

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA ĐÀ NẴNG  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

ĐỀ TÀI :

**TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH CHO Ô TÔ DU LỊCH 12 CHỖ (KỂ  
CẢ NGƯỜI LÁI)**

*Giáo viên hướng dẫn :* TS. Phan Minh Đức

*Giáo viên duyệt :* TS. Nguyễn Việt Hải

*Sinh viên thực hiện :* Trần Trung Hiếu

*MSSV :* 103180084

*Lớp :* 18C4B

*Sinh viên thực hiện :* Phan Ngọc Tuấn

*MSSV :* 103180060

*Lớp :* 18C4B

**Đà Nẵng, 2022**

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM  
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

## NHẬN XÉT ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

### I. Thông tin chung:

- Họ và tên sinh viên: Trần Trung Hiếu      Số thẻ SV: 103180084  
Phan Ngọc Tuấn      Số thẻ SV: 103180060
- Lớp: 18C4B – 18C4A
- Tên đề tài: Tính toán thiết kế hệ thống phanh cho ô tô du lịch 12 chỗ (kể cả người lái)
- Người hướng dẫn: Phan Minh Đức      Học hàm/ học vị: Tiến sĩ

### II. Nhận xét, đánh giá đồ án tốt nghiệp:

- Về tính cấp thiết, tính mới, khả năng ứng dụng của đề tài: (điểm tối đa là 2đ)

.....  
.....

Về kết quả giải quyết các nội dung nhiệm vụ yêu cầu của đề án: (điểm tối đa là 4đ)

.....  
.....

Về hình thức, cấu trúc, bố cục của đồ án tốt nghiệp: (điểm đánh giá tối đa là 2đ)

.....  
.....

Đề tài có giá trị khoa học/ có bài báo/ giải quyết vấn đề đặt ra của doanh nghiệp hoặc nhà trường: (điểm tối đa là 1đ)

.....  
.....

Các tồn tại, thiếu sót cần bổ sung, chỉnh sửa :

.....  
.....

**Tinh thần, thái độ làm việc của sinh viên:** (điểm đánh giá tối đa 1đ)

.....  
.....

**III. Đánh giá:**

1. Điểm đánh giá:...../10 (lấy đến 1 số lẻ thập phân)

2. Đề nghị:  Được bảo vệ đồ án    Bổ sung để bảo vệ    Không được bảo vệ  
*Đà Nẵng, ngày... tháng...năm 2022*

**Người hướng dẫn**

**TS. Phan Minh Đức**



3. Câu hỏi đề nghị sinh viên trả lời trong buổi bảo vệ:

.....  
.....

4. Đề nghị: Được bảo vệ đồ án   Bổ sung đề bảo vệ   Không được bảo vệ

*Đà Nẵng, ngày... tháng... năm 2022*

Người phản biện TS.

Nguyễn Việt Hải

## TÓM TẮT

Đồ án này tính toán, phân tích, mô phỏng các thông số để có thể thiết kế hệ thống phanh trên ô tô du lịch chở 12 người, cùng với sự kết hợp của các hệ thống chống hãm cứng bánh xe, tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử và làm thế nào để tạo ra một hệ thống phanh an toàn cho người sử dụng. Đồ án nêu lên cấu tạo, công dụng, yêu cầu, phân loại và sơ lược về hệ thống phanh tính toán các thông số của cơ cấu phanh, dẫn động phanh trên ô tô thiết kế, sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn tính toán độ bền các chi tiết trong cơ cấu phanh từ đó mô phỏng, tính bền, tính nhiệt cho cơ cấu phanh và đưa ra các cơ sở lý thuyết, sơ đồ mạch, các trạng thái làm việc của hệ thống chống hãm cứng bánh xe cũng như là hệ thống tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử. Kết quả của đồ án cho thấy sự tính toán mô phỏng về sự phân bố nhiệt trong hệ thống phanh là hợp lý và có thể thiết kế được một hệ thống phanh an toàn. Tuy nhiên, trong các điều kiện môi trường khác nhau, hệ thống phanh có thể không hoạt động được tối đa hiệu suất như tính toán, nhưng vẫn đảm bảo được các điều kiện an toàn. Từ góc độ thiết kế, đồ án nhấn mạnh muốn cho hệ thống hoạt động với hiệu suất cao nhất thì phải được sử dụng trong điều kiện môi trường tốt và phải hạn chế những tác động thay đổi của môi trường.

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA  
VIỆT NAM  
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

### NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

1. *Họ tên sinh viên:*

Trần Trung Hiếu

Số thẻ SV: 103180084

Phan Ngọc Tuấn

Số thẻ SV: 103180060

2. *Tên đề tài đồ án:*

**Thiết kế hệ thống phanh cho ô tô du lịch chở 12 người (kể cả người lái)**

3. *Đề tài thuộc diện:*  *Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện*

4. *Các số liệu và dữ liệu ban đầu:*

- Ô tô thiết kế có kiểu dáng tương tự ô tô Toyota Hiace Commuter;
- Các thông số của ô tô liên quan đến thiết kế hệ thống phanh: vận tốc lớn nhất của ô tô khi đầy tải là 130 [km/h]; dùng động cơ xăng; ô tô có 2 trục bánh xe; phân bố trọng lượng trên các trục bánh xe trước và sau, khi không tải là: 800/ 1.050 [kG], khi đầy tải là: 1.300/ 1.650 [KG]; chiều dài cơ sở: 2.570 [mm]; chiều rộng cơ sở (trước và sau): 1.470 / 1.465 [mm]; chiều cao trọng tâm ô tô khi đầy tải là 780 [mm]; cỡ lốp xe: 195 R15C; cỡ vành bánh xe: 15 inch.
- Các thông số khác có liên quan: có thể tham khảo ô tô Toyota Hiace Commuter.

5. *Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:*

<b>Nội dung</b>	<b>Sinh viên thực hiện</b>
Tổng quan	2 sinh viên
Phân tích chọn kiểu loại phanh (dẫn động phanh, các cơ cấu phanh) đối với phanh chính, phanh dự phòng/ phanh dừng;	2 sinh viên
Tính toán thiết kế hệ thống phanh chính: các thông số cơ bản của cơ cấu phanh lắp cho các bánh xe trước và sau; dẫn động phanh chính;	2 sinh viên

Tính toán thiết kế hệ thống phanh đỗ: các thông số cơ bản của cơ cấu phanh đỗ; dẫn động phanh đỗ;	2 sinh viên
Thiết kế hệ thống chống hãm cứng bánh xe (ABS);	Trần Trung Hiếu
Thiết kế hệ thống tự động phân bổ lực phanh điều khiển điện tử (EBD);	Phan Ngọc Tuấn
Tính toán bền, tính nhiệt đĩa phanh/trống phanh trước bằng phương pháp phần tử hữu hạn.	Trần Trung Hiếu
Tính toán bền, tính nhiệt đĩa phanh/trống phanh sau bằng phương pháp phần tử hữu hạn.	Phan Ngọc Tuấn

6. Các bản vẽ, đồ thị ( ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ ):

- Bản vẽ tổng thể ô tô;
- Các bản vẽ sơ đồ: dẫn động phanh chính; dẫn động phanh đỗ;
- Các bản vẽ kết cấu cơ cấu phanh (cho hệ thống phanh chính);
- Các bản vẽ kết cấu cơ cấu phanh (cho hệ thống phanh đỗ);
- Các bản vẽ kết cấu các bộ phận trong dẫn động phanh;
- Các bản vẽ sơ đồ và kết cấu của hệ thống ABS;
- Các bản vẽ sơ đồ và kết cấu của hệ thống EBD;
- Các bản vẽ thể hiện kết quả tính toán bộ bền và tính nhiệt đĩa phanh/ trống phanh

7. Họ tên người hướng dẫn: TS. Phan Minh Đức

8. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 05/9/2022

9. Ngày hoàn thành đồ án: ...../...../2022

Đà Nẵng, ngày 05 tháng 9 năm 2022

**Trưởng Bộ môn Kỹ thuật ô tô**

**Người hướng dẫn**

**Phan Minh Đức**

## LỜI NÓI ĐẦU

Phanh ô tô là một bộ phận rất quan trọng trên xe, nó đảm bảo cho ô tô chạy an toàn ở tốc độ cao. Nên hệ thống phanh ô tô cần thiết bảo đảm : bền vững, tin cậy, phanh êm dịu, hiệu quả phanh cao, tính ổn định của xe, điều chỉnh lực phanh được...để tăng tính an toàn cho ô tô khi vận hành.

Trong suốt thời gian làm đồ án tốt nghiệp, nhóm chúng em được giao nhiệm vụ : “ *Tính toán thiết kế phanh cho ô tô du lịch 12 chỗ (kể cả người lái)* “ nhằm củng cố kiến thức đã học và hiểu hơn các hệ thống phanh thường dùng trên ô tô hiện nay. Trong quá trình làm đồ án, nhóm chúng em đã được sự hướng dẫn tận tình của Thầy *Phan Minh Đức* để em có thể hoàn thành đồ án tốt nghiệp này.

Khi nhận được đề đồ án cùng với những chỉ dẫn của Thầy, chúng em đã nỗ lực tìm tòi, học hỏi, đọc kỹ các tài liệu liên quan để hiểu rõ hơn về hệ thống phanh, biết được cách tính toán, thiết kế hệ thống phanh, tích lũy được các kiến thức cần thiết để có thể cố gắng hoàn thành đồ án một cách đầy đủ và chính xác nhất.

Trong quá trình làm đồ án, kiến thức của nhóm vẫn còn nhiều hạn chế nên không thể tránh khỏi nhiều thiếu sót, em rất mong nhận được những lời nhận xét, đóng góp và giúp đỡ của Thầy để nhóm có thể thiện thiện đồ án cũng như hoàn thiện bản thân một cách tốt nhất.

Chúng em xin chân thành cảm ơn !

Đà Nẵng, ngày 08 tháng 12 năm 2022

Sinh Viên Thực Hiện

Trần Trung Hiếu

Phan Ngọc Tuấn

## CAM ĐOAN

Lời xin cam đoan của nhóm :

1. Những nội dung trong đề án là do nhóm tự tìm hiểu, đọc giáo trình, tài liệu và tham khảo để làm.
2. Mọi tham khảo dùng trong đề án đều được trích dẫn rõ ràng tên tác giả.
3. Mọi sao chép không hợp lệ, gian trá, vi phạm quy chế, nhóm xin chịu hoàn toàn trách nhiệm.

Sinh viên thực hiện

Trần Trung Hiếu

Phan Ngọc Tuấn

## MỤC LỤC

CHƯƠNG 1 : TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG PHANH .....	2
<b>1.1. Giới thiệu chung về hệ thống phanh .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2. Công dụng, phân loại, yêu cầu của hệ thống phanh.....</b>	<b>2</b>
1.2.1. Công dụng .....	2
1.2.2. Yêu cầu .....	3
1.2.3. Phân loại .....	4
<b>1.3. Cấu tạo chung của hệ thống phanh.....</b>	<b>5</b>
<b>1.4. Cơ cấu phanh .....</b>	<b>6</b>
1.4.1. Cơ cấu phanh guốc loại 1 .....	6
1.4.2. Cơ cấu phanh guốc loại 2 .....	6
1.4.3. Cơ cấu phanh guốc loại 3 (Loại cường hóa) .....	7
1.4.4. Cơ cấu phanh trống guốc loại 4 (Loại cam ép) .....	8
1.4.5. Cơ cấu phanh đĩa .....	9
<b>1.5. Dẫn động phanh.....</b>	<b>11</b>
1.5.1. Dẫn động phanh bằng thủy lực .....	11
1.5.2. Dẫn động phanh bằng khí nén .....	13
CHƯƠNG 2 : TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH.....	17
<b>2.1. Tính toán thiết kế cơ cấu phanh chính .....</b>	<b>17</b>
2.1.1. Các thông số cơ bản.....	17
2.1.2. Tính toán mô men phanh yêu cầu .....	17
2.1.2.1. Tính bán kính bánh xe ( $r_{bx}$ ).....	18
2.1.2.2. Xác định các tọa độ trọng tâm của xe.....	19
2.1.2.3. Xác định mô men yêu cầu ở các cơ cấu phanh.....	20
2.1.2.4. Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe .....	23
2.1.3. Phân tích và lựa chọn phương án thiết kế .....	24

2.1.3.1.	Chọn cơ cấu phanh .....	24
2.1.3.2.	Chọn dẫn động phanh .....	24
2.1.3.3.	Chọn sơ đồ phân dòng chính của dẫn động phanh .....	24
2.1.4.	<i>Mô men phanh thực tế của cơ cấu phanh sinh ra và lực ép yêu cầu</i> .....	25
2.1.4.1.	Cơ cấu phanh trước .....	25
2.1.4.2.	Cơ cấu phanh sau .....	27
2.1.5.	<i>Tính toán xác định bề rộng má phanh</i> .....	30
2.1.6.	<i>Tính toán kiểm tra các thông số liên quan khác của cơ cấu phanh</i> .....	33
2.1.6.1.	Tính toán kiểm tra công trượt riêng .....	33
2.1.6.2.	Tính toán kiểm tra nhiệt độ hình thành ở cơ cấu phanh .....	34
<b>2.2.</b>	<b>Tính toán thiết kế dẫn động phanh</b> .....	<b>36</b>
2.2.1.	<i>Chọn sơ đồ phân dòng chính của dẫn động phanh</i> .....	36
2.2.2.	<i>Hành trình dịch chuyển đầu piston xy lanh công tác của cơ cấu ép</i> .....	37
2.2.2.1.	Cơ cấu phanh trước .....	37
2.2.2.2.	Cơ cấu phanh sau .....	38
2.2.3.	<i>Đường kính xy lanh chính và xy lanh công tác</i> .....	38
2.2.4.	<i>Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính</i> .....	40
2.2.5.	<i>Hành trình và tỷ số truyền bàn đạp phanh của hệ thống phanh dầu</i> .....	41
2.2.5.1.	Tỷ số truyền bàn đạp $i_{bd}$ .....	41
2.2.5.2.	Hành trình bàn đạp $S_{bd}$ .....	41
2.2.6.	<i>Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa tính trợ lực</i> .....	42
2.2.7.	<i>Lực trợ lực cần thiết của bộ trợ lực</i> .....	43
2.2.8.	<i>Đường kính xy lanh của bầu trợ lực</i> .....	44
<b>2.3.</b>	<b>Phanh dừng trên ô tô</b> .....	<b>45</b>
CHƯƠNG 3 : ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN TÍNH TOÁN		
ĐỘ BỀN CÁC CHI TIẾT TRONG CƠ CẤU PHANH .....		47

<b>3.1. Giới thiệu về phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) .....</b>	<b>47</b>
3.1.1. Modul Tiền xử lí (Preprocessing) .....	48
3.1.2. Modul giải (Solution) .....	51
3.1.3. Modul hậu xử lí (Postprocessing) .....	52
<b>3.2. Tính toán bền và tính nhiệt cho trống phanh bằng phương pháp phần tử hữu hạn .....</b>	<b>53</b>
3.2.1. Dựng mô hình tham số của trống phanh bằng Ansys APDL .....	53
3.2.2. Phân tích tĩnh của trống.....	57
<b>3.3. Tính toán bền và tính nhiệt cho đĩa phanh bằng phương pháp phần tử hữu hạn .....</b>	<b>60</b>
3.3.1. Tính bền trên phần mềm Ansys .....	60
3.3.2. Mô phỏng biến dạng các phần tử của đĩa phanh.....	65
3.3.3. Mô phỏng độ biến dạng đàn hồi tương đương của đĩa phanh.....	65
3.3.4. Mô phỏng ứng suất tương đương của đĩa phanh.....	66
3.3.5. Mô phỏng công biến dạng của đĩa phanh.....	67
3.3.6. Mô phỏng biến dạng nhiệt của đĩa phanh.....	67
<b>CHƯƠNG 4 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG CHỐNG HĂM CỨNG BÁNH XE ABS.....</b>	<b>69</b>
<b>4.1. Sự phát triển của hệ thống phanh (ABS) .....</b>	<b>69</b>
<b>4.2. Phân loại hệ thống ABS .....</b>	<b>70</b>
<b>4.3. Cơ sở lý thuyết về hệ thống thống chống hãm cứng bánh xe ABS .....</b>	<b>71</b>
<b>4.4. Sơ đồ hệ thống phanh ABS .....</b>	<b>74</b>
<b>4.5. Kết cấu các bộ phận của hệ thống phanh ABS.....</b>	<b>75</b>
4.5.1. Cảm biến tốc độ bánh xe .....	75
4.5.2. Cảm biến gia tốc ( cảm biến giảm tốc) .....	77
4.5.3. Cơ cấu chấp hành ABS.....	78
4.5.4. Bộ điều khiển điện tử ABS.....	81

<b>4.6. Các trạng thái làm việc của hệ thống ABS</b> .....	83
CHƯƠNG 5 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG PHÂN BỐ LỰC PHANH ĐIỀU	
KHIỂN ĐIỆN TỬ EBD (Electronic Brake-force Distribution).....	88
<b>5.1. Tổng quan hệ thống tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD</b> .....	88
<b>5.2. Cấu tạo và nguyên lí hoạt động của hệ thống tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD</b> .....	90
5.2.1. Cảm biến tốc độ bánh xe ( <i>Wheel Speed Sensor - WSS</i> ) .....	90
5.2.2. Bộ điều khiển lực phanh.....	91
5.2.3. Bộ điều khiển ECU ( <i>Electronic Control Unit</i> ).....	91
5.2.4. Cảm biến độ lệch thân xe <i>Yaw</i> .....	92
5.2.5. Cảm biến góc xoay vô lăng .....	93
<b>5.3. Nguyên lí hoạt động của hệ thống EBD</b> .....	94
<b>5.4. Điều chỉnh phân bố lực phanh</b> .....	95
5.4.1. Đặc tính phân bố mô-men phanh .....	95
5.4.1.1. Đặc tính mô-men phanh lý thuyết .....	95
5.4.1.2. Đặc tính mô men phanh thực tế.....	95
5.4.2. Đồ thị đặc tính phân bố áp suất phanh .....	97
<b>5.5. Bộ điều chỉnh phân bố áp suất phanh loại 1</b> .....	99
5.5.1. Đặc điểm bộ điều chỉnh phân bố lực phanh loại 1 .....	99
5.5.2. Cách xây dựng đặc tính điều chỉnh áp suất phanh loại 1 .....	100
<b>5.6. Thiết kế bộ điều chỉnh áp suất phanh loại 1</b> .....	102
<b>5.7. Điều chỉnh phân bố lực phanh EBD</b> .....	104
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	108

## DANH SÁCH CÁC BẢNG SỬ DỤNG

Bảng 3 1 Các đặc tính vật liệu được sử dụng trong mô phỏng .....	61
Bảng 5 1 Bảng kết quả tính giá trị Momen phanh ở cầu trước và sau .....	96
Bảng 5 2 Kết quả tính áp suất phanh ở cầu trước và sau .....	98
Bảng 5 3 Bảng kết quả áp suất phanh.....	99
Bảng 5 4 Kết quả tính áp suất phanh ở cầu trước và sau .....	101

## DANH SÁCH CÁC BIỂU ĐỒ, ĐỒ THỊ, SƠ ĐỒ VÀ HÌNH ẢNH

Hình 1 1 Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính.....	5
Hình 1 2 Sơ đồ cấu tạo chung hệ thống phanh trên ô tô .....	5
Hình 1 3 Cơ cấu phanh trống guốc loại 1.....	6
Hình 1 4 Cơ cấu phanh trống guốc loại 2.....	7
Hình 1 5 Cơ cấu phanh trống guốc loại 3.....	8
Hình 1 6 Cơ cấu phanh trống guốc loại 4.....	9
Hình 1 7 Sơ đồ nguyên lý của phanh đĩa.....	10
Hình 1 8 Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp tùy động – xy lanh cố định.....	10
Hình 1 9 Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp cố định .....	10
Hình 1 10 Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp .....	11
Hình 1 11 Dẫn động thủy lực trợ lực chân không .....	12
Hình 1 12 Dẫn động thủy lực dùng bơm và các bộ tích năng .....	12
Hình 1 13 Dẫn động phanh khí nén một dòng .....	14
Hình 1 14 Dẫn động phanh khí nén hai dòng.....	14
Hình 1 15 Hệ thống phanh liên hợp .....	15
Hình 2 1 Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên ô tô đứng yên trên đường ngang khi xe đầy tải .....	19
Hình 2 2 Sơ đồ các lực tác dụng lên ô tô.....	20
Hình 2 3 Sơ đồ phân dòng chính .....	25
Hình 2 4 Cơ cấu phanh đĩa kiểu giá xy-lanh tùy động.....	25
Hình 2 5 Cơ cấu phanh sau.....	27
Hình 2 6 Sơ đồ tính cơ cấu phanh trống guốc .....	28
Hình 2 7 Dẫn động hai dòng.....	37
Hình 2 8 Sơ đồ tính truyền động phanh dầu có trợ lực trực tiếp.....	44
Hình 2 9 Sơ đồ phân bố tải trọng và các lực lên xe đứng yên trên dốc.....	45
Hình 3 1 Bảng nhập thuộc tính vật liệu.....	49

Hình 3 2 Một số vật liệu trong thư viện .....	50
Hình 3 3 Chia lưới tự do .....	50
Hình 3 4 Chia lưới có quy tắc .....	51
Hình 3 5 Tập dữ liệu trong Ansys Workbench .....	53
Hình 3 6 Hình ảnh vật lý của trống phanh .....	53
Hình 3 7 Mô hình bề mặt trống .....	55
Hình 3 8 Mô hình rắn ba chiều của trống phanh .....	56
Hình 3 9 Mô hình phần tử hữu hạn của trống phanh .....	57
Hình 3 10 Phân phối dịch chuyển tổng thể của trống .....	58
Hình 3 11 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục X của trống .....	58
Hình 3 12 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục Y của trống .....	59
Hình 3 13 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục Z của trống .....	59
Hình 3 14 Import mô hình đĩa phanh từ Catia vào phần mềm Ansys .....	61
Hình 3 15 Đĩa phanh trước trong Ansys .....	62
Hình 3 16 Đưa vật liệu vào Ansys .....	62
Hình 3 17 Chia lưới cho mô hình đĩa phanh .....	63
Hình 3 18 Gắn áp suất tác dụng lên 2 mặt trước và sau đĩa phanh .....	63
Hình 3 19 Chọn mặt cố định cho đĩa phanh .....	64
Hình 3 20 Tạo vận tốc góc .....	64
Hình 3 21 Bắt đầu chạy mô phỏng .....	65
Hình 3 22 Kết quả mô phỏng độ biến dạng của đĩa phanh trước .....	65
Hình 3 23 Kết quả mô phỏng độ biến dạng đàn hồi của đĩa phanh .....	66
Hình 3 24 Kết quả mô phỏng ứng suất tương đương của đĩa phanh .....	66
Hình 3 25 Kết quả mô phỏng công biến dạng của đĩa phanh .....	67
Hình 3 26 Kết quả biến dạng nhiệt của đĩa phanh .....	68
Hình 4 1 Tổng quan về hệ thống phanh ABS trên ô tô .....	69
Hình 4 2 Quá trình phanh có và không có ABS trên đoạn đường cong .....	72
Hình 4 3 Quan hệ trượt giữa hệ số bám và độ trượt của bánh xe khi phanh .....	73
Hình 4 4 Sơ đồ tổng quát của hệ thống chống hãm cứng bánh xe .....	73
Hình 4 5 Các lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh .....	74

Hình 4 6 Sơ đồ ABS 4 kênh 4 cảm biến.....	75
Hình 4 7 Vị trí lắp các cảm biến tốc độ bánh xe .....	76
Hình 4 8 Vị trí tương đối giữa các răng trên vòng cảm biến và tín hiệu tương ứng .....	77
Hình 4 9 Cảm biến gia tốc và vị trí lắp đặt trên xe.....	77
Hình 4 10 Các mức độ giảm tốc được cặp Phototransistor tạo ra.....	78
Hình 4 11 Van điều khiển điện tử .....	78
Hình 4 12 Van nạp thường mở và van xả thường đóng .....	79
Hình 4 13 Van nạp và van xả đều đóng.....	79
Hình 4 14 Van nạp đóng và van xả mở .....	80
Hình 4 15 Van nạp mở và van xả đóng .....	80
Hình 4 16 Sơ đồ khối bộ điều khiển điện tử.....	81
Hình 4 17 Sơ đồ mạch điện bộ điều khiển điện tử .....	82
Hình 4 18 Biểu đồ quá trình dừng xe của hệ thống phanh ABS .....	82
Hình 4 19 Sơ đồ hệ thống phanh ABS .....	83
Hình 4 20 Sơ đồ chế độ phanh bình thường (ABS chưa hoạt động).....	84
Hình 4 21 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn duy trì áp suất max (ABS hoạt động) .....	85
Hình 4 22 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn giảm áp suất max về min .....	85
Hình 4 23 Sơ đồ hệ thống phanh giai duy trì áp suất min tạm thời.....	86
Hình 4 24 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn tăng áp suất min lên max .....	86
Hình 5 1 Tổng quan về hệ thống phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD .....	88
Hình 5 2 Hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD hoạt động dựa trên hệ thống ABS .....	89
Hình 5 3 Cấu tạo hệ thống phân phối lực phanh điện tử.....	90
Hình 5 4 Mô hình nguyên lý hoạt động của cảm biến tốc độ xe ô tô.....	90
Hình 5 5 Bộ điều khiển ECU (Electronic Control Unit) .....	91
Hình 5 6 Cảm biến độ lệch thân xe (Yaw-rate Sensor).....	92
Hình 5 7 Mạng CAN hộp điều khiển cảm biến độ lệch thân xe (Yaw-rate Sensor).....	93
Hình 5 8 Cảm biến góc xoay vô lăng .....	93
Hình 5 9 Nguyên lí hoạt động của hệ thống EBD.....	94
Hình 5 10 Đồ thị biểu diễn sự biến đổi của mô men phanh .....	97

Hình 5 11 Đặc tính áp suất phanh của hệ thống phanh không điều chỉnh .....	99
Hình 5 12 Đặc tính điều chỉnh áp suất phanh loại 1 .....	100
Hình 5 13 Sơ đồ nguyên lí điều chỉnh áp suất phanh loại 1 theo tải .....	102
Hình 5 14 Các đường đặc tính điều chỉnh theo tải (từ không tải đến đầy tải) .....	104
Hình 5 15 Minh họa đặc tính điều chỉnh lực phanh điện tử EBD .....	105
Hình 5 16 Minh họa đặc tính điều chỉnh áp suất phanh điện tử EBD .....	107

## **DANH SÁCH CÁC CHỮ VIẾT TẮT**

ABS: Anti – lock Brake System

EBD: Electronic Brake Force Distribution

ECU: Electronic Control Unit

## MỞ ĐẦU

Ngày nay ô tô không chỉ đơn thuần là mục đích phục vụ đi lại nhanh, chuyên chở nhiều, tuổi thọ cao... Mà các loại ô tô đời mới trong thời gian gần đây còn đáp ứng nhu cầu càng cao và khắt khe của con người như: tính hiệu quả, tính kinh tế, tính công nghệ, tính tiện nghi, nồng độ khí xả đối với môi trường và đặc biệt là vấn đề an toàn cho người và tài sản.

Một trong những bộ phận có tính quyết định đến khả năng an toàn khi chuyển động của ô tô là hệ thống phanh. Vì nó đảm bảo cho ô tô chạy an toàn với tốc độ. Nó góp phần giảm thiểu các tai nạn nguy hiểm có thể xảy ra khi vận hành, nhờ điều khiển quá trình phanh làm chủ được tốc độ nhanh, chậm và dừng hẳn khi cần thiết. Vì vậy đối với sinh viên ngành cơ khí giao thông việc nghiên cứu về hệ thống phanh càng có ý nghĩa thiết thực hơn.

Để giải quyết vấn đề này thì trước hết ta cần phải hiểu rõ về nguyên lý hoạt động, kết cấu các chi tiết, bộ phận trong hệ thống phanh. Từ đó tạo tiền đề cho việc thiết kế, cải tiến hệ thống phanh nhằm tăng hiệu quả phanh, tăng tính ổn định hướng và tính dẫn hướng khi phanh, tăng độ tin cậy làm việc với mục đích đảm bảo an toàn chuyển động và tăng hiệu quả vận chuyển của ô tô.

## CHƯƠNG 1 : TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG PHANH

### 1.1. Giới thiệu chung về hệ thống phanh

- Phanh được xếp vào danh sách những hệ thống đảm bảo an toàn trên xe hơi. Dĩ nhiên không chỉ xe hơi mà bất cứ phương tiện vận chuyển nào cũng cần phải có hệ thống giúp giảm tốc độ và dừng lại theo ý muốn của người điều khiển. Hệ thống phanh trên ô tô máy kéo bao giờ cũng phải có tối thiểu ba loại phanh, là:
  - + Phanh làm việc: Phanh này là phanh chính, được sử dụng thường xuyên ở tất cả mọi chế độ chuyển động, thường được điều khiển bằng bàn đạp nên còn gọi là phanh chân.
  - + Phanh dự trữ: Dùng để phanh ô tô trong trường hợp phanh chính bị hỏng.
  - + Phanh dừng: Còn gọi là phanh phụ. Dùng để giữ ô tô đứng yên tại chỗ khi dừng xe hoặc khi không làm việc. Phanh này thường được điều khiển bằng tay nên gọi là phanh tay.
  - + Phanh chậm dần: Trên các ô tô, máy kéo tải trọng lớn (như xe tải có trọng lượng toàn bộ lớn hơn 12 tấn, xe khách có trọng lượng toàn bộ lớn hơn 5 tấn) hoặc xe làm việc ở vùng đồi núi, thường xuyên phải chuyển động xuống các dốc dài, còn phải có phanh thứ tư là phanh chậm dần. Phanh chậm dần được dùng để phanh liên tục, giữ cho tốc độ ô tô máy kéo không tăng quá giới hạn cho phép khi xuống dốc hoặc là để giảm dần tốc độ của ô tô trước khi dừng hẳn.

### 1.2. Công dụng, phân loại, yêu cầu của hệ thống phanh

#### 1.2.1. Công dụng

- Hệ thống phanh dùng để :
  - Giảm tốc độ của ô tô máy kéo cho đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đó.
  - Ngoài ra, hệ thống phanh còn có nhiệm vụ giữ cho ô tô máy kéo đứng yên tại chỗ trên các mặt dốc nghiêng hay trên mặt đường ngang trong thời gian không hạn chế.
- Với công dụng như vậy, hệ thống phanh là một hệ thống đặc biệt quan trọng :
  - Hệ thống phanh đảm bảo cho ô tô chuyển động an toàn ở mọi chế độ làm việc.

- Nhờ thế ô tô có thể phát huy hết khả năng động lực, nâng cao tốc độ và năng suất vận chuyển.

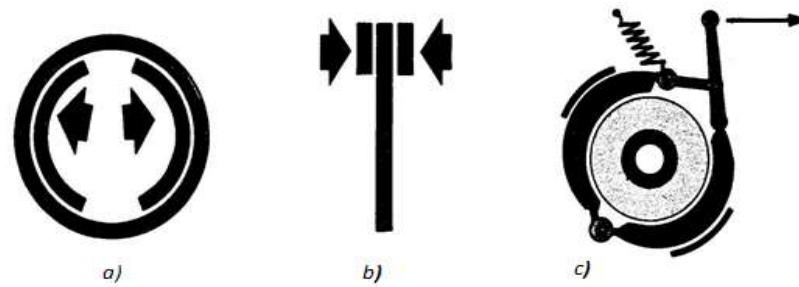
### 1.2.2. Yêu cầu

- Hệ thống phanh cần đảm bảo các yêu cầu chính sau:
  - Làm việc bền vững, tin cậy.
  - Có hiệu quả phanh cao khi phanh đột ngột với cường độ lớn trong trường hợp nguy hiểm.
  - Phanh êm dịu trong những trường hợp khác, để đảm bảo tiện nghi và an toàn cho hành khách và hàng hóa.
  - Giữ cho ô tô đứng yên khi cần thiết, trong thời gian không hạn chế.
  - Đảm bảo tính ổn định và điều khiển của ô tô khi phanh.
  - Không có hiện tượng tự phanh khi các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng và khi quay vòng.
  - Hệ số ma sát giữa má phanh với trống phanh cao và ổn định trong mọi điều kiện sử dụng.
  - Có khả năng thoát nhiệt tốt.
  - Điều khiển nhẹ nhàng thuận tiện, lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển nhỏ.
- Các yêu cầu để hiệu quả phanh cao:
  - Dẫn động phải có độ nhạy lớn.
  - Phân phối mômen phanh trên các bánh xe bảo đảm tận dụng được toàn bộ trọng lượng bám để tạo lực phanh. Muốn vậy lực phanh trên các bánh xe phải tỷ lệ thuận với phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên chúng.
  - Trong trường hợp cần thiết, có thể sử dụng các bộ trợ lực hay dùng dẫn động khí nén hoặc bơm thủy lực để tăng hiệu quả phanh đối với các xe có trọng lượng toàn bộ lớn.
  - Để quá trình phanh được êm dịu và để người lái cảm giác, điều khiển được đúng đúng cường độ phanh, dẫn động phanh phải có cơ cấu đảm bảo quan hệ tỉ lệ thuận giữa lực tác dụng lên bàn đạp hoặc đòn điều khiển với lực phanh tạo ra ở bánh xe. Đồng thời không có hiện tượng tự siết khi phanh.

- Để đảm bảo tính ổn định và điều khiển của ô tô khi phanh, sự phân bố lực phanh giữa các bánh xe phải hợp lí, cụ thể phải thỏa mãn các điều kiện chính sau:
- Lực phanh trên các bánh xe trái và phải của cùng một cầu phải bằng nhau, sai lệch cho phép không vượt quá 15% giá trị lực phanh lớn nhất.
- Không xảy ra hiện tượng khóa cứng, trượt các bánh xe khi phanh, vì các bánh xe ở cầu trước trượt sẽ làm ô tô bị trượt ngang, các bánh xe ở cầu sau trượt sẽ làm ô tô mất tính điều khiển, quay đầu xe. Ngoài ra các bánh xe bị trượt còn gây mòn lốp, giảm hiệu quả phanh do giảm hệ số bám.
- Để đảm bảo các yêu cầu này, trên ô tô hiện đại người ta sử dụng các bộ điều chỉnh lực phanh hay hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS.
- Yêu cầu về điều khiển dễ dàng và thuận tiện được đánh giá bằng lực lớn nhất cần thiết tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển và hành trình tương ứng của chúng.

### 1.2.3. Phân loại

- Theo công dụng hệ thống phanh :
  - Hệ thống phanh chính ( Phanh chân )
  - Hệ thống phanh dừng ( Phanh tay )
  - Hệ thống chậm dần ( Phanh bằng thủy lực hoặc điện tử )
- Theo kết cấu của cơ cấu phanh hệ thống phanh :
  - Hệ thống phanh với cơ cấu phanh guốc
  - Hệ thống phanh với cơ cấu phanh đĩa
  - Hệ thống phanh với cơ cấu phanh dải.
- Theo dẫn động hệ thống phanh :
  - Hệ thống phanh dẫn động cơ khí
  - Hệ thống phanh thủy lực
  - Hệ thống phanh dẫn động khí nén
  - Hệ thống phanh điện tử và phanh liên hợp (kết hợp các loại phanh khác nhau).
- Theo khả năng chống bó cứng bánh xe khi phanh :
  - Theo khả năng chống bó cứng bánh xe khi phanh chúng ta có hệ thống phanh với bộ chống hãm cứng bánh xe ABS

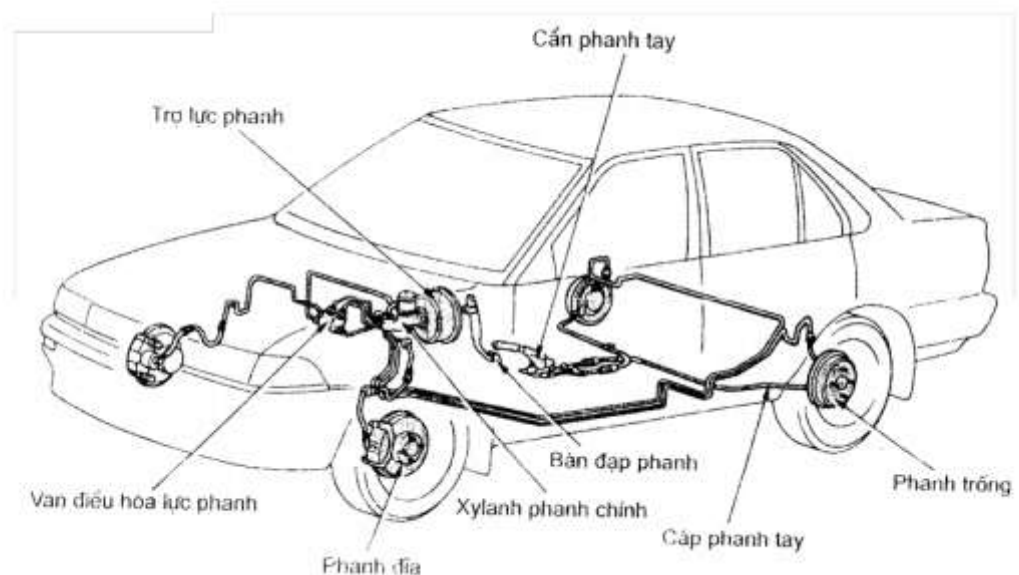


Hình 1 1 Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính

a- Phanh trống-guốc. b- Phanh đĩa. c- Phanh dải

### 1.3. Cấu tạo chung của hệ thống phanh

- Sơ đồ mô tả cấu tạo chung hệ thống phanh trên ô tô



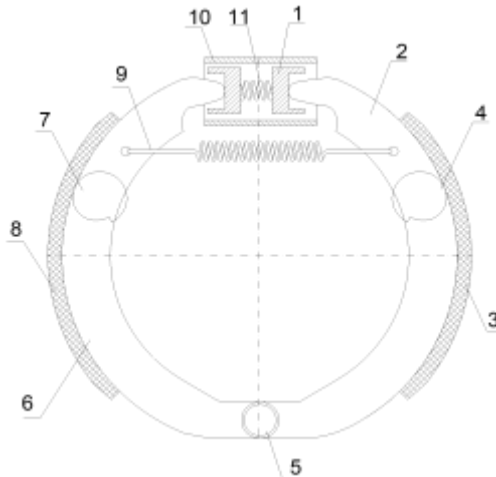
Hình 1 2 Sơ đồ cấu tạo chung hệ thống phanh trên ô tô

- Nhìn vào sơ đồ cấu tạo có thể thấy hệ thống phanh bao gồm hai phần chính :
  - + *Cơ cấu phanh* : Cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe nhằm tạo ra mômen hãm trên bánh xe khi phanh
  - + *Dẫn động phanh* : Dẫn động phanh dùng để truyền và khuếch đại lực điều khiển từ bàn đạp phanh đến cơ cấu phanh. Tùy theo dạng dẫn động : Cơ khí, thủy lực, khí nén hay kết hợp mà trong dẫn động phanh có thể bao gồm các phần tử khác nhau. Ví dụ nếu là dẫn động cơ khí thì dẫn động phanh bao gồm :

Bàn đạp và các thanh đòn cơ khí còn nếu là dẫn động thủy lực thì dẫn động phanh bao gồm : Bàn đạp, xi lanh chính (tổng phanh), xi lanh công tác (xi lanh bánh xe), và các ống dẫn.

