông số	Dữ liệu nhập
Áp suất môi trường p (bar)	1
Nhiệt độ môi trường t ($^{\circ}\text{C}$)	25
Chu kỳ tính	50
Lượng nhiên liệu chu trình (g/cycle)	Fuel (table)
Bước suất kết quả	1
Nhiệt trị thấp Q(kJ/kg)	42800
Tỷ lệ A/F	14,7
Mô hình tính	AVL MCC
Loại động cơ	4 kỳ
Thứ tự nổ	1-3-4-2
Số lượng lỗ phun	4
Đường kính lỗ phun	0,32 (mm)
Áp suất phun	220 (bar)

Sau khi nhập các dữ liệu điều khiển chung và cho các phần tử của mô hình ta tiến hành chạy mô hình. Thời gian hoàn thành mô hình phụ thuộc vào số phần tử có trong mô hình và số chu kỳ ta chọn trong thông số điều khiển chung. Sau khi hoàn thành, phân kết quả tính ta có thể đưa ra dưới dạng bảng và dạng đồ thị.

3.4. Đánh giá độ tin cậy của mô hình

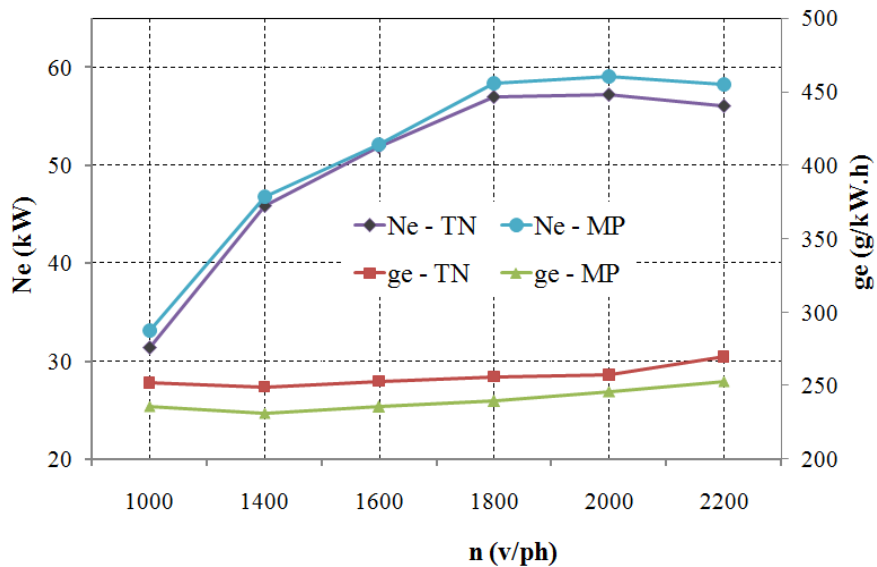
Sau khi chạy mô hình động cơ, kết quả được so sánh với thực nghiệm để đánh giá tính tin cậy của mô hình. Bảng 3.3 và hình 3.5 cho thấy thể hiện kết quả mô phỏng và thực nghiệm của động cơ D243 không tăng áp. Kết quả cho thấy đường đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu giữa mô phỏng và thực nghiệm là khá tương đồng. Sai lệch lớn nhất về công suất là 5,2% tại $n = 1000\text{v/ph}$, tiêu hao nhiên liệu là 7,1% tại $n = 1400\text{v/ph}$. 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.

Bảng 3.3. So sánh kết quả chạy mô phỏng động cơ D243 trước tăng áp và kết quả thực nghiệm dạng bảng

n (v/ph)	N _e (kW)		%	g _c (g/kW.h)		%	M _e (N.m)		%
	TN	MP		TN	MP		TN	MP	
1000	31.38	33.14	5.6	251.9	236	-6.3	299.8	316.6	5.6
1400	45.87	46.81	2.0	243.2	231.5	-7.1	313.0	319.4	2.0
1600	51.89	52.17	0.53	252.8	235.6	-6.8	309.8	311.5	0.53
1800	57.03	58.42	2.4	256.3	239.6	-6.5	302.7	310.1	2.43
2000	57.18	59.11	3.4	257.2	246.2	-4.2	273.2	282.3	3.37
2200	56.09	58.28	3.9	269.5	253.1	-6.0	243.6	253.1	3.9

Trong đó:

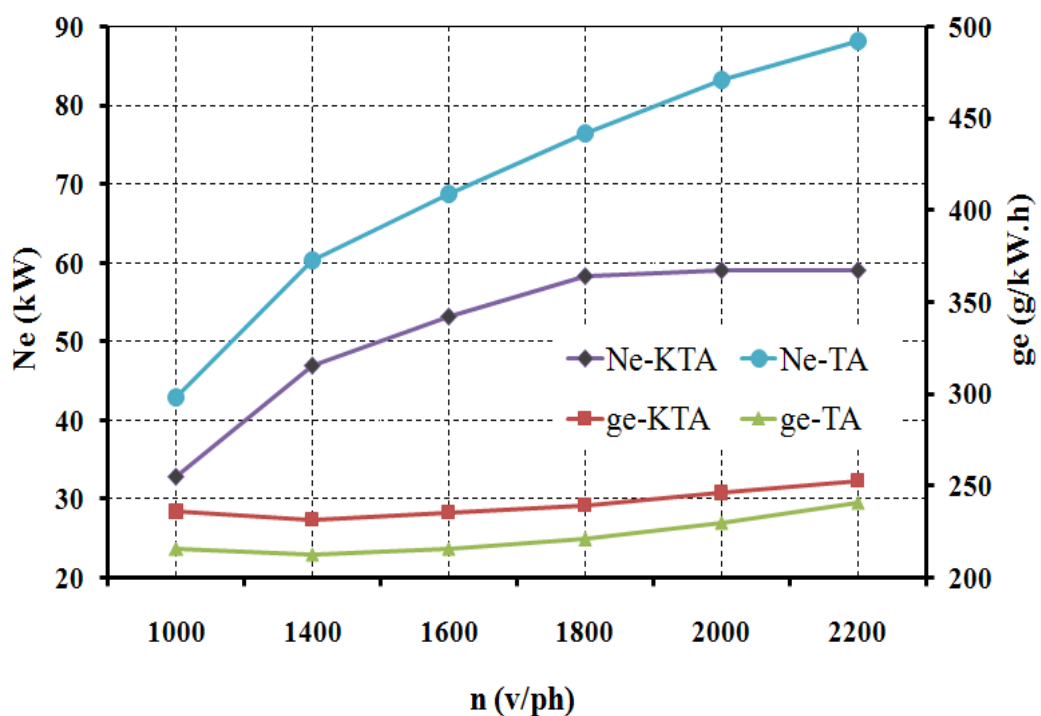
- TN: Kết quả chạy thực nghiệm.
- MP: Kết quả chạy mô phỏng.
- %: Tỷ lệ phần trăm thay đổi.



Hình 3.5. Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của thực nghiệm và mô phỏng

3.5. Đánh giá hiệu quả động cơ sau khi tăng áp

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 3.6 và bảng 3.4.



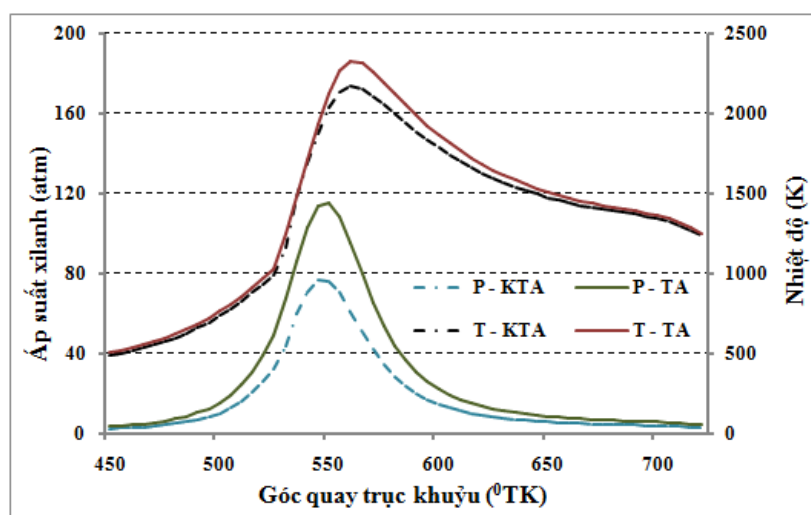
Hình 3.6. Đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ

Bảng 3.4. So sánh đặc tính động cơ D243 trước và sau tăng áp

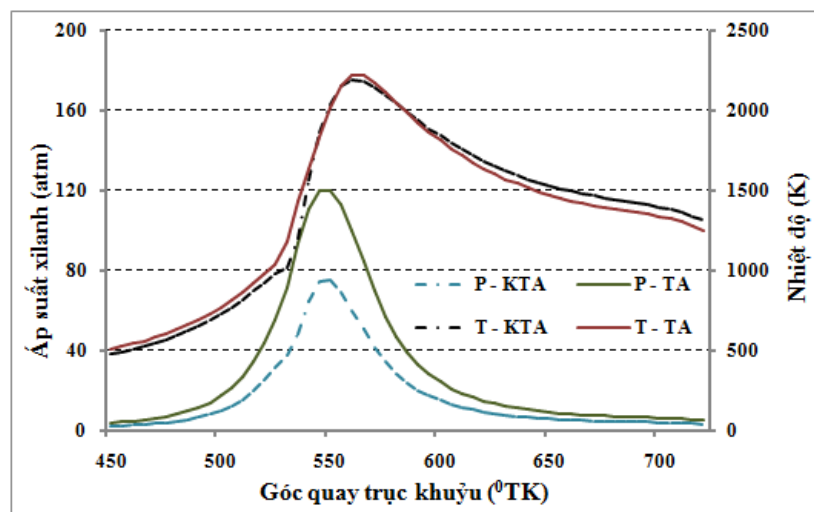
n (v/ph)	N _e (kW)		%	g _e (g/kW.h)		%	M _e (N.m)		%
	KTA	TA		KTA	TA		KTA	TA	
1000	33.14	55.06	66.1	236	216	-8.4	316.6	526	66.1
1400	46.81	77.09	64.6	231.5	213	-7.9	319.4	526	64.6
1600	52.17	85.33	63.5	235.6	216	-8.3	311.5	509	63.5
1800	58.42	92.13	57.7	239.6	221	-7.7	310.1	489	57.7
2000	59.11	92.04	55.7	246.2	230	-6.5	282.3	439	55.7
2200	58.28	91.78	57.5	253.1	241	-4.8	253.1	398	57.5

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 66,1%, suất tiêu hao nhiên liệu giảm 8,4%, còn tại $n_{dc} = 1600$ v/ph công suất tăng lên 63,5% và suất tiêu hao nhiên liệu giảm 8,3%, trong khi tại chế độ tốc độ định mức $n_{dc} = 2200$ v/ph công suất tăng 57,5% và tiêu hao nhiên liệu chỉ giảm 4,8%. Kết quả trên cho thấy tính kinh tế đạt được và tính hiệu quả đạt được ở các chế độ tốc làm việc của động cơ.

