

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM

KHOA MÁY TÀU BIỂN



**THUYẾT MINH
ĐỀ TÀI NCKH CẤP TRƯỜNG**

**ĐỀ TÀI
NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG BỘ GIỚI HẠN LƯỢNG NHIÊN LIỆU
CẤP ĐỂ CẢI THIỆN QUÁ TRÌNH CHUYỂN TIẾP CỦA ĐỘNG CƠ
DIESEL TÀU THỦY**

Chủ nhiệm đề tài: Ths. TRẦN VĂN THẮNG

**Thành viên tham gia: TS. NGÔ NGỌC LÂN
Th.S ĐOÀN VĂN CẢNH**

Hải Phòng, tháng 5/ 2016

Mục lục

MỞ ĐẦU	2
1. Tính cấp thiết của đề tài nghiên cứu	2
2. Mục đích nghiên cứu.....	3
3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....	3
4. Phương pháp nghiên cứu.....	3
5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn	4
Chương 1. TỔNG QUAN VỀ QUÁ TRÌNH CHUYỂN TIẾP CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY	5
1.1 Các quá trình chuyển tiếp chủ yếu đối với động cơ Diesel	5
1.2 Các phương pháp cải thiện quá trình chuyển tiếp.....	7
1.3 Kết luận chương 1	14
Chương 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY	15
2.1 Xây dựng mô hình động cơ Diesel có tăng áp bằng tuabin khí xả.....	15
2.2 Mô phỏng động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp	30
2.3 Kết luận chương 2.....	35
Chương 3. XÂY DỰNG BỘ GIỚI HẠN NHIÊN LIỆU CHO ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY	36
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	53
1. Kết luận	53
2. Kiến nghị.....	54
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	55

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của đề tài nghiên cứu

Thời gian làm việc của các động cơ Diesel ở chế độ chuyển tiếp là đáng kể tùy theo tính chất của phụ tải và lĩnh vực sử dụng. Nghiên cứu về chế độ chuyển tiếp cũng như các giải pháp nâng cao chất lượng của quá trình chuyển tiếp ngày càng được nhiều nhà nghiên cứu và sản xuất động cơ quan tâm.

Trong những thập niên gần đây, các quy định về phát xạ từ khí xả và nồng độ các chất trong khí xả ngày càng nghiêm ngặt hơn. Chính điều này đã định hướng nghiên cứu cho các nhà sản xuất động cơ. Đối với động cơ Diesel, việc nghiên cứu chủ yếu tập trung vào việc giảm lượng khí oxit nitơ (NO_x) và hạt vật chất (PM) trong khí xả. Lý do là mức độ độc tính của các hạt nano trong khí xả của động cơ Diesel thường cao hơn rất nhiều so với các kiểu động cơ khác. Để thực thi mục tiêu này, các nhà sản xuất đã sử dụng một loạt các giải pháp như: hệ thống hoàn lưu khí xả (EGR), sử dụng bộ lọc chứa chất xúc tác chọn lọc (SCR), sử dụng động cơ có nhiều xupap mà có thể thay đổi được thời điểm đóng mở, sử dụng tuabin tăng áp có thể thay đổi được kết cấu hình học (VGT), hệ thống xử lý khí xả bên ngoài động cơ với việc sử dụng các bẫy hạt hoặc các hợp chất gốc urê là một trong các giải pháp được sử dụng để giảm ô nhiễm và suất tiêu hao nhiên liệu. Hơn nữa, lượng khí thải carbon dioxide (CO_2) liên quan mật thiết tới sự nóng lên của trái đất. Việc giới hạn CO_2 đạt được thông qua việc sử dụng nhiên liệu kinh tế hơn và các nhiên liệu sinh học.

Việc giải quyết các bài toán liên quan đến quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy là một công việc rất phức tạp, nó liên quan đến nhiều thông số và trạng thái làm việc của động cơ. Nhưng ngày nay, dưới sự giúp đỡ của tin học, công việc trên trở nên dễ dàng hơn, hơn nữa, khi xây dựng được mô hình toán học của động cơ Diesel cho phép ta mô phỏng được các trạng thái

làm việc cũng như khả năng chuyển đổi trạng thái làm việc của nó. Qua đó cho phép ta mô phỏng được những thay đổi của quá trình chuyển tiếp của động cơ khi chúng ta can thiệp vào quá trình chuyển tiếp của nó. Vì vậy, nhóm tác giả đã chọn đề tài: *“Nghiên cứu xây dựng bộ giới hạn lượng nhiên liệu cấp để cải thiện quá trình chuyển tiếp động cơ Diesel tàu thủy”*

2. Mục đích nghiên cứu

Nghiên cứu sự làm việc của động cơ Diesel trong quá trình chuyển tiếp

Nghiên cứu về các dạng của quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel

Nghiên cứu các giải pháp cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy

Xây dựng bộ giới hạn lượng nhiên liệu cấp để cải thiện quá trình chuyển tiếp cho động cơ Diesel tàu thủy.

3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của đề tài là động cơ Diesel tàu thủy làm việc ở chế độ chuyển tiếp

Phạm vi nghiên cứu: Nghiên cứu các chế độ chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy, các giải pháp cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ.

4. Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu lý thuyết về quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy, từ đó thiết lập mô hình toán cho động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp bằng tuabin khí xả.

Xây dựng mô phỏng cho động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp bằng tuabin khí xả

Xây dựng bộ giới hạn lượng nhiên liệu cấp để cải thiện quá trình chuyển tiếp cho động cơ Diesel tàu thủy.

5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn

Ý nghĩa khoa học của đề tài:

Xây dựng mô hình toán học cho động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp

Mô phỏng thành công động cơ Diesel tàu thủy tăng áp bằng tuabin khí xả trên máy tính

Trên cơ sở xây dựng mô hình toán học cho động cơ Diesel tàu thủy, từ đó cho phép mô phỏng và tối ưu hóa hệ thống trong từng điều kiện khai thác cụ thể

Ý nghĩa thực tiễn của đề tài:

Đề tài đã góp phần giải quyết được vấn đề cấp bách là cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy. Từ đó có thể định hướng cho các nhà nghiên cứu, các nhà sản xuất và người sử dụng động cơ nhằm giảm thiểu các tác động xấu của quá trình chuyển tiếp như: ô nhiễm môi trường, suất tiêu hao nhiên liệu, độ bền và tính tin cậy của động cơ.

Ngoài ra, nội dung của đề tài có thể làm tài liệu tham khảo cho sinh viên, kỹ sư, các nhà nghiên cứu...

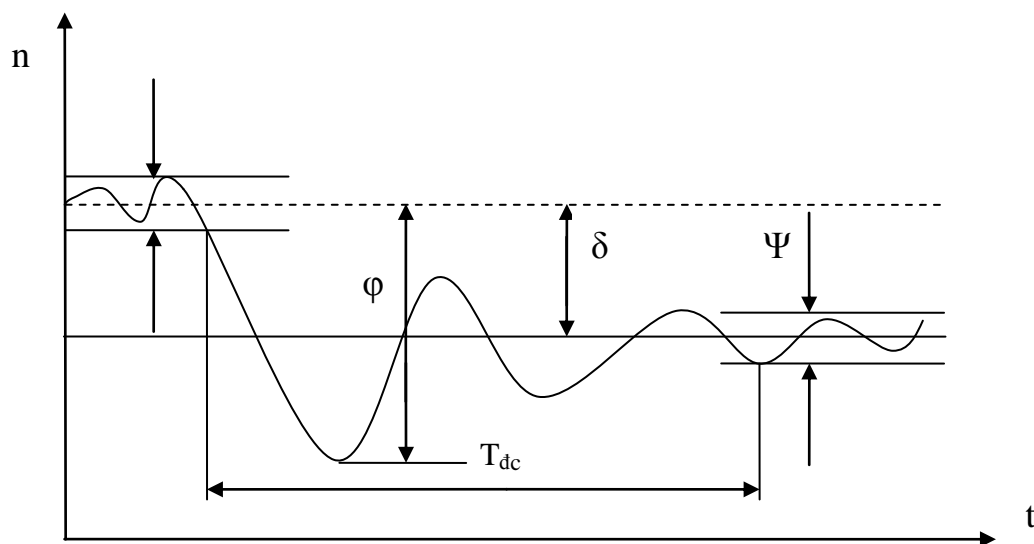
Chương 1. TỔNG QUAN VỀ QUÁ TRÌNH CHUYỂN TIẾP CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY

1.1 Các quá trình chuyển tiếp chủ yếu đối với động cơ Diesel

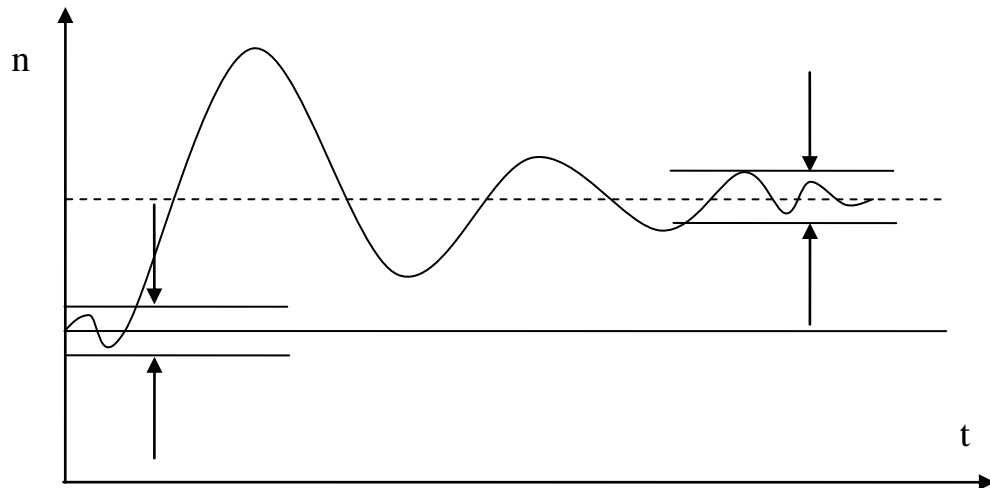
Khi chuyển chế độ làm việc của động cơ từ chế độ ổn định này sang chế độ ổn định khác phải vượt qua các chế độ trung gian, đó là các chế độ chuyển tiếp.

1.1.1 Quá trình đóng và ngắt tải đột ngột

Trong các quá trình đóng và ngắt tải đột ngột mô men cản của động cơ tăng hoặc giảm nhanh làm cho vòng quay của hệ trục cũng thay đổi với nhịp độ lớn. Nhịp độ thay đổi vòng quay hệ trục do nhiều yếu tố, nhưng chủ yếu là do việc điều chỉnh của bộ điều tốc hay việc điều khiển lượng cấp nhiên liệu quyết định. Đóng hay ngắt tải có thể tiến hành khi vòng quay gần vòng quay định mức hoặc khi vòng quay nhỏ.



Hình 1.1 Quá trình chuyển tiếp khi đóng tải đột ngột



Hình 1.2 Quá trình chuyển tiếp khi ngắt tải đột ngột

1.1.2 Quá trình tăng tốc

Quá trình tăng tốc của động cơ kèm theo tăng đồng thời vòng quay của hệ trục và tăng mô men quay động cơ. Tăng tốc có thể diễn ra theo quy luật thay đổi vòng quay và mô men khác nhau. Chế độ tăng tốc có thể diễn ra như sau:

Tăng tốc từ vòng quay nhỏ nhất tới vòng quay lớn nhất ứng với chế độ không tải;

Tăng tốc từ vòng quay nhỏ nhất tới vòng quay lớn nhất ứng với chế độ đầy tải.

Sau khi tăng tốc vòng quay và tải giảm xuống. Trong thời gian tăng tốc, mô men quay động cơ dùng để thắng lực cản chuyển động của động cơ và gia tốc vòng quay hệ trục. Mô men quay động cơ có thể lớn hơn mô men tương ứng với đặc tính giới hạn, điều đó làm xấu chỉ tiêu kinh tế, tính tin cậy động cơ và tăng độc tố khí xả.

1.1.3 Quá trình thay đổi tải có tính chu kì

Trong quá trình này có sự thay đổi mô men cản cũng như vòng quay hệ trục, lượng nhiên liệu cấp cho chu trình và các thông số khác của động cơ có tính chu kì. Sự thay đổi các thông số trên không chỉ phụ thuộc vào phụ tải mà còn phụ thuộc vào kết cấu và tình trạng kĩ thuật của động cơ.

Chế độ tải đa số phương tiện là chế độ có tính chu kì, nó có dạng là hàm điều hòa với biên độ lặp đi lặp lại từ chu kì này đến chu kì khác. Khi động cơ làm việc ở các quá trình này tỷ số giữa lượng nhiên liệu và không khí cấp cho chu trình, nhiệt độ thành buồng cháy, chất lượng quá trình cháy bị xấu đi so với chế độ ổn định, do đó giảm tính kinh tế, tính tin cậy và tăng độc tố khí xả.

1.1.4 Đảo chiều quay động cơ

Đảo chiều quay trục khuỷu động cơ chính nhằm mục đích thay đổi hướng chuyển động của tàu hay tăng tốc độ dừng tàu, trong trường hợp này, chế độ làm việc của động cơ chính cũng là chế độ chuyển tiếp.

Quá trình thay đổi chiều chuyển động của tàu lúc manơ là quá trình hệ động lực công tác trong trạng thái không ổn định được đặc trưng bởi sự không cân bằng giữa năng lượng nhận và thoát thể hiện qua:

Sự không cân bằng giữa mômen phát động của động cơ và mômen cản tiêu thụ của chân vịt;

Sự mất cân bằng giữa lực đẩy và lực cản;

Sự mất cân bằng ở tổ hợp tuabin – máy nén;

Sự mất cân bằng giữa lượng nhiệt cấp vào phía trong thành vách xy lanh và lượng nhiệt được nước mát mang đi.

Quá trình thay đổi chiều chuyển động của tàu được thực hiện qua việc dừng, đảo chiều, khởi động và cho động cơ hoạt động ở chiều quay mới.

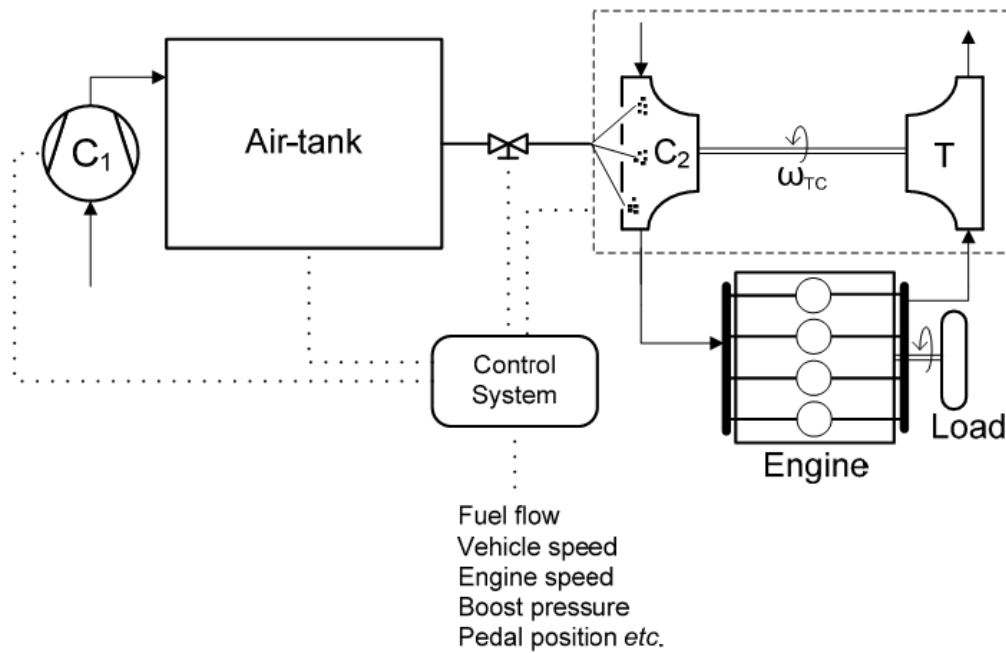
1.2 Các phương pháp cải thiện quá trình chuyển tiếp

Các động cơ Diesel ngày nay cả trên bờ và dưới tàu thủy đại đa số được trang bị tuabin tăng áp khí xả do những đặc điểm nổi trội như công suất lớn, giảm suất tiêu hao nhiên liệu ... Các động cơ này cũng bộc lộ nhiều hạn chế

có hữu như quá trình gia tốc chậm, khói đen khi tăng tốc, độ ồn cao... Độ trễ của tuabin tăng áp là một đặc trưng cơ bản của các động cơ có tăng áp bằng tuabin khí xả mà nó ảnh hưởng rất lớn tới sự hoạt động của động cơ Diesel ở các chế độ chuyển tiếp. Độ trễ của tổ hợp tuabin tăng áp là nguyên nhân chính bởi vì bơm cao áp đáp ứng rất nhanh để tăng nhiên liệu khi tải hoặc tốc độ đặt tăng lên. Lượng không khí cần thiết không thể tức thời tăng lên một cách tương ứng, mà chỉ có thể tăng lên sau một thời gian nhất định nào đó phụ thuộc vào quán tính của hệ thống, hiện tượng trên còn biểu hiện rõ ở các chế độ tải thấp và tốc độ thấp. Do vậy, hệ số dư lượng không khí trong giai đoạn đầu của quá trình chuyển tiếp có giá trị rất thấp, thậm chí nhỏ hơn 1. Quá trình cháy xấu đi dẫn đến đáp ứng của động cơ chậm, sụt tốc, khói đen và độ ồn cao.