#### 1.4. Cơ cấu phanh

##### 1.4.1. Cơ cấu phanh guốc loại 1



Hình 1 3 Cơ cấu phanh trống guốc loại 1

1- Piston ép; 2- Guốc phanh trước ; 3- Má phanh trước ; 4- Cam lệch tâm điều chỉnh khe hở trên cho guốc trước ; 5- Chốt cố định ; 6- Guốc phanh sau ; 7- Cam lệch tâm điều chỉnh khe hở trên cho guốc sau ; 8- Má phanh sau ; 9- Lò xo hồi vị guốc ; 10- Xy-lanh ; 11- Lò xo xy-lanh

- Loại cơ cấu phanh trống guốc này có cơ cấu ép bằng xy-lanh kép và có hai điểm tựa cố định của guốc được bố trí cùng phía.
- Cấu tạo của cơ cấu phanh loại này là hai chốt cố định có bố trí bạc lệnh tâm để điều chỉnh khe hở giữa má phanh và trống phanh ở phía trước khe hở, phía trên điều chỉnh bằng cam lệch tâm.

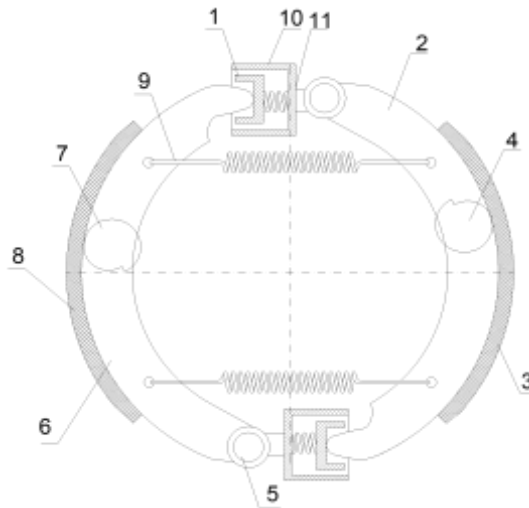
- **Ưu điểm:**

- Kết cấu đơn giản: Hai guốc đối xứng qua trục, chỉ dùng một xy lanh ép.
- Mô men phanh chạy tiến như chạy lùi.

- **Nhược điểm:**

- Mô men ma sát được tạo ra bởi các guốc có giá trị khác nhau do tính chất tách/siết của các guốc đối với tang trống phụ thuộc vào chiều quay của xe.

##### 1.4.2. Cơ cấu phanh guốc loại 2



Hình 1 4 Cơ cấu phanh trống guốc loại 2

1- Piston ép; 2- Guốc phanh trước ; 3- Má phanh trước ; 4- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc trước ; 5- Chốt cố định ; 6- Guốc phanh sau ; 7- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc sau ; 8- Má phanh sau ; 9- Lò xo hồi vị guốc ; 10- Xy-lanh; 11 Lò-xo xy-lanh

- Đây là loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xi lanh đơn và có hai điểm tựa cố định của tâm quay guốc được bố trí khác phía.
- Loại này có tính chất đối xứng hoàn toàn về phương diện kết cấu qua tâm quay bánh xe. Vì vậy mô men ma sát của tang trống được tạo ra bởi hai guốc có giá trị hoàn toàn giống nhau và có đặc điểm như sau:
  - + Hai guốc sử dụng hai cơ cấu ép riêng biệt bởi hai xy lanh đơn bố trí về hai phía khác nhau.
  - + Hai guốc của cơ cấu phanh có tâm quay của điểm tựa cố định được bố trí về hai phía khác nhau.

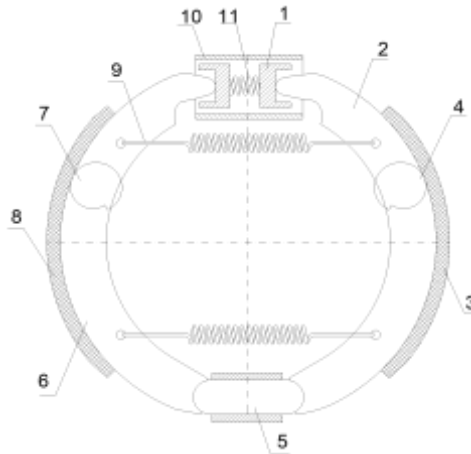
- **Ưu điểm:**

- Hiệu quả phanh khi ô tô chuyển động tiến tăng lên nhiều.

- **Nhược điểm:**

- Kết cấu phức tạp vì phải dùng hai xi lanh.
- Hiệu quả phanh khi ô tô chuyển động lùi kém.

#### 1.4.3. Cơ cấu phanh guốc loại 3 (Loại cường hóa)



Hình 1 5 Cơ cấu phanh trống guốc loại 3

- 1- Piston ép ; 2- Guốc phanh trước ; 3- Má phanh trước ; 4- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc trước ; 5- Thanh cường hóa ; 6- Guốc phanh sau ; 7- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc sau ; 8- Má phanh sau ; 9- Lò xo hồi vị guốc ; 10- Xy-lanh ; 11- Lò xo xy-lanh

- Đây là loại cơ cấu phanh kiểu tang trống guốc có cơ cấu ép bằng xy-lanh kép và thanh cường hóa.
- Đây là kiểu đặc biệt, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng. Tuy vậy mô men ma sát được tạo ra bởi hai guốc có giá trị tăng lên đáng kể nhờ guốc này cường hóa cho guốc kia.

#### • Đặc điểm

- Đầu trên hai guốc sử dụng chung một xy-lanh kép để tạo lực ép chính cho hai guốc.
- Đầu dưới của hai guốc được nối với nhau bằng thanh cường hóa tùy động.
- Mỗi guốc của cơ cấu phanh đều thêm một tâm quay tùy động được bố trí cùng phía xy-lanh kép.
- Do tính chất của thanh cường hóa song song với phương lực ép nên các lực tác dụng lên các guốc là cùng song song nhau.

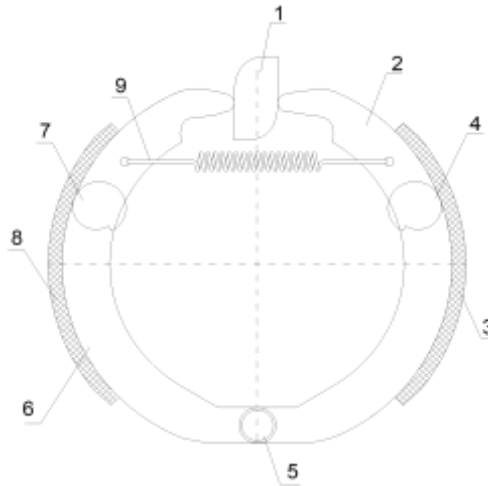
#### • Ưu điểm

Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, dễ bảo dưỡng.

#### • Nhược điểm

Kích thước lớn, giá thành cao.

#### 1.4.4. Cơ cấu phanh trống guốc loại 4 (Loại cam ép)



Hình 1 6 Cơ cấu phanh trống guốc loại 4

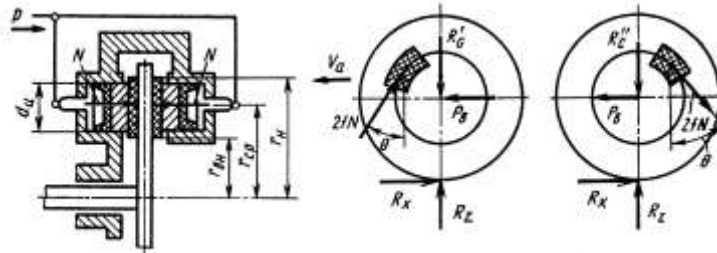
1- Cam ép; 2- Guốc phanh trước; 3- Má phanh trước; 4- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc trước; 5- Chốt cố định; 6- Guốc phanh sau; 7- Cam lệch tâm điều khiển khe hở trên cho guốc sau; 8- Má phanh sau; 9- Lò xo hồi vị guốc

- Đây là kiểu đặc biệt, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng.
- Tuy vậy mô men ma sát được tạo ra bởi hai guốc có giá trị hoàn toàn bằng nhau. (hai guốc được ép cưỡng bức với cùng hành trình nâng cam làm cho chúng có cùng biến dạng và do đó có cùng áp lực và cùng mô men ma sát).
- **Đặc điểm**
  - Hai guốc sử dụng cùng một cam ép cùng kiểu và hành trình nâng để tạo lực ép cho hai guốc.
  - Hai guốc có tâm quay của điểm tựa cùng bố trí về một phía
- **Ưu điểm**
  - Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, dễ bảo dưỡng.
- **Nhược điểm**
  - Kích thước lớn, giá thành cao.

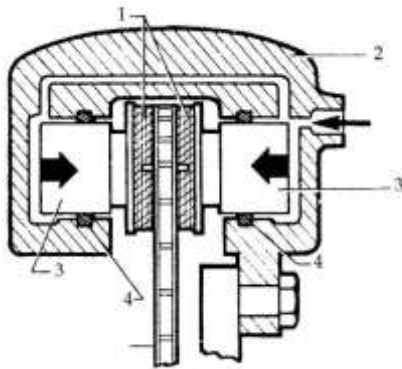
#### 1.4.5. Cơ cấu phanh đĩa

- Cơ cấu phanh loại đĩa thường được sử dụng trên ô tô du lịch (chủ yếu ở các bánh trước) và máy kéo. Gần đây loại phanh này bắt đầu được sử dụng trên một số ô tô vận tải và chở khách.

- Phanh đĩa có các loại: kín, hở, một đĩa, nhiều đĩa, loại vỏ quay, đĩa quay, vòng ma sát quay. Đĩa có thể là đĩa đặc, đĩa có xẻ các rãnh thông gió, đĩa một lớp kim loại hay ghép hai kim loại khác nhau.
- Trên ô tô sử dụng chủ yếu loại một đĩa quay dạng hở, ít khi dùng loại vỏ quay. Trên máy kéo còn dùng loại vỏ và đĩa cố định, vòng ma sát quay.
- **Cấu tạo và nguyên lý làm việc:**

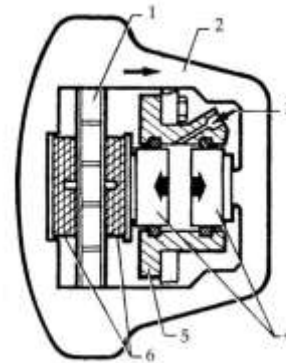


Hình 1 7 Sơ đồ nguyên lý của phanh đĩa



Hình 1 9 Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp cố định

- 1- Má phanh; 2- Má kẹp; 3- Piston;  
4- Vòng làm kín; 5- Đĩa phanh.



Hình 1 8 Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp tùy động – xy lanh cố định

- 1- Đĩa phanh; 2- Má kẹp; 3- Đường dầu;  
4- Piston; 5- Thân xi lanh; 6- Má phanh.

- Trên hình 1.3 là sơ đồ nguyên lý của cơ cấu phanh dạng đĩa quay hở. Cấu tạo của cơ cấu phanh gồm: đĩa phanh gắn với moay ơ bánh xe, má kẹp trên đó đặt các xi lanh thủy lực. Các má phanh gắn tấm ma sát đặt hai bên đĩa phanh. Khi đạp phanh, các piston của xi lanh thủy lực đặt trên má kẹp sẽ ép các má phanh tỳ sát vào đĩa phanh, phanh bánh xe lại.
- Có hai phương án lắp ghép má kẹp: lắp cố định và lắp tùy động kiểu bơi. Phương án lắp cố định có độ cứng vững cao, cho phép sử dụng lực dẫn động

lớn. Tuy vậy điều kiện làm mát kém, nhiệt độ làm việc của cơ cấu phanh cao hơn.

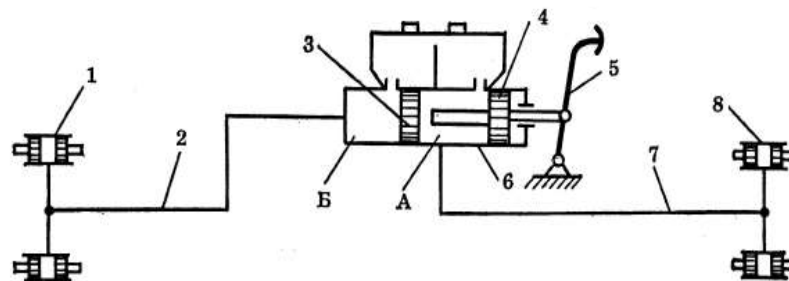
- Để khắc phục có thể dùng kiểu má kẹp tùy động. Má kẹp có thể làm tách rời hay liền với xi lanh bánh xe và trượt trên các chốt dẫn hướng cố định. Kết cấu như vậy có độ cứng vững thấp. Khi các chốt dẫn hướng bị biến dạng, mòn rỉ sẽ làm cho các má phanh mòn không đều, hiệu quả phanh giảm và gây rung động.
- Tuy vậy nó chỉ có một xi lanh thủy lực với chiều dài lớn gấp đôi, nên điều kiện làm mát tốt hơn, dầu phanh ít nóng hơn, nhiệt độ làm việc có thể giảm được  $30 \div 50$  °C. Ngoài ra nó còn cho phép dịch sâu cơ cấu phanh vào bánh xe. Nhờ đó giảm được cánh tay đòn tác dụng của lực cản lăn đối với trụ quay đứng của các bánh xe dẫn hướng.

## 1.5. Dẫn động phanh

### 1.5.1. Dẫn động phanh bằng thủy lực

#### a. Các sơ đồ dẫn động

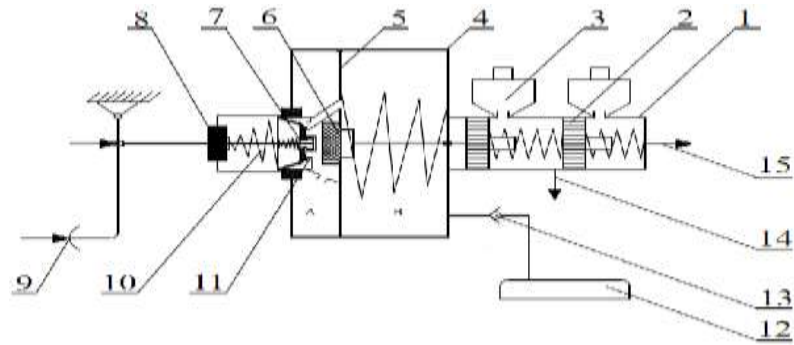
- Theo loại năng lượng sử dụng, dẫn động phanh thủy lực có thể chia thành ba loại:



Hình 1 10 Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp

1, 8- Xi lanh bánh xe trước/sau; 2, 7- Ống dẫn dầu đến các xi lanh; 3- Piston xi lanh phụ; 4- Piston xi lanh chính; 5- Bàn đạp; 6- Xi lanh chính.

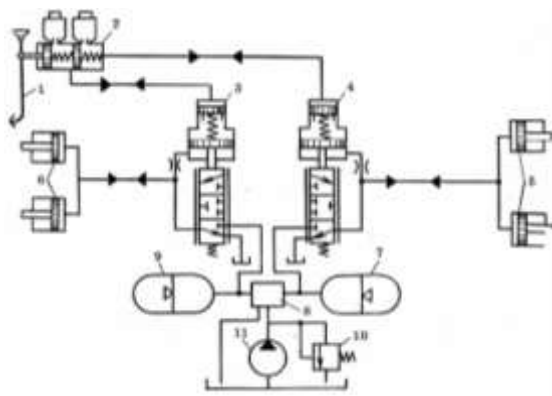
- Dẫn động tác dụng trực tiếp: Cơ cấu phanh được điều khiển trực tiếp chỉ bằng lực tác dụng của người lái.
- Dẫn động tác dụng gián tiếp: Cơ cấu phanh được dẫn động một phần nhờ lực người lái, một phần nhờ các bộ trợ lực lắp song song với bàn đạp.



Hình 1 11 Dẫn động thủy lực trợ lực chân không

1- Xi lanh chính kiểu kép; 2- Các piston; 3- Các bình chứa dầu; 4- Bầu trợ lực chân không; 5- Piston (hoặc màng) của bầu trợ lực chân không; 6- Lọc không khí; 7- Cụm lò xo và nắp van kết hợp (vừa là nắp van không khí–đang đóng kín với đế van không khí gắn ở đầu cần đẩy; vừa là nắp van chân không–đang mở với đế van chân không 11); 8- Van không khí; 9- Bàn đạp; 10- Lò xo hồi vị cần đẩy từ bàn đạp kiêm chức năng đóng kín đế van không khí với nắp van 7; 11- Đế van chân không; 12- Bình chân không; 13- Van một chiều; 14,15- Các đường dẫn đến các xi lanh

- Dẫn động dùng bơm và các bộ tích năng: Lực tác dụng lên các cơ cấu phanh là áp lực của chất lỏng cung cấp từ bơm và các bộ tích năng thủy lực. Người lái chỉ điều khiển các van, qua đó điều chỉnh áp suất và lưu lượng chất lỏng đi đến các cơ cấu phanh tùy theo cường độ phanh yêu cầu.



Hình 1 12 Dẫn động thủy lực dùng bơm và các bộ tích năng

1- Bàn đạp; 2- Xi lanh chính; 3,4- Hai khoang của van phanh; 5- Các xi lanh của bánh sau; 6- Các xi lanh bánh trước; 7,9- Bình tích năng; 8- Rơ-le điều khiển; 10- Van an toàn ; 11- Bơm thủy lực.

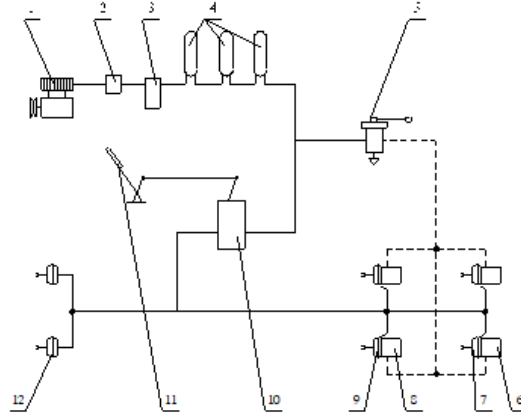
b. Ưu điểm và nhược điểm

- Ưu điểm
  - Độ nhạy lớn, thời gian chậm tác dụng nhỏ (dưới  $0,2 \div 0,4$  s).
  - Luôn luôn đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe vì áp suất trong dẫn động chỉ bắt đầu tăng lên khi tất cả các má phanh đã ép sát trống phanh.
  - Hiệu suất cao ( $\eta = 0,8 \div 0,9$ ).
  - Kết cấu đơn giản, kích thước, khối lượng, giá thành nhỏ.
  - Có khả năng dùng trên nhiều loại xe khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.
- Nhược điểm
  - Yêu cầu độ kín khít cao. Khi có một chỗ nào đó bị dò rỉ thì cả dòng dẫn động không làm việc được.
  - Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp lớn nên thường phải sử dụng các bộ trợ lực để giảm lực đạp, làm cho kết cấu phức tạp.
  - Sự dao động áp suất của chất lỏng làm việc có thể làm cho các đường ống bị rung động và mô men phanh không ổn định.
  - Hiệu suất giảm nhiều ở nhiệt độ thấp.
- c. Phạm vi sử dụng
  - Với các đặc điểm đó, dẫn động thủy lực được sử dụng rộng rãi trên các ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ hoặc cỡ đặc biệt lớn.

### 1.5.2. Dẫn động phanh bằng khí nén

- a. Các sơ đồ dẫn động

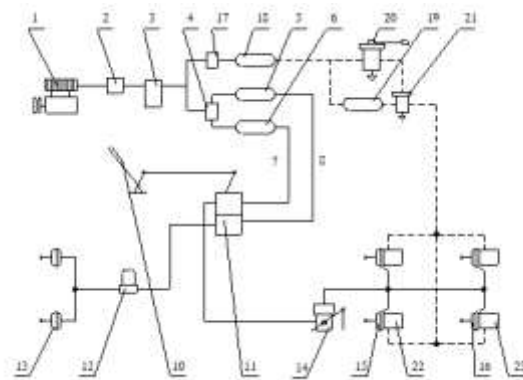
- Dẫn động phanh khí nén một dòng



Hình 1 13 Dẫn động phanh khí nén một dòng

1- Máy nén khí; 2- Van điều áp; 3- Bộ lọc tách nước; 4- Bình chứa khí; 5- Van điều khiển phanh tay; 6,8- Bình tích năng; 7,9,12- Bầu phanh; 10- Van điều khiển; 11- Bàn đạp phanh

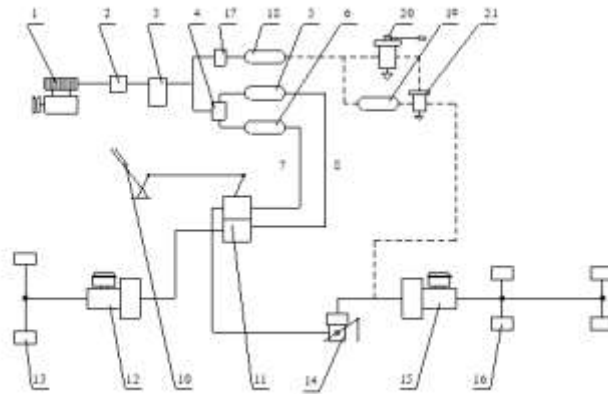
- Dẫn động phanh khí nén hai dòng



Hình 1 14 Dẫn động phanh khí nén hai dòng

1-Máy nén khí; 2- Van điều áp; 3- Bộ lọc tách nước; 4- Van an toàn kép; 5,6,18,19-Bình chứa khí; 10- Bàn đạp phanh; 11- Van phân phối; 12- Van hạn chế áp suất; 13,15,16- Bầu phanh; 14- Bộ điều hòa lực phanh; 17- Van bảo vệ; 20- Van điều khiển phanh tay; 21- Van gia tốc; 22,23- Bình tích năng

- Dẫn động phanh liên hợp



Hình 1 15 Hệ thống phanh liên hợp

1-Máy nén khí; 2- Van điều áp; 3- Bộ lọc tách nước; 4- Van an toàn kép;  
 5,6,18,19-Bình chứa khí; 7,8- Các đường ống dẫn khí; 10- Bàn đạp phanh; 11- Van phân phối; 12,15- Xi lanh chính; 13,16- Xilanh công tác; 14- Bộ điều hòa lực phanh; 17- Van bảo vệ; 20- Van điều khiển phanh tay; 21- Van gia tốc

b. Ưu điểm và nhược điểm

	<b>Ưu điểm</b>	<b>Nhược điểm</b>
Hệ thống phanh khí nén một dòng	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Điều khiển nhẹ nhàng hơn so với hệ thống dẫn động phanh thủy lực.</li> <li>- Có khả năng cơ khí hoá quá trình điều khiển ô tô.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Độ chậm tác dụng lớn hơn so với dẫn động thủy lực.</li> <li>- Số lượng các cụm khá nhiều, kích thước và trọng lượng của chúng khá lớn, giá thành cao</li> </ul>
Hệ thống phanh khí nén hai dòng	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Đảm bảo độ an toàn và tin cậy cao hơn vì một trong hai dòng khí nén bị rò rỉ thì ta vẫn có thể sử dụng dòng khí nén còn lại.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Có kết cấu phức tạp, van bảo vệ hai ngã, van phân phối hai tầng, trang thiết bị cồng kềnh hơn dẫn động phanh một dòng.</li> </ul>

<p>Hệ thống phanh khí nén liên hợp</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kết hợp được nhiều ưu điểm của hai hệ thống phanh thủy lực và khí nén, khắc phục được nhược điểm của từng loại khi làm việc độc lập.</li> <li>- Vừa tạo được lực phanh lớn ở các cơ cấu phanh, lại vừa giảm thời gian chậm tác dụng, giảm lực tác dụng lên bàn đạp phanh cho người lái.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kích thước của hệ thống phanh liên hợp là rất cồng kềnh và phức tạp.</li> <li>- Khó khăn khi bảo dưỡng và sửa chữa.</li> <li>- Giá thành cao.</li> </ul>
--	---	---

c. Phạm vi sử dụng

- Dẫn động phanh khí nén thường được dùng trên các máy kéo cỡ lớn còn trên các ô tô con, ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ thì ít khi được sử dụng.

## CHƯƠNG 2 : TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH

### 2.1. Tính toán thiết kế cơ cấu phanh chính

#### 2.1.1. Các thông số cơ bản

Thông số	Giá Trị	Đơn vị
Loại ô tô	Du lịch 12 chỗ	
Loại động cơ	Xăng	
Phân bố trọng lượng, không tải		
+ Phân bố trên trục trước	800	Kg
+ Phân bố trên trục sau	1050	Kg
Phân bố trọng lượng, đầy tải		
+ Phân bố trên trục trước	1300	Kg
+ Phân bố trên trục sau	1650	Kg
Tốc độ cực đại của ô tô	130	Km/h
Chiều rộng cơ sở		
+ Trước	1470	Mm
+ Sau	1465	Mm
Chiều dài cơ sở	2570	Mm
Chiều cao trọng tâm khi đầy tải	780	Mm
Cỡ lốp xe	195 R15C	

#### 2.1.2. Tính toán mô men phanh yêu cầu

- Mô men phanh sinh ra ở các cơ cấu phanh phải đảm bảo giảm được tốc độ hoặc dừng hẳn ô tô với gia tốc chậm dần trong giới hạn cho phép.

- Để đảm bảo hiệu quả phanh cao nhất với gia tốc chậm dần lớn nhất mà các bánh xe không bị trượt thì trước hết cơ cấu phanh ở các bánh xe phải có khả năng tạo ra mô men phanh lớn nhất được xác định bằng :

$$M_{bx} = G_{bx} \cdot \varphi_{bx} \cdot R_{bx} \quad (2.1)$$

Trong đó

- +  $G_{bx}$  : Trọng lượng bám của bánh xe khi phanh, [N].
- +  $\varphi_{bx}$  : Hệ số bám giữa lốp với mặt đường của bánh xe khi phanh.
- +  $R_{bx}$  : Bán kính làm việc trung bình của bánh xe
- Hệ số bám  $\varphi_{bx}$  giữa lốp với mặt đường của bánh xe khi phanh phải là “**giá trị lớn nhất có thể có**” nhằm nâng cao hiệu quả hệ thống phanh và với hệ thống phanh trên xe du lịch 12 chỗ có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS – Anti-lock Brake System thì hệ số bám có thể đạt đến giá trị cực đại.
- Chọn : Hệ số bám  $\varphi_{bx} = \varphi_{max} = 0,7$

Độ trượt tương đối  $\lambda = 25\%$

#### 2.1.2.1. Tính bán kính bánh xe ( $r_{bx}$ )

Ta có :  $r_{bx} = \lambda \cdot r_0$

Trong đó :

+  $\lambda$  : hệ số biến dạng lốp,  $\lambda = 0,89$  ( tham khảo áp suất lốp ô tô Toyota Hiace Commuter )

+  $r_0$  : bán kính thiết kế của bánh xe

$$r_0 = B + \frac{d}{2} \cdot 25,4 \quad (2.2)$$

+  $B$  : bề rộng của lốp (mm)

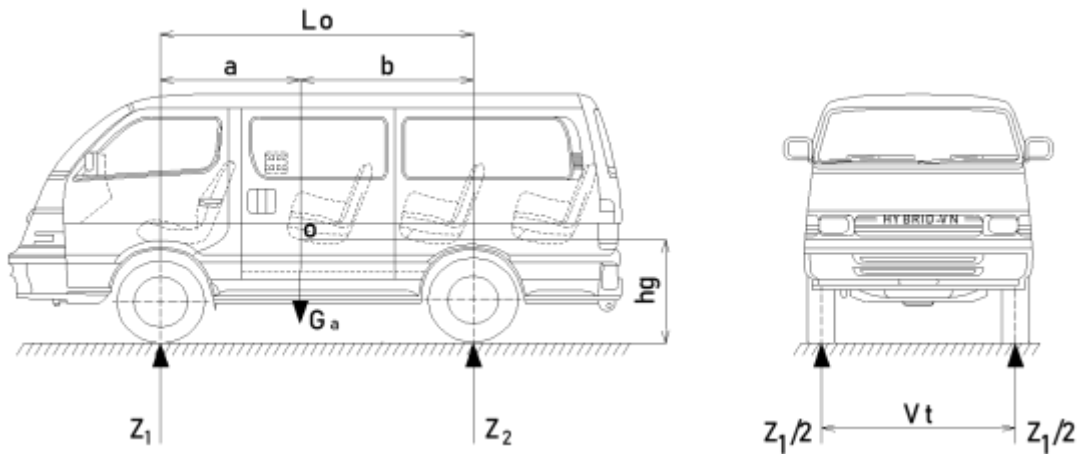
+  $d$  : đường kính vành bánh xe (inch)

Với xe ô tô du lịch 12 chỗ dùng loại lốp : 195 R15C có bề rộng bánh xe  $B = 195$  (mm), đường kính vành bánh xe  $d = 15$  (inch)

$$r_{bx} = ( 195 + \frac{15}{2} \cdot 25,4 ) \cdot 0,89 = 343 \text{ (mm)} = 0,343 \text{ (m)}$$

Chọn  $r_{bx} = 0,34$  (m)

2.1.2.2. Xác định các tọa độ trọng tâm của xe



Hình 2 1 Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên ô tô đứng yên trên đường ngang khi xe đầy tải

Trong đó :

- + a, b: Khoảng cách từ trọng tâm xe đến trục bánh xe trước/sau
  - +  $G_a$  : Trọng lượng toàn bộ của xe
  - +  $Z_1, Z_2$ : Phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe trước và sau
  - +  $h_g$  : Chiều cao trọng tâm xe
  - + O : Trọng tâm xe
- Phương trình cân bằng momen khi bánh xe đứng yên tại  $O_1$

$$Z_2.L - G_a.a = 0 \Rightarrow a = \frac{Z_2.L}{G_a} \quad (2.3)$$

- Trọng lượng toàn bộ của xe khi đầy tải :  $G_a = 1300 + 1650 = 2950 \text{ Kg}$

$$\text{Với } G_a = 2950 \text{ [KG]} = 28939,5 \text{ [N]}$$

$$Z_2 = 1650 \text{ [KG]} = 16186,5 \text{ [N]}$$

$$L = 2,57 \text{ m}$$

- Thay các giá trị vào (2.1) ta được:

$$a = \frac{16186,5 \cdot 2,57}{28939,5} = 1,438 \text{ [m]}$$

Ta có:  $L = a + b \Rightarrow b = 1,132 \text{ [m]}$

- Trọng lượng toàn bộ của xe *khi không tải* :

$$G_0 = 800 + 1050 = 1850 \text{ Kg}$$

$$\text{Với } G_0 = 1850 \text{ [KG]} = 18148,5 \text{ [N]}$$

$$Z_{20} = 1050 \text{ [KG]} = 10300,5 \text{ [N]}$$

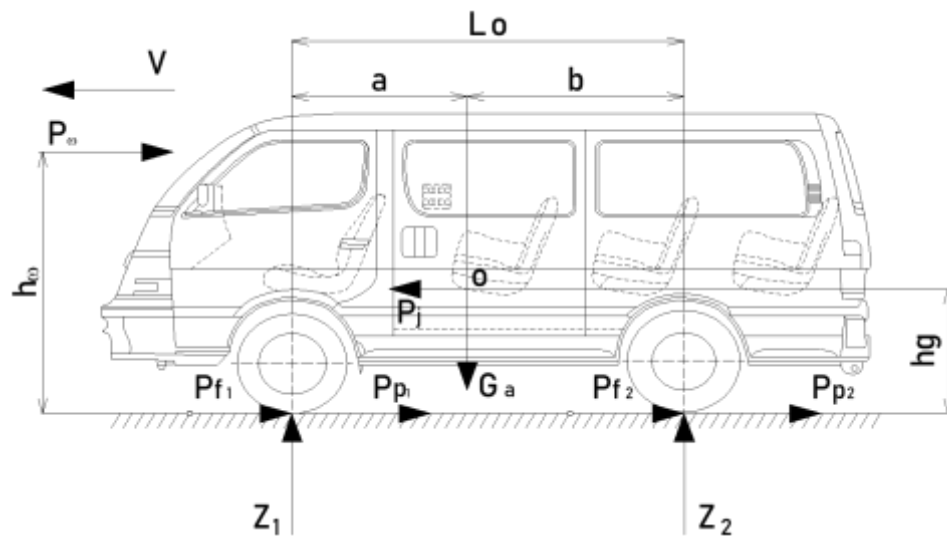
$$L = 2,57 \text{ m}$$

- Thay các giá trị vào (2.1) ta được:

$$a_0 = \frac{10300,5 \cdot 2,57}{18148,5} = 1,458 \text{ [m]}$$

Ta có:  $L = a + b \Rightarrow b_0 = 1,112 \text{ [m]}$

### 2.1.2.3. Xác định mô men yêu cầu ở các cơ cấu phanh



Hình 2 2 Sơ đồ các lực tác dụng lên ô tô

- Khi phanh sẽ có các lực tác dụng lên xe
  - + Trọng lượng toàn bộ  $G_a$  đặt tại trọng tâm O
  - + Lực cản lăn  $p_{f1}$  và  $p_{f2}$
  - + Phản lực thẳng góc  $Z_1$  và  $Z_2$

- + Lực phanh tác dụng lên bánh xe trước/sau  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$
- + Lực cản không khí  $P_{\omega}$
- + Lực quán tính  $P_j$  sinh ra do khi phanh sẽ có gia tốc chậm dần
- Ở đây lực phanh  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$  đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường, chiều ngược chiều chuyển động của ô tô. Lực quán tính  $P_j$  đặt tại trọng tâm xe và có chiều cùng chiều chuyển động của ô tô.
- Lực quán tính  $P_j$  được xác định theo biểu thức sau :

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_p \quad (2.4)$$

Trong đó :

- +  $g$ : gia tốc trọng trường ( $g=9,81 \text{ m/s}^2$ )
- +  $J_p$ : Gia tốc chậm dần khi phanh
- Khi phanh thì lực cản không khí  $P_{\omega}$  và lực cản lăn  $P_{f1}$ ,  $P_{f2}$  không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây ra sai số  $1,5 \div 2\%$ . Khi đó phương trình cân bằng lực khi xe phanh theo phương song song với mặt đường là :

$$P_j = P_{p1} + P_{p2} \quad (2.5)$$

- Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở bánh sau và trước, lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là [3]:

$$P_{p_{\max}} = G_a \cdot \varphi \quad \text{Với } \varphi_{bx} = 0,7 \text{ (có hệ thống ABS)} \quad (2.6)$$

- Xét khi ô tô phanh khẩn cấp với tốc độ bất kì cho đến khi dừng hẳn ( $v=0$ ) thì gia tốc khi phanh đạt cực đại,  $j_{p_{\max}}$  sẽ được xác định từ phương trình cân bằng lực quán tính khi phanh [3]:

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_{p_{\max}} \Rightarrow G_a \cdot \varphi = \frac{G_a}{g} \cdot j_{p_{\max}}$$

$$\Rightarrow j_{p_{\max}} = \varphi \cdot g \quad (2.7)$$

- Phương trình cân bằng momen tại  $O_1$  khi phanh với gia tốc chậm dần lớn nhất:

$$Z_{p2} \cdot L + P_{j_{\max}} \cdot h_g - G_a \cdot a = 0$$

$$\Leftrightarrow Z_{p2} \cdot L + G_a \cdot \varphi \cdot h_g - G_a \cdot a = 0$$

$$\Leftrightarrow Z_{p2} = \frac{G_a \cdot (a - \varphi \cdot h_g)}{L} \quad (2.8)$$

- Phương trình cân bằng momen tại O<sub>2</sub> khi phanh với gia tốc chậm dần lớn nhất:

$$-Z_{p1} \cdot L + P_{jmax} \cdot h_g + G_a \cdot b = 0$$

$$\Leftrightarrow -Z_{p1} \cdot L + G_a \cdot \varphi \cdot h_g + G_a \cdot b = 0$$

$$\Leftrightarrow Z_{p1} = \frac{G_a \cdot (b + \varphi \cdot h_g)}{L} \quad (2.9)$$

- Trọng lượng tác dụng lên mỗi bánh xe trước (G<sub>bx1</sub>) và bánh xe sau (G<sub>bx2</sub>) khi phanh là :

$$G_{bx1} = \frac{G_a \cdot (b + \varphi_{bx} \cdot h_g)}{2 \cdot L_0} \quad (2.10)$$

$$G_{bx2} = \frac{G_a \cdot (a - \varphi_{bx} \cdot h_g)}{2 \cdot L_0} \quad (2.11)$$

Trong đó :

- + G<sub>a</sub> là trọng lượng toàn bộ của xe thiết kế [N]
- + h<sub>g</sub> là chiều cao trọng tâm xe
- + L<sub>0</sub> là chiều dài cơ sở của xe
- + φ<sub>bx</sub> là hệ số bám bánh xe
- Trọng lượng bám ở mỗi bánh xe G<sub>bx</sub> chính bằng phản lực pháp tuyến Z<sub>i</sub> tại bánh xe khi phanh.
- Trường hợp đầy tải
- Thay các giá trị vào ta được:

$$G_{bx1} = \frac{28939,5 \cdot (1,132 + 0,7 \cdot 0,78)}{2,2,57} = 9450,618 \text{ [N]}$$

$$G_{bx2} = \frac{28939,5 \cdot (1,438 - 0,7 \cdot 0,78)}{2,2,57} = 5019,132 \text{ [N]}$$

- Mô men phanh cần thiết của mỗi cơ cấu phanh ở các bánh xe trước được xác định :

$$M_{p1} = \frac{G_a}{2L_o} (b + h_g \varphi_{bx}) \cdot \varphi_{bx} \cdot R_{bx} \quad (2.12)$$

$$= 9886,72 \cdot 0,7 \cdot 0,34 = 2250,25 \text{ (N.m)}$$

$$\text{Lực phanh yêu cầu bánh xe trước : } F_{p1} = G_{bx1} \cdot \varphi_{bx} = \frac{G_a}{2L_o} (b + h_g \varphi_{bx}) \cdot \varphi_{bx}$$

$$(2.12b)$$

$$= 6615,433 \text{ (N)}$$

- Mô men phanh cần thiết của mỗi cơ cấu phanh ở các bánh xe sau được xác định :

$$M_{p2} = \frac{G_a}{2L_o} (a - h_g \varphi_{bx}) \cdot \varphi_{bx} \cdot R_{bx} \quad (2.13)$$

$$= 4583,02 \cdot 0,7 \cdot 0,34 = 1194,55 \text{ (N.m)}$$

$$\text{Lực phanh yêu cầu bánh xe sau : } F_{p2} = G_{bx2} \cdot \varphi_{bx} = \frac{G_a}{2L_o} (a - h_g \varphi_{bx}) \cdot \varphi_{bx} \quad (2.13b)$$

$$= 3513,392 \text{ (N)}$$

- Trường hợp không tải

$$G_{bx10} = \frac{G_a \cdot (b + \varphi_{bx} \cdot h_g)}{2 \cdot L_o} = 6127,242 \text{ [N]}$$

$$G_{bx20} = \frac{G_a \cdot (a - \varphi_{bx} \cdot h_g)}{2 \cdot L_o} = 2947,008 \text{ [N]}$$

- Lực phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước/sau là :

$$F_{p10} = G_{bx1} \cdot \varphi_{bx} = 4901,794 \text{ [N]}$$

$$F_{p20} = G_{bx2} \cdot \varphi_{bx} = 2357,606 \text{ [N]}$$

- Mô men phanh yêu cầu ở các bánh xe trước/sau :

$$M_{p1} = F_{p1} \cdot R_{bx} = 1764,646 \text{ [M.m]}$$

$$M_{p2} = F_{p2} \cdot R_{bx} = 848,7383 \text{ [M.m]}$$

#### 2.1.2.4. Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe

- Thực tế mô-men phanh sinh ra ở các bánh xe là do cơ cấu phanh được lắp đặt ở các bánh xe của ô tô. Cơ cấu phanh ở các bánh xe có nhiều kiểu/loại và vì vậy

nói chung trên một chiếc xe có thể có các cơ cấu phanh khác nhau đối với các trục bánh xe trước và trục bánh xe sau. Ngay cả khi kiểu cơ cấu phanh giống nhau nhưng kết cấu và kích thước cụ thể vẫn có thể khác nhau tùy theo mô-men phanh yêu cầu phân bố trên các trục.

$$K_{12} = \frac{M_{bx1}}{M_{bx2}} = \frac{F_{bx1}}{F_{bx2}} = \frac{(b+h_g\varphi_{bx})}{(a-h_g\varphi_{bx})} = \frac{2249,247}{1194,553} = 1,88 \quad (2.14)$$

- Do  $K_{12} > 1$ , vì vậy loại cơ cấu phanh trước/sau thường khác nhau rõ rệt.