3.6. So sánh thay đổi áp suất và nhiệt độ quá trình cháy



Hình 3.7. So sánh biến thiên nhiệt độ và áp suất tại $n = 1400$ (v/ph)



Hình 3.8. So sánh biến thiên nhiệt độ và áp suất tại $n = 1600$ (v/ph)

- Khi tăng áp suất nạp làm tăng áp suất cuối quá trình nén dẫn đến tăng áp suất và nhiệt độ của cả chu trình công tác. Hình 3.7 và 3.8 thể hiện sự so sánh biến thiên nhiệt độ và áp suất tại $n = 1400$ (v/ph), $n = 1600$ (v/ph).

- Hình 3.7 và 3.8 chỉ ra rằng nhiệt độ và áp suất của động cơ sau khi tăng áp tăng lên rõ rệt. Đây là nguyên nhân chính ảnh hưởng đến đặc tính công suất, tiêu hao nhiên liệu cũng như phát thải của động cơ sau khi tăng áp.

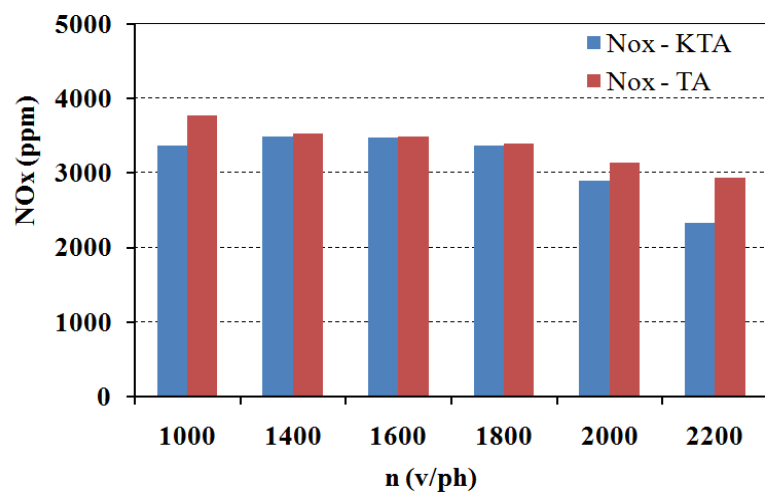
3.7. So sánh thành phần khí xả của động cơ

Như phân tích ở trên sau khi tăng áp dẫn đến áp suất, nhiệt độ cũng như tỷ lệ không khí nhiên liệu thay đổi đáng kể do vậy các thành phần phát thải cũng thay đổi đáng kể. Bảng 3.5 và hình 3.9; 3.10; 3.11 đưa ra so sánh nồng độ phát thải các chất độc hại của động cơ trước và sau tăng áp.

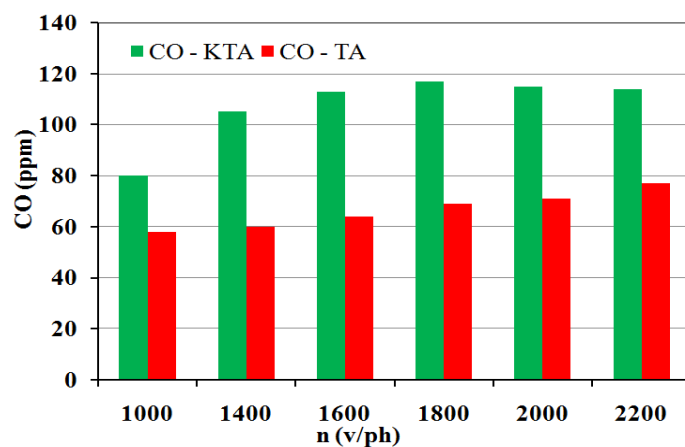
Bảng 3.5. So sánh thành phần phát thải của động cơ D243 trước và sau tăng áp

n (v/ph)	NO _x (ppm)		%	CO (ppm)		%	Soot (g/kW.h)		%
	KTA	TA		KTA	TA		KTA	TA	
1000	3362	3766	12	80	58	-27.5	2.72	0.93	-65.8
1400	3491	3531	1.2	105	60	-42.9	2.82	0.472	-83.3
1600	3469	3490	0.6	113	64	-43.4	2.53	0.471	-81.4
1800	3359	3387	0.8	117	69	-41.1	2.23	0.493	-77.9
2000	2896	3136	8.3	115	71	-38.3	1.89	0.527	-72.1
2200	2323	2939	26.5	114	77	-32.5	1.84	0.583	-68.3