1.2.1 Phương pháp phun khí nén

Ở giai đoạn đầu khi tải hoặc tốc độ đặt tăng lên, do sự trễ của tuabin – máy nén tăng áp mà áp suất khí nạp chưa kịp tăng, dẫn đến hệ số dư lượng không khí α giảm, quá trình cháy kém đi. Để có thể cải thiện được đáp ứng chuyển tiếp của động cơ, chúng ta sử dụng giải pháp phun không khí nén được tích trữ trong một bình chứa vào máy nén tăng áp, bầu góp khí nạp hoặc bánh cánh tua bin. Việc phun không khí vào bánh cánh máy nén tăng áp thường hiệu quả hơn nhiều so với cấp khí nén vào các vị trí khác



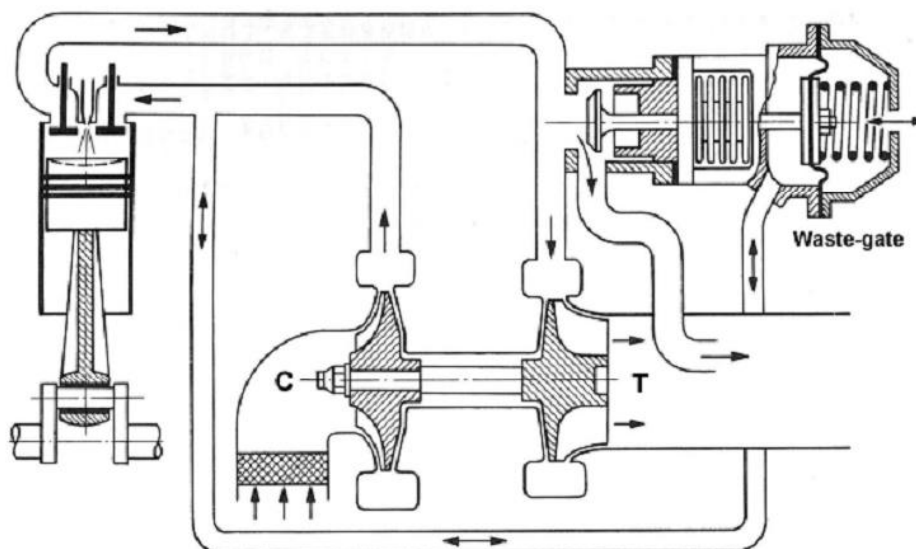
Hình 1.3 Sơ đồ bố trí của hệ thống phun khí nén

1.2.2 Thay đổi kết cấu của tuabin tăng áp

Tính chất và kết cấu của tổ hợp tuabin – máy nén tăng áp đóng một vai trò quan trọng trong đáp ứng của động cơ do đặc tính của tuabin ảnh hưởng trực tiếp đến độ trễ. Xuất phát từ quan điểm để giảm độ trễ của tổ hợp tuabin – máy nén chúng ta sẽ sử dụng các tuabin có quán tính nhỏ hơn, nghĩa là giảm kích thước và khối lượng của roto. Để đáp ứng đủ nhu cầu về không khí cho động cơ thì các tổ hợp này phải có tốc độ quay rất cao và tiết diện ống phun nhỏ.

Ở các chế độ tải và tốc độ cao, có thể dẫn đến áp suất gió nạp tăng lên quá cao, gây nguy hiểm cho động cơ và tổ hợp tua bin máy nén. Trở ngại này khắc phục bằng cách lắp thêm một van để thoát khí xả tự động. Van này gồm một lò xo luôn cân bằng với áp suất khí nạp. Khi áp suất khí nạp tăng lên, nó sẽ mở ra để thoát một phần khí xả ra môi trường và một phần qua tuabin. Khi

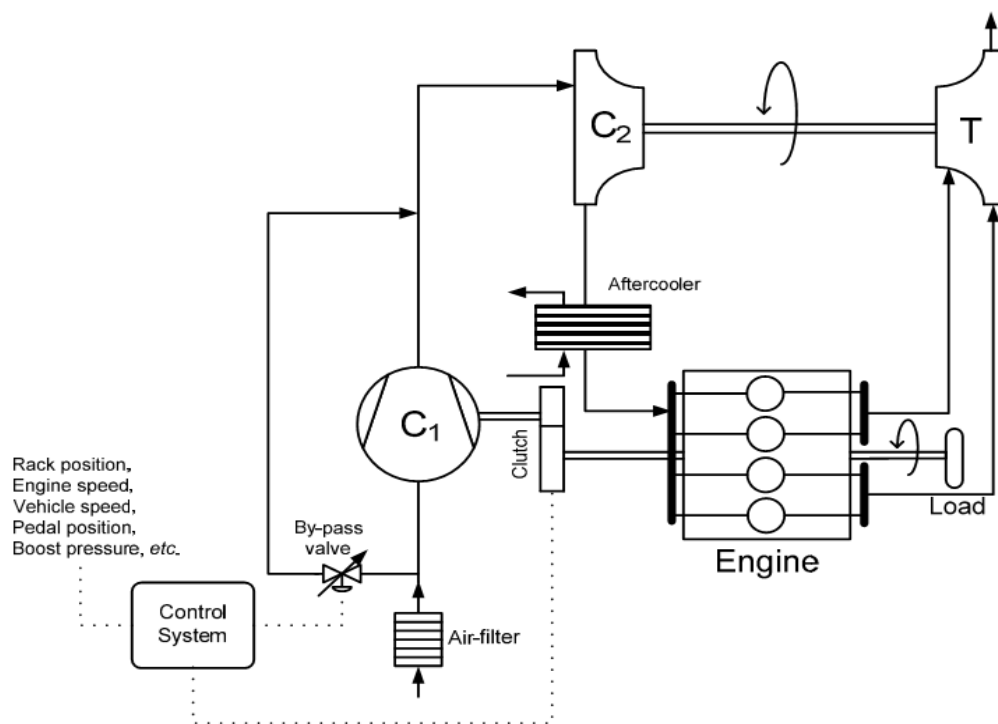
đó, phản áp trên đường xả sẽ giảm đáng kể, giúp giảm công nén của động cơ, góp phần làm tăng hiệu suất của động cơ



Hình 1.4 Sơ đồ bố trí tổ hợp tuabin tăng áp

1.2.3 Sử dụng tăng áp kết hợp

Khi sử dụng tăng áp bằng cơ giới (động cơ dẫn động trực tiếp máy nén tăng áp), tốc độ của máy nén tỉ lệ với tốc độ của động cơ. Áp suất và lưu lượng không khí nạp có thể đạt được giá trị cao, thậm chí khi tốc độ động cơ thấp. Nhược điểm có thể thấy rõ ràng phải tiêu tốn một phần công suất của động cơ để dẫn động máy nén tăng áp. Công này sẽ tăng lên đáng kể khi sử dụng tăng áp cao và làm giảm hiệu suất có ích chung của động cơ. Sự kết hợp giữa hai kiểu tăng áp sẽ khắc phục nhược điểm đáng kể của từng loại.



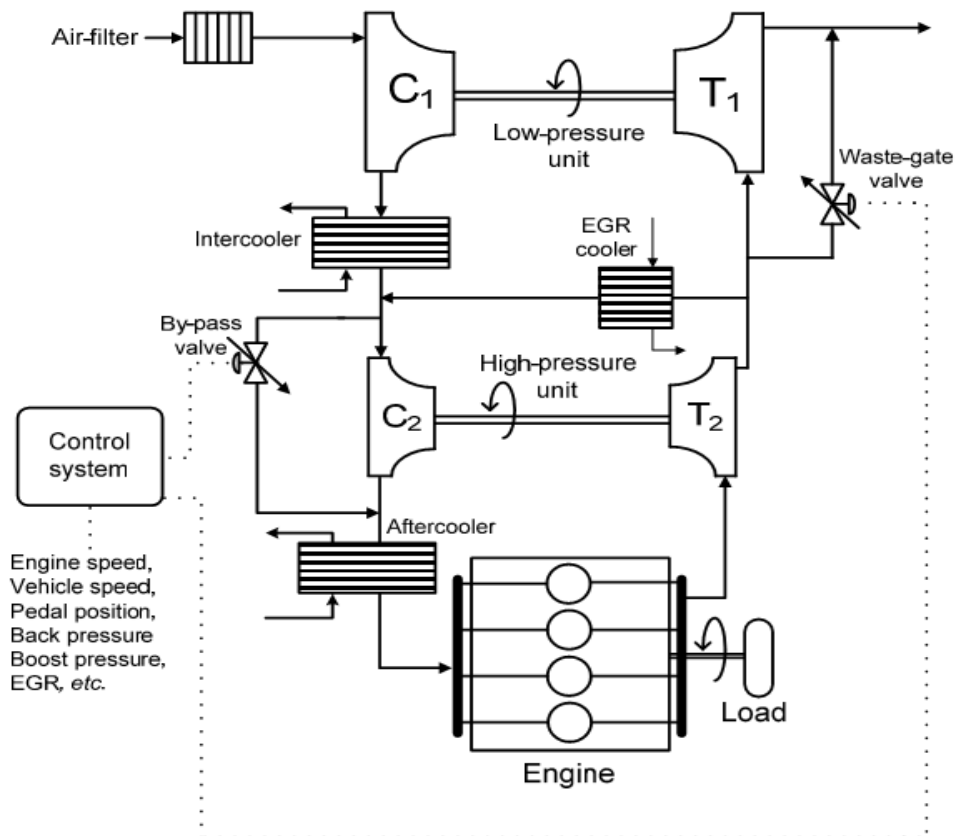
Hình 1.5 Sơ đồ bố trí hệ thống tăng áp kết hợp

Một máy nén trục vít C_1 được nối với trục khuỷu của động cơ qua một ly hợp điện – cơ khí. Máy nén này nối tiếp với máy nén tăng áp được dẫn động bởi tuabin khí xả. Do đó, tỷ số nén sẽ được nhân với nhau. Ở các chế độ tải và tốc độ thấp máy nén tăng áp C_2 không đáp ứng đủ lượng không khí cần thiết thì máy nén cơ giới C_1 sẽ được kích hoạt. Do vậy, ở các chế độ tải và tốc độ thấp đáp ứng của động cơ sẽ được cải thiện một cách đáng kể do áp suất máy nén tăng áp cơ giới tạo ra không phụ thuộc vào tải của động cơ. Hơn thế nữa, do áp suất của không khí nạp tạo ra bởi hệ thống được nhân với nhau từ hai máy nén nên có thể sử dụng tổ hợp tuabin – máy nén tăng áp có kích thước nhỏ hơn, giúp cho đáp ứng của động cơ nhanh hơn.

1.2.4 Tăng áp hai cấp

Ban đầu tua bin tăng áp hai cấp được sử dụng với mục đích chính là tăng công suất của động cơ tàu thủy. Áp suất nạp có thể đạt tới giá trị 3.5 Bar. Để

đạt được áp suất này thì tuabin – máy nén một cấp bộc lộ nhiều hạn chế như hiệu suất thấp và giới hạn “ho”. Trong sơ đồ này hai tua bin máy nén tăng áp được mắc nối tiếp với nhau và có làm mát trung gian khí nạp.

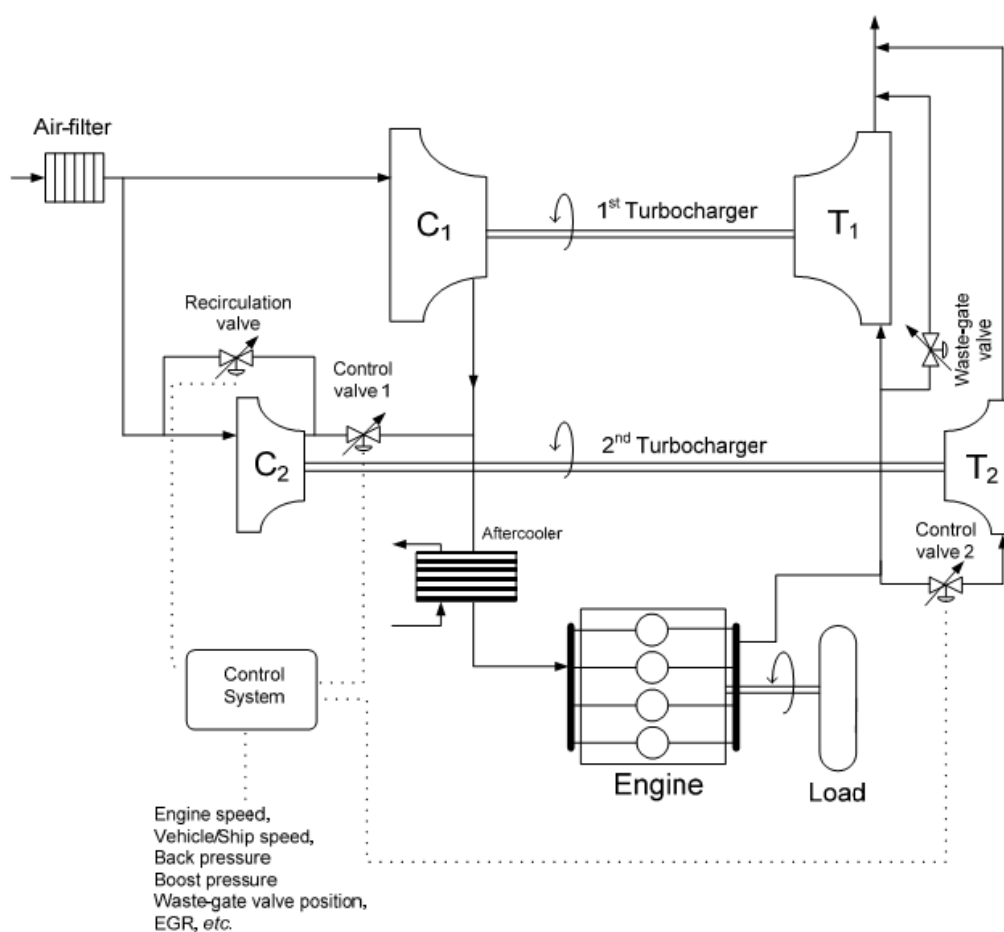


Hình 1.6 Sơ đồ bố trí hệ thống tăng áp hai cấp

1.2.5 Tăng áp kế tiếp

Kỹ thuật tăng áp kế tiếp sử dụng hai hoặc nhiều hơn các tổ hợp tuabin – máy nén mắc song song với nhau và được sử dụng cho các động cơ Diesel thủy. Ở các chế độ tải bộ phận, chỉ các tổ hợp tuabin – máy nén thứ nhất làm việc và các van điều chỉnh đều đóng. Tổ hợp thứ nhất luôn hoạt động ở mọi chế độ của động cơ, nhưng có kích thước và khối lượng nhỏ hơn so với trường hợp sử dụng duy nhất một tổ hợp tuabin – máy nén đơn nên nó sẽ gia tốc nhanh hơn do có quán tính nhỏ. Tổ hợp tuabin – máy nén thứ hai thường có kích thước và khối lượng nhỏ hơn sẽ chỉ hoạt động ở giá trị tải cao. Khi đó

các van 1 và 2 mở và tổ hợp thứ hai sẽ hoạt động và động cơ sẽ hoạt động với hai tuabin. Bằng bố trí kiểu này đã giảm được mô men quán tính khối lượng của tổ hợp tuabin – máy nén tăng áp so với sử dụng một tổ hợp tương đương. Liên quan đến hiện tượng “ho” không cho phép hoạt động cả hai tuabin ở các giá trị tốc độ và (hoặc) tải thấp. Ngược lại, nếu chỉ sử dụng một tuabin ở tải và (hoặc) tốc độ cao có thể dẫn đến quá tốc tuabin



Hình 1.7 Sơ đồ bố trí hệ thống tăng áp kế tiếp

1.2.6 Thay đổi cấu hình động cơ

Như đã thảo luận ở các phần trước, việc gia tốc của các tuabin tăng áp từ một chế độ làm việc có giá trị tốc độ thấp sẽ rất khó khăn, do đó độ trễ của tổ

hợp sẽ tăng lên dẫn đến động cơ sẽ làm việc thiếu không khí, khói đen. Một trong các phương pháp hiệu quả để khắc phục là cố duy trì chế độ làm việc của tuabin tăng áp ở mức độ cao hơn bằng cách tăng nguồn năng lượng cấp tới tuabin. Điều này có thể thực hiện bằng một số giải pháp như đã thảo luận ở trên.

Trên quan điểm thay đổi cấu hình của động cơ để thay đổi đáp ứng chuyển tiếp, chúng ta có thể sử dụng một số giải pháp cơ bản như:

Thay đổi quy luật cấp nhiên liệu;

Thay đổi thời điểm đóng mở xupáp nạp thải;

Thay đổi kích thước và kết cấu các bầu góp nạp thải;

Sử dụng các động cơ Diesel – điện (hybrid).