### 2.1.3. Phân tích và lựa chọn phương án thiết kế

#### 2.1.3.1. Chọn cơ cấu phanh

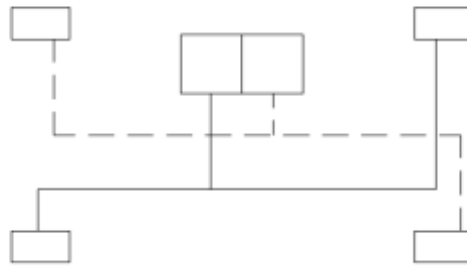
- Cơ cấu phanh trước của xe : Ta chọn cơ cấu phanh đĩa có rãnh làm mát, vì có hiệu quả phanh cao, thời gian chậm tác dụng bé và có độ nhạy tốt đảm bảo tính ổn định của xe khi phanh nhất là ở tốc độ cao.
- Cơ cấu phanh sau của xe : Cần phải tính thuận nghịch khi xe chuyển động lùi, do đó cơ cấu phanh sau phải thuận nghịch để đảm bảo yêu cầu khi phanh. Ta có cơ cấu phanh đĩa và phanh trống guốc loại 2,3 ( sử dụng 2 xy lanh đơn) đều đảm bảo được độ thuận nghịch khi phanh. Tuy nhiên, ta chọn cơ cấu phanh trống guốc - loại 3 sử dụng cơ cấu ép bằng xy lanh kép và thanh cường hóa cho cầu sau ( vì những ưu điểm của cơ cấu phanh tang trống và đảm bảo xu hướng thiết kế hệ thống phanh hiện nay ).

#### 2.1.3.2. Chọn dẫn động phanh

- Với xe ô tô du lịch 12 chỗ có trọng lượng toàn bộ là  $G_a = 2950$  [kg], xe có trọng tải nhỏ nên việc sử dụng phanh khí nén sẽ chớ nên công kênh và không cần thiết. Ta sử dụng hệ thống thủy lực có trợ lực chân không với những ưu điểm như:
  - + Có cấu tạo đơn giản
  - + Có thể tạo lực phanh lớn nhất theo yêu cầu
  - + Có độ nhạy tốt
  - + Thực hiện phanh đồng thời
  - + Lực phanh đồng đều

#### 2.1.3.3. Chọn sơ đồ phân dòng chính của dẫn động phanh

- Chọn sơ đồ phân dòng chính trên xe ô tô 12 chỗ:



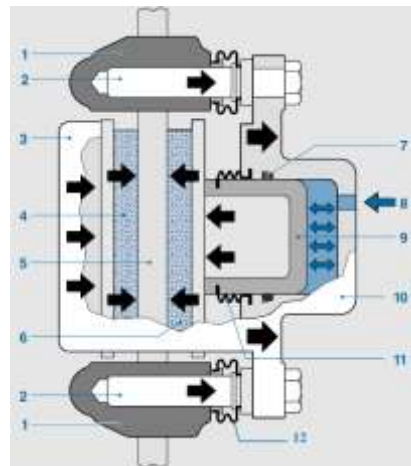
Hình 2 3 Sơ đồ phân dòng chính

- Đây là sơ đồ dẫn động phanh kiểu chéo, đồng thời mức độ bất đối xứng lực phanh vẫn nằm trong giới hạn cho phép khi một trong hai dòng dẫn động bị hỏng, nhưng sẽ có một chút nhược điểm là hiệu quả sẽ giảm nhiều khi hỏng dòng phanh ở cầu trước.

#### 2.1.4. Mô men phanh thực tế của cơ cấu phanh sinh ra và lực ép yêu cầu

##### 2.1.4.1. Cơ cấu phanh trước

- Với cơ cấu phanh kiểu đĩa thì việc hình thành mô-men ma sát hoàn toàn tương tự như ly hợp ma sát cơ khí. Mô-men ma sát của đĩa được tạo ra bởi hai guốc có giá trị hoàn toàn bằng nhau  $M_{p1} = M_{p2}$  nhờ lực ép  $F$  là giá trị chung được tạo ra bởi piston trong cơ cấu tùy động.



Hình 2 4 Cơ cấu phanh đĩa kiểu giá xy-lanh tùy động

- 1- Vỏ cố định có lỗ trượt;
- 2- Chốt trượt mang giá xy-lanh di trượt;
- 3- Giá mang xy-lanh di trượt;
- 4- Má phanh trong;
- 5- Đĩa phanh;
- 6- Má phanh ngoài;
- 7- Phớt làm kín dầu;
- 8- Ống dẫn dầu vào xy-lanh;
- 9- Piston;
- 10- Xy-lanh di

*trượt; 11- Phớt cao su chắn bụi bản cho piston; 12- Phớt cao su chắn bụi bản cho chốt trượt*

- Cơ cấu phanh đĩa kiểu giá xy-lanh cố định hai má phanh tác dụng lên hai phía của đĩa phanh. Vì vậy mô-men ma sát cũng được tạo ra từ hai má phanh có giá trị hoàn toàn bằng nhau  $M_{p1} = M_{p2}$  nhờ có cùng lực ép  $F$  tạo ra bởi một piston trong cơ cấu tùy động.

$$M_{g1} = F_1 \mu \frac{2}{3} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (2.15)$$

$$M_{g2} = F_2 \mu \frac{2}{3} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (2.15b)$$

- Và lực ép  $F_1$  và  $F_2$  là như nhau và bằng lực ép  $F$ , thì mô-men phanh tổng cộng do hai má phanh tạo ra cho đĩa phanh được xác định bằng:

$$M_p = 2F \cdot \mu \frac{2}{3} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (2.16)$$

- Công thức tính các lực ép yêu cầu  $F$  đối với cơ cấu phanh kiểu đĩa được xác định bởi biểu thức:

$$F = \frac{3}{4} \frac{M_p}{\mu} \cdot \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^3 - R_1^3} \right) \quad (2.17)$$

Trong đó :

+  $R_2$  là đường kính ngoài của đĩa phanh

+  $R_1$  là bán kính trong của đĩa phanh

- Lực ép yêu cầu  $F_1$  đối với cơ cấu phanh trước :

*Các thông số :*

$$R_2 = 0,5 \cdot R_{bx} = 0,5 \cdot 0,34 = 170 \text{ (mm)}$$

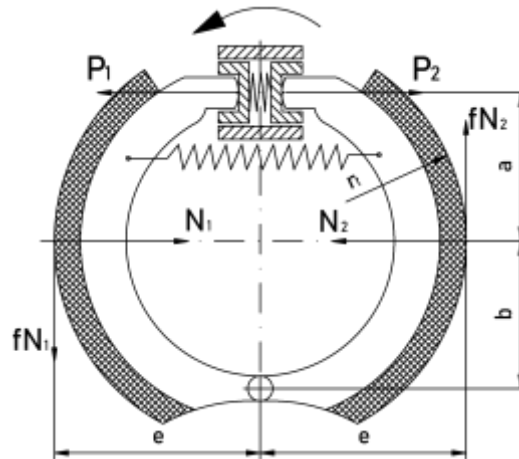
$$R_1 = (0,55 \div 0,73) R_2 = 0,64 \cdot 170 = 108,8 \text{ (mm)}$$

$$M_{p1} = 2250,25 \text{ (N.m)}$$

$$\mu = 0,33$$

$$F_1 = \frac{3}{4} \frac{M_{p1}}{\mu} \cdot \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^3 - R_1^3} \right) = \frac{3}{4} \frac{2250,25}{0,33} \cdot \left( \frac{0,17^2 - 0,1088^2}{0,17^3 - 0,1088^3} \right) = 24071,54 \text{ [N]}$$

2.1.4.2. Cơ cấu phanh sau



Hình 2 5 Cơ cấu phanh sau

- Kiểu cơ cấu phanh ở cầu sau là kiểu trống guốc với hai guốc có cùng chung cơ cấu ép là xy lanh kép.
- Đây là loại cơ cấu phanh kiểu tang trống đơn giản nhất, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng thẳng đứng. Tuy nhiên mô-men ma sát được tạo ra bởi các guốc sẽ có giá trị khác nhau do tính chất tách/siết của các guốc đối với tang trống phụ thuộc chiều quay của bánh xe.
- Công thức xác định mô-men ma sát của hai guốc tác dụng lên tang trống được xác định khác nhau như sau.
- Với guốc tự siết (lực ép  $P_1$  từ piston tạo ra mô-men quay là cùng chiều với chiều quay của tang trống):

$$M_{g1} = \frac{P_1 h_1 \mu}{A_1 - \mu B_1}$$

- Với guốc tự tách (lực ép  $P_2$  từ piston tạo ra mô-men quay là ngược chiều với chiều quay của tang trống):

$$M_{g2} = \frac{P_2 h_2 \mu}{A_2 + \mu B_2}$$

- Vậy mô-men phanh do hai guốc tạo ra cho tang trống được xác định bằng mô-men tổng như sau.

$$M_p = \frac{P_1 h_1 \mu}{A_1 - \mu B_1} + \frac{P_2 h_2 \mu}{A_2 + \mu B_2}$$

- Nếu hai guốc phanh được gắn các má phanh hoàn toàn giống nhau về phương diện kích thước cũng như kết cấu; và giả sử hai má phanh có qui luật phân bố áp suất như nhau; tức là  $A_1 = A_2 = A$  và  $B_1 = B_2 = B$  thì mô-men phanh do các guốc phanh của cơ cấu phanh tang trống cầu sau sinh ra được xác định bằng:

$$M_p = P.h.\mu.\left(\frac{1}{A - \mu B} + \frac{1}{A + \mu B}\right)$$

$$\text{hay } M_p = P.h.\mu.\left(\frac{2A}{A^2 - \mu^2 B^2}\right)$$

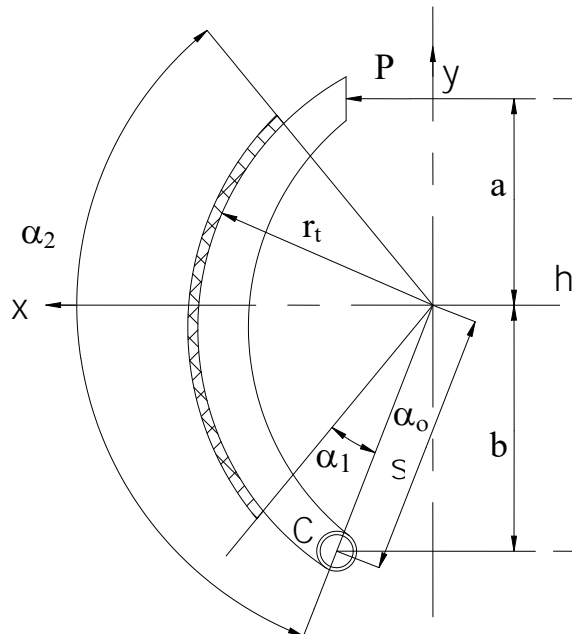
- Từ đây ta có công thức tính lực ép yêu cầu đối với cơ cấu phanh kiểu trống guốc cầu sau bằng:

$$P = \frac{M_p(A^2 - \mu^2 B^2)}{2Ah\mu}$$

- Trong đó :

$\mu$  là hệ số ma sát trượt giữa má phanh và tang trống. Theo số liệu kinh nghiệm  $\mu = (0,30 - 0,33)$ ; chọn  $\mu = 0,3$ .

$h$  là khoảng cách từ tâm quay của điểm tỳ cố định đến phương lực ép  $P$ .



Hình 2 6 Sơ đồ tính cơ cấu phanh trống guốc

- Với bán kính bánh xe  $R_{bx} = 340$  [mm] thì theo kinh nghiệm có thể chọn đường kính trống phanh  $D_t = 0,8.R_{bx} = 272$  [mm].
- Các thông số kích thước A và B có thể xác định theo giả thuyết áp suất má phanh phân bố đều ( $q = const$ ) như sau.

$$A = \frac{s}{r_t} (\cos \delta + \mu \sin \delta) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right)}{\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}}$$

Trong đó :

$\alpha_1, \alpha_2$  là các thông số kết cấu về góc đặt đầu – cuối của tấm ma sát – tính bằng [rad]. Trong tính toán thiết kế, có thể chọn các góc  $\alpha_1, \alpha_2$  theo kinh nghiệm sao cho hiệu số  $(\alpha_2 - \alpha_1) \approx 90^\circ \div 110^\circ$ . Chọn  $\alpha_1 = 30^\circ$  và  $\alpha_2 = 120^\circ$  tức là  $(\alpha_2 - \alpha_1) = 90^\circ$  hay  $\pi/2$ [rad].

- Góc đặt của phương hợp lực tổng hợp  $\delta$  khi áp suất phân bố đều được xác định bằng:

$$\delta = \frac{\pi - (\alpha_1 + \alpha_2)}{2}$$

- Thế số, ta có:

$$\delta = \frac{\pi - (30 + 120)\pi/180}{2} = 0,262 \text{ [rad]}$$

- Với bán kính tang trống  $r_t = 0,5$ .  $D_t = 0,136$  [m] thì khoảng cách từ tâm quay bánh xe đến phương lực ép P có thể được xác định.

$$a = 0,8.r_t = 0,8.0,136 = 0,1088 \text{ [m]}$$

- Và khoảng cách từ tâm quay bánh xe đến điểm tựa làm tâm quay cố định của guốc được tính bằng:

$$s = (0,8.r_t)/\cos(\alpha_0)$$

- Trong đó :

$\alpha_0$  là góc đặt tâm quay điểm tựa cố định của guốc phanh. Với  $\alpha_0 = 15^\circ$  thì  $s = 0,1088/\cos(15^\circ) = 0,113$  [m] và:

$$h = a + b = 0,1088 + 0,1088 = 0,218 \text{ [m]}$$

- Thế tất cả các số liệu đã phân tích và chọn vào công thức với hệ số ma sát trượt  $\mu = 0,3$  thì ta có:

$$A = \frac{0,126}{0,136} (\cos(0,262) + 0,3 \cdot \sin(0,262)) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi}{4}\right)}{\frac{\pi}{4}}$$

$$A = 0,78 \quad \text{và} \quad B = 1$$

- Thay tất cả các thông số đã biết vào công thức ta có lực ép ở cơ cấu phanh sau kiểu trống guộc.

$$P = \frac{1194,55 \cdot (0,78^2 - 0,3^2 \cdot 1^2)}{2 \cdot 0,78 \cdot 0,2 \cdot 18 \cdot 0,3} = 6069,7 \text{ [N]}$$

Suy ra mô-men phanh do các guộc tạo ra cho tang trống.

$$M_{g1} = \frac{P \cdot h \cdot \mu}{A - \mu B} = \frac{6069,7 \cdot 0,2 \cdot 18 \cdot 0,3}{0,78 - 0,3 \cdot 1} = 826,997 \text{ [N.m]}$$

$$M_{g2} = \frac{P \cdot h \cdot \mu}{A + \mu B} = \frac{6069,7 \cdot 0,2 \cdot 18 \cdot 0,3}{0,78 + 0,3 \cdot 1} = 367,554 \text{ [N.m]}$$

#### 2.1.5. Tính toán xác định bề rộng má phanh

- Bề rộng má phanh sẽ xác định diện tích làm việc của má phanh ép lên tang trống. Bề rộng má phanh tăng làm cho diện tích làm việc tăng; điều này nói chung có lợi cho sự mài mòn của tấm ma sát vì diện tích làm việc tăng đồng nghĩa với áp lực tác dụng trên một đơn vị diện tích giảm, dẫn đến mức độ mài mòn giảm trong mỗi lần phanh (*mỗi lần phanh diễn ra là một lần quá trình trượt giữa má phanh và tang trống diễn ra mãnh liệt, vừa làm mài mòn má phanh vừa sinh nhiệt lớn làm nung nóng tang trống cũng như má phanh và các chi tiết liên quan đến truyền nhiệt với chúng*).
- Tuy vậy bề rộng má phanh không nên tăng lớn quá vì như vậy sẽ làm giảm tính đồng đều của áp lực phân bố trên toàn bộ diện tích má phanh, dẫn đến mòn má phanh không đều và giảm hiệu quả phanh.
- Với kiểu cơ cấu phanh đĩa, bề rộng má phanh có thể được xác định theo lực ép P tạo ra cho đĩa phanh như sau:

$$F = A_{ms} \cdot q = \pi(R_2^2 - R_1^2) \frac{\alpha}{2\pi} q = (R_2^2 - R_1^2) \frac{\alpha}{2} q \quad (2.18)$$

Trong đó :

+  $R_1, R_2$  là đường kính trong và ngoài của đĩa

+  $\alpha$  là góc ôm của tấm ma sát theo chu vi hình vành khăn của đĩa – đặc trưng cho bề rộng má phanh của cơ cấu phanh đĩa – tính bằng [rad]

+  $q$  là áp lực [ $N/m^2$ ] làm việc trung bình hình thành giữa má phanh và đĩa phanh trong quá trình phanh.

- Với cơ cấu phanh trước

Các thông số :

$$R_1 = 108,8 \text{ (mm)}$$

$$R_2 = 170 \text{ (mm)}$$

$$q = 2 \text{ [MN/m}^2\text{]}$$

$$F_1 = 24071,54 \text{ [N]}$$

- Góc ôm đặc trưng cho bề rộng má phanh kiểu đĩa :

$$\alpha = \frac{2F}{q \cdot (R_2^2 - R_1^2)} = 1,41 = 80,87 \text{ [độ]} \quad (2.19)$$

Thông thường góc ôm đặc trưng cho bề rộng má phanh kiểu đĩa nằm trong khoảng  $20 \div 75$  [độ]

$$\text{Vậy chọn } \alpha = 75 \text{ [độ]} = 1,309 \text{ [rad]}$$

- Bán kính trung bình của hình vành khăn đĩa phanh  $R_{tb}$

$$R_{tb} = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} = 133,5 \text{ [mm]} = 0,1335 \text{ [m]} \quad (2.20)$$

- Tính theo chiều dài cung qua đường kính trung bình :

$$C_{c1} = R_{tb} \cdot \alpha = 0,1335 \cdot 1,25 = 0,1669 \text{ [m]} \quad (2.21)$$

- So với bề rộng hình vành khăn của đĩa với bán kính ngoài  $R_2 = 0,17$  [m] và bán kính trong  $R_1 = 0,0884$  [m] là:  $b_{vkl} = (R_2 - R_1) = (0,17 - 0,0884) = 0,0816$  [m]

+ Tỷ số giữa chiều dài cung và bề rộng vành khăn là 3,03;

+  $C_c \leq 2.(R_2 - R_1)$  ( $C_c = 0,1854 > b_{vkl}.2 = 0,1224$ ) nghĩa là chiều dài má phanh lớn hơn nhiều so với đường kính lớn nhất có thể của xy lanh.

- Vì vậy cần bố trí hai xy lanh theo chiều dài cung.

- **Thông số cho cơ cấu phanh trước :**

+ Bán kính ngoài đĩa phanh:  $R_2 = 0,17 [m]$ ;

+ Hệ số tối ưu:  $K_r = 0,64$ ;

+ Bán kính trong:  $R_1 = 0,1088 [m]$ ;

+ Bán kính trung bình:  $R_{tbl} = 0,1416 [m]$ ;

+ Bề rộng vành khăn:  $b_{vkl} = 0,0612 [m]$ ;

+ Lực ép của piston:  $F_1 = 24071,54 [N]$  ;

+ Góc ôm má phanh :  $\alpha_1 = 1,309 = 75 [độ]$ ;

+ Chiều dài cung trung bình :  $C_1 = 0,1854 [m]$ .

• Với cơ cấu phanh sau

- Với kiểu cơ cấu phanh tang trống, bề rộng má phanh b được xác định theo mômen phanh  $M_g$  do mỗi guốc tạo ra cho tang trống như sau:

$$b = \frac{M_g}{q \cdot \mu \cdot r_t^2 (\alpha_2 - \alpha_1)} = \frac{M_g}{q \cdot \mu \cdot r_t^2 \alpha}$$

- Trong đó :

$r_t$  là bán kính tang trống,  $\alpha = (\alpha_2 - \alpha_1)$  là góc ôm của má phanh

$q[N/m^2]$  là áp suất tác dụng lên má phanh trong quá trình phanh. Áp suất làm việc của bề mặt ma sát được chọn đủ nhỏ so với giá trị giới hạn  $q = 1,0 \cdot 10^6 [N/m^2] \leq [q] = 1,5 \div 2,0 [MN/m^2]$ , rồi thế tất cả các thông số đã biết thì ta có bề rộng má phanh như sau:

+ Với  $M_{g1} = 826,997 [N.m]$

$$b = \frac{826,997 \cdot 180}{2,0 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 0,136^2 \cdot (120 - 30) \cdot 3,1416} = 0,048 [m]$$

+ Với  $M_{g2} = 367,554 [N.m]$

$$b = \frac{367,554 \cdot 180}{2,0 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 0,136^2 \cdot (120 - 30) \cdot 3,1416} = 0,021 [m]$$

- Chọn bề rộng má phanh  $b = 48$  [mm]
- **Thông số cho cơ cấu phanh sau :**
  - + Góc đặt tâm quay cố định :  $\alpha_0 = 15$  [độ];
  - + Góc đặt đầu tâm ma sát :  $\alpha_1 = 30$  [độ];
  - + Góc đặt cuối tâm ma sát :  $\alpha_2 = 120$  [độ];
  - + Đường kính trống phanh :  $D_t = 0,272$  [m];
  - + Khoảng cách từ tâm quay của điểm tựa cố định đến phương lực ép  $P$  :  
 $a=b= 0,1088$  [mm];
  - + Lực ép của piston:  $F_2 = 6069,7$  [N] ;
  - + Bề rộng má phanh :  $b = 48$  [mm].

### 2.1.6. Tính toán kiểm tra các thông số liên quan khác của cơ cấu phanh

#### 2.1.6.1. Tính toán kiểm tra công trượt riêng

- Kích thước má phanh không chỉ xác định theo tiêu chí áp suất làm việc phải nhỏ hơn hoặc bằng áp lực cho phép [q] đã nêu ở trên nhằm bảo đảm tuổi thọ cho má phanh; mà còn được xác định theo tiêu chí công ma sát trượt riêng nhằm bảo đảm cho má phanh làm việc trong thời gian lâu dài.
- Bởi vì với cùng áp suất làm việc của má phanh trong quá trình phanh như nhau nhưng tốc độ xe khi bắt đầu phanh càng lớn thì má phanh sẽ càng mau mòn.
- Theo định nghĩa công ma sát trượt riêng chính là công ma sát trượt của má phanh trong quá trình phanh tính trên một đơn vị diện tích làm việc của má phanh.
- Giả sử công ma sát trượt  $L$  trong quá trình phanh sẽ thu toàn bộ động năng của ô tô khi bắt đầu phanh với vận tốc  $v_1$  cho đến khi ô tô dừng hẳn ( $v_2 = 0$ ); tức là:

$$L = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{G_a v_1^2}{2g} \quad (2.22)$$

- Suy ra công trượt riêng :

$$L_r = \frac{L}{A_\Sigma} = \frac{G_a v_1^2}{2g A_\Sigma}$$

- Trong đó :
  - +  $m_a$  là khối lượng toàn bộ của ô tô đầy tải khi phanh [kg]
  - +  $G_a$  là trọng lượng của ô tô [N]

- +  $v_1$  là tốc độ ô tô khi bắt đầu phanh [m/s]
- +  $g$  là gia tốc trọng trường ( $g = 9,81[m/s^2]$ )
- +  $A_\Sigma$  là tổng diện tích làm việc của tất cả các má phanh trong hệ thống phanh [m<sup>2</sup>].

- Các thông số :

$$m_a = 2950 \text{ (Kg)}$$

$$G_a = 28939,5 \text{ (N)}$$

$$v_1 = v_{tb} = 0,5v_{\max} = 0,5 \cdot 36,11 = 18,06 \text{ (m/s)}$$

- Thế số đã biết cho hai má phanh của cơ cấu phanh trước :

$$A_{\Sigma 1} = 2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{\alpha}{2\pi} \quad (2.23)$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot (0,17^2 - 0,1088^2) \cdot \frac{1,309}{2\pi} = 0,0223 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Thế số đã biết cho hai má phanh của cơ cấu phanh sau :

$$A_\Sigma = 2 \cdot b \cdot r_t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) = 2 \cdot b \cdot r_t \cdot \alpha \quad (2.23b)$$

$$= 2 \cdot 0,048 \cdot 0,136 \cdot \frac{\pi}{2} = 0,02 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Vậy tổng diện tích ma sát của cả xe :

$$A_\Sigma = 0,0423 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Công trước riêng :

$$L_r = \frac{L}{A_\Sigma} = \frac{G_a v_1^2}{2g A_\Sigma} = 11,37 \text{ [MJ/m}^2\text{]} \text{ (Nhằm trong giá trị cho phép)}$$

$$+ \text{ Đối với ô tô du lịch: } [L_r] = 4 \div 15 \text{ [MJ/m}^2\text{]}$$

$$+ \text{ Đối với ô tô khác: } [L_r] = 3 \div 7 \text{ [MJ/m}^2\text{]}$$

#### 2.1.6.2. Tính toán kiểm tra nhiệt độ hình thành ở cơ cấu phanh

- Trong quá trình ô tô bị phanh, động năng ô tô bị tiêu tán bởi công ma sát trượt và biến thành nhiệt năng, làm nung nóng má phanh - trống phanh (hoặc đĩa phanh) và một phần truyền ra môi trường không khí.
- Tuy nhiên khi phanh ngắt trong thời gian ngắn, năng lượng nhiệt không kịp truyền ra cho môi trường không khí hoặc truyền ra không đáng kể nên trong tính toán thiết kế, để an toàn về nhiệt chúng ta có thể coi tang trống (hoặc đĩa phanh)

nhận hết nhiệt năng này trong quá trình phanh. Vì vậy ta có phương trình cân bằng nhiệt như sau:

$$\frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2} = m_p \cdot C \cdot \Delta T \quad (2.24)$$

- Trong đó:

+  $m_p$  là tổng khối lượng của các tang trống (hoặc đĩa phanh)

+  $C$  là nhiệt dung riêng của vật liệu làm tang trống (hoặc đĩa phanh) –

Chọn vật liệu gang  $C = 500[\text{J/kg}]$

+ Còn  $\Delta T$  là độ tăng nhiệt độ của tang trống (hoặc đĩa phanh).

• Các thông số

$$m_a = 2950 \text{ (Kg)}$$

$$C = 500[\text{J/kg}]$$

- Độ tăng nhiệt độ của tang trống (hoặc đĩa phanh) khi phanh với tốc độ của ô tô  $v_1 = 8,33[\text{m/s}]$  cho đến khi dừng hẳn ( $v_2 = 0$ ) không được vượt quá  $15^\circ$ ,  $\Delta T = 10^\circ$

$$m_p = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2 \cdot C \cdot \Delta T} = 20,47 \text{ [Kg]}$$

- Khi phanh ngắt với tốc độ trung bình  $v_1 = v_{tb} = 0,5v_{\max} = 0,5 \cdot 36,11 = 18,06$  (m/s)

thì độ tăng nhiệt độ cũng không được vượt quá  $125^\circ$ ,  $\Delta T = 110^\circ$

$$m_p = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2 \cdot C \cdot \Delta T} = 8,75 \text{ [Kg]}$$

- Vậy để bảo đảm điều kiện bền nhiệt, thì khối lượng của mỗi đĩa phanh của ô tô du lịch (có công thức bánh xe 4x2 hoặc 4x4) phải bằng :

$$m_t = \frac{20,47}{4} = 5,12 \text{ [Kg]}$$

- Để ý rằng trong thực tế khi phanh liên tục trên dốc dài thì nhiệt độ của trống phanh có thể vượt quá giới hạn cho phép làm nóng quá mức má phanh, tang trống cũng như dầu dẫn động; có thể dẫn đến mất an toàn hệ thống phanh, gây nguy hiểm cho ô tô.

- Vì vậy để hỗ trợ cho hệ thống phanh chính khi ô tô qua dốc dài mà phải phanh liên tục thì ô tô phải được trang bị thêm hệ thống phanh chậm dần không sử dụng

nguyên lý tiêu tán năng lượng bằng ma sát cơ khí như dùng van chặn đường thải động cơ (*phanh động cơ*), dùng phanh điện từ.v.v...

- Bề dày  $\delta$  đối với đĩa phanh ( Cơ cấu phanh trước )

$$\pi(R_2^2 - R_1^2).\delta.\rho = m_t \quad (2.25)$$

Trong đó :

+  $\rho$  là khối lượng riêng của vật liệu làm tang trống hoặc đĩa phanh. Chọn vật liệu gang

- $\delta$  của cơ cấu phanh trước:  $\delta_1 = 12,2.10^{-3}$  [m] = 12,2 [mm]. Chọn  $\delta_1 = 16$  [mm]

Các thông số :

$$R_1 = 0,1088 \text{ [m]}$$

$$R_2 = 0,17 \text{ [m]}$$

$$m_t = 5,12 \text{ [Kg]}$$

$$\rho = 7800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

- Bề dày  $\delta$  đối với tang trống ( Cơ cấu phanh sau )

$$\pi[(r_t + \delta)^2 - r_t^2](b + \delta).\rho = m_t$$

Trong đó :

$r_t = 0,136$  [m] là bán kính của tang trống;

$b$  là bề rộng của má phanh  $b = 48$  [mm];

$\rho$  là khối lượng riêng của vật liệu làm tang trống. Với gang hoặc thép thì

$$\rho = 7800 \text{ [kg/m}^3\text{]}.$$

- $\delta$  của cơ cấu phanh sau:  $\delta_2 = 12,2.10^{-3}$  [m] = 12,2 [mm]

- Chọn  $\delta = 12$  [mm]

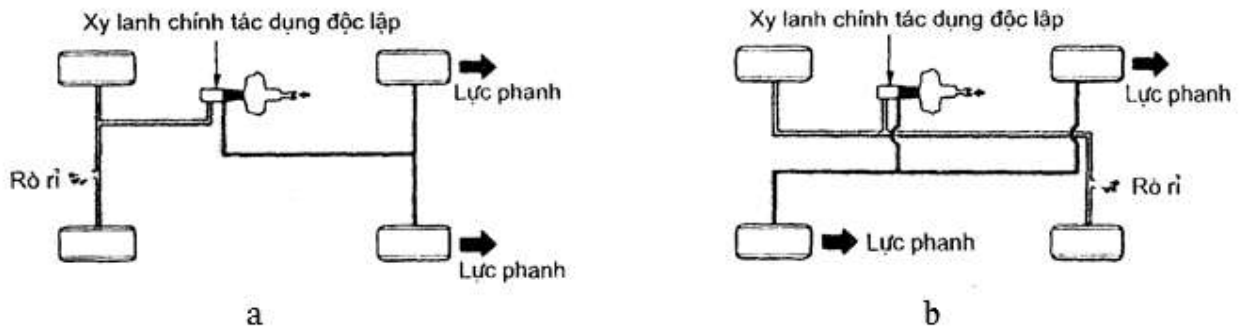
## 2.2. Tính toán thiết kế dẫn động phanh

### 2.2.1. Chọn sơ đồ phân dòng chính của dẫn động phanh.

- Trong hệ thống phanh dẫn động bằng thủy lực tùy theo sơ đồ mạch dẫn động người ta chia ra dẫn động một dòng và dẫn động hai dòng.

+ Dẫn động một dòng tuy kết cấu đơn giản nhưng độ tin cậy không cao. Vì một lý do nào đó, bất kì một đường ống dẫn dầu nào đến các xi lanh bánh xe bị rò rỉ thì dầu trong hệ thống bị mất áp suất khi đó hiệu quả phanh ở tất cả các bánh xe bằng không.

+ Dẫn động hai dòng độ tin cậy cao, trong trường hợp bị rò rỉ một đường ống dẫn dầu thì hiệu quả phanh vẫn còn. Có nhiều phương án bố trí hai dòng độc lập đến các bánh xe nhưng có hai phương án tiêu biểu thường được sử dụng nhiều hơn cả như sơ đồ hình 2.5 dưới đây.



Hình 2.7 Dẫn động hai dòng

- Ưu điểm dẫn động thủy lực

- + Phanh đồng thời các bánh xe với sự phân bố lực phanh giữa các bánh xe hoặc giữa các má phanh theo yêu cầu
- + Hiệu suất cao
- + Độ nhạy tốt, kết cấu đơn giản
- + Có khả năng ứng dụng đa dạng trên nhiều loại ô tô khác nhau khi chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.

- Nhược điểm dẫn động thủy lực

- + Tỷ số truyền của dẫn động không lớn nên không thể tăng lực điều khiển lên cơ cấu phanh
- + Hiệu suất truyền động sẽ giảm ở nhiệt độ thấp.

- Như vậy, từ các ưu nhược điểm của dẫn động thủy lực ta chọn dẫn động thủy lực hai dòng có trợ lực (hình 2.5.a) làm phương án dẫn động cho xe Minibus.

### 2.2.2. Hành trình dịch chuyển đầu piston xy lanh công tác của cơ cấu ép.

#### 2.2.2.1. Cơ cấu phanh trước

- Trong truyền động phanh dầu, để tạo ra lực ép cho cơ cấu phanh chúng ta thường dùng piston để truyền lực ép P lên guốc phanh.
- Đối với kiểu cơ cấu phanh đĩa: hành trình dịch chuyển của piston công tác x [mm] của cơ cấu ép phanh đĩa được xác định bằng [1]:

$$x_1 = \delta_o \quad (2.26)$$

- Với cơ cấu phanh đĩa, khe hở hướng trục  $\delta_o$  thường khá nhỏ với giá trị vào khoảng  $0,3 \div 0,5$  [mm]. Chú ý trong kiểu cơ cấu phanh đĩa thì khe hở hướng trục  $\delta_o$  thường được tự điều chỉnh bằng chính ma sát giữa đĩa phanh và má phanh hoặc bởi cơ cấu tự điều chỉnh bằng chính má sát giữa đĩa phanh và má phanh hoặc bởi cơ cấu tự điều chỉnh cưỡng bức khe hở  $\delta_o$ . Chính vì vậy cơ cấu phanh đĩa có ưu điểm nổi bật hơn hẳn cơ cấu phanh trống guốc là độ chậm tác dụng nhỏ.
- Chọn  $\delta_o = 0,5$  [mm] thì ta có;  $x_1 = 0,5$  [mm]

#### 2.2.2.2. Cơ cấu phanh sau

- Đối với kiểu cơ cấu phanh guốc: hành trình dịch chuyển của piston công tác  $x$  [mm] của cơ cấu ép được xác định:

$$x_2 = \frac{(\delta_o + \delta_m)(a + b)}{b}$$

Trong đó :

$\delta_o$  là khe hở hướng kính trung bình giữa má phanh và trống phanh. Khe hở hướng kính trung bình thường  $\delta_o$  được điều chỉnh theo kinh nghiệm từ  $0,5$  đến  $0,6$  [mm]. Còn  $\delta_m$  là độ mòn hướng kính cho phép của má phanh và tang trống. Khi lượng mòn hướng kính đạt đến giá trị cho phép nằm trong khoảng  $1,0 \div 1,2$  [mm] thì hành trình bàn đạp sẽ đạt giá trị cực đại cho phép  $[S_{bd}]$  mà tại đó cần phải điều chỉnh lại khe hở hướng kính trung bình  $\delta_o$ .