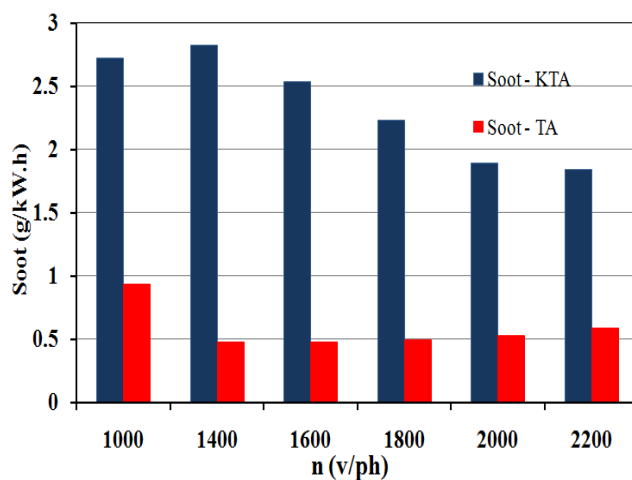
- So sánh dạng đồ thị



Hình 3.9. Phát thải NO_x trước và sau khi tăng áp



Hình 3.10. Phát thải CO trước và sau khi tăng áp



Hình 3.11. Phát thải Soot trước và sau khi tăng áp

- Kết quả sau khi tăng áp cho thấy thành phần Soot giảm rõ rệt ở tất cả dải tốc độ mô phỏng của động cơ. Cụ thể ví dụ ở $n = 2200(\text{v/p})$ lượng Soot giảm 68,3%; $n = 1000(\text{v/p})$ lượng Soot giảm 65,8%. Lượng Soot giảm do khi ta tăng áp thì áp suất và nhiệt độ của quá trình cháy tốt hơn giúp phân hủy hết các muội than, và trong quá trình tăng áp làm cho dòng khí nạp chuyển động với xoáy lốc cao nên nó quét sạch buồng cháy.

- Lượng CO phát thải ở động cơ D243 tăng áp thấp hơn nhiều so với động cơ D243 không tăng áp. Cụ thể $n = 2200(\text{v/p})$ thì lượng CO giảm 32,5%; $n = 1000(\text{v/p})$ thì lượng CO giảm 27,5%. Lượng CO giảm 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 và do sử dụng cụm TB tăng áp nên lượng không khí vào xylanh nhiều hơn đồng nghĩa với lượng O_2 sẽ nhiều nên làm giảm hình thành CO.

- Động cơ D243 tăng áp có lượng NO_x lớn hơn động cơ D243 không tăng áp nên đây là một nhược điểm khá lớn của động cơ Diesel sau khi tăng áp. Lượng NO_x tăng lên cũng được giải thích là do động cơ tăng áp có nhiệt độ cháy cao hơn và lượng O_2 , N_2 cao hơn động cơ không tăng áp nên quá trình tạo thành NO_x sẽ dễ dàng hơn. Do đó lượng NO_x sinh ra nhiều hơn, để khắc phục được nhược điểm này có thể sử dụng thêm các biện pháp kỹ thuật giảm phát thải NO_x .

3.8. Kết luận chương 3

Kết quả cho thấy giữa mô phỏng và thực nghiệm là khá tương đồng. Sự sai lệch không đáng kể, lượng phát thải trong giới hạn cho phép. 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.

CHƯƠNG 4

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH GÓC PHUN SỚM, ÁP SUẤT PHUN VÀ TỶ SỐ NÉN TỐI ƯU CHO ĐỘNG CƠ D243 KHI TĂNG ÁP

4.1. Cơ sở lý thuyết thực hiện tối ưu góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén cho động cơ D243 khi tăng áp

Để giải quyết một phần các vấn đề còn hạn chế trong thiết kế cải tiến tăng áp động cơ diesel và tăng khả năng ứng dụng vào thực tế, nghiên cứu này sẽ tập trung khảo sát đánh giá ảnh hưởng góc phun sớm (ϕ_s), áp suất phun (p_s) và tỷ số nén (ϵ) đến đặc tính kinh tế, kỹ thuật của động diesel sau khi tăng áp và xác định các giá trị thích hợp của các thông số trên. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã ứng dụng phần mềm AVL_BOOST để mô phỏng tăng áp cho động cơ D243 đồng thời thay đổi các thông số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén qua đó đánh giá ảnh hưởng của chúng tới đặc tính làm việc của động cơ.

Các kết quả nghiên cứu cho thấy, đặc tính kinh tế và kỹ thuật của động cơ diesel sau khi tăng áp bằng tuabin máy nén chịu ảnh hưởng rất nhiều từ các thông số số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén. Do vậy, để nâng cao tính năng kinh tế và kỹ thuật của động cơ diesel sau khi tăng áp cần thiết phải khảo sát lựa chọn tối ưu các thông số số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén sao cho phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ. Các kết quả nghiên cứu này có thể được coi là thông tin quan trọng và cần thiết trong bước đầu thiết kế cải tiến tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ diesel đang lưu hành phổ biến ở Việt Nam.

Trong quá trình thực hiện thiết kế cải tiến tăng áp cho động cơ diesel, việc tính toán lựa chọn cụm tuabin máy nén đóng vai trò quan trọng. Tuy nhiên, việc xác định giá trị tối ưu các thông số số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén theo chế độ làm việc của động cơ lại đóng vai trò quyết định đến tính hiệu quả và kinh tế của việc thực hiện tăng áp cho động cơ diesel. Do vậy, nghiên cứu mức độ ảnh hưởng của số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén đến đặc tính công suất, tiêu hao nhiên liệu của động cơ diesel và xác định giá trị tối ưu các thông số trên bằng phần

mềm mô phỏng AVL_BOOST là cần thiết. Để thực hiện mục tiêu trên, nghiên cứu này sẽ thực hiện ở chế độ toàn tải và tốc độ động cơ thay đổi với các bước như sau:

Thay đổi φ_s theo tốc độ động cơ, giữ cố định p_s và ε .

Thay đổi p_s theo tốc độ động cơ, giữ cố định φ_s và ε .

Thay đổi ε theo tốc độ động cơ, giữ cố định φ_s và p_s .