1.3 Kết luận chương 1

Trong chương 1 tác giả đã nêu một cách tổng quan về các chế độ làm việc không ổn định, các quá trình chuyển tiếp chủ yếu của động cơ Diesel. Tác giả cũng đã giới thiệu một số phương pháp phổ biến được sử dụng để cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel. Cần phải chú ý rằng, để thoả mãn được tính đáp ứng nhanh và giảm khói đen khi chuyển tiếp đôi khi sẽ mâu thuẫn với những yêu cầu cơ bản của động cơ như suất tiêu hao nhiên liệu thấp, hàm lượng khí xả ở các chế độ làm việc ổn định.

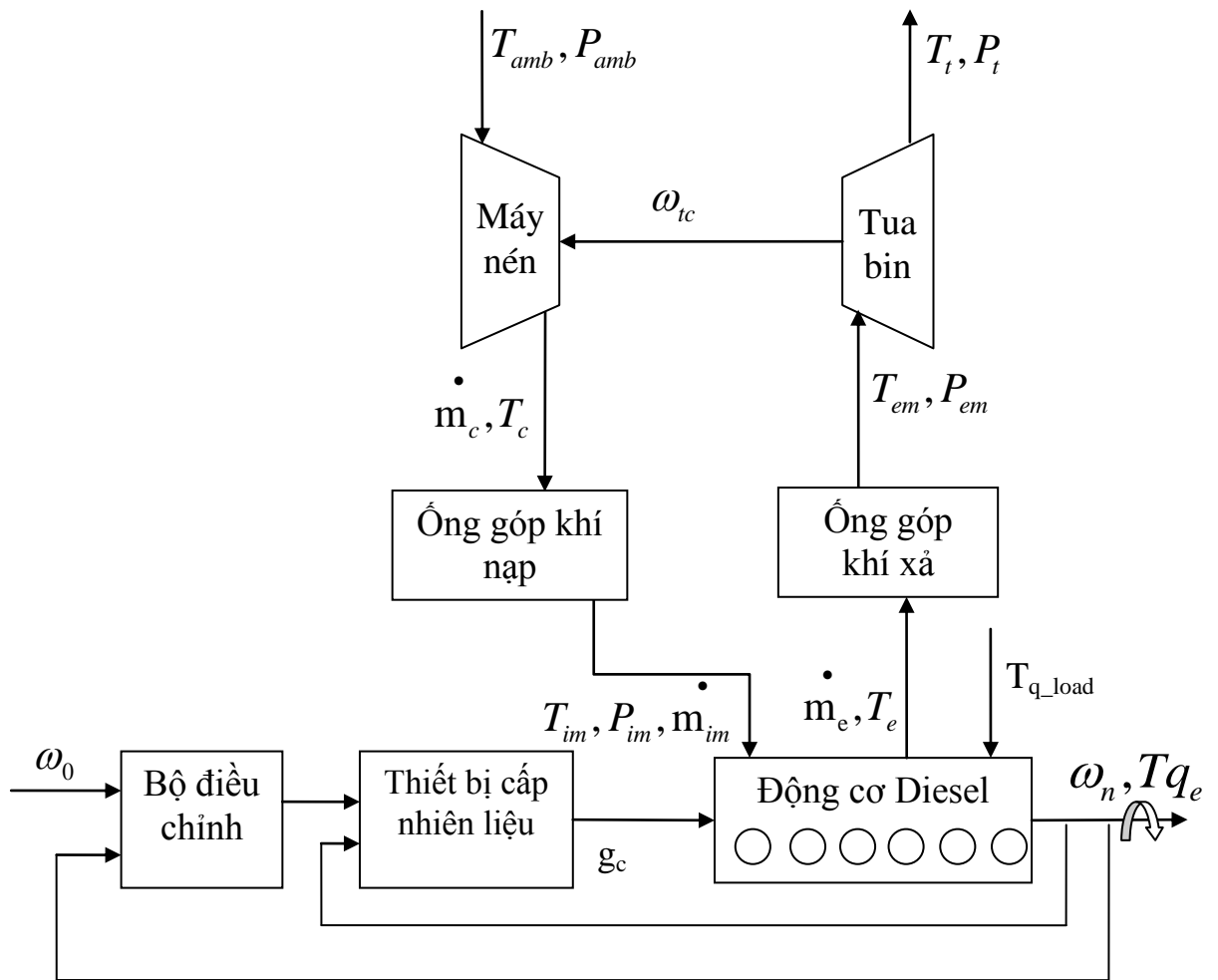
Chương 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY

Mục đích xây dựng mô hình toán cho động cơ Diesel tàu thủy là để nghiên cứu tính chất động lực học của động cơ, mối quan hệ giữa tín hiệu vào và tín hiệu ra.

Kết quả của việc phân tích và tính toán trên mô hình của động cơ là cơ sở để phục vụ cho quá trình nghiên cứu chế độ chuyển tiếp và các giải pháp cải thiện.

2.1 Xây dựng mô hình động cơ Diesel có tăng áp bằng tuabin khí xả

Khi xây dựng mô hình toán cho động cơ Diesel tăng áp, mô men do động cơ sinh ra ngoài sự phụ thuộc vào tốc độ góc và vị trí thanh răng nhiên liệu thì còn phụ thuộc vào áp suất khí tăng áp p_k . Do vậy, sơ đồ chức năng động cơ Diesel tăng áp bằng tua bin khí xả thể hiện hình 2.1.



Hình 2.1 Sơ đồ chức năng của hệ thống TĐĐC tốc độ động cơ Diesel tăng áp bằng tuabin khí xả

Trong đó:

ω_0 : Tốc độ đặt cho động cơ (rad/s)

ω_n : Tốc độ thực của động cơ (rad/s)

T_{q_load} : Phụ tải động cơ (Nm)

\dot{m}_e : Lưu lượng khối lượng khí xả vào ống góp (kg/s)

T_e : Nhiệt độ khí cháy ra khỏi động cơ ($^{\circ}$ K)

g_c : Lượng nhiên liệu cấp cho động cơ trong một giây (kg/cyl)

T_{qe} : Mô men sinh ra bởi động cơ (Nm)

•
 m_{im} : Lưu lượng khối lượng khí nạp (kg/s)

T_{im} : Nhiệt độ khí nạp ($^{\circ}\text{K}$)

P_{im} : Áp suất khí nạp (Pa)

T_{em} : Nhiệt độ khí xả vào tuabin ($^{\circ}\text{K}$)

P_{em} : Áp suất khí xả (Pa)

•
 m_c : Lưu lượng khối lượng không khí ra khỏi máy nén (kg/s)

T_c : Nhiệt độ khí ra khỏi máy nén ($^{\circ}\text{K}$)

ω_{tc} : Tốc độ của tuabin (rad/s)

T_{amb} : Nhiệt độ môi trường ($^{\circ}\text{K}$)

P_{amb} : Áp suất môi trường (Pa)

Xuất phát từ mô hình tổng quát trên thấy rằng: để xây dựng được mô hình toán cho động cơ Diesel tăng áp thì phải xây dựng mô hình toán cho các phần tử trong hệ thống bao gồm: động cơ Diesel, thiết bị cung cấp nhiên liệu, ống góp khí nạp, ống góp khí xả, tuabin khí xả và máy nén tăng áp.

Phương trình động học của các thiết bị

2.1.1 Tuabin và máy nén tăng áp

Công suất của động cơ sinh ra nhờ việc đốt cháy nhiên liệu diễn ra trong buồng đốt của động cơ. Với một thể tích hữu hạn thì lượng không khí nạp vào cũng là hữu hạn. Để có thể tăng được công suất của động cơ trong khi vẫn giữ nguyên kích thước thì giải pháp được ưa chuộng nhất hiện nay là tăng áp suất khí nạp hay ngắn gọn là sử dụng động cơ tăng áp. Để tăng áp cho động cơ có rất nhiều phương pháp khác nhau được sử dụng, phổ biến hơn cả đó là sử dụng tuabin khí xả lái máy nén. Do vậy, trong mô hình này tác giả tiến hành lập mô hình toán cho các động cơ Diesel có tăng áp bằng tuabin khí xả như được thể hiện trên hình 2.1.

Áp dụng định luật nhiệt động học 1 và 2 cho các máy cánh dẫn (turbomachinery) ta có công thức (2.1)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left(\left(h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_{out} - \left(h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_{in} \right) \quad (2.1)$$

Trong đó:

\dot{Q} : Nhiệt lượng trao đổi giữa khối khí với môi trường ($J.s^{-1}$)

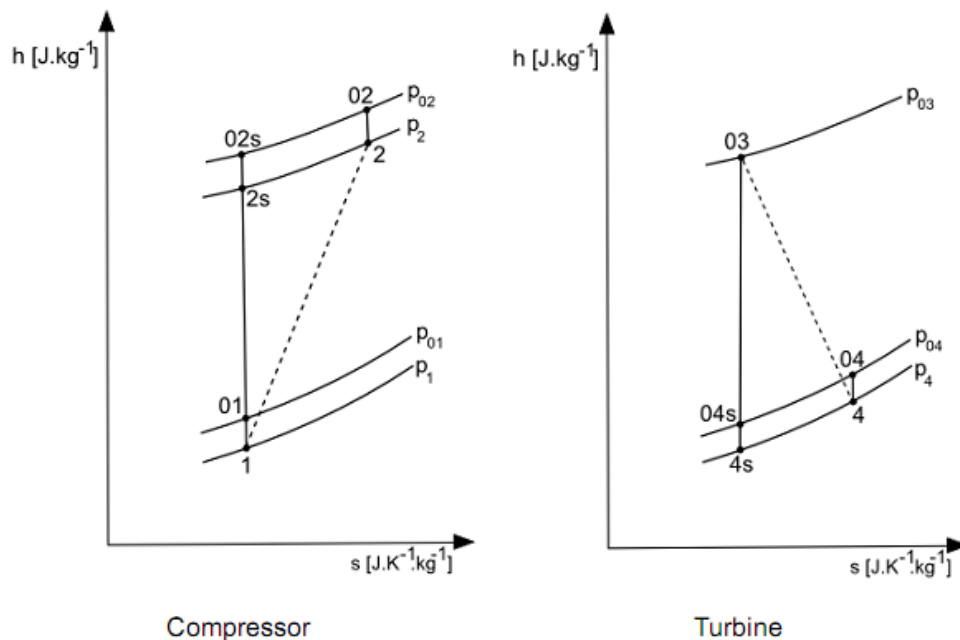
\dot{W} : Công tiêu hao hoặc sinh ra tính ở đầu ra của trục ($J.s^{-1}$)

\dot{m} : Lưu lượng khối lượng ($kg.s^{-1}$)

h : Enthalpy riêng phần của khí ($J.kg^{-1}$)

$\frac{C^2}{2}$: Động năng riêng phần khí ($J.kg^{-1}$)

gz : Thế năng riêng phần của khí ($J.kg^{-1}$), (thành phần này không quan trọng nên cơ thể bỏ qua)



Hình 2.2 Sơ đồ enthalpy và entropy của máy nén và tuabin

Trong hình 2.2, trạng thái ban đầu là 1,01,03 và trạng thái cuối là 2,02,04,4.

Enthalpy toàn phần h_0 của khối khí được định nghĩa như sau:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (2.2)$$

Đối với khí lí tưởng, từ (2.2), nhiệt độ toàn phần được tính như sau:

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad (2.3)$$

Áp suất toàn phần được tính như sau:

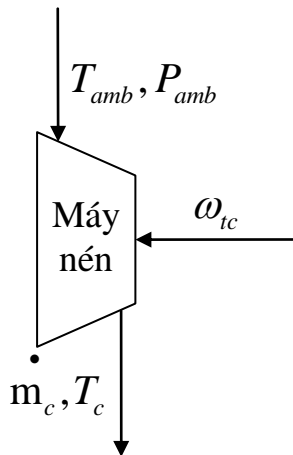
$$p_0 = p \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.4)$$

Đối với máy nén, tuabin, nhiệt lượng trao đổi giữa khối khí với môi trường \dot{Q} tương đối nhỏ nên ta có thể bỏ qua, do đó phương trình (2.1) có thể viết thành.

$$-\dot{W} = \dot{m}(h_{0_out} - h_{0_in}) \quad (2.5)$$

Máy nén tăng áp

Mô hình toán của máy nén tăng áp được biểu thị như trong hình 2.3.



Hình 2.3 Mô hình tính toán của máy nén

Hiệu suất của máy nén được tính bằng tỉ số giữa phần năng lượng gia tăng cho khối khí và phần năng lượng cần phải chi phí để quay máy nén.

$$\eta_c = \frac{\text{reversible power requirement}}{\text{actual power requirement}} \quad (2.6)$$

Hiệu suất của máy nén trong toàn chu trình được tính như (2.7). Ở đây enthalpy có thể thay thế bởi nhiệt độ vì coi nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp $c_p = \text{const}$.

$$\eta_{c_TT} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (2.7)$$

Coi chu trình 01 – 02s là đẳng entropi ta có:

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.8)$$

Phương trình (2.7) có thể biểu diễn như (2.9).

$$\eta_{c_TT} = \frac{(p_{02} / p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}}{(T_{02} / T_{01}) - 1} \quad (2.9)$$

Công để lai máy nén được xác định từ phương trình (2.5) và (2.9).

$$-\dot{W}_c = \dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01}) = \frac{\dot{m}_c c_p T_{01}}{\eta_{c_TT}} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.10)$$

Mômen cản sinh ra bởi trục máy nén được tính như (2.11)

$$Tq_{-c} = \frac{\dot{W}}{\omega_{tc}} = \frac{\dot{m}_c c_p T_{01}}{\eta_{c_TT} \omega_{tc}} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.11)$$

Nhiệt độ khí nạp ra khỏi máy nén được tính như phương trình (2.12).

$$T_c = T_{01} \left(1 + \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{c_TT}} \right) \quad (2.12)$$

Lưu lượng khối lượng gió tăng áp ra máy nén được tính bằng cách tra bảng số liệu

$$\dot{m}_c = f_{m_c} \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, n_{c_TT} \right) \quad (2.13)$$

Hoặc có thể tính bằng công thức gần đúng sau

$$\dot{m}_c = k_1 \omega_{tc} - k_2 \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} - 1 \right) \quad (2.14)$$

Để cho khối lượng gió tăng áp ra khỏi máy nén luôn dương khi chọn k_1, k_2 phải đảm bảo điều kiện

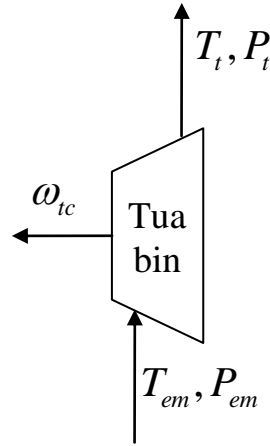
$$\omega_{tc} > \frac{k_2}{k_1} \left(\frac{p_{im}}{p_{in}} - 1 \right)$$

Coi các thông số của đầu chu trình máy nén tương ứng với thông số môi trường, các thông số cuối chu trình tương ứng với trạng thái 2, từ phương trình (2.12) và (2.14) ta có mô hình toán học của máy nén tăng áp như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} TC = T_{amb} \left(1 + \frac{\left(\frac{p_{im}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{c_TT}} \right) \\ \dot{m}_c = k_1 \omega_{tc} - k_2 \left(\frac{p_{im}}{p_{amb}} - 1 \right) \end{array} \right. \quad (2.15)$$

Turbin khí xả

Mô hình toán của tuabin khí xả được biểu thị như trong hình 2.4.



Hình 2.4 Mô hình tính toán của tuabin

Hiệu suất của tuabin khí xả khi quá trình là đẳng entropi được tính như phương trình (2.16), là tỷ số giữa công suất thực và công suất dự kiến.

$$\eta_T = \frac{\text{actual power output}}{\text{reversible power output}} \quad (2.16)$$

Hiệu suất của tuabin trong toàn chu trình được tính như phương trình (2.17). Ở đây enthalpy có thể thay thế bởi nhiệt độ vì coi nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp $c_p = \text{const}$.

$$\eta_{T-IT} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} \quad (2.17)$$

Coi chu trình 03 – 04 là đẳng entropi ta có:

$$T_{04} = T_{03} \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.18)$$

Phương trình (2.17) có thể biểu diễn như (2.19).

$$\eta_{T-IT} = \frac{1 - (T_{04} / T_{03})}{(p_{04} / p_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (2.19)$$

Công sinh ra bởi tuabin được xác định từ phương trình (2.5) và (2.19).