Chọn  $\delta_o = 0,5$  [mm] và  $\delta_m = 1$  [mm] và với  $a = b = 108,8$  [mm] thì ta có:

$$x_2 = \frac{(0,5 + 1)(108,8 + 108,8)}{108,8} = 3 \text{ [mm]}$$

#### 2.2.3. Đường kính xy lanh chính và xy lanh công tác.

- Đường kính xy lanh công tác  $d_k$  ở các cơ cấu phanh được xác định từ lực ép yêu cầu tương ứng  $P_k$ . Đối với cơ cấu phanh đĩa [1]:

$$d_k = \sqrt{\frac{4.F_k}{n_k \cdot \pi \cdot p_d}} \quad (2.27)$$

Trong đó :

- +  $F_k$  là lực ép yêu cầu ở cơ cấu phanh thứ  $k$ ;
- +  $n_k$  là số xy lanh ép của cơ cấu phanh đĩa thứ  $k$ .

- Khi phanh với lực phanh lớn nhất thì áp suất dầu phanh  $p_d$  trong hệ thống hiện nay nằm trong khoảng :

Hệ thống phanh có bơm dầu hỗ trợ (ABS):  $p_d \approx 10 \div 25$  [MN/m<sup>2</sup>]

- Với cơ cấu phanh trước, có lực ép  $F_1 = 24071,54$  (N),  $n_1 = 2$  và với áp suất dầu  $p_d = 15$  [MN/m<sup>2</sup>] thì ta có đường kính xy lanh công tác ở cơ cấu phanh trước bằng:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4.F_k}{n_k \cdot \pi \cdot p_d}} = \sqrt{\frac{4.24071,54}{2 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,032(\text{m})$$

- Với cơ cấu phanh sau, có lực ép  $F_2 = 6069,7$  (N),  $n_1 = 1$  và với áp suất dầu  $p_d = 15$  [MN/m<sup>2</sup>] thì ta có đường kính xy lanh công tác ở cơ cấu phanh sau bằng:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4.F_k}{\pi \cdot p_d}} = \sqrt{\frac{4.6069,7}{\pi \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,023 (\text{m})$$

- Đường kính xy lanh chính  $D_c$  sẽ được xác định từ tỷ số khuếch đại thủy lực  $i_k$  như sau:

$$i_k = \left(\frac{d_k}{D_c}\right)^2 \quad (2.28)$$

Trong đó :

- +  $i_k$  là tỷ số khuếch đại thủy lực của xy-lanh công tác thứ k so với xy-lanh chính.
- Thực tế kinh nghiệm đối với hệ thống phanh dầu thì tỷ số khuếch đại thủy lực đối với cơ cấu phanh đĩa nằm trong khoảng  $i_d = 1,00 \div 3,00$ . Cơ cấu phanh guốc thường nằm trong khoảng  $i_k = 0,75 \div 1,50$ .
- Vì vậy trong tính toán thiết kế có thể tính đường kính xy-lanh chính theo giá trị trung bình gần đúng như sau:
- Đối với cơ cấu phanh trống guốc:

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{d_{kmin}^2}{0,75} + \frac{d_{kmax}^2}{1,50} \right)} = 0,0263 [\text{m}] \quad (1.52)$$

- Đối với cơ cấu phanh đĩa:

$$D_c^2 \approx \frac{d_{kmin}^2 n_1}{1,00} \div \frac{d_{kmax}^2 n_2}{3,00}$$

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{d_{kmin}^2 \cdot n_1}{1} + \frac{d_{kmax}^2 \cdot n_2}{3} \right)} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{0,023^2 \cdot 1}{1} + \frac{0,032^2 \cdot 2}{3} \right)} = 0,0246 \text{ (m)} \quad (2.29)$$

Trong đó :

- +  $d_{kmin}$  là giá trị nhỏ nhất của các đường kính xy-lanh công tác
- +  $d_{kmax}$  là giá trị lớn nhất của các đường kính xy-lanh công tác
- +  $n_{1,2}$  là số nguyên 1 hoặc 2 để chỉ số xy-lanh công tác ở cơ cấu phanh

đĩa trước hoặc sau, còn các số  $1 \div 3$  là các hệ số khuếch đại, được chọn theo kinh nghiệm đã nêu ở trên.

- Đường kính xy lanh điều khiển trợ lực có thể lấy bằng  $d_{dk} = D_c = 0,0263 \text{ [m]}$ .

#### 2.2.4. Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính.

$$h_c = \left( \left( \frac{2x_1 \cdot n_1 \cdot d_1^2}{D_c^2} + \frac{2x_2 \cdot n_2 \cdot d_2^2}{D_c^2} \right) \cdot 2 + \delta_1 + \delta_2 + \delta_{dk} \frac{d_{dk}^2}{D_c^2} \right) \cdot K \quad (2.30)$$

Trong đó :

+  $x_1, x_2$  là hành trình dịch chuyển của piston công tác ở cơ cấu phanh cầu trước/sau. Còn số 2 đi theo thông số x để xác định số lượng hai piston công tác trong mỗi cơ cấu phanh.

+  $n_1, n_2$  tương ứng là số lượng trục bánh xe của cầu trước/sau. công thức bánh xe 4x4 hoặc 4x2 thì  $n_1 = n_2 = 1$

+  $d_1, d_2$  lần lượt là đường kính xy-lanh công tác ở cơ cấu phanh cầu trước, cầu sau. Ta có  $d_1 = 32 \text{ [mm]}$ ;  $d_2 = 23 \text{ [mm]}$ . Chỉ số 2 bên ngoài ngoặc đơn xác định có hai cơ cấu phanh trên mỗi trục bánh xe trước/sau.

+  $D_c$  là đường kính xy lanh chính  $D_c = 26,3 \text{ [mm]}$ .

+  $d_{dk}$  là đường kính xy lanh dầu điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực kiểu trợ lực gián tiếp (đối với kiểu điều khiển trực tiếp thì  $d_{dk}/D_c$ ),  $d_{dk} = 26,3 \text{ [mm]}$ .

+  $\delta_1, \delta_2$  lần lượt là khe hở thông dầu trong xy-lanh chính ở trạng thái không phanh ứng với các dòng trước/sau. Có thể chọn:  $\delta_1 = \delta_2 = 1,5 \text{ [mm]}$ .

+  $\delta_{dk}$  là khoảng dịch chuyển của piston trợ lực để điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực. Chọn  $\delta_{dk} = 1,0 \text{ [mm]}$ . Còn K là hệ số tính đến độ đàn hồi của hệ thống. Theo kinh nghiệm, thường  $K \approx 1,05 \div 1,07$ . Chọn  $K = 1,07$ .

- Trong tính toán thiết kế, các khe hở  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  và  $\delta_{dk}$  thường được chọn theo kinh nghiệm với giá trị nằm trong khoảng  $1,0 \div 2,0$  [mm].

$$h_c = \left( \left( \frac{2.0,5.1.32^2}{26,3^2} + \frac{2.3.1.23^2}{26,3^2} \right) . 2 + 1,5 + 1,5 + 1 \frac{26,3^2}{26,3^2} \right) . 1,07 = 17,268 \text{ [mm]}$$

### 2.2.5. Hành trình và tỷ số truyền bàn đạp phanh của hệ thống phanh dầu

#### 2.2.5.1. Tỷ số truyền bàn đạp $i_{bd}$

- Đòn bàn đạp phanh có nhiệm vụ truyền lực đạp của lái xe lên piston của xy-lanh chính.
- Vì vậy dịch chuyển của đầu bàn đạp phanh có thể được xác định [1]:

$$S_{bd} = (h + \delta.K)i_{bd} \quad (2.31)$$

- Trong đó :
  - +  $h$  là hành trình dịch chuyển của piston xy-lanh chính
  - +  $\delta$  là khe hở cần thiết giữa cần đẩy và piston xy-lanh chính
  - +  $i_{bd}$  là tỷ số khuếch đại lực từ bàn đạp đến piston xy-lanh chính và thường được gọi là tỷ số truyền bàn đạp.
- Thay công thức tính hành trình dịch chuyển của piston xy-lanh chính  $h$  (3.5) và công thức (3.6) với điều kiện giá trị hành trình bàn đạp lớn nhất đối với cơ cấu phanh đĩa không được vượt quá giá trị cho phép  $[S_{bd}] \approx 60 \div 100$  [mm] đối với xe vận tải hàng hóa cũng như hành khách. Chọn  $S_{bd} = 100$  [mm] với khe hở  $\delta = 0,5$  [mm] thì tỷ số truyền bàn đạp:

$$i_{bd} = \frac{100}{(17,268 + 0,5.1,07)} = 5,62$$

#### 2.2.5.2. Hành trình bàn đạp $S_{bd}$

- Hành trình bàn đạp phanh thực tế  $S_{bd}$  khi không xét đến lượng mòn  $\delta_m$  (tức  $\delta_m = 0$ ) có thể được tính:

$$S_{bd} = (h^* + \delta.K)i_{bd}$$

- Với  $\delta_m = 0$  thì  $x_1 = 0,5$  [mm] và  $x_2 = 1$  [mm], ta có:

$$h^* = \left( \left( \frac{2.0,5.1.32^2}{26,3^2} + \frac{2.1.1.23^2}{26,3^2} \right) . 2 + 1,5 + 1,5 + 1 \frac{26,3^2}{26,3^2} \right) . 1,07 = 10,72 \text{ mm}$$

- Nên:  $S_{bd} = (10,72 + 0,5.1,07).5,62 = 63,25$  [mm]

- Theo công thức tính hành trình ở trên, ta có thể tính hành trình làm việc khi cho các khe hở bằng không; tức là  $\delta_1 = \delta_2 = \delta_{dk} = \delta_m = \delta = 0$ .

$$h^{**} = \left( \left( \frac{2.0,5.1.32^2}{26,3^2} + \frac{2.1.1.23^2}{26,3^2} \right) . 2 \right) . 1,07 = 6,44 \text{ [mm]}$$

$$S_{lv} = h^{**} . i_{bd}$$

- Nên:  $S_{lv} = 6,44.5,62 = 36,2 \text{ [mm]}$
- Ta có tỷ số giữa hành trình thực tế của bàn đạp  $S_{bd}$  so với hành trình làm việc hữu ích của bàn đạp  $S_{lv}$  bằng:

$$K_{bd/lv} = \frac{S_{bd}}{S_{lv}} = \frac{63,25}{36,2} = 1,75$$

- So với tỷ số kinh nghiệm hiện nay nằm trong khoảng  $1,6 \div 2,0$  đối với cơ cấu phanh đĩa thì các kết cấu quả tính toán trên là khá chính xác và tin cậy.

### 2.2.6. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa tính trợ lực

- Lực cần thiết phải tác dụng lên bàn đạp phanh (khi chưa tính đến trợ lực) để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau [1] :

$$F_{bd} \geq \frac{\pi . D_{xl}^2 . p_d}{4 . i_{bd} . \eta_{bd} . \eta_{xl}} \quad (2.32)$$

Trong đó :

+  $D_{xl}$  là đường kính xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác; khi dùng kiểu trợ lực trực tiếp thì  $D_{xl}$  là xy-lanh chính  $D_c$

+  $p_d$  là áp suất làm việc yêu cầu lớn nhất của dầu trong hệ thống khi phanh khẩn cấp

+  $i_{bd}$  là tỷ số truyền bàn đạp

+  $\eta_{bd}$  là hiệu suất của bàn đạp, kể đến tổn thất truyền lực tính từ bàn đạp đến piston xy-lanh chính

+  $\eta_{xl}$  là hiệu suất xét đến tổn thất do ma sát của piston với xy-lanh chính.

Trong tính toán, các hiệu suất có thể chọn theo kinh nghiệm sau:

Hiệu suất truyền động cơ khí:  $\eta_{bd} \approx 0,85 \div 0,90$ ; chọn  $\eta_{bd} = 0,9$

Hiệu suất của piston-xy-lanh:  $\eta_{xl} \approx 0,92 \div 0,95$ ; chọn  $\eta_{xl} = 0,95$

- Thế số ta có lực đạp cần thiết phải tác dụng khi chưa tính đến trợ lực:

$$P_{bd} \geq \frac{\pi . 0,0263^2 . 10.10^6}{4.5,62.0,9.0,95} = 1130,58 \text{ [N]}$$

- Giá trị tính toán về lực bàn đạp này so với yêu cầu cho phép nhằm bảo đảm điều khiển nhẹ nhàng cho lái xe đối với các ô tô hiện nay đối với xe du lịch nằm trong khoảng  $[P_{bd}] \approx 200 \div 300[N]$  thì cần thiết phải trợ lực.

### 2.2.7. Lực trợ lực cần thiết của bộ trợ lực

- Khi có bộ phận trợ lực (trực tiếp hay gián tiếp) thì công thức tổng quát tính các lực cần thiết phải có để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau [1]:

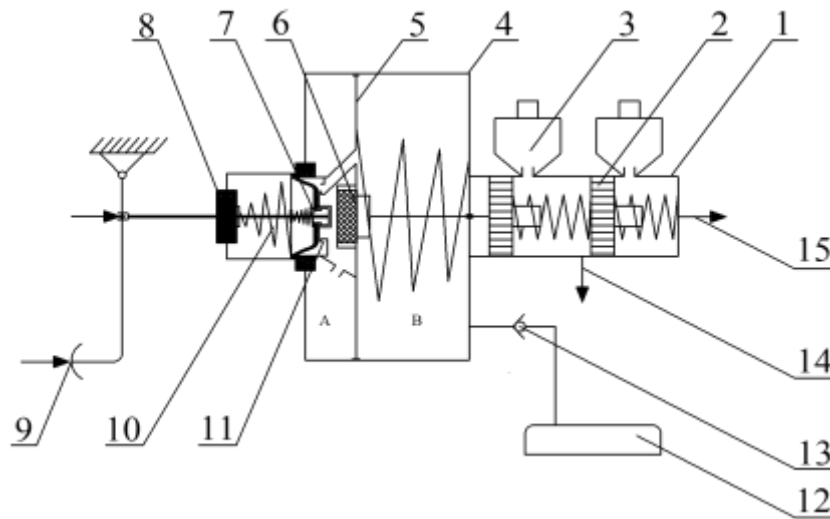
$$F_{bd} \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd} + F_{tl} \cdot i_{tl} \cdot \eta_{tl} \geq \frac{\pi \cdot D_{xl}^2 \cdot p_d}{4 \cdot \eta_{xl}} \quad (2.33)$$

- Trong đó :
  - +  $D_{xl}$  là đường kính xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác
  - +  $p_d$  là áp suất làm việc lớn nhất của dầu trong hệ thống khi phanh khẩn cấp
  - +  $i_{tl}$  là tỷ số truyền khuếch đại của trợ lực, tính từ xy-lanh trợ lực (*trợ lực chân không hoặc trợ lực khí nén*) đến piston của xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác (*xem hình 1.10*)
  - +  $\eta_{tl}$  là hiệu suất của bộ phận trợ lực, kể đến tổn thất truyền lực tính từ xy-lanh trợ lực đến piston xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác.
- Trong trường hợp trợ lực trực tiếp (xem hình 3.2) thì  $i_{tl} = 1$ ; còn hiệu suất  $\eta_{tl}$  có thể chọn bằng 0,95. Lực bàn đạp cần phải tác dụng lên bàn đạp trong trường hợp có trợ lực có thể chọn theo giới hạn nhỏ  $[P_{bd}] = 250 [N]$ .
- Khi đó lực yêu cầu của bộ trợ lực  $P_{tl}$  được xác định bằng:

$$P_{tl} \geq \frac{\left( \frac{\pi \cdot D_{xl}^2 \cdot p_d}{4 \cdot \eta_{xl}} - [P_{bd}] \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd} \right)}{i_{tl} \cdot \eta_{tl}} \quad (2.34)$$

- Thay số vào biểu thức ta có:

$$P_{tl} \geq \frac{\left( \frac{\pi \cdot 0,0263^2 \cdot 10 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,95} - 250 \cdot 0,5 \cdot 62 \cdot 0,9 \right)}{1 \cdot 0,95} = 4688,36 [N]$$



Hình 2 8 Sơ đồ tính truyền động phanh dầu có trợ lực trực tiếp

### 2.2.8. Đường kính xy lanh của bầu trợ lực

- Để giảm nhẹ lực điều khiển phanh cho lái xe, thường dùng bộ trợ lực kiểu chân không hoặc bộ trợ lực kiểu khí nén. Lực trợ lực được tạo ra nhờ nguyên lý chênh lệch áp suất giữa hai ngăn của bầu trợ lực và được xác định như sau [1]:

$$F_{tl} = \frac{\pi \cdot D_b^2 \cdot \Delta p}{4} \quad (2.35)$$

- Suy ra đường kính bầu trợ lực  $D_b$ :

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{tl}}{\pi \cdot \Delta p}} \quad (2.36)$$

- Trong đó :

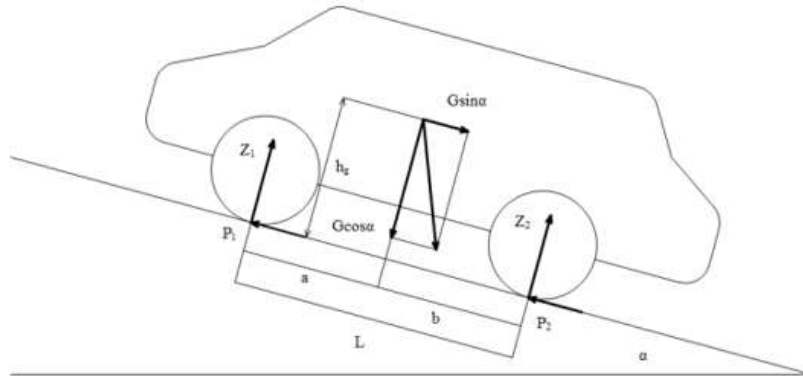
+  $\Delta p$  là độ chênh lệch áp suất lớn nhất giữa hai ngăn của bầu trợ lực khi phanh khẩn cấp. Trong thiết kế giá trị chênh lệch áp suất  $\Delta p$  có thể chọn như sau:  
 Với kiểu trợ lực chân không:  $\Delta p_{ck} \approx (0,050 \div 0,065) [MN/m^2]$ ; chọn  $\Delta p_{ck} = 0,065 [MN/m^2]$ .

Thay số vào biểu thức ta có:  $D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot 4688,36}{\pi \cdot 0,065 \cdot 10^6}} = 0,303 [m] = 303 [mm]$

- Kích thước bầu trợ lực của các loại xe hiện nay thường nằm trong khoảng giá trị từ  $D_b \approx 200 [mm]$  đến  $400 [mm]$ .

### 2.3. Phanh dừng trên ô tô

- Xét sơ đồ một ô tô đang phanh tay trên đường dốc góc nghiêng  $\alpha$  (hình 3.1). Xe chịu các lực: trọng lượng  $G$ ; phản lực mặt đường lên các bánh xe trước và sau  $Z_1, Z_2$ ; lực phanh  $P_2$ .



Hình 2 9 Sơ đồ phân bố tải trọng và các lực lên xe đứng yên trên dốc

- Viết phương trình mô men khi xe lên dốc tại  $O_1$  (điểm tiếp xúc giữa mặt đường và phản lực  $Z_1$ )

$$Z_2 \cdot L_0 - G_a \sin \alpha \cdot h_g - G_a \cdot \cos \alpha \cdot a = 0$$

- Phản lực ở cầu sau khi xe đứng yên quay đầu lên dốc có góc dốc  $\alpha$ :

$$Z_2 = \frac{G_a}{L_0} (\cos(\alpha) \cdot a + \sin(\alpha) \cdot h_g) = [\text{N}]$$

Với  $\alpha = 15^\circ$

$$L_0 = 2,57 \text{ [m]}$$

$$h_g = 0,78 \text{ [mm]}$$

$$\varphi_2 = 0,8$$

Trong đó :

- +  $G_a$ : Trọng lượng toàn bộ của ô tô, điểm đặt tại tọa độ trọng tâm của xe, phương chiều như hình vẽ
- +  $Z_2$ : Phản lực pháp tuyến từ mặt đường lên bánh sau (khi lên dốc)
- +  $L_0$ : Chiều dài cơ sở của xe
- +  $h_g$ : Chiều cao trọng tâm của xe;

- +  $a$  : Khoảng cách từ cầu trước đến tọa độ trọng tâm của xe;
- +  $\alpha$  : là góc dốc (tính cho góc dốc  $\alpha = 15^\circ$ )
- Thành phần  $G.\sin\alpha$  sẽ kéo xe xuống dốc, để xe đứng yên ta phanh các bánh xe lại. Lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường có tác dụng chống lại lực  $G.\sin\alpha$ . Như vậy ta sẽ phanh bánh sau lại và gọi  $P_2$  chính là lực phanh ở cầu sau.
- Điều kiện xe bị trượt:

$$G\sin\alpha \geq P_2 + P_1 \quad (2.39)$$

- Theo điều kiện bám :

$$P_1 \leq Z_1.\varphi; P_2 \leq Z_2.\varphi \quad (2.40)$$

Trong đó :

- +  $P_1$  : Lực phanh ở cầu trước
- +  $P_2$  : Lực phanh ở cầu sau
- Từ (2.39) và (2.40), Suy ra điều kiện bám :  $G.\sin\alpha \geq G.\cos\alpha.\varphi$
- Vậy ô tô bị trượt khi :  $\varphi \leq \tan\alpha$  với  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\varphi \leq 0,268$
- Tính kiểm tra điều kiện trượt theo hệ số bám  $\varphi_2$  ở bánh xe cầu sau :

$$\varphi_2 \geq \frac{\sin(\alpha).L_0}{(\cos(\alpha).a + \sin(\alpha).h_g)} = 0,418 \text{ (có } t/m) \quad (2.41)$$

- Mặt đường thông thường có độ dốc  $12^\circ$  đến  $20^\circ$ . Để đảm bảo phanh bánh xe được đứng yên trên đường dốc nghiêng góc  $\alpha = 15^\circ$ , ta sử dụng cơ cấu phanh tại hai bánh xe sau với dẫn động cơ khí,  $P_1 = 0$ .
- Lực phanh tác dụng lên cầu sau :

$$P_2 \geq G\sin\alpha = 7490 \text{ [N]} \quad (2.42)$$

- Mô men phanh dừng yêu cầu ở cầu sau :

$$M_{p2} = P_2.R_{bx} = 2546,63 \text{ [N.m]} \quad (2.43)$$

- Mô men phanh yêu cầu sinh ra ở 1 bánh sau :

$$M_{pd} = \frac{M_{p2}}{2} = 597,28 \text{ [N.m]} \quad (2.44)$$

- Lực ép ép chặt má phanh vào đĩa phanh ở mỗi cơ cấu phanh đĩa sau :

$$P_{pd} = \frac{M_{pd}}{2.\mu R_{tb}} = 6812,04 \text{ [N]} \quad (2.45)$$

### CHƯƠNG 3 : ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN CÁC CHI TIẾT TRONG CƠ CẤU PHANH

#### 3.1. Giới thiệu về phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH)

- Phương pháp PTHH là phương pháp giải các bài toán kết cấu kế thừa tư tưởng của phương pháp xấp xỉ hàm phương pháp sai phân hữu hạn. Trong phương pháp PTHH, vật thể liên tục được thay thế bằng một số hữu hạn các phần tử rời rạc có hình dạng đơn giản, nối với nhau ở một số điểm được qui định gọi là nút.
- Các phần tử này giữ nguyên tính chất liên tục trong phạm vi của mỗi phần tử, nhưng do có hình dạng đơn giản và kích thước bé nên cho phép kích thước nghiên cứu nó dễ dàng hơn trên cơ sở các qui luật về phân bố chuyển vị và nội lực.
- Các đặc trưng cơ bản của mỗi phần tử được xác định và mô tả dưới dạng các ma trận độ cứng của các phần tử. Các ma trận này được sử dụng để ghép các phần tử thành một mô hình rời rạc hóa của kết cấu thực cũng dưới dạng một ma trận độ cứng của cả kết cấu. Các tác động ngoài gây ra nội lực và chuyển vị của kết cấu được qui đổi về các đứng lực tại nút và được mô tả trong trong ma trận tải trọng nút tương đương. Các ẩn số cần tìm là các chuyển vị nút (hoặc nội lực tại các nút) được xác định trong ma trận chuyển vị nút hoặc ma trận nội lực nút.
- Các ma trận độ cứng, ma trận chuyển vị nút, ma trận tải trọng được gọi là các ma trận cơ bản quan hệ với nhau trong phương trình cân bằng theo qui luật tuyến tính hay phi tuyến tùy thuộc vào ứng xử thật của kết cấu. Thuật toán của phương pháp PTHH được xây dựng dựa trên việc xác lập các ma trận cơ bản và qui luật liên hệ giữa các ma trận này để có thể phản ánh gần đúng cách ứng xử thật của kết cấu và các tác động lên kết cấu.
- Mô hình toán của phương pháp PTHH là hệ các phương trình đại số tuyến tính hoặc phi tuyến tính. Điều kiện tồn tại nghiệm của phương trình này được mô tả qua các điều kiện liên kết của kết cấu thường gọi là các điều kiện biên của bài toán.
- Thông thường các phần mềm phân tích kết cấu hiện nay đều có thể tính toán cho các trạng thái tĩnh và động.

- Thuật toán tổng quát của phương pháp PTHH bao gồm các bước sau:
  - + Bước 1: Rời rạc hóa kết cấu thực thành một lưới các phần tử chọn trước mô tả dạng hình học của kết cấu và phù hợp với yêu cầu chính xác của bài toán.
  - + Bước 2: Xác định các ma trận cơ bản cho từng phần tử.
  - + Bước 3: Ghép các ma trận cơ bản cùng loại thành ma trận kết cấu theo trục tọa độ chung của cả kết cấu.
  - + Bước 4: Đưa điều kiện biên vào ma trận độ cứng của kết cấu để khử dạng suy biến của nó.
  - + Bước 5: Giải hệ phương trình để xác định ma trận chuyển vị nút của cả kết cấu.
  - + Bước 6: Từ chuyển vị nút xác định nội lực cho từng phần tử.
  - + Bước 7: Vẽ biểu đồ nội lực của kết cấu.
- Về mặt cấu trúc, phần mềm ANSYS Multiphysics chia thành 3 mô đun lớn:
  - + Modul Tiền xử lí (Preprocessing)
  - + Modul Giải (Solution)
  - + Modul hậu xử lý (Postprocessing)

### 3.1.1. Modul Tiền xử lí (Preprocessing)

- Modul này cho phép người dùng có thể chuẩn bị những thao tác để cho quá trình giải bao gồm xây dựng mô hình hình học, định kiểu phần tử, lựa chọn mô hình vật liệu, chia lưới phần tử hữu hạn, đặt tải...
- *Xây dựng mô hình hình học :*
  - + Dựng mô hình hình học trong Ansys Workbench có thể theo 2 khả năng: Xây dựng trực tiếp và xây dựng gián tiếp.
  - + Phương pháp thứ nhất là có thể dựng trực tiếp mô hình hình học trên giao diện đồ họa của Ansys Workbench thông qua các lệnh mô hình. Phương pháp này có ưu điểm là toàn bộ dữ liệu của mô hình hình học của bài toán được đưa vào trực tiếp nên không có sai lệch khi chuyển đổi dữ liệu.
  - + Phương pháp thứ hai là xây dựng mô hình từ những phần mềm thiết kế khác như ProEngineer, Catia, SolidWorks... rồi liên kết với Ansys Workbench để đưa mô hình hình học vào. Ưu điểm của phương pháp này là tận dụng được những

sản phẩm đã xây dựng từ những phần mềm chuyên thiết kế vì vậy có thể giải được những bài toán từ những mô hình gần với thực tế nhất nhưng trong quá trình chuyển đổi lại gây ra một sai số nhất định, đặc biệt rất khó điều khiển tọa độ cũng như tương quan vị trí giữa các bộ phận.

- *Định kiểu phần tử :*

+ Chọn kiểu phần tử là một bước quan trọng, nó xác định những đặc trưng dưới đây của phần tử:

+ Bậc tự do (Degree of Freedom, DOF). Tùy theo dạng kết cấu và bài toán phân tích sẽ cho phép lựa chọn kiểu phần tử thích hợp. Ví dụ: Phần tử nhiệt có một bậc tự do là nhiệt độ, phần tử kết cấu có thể có tới 6 bậc tự do gồm ba thành phần chuyển vị dài theo trục và ba thành phần chuyển vị góc quanh ba trục.

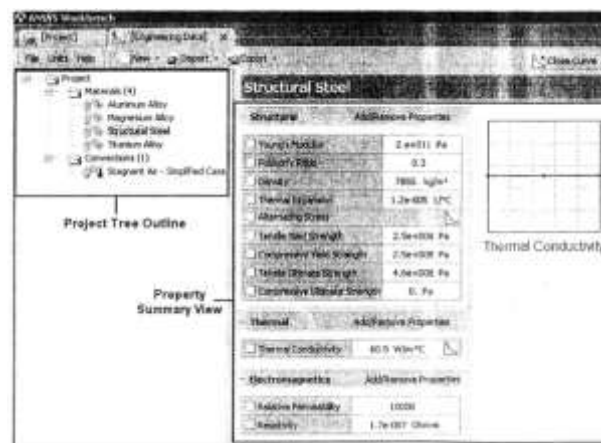
+ Dạng phần tử: Hình lục diện, hình tứ diện, hình tứ giác, hình tam giác,...

+ Không gian: 2D hoặc 3D.

+ Dạng giả thiết của trường chuyển vị: bậc nhất hoặc bậc hai.

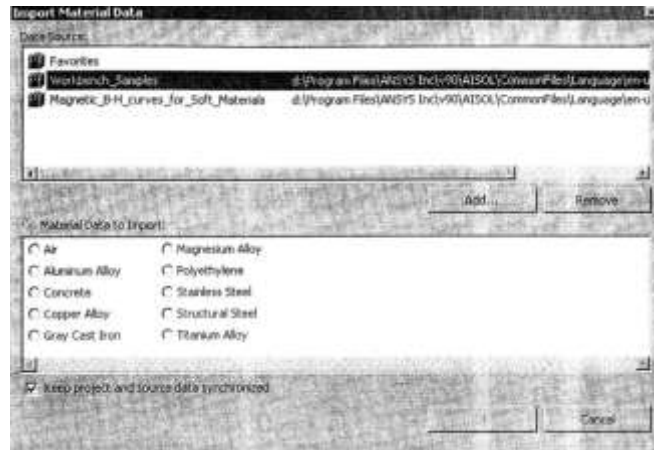
- *Vật liệu :*

+ Mỗi phân tích đòi hỏi nhập vào một vài thuộc tính vật liệu: Mô đun đàn hồi (Yongs Moduls)  $E_x$  và hệ số Poisson (Poisson's Ratio)  $\mu$  đối với những phần tử kết cấu, độ dẫn nhiệt (Thermal Expansions)  $K_{xx}$  đối với những phần tử nhiệt, khối lượng riêng (Density)... như thể hiện trên *hình 3.1*.



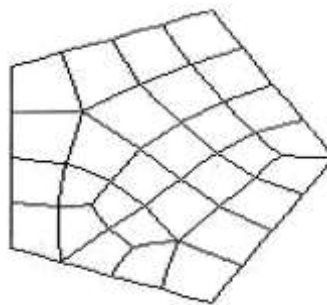
Hình 3.1 Bảng nhập thuộc tính vật liệu

+ Ansys Workbench còn cung cấp cho người dùng thư viện vật liệu với rất nhiều mô hình vật liệu khác nhau ứng dụng trong các bài toán khác nhau, *hình 3.2*.



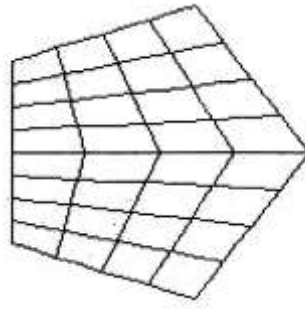
Hình 3 2 Một số vật liệu trong thư viện

- Chia lưới phần tử :
  - + Có hai phương pháp chia lưới chính: chia tự do và chia qui tắc.
  - + Chia lưới tự do, hình 3.3. Đặc điểm của việc chia lưới tự do là không hạn chế dạng phần tử, lưới không tuân theo bất kì mẫu nào và thích hợp cho những dạng thể tích và diện tích phức tạp.



Hình 3 3 Chia lưới tự do

- + Chia lưới có qui tắc, hình 3.4. Những đặc điểm của việc chia lưới có qui tắc là hạn chế dạng phần tử: dạng tứ giác cho diện tích và dạng lục giác cho thể tích; có một mẫu đều đặn với những dãy phần tử rõ ràng; thích hợp duy nhất cho những thể tích hoặc diện tích “đều đặn” ví dụ như hình chữ nhật hay hình hộp.



Hình 3 4 Chia lưới có quy tắc

- Kiểu chia lưới tự do thường được áp dụng trong bài toán kết cấu, kiểu chia lưới có quy tắc thường được áp dụng trong bài toán phân tích biến dạng lớn.
- *Mật độ lưới* :
  - + Nguyên tắc cơ bản của FEA là khi số phần tử (Mật độ lưới) tăng lên thì độ chính xác càng tăng. Tuy nhiên, khi số phần tử tăng lên thì thời gian tính toán và nhu cầu về tài nguyên (bộ nhớ) của máy tính cũng tăng lên.
  - + Nếu cần giá trị chính xác của ứng suất sẽ cần một lưới chia mịn, không bỏ qua các chi tiết hình học tại các vị trí quan trọng của kết cấu. Còn nếu chỉ quan tâm đến chuyển vị thì lưới chia tương đối thô là đủ và các chi tiết hình học nhỏ có thể bỏ qua.

### 3.1.2. Modul giải (Solution)

- *Tải trọng* :
  - + Tải trọng áp đặt vào mô hình trong ANSYS Workbench được chia thành một số dạng cơ bản như sau:
    - + Những ràng buộc về bậc tự do: áp đặt bằng số bậc tự do, chuyển vị trong một phân tích ứng suất, hoặc nhiệt độ trong một phân tích nhiệt.
    - + Tải tập trung (Concentrated load): Tải đặt vào điểm.
    - + Tải bề mặt (Surface load): Tải phân bố trên toàn bộ bề mặt, như áp suất hoặc đối lưu.
    - + Tải vật thể (Body load): Tải thể tích hoặc tải trường, ví dụ nhiệt độ (gây nên giãn nở nhiệt) hoặc sự sinh nhiệt bên trong.
    - + Tải quán tính (Inertia load): Tải khối lượng kết cấu hoặc tải quán tính.
- *Tùy chọn các giải* :

- + Các phân tích tĩnh và động lực học: Phân tích tĩnh thường được giải thiết rằng chỉ có các lực liên quan đến độ cứng là quan trọng còn một phân tích động lực học tính đến cả ba dạng lực, thương phait tính đến lực quán tính và lực cản nếu tải áp đặt thay đổi nhanh theo thời gian. Vì vậy có thể dùng tính chất phụ thuộc thời gian của tải để chọn giữa hai kiểu phân tích tĩnh thì chọn phân tích tĩnh, còn không thì chọn phân tích động lực học.
- + Phân tích tuyến tính và phi tuyến tính: Một phân tích tuyến tính với giả thiết rằng tải áp đặt áp đặt làm thay đổi không đáng kể đến độ cứng của kết cấu. Phân tích phi tuyến là cần thiết nếu áp tải đặt làm thay đổi nhiều độ cứng của kết cấu.
- Sau khi đã chọn được các chế độ giải ta kích chuột vào biểu tượng Solve để chạy chương trình.

### 3.1.3. Modul hậu xử lí (Postprocessing)

- Hậu xử lý là khâu quan trọng trong các bước phân tích bài toán ANSYS Workbench cung cấp hai mô đun hậu xử lý để lưu trữ kết quả phân tích tính toán.
- Cấu trúc tệp dữ liệu vào và dạng dữ liệu ra của ANSYS Workbench.
- + Tệp dữ liệu đưa vào của ANSYS Workbench được tổ chức gồm 15 khối dữ liệu độc lập theo kiểu riêng biệt với dòng ngắt cách cho từng khối. Các khối dữ liệu của ANSYS Workbench được trình bày ở trong hình 3.5.

Tên khối dữ liệu	Chức năng
1. Project	Thông tin về tiêu đề bài toán
2. Units	Thông tin về đơn vị đo
3. Element Type	Xác định các loại phần tử
4. Real Constans	Xác định các thông số hình học của phần tử
5. Enginneering Data	Định nghĩa thuộc tính vật liệu
6. Modeling – Create	Xây dựng mô hình cơ bản
7. Modeling – Operate	Các toán tử loogic hoặc kéo giãn phần tử
8. Mesh tool	Chia lưới các phần tử
9. Environment –Structuaral Force/ Moment	Dữ liệu tải trọng tại nút (Lực tập trung và mô men tập trung)
10. E- Structuaral – Pressure	Dữ liệu tải trọng phân bố hoặc áp suất
11. E- Structuaral – Temperrature	Dữ liệu về tải trọng nhiệt
12. E- Structuaral – Fix	Chọn bậc tự do cần hạn chế
13. E-Structuaral- Electromagnetic	Dữ liệu về tải điện
14. Solution	Chọn dạng bài toán để giải
15. General Report	Hiển thị kết quả

Hình 3 5 Tập dữ liệu trong Ansys Workbench

### 3.2. Tính toán bền và tính nhiệt cho *trống phanh* bằng phương pháp phần tử hữu hạn

#### 3.2.1. Dựng mô hình tham số của *trống phanh* bằng Ansys APDL

- Hệ thống phanh rất quan trọng đối với một chiếc xe. Nếu hệ thống phanh không hoạt động bình thường, hậu quả có thể là thảm họa. Phanh thực chất là cơ cấu biến đổi năng lượng, có tác dụng biến đổi động năng của ô tô thành nhiệt năng.
- Có hai loại phanh chính là phanh tang trống và phanh đĩa. Trống phanh chủ yếu bao gồm trống phanh, guốc phanh và lớp lót ma sát. Quá trình phanh là guốc dẫn đầu và guốc sau có thể quay với trục của trục lệch tâm sao cho lớp lót ma sát tiếp xúc với trống phanh để đạt được mục đích phanh. Hình ảnh vật lý của trống được hiển thị như Hình 3.6.