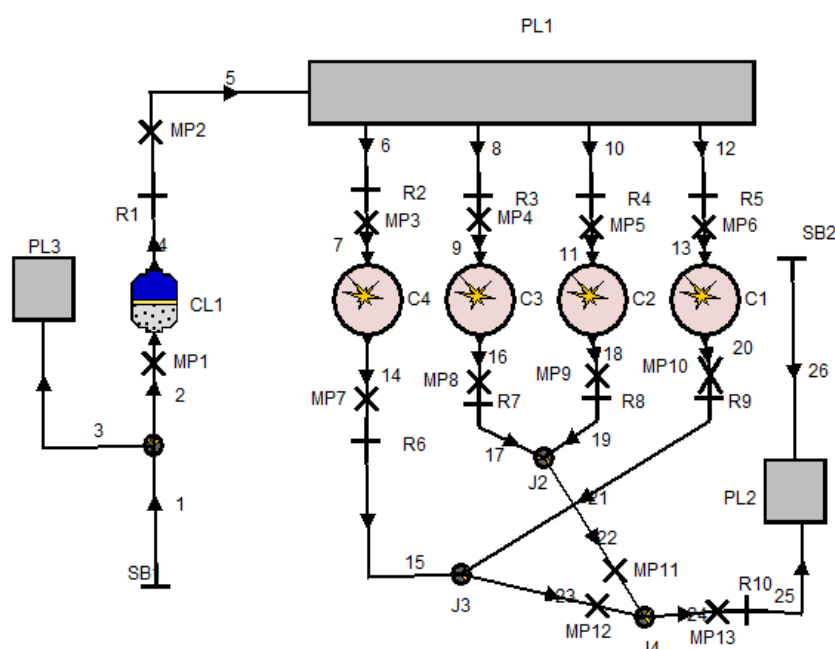
4.1.1. Xây dựng mô hình

4.1.1.1. Các thông số và đặc tính kỹ thuật động cơ D243

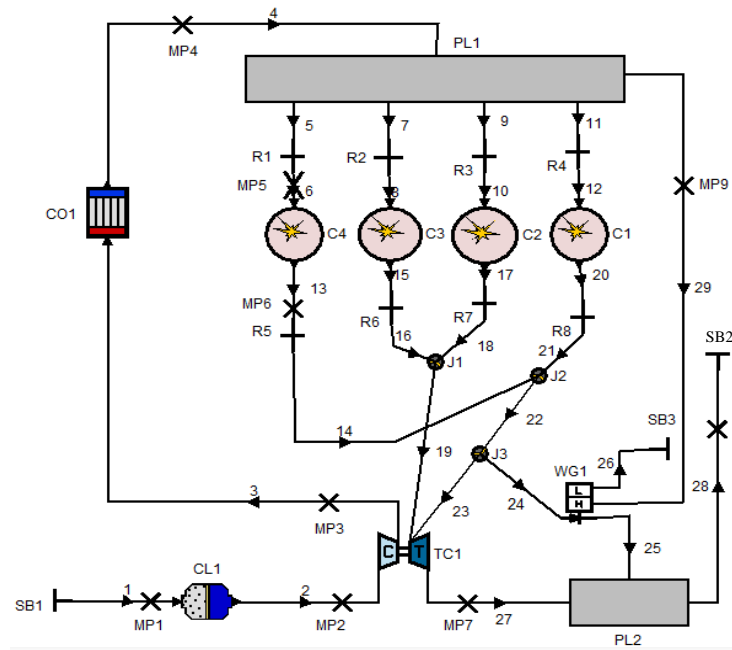
Động cơ D243 nguyên thủy ban đầu là động cơ diesel 4 kỳ không tăng áp. Các thông số kỹ thuật của động cơ D243 được thể hiện trong bảng 2.1.

4.1.1.2. Xây dựng mô hình trên phần mềm AVL_BOOST

Mô hình động cơ D243 xây dựng trên phần mềm AVL_Boost được thực hiện dựa trên kết cấu động cơ D243 thực tế. Loại, số lượng và vị trí phần tử trên mô hình động cơ D243 trước và sau khi tăng áp được thể hiện trên hình 4.1 và 4.2.



Hình 4.1. Mô hình động cơ D243 không tăng áp



Hình 4.2. Mô hình động cơ D243 sau khi tăng áp

4.1.2. Điều kiện biên, dữ liệu đầu vào và chạy mô hình

Để đảm bảo độ tin cậy của mô hình, ngoài việc xây dựng mô hình có tính tương thích với kết cấu thực tế của động cơ, đòi hỏi các điều kiện biên, dữ liệu đầu vào chung cho mô hình và các phần tử mô hình cần phải được lấy dựa theo tài liệu của nhà sản xuất, kinh nghiệm của người chạy mô hình và các kết quả chạy thử nghiệm động cơ trong phòng thí nghiệm. Sau khi mô hình được xây dựng và nhập xong dữ liệu thì thực hiện việc chạy mô phỏng theo các trường hợp như đã đặt ra.

4.1.3. Đánh giá độ tin cậy của mô hình

Kết quả thử nghiệm và mô phỏng động cơ D243 không tăng áp được trình bày ở mục 3.4.

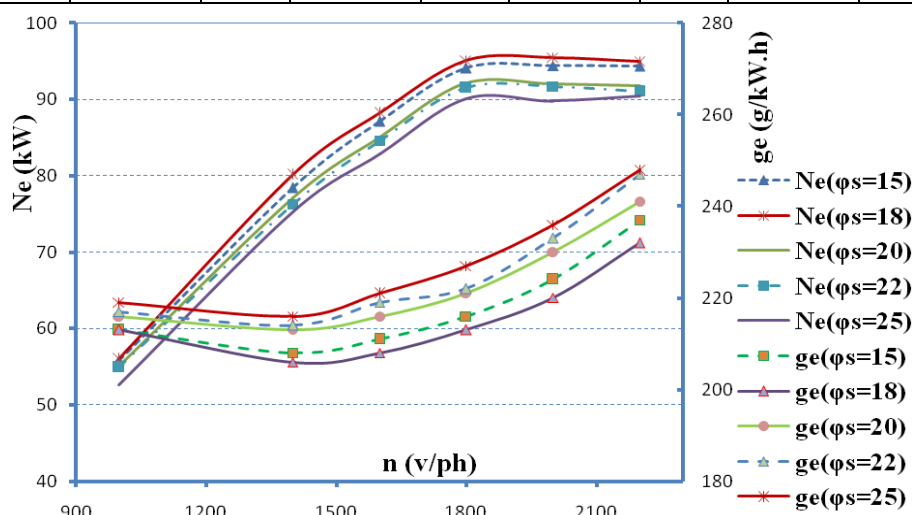
4.2. Nghiên cứu xác định góc phun sớm tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp

Kết quả nghiên cứu xác định góc phun sớm tối ưu và ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu được thể hiện trên bảng 4.2 và hình 4.4. Các kết quả cho thấy tại các chế độ tốc độ, khi góc phun sớm tăng từ 15 độ đến 18 độ đã làm công suất tăng và tiêu hao nhiên liệu giảm theo, sau đó góc phun sớm tăng từ 18 độ đến 25 độ lại làm công suất giảm và tiêu hao nhiên liệu

tăng. Mức tăng công suất lớn nhất là 3,9%, tiêu hao nhiên liệu giảm nhiều nhất là 2,4% và giá trị công suất đạt cực đại và tiêu hao nhiên liệu đạt cực tiểu tại 18 độ. Như vậy có thể kết luận rằng, động cơ D243 sau khi tăng áp với lượng hỗn hợp không khí và nhiên liệu tăng trong mỗi chu trình nên cần thiết phải xác định góc phun sớm sao cho phù hợp với từng chế độ thì mới đảm bảo cải thiện được đặc tính làm việc của động cơ. Cụ thể, ở chế độ toàn tải góc phun sớm chọn 18 độ là phù hợp với các tốc độ khác nhau, còn khi góc phun sớm giảm xuống 15 độ hay tăng tới 25 độ thì đều có ảnh hưởng xấu đến quá trình hình thành hỗn hợp và cháy, do vậy làm giảm công suất và tăng tiêu hao nhiên liệu.

Bảng 4.1. Ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc tính động cơ

n (v/ph)	$\varphi_s=15^0$		$\varphi_s=18^0$		$\varphi_s=20^0$		$\varphi_s=22^0$		$\varphi_s=25^0$	
	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)
1000	55,8	213	56,0	213	55,1	216	54,9	217	52,6	219
1400	78,4	208	80,1	206	77,1	213	76,3	214	75,3	216
1600	87,1	211	88,2	210	85,1	216	84,6	219	82,8	221
1800	94,1	216	95,1	213	92,1	221	91,5	222	90,1	227
2000	94,4	224	95,5	220	92,0	230	91,7	233	89,8	236
2200	94,3	237	95,0	232	91,8	241	91,0	247	90,4	248

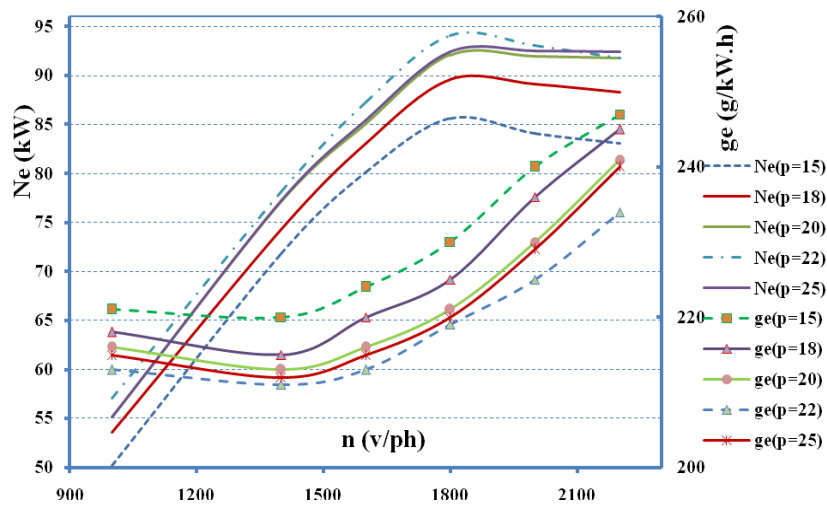


Hình 4.3. Ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc tính động cơ

4.3. Nghiên cứu xác định áp suất phun tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp

Bảng 4.2. Ảnh hưởng của áp suất phun tới đặc tính động cơ

n (v/ph)	$p_s=15$ (MPa)		$p_s=18$ (MPa)		$p_s=20$ (MPa)		$p_s=22$ (MPa)		$p_s=25$ (MPa)	
	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)
1000	50,2	221	53,6	218	55,1	216	57,1	213	55,1	215
1400	71,8	220	74,3	215	77,1	213	78,1	211	77,2	212
1600	80,1	224	83,1	220	85,1	216	87,3	213	85,5	215
1800	85,6	230	89,6	225	92,1	221	94,1	219	92,4	220
2000	84,1	240	89,1	236	92,0	230	93,1	225	92,5	229
2200	83,1	247	88,3	245	91,8	241	91,8	234	92,4	240



Hình 4.4. Ảnh hưởng của áp suất phun đến đặc tính động cơ

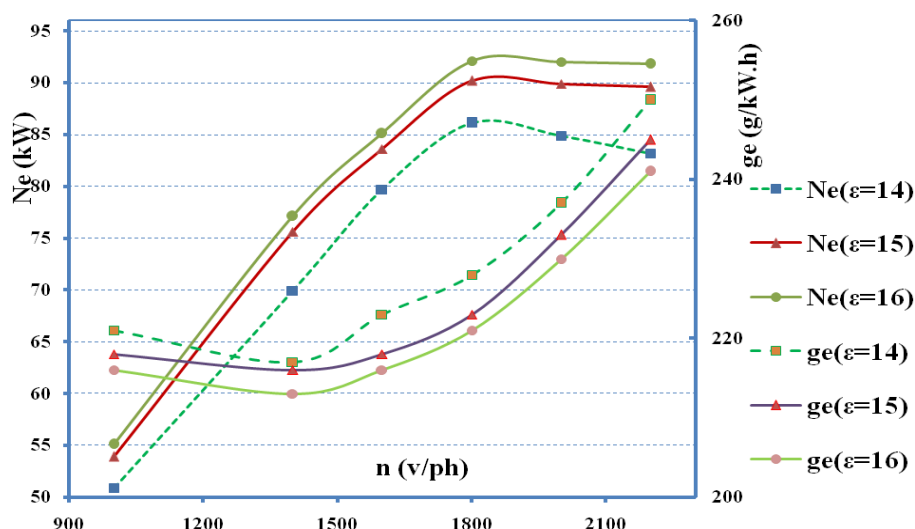
Bảng 4.3 và hình 4.5 thể hiện kết quả nghiên cứu xác định áp suất phun tối ưu và ảnh hưởng của nó đến đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ D243 sau khi thực hiện tăng áp. Kết quả cho thấy, ở các chế độ tốc độ khác nhau, khi tăng áp suất phun từ 15 MPa đến 22 MPa đã làm công suất tăng và tiêu hao nhiên liệu giảm theo, sau đó áp suất phun tiếp tục tăng từ 22 MPa đến 25 MPa lại làm công suất giảm và tiêu hao nhiên liệu tăng. Hiện tượng này là do khi thực hiện tăng áp, mật độ không khí tăng dẫn tới thể tích chiếm chỗ của nó trong buồng cháy ở cuối quá trình

nén tăng đã làm ảnh hưởng xấu đến khả năng hình thành hỗn hợp khí ở áp suất thấp. Ngược lại, khi áp suất phun quá lớn sẽ làm giảm thời gian hình thành hỗn hợp và quá trình cháy không phù hợp với chế làm việc của động cơ nên đã làm công suất giảm và tiêu hao nhiên liệu tăng. Khi áp suất phun bằng 22 MPa thì công suất đạt cực đại và tiêu hao nhiên liệu đạt cực tiểu, kết quả này cho ta thấy ở chế độ toàn tải với áp suất phun bằng 22 MPa là hợp lý nhất ở các chế độ tốc độ.

4.4. Nghiên cứu xác định tỷ số nén tối ưu cho động cơ D243 khi tăng áp

Bảng 4.3. Ảnh hưởng của tỷ số nén đến đặc tính động cơ

n (v/ph)	$\varepsilon = 14$			$\varepsilon = 15$			$\varepsilon = 16$		
	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	p_{zmax} (MPa)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	p_{zmax} (MPa)	N_e (kW)	g_e (g/kW.h)	p_{zmax} (MPa)
1000	50,9	221	102,1	53,9	218	108,5	55,1	216	116
1400	69,9	217	108,5	75,6	216	113,2	77,1	213	125,7
1600	79,7	223	106,1	83,6	218	112,1	85,1	216	130,0
1800	86,1	228	104,2	90,2	223	110,6	92,1	221	119,8
2000	84,9	237	102,9	89,9	233	106,3	92,0	230	116,1
2200	83,2	250	98,2	89,6	245	101,1	91,8	241	111,2



Hình 4.5. Ảnh hưởng của tỷ số nén đến đặc tính động cơ

Để đảm bảo tải trọng nhiệt và tải trọng cơ không quá cao, thông thường các động cơ tăng áp phải lựa chọn tỷ số nén thấp hơn động cơ không tăng áp. Do động cơ D243 ban đầu có tỷ số nén là 16,4, vì vậy trong nghiên cứu này chỉ khảo sát tỷ số nén nhỏ hơn 16,4 để đánh giá mức độ ảnh hưởng và lựa chọn giá trị thích hợp. Kết quả nghiên cứu ảnh hưởng của ε đến đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu ở chế độ toàn tải được thể hiện trong bảng 4.4 và hình 4.6. Các kết quả cho thấy, ở các chế độ tốc độ, khi tỷ số nén giảm đã làm công suất giảm và tiêu hao nhiên liệu tăng. Ứng với tỷ số nén bằng 15, mức giảm công suất lớn nhất là 2,2% và suất tiêu hao nhiên liệu tăng lớn nhất là 1,4%. Khi tỷ số nén giảm xuống 14 thì mức giảm công suất và tăng suất tiêu hao nhiên liệu lớn nhất lần lượt là 9% và 3,2%. Tuy nhiên, khi tỷ số nén giảm thì áp suất cực đại (p_{zmax}) của quá trình cháy đã giảm xuống đáng kể, trong trường hợp tỷ số nén bằng 14 thì p_{zmax} giảm lớn nhất tới 22,6%, tương ứng với tỷ số nén bằng 15 là 10,6%. Như vậy khi giảm tỷ số nén bằng 15 đã làm giảm đáng kể p_{zmax} nhưng không làm thay đổi nhiều đặc tính động cơ, tức là đã làm giảm tải trọng cơ học tác dụng lên các cơ cấu của động cơ.

4.5. Kết luận chương 4

Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu, phân tích và đánh giá mức độ ảnh hưởng của các thông số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén đến đặc tính làm việc của động cơ D243 sau khi tăng áp, có thể đưa ra các kết luận sau:

- Xây dựng thành công mô hình động cơ D243 có và không có tăng áp bằng tuabin máy nén trên phần mềm AVL_BOOST. Mô hình này phù hợp với động cơ thực tế và đủ tính tin cậy làm cơ sở cho các nghiên cứu sâu hơn.

- Các thông số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén ảnh hưởng rất nhiều đến đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ toàn tải. Để đảm bảo có được đặc tính làm việc hiệu quả của động cơ D243 sau khi thực hiện tăng áp bằng tuabin máy nén, cần thiết phải điều chỉnh các tham số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén sao cho có được giá trị thích hợp ở các chế độ làm việc của động cơ. Cụ thể trong trường hợp toàn tải khi điều chỉnh góc phun sớm bằng 18 độ, áp

suất phun bằng 22 MPa và tỷ số nén bằng 15 sẽ đảm bảo cải thiện đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu mà vẫn đảm bảo tải trọng cơ học không quá lớn ở các chế độ tốc độ.

KẾT LUẬN

- Qua quá trình lựa chọn và mô phỏng động cơ D243 ta có thể nhận thấy một số ưu điểm khá rõ ràng của động cơ sau khi có lắp thêm bộ tăng áp.

- Công suất của động cơ tăng lên rõ rệt, điều này rất có ích trong việc giải quyết bài toán sử dụng tiếp mô hình động cơ đã được sử dụng hiện tại. Ngoài ra, cho phép phạm vi sử dụng của động cơ được mở rộng hơn.

- Áp suất có ích và áp suất chỉ thị trung bình của động cơ cũng tăng lên đáng kể do cải thiện được quá trình cháy làm tăng tính hiệu quả của động cơ.

- Về mặt tính năng kinh tế của động cơ thì so với động cơ chưa tăng áp, động cơ có lắp bộ tăng áp còn cho suất tiêu hao nhiên liệu giảm đi. Như vậy tính kinh tế của động cơ có tăng áp tốt hơn rất nhiều, thể hiện ưu điểm vượt trội so với động cơ chưa có tăng áp.

- Về thành phần khí thải động cơ, động cơ sau tăng áp đã cải thiện được rất tốt thành phần bồ hóng (Soot) và CO có trong khí thải động cơ, góp phần làm cho không khí bớt ô nhiễm vì khói do động cơ diesel thải ra, mà trước đây là nhược điểm vốn có của động cơ diesel.

- Qua nghiên cứu xác định góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén ảnh hưởng rất nhiều đến đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ toàn tải. Để đảm bảo có được đặc tính làm việc hiệu quả của động cơ D243 sau khi thực hiện tăng áp bằng tuabin máy nén, cần thiết phải điều chỉnh các tham số góc phun sớm, áp suất phun và tỷ số nén sao cho có được giá trị thích hợp ở các chế độ làm việc của động cơ. Để đảm bảo cải thiện đặc tính công suất và tiêu hao nhiên liệu mà vẫn đảm bảo tải trọng cơ học không quá lớn ở các chế độ tốc độ.

- Các kết quả nghiên cứu này có thể được coi là thông tin quan trọng và cần thiết trong bước đầu xác định bộ thông số tối ưu khi tiến hành thiết kế cải tiến tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ D243 đang lưu hành phổ biến ở Việt Nam.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Võ Nghĩa, Lê Anh Tuấn. *Tăng áp Động cơ đốt trong*. NXB Khoa học Kỹ thuật, 2004.
- [2]. Nguyễn Tất Tiên, *Lý thuyết động cơ đốt trong*, NXB Giáo dục, 2003.
- [3]. AVL GmbH. BOOST Version 4.1 User's Guide. AST.01.0104.0470 - 29-Jul-2005.
- [4]. John B. Heywood and Orian Z. Welling. "Trends in Performance Characteristics of Modern Automobile SI and Diesel Engines", SAE paper No. 2009-01-1892.
- [5]. Bronicki, L.Y., "Super charger system for combustion engine" U.S. Patent. 1974.
- [6]. Khổng Vũ Quảng. *Mô phỏng quá trình nhiệt động và quá trình trao đổi chất trong động cơ đốt trong bằng phần mềm BOOST*, luận văn Th.s, ĐHBKHN, 2002.
- [7]. Nguyễn Duy Vinh, Khổng Vũ Quảng, Phạm Minh Tuấn, Nguyễn Tiến Hán "Áp dụng AVL-Boost để mô phỏng động cơ Diesel được trang bị thêm bởi Turbo tăng áp", Hội nghị khu vực về môi trường toàn cầu, thành phố Hồ Chí Minh, 2011.
- [8]. Phạm Minh Tuấn. *Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*. NXB KH - KT, 2013.
- [9]. Hồ Tấn Chuẩn, Nguyễn Đức Phú, Trần Văn Tế, Nguyễn Tất Tiên, *Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong*, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp, 1977.
- [10]. Phạm Minh Tuấn. *Lý thuyết động cơ đốt trong*. NXB Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 2008.
- [11]. Lê Anh Tuấn. *Báo cáo mô phỏng động cơ D1146TIS*. Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong, ĐHBK Hà Nội. Tháng 1/2006.