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T c_p (T_{03} - T_{04}) = \dot{m}_T c_p \eta_{c-IT} T_{03} \left[1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma_e-1}{\gamma_e}} \right] \quad (2.20)$$

Mômen sinh ra bởi khí xả quét qua tuabin được tính như sau:

$$Tq_T = \frac{\dot{W}_T}{\omega_{tc}} = \frac{\dot{m}_T c_p \eta_{c_TT} T_{03}}{\omega_{tc}} \left[1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right] \quad (2.21)$$

Nhiệt độ khí xả ra khỏi tuabin được tính như (2.22).

$$T_t = \left(1 + \eta_{t_TT} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{04}} \right)^{\frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e}} - 1 \right) \right) T_{03} \quad (2.22)$$

Lưu lượng khối lượng khí xả vào tuabin được tính như (2.23).

$$\dot{m}_T = f_{mT} \left(\frac{p_{03}}{p_{04}}, n_T \right) \frac{p_{03}}{\sqrt{T_{03}}} \quad (2.23)$$

Ta cũng có thể tính lưu lượng khối lượng khí xả vào turbin như sau

$$\dot{m}_T = \frac{p_{03}}{\sqrt{T_{03}}} C \sqrt{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^K} \quad (2.24)$$

Trong đó: C, K là các hằng số

Coi turbin khí xả - máy nén như một vật có khối lượng quay quanh một trục cố định vòng quay sinh ra do tuabin được tính theo định luật Newton hai.

$$J_{tc} \frac{d\omega_{tc}}{dt} = T_{q_JA} - T_{qc} \quad (2.25)$$

Coi các thông số cuối chu trình tương ứng với trạng thái 4, từ phương trình (2.22), (2.24) và (2.25) ta có mô hình toán của tuabin khí xả như (2.26)

$$\left\{ \begin{array}{l} T_t = \left(1 + \eta_{t_TT} \left(\left(\frac{P_{03}}{P_{amb}} \right)^{\frac{1-\gamma_e}{\gamma_e}} - 1 \right) \right) T_{03} \\ \dot{m}_T = \frac{P_{03}}{\sqrt{T_{03}}} C \sqrt{1 - \left(\frac{P_{amb}}{P_{03}} \right)^K} \\ J_{tc} \frac{d\omega_{tc}}{dt} = T_{q_JA} - T_{qc} \end{array} \right. \quad (2.26)$$

2.1.2 Ống góp khí

Hỗn hợp khí trong ống góp là hỗn hợp cơ học của các khí thành phần khi không xảy ra phản ứng hóa học. Ở trạng thái cân bằng, các khí thành phần phân bố đều trong toàn bộ thể tích của ống góp. Coi các khí thành phần trong ống góp là khí lí tưởng, sử dụng phương trình trạng thái của khí lí tưởng chúng ta có phương trình trạng thái đối với hỗn hợp khí trong ống góp như sau:

$$pV = mRT \quad (2.27)$$

Áp dụng định luật nhiệt động học 1 cho ống góp khí, phương trình cân bằng năng lượng của ống góp khí được biểu diễn như (2.28).

$$\dot{W} = \dot{h}_{in} - \dot{h}_{out} \quad (2.28)$$

Trong đó:

$$\dot{h} = \dot{m} c_p T \quad (2.29)$$

Giả sử trong khoảng thời gian ngắn dt sự biến thiên áp suất trong ống góp là dp , thể tích khí trong ống góp là không thay đổi $dV = 0$, khối lượng khí vào ống góp là dm_{in} , khối lượng khí ra ống góp là dm_{out} và sự biến thiên của nhiệt độ là không đáng kể $dT = 0$.

Từ phương trình (2.28) và (2.29) ta có phương trình cân bằng cho ống góp khí (2.30).

$$\dot{W} = \dot{m}_{in} c_p T - \dot{m}_{out} c_p T \quad (2.30)$$

Từ phương trình (2.27) ta có:

$$Vdp = RTdm \quad (2.31)$$

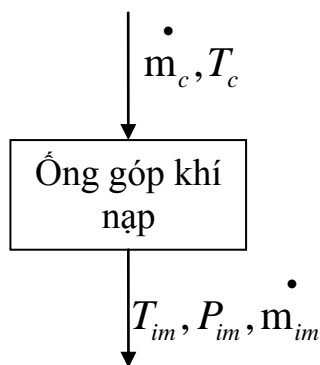
Mặt khác ta có nội năng trong ống góp khí được tính như (2.32).

$$W = mc_v T \Rightarrow \dot{W} = c_v T dm \quad (2.32)$$

Từ phương trình (2.30), (2.31) và (2.32) ta có:

$$dp = \frac{\gamma RT}{V} \left(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \right) \quad (2.33)$$

Ống góp khí nạp



Hình 2.5 Mô hình tính toán của ống góp khí nạp

Từ phương trình (2.33) ta có:

$$\dot{p}_{im} = \frac{RT_{im}}{V_{im}} \left(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \right) \quad (2.34)$$

Trong đó:

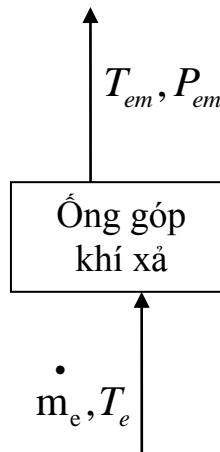
$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{eng_in} = \eta_{vol} \frac{p_{im} V_d N_{cyl} n_{eng}}{60 N_r R T_{im}} \quad (2.36)$$

Từ phương trình (2.34), (2.35) và (2.36) ta có mô hình toán học cho ống góp khí nạp như (2.37).

$$\begin{cases} T_{im} = T_c \\ \dot{m}_{im} = \eta_{vol} \frac{p_{im} V_d N_{cyl} n_{eng}}{60 N_r R T_{im}} \\ p_{im} = \frac{R T_{im}}{V_{im}} (\dot{m}_c - \dot{m}_{im}) \end{cases} \quad (2.37)$$

Ống góp khí xả



Hình 2.6 Mô hình tính toán của ống góp khí xả

Ta có:

$$T_{em} = T_e \quad (2.38)$$

Từ phương trình (2.33) ta có:

$$p_{em} = \frac{R T_{em}}{V_{em}} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (2.39)$$

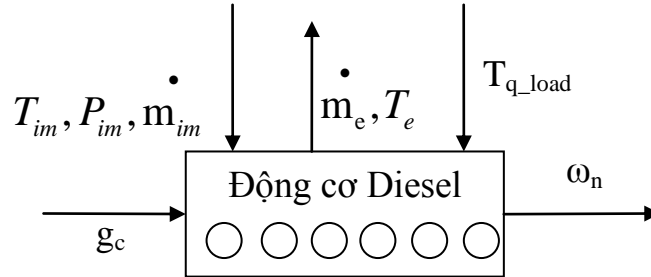
Trong đó:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_e, \dot{m}_{out} = \dot{m}_T \quad (2.40)$$

Từ (2.38) và (2.39) ta có mô hình toán học cho ống góp khí xả như (2.41).

$$\begin{cases} T_{em} = T_e \\ \dot{P}_{em} = \frac{RT_{em}}{V_{em}} (\dot{m}_e - \dot{m}_T) \end{cases} \quad (2.41)$$

2.1.3 Động cơ Diesel



Hình 2.7 Mô hình tính toán của động cơ.

Hệ số khí quét SR và hiệu suất quét SE được tính toán [11],[14]

$$SR = \frac{\dot{m}_{e_out}}{\dot{m}_{cyl}}, TE = \frac{SE}{SR} \quad (2.42)$$

Trong đó \dot{m}_{e_out} : Lưu lượng khối lượng khí ra khỏi động cơ, \dot{m}_{cyl} Lưu lượng khối lượng không khí nhốt trong xy lanh động cơ, TE là hiệu suất nhốt khí trong xy lanh.

Ta có:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e_in} + \dot{m}_{fuel} \quad (2.43)$$

$$\dot{m}_{e_in} = \dot{m}_{im} \quad (2.44)$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{g_c \cdot n_{eng} \cdot N_{cyl}}{60N_r} \quad (2.45)$$

Từ phương trình (2.43), (2.44) và (2.45) ta có:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{im} + \frac{g_c \cdot n_{eng} \cdot N_{cyl}}{60N_r} \quad (2.46)$$

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{P_{im} V_{cyl}}{RT_{im}} n_{eng} \frac{1}{2\pi} N_{cyl} \quad (2.47)$$

Hệ số khí sót [10]: $X_r = 1 - SE$

Tỷ số giữa lưu lượng không khí và lưu lượng nhiên liệu (λ) cấp vào trong xy lanh động cơ được tính như sau [10]

$$\lambda = \frac{\frac{m_{e_in}}{SE}}{AFR_s \cdot m_f} - \frac{1}{SE} + 1 = \frac{1}{SE} \left(\frac{m_{e_in}}{AFR_s \cdot m_f} \right) + 1 \quad (2.48)$$

$$m_f = g_c \frac{1}{2\pi} n_{eng} \quad (2.49)$$

AFR_s : Khối lượng khí cần thiết đốt cháy hết 1mol nhiên liệu

Nhiệt độ khí xả ra khỏi động cơ [10]

$$T_e \approx T_4 = \frac{1}{SE (\lambda \cdot AFR_s + 1)} \frac{q_{HLV}}{c_v} r_c^{\gamma-1} + T_{im} \quad (2.50)$$

Mô men sinh ra bởi động cơ do đốt sản phẩm cháy được tính như sau [13]

$$T_{qe} = q_{HLV} \cdot g_c \cdot \eta_e \frac{1}{2\pi} \quad (2.51)$$

Coi động cơ như một vật có khối lượng quay quanh một trục cố định, theo định luật Newton hai ta có:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_{qe} - T_{q_load} \quad (2.52)$$

Từ phương trình (2.51) và (2.52) ta có:

$$J \frac{d\omega}{dt} = q_{HLV} \cdot g_c \cdot \eta_e \frac{1}{2\pi} - T_{q_load} \quad (2.53)$$

Từ phương trình (2.46), (2.50) và (2.53) ta có mô hình toán học của động cơ như sau:

$$\begin{cases} \dot{m}_e = \dot{m}_{im} + \frac{g_c \cdot n_{eng} \cdot N_{cyl}}{60 N_r} \\ T_e = \frac{1}{SE (\lambda \cdot AFR_s + 1) \cdot c_v} r_c^{\gamma-1} + T_{im} \\ J \frac{d\omega}{dt} = q_{HLV} \cdot g_c \cdot \eta_e \frac{1}{2\pi} - T_{q_load} \end{cases} \quad (2.54)$$

2.1.4 Bộ điều chỉnh

$$U_{(t)} = K_p e_{(t)} + K_i \int_0^t e_{(t)} dt + K_d \frac{de_{(t)}}{dt} \quad (2.55)$$

Bảng 2.1 Các thông số sử dụng trong hệ thống

Tên	Đơn vị	Thông số
T _{q_c}	Nm	Mô men cản của máy nén tăng áp
c _p	J/(kg.K)	Nhiệt dung đẳng áp
η _c		Hiệu suất của máy nén
n _{eng}	rad/s	Tốc độ quay của động cơ
R	J/(kg.K)	Hằng số chất khí
V _{im}	m ³	Thể tích ống góp khí nạp
V _{em}	m ³	Thể tích ống góp khí xả
T _{q_t}	Nm	Mô men sinh ra bởi tuabin
J _{tc}	kg.m ²	Mô men quán tính của tuabin khí xả – máy nén
T _{qe}	Nm	Mô men sinh ra bởi động cơ
D	M	Đường kính xy lanh động cơ

L	M	Hành trình piston
N_{cyl}		Tổng số xy lanh của động cơ
N_r		Hệ số kì động cơ
r_c		Tỉ số nén của động cơ
q_{HLV}		Nhiệt trị thấp của nhiên liệu dùng cho động cơ
η_e		Hiệu suất có ích của động cơ
T_{q_load}	Nm	Mô men cản sinh ra bởi tác động của tải bên ngoài
J	$Kg.m^2$	Mô men quán tính của động cơ

2.2 Mô phỏng động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp

Cho đến nay, với sự phát triển mạnh của công nghệ phần mềm, có rất nhiều các ngôn ngữ và phần mềm chuyên biệt để mô phỏng hệ động học. Một trong số các phần mềm rất phổ biến có thể kể ra là:

Vissim;

Automation Studio;

Goldsim; và

Simulink của Matlab.

Giới thiệu chung về Matlab Simulink

Simulink là một phần mềm mở rộng của MATLAB (1 Toolbox của Matlab) dùng để mô hình hoá, mô phỏng và phân tích một hệ thống động. Thông thường dùng để thiết kế hệ thống điều khiển, thiết kế DSP, hệ thống thông tin và các ứng dụng mô phỏng khác.

Simulink là thuật ngữ mô phỏng được ghép bởi hai từ Simulation và Link. Simulink cho phép mô tả hệ thống tuyến tính, hệ phi tuyến, các hệ thống SISO, MIMO, các mô hình trong miền thời gian liên tục, hay gián đoạn hoặc một hệ gồm cả liên tục và gián đoạn, các hệ thống lai... Với các block tích

hợp sẵn có trong thư viện, cho phép người sử dụng xây dựng một hệ thống mô phỏng đơn giản, chính xác. Đặc biệt với những thiết kế và các hệ thống mô phỏng có sẵn trong chương trình cho phép người dùng có thể tham khảo để xây dựng hoặc chỉnh sửa các hệ thống đó theo mong muốn của mình.

Ưu điểm của Matlab Simulink

Cho phép ta mô hình hóa và mô phỏng tất cả các hệ thống từ đơn giản cho đến phức tạp;

Không yêu cầu người sử dụng am hiểu nhiều về ngôn ngữ lập trình;

Trong quá trình mô phỏng cho phép người sử dụng can thiệp thay đổi, hiệu chỉnh các thông số hệ thống để đạt được hệ thống tối ưu;

Tự động tối ưu hóa hệ thống theo yêu cầu của người sử dụng;

Đáp ứng hệ thống nhanh và chính xác.

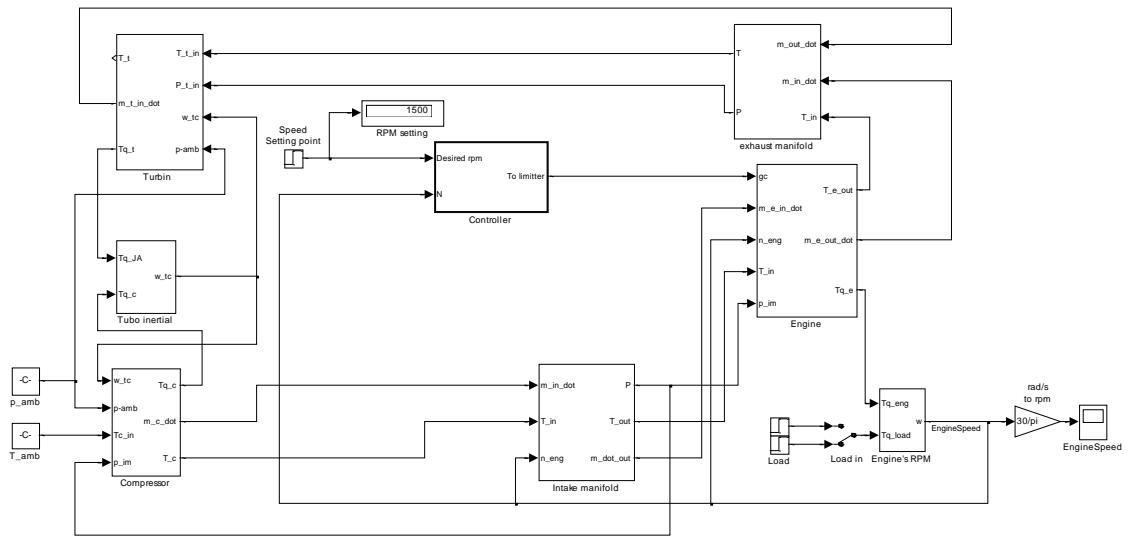
Nhược điểm của Matlab Simulink

Việc mô hình giả lập trình cho các hệ thống rất phức tạp, để xây dựng được các hệ thống đó yêu cầu người sử dụng phải am hiểu về ngôn ngữ lập trình và ngôn ngữ mô phỏng;

Người sử dụng chỉ có thể sử dụng những block có sẵn trong thư viện mà không thể xây dựng những block mới theo mong muốn của mình;

Đây chỉ là một Tool trong phần mềm Matlab, khi cài đặt yêu cầu đối với phần cứng của máy tính cao.

Mô hình mô phỏng trên Matlab simulink



Hình 2.8 Mô hình động cơ Diesel tăng áp trong Matlab Simulink

Khi tiến hành mô phỏng, do điều kiện thí nghiệm thực tế dưới phòng thí nghiệm gặp nhiều khó khăn và thiếu dụng cụ, trang thiết bị đo. Để đánh giá tính chính xác của mô hình tác giả luận văn đã chọn số liệu mô phỏng của động cơ MAN B&W 6L80MC [5]. Các thông số cơ bản của động cơ như sau:

Loại: hai kì quét thẳng

Tổng số xy lanh: 6

Đường kính xy lanh: 0.8 m

Hành trình piston: 2.59 m

Công suất: 16670 kW

Vòng quay định mức: 88 v/ph

Áp suất có ích bình quân: 1.33 Mpa

Bên cạnh đó còn rất nhiều các thông số khác trong mô hình tác giả chọn trước, và sau nhiều lần chạy và hiệu chỉnh để đạt được các thông số tối ưu cho mô hình.