Hình 3 6 Hình ảnh vật lý của trống phanh

- Dựa trên dữ liệu đo được, luồng lệnh APDL được đưa ra để thiết lập mô hình của trống như sau.

!chon dang bai toan ket cau

KEYW,PR\_SET,1

KEYW,PR\_STRUC,1

!vao tien xu li

/PREP7

!chon phan tu

ET,1,SOLID185

!chon vat lieu

MPTEMP,,,,,,,,

MPTEMP,1,0

MPDATA,EX,1,,1.3e11

MPDATA,PRXY,1,,0.25

MPTEMP,,,,,,,,

MPTEMP,1,0

MPDATA,DENS,1,,8890

!tao diem khoa

K,1,0,45,0,

K,2,0,90,0,

K,3,50,136,0,

K,4,80,136,0,

K,5,80,148,0,

K,6,200,148,0,

K,7,200,136,0,

K,8,50,118,0,

K,9,15,90,0,

K,10,15,45,0,

K,11,0,0,0,

K,12,10,0,0,

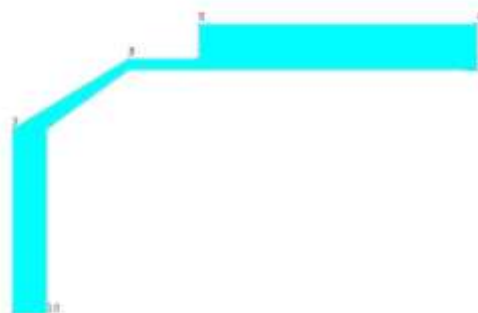
!tao đường thẳng

```

LSTR,1,2
LSTR,2,3
LSTR,3,4
LSTR,4,5
LSTR,5,6
LSTR,6,7
LSTR,7,8
LSTR,8,9
LSTR,9,10
LSTR,10,1
!DUNG DIEN TICH CAC ĐUONG
AL,ALL
! XOAY KHi phai thuc hien chuot
FLST,2,1,5,ORDE,1
FITEM,2,1
FLST,8,2,3
FITEM,8,12
FITEM,8,11
VROTAT,P51X, , , , ,P51X, ,360, ,

```

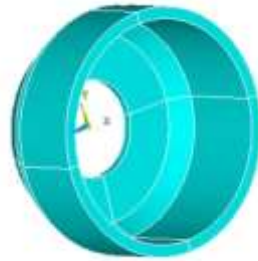
- Sau khi thực hiện lệnh trên ta được mô hình bề mặt của trống phanh.



*Hình 3 7 Mô hình bề mặt trống*

- Trong quá trình mô hình hóa, để thuận tiện cho việc chia lưới và tránh sai số khi tính toán phần tử hữu hạn cũng như nâng cao tốc độ tính toán, mô hình vật lý của trống được đơn giản hóa một cách hợp lý theo nguyên tắc sau.

- + Xóa tất cả các tính năng của cấu trúc nhỏ, chẳng hạn như vát và góc lượn.
- + Bỏ qua một số kết cấu có chiều dày nhỏ hơn 5 mm.
- + Đổ xi lanh vào lỗ ren nhỏ hoặc lỗ đã ren.
- + Bỏ đi các lỗ bulong trên trống.
- Thực hiện lệnh:
  - FLST,2,1,5,ORDE,1
  - FITEM,2,1
  - FLST,8,2,3
  - FITEM,8,12
  - FITEM,8,11
  - VROTAT,P51X, , , , ,P51X, ,360, ,
- Ta có mô hình rắn ba chiều của trống



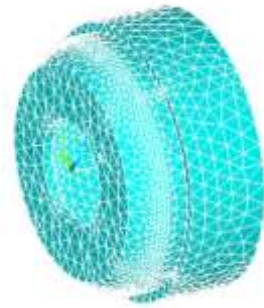
*Hình 3 8 Mô hình rắn ba chiều của trống phanh*

- Thực hiện luồng lệnh để chia lưới trống phanh, ta thu được mô hình phần tử hữu hạn của trống phanh:
  - SMRTSIZE,5
  - MSHKEY,0
  - MSHAPE,1,3d
  - FLST,5,4,6,ORDE,2
  - FITEM,5,1
  - FITEM,5,-4
  - CM,\_Y,VOLU
  - VSEL, , , ,P51X

```

CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

```



Hình 3 9 Mô hình phần tử hữu hạn của trống phanh

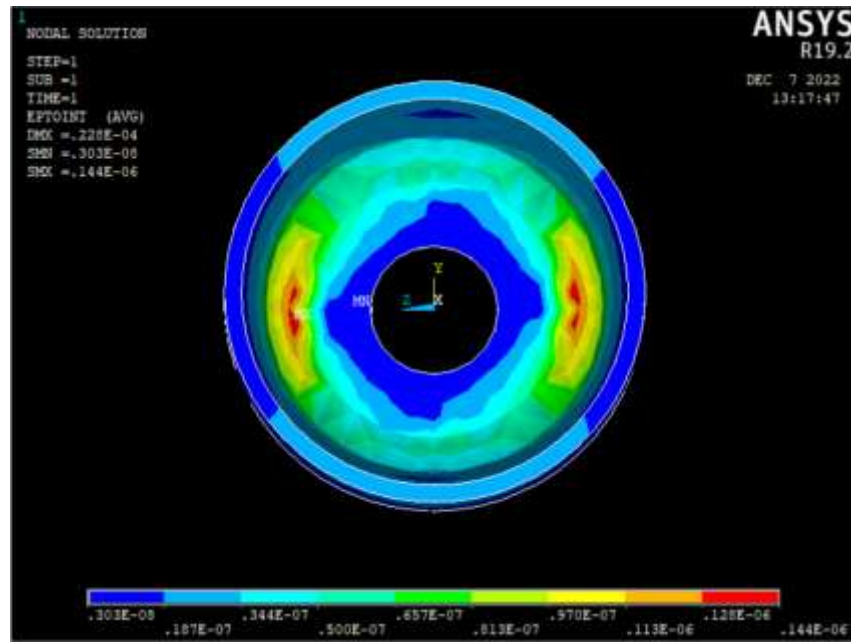
### 3.2.2. Phân tích tĩnh của trống

- Chức năng của phân tích tĩnh học là giải quyết chuyển vị và ứng suất tương đương của kết cấu dưới tác dụng của tĩnh tải. Phân tích tĩnh tính toán ảnh hưởng của kết cấu dưới tải trọng cố định mà không xem xét ảnh hưởng của quán tính và giảm chấn. Sau đây đưa ra APDL tính toán phân tích tĩnh.
- Thực hiện hạn chế của bậc tự do và tải trọng bề mặt 6069.7 N được áp dụng trên các bề mặt trên của trống phanh.

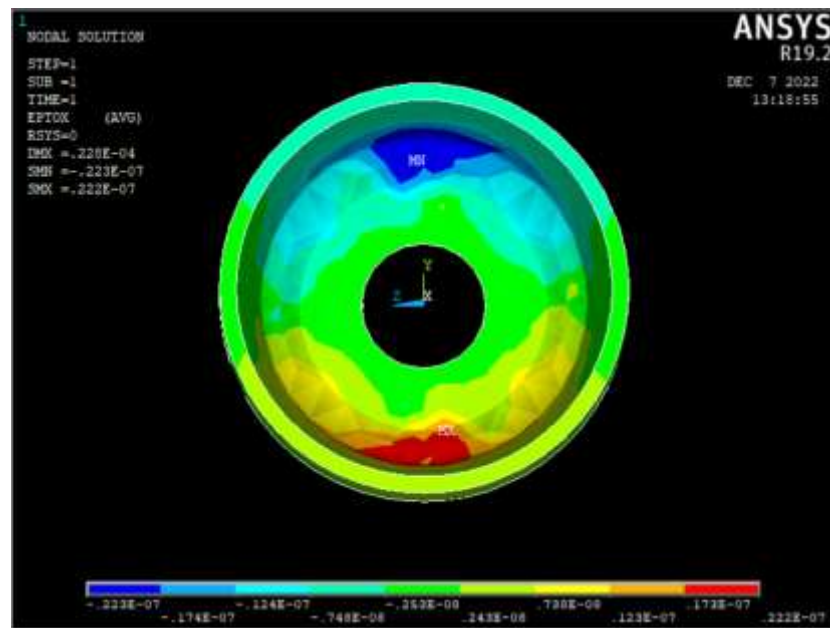
```

SF,P51X,PRES,25117
FINISH
/SOL
/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH

```



Hình 3 10 Phân phối dịch chuyển tổng thể của trống

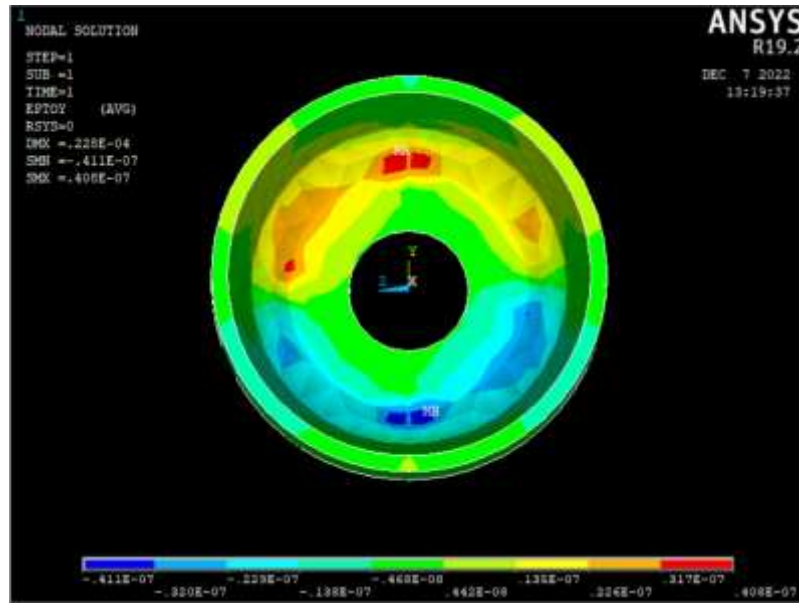


Hình 3 11 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục X của trống.

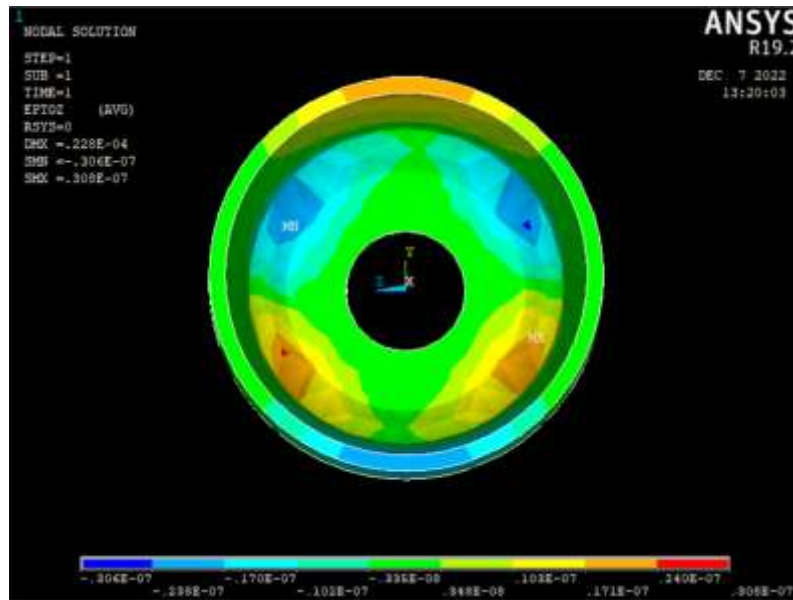
- Kết quả cho thấy rằng độ dịch chuyển tối đa của trống trong khi các hạn chế của bậc tự do và tải trọng bề mặt 6069.7N được áp dụng trên các bề mặt trên của trống. Từ Hình 3.10, có thể thấy rằng độ dịch chuyển tổng thể là  $114.10^{-6}$  mm. Nó cho thấy sự biến dạng của trống là tương đối lớn. Do đó, việc tối ưu hóa trống sau đây phải được tính đến biến dạng cạnh của trống. Từ Hình 3.11, có thể thấy rằng độ dịch chuyển tối đa của trống là  $223.10^{-6}$  mm, điều này cho thấy sự phân

bố dọc theo trục X là rất nhỏ. Trong quá trình phanh, lực ma sát giữa guốc phanh và tang trống bị biến dạng rất nhỏ.

- Từ Hình 3.12, có thể thấy rằng độ dịch chuyển tối đa là  $408.10^{-7}$  mm; phân bố dịch chuyển dọc theo trục Y tương đối nhỏ. Từ Hình 3.13, có thể thấy rằng độ dịch chuyển tối đa là  $308.10^{-7}$  mm; sự phân bố chuyển vị dọc theo trục Z tương tự như trục Y.



Hình 3 12 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục Y của trống



Hình 3 13 Phân bố dịch chuyển dọc theo trục Z của trống

- Kết luận: Theo các kết quả trên trông phanh trước sẽ ít biến dạng và tương đối bền khi làm việc.

### 3.3. Tính toán bền và tính nhiệt cho đĩa phanh bằng phương pháp phần tử hữu hạn

#### 3.3.1. Tính bền trên phần mềm Ansys

- Các thông số liên quan đến đĩa phanh

+ Lực ép cơ cấu phanh :  $P_1 = 24071,54 \text{ [N]}$

+ Bán kính ngoài đĩa phanh:  $R_2 = 0,17 \text{ [m]}$ ;

+ Hệ số tối ưu:  $K_r = 0,64$ ;

+ Bán kính trong:  $R_1 = 0,1088 \text{ [m]}$ ;

+ Bán kính trung bình:  $R_{tbl} = 0,1416 \text{ [m]}$ ;

+ Bề rộng vành khăn:  $b_{vkl} = 0,0612 \text{ [m]}$ ;

- Tính áp suất phanh

+ Diện tích làm việc của đĩa phanh  $A_1 = \pi \cdot (170^2 - 108,8^2) = 0,0536 \text{ [m}^2\text{]}$

+ Áp suất phanh  $p_1 = \frac{24071,54}{0,0536 \cdot 0,33} = 1,36 \text{ [Mpa]}$

- Tính tốc độ quay của đĩa  $\omega_{\text{đĩa}} = \frac{60}{0,34} = 176,47 \text{ [rad/s]}$

+ Chọn vận tốc đầu  $v_0 = 60 \text{ [m/s]}$

+ Bán kính bánh xe  $R_{bx} = 0,34 \text{ [m]}$

- Các bước tính bền :

- **Bước 1:** Khởi tạo hệ thống phân tích Static Structural

- **Bước 2:** Tạo vật liệu của đĩa phanh

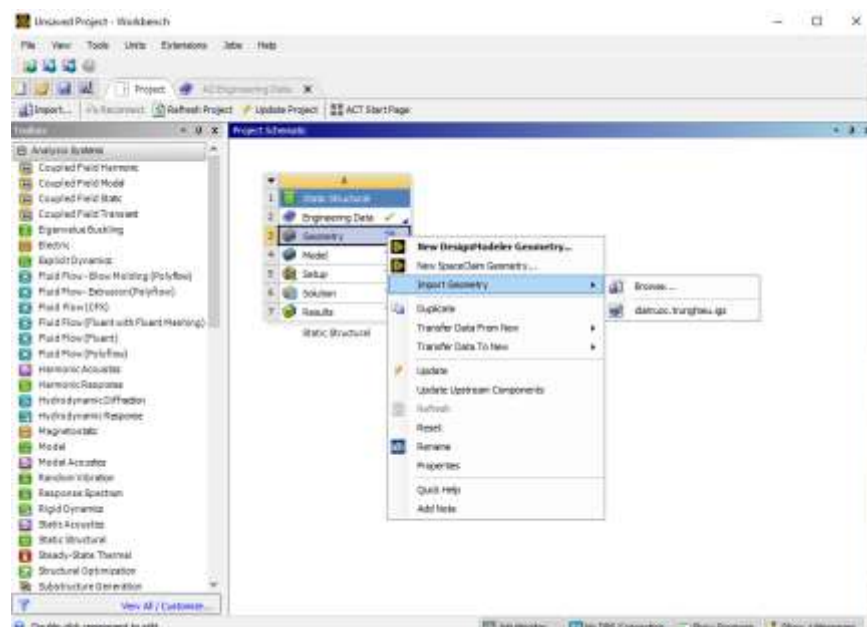
Từ Engineering Data chọn Edit và nhập thông số vật liệu từ bảng 6.1

Vật liệu được chọn của đĩa là gang xám FG 15 có hàm lượng carbon cao và có các thông số chính sau:

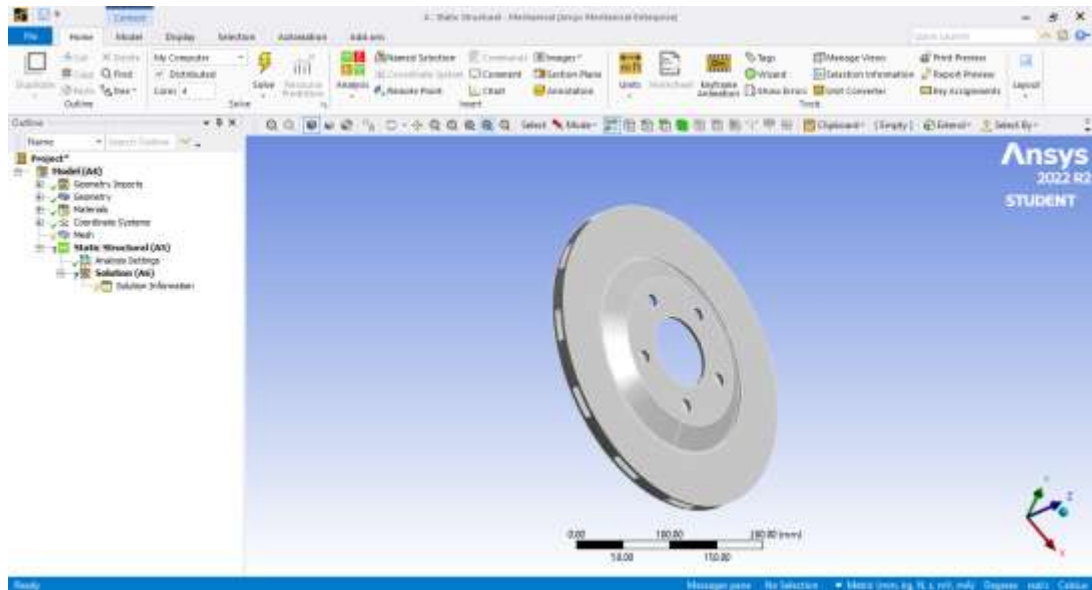
Bảng 3 1 Các đặc tính vật liệu được sử dụng trong mô phỏng

	Đĩa
Modulus of elasticity E (GPa)	110
Poisson's ratio	0.28
Mass type, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	7200
Coefficient of friction, $\mu$	0.5
Thermal conductivity (W/mk)	52
Specific heat, c (J/Kg)	447

- **Bước 3:** Import mô hình 3D đĩa phanh trước và sau theo kích thước đã được tính toán và thiết kế từ phần mềm Catia vào phần mềm Ansys.

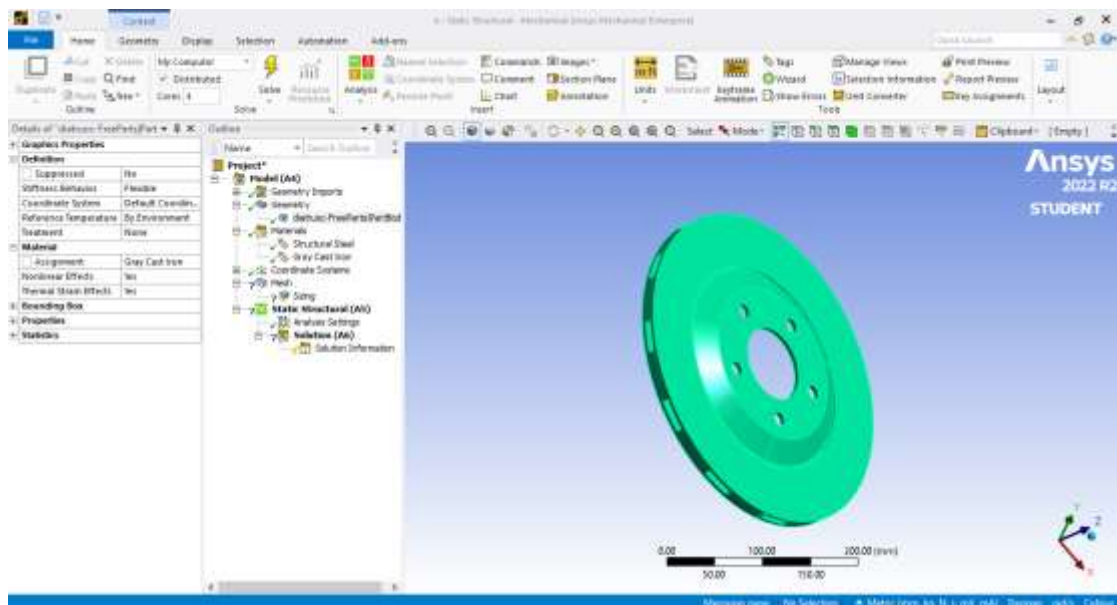


Hình 3 14 Import mô hình đĩa phanh từ Catia vào phần mềm Ansys



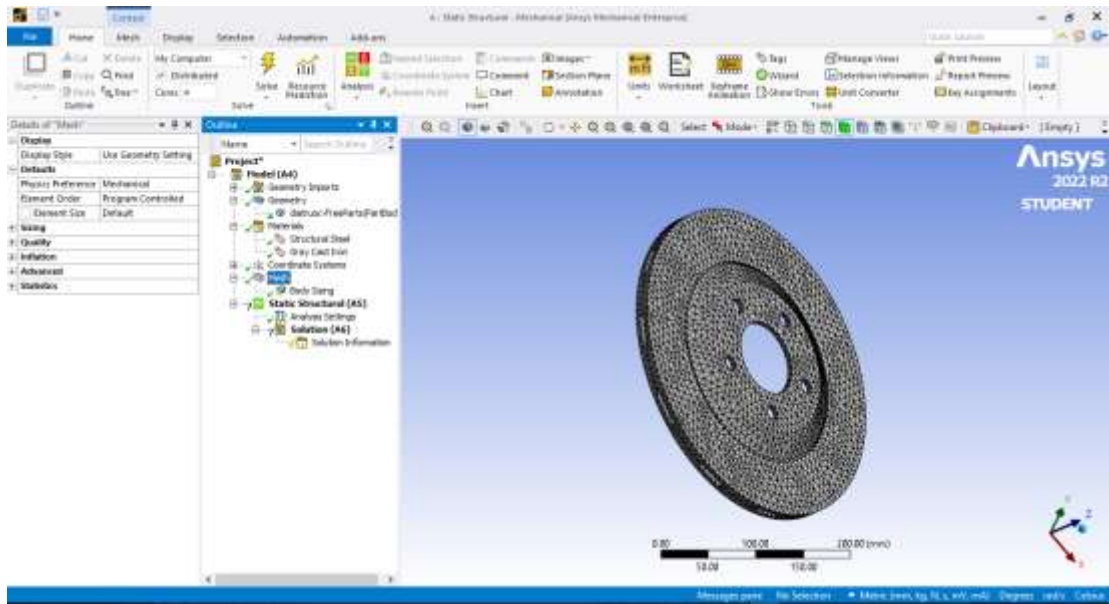
Hình 3 15 Đĩa phanh trước trong Ansys

- **Bước 4:** Đưa vật liệu vào đĩa phanh



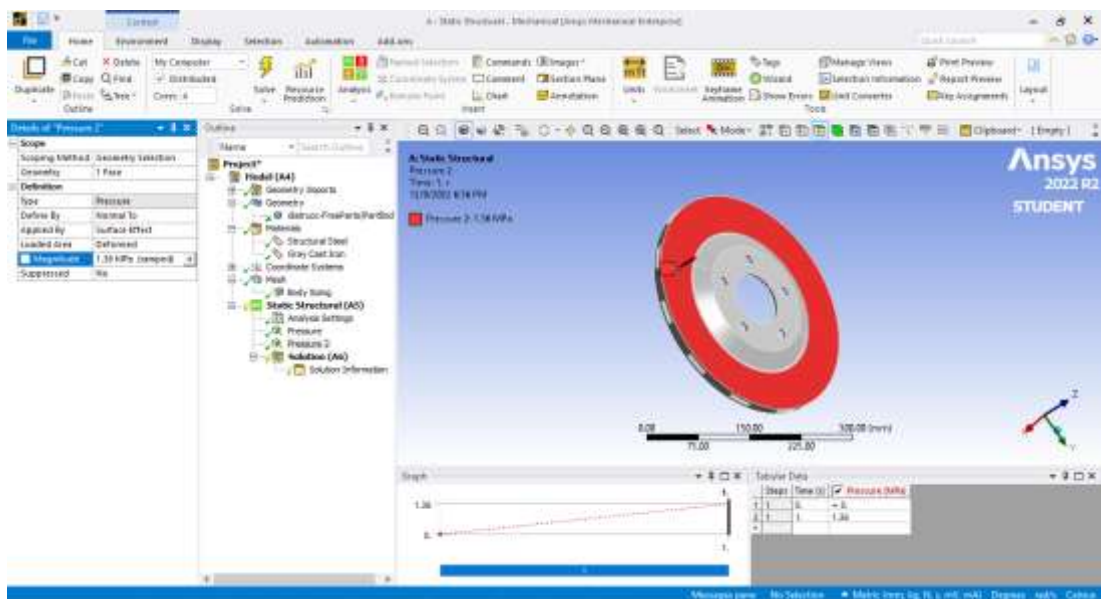
Hình 3 16 Đưa vật liệu vào Ansys

- **Bước 5:** Chia lưới cho mô hình đĩa phanh



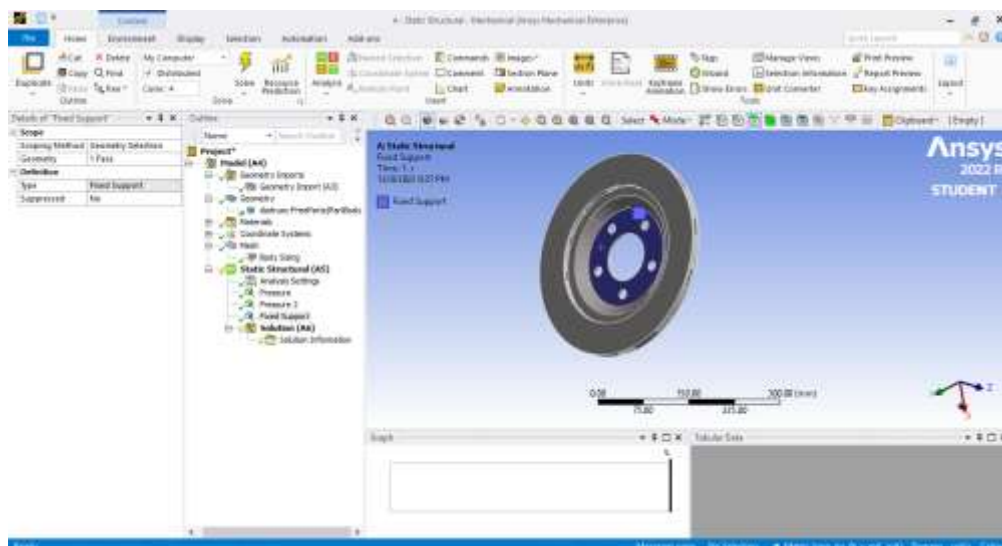
Hình 3 17 Chia lưới cho mô hình đĩa phanh

- **Bước 6:** Gắn áp suất tác dụng lên 2 mặt trước và sau đĩa phanh



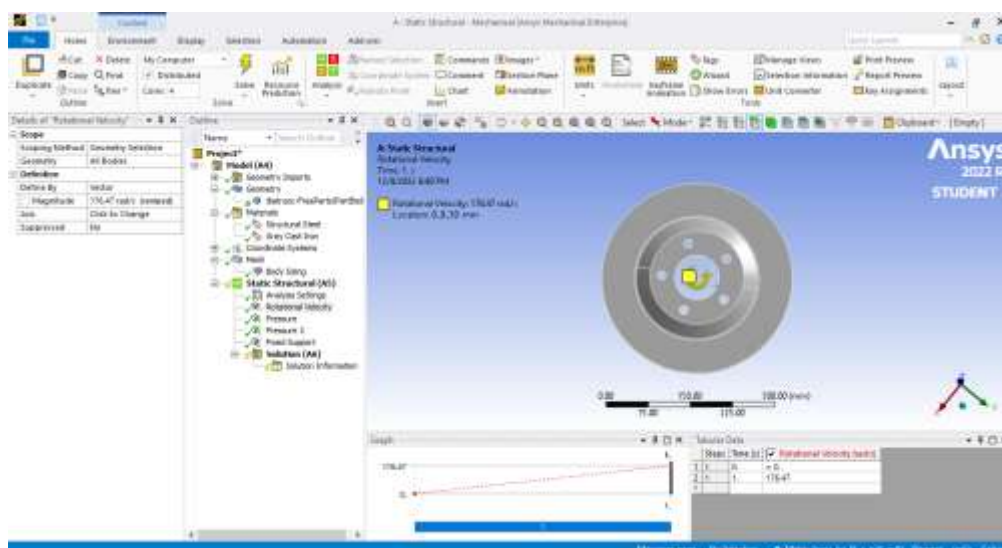
Hình 3 18 Gắn áp suất tác dụng lên 2 mặt trước và sau đĩa phanh

- **Bước 7:** Chọn mặt cố định cho đĩa phanh



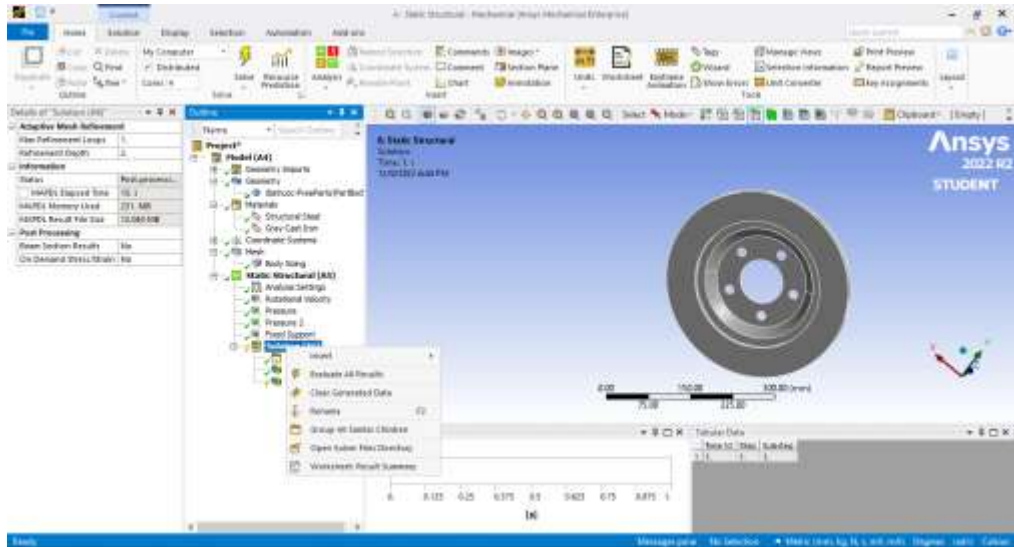
Hình 3 19 Chọn mặt cố định cho đĩa phanh

- **Bước 8:** Tạo vận tốc góc cho đĩa phanh



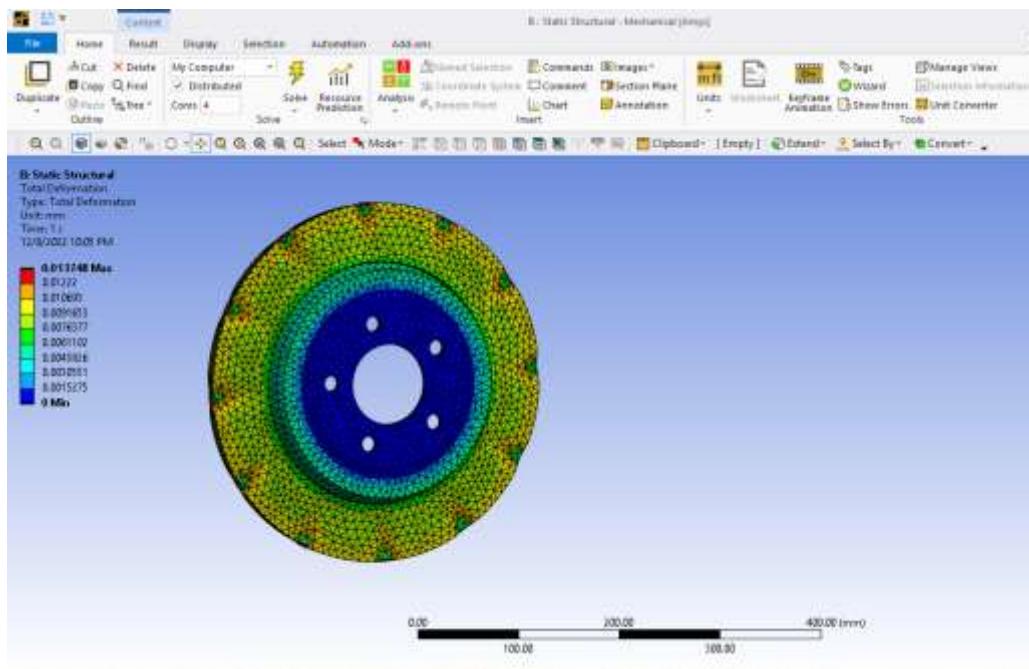
Hình 3 20 Tạo vận tốc góc

- **Bước 9:** Chạy mô phỏng Solution



Hình 3 21 Bắt đầu chạy mô phỏng

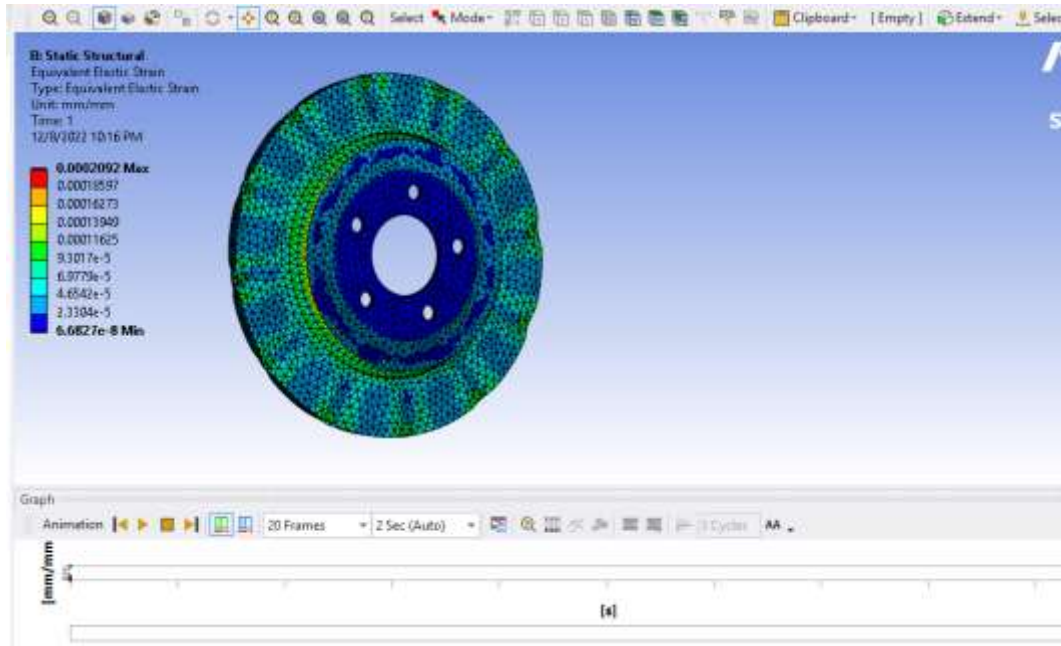
### 3.3.2. Mô phỏng biến dạng các phần tử của đĩa phanh



Hình 3 22 Kết quả mô phỏng độ biến dạng của đĩa phanh trước

- Nhận xét:
  - + Trong thời gian tác dụng phanh với  $t = 1$  [s] thì tổng độ biến dạng lớn nhất là ở vị trí rìa mép ngoài đĩa sau đó giảm dần theo chiều từ ngoài vào trong.

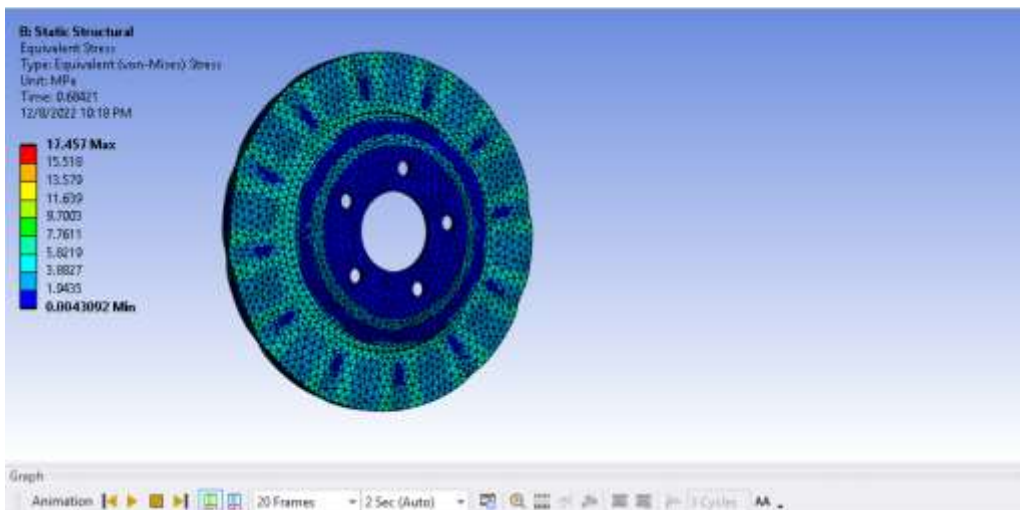
### 3.3.3. Mô phỏng độ biến dạng đàn hồi tương đương của đĩa phanh



Hình 3 23 Kết quả mô phỏng độ biến dạng đàn hồi của đĩa phanh

- Nhận xét:
  - + Giá trị max biến dạng đàn hồi là  $2,09 \cdot 10^{-4}$  [mm], ta thấy độ biến dạng là rất nhỏ.
  - + Càng đi vào phía trong độ biến dạng, không đáng kể

### 3.3.4. Mô phỏng ứng suất tương đương của đĩa phanh

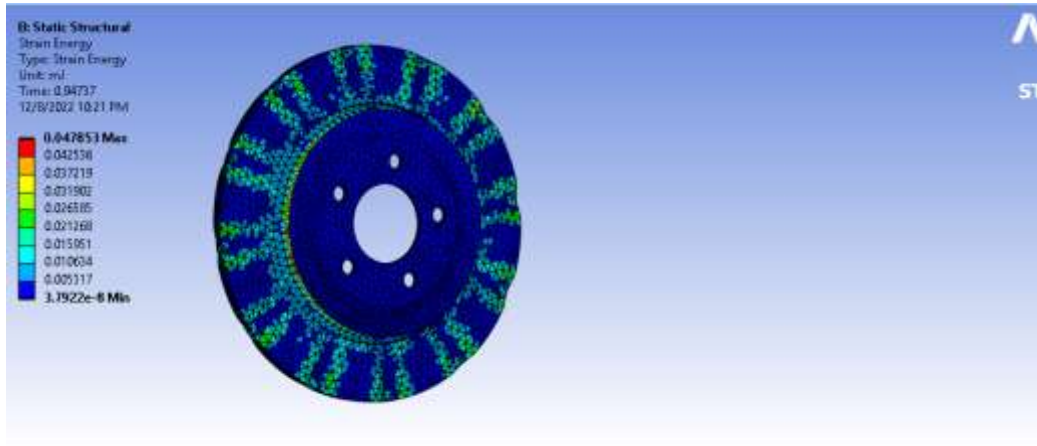


Hình 3 24 Kết quả mô phỏng ứng suất tương đương của đĩa phanh

- Nhận xét :
  - + Ứng suất phân bố đều trên bề mặt làm việc của đĩa phanh

- + Ứng suất tập trung nhiều ở các rãnh của đĩa
- + Ứng suất Max : 17,457 Mpa, ứng suất Min : 0,0043 Mpa

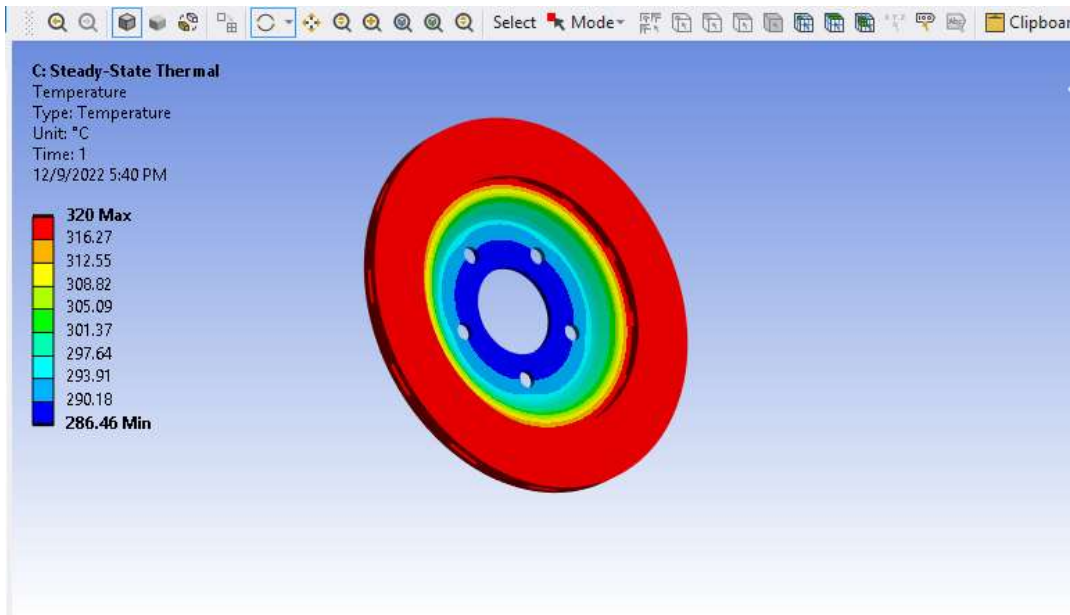
3.3.5. Mô phỏng công biến dạng của đĩa phanh

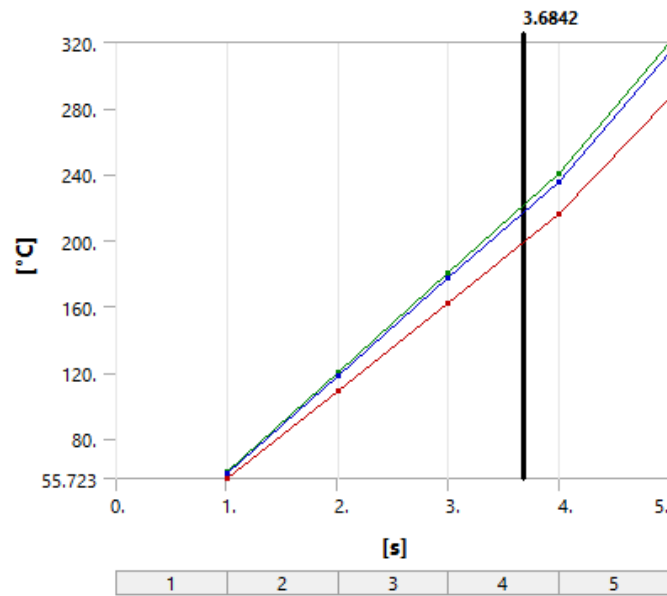


Hình 3 25 Kết quả mô phỏng công biến dạng của đĩa phanh

- Nhận xét :
  - + Ở các rãnh của đĩa sẽ bị biến dạng nhiều hơn ở các vị trí không có rãnh
  - + Biến dạng trung bình ở mép đường kính trong của đĩa khoảng 0,04 mJ
  - + Biến dạng trung bình của các phần tử đĩa là rất nhỏ.

3.3.6. Mô phỏng biến dạng nhiệt của đĩa phanh





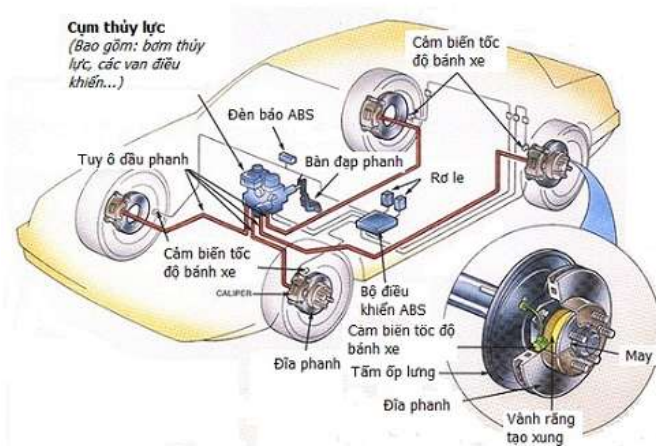
Hình 3 26 Kết quả biến dạng nhiệt của đĩa phanh

- Nhận xét :
  - + Ở bề mặt làm việc, nơi ma sát với má phanh nhiệt lượng tỏa ra rất lớn
  - + Chọn nhiệt độ sinh ra từ ma sát đĩa phanh với má phanh là 320 °C
  - + Vùng tiếp xúc với bán kính trong trong của đĩa cũng có nhiệt độ lớn.

## CHƯƠNG 4 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG CHỐNG HÃM CỨNG BÁNH XE ABS

### 4.1. Sự phát triển của hệ thống phanh (ABS)

- Các hiện tượng giảm hiệu quả phanh, mất ổn định trong quá trình phanh cũng như ổn định động học trong quá trình quay vòng, nguyên nhân gây nên các hiện tượng này đó chính là mối quan hệ giữa lực phanh hay lực kéo với với hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường. Bởi vậy, các giải pháp kết cấu và điều khiển chủ yếu tập trung giải quyết vấn đề lực kéo hay lực phanh phù hợp với hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.
- Để tạo điều kiện cho người lái dễ dàng điều khiển xe trong các tình huống nguy hiểm, các hãng xe ô tô nổi tiếng trên thế giới đã nghiên cứu phát triển các hệ thống đảm bảo an toàn chủ động cũng như an toàn thụ động. Một trong các phương pháp đảm bảo an toàn chủ động đó là hệ thống phanh. Với hệ thống phanh thông thường ban đầu chỉ đảm bảo an toàn ở tốc độ chuyển động thấp và trên đường có hệ số bám cao. Khi ô tô chuyển động với tốc độ cao thì hệ thống phanh thông thường không đáp ứng được tính an toàn nữa.



Hình 4 1 Tổng quan về hệ thống phanh ABS trên ô tô

- Để giải quyết vấn đề nêu trên, hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh, gọi là hệ thống “Anti-lock Braking System” – ABS ra đời. Hệ thống này chống hiện tượng bị hãm cứng của bánh xe khi phanh trên đường trơn hay phanh gấp. Hệ thống ABS sẽ điều khiển thay đổi áp suất dầu tác dụng lên các cơ cấu phanh

ở các bánh xe để ngăn không cho chúng bị hãm cứng, đảm bảo tính hiệu quả và tính ổn định của ô tô trong quá trình phanh.

- Hệ thống phanh xe TOYOTA Hiace là hệ thống phanh dẫn động thủy lực sử dụng ABS.
- Phanh sử dụng ABS là một trong những công nghệ bổ sung cho hệ thống phanh hữu dụng nhất của ngành công nghiệp ô tô thời gian gần đây. Vai trò chủ yếu của ABS là giúp tài xế duy trì khả năng kiểm soát xe trong những tình huống phanh gấp. Cũng vì thế mà hiện nay hệ thống phanh ngày càng được cải tiến, các tiêu chuẩn về thiết kế, chế tạo và sử dụng hệ thống phanh ngày càng nghiêm ngặt và chặt chẽ.
- Nhằm nâng cao tính ổn định và tính an toàn của xe trong mọi chế độ hoạt động như khi xe khởi hành hay tăng tốc đột ngột, khi đi vào đường vòng với tốc độ cao, khi phanh trong những trường hợp khẩn cấp,... hệ thống ABS còn được thiết kế kết hợp với nhiều hệ thống khác:
  - + Hệ thống ABS kết hợp với hệ thống kiểm soát lực kéo - Traction control (hay ASR) làm giảm bớt công suất động cơ và phanh các bánh xe để chống hiện tượng các bánh xe bị trượt lán tại chỗ khi xe khởi hành hay tăng tốc đột ngột. Bởi điều này làm tổn hao vô ích một phần công suất của động cơ và mất tính ổn định chuyển động của ô tô.
  - + Hệ thống ABS kết hợp với hệ thống phân phối lực phanh bằng điện tử EBD (Electronic Brake force Distribution) nhằm phân phối áp suất dầu phanh đến các bánh xe phù hợp với các chế độ tải trọng và chế độ chạy của xe.
  - + Hệ thống ABS kết hợp với hệ thống hỗ trợ phanh khẩn cấp BAS (Brake Assist System) làm tăng thêm lực phanh ở các bánh xe để có quãng đường phanh là ngắn nhất trong trường hợp phanh khẩn cấp. Hệ thống ABS kết hợp với hệ thống ổn định ô tô bằng điện tử (ESP), không chỉ có tác dụng trong khi dừng xe, mà còn can thiệp vào cả quá trình tăng tốc và chuyển động quay vòng của ô tô, giúp nâng cao hiệu suất chuyển động của ô tô trong mọi trường hợp.

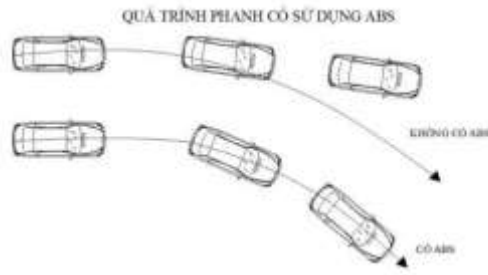
#### **4.2. Phân loại hệ thống ABS**

- Mặc dù có chung một nguyên lý làm việc, nhưng hệ thống ABS có thể được thiết kế theo nhiều sơ đồ kết cấu và biện pháp điều chỉnh áp suất khác nhau.

- Phân loại theo kiểu điều khiển :
  - **Điều khiển theo ngưỡng trượt**
    - + Điều khiển theo ngưỡng trượt thấp (slow mode)
    - + Điều khiển theo ngưỡng trượt cao (high mode)
  - **Điều khiển độc lập hay phụ thuộc**
    - + Điều khiển độc lập.
    - + Điều khiển phụ thuộc
  - **Điều khiển theo kênh**
    - + Loại 1 kênh : Hai bánh sau được điều khiển chung
    - + Loại 2 kênh : Một kênh điều khiển chung cho hai bánh xe trước, một kênh điều khiển chung cho hai bánh xe sau
    - + Loại 3 kênh : Hai kênh điều khiển độc lập cho hai bánh trước, kênh còn lại điều khiển chung cho hai bánh sau
    - + Loại 4 kênh : Bốn kênh điều khiển riêng rẽ cho 4 bánh

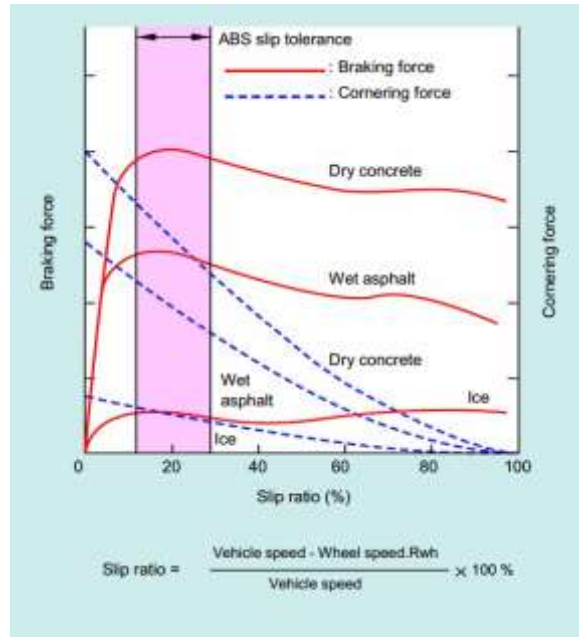
#### 4.3. Cơ sở lý thuyết về hệ thống thống chống hãm cứng bánh xe ABS

- ABS thực ra là công nghệ điện tử thay thế cho phương pháp phanh hiệu quả nhất (đặc biệt trên mặt đường trơn trượt) là đạp, nhả liên tục. Cơ cấu ABS bao gồm các cảm biến lắp trên bánh xe (ghi nhận tình trạng hoạt động), bộ xử lý điện tử CPU và thiết bị điều áp (đảm nhiệm thay đổi áp suất trong piston phanh).
- Trong trường hợp phanh gấp, nếu ECU nhận thấy một hay nhiều bánh có tốc độ quay chậm hơn mức quy định nào đó so với các bánh còn lại, thông qua bơm và van thủy lực, ABS tự động giảm áp suất tác động lên đĩa (quá trình nhả), giúp bánh xe không bị hãm cứng (hay còn gọi là "bó").  
Tương tự, nếu một trong các bánh quay quá nhanh, máy tính cũng tự động tác động lực trở lại, đảm bảo quá trình hãm. Để thực hiện được điều này, hệ thống sẽ thực hiện động tác ép, nhả má phanh trên phanh đĩa khoảng 15 lần mỗi giây, thay vì tác động một lần cực mạnh khiến bánh có thể bị "chết" như trên các xe không có ABS.



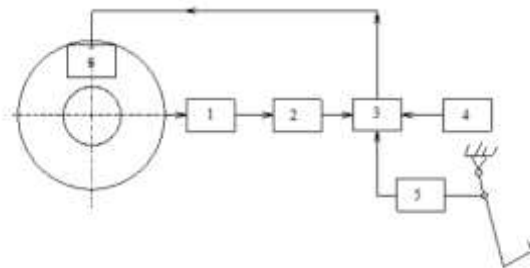
Hình 4 2 Quá trình phanh có và không có ABS trên đoạn đường cong

- Tuy nhiên quá trình phanh như vậy vẫn chưa phải là có hiệu quả cao và an toàn nhất vì:
  - + Khi phanh gấp, các bánh xe vẫn có thể bị hãm cứng và trượt dọc. Các bánh xe trượt lết trên đường sẽ gây mòn lốp và giảm hệ số bám.
  - + Các bánh xe bị trượt dọc hoàn toàn, còn mất khả năng tiếp tục nhận lực ngang và không thể thực hiện quay vòng khi phanh trên đoạn đường cong hoặc đổi hướng để tránh chướng ngại vật, đặc biệt là trên các mặt đường có hệ số bám thấp.
- Vì vậy, mục tiêu của hệ thống phanh ABS là giữ cho bánh xe trong quá trình phanh có độ trượt thay đổi quanh giá trị giới hạn, khi đó hiệu quả phanh cao nhất (lực phanh đạt giá trị cực đại do giá trị  $\varphi_{max}$ ) đồng thời tính ổn định và tính dẫn hướng của xe là tốt nhất, thỏa mãn các yêu cầu cơ bản của hệ thống phanh là rút ngắn quãng đường phanh, cải thiện tính ổn định và khả năng điều khiển lái của xe trong khi phanh.



Hình 4 3 Quan hệ trượt giữa hệ số bám và độ trượt của bánh xe khi phanh

- Mối quan hệ giữa lực phanh và tỉ số trượt được biểu diễn bởi đồ thị. Bằng đồ thị ta có thể dễ dàng hiểu được mối liên hệ giữa lực phanh và hệ số trượt. Lực phanh không nhất thiết cân đối với tỷ số trượt. Vì vậy để đảm bảo lực phanh lớn nhất thì tỷ số trượt nằm trong vùng dung sai trượt ABS.
- Hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS thực chất là một bộ điều chỉnh lực phanh có mạch liên hệ ngược.



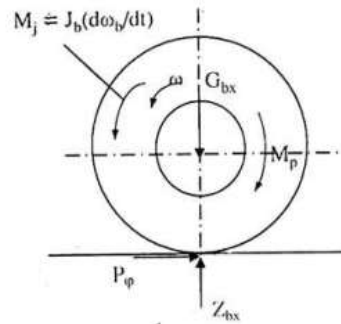
Hình 4 4 Sơ đồ tổng quát của hệ thống chống hãm cứng bánh xe

1. Cảm biến tốc độ; 2. Bộ phận điều khiển; 3. Cơ cấu thực hiện; 4. Nguồn năng lượng; 5. Xi lanh chính hoặc tổng van khí nén; 6. Xi lanh bánh xe hoặc bầu phanh.

- Bộ phận cảm biến 1 có nhiệm vụ phản ánh sự thay đổi của các thông số được chọn để điều khiển (thường là tốc độ góc hay gia tốc chậm dần của bánh xe

hoặc giá trị độ trượt) và truyền tín hiệu đến bộ phận điều khiển 2. Bộ phận 2 sẽ xử lý tín hiệu và truyền đến cơ cấu thực hiện 3 để tiến hành giảm hoặc tăng áp suất trong dẫn động phanh.

- Chất lỏng được truyền từ xi lanh chính (hay tổng van khí nén) 5 qua 3 đến các xi lanh bánh xe (hay bầu phanh) 6 để ép các guốc phanh và thực hiện quá trình phanh.



Hình 4 5 Các lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh

- Nếu bỏ qua mômen cản lăn rất nhỏ và để đơn giản coi  $Z_{bx} = \text{const}$ , thì phương trình cân bằng mô men tác dụng lên bánh xe đối với trục quay của nó khi phanh, có dạng:

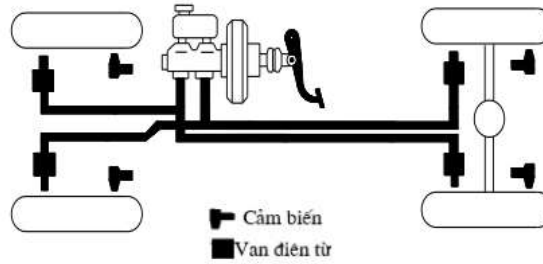
$$M_p - M_\phi - J_b \left( \frac{d\omega_b}{dt} \right) = 0$$

Trong đó :

- +  $M_p$  : Mômen phanh tạo nên bởi cơ cấu phanh, [N.m]
- +  $M_\phi$  : Mômen bám của bánh xe với đường, [N.m]
- +  $J_b$  : Mômen quán tính của bánh xe, [m/s<sup>2</sup>]
- +  $\omega_b$  : Tốc độ góc của bánh xe, [rad/s]

#### 4.4. Sơ đồ hệ thống phanh ABS

- Trên ô tô du lịch 12 chỗ sử dụng sơ đồ ABS 4 kênh có 4 cảm biến, sử dụng dầu thủy lực, van điều khiển điện tử.



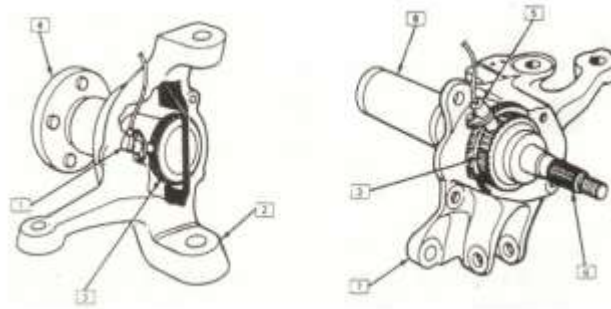
Hình 4.6 Sơ đồ ABS 4 kênh 4 cảm biến

- Sơ đồ hình 3.6 ABS 4 kênh có 4 cảm biến bố trí ở các bánh xe và 4 van điều khiển độc lập (sử dụng phổ biến cho xe động cơ đặt trước bánh trước chủ động).
- Với phương án này các bánh xe đều được tự động điều chỉnh lực phanh sao cho luôn nằm trong vùng có khả năng bám cực đại nên hiệu quả phanh là lớn nhất.
- Tuy nhiên khi phanh trên đường có hệ số bám trái và phải không đều thì mô men quay vòng cưỡng bức lớn tính ổn định giảm.

#### 4.5. Kết cấu các bộ phận của hệ thống phanh ABS

##### 4.5.1. Cảm biến tốc độ bánh xe

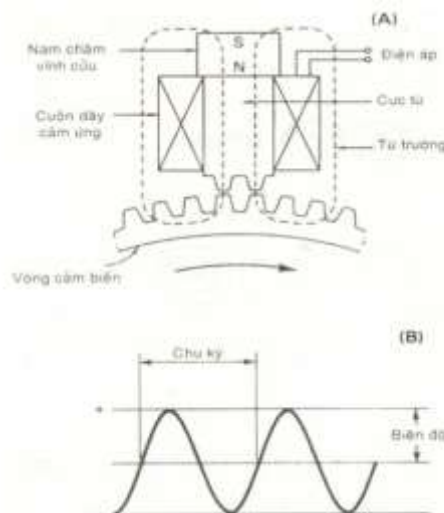
- Cảm biến tốc độ bánh xe là một cảm biến điện tử nó tạo ra tín hiệu điện khi bánh xe quay, những cảm biến này được xem như con mắt của bộ điều khiển điện tử, nó cho phép bộ điều khiển điện tử nhìn thấy mức độ giảm tốc hoặc mức độ hãm cứng bánh xe.
- Mỗi cảm biến sử dụng một cơ cấu rotor có răng và được gọi là vòng cảm biến, vòng kích thích hay vòng từ trở, được gắn trên moayơ hoặc trục bánh xe và cùng quay với bánh xe.
- Hầu hết các vòng cảm biến đều có thể thay thế được, khi thay thế phải đảm bảo vòng thay thế đúng số răng như vòng cũ và được định vị đúng khe hở giữ cảm biến và vòng cảm biến được xác định chính xác ( khoảng 0,3 – 0,5 mm) để sự cảm ứng điện có thể xảy ra.



Hình 4 7 Vị trí lắp các cảm biến tốc độ bánh xe

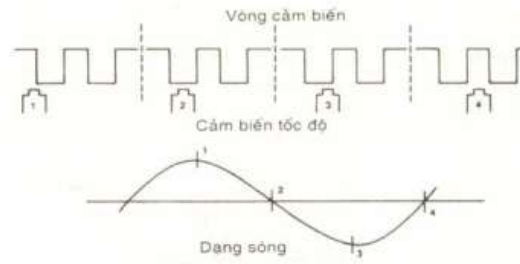
1. Cảm biến phía trước; 2. Cơ cấu chuyển hướng bánh trước; 3. Vòng cảm biến; 4. Cụm moay ơ, ổ bi; 5. Cảm biến phía sau; 6. Trụ; 7. Cơ cấu chuyển hướng bánh sau; 8. Trụ chuyển động sau

- Cảm biến tốc độ bánh xe gồm có một cuộn dây cảm ứng quấn quanh một lõi sắt từ, cảm biến tốc độ bánh xe được đặt kế bên vòng cảm biến.
- Khi bánh xe quay mỗi lần một răng của vòng cảm biến đi ngang qua cảm biến tốc độ, cảm biến tốc độ sẽ nhận được sự thay đổi của từ thông trong mạch và tạo ra một tín hiệu điện xoay chiều, tần số của tín hiệu này sẽ tỷ lệ với tốc độ của bánh xe, nếu bánh xe đứng yên tần số tín hiệu cảm biến sẽ bằng không.
- Tín hiệu từ cảm biến sẽ được truyền đến bộ điều khiển, từ đó bộ điều khiển sẽ nhận biết được tốc độ của bánh xe.



a. Cảm biến điện cảm (A)

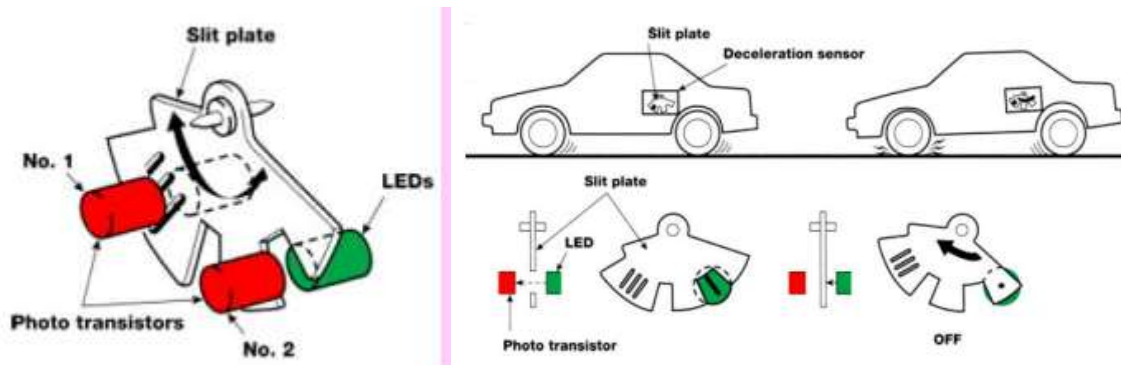
b. Tần số tín hiệu tốc độ bánh xe (B)



Hình 4 8 Vị trí tương đối giữa các răng trên vòng cảm biến và tín hiệu tương ứng

4.5.2. Cảm biến gia tốc ( cảm biến giảm tốc)

- Việc sử dụng cảm biến giảm tốc cho phép bộ điều khiển điện tử đo trực tiếp sự giảm tốc của xe trong quá trình phanh vì vậy nó biết rõ hơn tốc độ của bánh xe khi phanh, kết quả là mức độ chính xác khi phanh được cải thiện để tránh cho các bánh xe không bị hãm cứng. Ngoài ra bộ điều khiển điện tử còn sử dụng cảm biến giảm tốc để phát hiện chính xác, xác định hệ số bám của bánh xe với mặt đường.



Hình 4 9 Cảm biến gia tốc và vị trí lắp đặt trên xe

- Khi mức độ giảm tốc của xe thay đổi, đĩa xẻ rãnh lác theo chiều dọc xe tương ứng với mức giảm tốc độ. Các rãnh trên đĩa cắt ánh sáng từ đèn LED đến Phototransistor và làm Phototransistor đóng, mở. Sử dụng hai cặp đèn LED và Phototransistor, tổ hợp tạo bởi các cặp Phototransistor này tắt bật, chia mức độ giảm tốc thành bốn mức và gửi về bộ điều khiển dưới dạng tín hiệu.

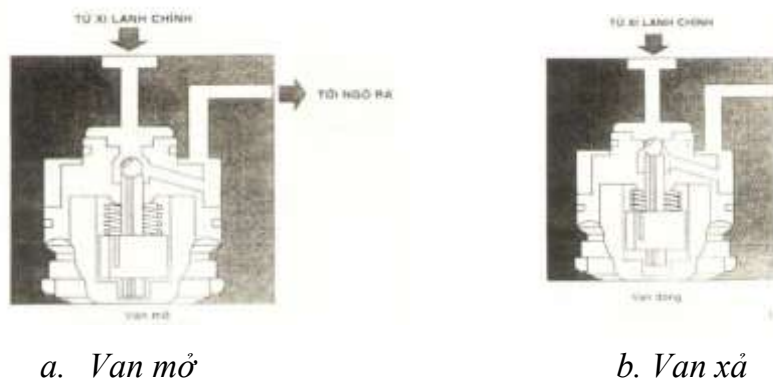
**Deceleration Rate Level**

Rate of deceleration	Low-1	Low-2	Medium	High
No. 1 Photo Transistor	ON	OFF	OFF	ON
No. 2 Photo Transistor	ON	ON	OFF	OFF
Position of Slit Plate	 No. 1 Photo Transistor (ON)    No. 2 Photo Transistor (ON)	 (OFF)    (ON)	 (OFF)    (OFF)	 (ON)    (OFF)

Hình 4 10 Các mức độ giảm tốc được cặp Phototransistor tạo ra

4.5.3. Cơ cấu chấp hành ABS

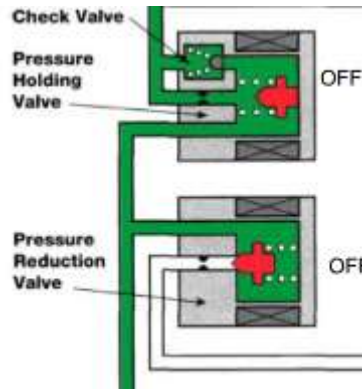
- Cơ cấu chấp hành ABS còn được gọi là bộ điều tiết hay là bộ điều khiển thủy lực, có nhiệm vụ cấp hay ngắt áp suất dầu phanh từ xi lanh phanh chính đến mỗi xi lanh ở các bánh xe theo tín hiệu bộ điều khiển điện tử để điều khiển tốc độ bánh xe. Trong khi phanh bình thường cơ cấu chấp hành không làm thay đổi hoạt động bình thường của hệ thống phanh. Trong khi phanh gấp áp suất trong hệ thống tăng theo một cách bình thường.
- Nếu bánh xe bắt đầu bị hãm cứng, cơ cấu chấp hành sẽ dừng mọi sự gia tăng áp suất thủy lực ở bánh xe. Nó có thể duy trì áp suất trong hệ thống, nếu tác động này không đủ làm cho bánh xe quay ở tốc độ thích hợp, cơ cấu chấp hành sẽ giảm áp suất.
- Ngay sau khi bánh xe quay trở lại cơ cấu chấp hành lại tác động làm tăng áp suất trong xi lanh bánh xe, chu kì trên được lặp đi lặp lại với tần số khoảng (5 – 15) lần trong một giây.



Hình 4 11 Van điều khiển điện tử

HOẠT ĐỘNG CỦA CƠ CẤU CHẤP HÀNH ABS

- Trạng thái bình thường (ABS chưa hoạt động)



Hình 4 12 Van nạp thường mở và van xả thường đóng

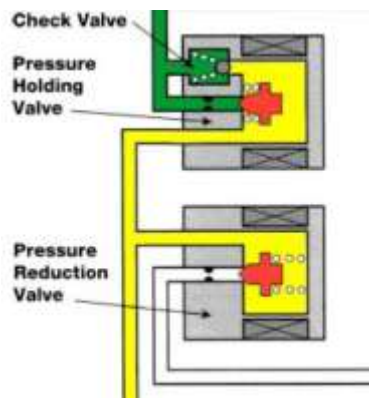
1. Pressure Holding Valve ( Van nạp );
2. Pressure Reduction Valve ( Van xả );
3. Check Valve ( Van 1 chiều )

+ Hệ thống phanh ABS sẽ không hoạt động trong quá trình phanh bình thường và bộ điều khiển điện tử không gửi điện áp đến cuộn dây của van điện.

+ Khi đạp phanh, áp suất dầu trong xi lanh chính tăng, van nạp mở và van xả đóng, dầu đi từ xi lanh chính đến các xi lanh của các cơ cấu phanh.

+ Khi nhả chân phanh, dầu phanh hồi từ bánh xe về xi lanh chính qua van nạp và van 1 chiều.

- ABS hoạt động, trạng thái giữ áp suất

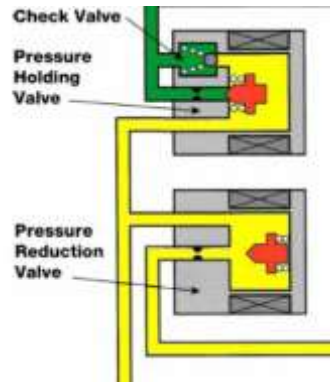


Hình 4 13 Van nạp và van xả đều đóng

1. Pressure Holding Valve ( Van nạp );
2. Pressure Reduction Valve ( Van xả );
3. Check Valve ( Van 1 chiều )

+ Khi áp suất bên trong xi lanh bánh xe giảm hay tăng, cảm biến tốc độ gửi tín hiệu thông báo tốc độ bánh xe đạt đến giá trị mong muốn, bộ điều khiển điện tử cấp dòng đến cuộn dây của van để giữ áp suất trong xi lanh, lúc này van nạp và van xả đều đóng.

- Trạng thái giảm áp

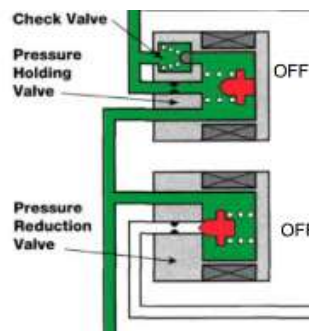


Hình 4 14 Van nạp đóng và van xả mở

1. Pressure Holding Valve ( Van nạp );
2. Pressure Reduction Valve ( Van xả );
3. Check Valve ( Van 1 chiều )

+ Khi một bánh xe gần bị hãm cứng, bộ điều khiển điện tử gửi dòng điện đến cuộn dây của van điện, làm sinh ra một lực từ mạnh làm van nạp đóng và van xả mở, cửa xả mở làm cho dầu chảy về bình dầu.

- Tăng áp



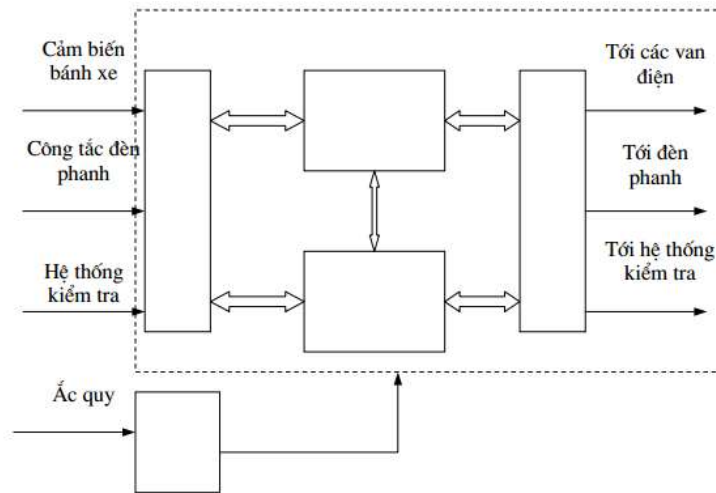
Hình 4 15 Van nạp mở và van xả đóng

1. Pressure Holding Valve ( Van nạp );
2. Pressure Reduction Valve ( Van xả );
3. Check Valve ( Van 1 chiều )

+ Khi cần tăng áp suất trong xi lanh bánh xe để tạo lực phanh lớn, bộ điều khiển điện tử ngắt dòng điện cấp cho cuộn dây của van, van nạp mở và van xả đóng, dầu cao áp được cấp trở lại.

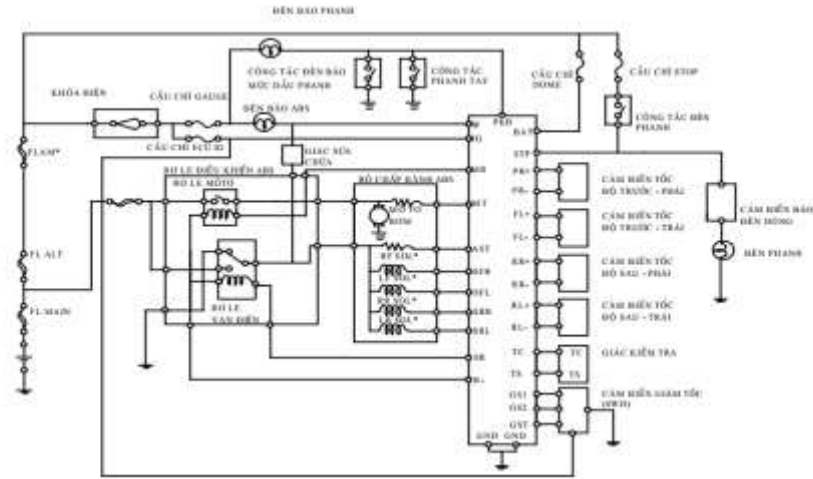
4.5.4. Bộ điều khiển điện tử ABS

- Việc điều khiển cơ cấu chấp hành và mô tơ bơm điện được thực hiện bởi bộ điều khiển điện tử, nó có thể được lắp ở khoang động cơ hoặc khoang người lái. Bộ điều khiển điện tử là một bộ vi xử lý có bộ nhớ khoảng 8K. Bộ điều khiển điện tử nhận tín hiệu từ các cảm biến tốc độ bánh xe, tạo tín hiệu điều khiển tác động lên các van điện tử.
- Bộ vi xử lý sẽ so sánh tốc độ của mỗi bánh xe với nhau và với dữ liệu chương trình lưu trong bộ nhớ của nó.