Máy nén

$$\gamma = 1.3, C_p = 1.1, \eta_c = 0.75, k_1 = 0.1, k_2 = 1$$

Tuabin khí xả

$K=0.01$, $C=0.0001$, $\eta_t=0.85$

Ống góp khí tăng áp và khí xả

$R=287$, $V_{im}=30$, $V_{em}=30$

Động cơ

$N_r=2$, $N_{cyl}=6$, $r_c=15$, $q_{HLV}=43000$, $D=0.08$, $L=2.59$, $TE=0.8$, $AFR_s=14.3$,
 $\eta_i=0.85$, $n_0=50$ (v/ph)

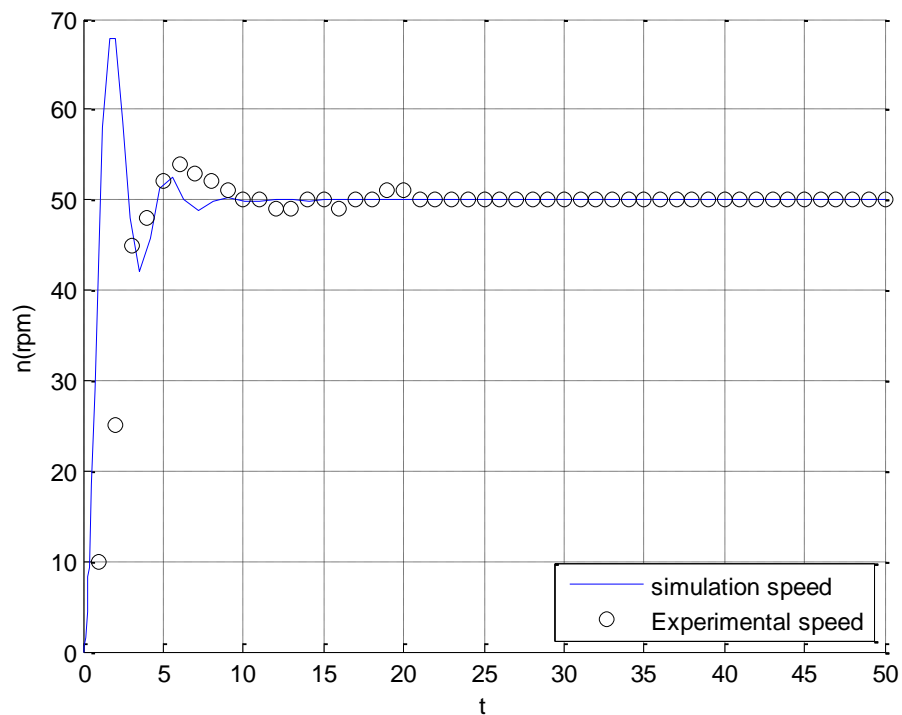
Bộ điều chỉnh

$K=1$, $T=4$, $K_p=0.002$, $K_i=0.0004$

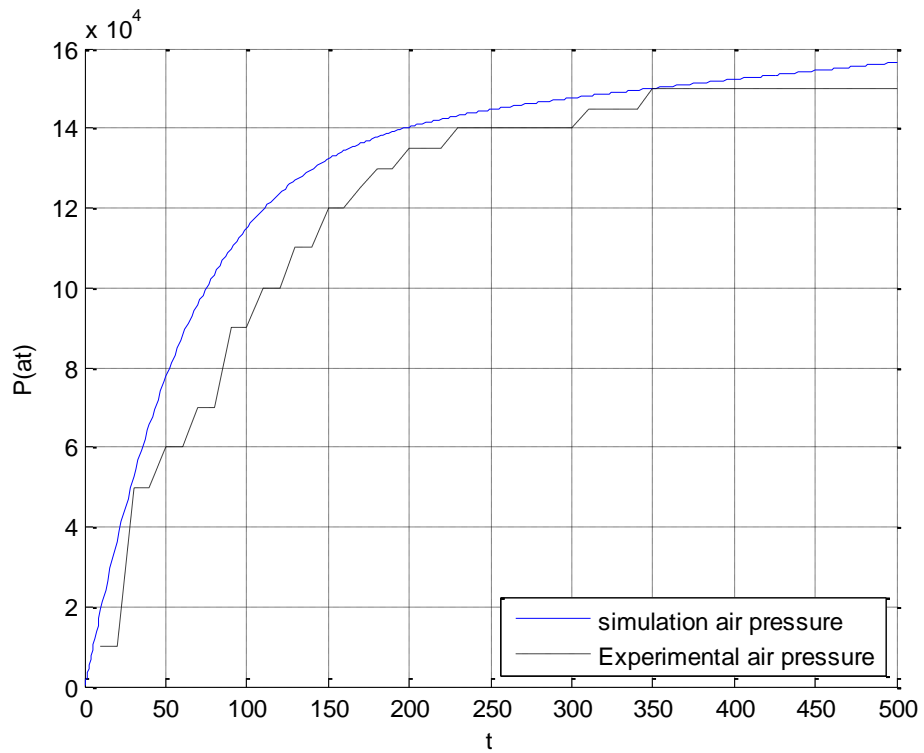
Các thông số môi trường

$P_{amb}=101000$, $T_{amb}=300$

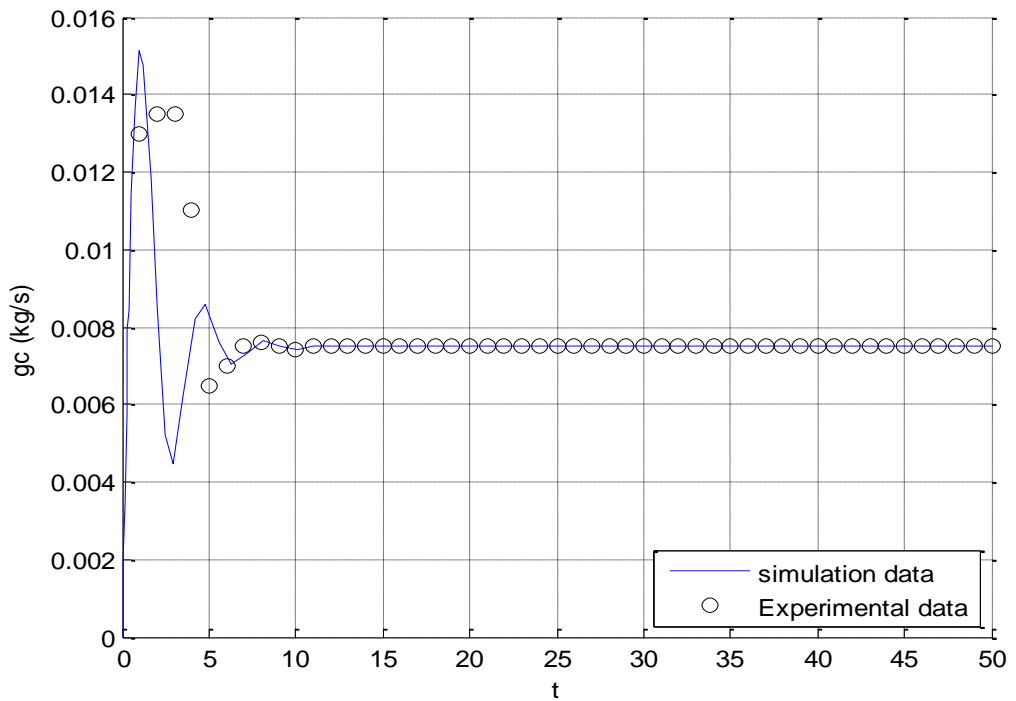
Kết quả mô phỏng



Hình 2.9 So sánh giá trị mô phỏng và giá trị đo của tốc độ



Hình 2.10 So sánh giá trị mô phỏng và giá trị đo của áp suất gió tăng áp



Hình 2.11 So sánh giá trị mô phỏng và giá trị đo của lượng tiêu hao nhiên liệu

2.3 Kết luận chương 2

Trong chương 2, tác giả đã giới thiệu một phương pháp để mô hình hóa động cơ Diesel tàu thủy có tăng áp, khi tiến hành mô phỏng mô hình với dữ liệu lấy từ động cơ MAN B&W 6L80MC và tiến hành so sánh với các kết quả thu được từ quá trình chạy thử động cơ, đối với tốc độ quay và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, quá trình chuyển tiếp của mô hình mô phỏng và giá trị thực tế đo được sai lệch không đáng kể, còn đối với áp suất gió tăng áp sự sai lệch rõ ràng hơn. Điều này cũng dễ hiểu, khi chạy mô hình ngoài dữ liệu có sẵn của động cơ tác giả cũng đã phải chọn rất nhiều dữ liệu khác không biết để hiệu chỉnh mô hình như: momen quán tính của động cơ, hiệu suất của tuabin tăng áp..., qua kết quả mô phỏng tác giả có thể khẳng định rằng, mô hình động cơ Diesel có tăng áp do tác giả xây dựng có tính chính xác tương đối cao, do đó có thể dùng để phục vụ cho quá trình nghiên cứu động cơ Diesel và các hệ thống. Điều này cho phép chúng ta nghiên cứu quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel trên mô hình toán đã thiết lập.

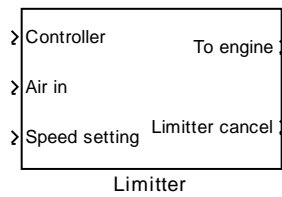
Chương 3. XÂY DỰNG BỘ GIỚI HẠN NHIÊN LIỆU CHO ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY

Ngày nay, để cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tàu thủy, các nhà thiết kế và chế tạo bên cạnh những giải pháp can thiệp vào kết cấu của động cơ còn sử dụng các giải pháp khác để can thiệp vào các hệ thống của động cơ. Có thể kể ra một số giải pháp đã được một số hãng trên thế giới sử dụng rất thành công như các bộ giới hạn nhiên liệu theo áp suất không khí tăng áp của hãng Woodward, Nabco. Ở Việt Nam, do trình độ công nghệ còn hạn chế, chúng ta vẫn chủ yếu là lắp ráp và khai thác động cơ. Do đó, việc can thiệp để thay đổi kết cấu động cơ Diesel và các hệ thống phụ là bất khả thi. Nhu cầu nghiên cứu cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ là rất lớn, đặc biệt những động cơ Diesel thường xuyên làm việc ở chế độ chuyển tiếp như: các động cơ Diesel lai máy phát điện, các động cơ chính của các tàu dịch vụ dầu khí, các tàu lai đất...

Chính vì lí do trên mà tác giả đã lựa chọn giải pháp can thiệp vào quá trình cấp liệu để cải thiện quá trình chuyển tiếp. Khi lựa chọn giải pháp này, tác giả có thể giải quyết được hai vấn đề đó là: cải thiện được quá trình chuyển tiếp mà vẫn bảo đảm được tính khả thi trong điều kiện Việt Nam.

Với thiết bị này, có thể trang bị trên tất cả các động cơ Diesel dù là mới hay đang khai thác mà không phải thay đổi mà không phải thay đổi lớn tới kết cấu của động cơ cũng như trang trí động lực của cả con tàu.

Trong đề tài này, để cải thiện quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel tác giả xây dựng một bộ giới hạn nhiên liệu để điều khiển quá trình cấp nhiên liệu cho động cơ, bộ giới hạn này có chức năng giới hạn nhiên liệu theo không khí tăng áp và theo tốc độ đặt cho động cơ.

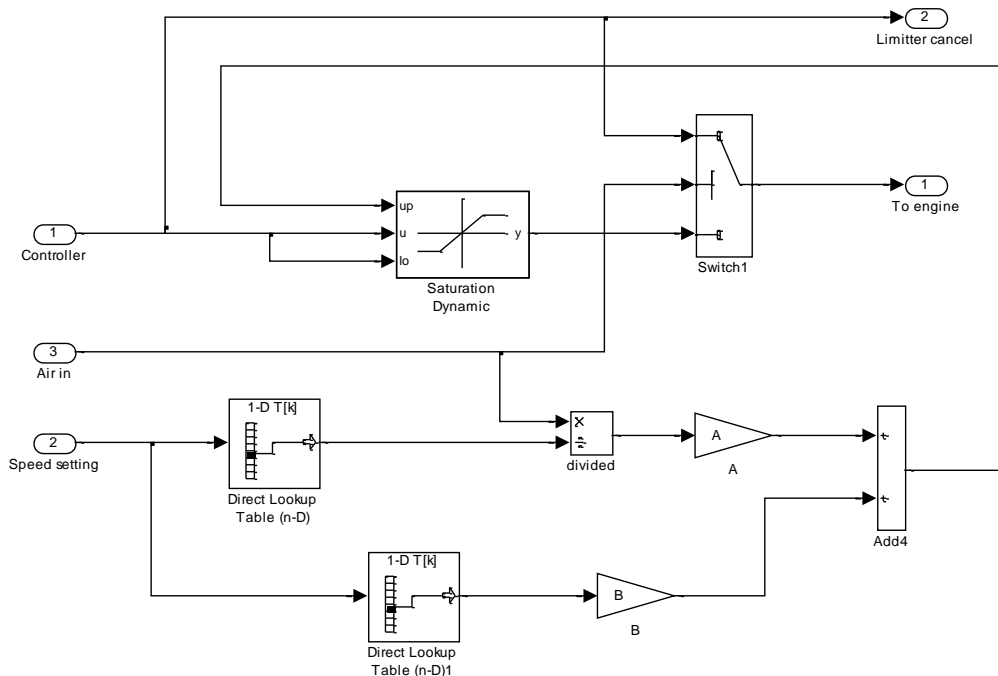


Hình 3.1 Sơ đồ chức năng bộ giới hạn nhiên liệu

Các tín hiệu vào,ra và thông số của động cơ được thể hiện như bảng 3.2

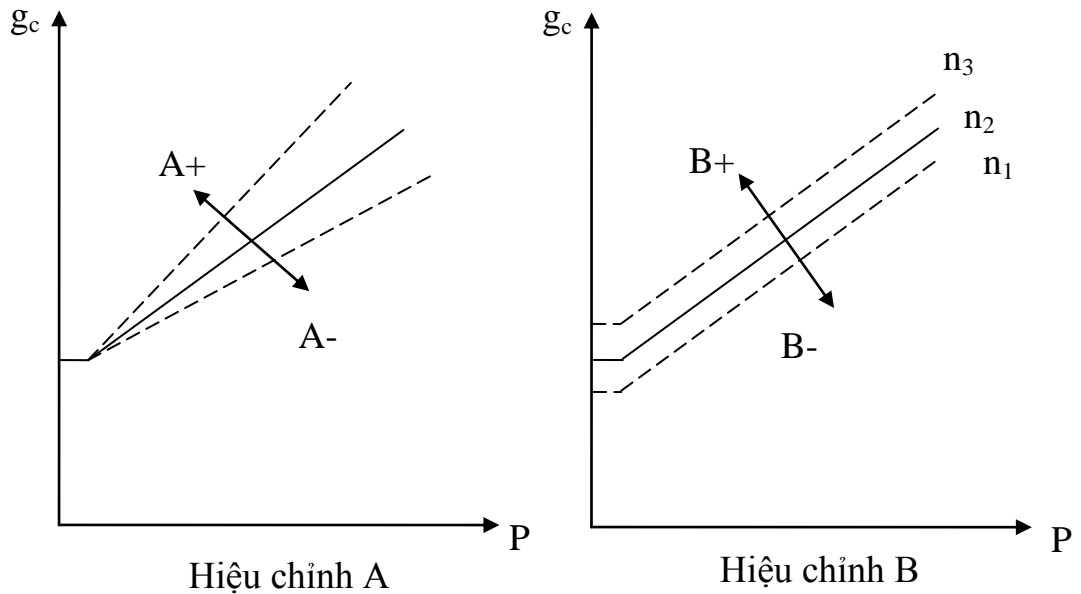
Bảng 3.1 Các tín hiệu vào,ra của bộ giới hạn nhiên liệu

Tín hiệu vào	
controller	Tín hiệu của bộ điều chỉnh
Air in	Tín hiệu không khí tăng áp
Speed setting	Tốc độ đặt cho động cơ
Tín hiệu ra	
To engine	Tín hiệu đến động cơ
Limiter cancel	Bỏ chế độ giới hạn nhiên liệu



Hình 3.2 Sơ đồ mô phỏng bộ giới hạn nhiên liệu trong Matlab

Đặc tính của bộ giới hạn.



Hình 3.3 Đặc tính của bộ giới hạn

3.1.1 Hiệu chỉnh A

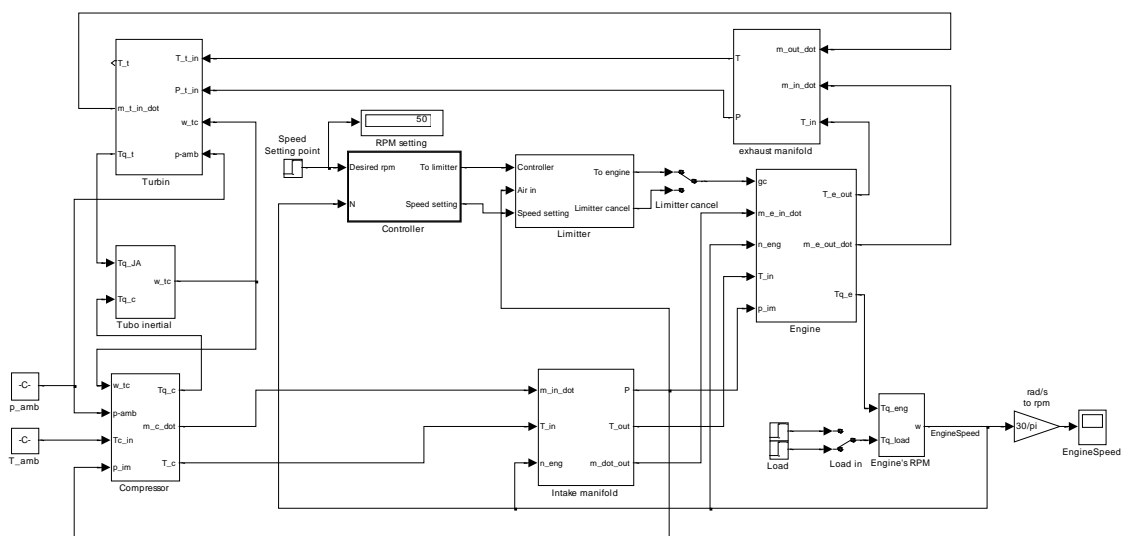
Tham số này đặc trưng cho độ dốc của đường đặc tính. Với các động cơ khác nhau, tham số này cần được hiệu chỉnh sao cho đảm bảo chất lượng của quá trình chuyển tiếp được đánh giá thông qua chỉ tiêu tích phân sai số bình phương I, hàm lượng NO_x và PM có trong khí xả. Cần nhận thức rõ ràng khi giảm hệ số A thì độ quá điều chỉnh sẽ giảm rõ rệt nhưng lại làm tăng đáng kể thời gian điều chỉnh do vậy chỉ tiêu tích phân sai số bình phương chưa chắc đã được cải thiện. Việc lựa chọn hệ số A hiệu quả nhất cần tính tới quán tính của động cơ cũng như thời gian đáp ứng của nó.

3.1.2 Hiệu chỉnh B

Với các động cơ Diesel tàu thủy thường là các động cơ có sử dụng tăng áp bằng tuabin khí xả. Do vậy, chất lượng quá trình cháy phụ thuộc rất nhiều vào chế độ tải cũng như chế độ tốc độ của động cơ. Một thiết bị giới hạn nhiên liệu hiệu quả phải tính đến yếu tố này. Tác giả đã sử dụng giá trị tốc độ đặt như là một tín hiệu vào thứ hai cho bộ giới hạn.

Ở các giá trị tốc độ khác nhau đặc tính giới hạn nhiên liệu cũng khác nhau như được thể hiện trên hình 3.3. Trong các trường hợp này, ở cùng một giá trị áp suất không khí tăng áp, tốc độ càng cao thì lượng nhiên liệu giới hạn càng cao. Điều này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết của động cơ Diesel cũng như các kết quả thực nghiệm với lý giải là ở các chế độ tốc độ gần với giá trị định mức thì quá trình cháy diễn ra hoàn thiện hơn dẫn tới thời gian đáp ứng của động cơ ngắn hơn, do đó cho phép cấp nhiều nhiên liệu hơn.

Mô phỏng hệ thống khi trang bị bộ giới hạn nhiên liệu

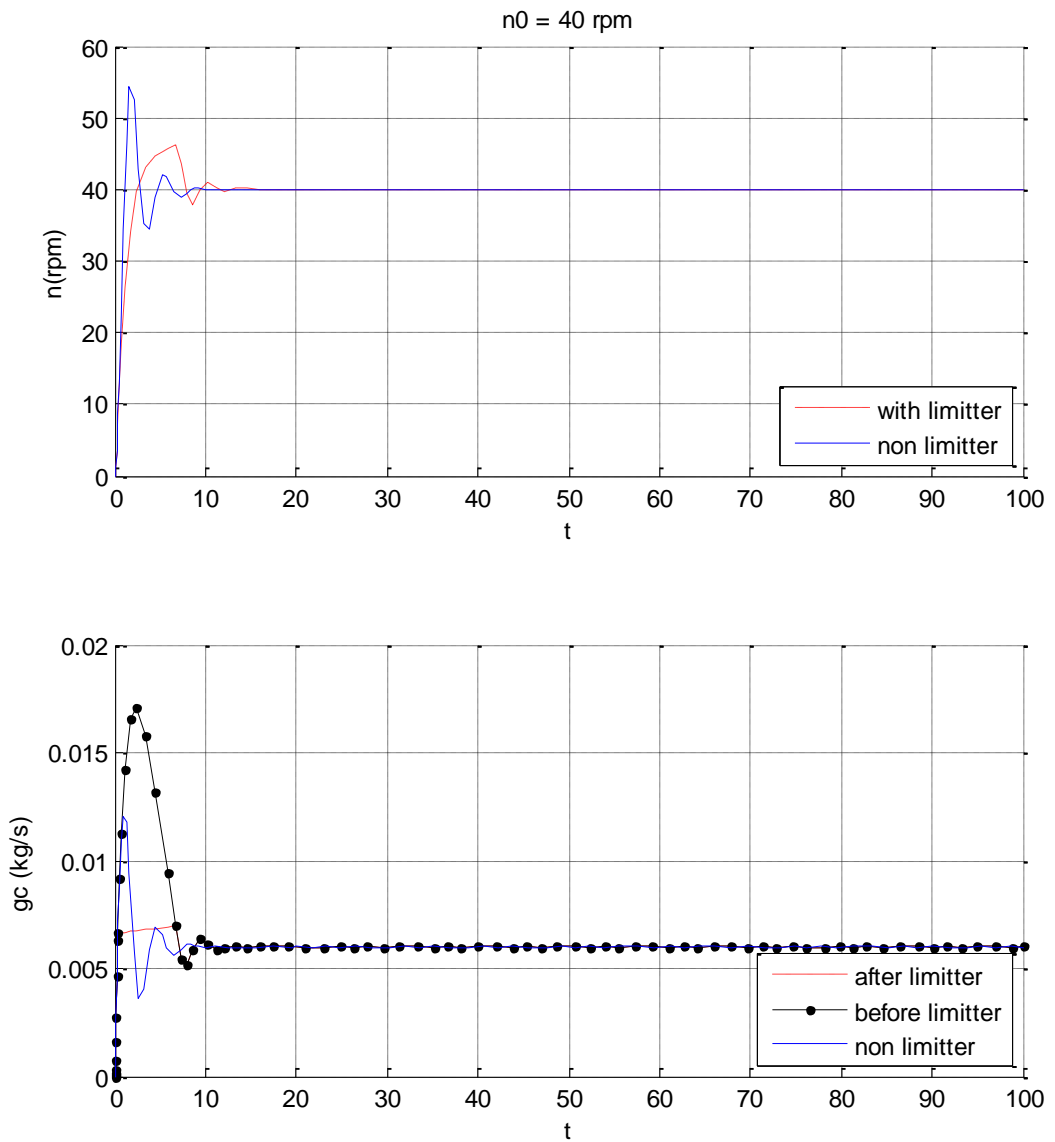


Hình 3.4 Sơ đồ mô phỏng động cơ Diesel khi trang bị bộ giới hạn nhiên liệu
 Khi mô phỏng cho động cơ, đối với bộ giới hạn nhiên liệu chọn:

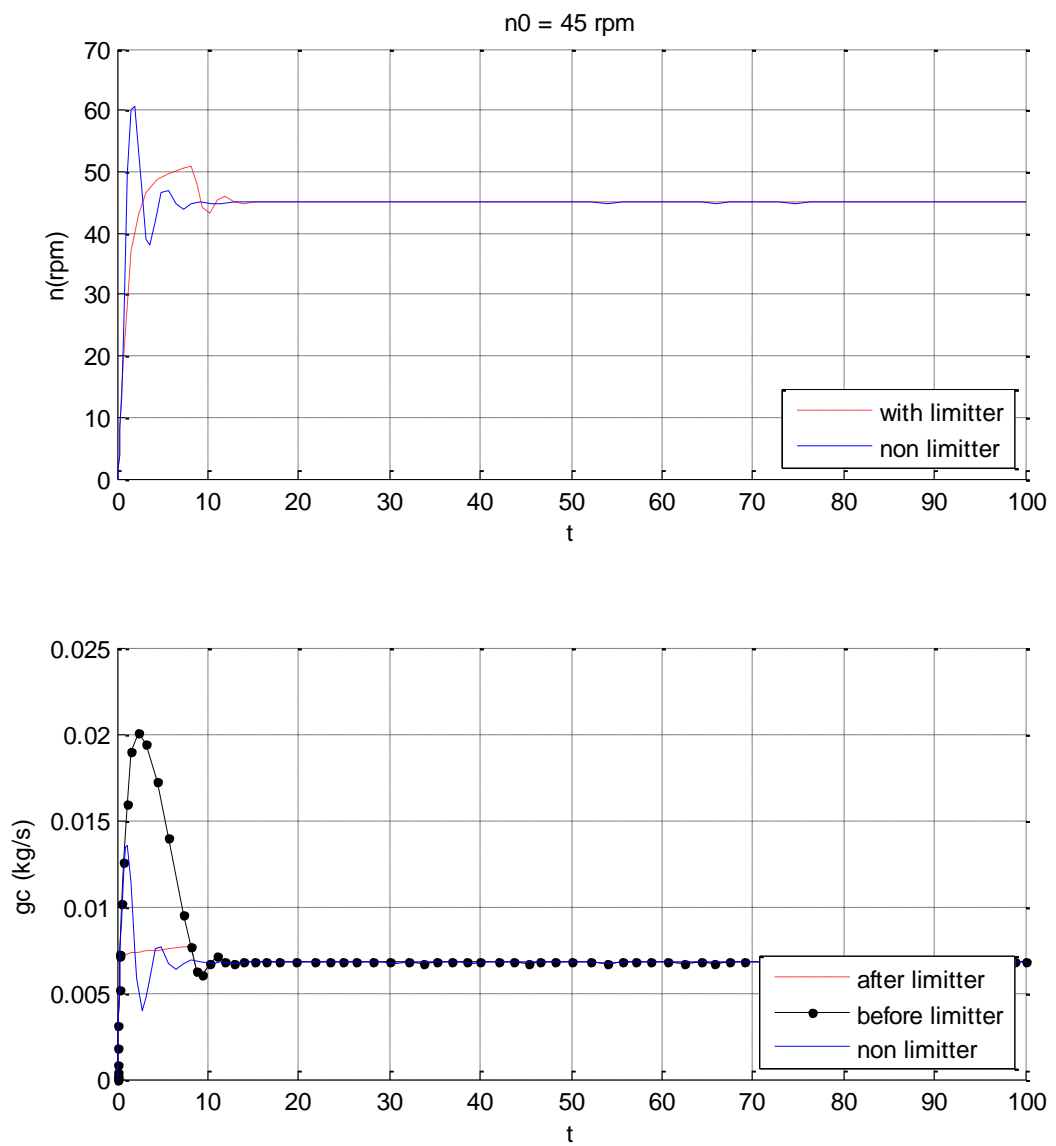
$$A = 1, B = 1.2$$

Kết quả mô phỏng

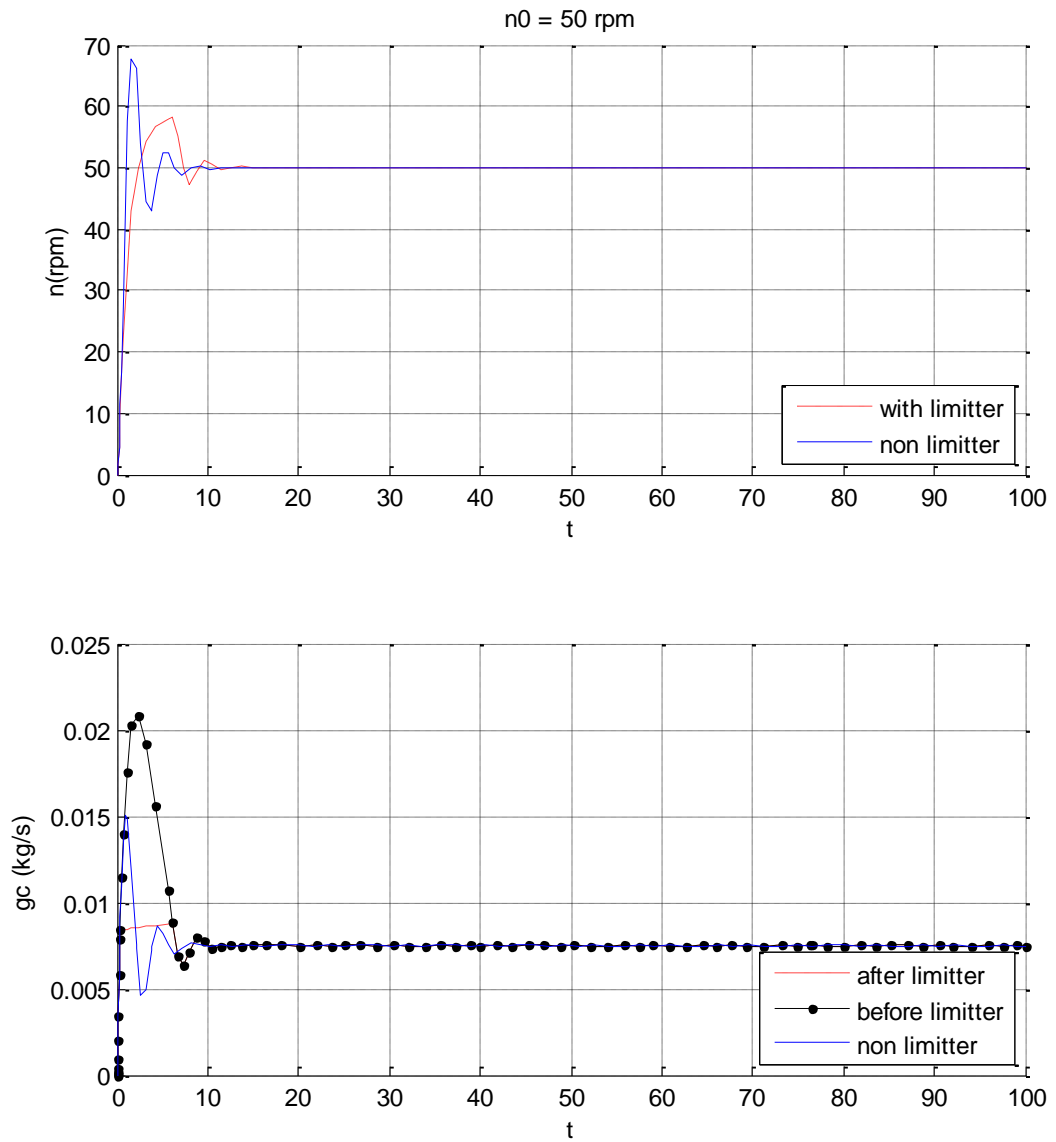
3.3.1 Quá trình khởi động động cơ



Hình 3.5 Mô phỏng khởi động động cơ với tốc độ đặt $n_0 = 40$ (v/ph)

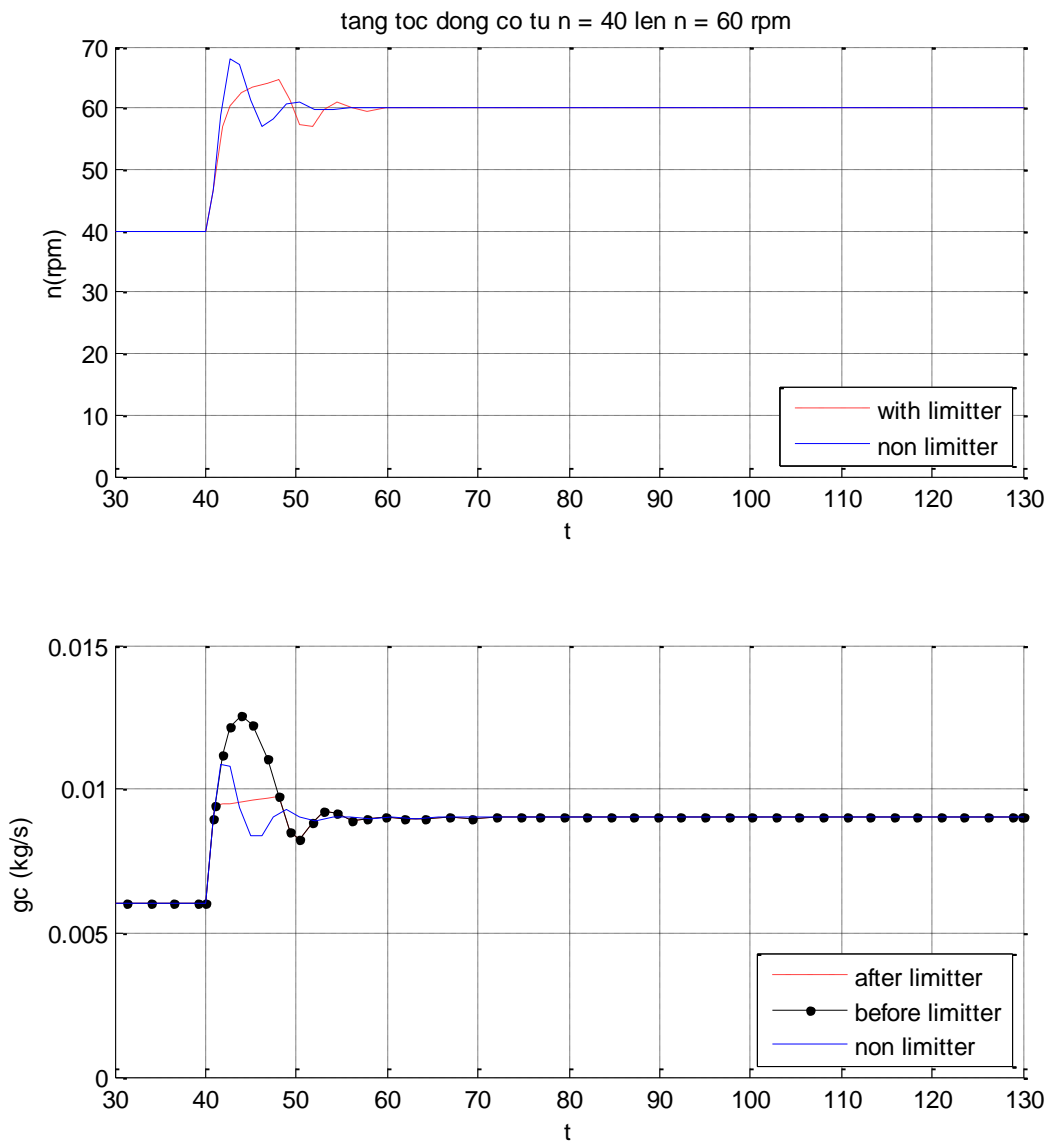


Hình 3.6 Mô phỏng khởi động động cơ với tốc độ đặt $n_0 = 45$ (v/ph)