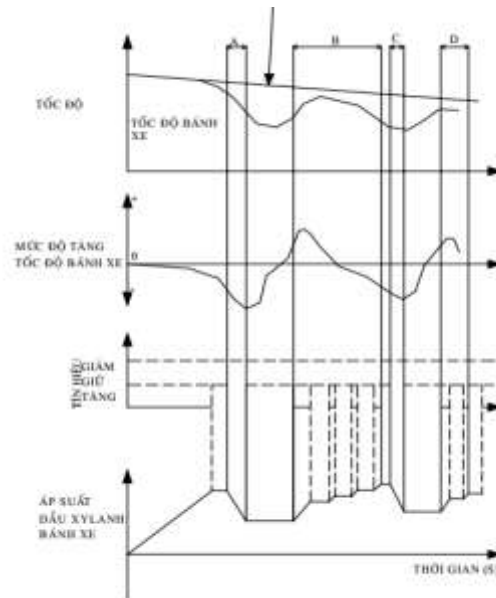
Hình 4 16 Sơ đồ khối bộ điều khiển điện tử

- Sơ đồ mạch điện bộ điều khiển điện tử



Hình 4.17 Sơ đồ mạch điện bộ điều khiển điện tử

- Biểu đồ quá trình dừng xe của hệ thống phanh ABS



Hình 4.18 Biểu đồ quá trình dừng xe của hệ thống phanh ABS

+ Giai đoạn A

Bộ điều khiển đặt van ở chế độ giảm áp theo mức độ giảm tốc của các bánh xe, vì vậy áp suất dầu trong xi lanh của mỗi bánh xe giảm.

Sau khi áp suất giảm, van chuyển sang chế độ “giữ” để theo dõi sự thay đổi của tốc độ bánh xe.

+ Giai đoạn B

Khi áp suất dầu bên trong xi lanh mỗi bánh xe giảm “ Giai đoạn A” áp suất dầu cấp cho bánh xe cũng giảm. Nó cho phép bánh xe gần bị bó cứng lại tăng tốc độ.

Tuy nhiên nếu áp suất dầu giảm, lực phanh tác dụng lên bánh xe sẽ trở nên nhỏ, để tránh hiện tượng này, bộ điều khiển liên tục đặt van lần lượt ở các chế độ “Tăng áp” và “Giữ” khi bánh xe gần bị hãm cứng phục hồi tốc độ.

#### + Giai đoạn C

Khi áp suất dầu trong xi lanh bánh xe tăng từ từ ( Giai đoạn B ) bánh xe lại có xu hướng bị hãm cứng.

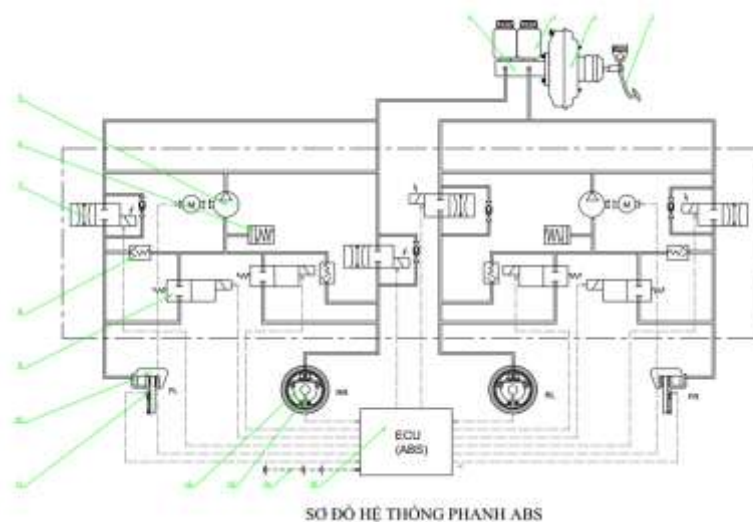
Bộ điều khiển điều khiển van đến chế độ “Giảm áp” để giảm áp suất dầu bên trong xi lanh bánh xe.

#### + Giai đoạn D

Do áp suất dầu trong xi lanh bánh xe giảm ( Giai đoạn C ), bộ điều khiển lại bắt đầu điều khiển van điện để tăng áp như giai đoạn B.

### 4.6. Các trạng thái làm việc của hệ thống ABS

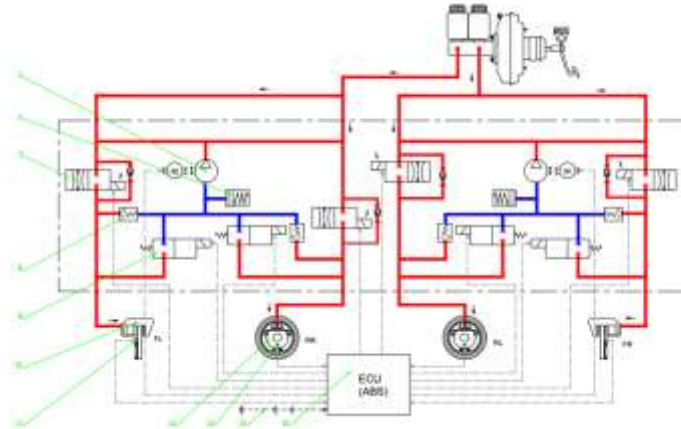
- Sơ đồ tổng quan về hệ thống phanh ABS



Hình 4 19 Sơ đồ hệ thống phanh ABS

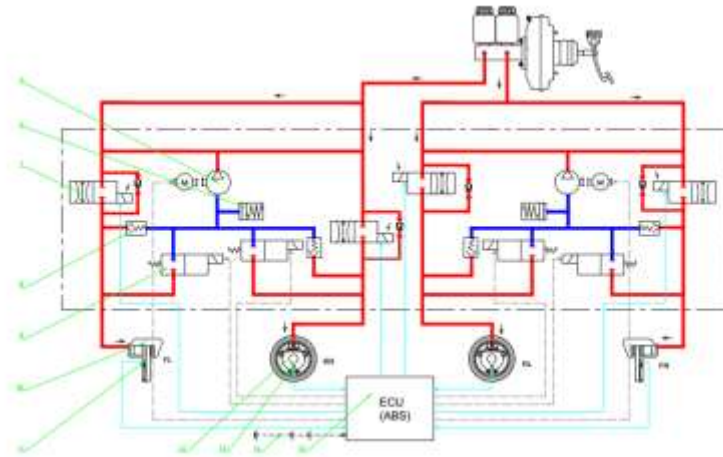
1. Bàn đạp phanh; 2. Bầu trợ lực; 3. Bình dầu; 4. Xi lanh chính; 5. Bơm dầu; 6. Bình tích năng; 7. Van nạp; 8. Van điều chỉnh áp suất giới hạn; 9. Van xả; 10. Cơ cấu phanh đĩa; 11. Cảm biến tốc độ bánh xe cầu trước; 12. Cơ cấu phanh trống guốc; 13. Cảm biến tốc độ bánh xe cầu sau; 14. Ắc quy; 15. ECU (ABS)

- Hoạt động bình thường



Hình 4 20 Sơ đồ chế độ phanh bình thường (ABS chưa hoạt động)

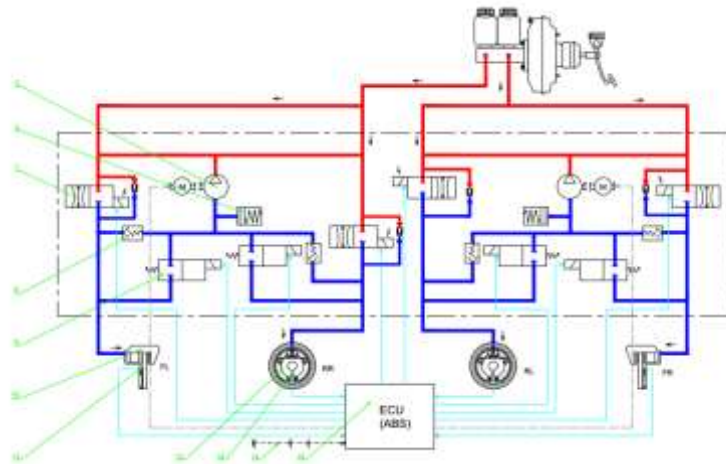
- + Theo đó van nạp (7) luôn luôn mở, van xả (9) luôn luôn đóng để có thể thực hiện các chế độ phanh bình thường (*chưa cần đến sự làm việc của ABS*). Theo đó, khi người lái xe tác dụng lên bàn đạp (1), ép dầu từ xy lanh chính (4) qua van nạp thường mở (7) đến các xy lanh của cơ cấu phanh bánh xe (10;12), ép các má phanh vào đĩa phanh và trống phanh nhằm thực hiện quá trình phanh.
- + Lúc này van xả (9) ở trạng thái thường đóng (nhờ lò xo của van) và áp suất trong dẫn động được tạo ra bởi lực tổng hợp do lái xe tác dụng lên bàn đạp phanh cùng với lực do hệ thống trợ lực phanh hỗ trợ.
- + Trong trường hợp phanh bình thường mà lực phanh của bánh xe vượt quá giá trị lực bám trên bánh xe đó, làm cho bánh xe có xu hướng bị hãm cứng, đơn vị điều khiển trung tâm ECU (15) sẽ nhận biết nhờ cảm biến tốc độ bánh xe (11;13).
- + Ngay lập tức lệnh điều khiển cho hệ thống ABS làm việc; và các giai đoạn của một chu kỳ điều khiển tăng giảm áp suất phanh diễn ra như sau.
- Giai đoạn duy trì áp suất max



Hình 4 21 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn duy trì áp suất max (ABS hoạt động)

+ Khi nhận biết các bánh xe có xu hướng bị hãm cứng khi phanh, trước hết, ECU (15) lệnh cho van nạp (7) đóng lại; lúc này có sự trùng điệp của việc đóng đồng thời cả hai van nạp (7) và van xả (9), nghĩa là tồn tại giai đoạn áp suất max trong hệ thống phanh được duy trì, giai đoạn này được gọi là **pha duy trì áp suất max** (xem hình 3.21: cả hai van đều đóng).

- *Giai đoạn điều khiển giảm áp suất max về min*



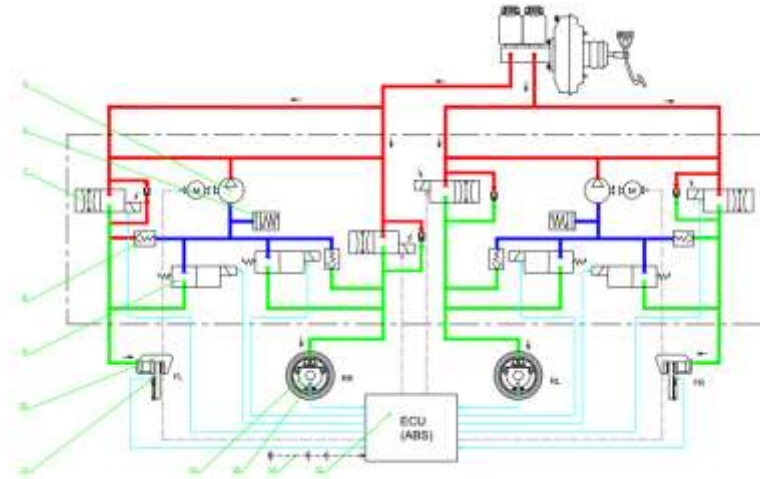
Hình 4 22 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn giảm áp suất max về min

+ Nếu sau khi van nạp đã đóng mà ECU vẫn phát hiện sự gia tăng gia tốc chậm dần khi phanh (*tức tốc độ tiếp tục giảm nhanh hơn do quán tính của guốc phanh làm cho mô-men phanh vẫn còn tăng*)

+ Điều đó báo hiệu bánh xe sẽ bị hãm ứng hoàn toàn, thì ECU sẽ ngay lập tức truyền tín hiệu điều khiển cho rơ-le điện từ mở van xả (9) để xả nhanh dầu

phanh từ xy lanh cơ cấu phanh bánh xe (10;12) về bộ tích năng (6) nơi mà đang duy trì sẵn một áp suất tối thiểu cho vòng kín của dòng dầu phanh và có khả năng giữ áp suất min theo thiết kế của hệ thống ABS (xem hình 3.22).

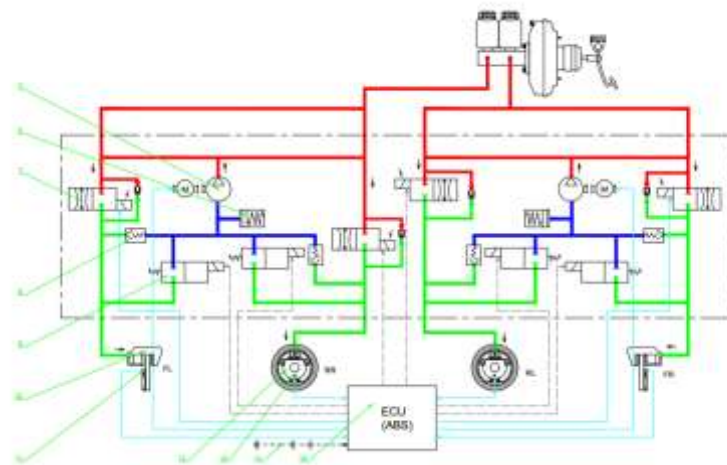
- *Giai đoạn duy trì áp suất min tạm thời*



Hình 4 23 Sơ đồ hệ thống phanh giai duy trì áp suất min tạm thời

+ Ngay sau khi mở van xả (9), áp suất suất trong hệ thống giảm nhanh về giá trị tối thiểu, thì van xả (9) lập tức được đóng lại (xem hình 3.23); nghĩa là có giai đoạn trùng điệp đóng cả hai van với áp suất min trong hệ thống. Giai đoạn này được gọi là giai đoạn duy trì áp suất min tạm thời.

- *Giai đoạn tăng áp suất min lên max*



Hình 4 24 Sơ đồ hệ thống phanh giai đoạn tăng áp suất min lên max

+ Đê không làm giảm hiệu quả phanh, đồng thời với việc đóng lại van xả (10) là việc mở lại van nạp (7) và kích hoạt bơm dầu (5) hoạt động để tăng áp suất trở lại lên giá trị max cho cơ cấu phanh (*xem hình 3.24*), trường hợp này được gọi là pha tăng áp suất từ min lên max.

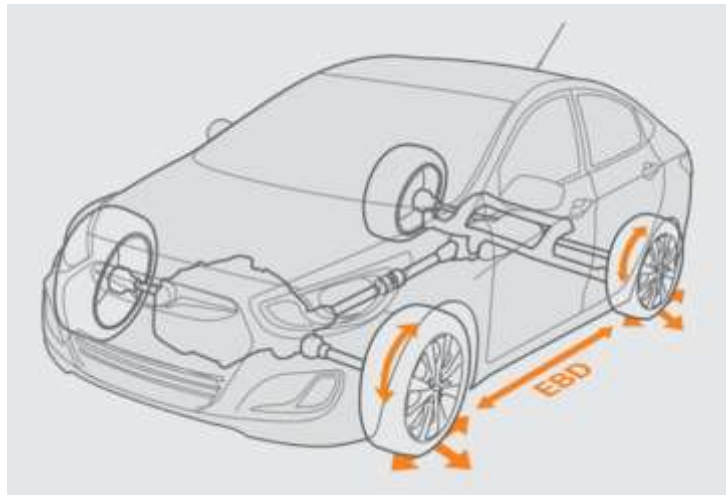
+ Ngay sau khi đạt chế độ max của lăm điều chỉnh đầu tiên, thì chu trình điều khiển của hệ thống ABS cứ thế lặp đi lặp lại: pha duy trì áp suất max => pha giảm áp suất từ max về min => (*giai đoạn duy trì áp suất min tạm thời*) => rồi pha tăng áp suất từ min lên max.

+ Chu trình điều khiển của hệ thống ABS cứ thế lặp đi lặp lại cho đến khi nào ô tô dừng hẳn (*tốc độ xe bằng không*) thì kết thúc quá trình điều khiển phanh ABS.

## CHƯƠNG 5 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG PHÂN BỐ LỰC PHANH ĐIỀU KHIỂN ĐIỆN TỬ EBD (Electronic Brake-force Distribution)

### 5.1. Tổng quan hệ thống tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD.

- Hệ thống phanh EBD làm việc cũng dựa trên các tín hiệu cảm biến đầu vào của ABS về tốc độ bánh xe, cảm biến gia tốc ngang, cảm biến giảm tốc và có thêm cảm biến trọng tải thông qua tín hiệu nhận được từ chức năng xử lý ECU.
- Hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD có vai trò không kém phanh ABS trong việc hỗ trợ quá trình phanh. Hai hệ thống phanh ABS và EBD này thường hoạt động song song cùng nhau, bổ trợ cho nhau.

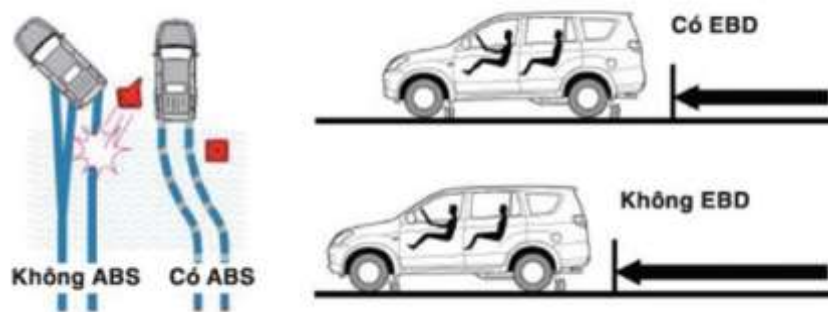


Hình 5 1 Tổng quan về hệ thống phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD

- Chất lượng của một hệ thống phanh trên ô tô được đánh giá thông qua tính hiệu quả phanh (thể hiện qua các chỉ tiêu như quãng đường phanh, gia tốc chậm dần, thời gian nhanh và lực phanh), đồng thời đảm bảo tính ổn định chuyển động của ô tô khi phanh.
- Khi ô tô phanh gấp hay phanh trên các loại đường có hệ số bám , thấp như đường trơn, đường đóng băng, tuyết thì dễ xảy ra hiện tượng sớm bị hãm cứng bánh xe, tức hiện tượng bánh xe bị trượt lết trên đường khi phanh. Khi đó, quãng đường phanh sẽ dài hơn, tức hiệu quả phanh thấp đi, đồng thời, dẫn đến tình trạng mất tính ổn định hướng và khả năng điều khiển của ô tô. Nếu các bánh xe trước sớm bị bó cứng, xe không thể chuyển hướng theo sự điều khiển của tài xế, nếu các bánh sau bị bó cứng, sự khác nhau về hệ số bám giữa bánh trái và bánh phải với

mặt đường sẽ làm cho đuôi xe bị lạng, xe bị trượt ngang. Trong trường hợp xe phanh khi đang quay vòng, hiện tượng trượt ngang của các bánh xe dễ dẫn đến các hiện tượng quay vòng thiếu hay quay vòng thừa làm mất tính ổn định khi xe quay vòng.

- Ta biết rằng lực phanh lý tưởng được phân phối ở các bánh xe tỉ lệ với sự phân bố tải trọng tác dụng lên chúng. Phần lớn các xe có động cơ đặt ở phía trước, tải trọng tác dụng lên các bánh xe trước là lớn hơn. Đồng thời khi phanh, do lực quán tính nên tải trọng cũng được phân bố lại, càng tăng ở các bánh xe trước và giảm đi ở các bánh xe sau.
- Việc phân phối lực phanh này trước đây được thực hiện hoàn toàn bởi các van cơ khí như van điều hoà lực phanh, van bù tải, van giảm tốc... Một trường hợp nữa là khi xe quay vòng, tải trọng cũng tăng lên ở các bánh xe phía ngoài, còn phía trong giảm đi, nên lực phanh cũng cần phải phân phối lại, nhưng các van điều hoà lực phanh cơ khí không giải quyết được vấn đề này.
- Hệ thống này chống hiện tượng bị hãm cứng của bánh xe bằng cách điều khiển thay đổi áp suất dầu tác dụng lên các cơ cấu phanh ở các bánh xe để ngăn chúng bị hãm cứng khi phanh trên đường trơn hay khi phanh gấp, đảm bảo tính hiệu quả và tính ổn định của ô tô trong quá trình phanh và hệ thống phân phối lực phanh bằng điện tử (EBD).
- Việc phân phối lực phanh bằng điện tử này cho độ chính xác và hiệu quả cao hơn. Bằng cách tính toán tốc độ khác nhau giữa bánh trước và bánh sau, hệ thống phân bổ lực phanh điện tử EBD sẽ điều chỉnh và cân bằng lực phanh giữa bánh trước và bánh sau để mang lại hiệu quả phanh tốt nhất.

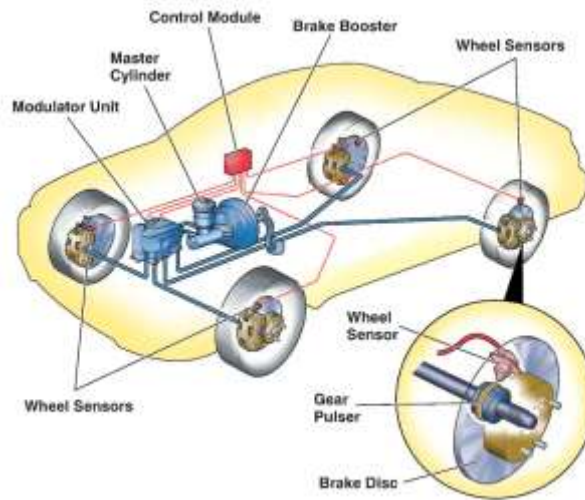


Hình 5 2 Hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD hoạt động dựa trên hệ thống ABS

- EBD có khả năng tự động kích hoạt, điều khiển lực phanh phù hợp cho từng bánh xe ngay khi cần thiết. Tuy nhiên, EBD cần có sự hỗ trợ của hệ thống chống bó cứng phanh ABS. Nếu EBD hoạt động đến ngưỡng phanh trên bánh xe bị bó cứng, hệ thống ABS sẽ lập tức can thiệp để bánh đó lấy lại gia tốc, giúp tài xế lấy lại trạng thái cân bằng cho xe và tiếp tục vận hành an toàn.
- Hệ thống ABS có một hạn chế là lực phanh của các bánh xe gần như nhau nên khi đạp phanh, xe vẫn đi thêm 1 đoạn. Lúc này, hệ thống EBD sẽ can thiệp để cân bằng lại lực phanh, giúp quãng đường phanh ngắn hơn.

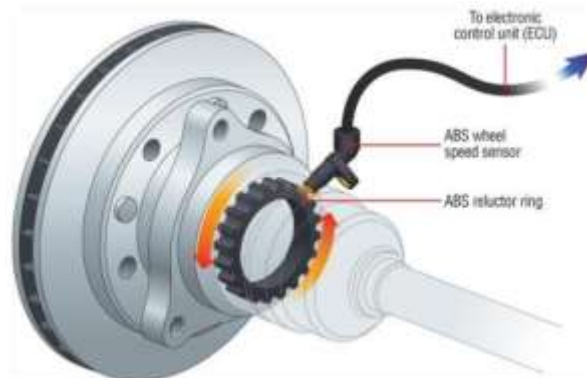
## 5.2. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống tự động phân bố lực phanh điều khiển điện tử EBD

- *Cấu tạo*



Hình 5 3 Cấu tạo hệ thống phân phối lực phanh điện tử

### 5.2.1. Cảm biến tốc độ bánh xe (Wheel Speed Sensor - WSS)



Hình 5 4 Mô hình nguyên lý hoạt động của cảm biến tốc độ xe ô tô

- Cấu tạo của cảm biến tốc độ bánh xe gồm một nam châm vĩnh cửu, cuộn dây và lõi từ. Vị trí lắp cảm biến tốc độ thay đổi theo từng kiểu xe.
- Để xác định tỷ lệ trượt của bánh xe, hệ thống EBD cần hai thông tin: tốc độ quay của bánh xe và tốc độ của ô tô. Nếu tốc độ quay của bánh xe chậm hơn tốc độ ô tô thì bánh xe bị trượt và có thể xảy ra trượt bánh. Một cảm biến được đặt ở mỗi bánh xe để xác định tốc độ của bánh xe. Không có cảm biến cụ thể để đo chuyển động tịnh tiến của ô tô. Thay vào đó, các phép đo tốc độ từ cả bốn bánh được tính trung bình để tạo ra ước tính về tốc độ tổng thể của xe.

### 5.2.2. Bộ điều khiển lực phanh

- Bộ điều khiển lực phanh dùng để điều khiển lực phanh phù hợp nhất đến từng vị trí khác nhau. Bộ điều khiển lực phanh sẽ bơm dầu vào đường dẫn và kích hoạt các xi lanh trên từng phanh.
- Lực phanh được tác dụng lên các bánh xe bằng thủy lực, với dầu phanh được bơm vào đường phanh để kích hoạt khí nén các xi lanh phanh. Hệ thống EBD có thể điều chỉnh lượng dầu phanh đi đến từng bánh xe thông qua các van được kích hoạt bằng điện.

### 5.2.3. Bộ điều khiển ECU (Electronic Control Unit)



Hình 5 5 Bộ điều khiển ECU (Electronic Control Unit)

- Bộ điều khiển ECU (Electronic Control Unit) là bộ điều khiển điện tử nhận đầu vào từ các cảm biến tốc độ. Bộ điều khiển này để so sánh tốc độ của bánh xe với tốc độ xe ô tô. Nếu phát hiện thấy bánh xe nào đó bị trượt, nó sẽ sử dụng bộ điều chỉnh lực phanh để tác động lực phanh phù hợp nhằm giảm tốc độ xe hoặc dừng xe hoàn toàn.

- ECU có vai trò như một bộ não, nó kiểm soát mọi hoạt động của động cơ thông qua việc tiếp nhận dữ liệu từ các cảm biến, sau đó truyền về ECU xử lý tín hiệu và đưa ra quyết định cho các bộ phận như góc đánh lửa, góc phối cam, ga động lực, điều khiển nhiên liệu, lực phanh ở mỗi bánh, v.v....
- Ngày nay, ECU càng được ứng dụng nhiều trên ô tô, điều khiển nhiều hệ thống khác trên xe, đảm bảo xe hoạt động hiệu quả, tăng sự tiện nghi và an toàn của xe, những chiếc xe ô tô hiện đại có thể được lắp đặt cả trăm hộp ECU.
- ECU là một máy tính nhỏ được nhúng trong hệ thống chống bó cứng phanh. Nó nhận đầu vào từ các cảm biến tốc độ, tính toán tỷ lệ trượt của các bánh xe và sử dụng bộ điều biến lực phanh để tác dụng một lực thích hợp nhằm giữ cho tỷ số trượt của mỗi bánh xe trong phạm vi hợp lý.

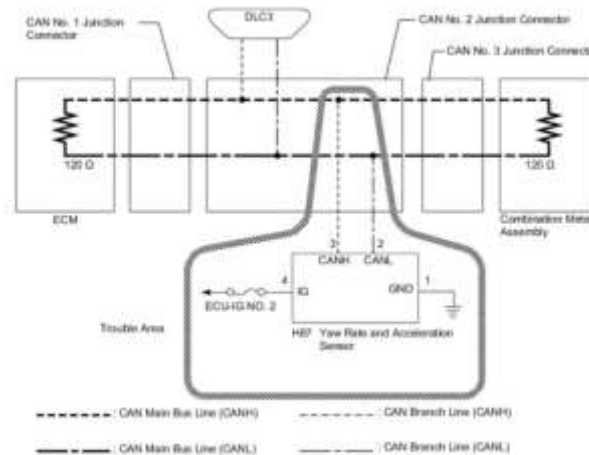
#### 5.2.4. Cảm biến độ lệch thân xe Yaw



Hình 5 6 Cảm biến độ lệch thân xe (Yaw-rate Sensor).

- Cảm biến độ lệch thân xe (Yaw-rate sensor) là bộ cảm biến có nhiệm vụ đo vận tốc góc (chuyển dịch tự động) và độ giảm tốc theo mọi hướng của độ lệch xe khi xe bắt đầu vào cua, sau đó truyền tín hiệu đến bộ điều khiển ECU để điều chỉnh lực phanh phù hợp, đảm bảo an toàn và ổn định cho xe. Ngoài ra, cảm biến yaw cũng có thể được sử dụng cùng với kiểm soát ổn định điện tử (Electronic stability control - ESC) để ngăn ngừa tai nạn lật xe.
- Vị trí của cảm biến góc xoay thân xe (Yaw-rate sensor): Cảm biến góc xoay thân xe thường được lắp đặt dưới ghế tài xế, dưới ghế hành khách hoặc tại bảng điều khiển trung tâm. Nó được đặt sát dưới sàn xe để tối ưu việc tiếp cận với trọng tâm của thân xe.
- Cấu tạo cảm biến góc xoay thân xe (Yaw-rate sensor): Cảm biến góc xoay thân xe là một dạng kết hợp giữa những cảm biến giúp ghi nhận tốc độ và độ nghiêng

của xe, tiêu biểu như cảm biến gia tốc và cảm biến góc xoay thân xe có kích thước nhỏ được tích hợp trong cùng một hộp điều khiển độ lệch hướng. Hai loại cảm biến này có vai trò giúp xe luôn luôn duy trì sự ổn định và đảm bảo bánh xe có đủ độ bám với mặt đường.



Hình 5 7 Mạng CAN hộp điều khiển cảm biến độ lệch thân xe (Yaw-rate Sensor).

### 5.2.5. Cảm biến góc xoay vô lăng

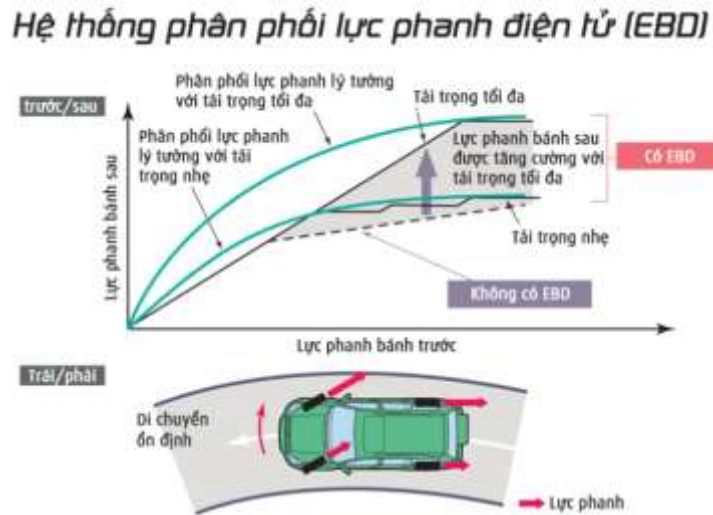
- Cảm biến góc xoay vô lăng hay còn gọi là cảm biến góc lái. Cảm biến này có nhiệm vụ ghi lại góc xoay của vô lăng, sau đó gửi tín hiệu về ECU để hệ thống nhận biết người lái đang muốn di chuyển xe về hướng nào. Nếu nhận thấy góc xoay vô lăng, các bánh xe và độ nghiêng thân xe không đồng nhất, cảm biến sẽ truyền tín hiệu tới ECU để thực hiện điều chỉnh lực phanh. Dữ liệu từ bộ cảm biến này sẽ giúp xe thăng bằng khi đánh lái gấp hoặc tránh vật cản bất ngờ trên đường.
- Các thành phần này đôi khi cũng được sử dụng bởi một hệ thống khác như hệ thống cân bằng điện tử ESP và kiểm soát lực kéo TCS.



Hình 5 8 Cảm biến góc xoay vô lăng

- Ngoài EBD, một số hệ thống khác cũng dùng chung các bộ cảm biến này như : hệ thống cân bằng điện tử ESP (Electronic Stability Program) hay hệ thống kiểm soát lực kéo TCS (Traction Control System).

### 5.3. Nguyên lí hoạt động của hệ thống EBD



Hình 5 9 Nguyên lí hoạt động của hệ thống EBD

- Hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD sẽ sử dụng cảm biến tốc độ để theo dõi xem các bánh xe có cùng tốc độ với nhau không. Đồng thời hệ thống cũng so sánh dữ liệu của cảm biến Yaw với dữ liệu từ cảm biến góc xoay vô lăng để biết xe có đang bị thừa lái hay thiếu lái không. Sau đó ECU sẽ xử lý các dữ liệu và phân phối áp lực dầu phanh phù hợp đến các bánh xe.
- Nếu ECU nhận thấy một bánh xe có dấu hiệu bị bó cứng và quay chậm hơn các bánh còn lại thì nó sẽ gửi tín hiệu đến bộ điều khiển lực phanh để giảm lực phanh tại bánh xe đó. Cơ chế này được điều khiển tự động nên lực phanh sẽ được thay đổi linh hoạt theo các điều kiện xảy ra trên đường.
- *Lái xe cua sang phải quá nhanh*
  - + Nếu lái xe cua gấp về bên phải, cảm biến gia tốc ngang và cảm biến tải trọng sẽ nhận được dữ liệu xe nghiêng về bên trái, sau đó thông báo đến ECU.
  - + Lúc này, nếu lái xe không kiểm soát được tay lái, gây mất lái thì ECU sẽ chủ động can thiệp, giảm tốc các bánh xe bằng cách mở van dầu thắng dù cho người lái không đạp phanh.
- *Lái xe cua sang trái quá nhanh*

- + Khi xe cua sang phải, trọng lượng của xe sẽ dồn sang trái, khi đó hệ thống EBD sẽ tăng lực phanh lên bánh phía trái nhiều hơn.
- + Trong trường hợp này, nếu xe không được trang bị hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD, khi có sự cố thì 4 bánh xe nhận lực phanh như nhau. Điều này sẽ dẫn đến xe mất cân bằng và trượt ra khỏi đường.
- *Trường hợp xe phanh gấp*
  - + Nếu gặp chướng ngại vật phải phanh gấp, toàn bộ trọng lượng xe sẽ dồn về 2 bánh trước cộng thêm trọng lượng của động cơ. Lúc này, ECU nhận được thông tin, sẽ tự động điều chỉnh lực phanh để hiệu suất phanh đạt cao nhất, quãng đường dừng xe đạt khoảng cách ngắn nhất nhưng vẫn giữ được thăng bằng cho xe.

#### 5.4. Điều chỉnh phân bố lực phanh

##### 5.4.1. Đặc tính phân bố mô-men phanh

##### 5.4.1.1. Đặc tính mô-men phanh lý thuyết

- Theo lý thuyết ô tô, đối với xe có các thông số cơ bản về trọng lượng  $G_a$  với tọa độ trọng tâm  $(a, b, h_g)$  cùng với kích thước cơ bản khác như chiều dài cơ sở  $L_o$  và bán kính làm việc của bánh xe  $R_{bx}$ , thì chúng ta dễ dàng tính được mô-men phanh ở mỗi bánh xe cầu trước, cầu sau bởi hệ phương trình [1]:

$$\begin{cases} M_{bx1} = \frac{G_a}{2L_o} (b + h_g \varphi_b) \varphi_b R_{bx} \\ M_{bx2} = \frac{G_a}{2L_o} (a - h_g \varphi_b) \varphi_b R_{bx} \end{cases} \quad (5.1)$$

- Bằng cách lập tỷ số, quan hệ mô-men phanh yêu cầu của cầu sau và cầu trước theo lý thuyết ô tô có quan hệ phi tuyến như sau:

$$M_2 = \frac{(a - h_g \varphi_b)}{(b + h_g \varphi_b)} M_1 \quad (5.2b)$$

##### 5.4.1.2. Đặc tính mô men phanh thực tế

- Để xác định mô-men phanh thực tế, chúng ta cần xác định các thông số cơ bản của cơ cấu phanh theo mô-men phanh yêu cầu lớn nhất. Nghĩa là về lý thuyết mô-men phanh thực tế lớn nhất phải trùng mô men phanh lớn nhất lý thuyết.
- Mô-men phanh thực tế biến đổi do áp suất trong hệ thống thay đổi; trong khi các thông số kết cấu của hệ thống không biến đổi trong quá trình phanh. Nghĩa là mô-men phanh trước ( $M_1$ ), mô-men phanh sau ( $M_2$  đều có cùng quan hệ tuyến

tính với áp suất; tức là chúng có thể được minh họa bởi các biểu thức như sau [1]:

$$M_1 = K_1.p_1 \text{ và } M_2 = K_2.p_2 \tag{5.3}$$

Trong đó:

$K_1$  và  $K_2$  là các hệ số hằng số, đặc trưng cho các thông số và kích thước không đổi của cơ cấu phanh trước/sau;

$p_1$  và  $p_2$  là áp suất lớn nhất của chất lỏng trong các dòng phanh cầu trước và cầu sau.

- Do tính chất bình thông nhau trong hệ thống phanh truyền động bởi chất lỏng, nên áp suất dòng trước và sau đều bằng nhau và cùng bằng áp suất chung trong hệ thống ( $p_1 = p_2 = p$ ) nên ta có tỷ số phân bố lực phanh sau/trước bằng:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{K_2.p_2}{K_1.p_1} = \frac{K_2}{K_1} = K_C \tag{5.4}$$

Suy ra:  $M_2 = K_C . M_1$  (5.4b)

- Nghĩa là quan hệ mô-men phanh thực tế của cầu sau và cầu trước là tuyến tính với hệ số góc  $K_C$  đi qua gốc tọa độ. (Hình 5.10)
- Bảng kết quả tính các giá trị mô-men phanh cầu trước ( $M_1$ ), mô-men phanh cơ cấu phanh sau lý thuyết ( $M_{2\_LT}$ ) và thực tế ( $M_{2\_TT}$ ) cùng với áp suất dòng trước  $p_1$ [MPa] được cho trên *Bảng 5.1*
- Đồ thị biểu diễn sự biến đổi của mô-men phanh lý thuyết và thực tế của cầu sau theo mô-men phanh cầu trước có thể được minh họa trên *Hình 5.10*; theo đó đường cong phi tuyến là biểu thị cho đường mô-men phanh lý thuyết, trong khi đường thẳng tuyến tính là biểu thị cho đường mô-men phanh thực tế.