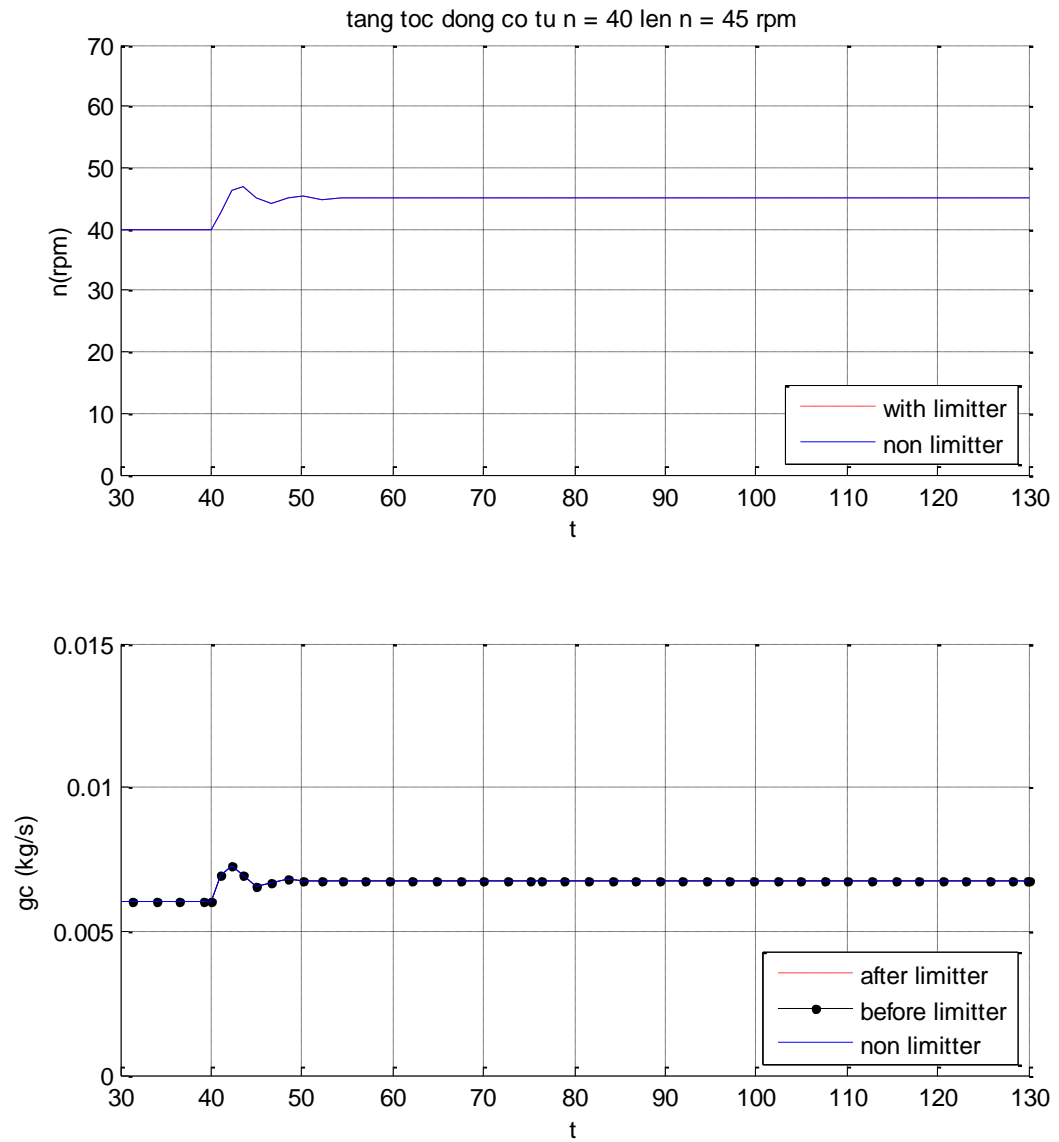


Hình 3.7 Mô phỏng khởi động động cơ với tốc độ đặt $n_0 = 50$ (v/ph)

3.3.2 Quá trình tăng tốc động cơ

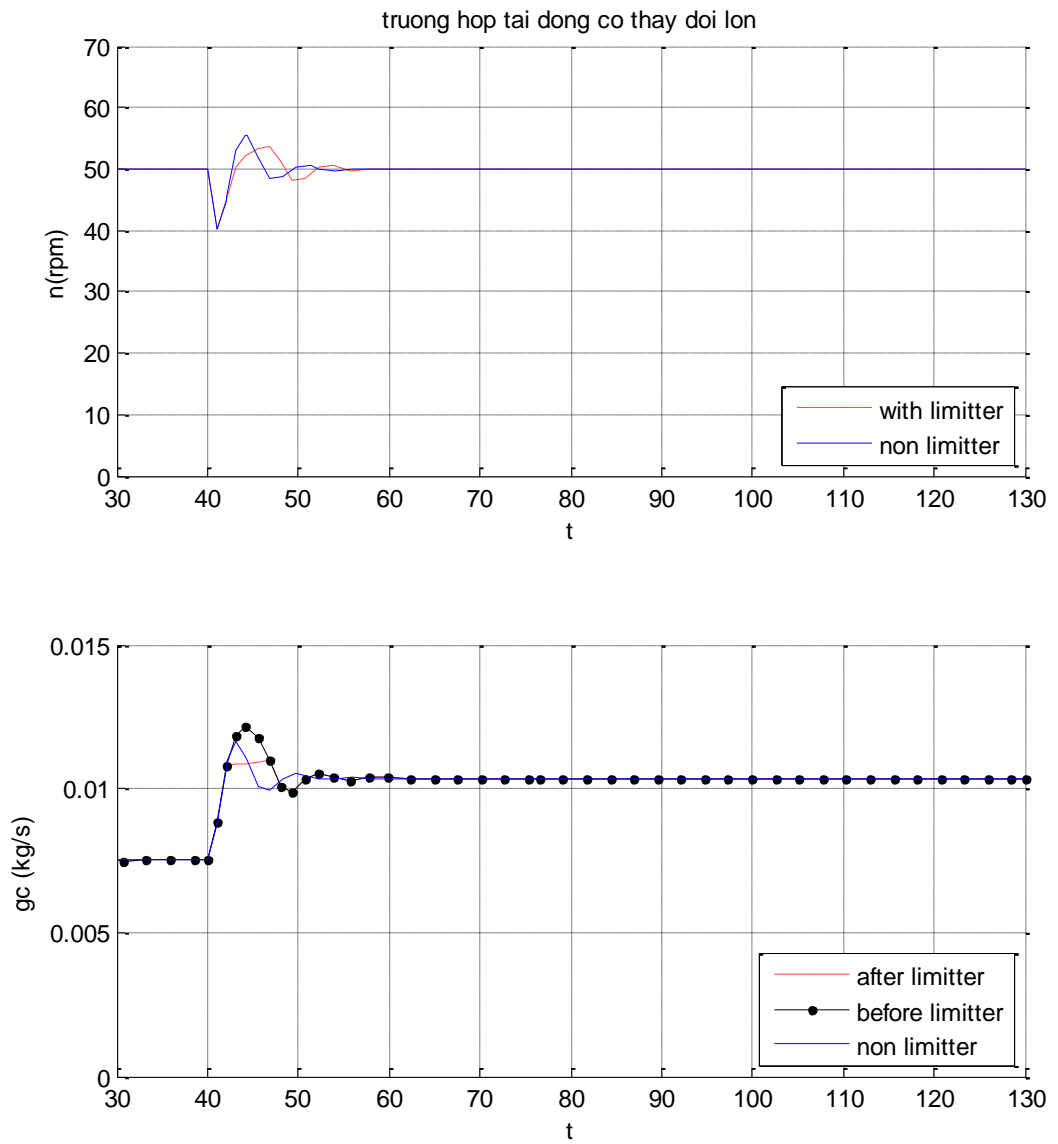


Hình 3.8 Mô phỏng tăng tốc động cơ từ $n = 40$ lên $n = 60$ (v/ph)

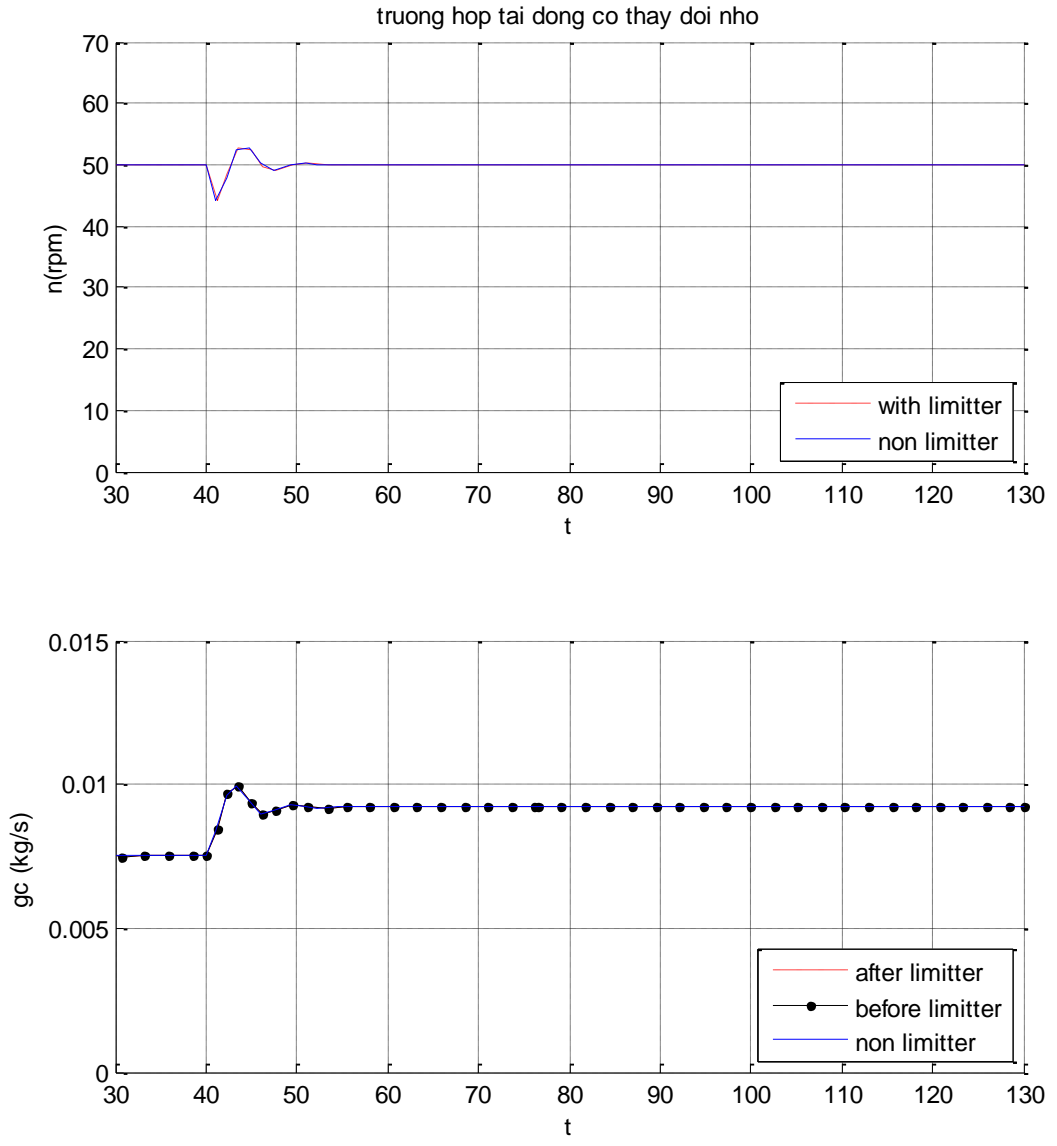


Hình 3.9 Mô phỏng tăng tốc động cơ từ $n = 40$ lên $n = 45$ (v/ph)

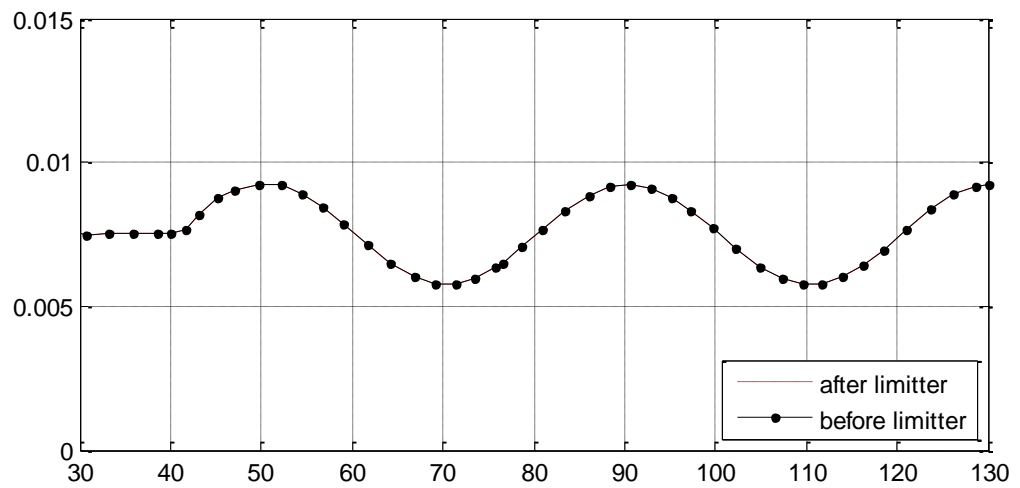
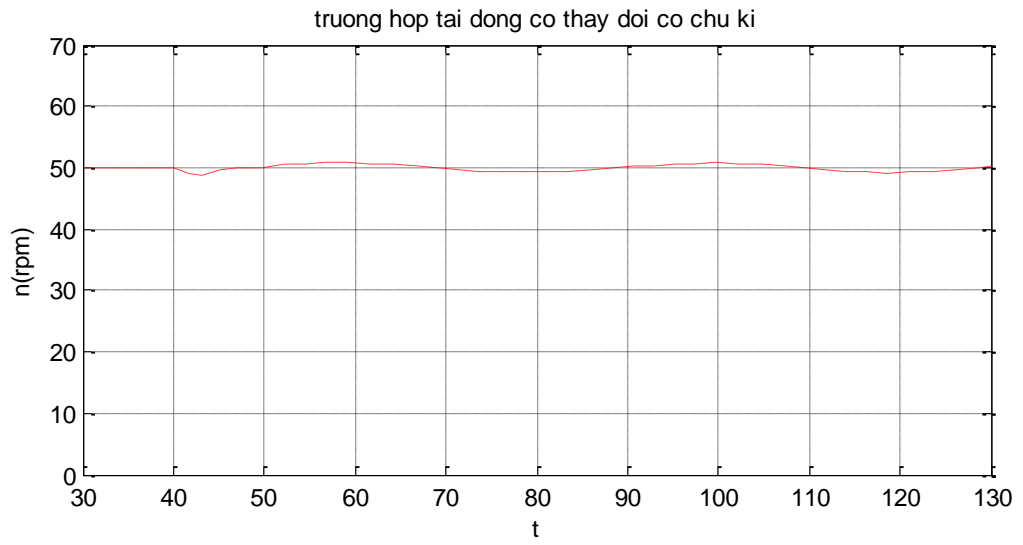
3.3.3. Quá trình tăng tải.