*Bảng 5.1 Bảng kết quả tính giá trị Momen phanh ở cầu trước và sau*

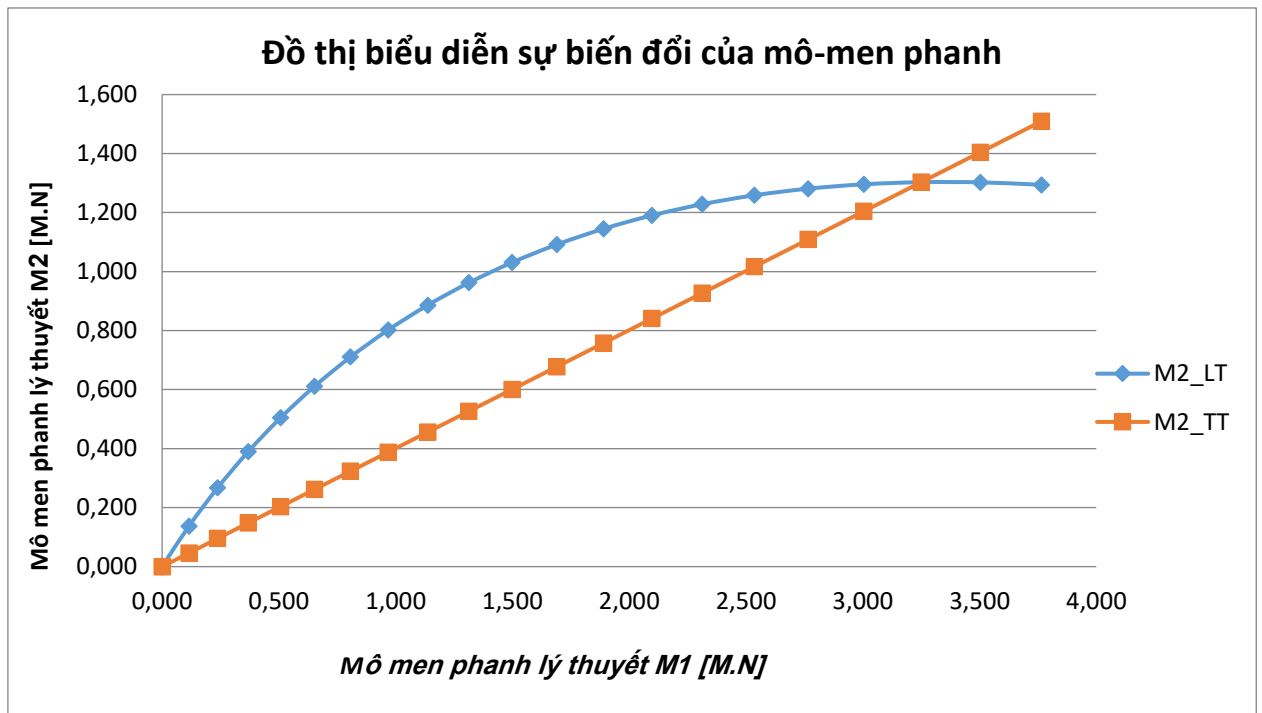
Phi	0	0.05	0.1	0.15	0.2
Mp1=M1	0.000	0.115	0.238	0.369	0.507
Mp2	0.000	0.138	0.268	0.390	0.505
Mp2_tt	0	0.04622862	0.095535091	0.147919412	0.203381584

0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5
0.653	0.807	0.968	1.137	1.314	1.499

0.611	0.711	0.802	0.886	0.962	1.031
0.261921607	0.32353948	0.388235204	0.456008778	0.526860203	0.60078948

0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8
1.691	1.890	2.098	2.313	2.536	2.766
1.092	1.145	1.191	1.228	1.259	1.281
0.6777966	0.757881581	0.8410444	0.927285086	1.0166036	1.108999994

0.85	0.9	0.95	1
3.004	3.250	3.504	3.765
1.296	1.303	1.302	1.294
1.2044742	1.303026304	1.4046562	1.509364016



Hình 5 10 Đồ thị biểu diễn sự biến đổi của mô men phanh

**5.4.2. Đồ thị đặc tính phân bố áp suất phanh**

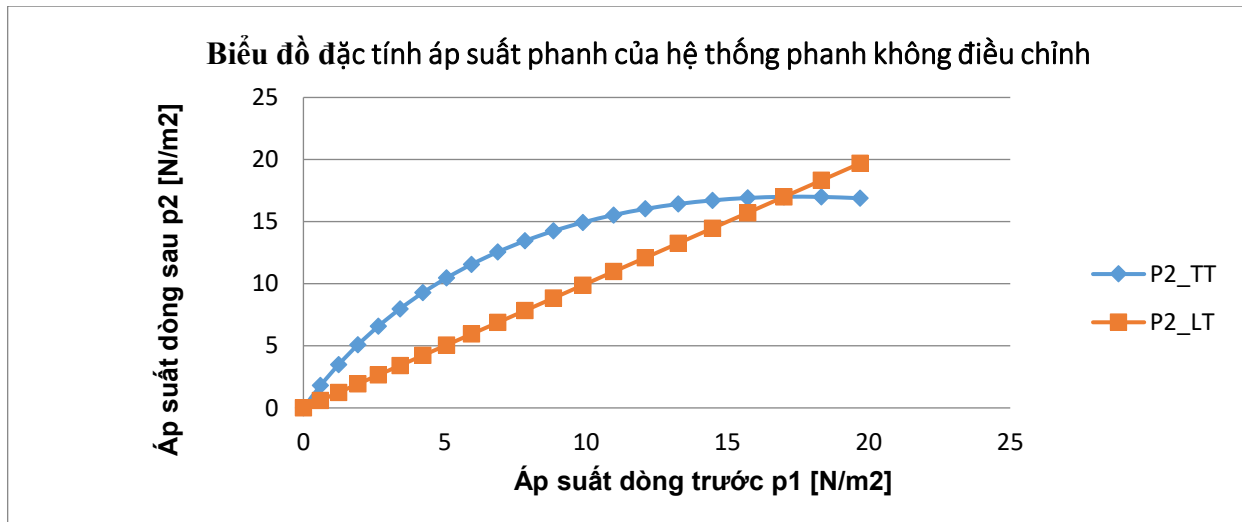
- Theo biểu thức mô-men phanh lý thuyết ở trên, chúng ta có thể biểu diễn qua biểu thức quy ước; theo đó đồng nhất giá trị của mô-men theo một hằng số quy ước cùng với áp suất quy dẫn biến đổi, nghĩa là:

$$\begin{cases} M_{bx1} = \frac{G_a}{2L_o} (b + h_g \varphi_b) \varphi_b R_{bx} = C_1 \cdot p_1 \equiv K_1 p_1 \\ M_{bx2} = \frac{G_a}{2L_o} (a - h_g \varphi_b) \varphi_b R_{bx} = C_2 \cdot p_2 \equiv K_2 p_2 \end{cases} \quad (5.7)$$

- Trong công thức này, các hằng số  $C_1$  và  $C_2$  có thể tùy chọn; tuy nhiên để dễ so sánh với thực tế khi đồng nhất mô-men thực tế và lý thuyết theo cùng giá trị biến đổi mô-men cầu trước, thì có thể lấy  $C_1 = K_1$  và do đó cũng có thể suy ra  $C_2 = K_2$  khi cùng xác định giá trị mô-men ở chế độ định mức đạt max. Như vậy, áp suất quy dẫn của dòng trước và sau lý thuyết được xác định theo (5.7) nêu trên.

Bảng 5 2 Kết quả tính áp suất phanh ở cầu trước và sau

Phi	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
Mp1=M1	0.000	0.115	0.238	0.369	0.507	0.653	0.807
Mp2	0.000	0.138	0.268	0.390	0.505	0.611	0.711
Mp2 tt	0	0.0462286	0.09553509	0.147919	0.20338158	0.26192161	0.32353948
p1 lt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
p2 lt	0	1.7958418	3.49151917	5.087032	6.58238078	7.97756499	9.27258481
p2 tt=p1 tt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
p2 ltde	0	0.9240578	1.79657552	2.617553	3.38699104	4.1048888	4.77124656
p1 lt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7
0.968	1.137	1.314	1.499	1.691	1.890	2.098	2.313
0.802	0.886	0.962	1.031	1.092	1.145	1.191	1.228
0.3882352	0.4560088	0.5268602	0.60078948	0.677797	0.75788158	0.84104441	0.92728509
5.0651306	5.9493421	6.8737089	7.83823098	8.842908	9.88774121	10.9727293	12.0978728
10.46744	11.562131	12.556658	13.4510202	14.24522	14.9392515	15.5331205	16.0268252
5.0651306	5.9493421	6.8737089	7.83823098	8.842908	9.88774121	10.9727293	12.0978728
5.3860643	5.9493421	6.4610799	6.92127762	7.329935	7.68705315	7.99263091	8.24666868
5.0651306	5.9493421	6.183396	6.42761749	6.682006	6.94656295	7.22128696	7.50617849
0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1		
2.536	2.766	3.004	3.250	3.504	3.765		
1.259	1.281	1.296	1.303	1.302	1.294		
1.0166036	1.109	1.2044742	1.3030263	1.404656	1.50936402		
13.263172	14.468626	15.714235	17	18.32592	19.6919956		
16.420366	16.713741	16.906953	17	16.99288	16.885601		
13.263172	14.468626	15.714235	17	18.32592	19.6919956		
8.4491664	8.6001242	8.699542	8.74741976	8.743758	8.6885553		
7.8012375	8.1064641	8.4218582	8.74741976	9.083149	9.42904549		



Hình 5 11 Đặc tính áp suất phanh của hệ thống phanh không điều chỉnh

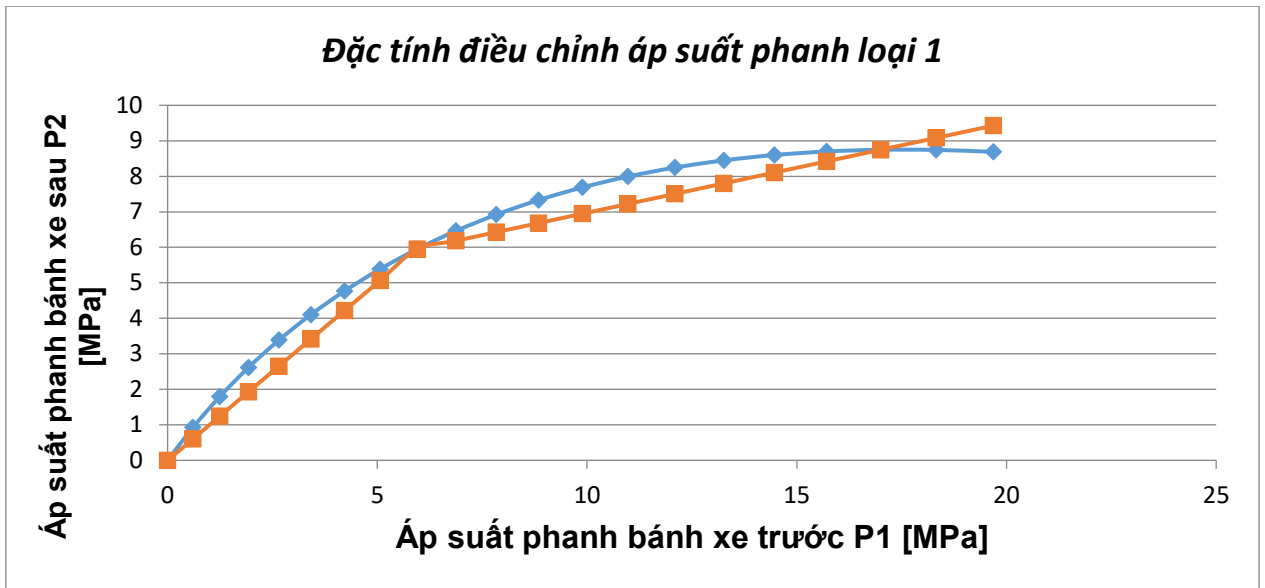
### 5.5. Bộ điều chỉnh phân bố áp suất phanh loại 1

#### 5.5.1. Đặc điểm bộ điều chỉnh phân bố lực phanh loại 1

- Với đặc tính này, lúc đầu hai dòng phanh thực tế trước và sau hoàn toàn thông nhau và có cùng áp suất làm việc; tức là:  $p_{2\_TT} = p_{1\_TT}$  (có hệ số góc bằng  $k = 1$  và chúng chính là đường phân giác của hai trục tọa độ).
- Từ điểm bắt đầu điều chỉnh (A) trở đi, áp suất dòng phanh cầu sau  $p_{2\_TT}$  được điều chỉnh giảm xuống với hệ số góc của đường thẳng nhỏ hơn 1 ( $k < 1$ ) sao cho cắt đường lý thuyết tại điểm (B) ứng với mô-men phanh có hệ số bám lớn nhất theo định mức thiết kế.

Bảng 5 3 Bảng kết quả áp suất phanh

p2 tt=p1 tt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835
p2 ltđc	0	0.9240578	1.79657552	2.617553	3.38699104
p1 lt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835
3.4171738	4.2210745	5.0651306	5.94934209	6.873709	7.83823098
4.1048888	4.7712466	5.3860643	5.94934209	6.46108	6.92127762
3.4171738	4.2210745	5.0651306	5.94934209	6.183396	6.42761749
8.8429084	9.8877412	10.972729	12.0978728	13.26317	
7.3299354	7.6870531	7.9926309	8.24666868	8.449166	
6.6820065	6.946563	7.221287	7.50617849	7.801238	
14.468626	15.714235	17	18.3259201	19.692	
8.6001242	8.699542	8.7474198	8.74375753	8.688555	
8.1064641	8.4218582	8.7474198	9.08314887	9.429045	



Hình 5.12 Đặc tính điều chỉnh áp suất phanh loại 1

1. Đường cong áp suất phanh lý thuyết của dòng sau; 2. Đường thẳng áp suất phanh thực tế dòng sau chưa điều chỉnh; 3. Đường thẳng dòng áp suất phanh thực tế được điều chỉnh bởi một van điều chỉnh áp suất (sẽ được thiết kế ở mục tiếp theo); A – Điểm bắt đầu điều chỉnh; B – Điểm làm việc theo định mức.

- Đường đặc tính trên thể hiện bộ điều chỉnh một chế độ; tức là chỉ có một điểm điều chỉnh duy nhất tại điểm (A). Sau điểm A, áp suất dòng phanh cho cầu sau sẽ giảm và biến đổi theo đoạn AB.

### 5.5.2. Cách xây dựng đặc tính điều chỉnh áp suất phanh loại 1

- Để xây dựng đường đặc tính điều chỉnh áp suất phanh như các minh họa trên các Hình 5.3, trước hết cũng phải xác định mô-men phanh lý thuyết; để từ đó xác định biểu thức quy ước đối với áp suất quy dẫn lý thuyết đối với các hằng số điều chỉnh tương đương  $C_{1dc}$  và  $C_{2dc}$  tại điểm bắt đầu điều chỉnh; tức là:

$$\begin{cases} M_{bx1} = \frac{G_a}{2L_o} (b + h_g \varphi_{dc}) \varphi_{dc} R_{bx} = C_{1dc} \cdot p_{1dc} \\ M_{bx2} = \frac{G_a}{2L_o} (a - h_g \varphi_{dc}) \varphi_{dc} R_{bx} = C_{2dc} \cdot p_{2dc} \end{cases} \quad (5.8)$$

- Ở đây, các hằng số  $C_{1dc}$  và  $C_{2dc}$  được xác định theo các hằng số kết cấu điều chỉnh của cơ cấu phanh thiết kế theo đặc tính điều chỉnh  $K_{1dc}$  và  $K_{2dc}$ ; nghĩa là các hằng số điều chỉnh:  $C_{1dc} = K_{1dc}$  và  $C_{2dc} = K_{2dc}$  mà tại đó (ví dụ điểm A trên Hình 5.3) áp suất phanh cho dòng sau bắt đầu điều chỉnh  $p_{2dc}$  giảm theo đặc tính điều chỉnh.

- Tức là, các cơ cấu phanh phải thiết kế lại các thông số kết cấu  $K_{1dc}[m^2]$  và  $K_{2dc}[m^2]$  cho các bánh xe trước và sau ứng với điểm giao nhau là

( $p_{1dc} = p_{2dc}$ ):

$$\begin{cases} K_{1dc} = \frac{M_{bx1}}{p_{1dc}} = \frac{643,68}{5,549} = 115,992 \\ K_{2dc} = \frac{M_{bx2}}{p_{2dc}} = \frac{436,32}{5,549} = 78,625 \end{cases} \quad (5.10)$$

- Nghĩa là, giai đoạn đầu của quá trình phanh thực tế diễn ra với áp suất phanh giống nhau trong dòng trước và sau là từ 0 đến  $p_{dc}=5,549$
- Điều đó cũng có nghĩa là áp suất quy dẫn của dòng trước và dòng sau lý thuyết được quy đổi với  $C_{1dc} = K_{1dc}$  và  $C_{2dc} = K_{2dc}$  điều chỉnh.
- Theo đó, áp suất dòng trước thực tế được lấy cùng tọa độ với trục hoành của lý thuyết, tức là  $p_{1\_LT} = p_{1\_TT} = p_1$ .

Bảng 5 4 Kết quả tính áp suất phanh ở cầu trước và sau

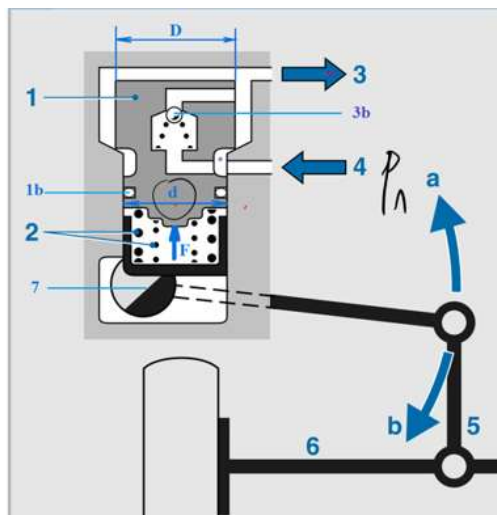
Phi	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
Mp1=M1	0.000	0.115	0.238	0.369	0.507	0.653	0.807
Mp2	0.000	0.138	0.268	0.390	0.505	0.611	0.711
Mp2 tt	0	0.0462286	0.09553509	0.147919	0.20338158	0.26192161	0.32353948
p1 lt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
p2 lt	0	1.7958418	3.49151917	5.087032	6.58238078	7.97756499	9.27258481
p2 tt=p1 tt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
p2 ltde	0	0.9240578	1.79657552	2.617553	3.38699104	4.1048888	4.77124656
p1 lt	0	0.6031241	1.2464035	1.929838	2.65342835	3.41717378	4.22107455
0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7
0.968	1.137	1.314	1.499	1.691	1.890	2.098	2.313
0.802	0.886	0.962	1.031	1.092	1.145	1.191	1.228
0.3882352	0.4560088	0.5268602	0.60078948	0.677797	0.75788158	0.84104441	0.92728509
5.0651306	5.9493421	6.8737089	7.83823098	8.842908	9.88774121	10.9727293	12.0978728
10.46744	11.562131	12.556658	13.4510202	14.24522	14.9392515	15.5331205	16.0268252
5.0651306	5.9493421	6.8737089	7.83823098	8.842908	9.88774121	10.9727293	12.0978728
5.3860643	5.9493421	6.4610799	6.92127762	7.329935	7.68705315	7.99263091	8.24666868
5.0651306	5.9493421	6.183396	6.42761749	6.682006	6.94656295	7.22128696	7.50617849
0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1		
2.536	2.766	3.004	3.250	3.504	3.765		
1.259	1.281	1.296	1.303	1.302	1.294		
1.0166036	1.109	1.2044742	1.3030263	1.404656	1.50936402		
13.263172	14.468626	15.714235	17	18.32592	19.6919956		
16.420366	16.713741	16.906953	17	16.99288	16.885601		
13.263172	14.468626	15.714235	17	18.32592	19.6919956		
8.4491664	8.6001242	8.699542	8.74741976	8.743758	8.6885553		
7.8012375	8.1064641	8.4218582	8.74741976	9.083149	9.42904549		

- Trong khi đường đặc tính điều chỉnh có hệ số góc nhỏ hơn 1 đơn vị, nên lập với trục hoành một góc nhỏ hơn 45[độ]; theo đó hệ số góc của đường thẳng và do đó phương trình đường thẳng áp suất điều chỉnh được xác định theo dạng bậc nhất tổng quát như sau:

$$y = a.x + b$$

### 5.6. Thiết kế bộ điều chỉnh áp suất phanh loại 1

- Bộ điều chỉnh lực phanh loại 1 có cấu tạo và nguyên lý làm việc khá đơn giản; theo đó dùng một van để ngăn cách hai khoang có áp suất thấp/cao khác nhau; theo đó hai buồng có áp suất khác nhau tác dụng lên hai phía có diện tích khác nhau nhờ một piston có cần.
- Nguyên lý làm việc của bộ điều chỉnh phanh loại 1 (Hình 5.13 và 5.14)
  - + Dầu có áp suất cao  $p_1$  từ xy lanh chính (4) đổ vào khoang có cần piston chiếm chỗ: lúc này van mở thông khoang dưới của cần piston với buồng trên đỉnh piston (1), dầu cao áp sẽ lên buồng trên để đến dòng phanh cầu sau (3).
  - + Khi áp suất tăng đến giá trị điều chỉnh, đủ để tác dụng lên đỉnh piston và làm nó dịch chuyển đóng van lại, ngăn hai khoang cách biệt nhau với hai vùng áp suất  $p_1$  và  $p_2$  khác nhau ( $p_2 < p_1$  vì phía cần piston có diện tích hiệu dụng nhỏ hơn). Áp suất trên đỉnh piston  $p_2$  tiếp tục tăng tuyến tính theo áp suất dưới cần piston  $p_1$  theo một tỷ lệ diện tích hiệu dụng đối với hai phía của piston.



Hình 5 13 Sơ đồ nguyên lí điều chỉnh áp suất phanh loại 1 theo tải

1. Piston van điều chỉnh; 2. Lò xo điều chỉnh tải; 3. Dòng điều chỉnh cầu sau; 4. Dòng từ xy lanh chính; 5. Liên kết cầu sau; 1b. Phốt làm kín cần Piston; 3b.

*Van hồi dầu từ câu sau; F. Lực ép từ lò xo nén; D. Đường kính hiệu dụng Piston; d. Đường kính cần*

+ Ở trạng thái cân bằng, lực do áp suất dầu  $p_2$  tác dụng lên đỉnh piston (1) sẽ cân bằng với lực tác dụng ở mặt dưới do áp suất  $p_1$  có sự chiếm chỗ của cần piston với đường kính  $d$  (xem Hình 5.4 và 3.5) theo phương trình sau:

$$p_2 \frac{\pi D^2}{4} = p_1 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + F \quad (5.9)$$

$$\text{Suy ra: } p_2 = \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right) p_1 + F \frac{4}{\pi D^2} \quad (5.10)$$

Trong đó:

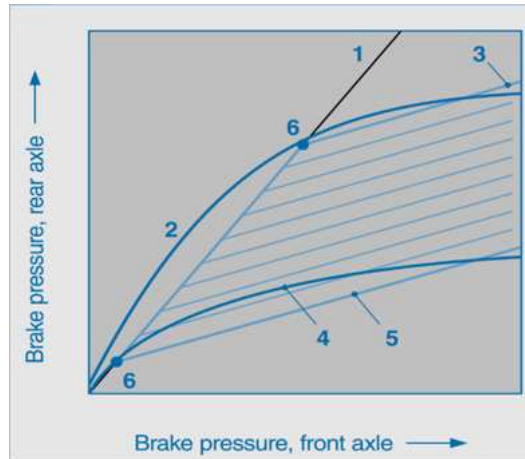
$D$  là đường kính hiệu dụng đỉnh piston (1);

$d$  là đường kính cần piston; còn  $F$  là lực nén từ lò xo (có giá trị tỷ lệ với tải tác dụng ở câu sau; đồng thời giúp mở van khi thổi phanh).

Có thể chọn  $D = 10[\text{mm}]$  so cho đường kính cần piston khoảng  $5-7[\text{mm}]$ .

+ Khi thổi phanh, áp suất  $p_1$  giảm nhanh, áp suất  $p_2$  từ câu sau (3) trở về qua van hồi dầu (3b); áp suất trên đỉnh piston (1) giảm, cùng với lực đàn hồi  $F$  sẽ tách đế van trên piston (1) khỏi đế trên thân van, giúp cho áp suất  $p_2$  của dòng sau giảm nhanh về bình chứa.

- Trên Hình 5.14 thể hiện đồ thị đặc tính điều chỉnh theo tải; kể cả khi xe chạy non tải (đường điều chỉnh số 5) với điểm bắt đầu điều chỉnh tại (6).
- Trong trường hợp điều chỉnh theo tải tăng lên, giá trị điều chỉnh lực theo tải  $F$  sẽ tăng lên và điểm điều chỉnh tăng dần lên theo đường đặc tính chưa điều chỉnh (1). Đường đặc tính điều chỉnh cao nhất ứng với đường đặc tính điều chỉnh đầy tải (3) có điểm bắt đầu điều chỉnh tại điểm (6) tiệm cận với đường đặc tính phanh lý tưởng ở chế độ đầy tải (2).



Hình 5.14 Các đường đặc tính điều chỉnh theo tải (từ không tải đến đầy tải)

1. Đặc tính không điều chỉnh; 2. Đường đặc tính phanh lý tưởng (xe đầy tải); 3.

Đặc tính điều chỉnh đầy tải; 4. Đường đặc tính lý tưởng (xe không tải); 5.

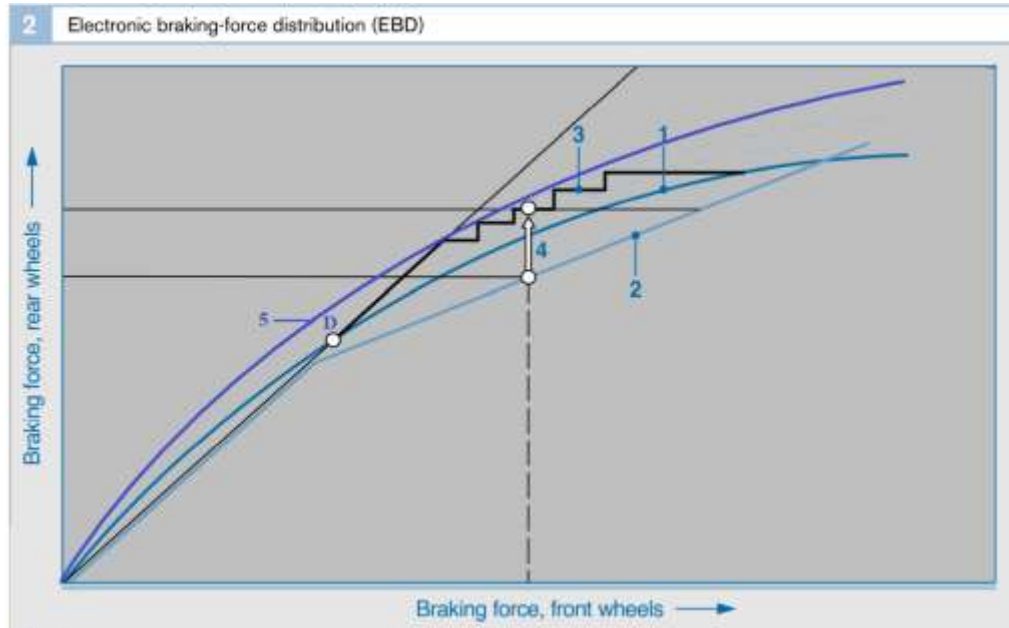
Đường điều chỉnh (không tải); 6. Các điểm bắt đầu đầy tải.

- Các đường đặc tính điều chỉnh theo tải có điểm bắt đầu điều chỉnh thay đổi; nhưng hệ số góc không đổi do nó được xác định bởi tỷ số kích thước ( $d/D$ ) không đổi với một kết cấu đã xác định; tức là cùng hệ số góc của các đường điều chỉnh.

### 5.7. Điều chỉnh phân bố lực phanh EBD

- Khả năng của các hệ thống phanh điện tử ngày nay vượt xa các nhiệm vụ mà chúng được thiết kế ban đầu. Ban đầu hệ thống chống bó cứng phanh (ABS) chỉ được sử dụng để ngăn bánh xe của xe bị khóa và do đó để đảm bảo khả năng lái an toàn cho xe ngay cả trong quá trình phanh khẩn cấp.
- Ngày nay, hệ thống phanh cũng kiểm soát sự phân bố của lực phanh (EBD) cùng với chương trình ổn định điện tử (ESP) với khả năng tạo nên áp suất phanh độc lập so với vị trí của bàn đạp phanh, cung cấp một loạt các khả năng can thiệp phanh chủ động, giúp xe chuyển động ổn định và an toàn cao trong mọi điều kiện vận hành.
- Đối với hệ thống điều chỉnh phân bố lại lực phanh kiểu điện tử EBD cho cầu trước và cầu sau thì không còn sử dụng các bộ điều chỉnh lực phanh cơ khí như trên, mà thay vào đó hệ thống sẽ tự động điều chỉnh áp suất dòng phanh sau nhờ bơm điện tử cùng với điều khiển chống bó cứng khi phanh ABS.

- Đặc điểm của hệ thống phân bố lực phanh điện tử EBD là điều chỉnh áp suất dòng phanh sau sao cho chúng tiệm cận theo đặc tính lý thuyết như được minh họa trên Hình 5.14.



Hình 5 15 Minh họa đặc tính điều chỉnh lực phanh điện tử EBD

1. Đặc tính lực phanh lý tưởng với tải bất kỳ (hoặc non tải); 2. Đặc tính điều chỉnh lực phanh dự kiến thiết kế theo cơ khí ; 3. Đặc tính điều chỉnh lực phanh điện tử EBD ; 4. Tăng lực phanh bánh xe sau so với đặc tính điều chỉnh thiết kế dự kiến; 5. Đặc tính lực phanh lý tưởng với tải đầy ; D. Điểm bắt đầu điều chỉnh phân bố lại áp suất phanh cho cầu sau nhờ hệ thống ABS với tải bất kỳ.

- Hệ thống phanh điều khiển điện tử được thiết kế theo cách mà theo đó không còn van điều chỉnh áp suất cơ học (tức không còn đường điều chỉnh (2) – Hình 5.14). Đường đặc tính phân phối lực phanh EBD có thể được bắt đầu tại điểm giao của đường đặc tính phanh thực tế với đường cong phân phối lực phanh lý tưởng không tải (ví dụ minh họa điểm D trên đường cong 1 trên Hình 5.14), tiếp theo đó áp suất dòng sau được gia tăng nhờ bơm điện cho đến khi đạt áp suất phanh lý tưởng (đường cong 5) thể hiện qua bánh xe sau có xu hướng bị bó cứng (điểm soát qua thông số độ trượt bánh xe sau lớn hơn bánh xe trước) thì hệ thống ABS sẽ đóng van cấp và duy trì áp suất max tạm thời.
- Ngay sau đó ECU so sánh độ trượt giảm hơn bánh xe trước, ABS lại mở van cấp để tiếp tục tăng áp suất phanh cho dòng sau, rồi lại đóng van cấp và duy trì áp

suất max mới...cứ thế, hệ thống điều chỉnh phân bố lực phanh điện tử EBD sẽ tạo nên đường đặc tính bậc thang (*minh họa đường 3 - Hình 5.14*).

- Trong thực tế, việc điều chỉnh phân bố lực phanh EBD có thể được bắt đầu ngay sau khi thực hiện phanh nhờ bơm điện tử để tăng áp suất cho dòng sau đến khi phát hiện độ trượt của nó nhiều hơn bánh xe trước và được kiểm soát chống trượt quá mức nhờ hệ thống ABS, áp suất điều chỉnh sẽ được duy trì max...
- Diễn biến điều chỉnh áp suất sẽ được điều khiển liên tục theo cường độ phanh của các bánh xe cầu trước; nghĩa là các điểm bắt đầu điều chỉnh tiếp theo sẽ thực hiện theo mức độ trượt của bánh xe sau so với bánh xe trước (*đường 3 phân bố lực phanh điện tử EBD*) được xác định bởi biểu thức độ trượt tính theo %:

$$\lambda = \left(1 - \frac{\omega_{bx} R_{bx}}{v}\right) 100 \quad (5.21)$$

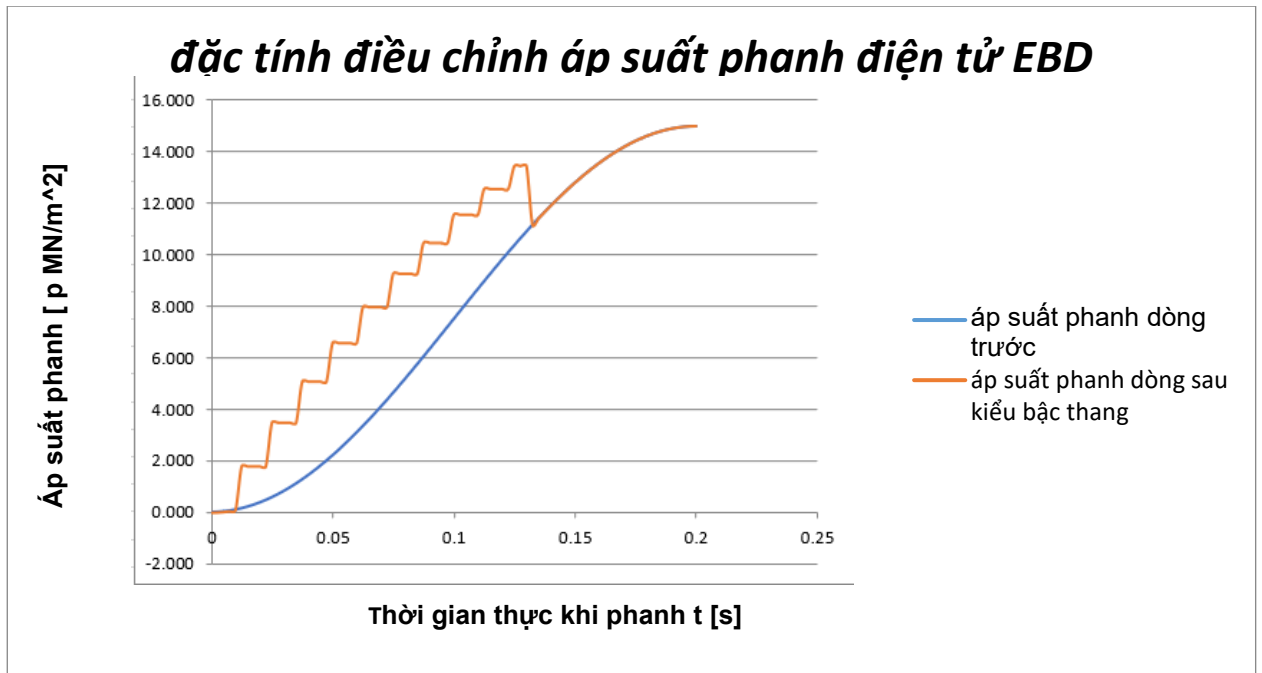
Trong đó :

$v$  là tốc độ trung bình của xe ;

$\omega_{bx}$  là tốc độ góc bánh xe ;

$R_{bx}$  là bán kính làm việc bánh xe.

- ECU liên tục tính toán sự khác biệt độ trượt giữa bánh trước và bánh sau trong tất cả các tình huống lái xe. Nếu tỷ lệ trượt bánh trước và bánh sau vượt quá ngưỡng xử lý ổn định được xác định khi phanh, van đầu vào áp suất ABS cho bánh sau tương ứng được đóng lại để ngăn chặn sự gia tăng thêm áp suất phanh ở bánh xe sau.
- Nếu người lái xe sau đó tiếp tục tăng lực áp dụng cho bàn đạp phanh, và do đó áp suất phanh, mức độ trượt ở bánh trước cũng tăng lên. Sự khác biệt giữa trượt bánh trước và bánh sau giảm dần và van đầu vào áp suất ABS được mở lại để áp suất ở bánh sau tăng lên một lần nữa.
- Quá trình này sau đó có thể được lặp lại một số lần tùy thuộc vào lực bàn đạp phanh và thao tác đang được thực hiện.



Hình 5 16 Minh họa đặc tính điều chỉnh áp suất phanh điện tử EBD

- Trên Hình 5.15 là ví dụ minh họa tính toán mô phỏng diễn biến áp suất dòng phanh trước (*đường trơn liền nét*) và áp suất dòng phanh sau (*đường bậc thang*) theo thời gian phanh thực.
- So với khi không có sự điều chỉnh (*phanh dòng phanh sau sẽ cùng áp suất với dòng phanh trước – theo đường trơn liền nét*), thì đường đặc tính lực phanh cầu sau đã được nâng cao tiệm cận với đường đặc tính phanh lý thuyết. Hệ quả là nâng cao được lực phanh tổng cao hơn so với khi không điều chỉnh, do vậy gia tốc phanh trung bình trong quá trình phanh được nâng cao, thời gian phanh.

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Giáo trình thiết kế hệ thống phanh – TS. Lê Văn Tụy, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Đà Nẵng.
- [2] Bộ điều chỉnh lực phanh hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh A.b.s – Ts. Nguyễn Hoàng Việt, 2003
- [3] Thiết kế hệ thống điều khiển phanh chống bó cứng bánh xe mô tô – Phạm Quốc Thái, Phan Văn Bình, Văn Công Tài. Tạp chí khoa học và công nghệ đại học Đà Nẵng, VOL 18, NO 3.2020
- [4] Thiết kế ô tô – Phạm Xuân Mai (chủ biên), Nguyễn Phụ Thượng Lưu, Nguyễn Văn Đông, Phạm Văn Hà, Trần Thị Mỹ Tiên, NXB Đại học quốc gia thành phố Hồ Chí Minh 2021.
- [5] Lý thuyết ô tô máy kéo – Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng, NXB Khoa học và kỹ thuật 1996.
- [6] Giáo trình môn học Phương Tiện Giao Thông Thông Minh – TS. Lê Văn Tụy, Trường đại học Bách Khoa, ĐHQĐN.
- [7] Thermal analysis of disc brakes using finite element method, Cite as : AIP Conference Proceeding 1788, 2017
- [8] Finite Element Analysis of Automotive Disk Brake and Pad in Frictional Model Contract – Belhocine Ali, Faculty of Mechanical Engineering, University of Sciences and the Technology of Oran, Oran, Algeria, 2015.