Hình 3.1 Mô phỏng khi tăng tải lớn

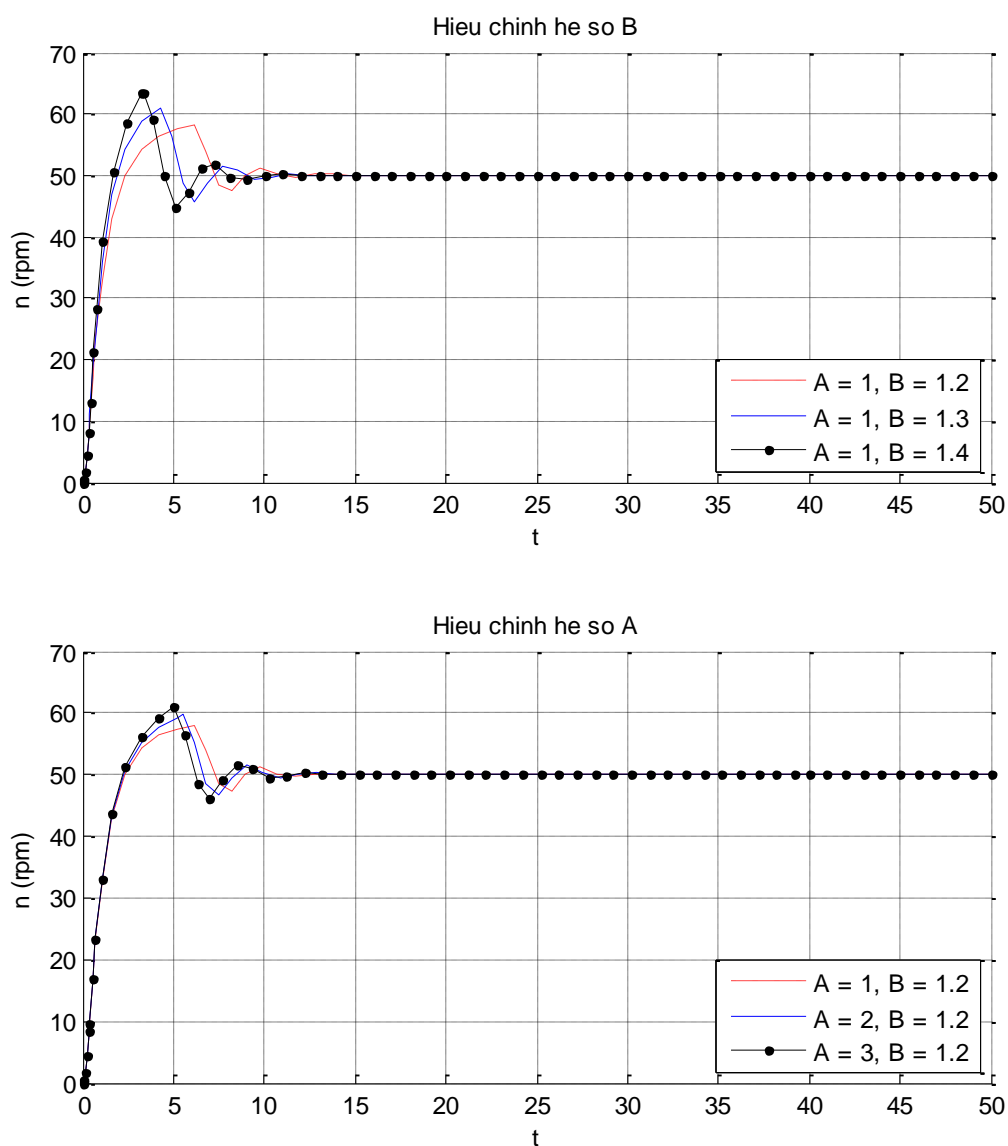


Hình 3.2 Mô phỏng khi tăng tải nhỏ



Hình 3.3 Mô phỏng khi tải thay đổi có tính chu kì

3.3.4 Khi thay đổi A và B với $n_0 = 50$ v/ph



Hình 3.4 Mô phỏng khi thay đổi A và B

Phân tích kết quả

Quá trình khởi động động cơ

Gọi các chỉ số 'kgh' và 'gh' là các chỉ số của các thông số khi không có và khi có bộ giới hạn nhiên liệu. Từ hình 3.5, hình 3.6, hình 3.7 sử dụng phần

mềm Matlab để tính toán và áp chỉ tiêu tích phân sai số bình phương ta thu được kết quả như sau:

Bảng 3.1 Kết quả đánh giá bằng phần mềm Matlab

n ₀	T _{dc} (s)		σ (%)		I		Độ lệch (%)		
	kgh	gh	kgh	gh	kgh	gh	T _{dc}	σ	I
40	10	13	36.91	15.39	53.51571	63.54571	26	-22	17
45	11	14	36.98	13.23	60.11643	75.13438	24	-24	21
50	11	15	36.10	16.20	66.48608	77.47285	17	-20	15

Với trường hợp không trang bị bộ giới hạn nhiên liệu, trong 3 giây đầu do tốc độ động cơ nhỏ hơn rất nhiều tốc độ đặt, dưới tác động của Booster lượng nhiên liệu tức thời được cấp vào động cơ với giá trị gần như cực đại. Trong khi đó do tuabin tăng áp gần như chưa hoạt động, lượng không khí cấp vào động cơ chủ yếu do quạt gió phụ. Hệ số dư lượng không khí α lúc này rất thấp, thậm chí còn nhỏ hơn 1. Điều này làm cho quá trình cháy của động cơ rất xấu, cháy không hoàn toàn, động cơ bị khói đen. Do lượng nhiên liệu cấp vào buồng đốt động cơ là rất lớn nên khi cháy làm cho vòng quay của động cơ tăng rất nhanh vượt qua giá trị tốc độ đặt, kết quả là độ quá điều chỉnh của động cơ rất lớn. Khi động cơ đã khởi động thành công, bộ điều tốc bắt đầu làm việc đồng thời tuabin tăng áp cũng dần phát huy hiệu quả sẽ giảm nhiên liệu tới giá trị tương ứng để duy trì tốc độ của động cơ.

Trong trường hợp động cơ có trang bị bộ giới hạn nhiên liệu, ở giai đoạn đầu, động cơ hoạt động hoàn toàn tương tự như được mô tả ở trên. Điểm khác biệt duy nhất chính là lượng nhiên liệu cực đại sẽ thấp hơn nhiều do bị hạn chế bởi bộ giới hạn. Lúc này đường đặc tính cấp nhiên liệu cho động cơ sẽ là đường đặc tính giới hạn của bộ giới hạn. Do vậy, độ quá điều chỉnh của động

cơ đã cải thiện đáng kể (22%) trong khi thời gian điều chỉnh bị tăng lên (24%) và chỉ tiêu tích phân sai số bình phương cũng tăng lên (17%). Tuy nhiên theo các kết quả đã được nghiên cứu, trong quá trình khởi động động cơ, khi quá trình cháy hoàn thiện hơn chúng ta giảm được khoảng 20% hàm lượng NO_x và khoảng 50% hàm lượng PM có trong khí xả động cơ.

Quá trình tăng tốc động cơ

Đối với trường hợp động cơ không trang bị bộ giới hạn nhiên liệu, dưới tác động của bộ điều tốc, gần như tức thời một lượng lớn nhiên liệu được cấp vào trong buồng đốt của động cơ do thiết bị cung cấp nhiên liệu phản ứng rất nhanh so với sự thay đổi. Trong khi đó do có tính quán tính lớn, tuabin tăng áp phản ứng chậm hơn rất nhiều làm cho lượng không khí cấp vào trong động cơ không được duy trì ở mức tối ưu, kết quả là quá trình cháy của động cơ trở nên xấu hơn, xuất hiện khói đen, nồng độ PM tăng cao, đôi khi quá trình cháy còn xảy ra trong hành trình giãn nở làm nhiệt độ khí xả động cơ tăng cao.

Trong trường hợp động cơ trang bị bộ giới hạn nhiên liệu, lượng cấp nhiên liệu cho động cơ sẽ không tăng đột biến như trường hợp không trang bị bộ giới hạn. Ban đầu do tính quán tính của tuabin tăng áp, lượng không khí cấp vào trong buồng đốt động cơ không đủ để đốt cháy hết lượng nhiên liệu cấp vào, do đó bộ giới hạn sẽ giới hạn lượng nhiên liệu cấp vào động cơ để duy trì hệ số dư lượng không khí α giúp cho quá trình cháy của động cơ hoàn thiện hơn. Bắt đầu từ giây thứ 42 việc cấp nhiên liệu cho động cơ sẽ tuân theo đường đặc tính giới hạn của bộ giới hạn. Tốc độ quay của động cơ tăng dần, cùng với nó là tốc độ quay của tuabin tăng áp cũng tăng theo làm cho lượng không khí cấp vào trong xy lanh động cơ cũng tăng, quá trình cháy của động cơ diễn ra ngày càng tốt hơn. Đến giây thứ 45, tốc độ của động cơ lớn hơn nhiều so với tốc độ đặt nên bộ điều tốc sẽ hoạt động theo chiều ngược lại để giảm lượng nhiên liệu cấp vào cho động cơ, đường đặc tính cấp liệu bắt đầu

tách rời khỏi đường đặc tính giới hạn ở giây thứ 47. Lúc này bộ điều tốc sẽ điều chỉnh lượng nhiên liệu tương tự như trường hợp không trang bị bộ giới hạn.

Qua hình 3.9 chúng ta thấy rằng khi tăng tốc động với giá trị nhỏ, do hệ số dư lượng không khí α đủ lớn nên bộ giới hạn nhiên liệu không tác động, quá trình cấp nhiên liệu cho động cơ tuân theo đường đặc tính điều chỉnh của bộ điều tốc.

Quá trình thay đổi tải động cơ

Qua hình 3.10 khi động cơ đang công tác ổn định, tải động cơ đột ngột thay đổi với giá trị lớn (ví dụ như khi tàu thay đổi hướng chuyển động đột ngột), bộ điều tốc lúc này tác động tăng lượng nhiên liệu cấp vào động cơ nhằm duy trì tốc độ khai thác. Hệ thống hoạt động hoàn toàn tương tự như khi thay đổi tốc độ lớn

Qua hình 3.12 chúng ta thấy rằng khi tải thay đổi có tính chu kì, dưới tác động của bộ điều tốc, lượng nhiên liệu cấp cho động cơ cũng thay đổi có tính chu kì và vòng quay của động cơ thay đổi cũng có tính chu kì. Nếu biên độ thay đổi của tải nhỏ, bộ giới hạn hầu như không có tác dụng. Bộ giới hạn sẽ hoạt động tương tự như khi tải thay đổi lớn hoặc tăng tốc độ lớn trong trường hợp biên độ dao động lớn.

Hiệu chỉnh hệ số B của bộ giới hạn

Qua hình 3.13 chúng ta thấy rằng hệ số B ảnh hưởng rất lớn tới giai đoạn đầu của quá trình điều chỉnh. Cụ thể là khi hệ số B tăng lên thì thời gian điều chỉnh sẽ rút ngắn đồng thời làm tăng độ quá điều chỉnh. Điều này có thể lý giải rằng khi tốc độ cấp liệu tăng lên làm cho cường độ cháy cũng tăng theo. Do vậy, khi hiệu chỉnh hệ số này chúng ta phải hết sức chú ý đến mức độ quán tính của động cơ cũng như thời gian đáp ứng của nó. Một sự hiệu chỉnh

chính xác sẽ hạn chế được độ quá điều chỉnh đồng thời cải thiện được thời gian chuyển tiếp.

Hiệu chỉnh hệ số A của bộ giới hạn

Qua hình 3.13 chúng ta thấy rằng hệ số A chỉ ảnh hưởng tới giai đoạn tăng tốc đầu tiên của quá trình điều chỉnh. Khi tăng hệ số A, độ dốc (ramp) của đường đặc tính giới hạn cũng tăng lên. Tới một giá trị nào đó làm cho đường đặc tính giới hạn quá dốc dẫn tới hiện tượng đường đặc tính cấp liệu của bộ điều tốc không bao giờ chạm tới đường đặc tính giới hạn. Trong trường hợp này thì bộ giới hạn sẽ mất tác dụng.

Nếu giá trị A quá nhỏ, đồng nghĩa với việc mức độ tăng nhiên liệu diễn ra rất chậm sẽ làm thời gian điều chỉnh kéo dài, tuy nhiên sẽ cải thiện được độ quá điều chỉnh.

Do vậy, với các động cơ trang bị trên các tàu đòi hỏi tính cơ động cao, khả năng quay trở nhanh nên chỉnh hệ số A cao hơn bình thường một chút. Tuy nhiên, cần chú ý không đặt hệ số này quá cao dẫn tới mất tác dụng của bộ giới hạn nhiên liệu.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

1. Kết luận

Các kết quả đã đạt được

Qua thu thập, tổng kết rất nhiều các tài liệu trong và ngoài nước, tác giả đã nêu được các khái niệm, đặc điểm của các quá trình chuyển tiếp cơ bản đối với động cơ Diesel tàu thủy cũng như các giải pháp phổ biến hiện nay được sử dụng để cải thiện quá trình chuyển tiếp. Từ bức tranh tổng quan này, tác giả đã đi sâu nghiên cứu, phân tích và đánh giá từng giải pháp để lựa chọn cho mình một giải pháp riêng có tính khoa học và thực tiễn cao phù hợp với điều kiện công nghệ trong nước.

Đã xây dựng được mô hình toán học của động cơ Diesel chính tàu thủy có tăng áp bằng tuabin khí xả dưới dạng có thứ nguyên.

Từ mô hình toán này tác giả đã mô phỏng thành công trên Matlab Simulink và thiết lập được mô hình của thiết bị cải thiện quá trình chuyển tiếp.

Xây dựng được bộ giới hạn nhiên liệu theo không khí tăng áp và theo tốc độ đặt cho động cơ Diesel, mô phỏng hệ thống khi trang bị bộ giới hạn nhiên liệu.

Từ các kết quả thu được, vận dụng các kiến thức lý thuyết về động cơ đốt trong, nhiệt động học, các kiến thức về tàu thủy... cũng như các kinh nghiệm thực tiễn, tác giả đã đưa ra các phân tích dựa trên các kết quả thu được. Các kết quả này là tài liệu tham khảo quý báu và có độ tin cậy cao cho bản thân tác giả trong quá trình phát triển tiếp theo cũng như cho những người khác có quan tâm đến đề tài này.

Hạn chế của đề tài

Trong quá trình xây dựng mô hình toán động cơ, một số các quá trình diễn ra tác giả được giả thiết là quá trình lý tưởng. Một vài thông số do thiếu thông tin nên được chọn một cách chủ quan ví dụ như: một số thông số kết cấu, hiệu

suất của một vài quá trình... những điều này làm giảm độ chính xác của mô hình.

Do thiếu trang thiết bị đo lường, đối tượng thực nghiệm (động cơ Diesel tàu thủy) cũng như thời gian và kinh phí nên tác giả chưa tiến hành được các nghiên cứu thực nghiệm. Theo tác giả đây có lẽ là hạn chế lớn nhất của đề tài mà không dễ gì vượt qua nếu không có sự trợ giúp tích cực và hiệu quả.

2. Kiến nghị

Nghiên cứu về quá trình chuyển tiếp của động cơ Diesel cũng như các giải pháp để cải thiện ngày càng được các học giả, các nhà nghiên cứu và các nhà sản xuất quan tâm. Nội dung của đề tài là một vấn đề lớn bao trùm nhiều lĩnh vực chuyên môn mà bản thân tác giả trong khuôn khổ của luận văn mới chỉ giải quyết được một phần rất nhỏ, do đó tác giả có một số kiến nghị sau:

Nên khuyến khích, động viên một số chuyên gia đầu ngành để tâm nghiên cứu giải quyết các vấn đề về lý thuyết của quá trình chuyển tiếp cũng như các giải pháp cải thiện.

Từ các kết quả thu được có thể từng bước tiến hành các nghiên cứu thực nghiệm, cũng như tìm kiếm, nắm bắt các nhu cầu của thực tiễn để ứng dụng các kết quả nghiên cứu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. PGS.TS Lê Văn Học (2008), “Tự động điều chỉnh và điều khiển động cơ Diesel tàu thủy”, Nhà xuất bản Hải phòng
2. TS Lê Viết Lượng (2008), “ Lý thuyết động cơ Điezen”, Nhà xuất bản giáo dục
3. PGS.TS Lê Viết Lượng (2008), “Các chế độ chuyển tiếp của động cơ Diesel”, Nhà xuất bản Hải phòng

Tiếng Anh

4. Springer (Mar 2009), Diesel Engine Transient Operation - Principles of Operation and Simulation Analysis
5. MARTIN TURESSON (2009), “Modelling and simulation of a two-stroke engine”, Master of Science Thesis , Department of Signals and Systems , Division of Signal Processing and Antennas, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY ,Göteborg, Sweden
6. Gordon P. Blair (1996), “Design and Simulations of Two-Stroke Engines”. Society of Auto- motive Engineers, Inc.
7. John B. Heywood (1988). “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, Inc.
8. Jianyuan Zhu (2008), “Modeling and Simulating of Container Ship’s Main Diesel Engine”, Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists