

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH Ô TÔ TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ TOYOTA FORTUNER 2022

Người hướng dẫn: TS. Nguyễn Việt Hải

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Hữu Quang

Số thẻ sinh viên: 103180044

Lớp: 18C4A

Đà Nẵng, 2022

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

**THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH Ô TÔ TRÊN CƠ
SỞ Ô TÔ TOYOTA FORTUNER 2022**

Người hướng dẫn: **TS. Nguyễn Việt Hải**

Người phản biện: **TS. Phan Minh Đức**

Sinh viên thực hiện: **Nguyễn Hữu Quang**

Số thẻ sinh viên: **103180044**

Lớp: **18C4A**

Đà Nẵng, 2022

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế hệ thống phanh xe du lịch trên cơ sở xe Toyota Fortuner 2022

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Hữu Quang

Số thẻ sinh viên: 103180044

Lớp: 18C4A

Nội dung đề tài “*Thiết kế hệ thống phanh xe du lịch trên cơ sở xe ô tô Toyota Fortuner 2022*” gồm năm chương như sau:

Chương 1: Tổng quan. Nội dung chính trong chương 1 là tổng quan về hệ thống phanh trên ô tô, giới thiệu về xe tham khảo TOYOTA FORTUNER 2022

Chương 2: Phân tích lựa chọn phương án thiết kế. Từ đó, tính toán hệ thống phanh xe thiết kế. Tính toán cơ cấu phanh, tính toán kiểm tra các thông số liên quan khác của cơ cấu phanh.

Chương 3: Kết cấu và nguyên lý làm việc của hệ thống phanh trên xe thiết kế. Nội dung chính của chương 4 thể hiện sơ đồ, nguyên lý làm việc của hệ thống phanh, kết cấu của một số bộ phận chính như: cơ cấu phanh ở các cầu, xylanh chính, bộ trợ lực.

Chương 4: Kiểm tra và chẩn đoán các hư hỏng của hệ thống phanh. Nội dung trong chương 5 là nêu ra các hư hỏng, kiểm tra, sửa chữa hệ thống phanh và chẩn đoán hệ thống ABS trên xe tham khảo

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Hữu Quang

Số thẻ sinh viên: 103180044

Lớp: 18C4A

Khoa: Cơ khí Giao Thông

Ngành: Kỹ thuật Cơ khí

1. Tên đề tài đồ án:

Thiết kế hệ thống phanh trên xe **TOYOTA FORTUNER 2022**

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

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

Tham khảo thông số kỹ thuật xe **TOYOTA FORTUNER 2022**

4. Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

- Chương 1: Tổng quan.
- Chương 2: Tính toán thiết kế hệ thống phanh.
- Chương 3: Các cụm kết cấu hệ thống phanh thiết kế.
- Chương 4: Các hư hỏng và biện pháp khắc phục trong hệ thống phanh.

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

STT	Nội dung bản vẽ	Số lượng/Loại
1	Bản vẽ tổng thể xe Toyota Fortuner 2022	1/A ₃
2	Bản vẽ sơ đồ hệ thống phanh chính	1/A ₃
3	Bản vẽ kết cấu xy lanh phanh chính	1/A ₃
4	Bản vẽ kết cấu bầu trợ lực chân không	1/A ₃
5	Bản vẽ kết cấu phanh trước	1/A ₃

6	Bản vẽ kết cấu phanh sau	1/A ₃
7	Bản vẽ sơ đồ điều khiển hệ thống phanh ABS	1/A ₃
Tổng		7/A ₃

6. *Họ tên người hướng dẫn:* **TS. Nguyễn Việt Hải**

7. *Ngày giao nhiệm vụ đồ án:* 05/09/2022

8. *Ngày hoàn thành đồ án:* 08/12/2022

Đà Nẵng, ngày 08 tháng 12 năm 2022

Trưởng Bộ môn Kỹ thuật ô tô

Giảng viên hướng dẫn

PGS.TS. Phạm Quốc Thái

TS. Nguyễn Việt Hải

MỤC LỤC

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG PHANH.....	1
1.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu hệ thống phanh	1
1.1.1. Công dụng	1
1.1.2. Yêu cầu.....	2
1.1.3. Phân loại của hệ thống phanh.....	2
1.2. Tổng quan về xe TOYOTA FORTUNER.....	3
1.3. Cấu tạo chung của hệ thống phanh	7
1.3.1 Phân loại cơ cấu phanh:	9
1.3.1.1. Cơ cấu phanh trống guốc:	9
1.3.1.2. Cơ cấu phanh đĩa.....	16
1.3.1.3. Cơ cấu phanh dừng:.....	21
1.3.2. Phân loại dẫn động phanh:	21
1.3.2.1. Dẫn động phanh cơ khí.....	21
1.3.2.2. Dẫn động phanh thủy lực	22
1.3.2.3. Dẫn động phanh khí nén.....	27
1.3.2.4. Dẫn động phanh thủy khí kép hợp	30
1.3.3. Bộ cường hóa lực phanh.....	31
1.3.4. Hệ thống phanh có bộ trợ lực chống hãm cứng bánh xe (ABS).....	31
CHƯƠNG 2: LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ	
HỆ THỐNG PHANH	35
2.1. Thông số cơ bản của xe.....	35
2.2. Xác định momen phanh cần thiết tại các bánh xe	35
2.3. Tính toán cơ cấu phanh	40
2.3.1. Lực ép yêu cầu ở cơ cấu phanh	40

2.3.2. Bề rộng má phanh.....	40
2.3.3. Tính theo chiều dài cung phanh	41
2.3.4. Tính toán kiểm tra các thông số liên quan khác của cơ cấu phanh	43
2.3.4.1. Tính toán kiểm tra công trượt riêng.....	43
2.3.4.2. Tính toán kiểm tra nhiệt độ hình thành ở cơ cấu phanh:	44
2.3.5. Hành trình dịch chuyển đầu piston xy lanh công tác của cơ cấu ép.....	46
2.3.6. Đường kính xy lanh công tác	46
2.3.6.1. Đường kính xy lanh công tác.....	46
2.3.6.2. Đường kính xy lanh chính	47
2.3.7. Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính.....	48
2.3.8. Hành trình và tỷ số truyền bàn đạp phanh:.....	50
2.3.9. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa tính trợ lực.	51
2.3.10. Lực tác dụng cần thiết lên bàn đạp phanh khi có trợ lực.	52
2.3.11. Đường kính xy lanh của bầu trợ lực	53
2.4. Tính toán điều chỉnh chống trượt ABS.....	53
2.4.1. Cơ sở lý thuyết về phanh chống hãm cứng bánh xe ABS	53
2.4.2. Ý nghĩa của hệ thống ABS	55
2.4.3. Nguyên lý làm việc cơ bản của hệ thống ABS.....	56
2.4.4. Giải pháp điều khiển hệ thống ABS.....	59
2.4.4.1. Điều khiển hệ thống ABS khi phanh bình thường	59
2.4.4.2. Điều khiển hệ thống ABS ở chế độ giảm áp	60
CHƯƠNG 3: CÁC CỤM KẾT CẤU HỆ THỐNG PHANH THIẾT KẾ	62
3.1. Sơ đồ hệ thống phanh và nguyên lí hoạt động.....	62
3.2. Kết cấu các cụm chi tiết của hệ thống phanh	63
3.2.1. Cơ cấu phanh	63
3.2.2. Cấu tạo xy lanh phanh chính và bầu trợ lực chân không.....	66

3.2.3. Hệ thống phân phối lực phanh điện tử (EBD).....	67
Chương 4: KIỂM TRA VÀ CHẨN ĐOÁN CÁC HƯ HỎNG CỦA HỆ THỐNG PHANH.....	74
4.1. Các hư hỏng trong hệ thống phanh.....	74
4.1.1. Bó kẹt cơ cấu phanh	74
4.1.2. Phanh không ăn	74
4.1.3. Phanh ăn về một phía	75
4.1.4. Rò rỉ dầu phanh	75
4.2. Kiểm tra, sửa chữa hệ thống phanh	76
4.2.1. Cơ cấu phanh	76
4.2.2. Kiểm tra xy lanh chính.....	77
4.2.3. Kiểm tra hoạt động bộ trợ lực	77
4.2.4. Kiểm tra bàn đạp phanh, các đường ống dẫn dầu	78
4.2.5. Kiểm tra xả khí trong dầu phanh.....	79
4.2.6. Điều chỉnh cơ cấu phanh tay.....	79
4.3. Chẩn đoán hệ thống ABS trên xe	80
4.3.1. Kiểm tra ban đầu	80
4.3.2. Chức năng tự chẩn đoán hệ thống ABS.....	81
4.3.3. Kiểm tra mạch cảm biến tốc độ bánh xe	83
4.3.4. Kiểm tra mạch khối thủy lực.....	84
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	86

LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án tốt nghiệp có ý nghĩa quan trọng đối với sinh viên của các trường đại học. Đặc biệt, đối với sinh viên các ngành kỹ thuật, đồ án tốt nghiệp là sản phẩm trí tuệ mang tính khoa học - kỹ thuật của sinh viên trong quá trình học tập, nghiên cứu tại trường. Đồ án tốt nghiệp là học phần đánh giá và phân loại trình độ của sinh viên trong giai đoạn làm đồ án. Chính vì tầm quan trọng của đồ án tốt nghiệp và được sự cho phép của Khoa Cơ khí Giao thông, em được nhận đề tài “***Thiết kế hệ thống phanh ô tô trên cơ sở ô tô Toyota Fortunner 2022***” trong đợt làm đồ án của mình.

Cùng với sự phát triển của khoa học kỹ thuật, ngành ô tô ngày càng phát triển hơn. Khởi đầu từ những chiếc ô tô thô sơ, hiện nay ngành công nghiệp ô tô đã có sự phát triển vượt bậc nhằm đáp ứng những yêu cầu của con người. Những chiếc ô tô ngày càng trở nên đẹp hơn, nhanh hơn, an toàn hơn, tiện nghi hơn để theo kịp với xu thế của thời đại. Trong những năm gần đây, nền công nghiệp ô tô đã có sự phát triển mạnh mẽ, hòa nhịp với sự phát triển không ngừng của ngành công nghiệp ô tô thế giới. Tuy nhiên, dù ở giai đoạn phát triển mạnh mẽ nào, khi kỹ thuật ngày càng hoàn thiện thì sự an toàn vẫn được đặt lên hàng đầu nhằm bảo vệ tính mạng con người và giảm thiệt hại về vật chất. Và đây cũng là nhiệm vụ và yêu cầu mà hệ thống phanh trên ô tô cần thực hiện được.

Trong thời gian làm đồ án tốt nghiệp, được sự chỉ dẫn của giáo viên hướng dẫn TS. Nguyễn Việt Hải và sự nỗ lực của bản thân, hoàn đã hoàn thành đề tài đồ án tốt nghiệp của mình theo đúng tiến độ. Tuy nhiên, do còn hạn chế về thời gian, kiến thức và tài liệu tham khảo nên bài đồ án tốt nghiệp không tránh khỏi các sai sót. Vì vậy, em mong các thầy cô trong Khoa và các bạn đóng góp thêm ý kiến để đề tài đồ án tốt nghiệp của em được hoàn thiện hơn. Qua đây, em xin gửi lời cảm ơn đến các thầy cô trong Khoa Cơ khí Giao thông đã nhiệt tình, truyền đạt các kiến thức quý giá đến với chúng em trong thời gian học tập tại trường

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG PHANH

Mục đích, ý nghĩa đề tài:

Trong các hệ thống trên ô tô thì có nhiều hệ thống đảm bảo chức năng an toàn, ổn định dẫn hướng, tính êm dịu chuyển động như hệ thống phanh, hệ thống lái, hệ thống treo... Việc sử dụng ô tô để tham gia giao thông cần phải có đầy đủ các hệ thống đảm bảo an toàn cho lái xe. Do đó, hệ thống phanh là hệ thống rất quan trọng trên ô tô. Các ô tô hiện nay điều trang bị hệ thống an toàn này giúp cho lái xe có thể xử lý các tình huống xấu khi tham gia giao thông. Ngày nay, các ô tô có chuyển động với vận tốc lớn để thỏa mãn nhu cầu đi lại nhanh hơn thì hệ thống phanh cần phải không ngừng cải tiến và phát triển để đảm bảo chức năng an toàn, tránh các sự cố gây tai nạn giao thông.

Chính vì tầm quan trọng của hệ thống phanh trên ô tô nên em đã chọn đề tài “*Thiết kế hệ thống phanh ô tô trên cơ sở ô tô Toyota Fortuner 2022*” cho đề án tốt nghiệp của mình. Trong suốt quá trình học tập các học phần, nghiên cứu các vấn đề liên quan trong ngành Kỹ thuật Cơ khí, em đã tích lũy được nhiều kiến thức cơ bản cũng như các kiến thức chuyên ngành của mình. Do vậy, đề án tốt nghiệp sẽ là lúc em vận dụng, sáng tạo các kiến thức tích lũy ấy vào một vấn đề kỹ thuật của ngành. Mục đích của đề tài là nhằm tổng hợp các sơ đồ nguyên lý làm việc, kết cấu các chi tiết, bộ phận trong hệ thống phanh để thực hiện quá trình tính toán, thiết kế hệ thống phanh trên ô tô du lịch. Các thông số kỹ thuật, đặc tính làm việc của hệ thống phanh thiết kế phải đạt yêu cầu về hiệu quả phanh, độ tin cậy làm việc, đảm bảo các yêu cầu của hệ thống phanh. Qua đó, giúp em có thêm nhiều kiến thức mới cũng như củng cố lại các kiến thức đã học.

1.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu hệ thống phanh

1.1.1. Công dụng

- Hệ thống phanh ô tô có công dụng giảm vận tốc của xe tới một tốc độ nào đó hoặc dừng hẳn.
- Giữ xe lâu dài trên đường, đặc biệt là đường dốc
- Trên máy kéo hoặc trên một số xe chuyên dụng, hệ thống phanh còn được kết hợp với hệ thống lái dùng để quay vòng xe.
- Hệ thống phanh có chức năng giảm tốc độ chuyển động của xe, dừng hẳn hoặc giữ xe đỗ ở một vị trí nhất định

- Đối với ô tô hệ thống phanh là một trong những cụm quan trọng nhất, bởi vì nó bảo đảm cho ô tô chạy an toàn ở tốc độ cao, do đó có thể nâng cao được năng suất vận chuyển (tức là tang được tốc độ trung bình của xe.)

1.1.2. Yêu cầu

Hệ thống phanh cần đảm bảo các yêu cầu chính sau:

- Có hiệu quả phanh cao nhất ở tất cả các bánh xe, nghĩa là đảm bảo quãng đường phanh ngắn nhất khi phanh đột ngột trong mọi trường hợp nguy hiểm
- Phanh êm dịu trong mọi trường hợp, bảo đảm sự ổn định khi phanh
- Điều khiển nhẹ nhàng
- Dẫn động phanh phải có độ nhạy cao và phải có hai dòng độc lập đối với phanh chính
- Phân bố momen phanh phải hợp lý để đảm bảo tận dụng tối đa trọng lượng bánh tại các bánh xe và không xảy ra hiện tượng trượt lết khi phanh
- Không có hiện tượng tự xiết khi phanh
- Cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt
- Giữ được tỉ lệ thuận giữa lực trên bàn đạp hoặc đòn điều khiển với lực phanh trên bánh xe.
- Các hệ số ma sát giữa phần quay và má phanh cao, ổn định trong điều kiện sử dụng.
- Đối với phanh dừng => phải giữ xe đứng yên lâu dài trên dốc. Có thể hỗ trợ một phần khi hệ thống phanh chính mất tác dụng

1.1.3. Phân loại của hệ thống phanh

- **Theo công dụng:**

- Hệ thống phanh chính (phanh chân)
- Hệ thống phanh dừng (phanh tay)
- Hệ thống phanh dự phòng
- Hệ thống phanh rà hay chậm dần (phanh bằng động cơ, thủy lực hay điện từ) sử dụng trên các xe cỡ lớn và trên các dốc dài.

- **Theo kết cấu của cơ cấu phanh:**

- Hệ thống phanh với cơ cấu phanh guốc
- Hệ thống phanh với cơ cấu phanh đĩa

- **Theo dẫn động phanh:**

- Hệ thống dẫn động cơ khí

- Hệ thống dẫn động thủy lực
- Hệ thống dẫn động khí nén
- Hệ thống phanh dẫn động kết hợp thủy lực- khí nén
- Hệ thống phanh điện (đây đang là xu thế của thời đại)
 - **Theo khả năng điều chỉnh momen phanh ở cơ cấu phanh:**
 - Theo khả năng điều chỉnh momen phanh ở cơ cấu phanh chúng ta có hệ thống phanh với bộ điều hòa lực phanh.
 - **Theo trợ lực:**
 - Hệ thống phanh có trợ lực
 - Hệ thống phanh không có trợ lực
 - **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 (hệ thống ABS)

1.2. Tổng quan về xe TOYOTA FORTUNER

Giới thiệu chung về xe Toyota Fortuner:

Gần đây phân khúc SUV tầm trung 7 chỗ được nhiều khách mua ưu tiên lựa chọn bởi tính tiện dụng vừa rộng rãi, vừa chở thêm được nhiều người, vừa tiện lợi cho gia đình đi lại cả trong đô thị đông đúc hay những chuyến du lịch chơi xa. Đây là “mảnh đất màu mỡ” để các hãng xe đầu tư mạnh vào với hàng loạt cái tên nổi bật như: Toyota Fortuner, Nissan X – trail, Ford Everest, Hyundai Santafe, Kia Sorento, Mitsubishi Pajero và gần đây là Honda CR – V, Mazda CX – 8.

Các phiên bản Fortuner trên thị trường hiện nay:

- Toyota Fortuner 2.8AT 4x4 máy dầu
- Toyota Fortuner Legender 2.8AT 4x4 máy dầu
- Toyota Fortuner 2.7AT 4x2 máy xăng
- Toyota Fortuner 2.7AT 4x4 máy dầu

Về ngoại thất fortuner:

Nhìn chung các phiên bản Fortuner không có sự thay đổi đáng kể nào về ngoại hình, như vậy Toyota Fortuner 2.8AT 4x4 2022 vẫn giữ thiết kế mang xu hướng thể thao, khỏe khoắn và sang trọng.

Kích thước Fortuner 2022 dài x rộng x cao lần lượt là 4795 x 1855 x 1835 mm, chiều dài cơ sở 2745 mm.

❖ Đầu xe Fortuner 2022:

Ấn tượng ngay từ cái nhìn đầu tiên với thiết kế phía trước hoàn toàn mới, cản trước lớn và bề thế, các đường dập nổi cá tính cùng các chi tiết mạ crom mạnh mẽ, sang trọng. Ở phía đầu xe, các cụm đèn chiếu sáng thanh mảnh được vuốt ngược sang hai bên hông sắc nét, có độ hầm hố hơn nhiều so với lối thiết kế vuông vức như “người tiền nhiệm”. Phiên bản 4x4 được trang bị nhiều công nghệ hiện đại như đèn Bi – LED cao cấp (chiếu xa và chiếu gần đều dạng LED), projector cùng các chức năng bật/tắt tự động, cũng như được trang bị dải đèn ban ngày dạng LED. Đèn sương mù được thiết kế ấn tượng với thanh crom kích thước lớn tạo điểm nhấn đặc biệt cho phần thiết kế phía trước. Gương chiếu hậu kiểu dáng khí động học, có chức năng chỉnh điện, gập điện tích hợp báo rẽ LED.

❖ Thân xe Fortuner 2022:

Liếc nhìn từ bên hông, Toyota Fortuner 2022 trông thanh thoát hơn với cột A được vuốt nhỏ lại và kéo dài ra tới tận đuôi sau, nét ấn tượng nữa là đường nẹp chrome chạy dưới dạng chân kính hông được kéo dài ra sau đuôi và bao trọn cả phần còn lại rất đẹp mắt và sang trọng. Bộ mâm hợp kim 18 inch 6 chấu kép thể thao (phiên bản cao cấp 2.8V), hốc bánh xe cao đặc trưng của một mẫu SUV hầm hố, gương chiếu hậu cùng màu thân xe, chỉnh/gập điện tích hợp xi nhan báo rẽ, và có đèn chào mừng khi ra vào xe (phiên bản 2.8V). Bộ bước được lắp thêm tăng phần hiện đại. Tay nắm cửa khi đi kèm với chìa khóa thông minh, thao tác đóng/mở khóa xe từ bên ngoài trở nên dễ dàng, thuận tiện hơn chỉ với một nút bấm.

❖ Đuôi xe:

Đuôi xe cũng hiện đại không kém với dải LED hậu sắc cạnh như trên mẫu sedan hạng sang., được nối liền bằng một thanh chrome to tăng phần cứng cáp. Đèn LED phanh đặt trên cao tăng tính an toàn.

Ngoài ra, xe còn được trang bị thêm gạt mưa trước sau cộng thêm chức năng sấy kính sau, đảm bảo tầm nhìn cho tài xế.

Về nội thất

Không gian nội thất hoàn toàn mới: cá tính trẻ trung, mạnh mẽ mà tinh tế. Thiết kế với bảng taplo cứng cáp; nội thất sang trọng được hoàn tất tỉ mỉ đến từng chi tiết nhỏ, để chủ sở hữu cảm nhận được sự thoải mái và sang trọng tối ưu.

Thiết kế 3 hàng ghế ngồi với 7 ghế đều được bọc da có cảm giác dễ chịu. Ngoài ra, vị trí ghế người lái được tích hợp chức năng chỉnh điện 8 hướng ở các phiên bản số tự động và chỉnh tay 6 hướng phiên bản số sàn. Ở ghế hành khách, các phiên bản đều tích hợp chế độ chỉnh tay 4 hướng giúp hành khách dễ dàng điều chỉnh ghế ngồi cho thoải mái. Hàng ghế thứ 2 có thể gập lưng ghế 60:40 và hàng ghế thứ 3 có thể ngả lưng ghế và gập 50:50 sang hai bên để tiết kiệm không gian.

Vô lăng của xe là loại 3 chấu, chỉnh tay 4 hướng bọc da thiết kế thể thao đối với phiên bản số tự động và bọc Urethane đối với phiên bản số sàn, có tích hợp nhiều phím chức năng tiện lợi cho người lái. Giúp người lái có thể cảm nhận được sự vững chãi và sang trọng khi đặt tay vào vô lăng. Lẫy chuyển số thể thao (dành cho các phiên bản số tự động) là một tính năng đáng lưu ý trên mẫu SUV này. Phía sau tay lái là cụm đồng hồ Optitron cao cấp (phiên bản số tự động)/ Analog (phiên bản số sàn) hiển thị sau tua máy, tốc độ, nhiên liệu, nhiệt độ động cơ... hiển thị màu sắc dễ nhìn và dịu mắt.

❖ Tiện nghi Fortuner 2022:

Nhằm đáp ứng nhu cầu của hành khách trên xe, Toyotas Fortuner 2022 được trang bị công kết nối USB, AUX, Bluetooth, hệ thống đàm thoại rảnh tay cùng với đó là cửa điều chỉnh điện, khóa cửa điện và chức năng khóa cửa từ xa. Các phiên bản số tự động được trang bị hệ thống điều hòa tự động 2 dàn lạnh, đầu đĩa DVD cảm ứng 7", 6 loa đáp ứng nhu cầu giải trí của hành khách. Riêng phiên bản số sàn, hạn chế hơn, hệ thống chỉnh tay 2 dàn lạnh và đĩa CD thua kém hơn với các phiên bản khác.

❖ Khả năng vận hành của Fortuner 2022

Khi tìm đến Fortuner 2022, hành khách sẽ có nhiều tùy chọn như động cơ xăng hay diesel, phiên bản 1 cầu hay 2 cầu, số sàn hoặc số tự động. Phiên bản động cơ xăng 2TR - FE bổ sung công nghệ Dual VVT - I tiên tiến, trong khi động cơ Diesel 2GD - FTV (phiên bản 2.4MT, 2.4AT), 1GD - FTV vận hành tốt hơn, giảm thiểu tiếng ồn. Kết hợp cùng đó sẽ là hộp số tự động 6 cấp hoặc hộp số sàn 6 cấp hoàn toàn mới.

❖ An toàn Fortuner:

Để đảm bảo an toàn cho tài xế và hành khách, tất cả các phiên bản của Toyota Fortuner 2022 đều được trang trí các hệ thống an toàn cơ bản như hệ thống chống bó cứng ABS, hệ thống hỗ trợ lực phanh khẩn cấp và cảm biến hỗ trợ đỗ xe phía sau. Đặc biệt ở phiên bản cao cấp Fortuner 2.8V còn được bổ sung thêm hệ thống đỡ đèo giúp tài xế kiểm soát xe dễ dàng hơn khi đổ đèo, hay ở hệ thống kiểm soát lực kéo có trang bị thêm hệ thống A – TRC và camera lùi còn được gắn vào xe như phiên bản 2.7V.

Hệ thống túi khí với 7 túi khí được trang bị cho người lái và hành khách công thêm dây đai an toàn 3 điểm, ghế, cột lái và bàn đạp phanh tự độ đảm bảo an toàn và giảm thiểu nguy cơ gây chấn thương cho hành khách và người lái. Khung xe GOA vững chắc giúp chiếc xe hấp thụ các xung lực va đập, giảm biến dạng và giúp giảm thiểu chấn thương cho người ở trong xe.

Các hệ thống chính trên Toyota Fortuner

❖ Hệ thống làm mát:

Dùng chất lỏng (nước) để làm mát động cơ. Người ta sử dụng phương pháp làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng kín. Nước sau khi đi làm mát động cơ được đưa trở lại két nước để làm mát.

❖ Hệ thống bôi trơn:

Hoạt động theo nguyên lý hỗn hợp bao gồm bôi trơn cưỡng bức kết hợp với vung tóa.

❖ Hệ thống lái:

Hệ thống lái trên Fortuner là hệ thống lái cơ khí với tay lái trợ lực thủy lực, giúp tay lái nhẹ hơn khi xe chạy ở tốc độ thấp và trở lại bình thường khi xe chạy ở tốc độ cao. Hệ thống lái xe Fortuner bao gồm cơ cấu lái, dẫn động lái và trợ lực lái.

❖ Hệ thống phanh:

Hệ thống phanh của xe Fortuner gồm phanh chân (phanh công tác) và phanh tay (phanh dừng).

Sử dụng hệ thống chống hãm cứng bánh xe (ABS) kết hợp với hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD giúp xe vận hành an toàn, ổn định trên đường trơn trượt.

Phanh tay dùng để dừng xe tại chỗ.

Cơ cấu phanh trước và phanh sau của xe đều là phanh đĩa.

❖ Hệ thống treo:

Hệ thống treo trước là hệ thống treo độc lập bằng lò xo trụ và ống giảm chấn nó có ưu điểm khối lượng phần không được treo là nhỏ, đặc tính bám đường xe tốt vì vậy êm dịu trong khi di chuyển và có tính ổn định tốt, do không có sự nổi cứng giữa các bánh xe trái và bánh xe bên phải có thể hạ thấp sàn ô tô và trị trí lắp động cơ do đó có thể hạ thấp trọng tâm.

Tuy nhiên bố trí hệ thống treo kiểu này nó có hạn chế, kết cấu hệ thống treo phức tạp hơn, các lò xo chỉ có tác dụng đỡ thân ô tô không có tác dụng định vị bánh xe do vậy phải có thanh liên kết.

Hệ thống treo sau Fortuner là hệ thống treo phụ thuộc nhíp với ống giảm chấn nó có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, ít chi tiết vì thế dễ bảo dưỡng. Có độ cứng vững cao nên có thể chịu được tải nặng, khi xe đi vào đường vòng thân xe ít bị nghiêng. Định vị của các bánh xe ít bị thay đổi do chuyển động lên xuống của chúng, nhờ thế mà các bánh xe ít bị mòn.

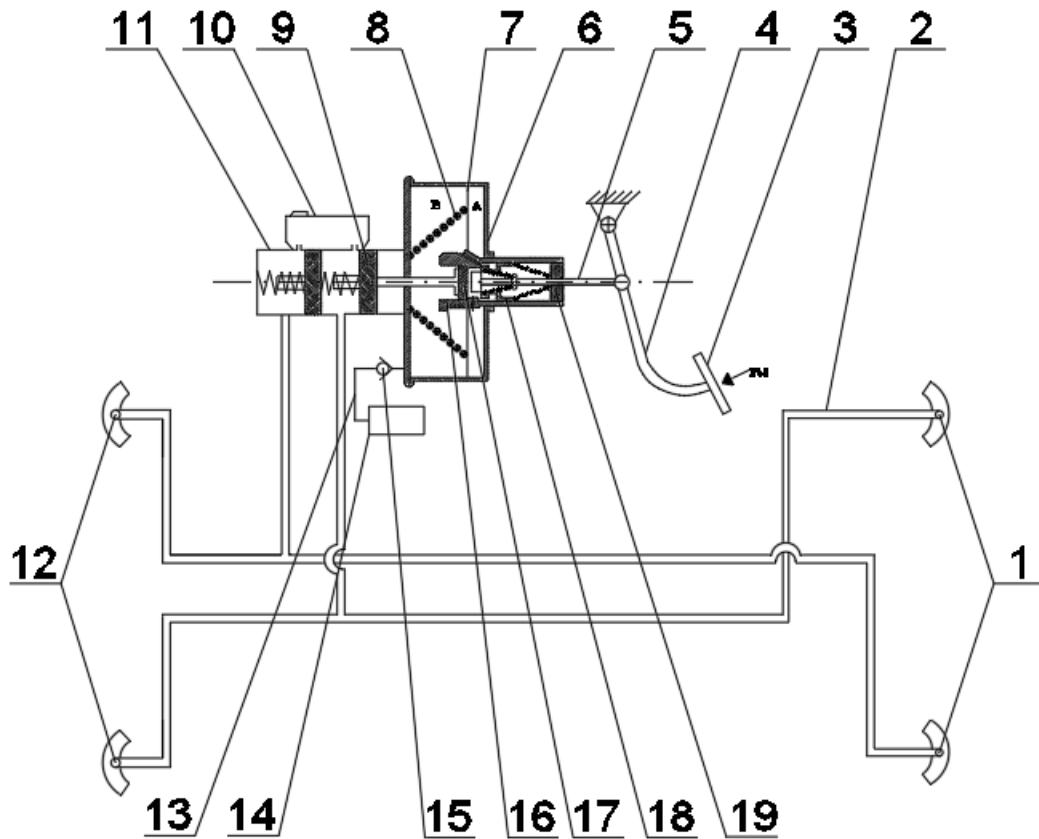
Tuy nhiên nó có nhược điểm là khối lượng không được treo lớn nên tính êm dịu của xe khi sử dụng kém, do chuyển động của bánh xe bên trái và bên phải có ảnh hưởng lẫn nhau nên dễ xuất hiện dao động và rung động.

1.3. Cấu tạo chung của hệ thống phanh

Cấu tạo chung của hệ thống phanh trên ô tô gồm hai phần chính:

Cơ cấu phanh:

- + Cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe nhằm tạo ram omen hãm trên bánh xe khi phanh ô tô.
- + Các cơ cấu phanh thường dùng trên cơ sở tạo ma sát giữa phần quay và phần cố định. Trên hình 2.0 là ba cơ cấu phanh điển hình trên ô tô: cơ cấu phanh đĩa, cơ cấu phanh guốc và cơ cấu phanh tay dùng.



Hình 1.0. Hệ thống phanh trên ô tô

Chú thích: 1 – Cơ cấu phanh sau; 2 – Đường dầu; 3 – Bàn đạp; 4 – Cần bàn đạp; 5 – Cần đạp; 6 – Bầu trợ lực chân không; 7 - Piston màng; 8 – Lò xo hồi vị; 9 – Piston; 10 – Bầu chứa dầu; 11 – Xylanh chính kép; 12 – Cơ cấu phanh trước; 13 – Ống chân không; 14 – Bơm chân không; 15 – Van một chiều; 16 – Van chân không; 17 – Cơ cấu cao su tỉ lệ; 18 – Van không khí; 19 – Lọc không khí.

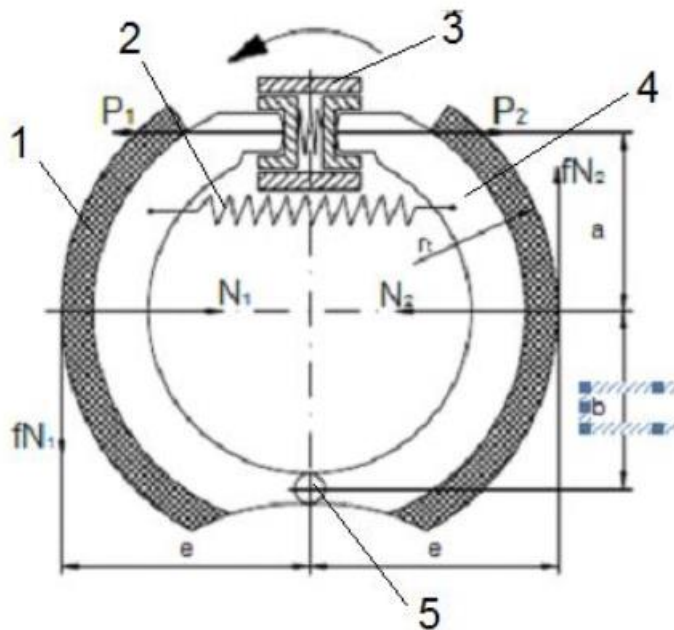
Dẫn động phanh:

+ 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 dẫn động cơ khí thì dẫn động phanh bao gồm bàn đạp và các thanh đòn cơ khí. 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), các ống dẫn.

1.3.1 Phân loại cơ cấu phanh:

1.3.1.1. Cơ cấu phanh trống guốc:

a. Cơ cấu phanh trống guốc loại 1 (loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xy lanh kép và có hai điểm tựa cố định của guốc được bố trí cùng phía)



Hình 1.1. Cơ cấu phanh trống guốc loại 1

1- Má phanh; 2- Lò xo hồi; 3- Xy lanh công tác (xy lanh bánh xe); 4- Guốc phanh; 5- Chốt guốc phanh

Nguyên lí hoạt động: khi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, qua hệ thống các cơ cấu dẫn động, dầu thủy lực được cung cấp vào xy lanh bánh xe làm đẩy hai piston đi ra, hai piston này tạo lực ép lên hai guốc phanh, đẩy má phanh ép chặt vào trống phanh, giữa má phanh và trống phanh xuất hiện lực ma sát tạo ra momen phanh cản trở sự quay của bánh xe. Vì vậy, giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện lực phanh. Khi thôi tác dụng lên bàn đạp phanh, nhờ lò xo hồi vị mà hai má phanh được tách ra khỏi trống phanh.

Đặc điểm:

- Loại cơ cấu phanh trống guốc này có cơ cấu ép bằng xy lanh 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 lệch 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
- Momen phanh chạy tiến như chạy lùi.

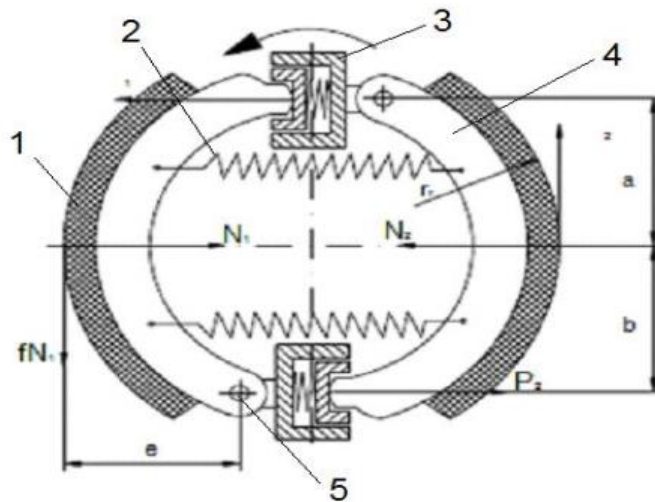
Nhược điểm:

- Momen 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

Phạm vi sử dụng:

- Được sử dụng trong ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ và trung bình...

b. Cơ cấu phanh trống guốc loại 2 (loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xy lanh đơn và có hai điểm tựa cố định của tâm quay guốc được bố trí khác nhau)



Hình 1.2. Cơ cấu phanh trống guốc loại 2

1- Má phanh; 2- Lò xo hồi vị; 3- Xy lanh công tác (xy lanh bánh xe); 4-Guốc phanh; 5- Chốt guốc phanh

Nguyên lí hoạt động: khi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, qua hệ thống các cơ cấu dẫn động, dầu thủy lực được cung cấp vào xy lanh bánh xe làm đẩy hai piston đơn đi ra (hai piston được bố trí khác phía), hai piston này tạo lực ép lên hai guốc phanh, đẩy má phanh ép chặt vào trống phanh, giữa má phanh và trống phanh xuất hiện lực ma sát tạo ra momen phanh cản trở sự quay của bánh xe. Vì vậy, giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện lực phanh. Khi thôi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, nhờ lò xo hồi vị mà hai má phanh được tách ra khỏi trống phanh.

Đặc điểm:

- Đây là loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xy 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 momen 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 có 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 tang lên nhiều

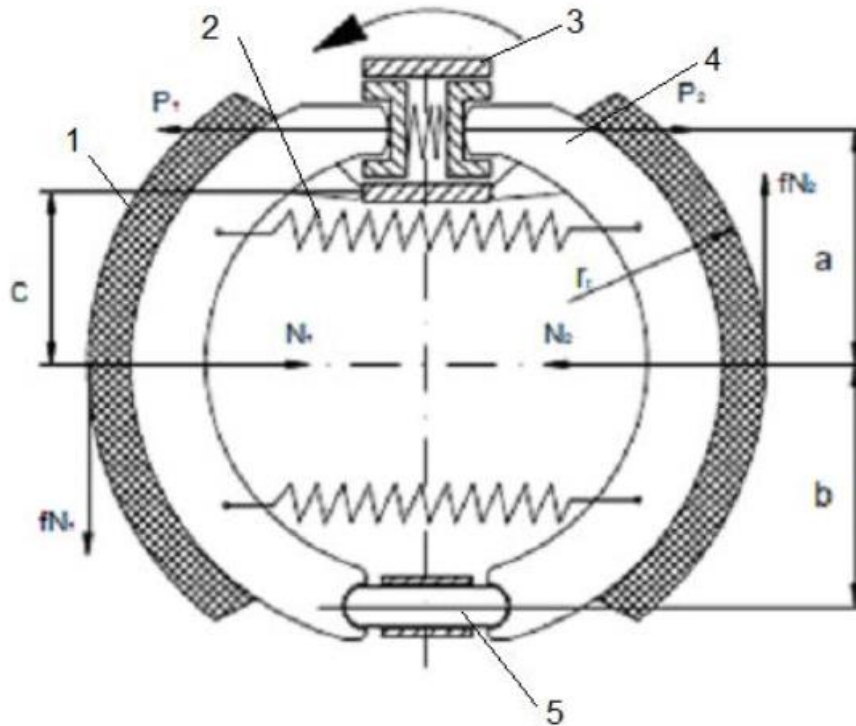
Nhược điểm:

- Kết cấu phức tạp vì phải dùng 2 xy lanh
- Hiệu quả phanh khi ô tô chuyển động lùi kém nên thường dùng cho cầu trước

Phạm vi sử dụng:

- Được sử dụng trong ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ và trung bình... chủ yếu dùng cho cầu trước

c. Cơ cấu phanh trống guốc loại 3 – cường hóa (*loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xy lanh kép và thanh cường hóa*)



Hình 1.3. Cơ cấu phanh trống guốc loại 3

1- Má phanh; 2- Lò xo hồi vị; 3- Xy lanh công tác (xy lanh bánh xe); 4- Guốc phanh; 5- Thanh cường hóa

Nguyên lí hoạt động: khi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, qua hệ thống các cơ cấu dẫn động, dầu thủy lực được cung cấp vào xy lanh bánh xe làm đẩy hai piston đi ra, hai piston này tạo lực ép lên hai guốc phanh, đẩy má phanh ép chặt vào trống phanh, giữa má phanh và trống phanh xuất hiện lực ma sát tạo ra momen phanh cản trở sự quay của bánh xe. Ở đây má phanh trái có xu hướng tự siết, má phanh phải có xu hướng tự tách, nhưng nhờ có thanh cường hóa mà cả hai má phanh đều tự siết. Vì vậy, giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện lực phanh. Khi thôi tác dụng lên bàn đạp phanh, nhờ lò xo hồi vị mà hai má phanh được tách ra khỏi trống phanh.

Đặc điểm:

- Là cơ cấu phanh mà kết cấu của nó cho phép lợi dụng lực ma sát giữa một má phanh và trống phanh để cường hóa – tăng lực ép, tăng hiệu quả phanh cho má kia, đầu trên của hai guốc sử dụng chung một xy lanh kép để tạo lực ép chính cho hai guốc.

Ưu điểm:

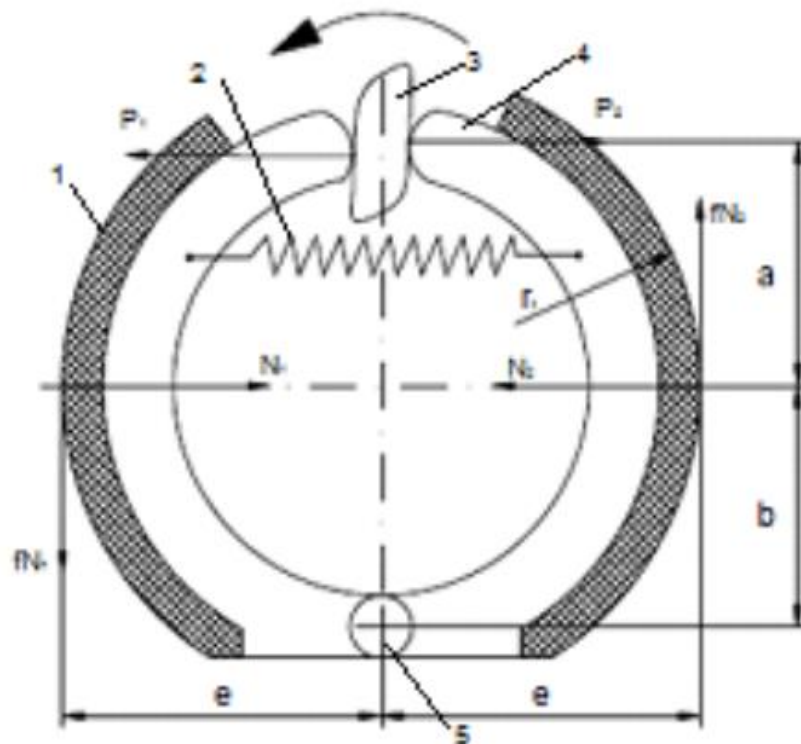
- Momen phanh chạy tiến như chạy lùi
- Hiệu quả phanh cao

Nhược điểm:

- Kết cấu phức tạp
- Momen phanh kém ổn định
- Tính cân bằng kém
- Làm việc không êm

Phạm vi sử dụng: ít sử dụng

d. Cơ cấu phanh trông guốc loại 4 (loại trông guốc với cam ép):



Hình 1.4. cơ cấu phanh trông guốc loại 4

1- Má phanh; 2- Lò xo hồi vị; 3- Cam ép; 4- Guốc phanh; 5- Chốt guốc phanh

Nguyên lí làm việc: khi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, qua hệ thống các cơ cấu dẫn động sẽ làm cam ép quay, cam ép này tạo lực ép lên hai guốc phanh, đẩy má phanh ép chặt vào trống phanh, giữa má phanh và trống phanh xuất hiện lực ma sát tạo ra momen phanh cản trở sự quay của bánh xe. Vì vậy, giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện lực phanh. Khi thôi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, nhờ lò xo hồi vị mà hai má phanh được tách ra khỏi trống phanh.

Đặc điểm:

- Đây là kiểu đặc biệt, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng. Tuy vậy momen 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 momen ma sát).
- 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, sửa chữa
- Dễ điều khiển
- Momen phanh chạy tiến như chạy lùi

Nhược điểm:

- Hiệu suất phanh chưa cao
- Trọng lượng lớn, tản nhiệt kém, thoát nước kém...

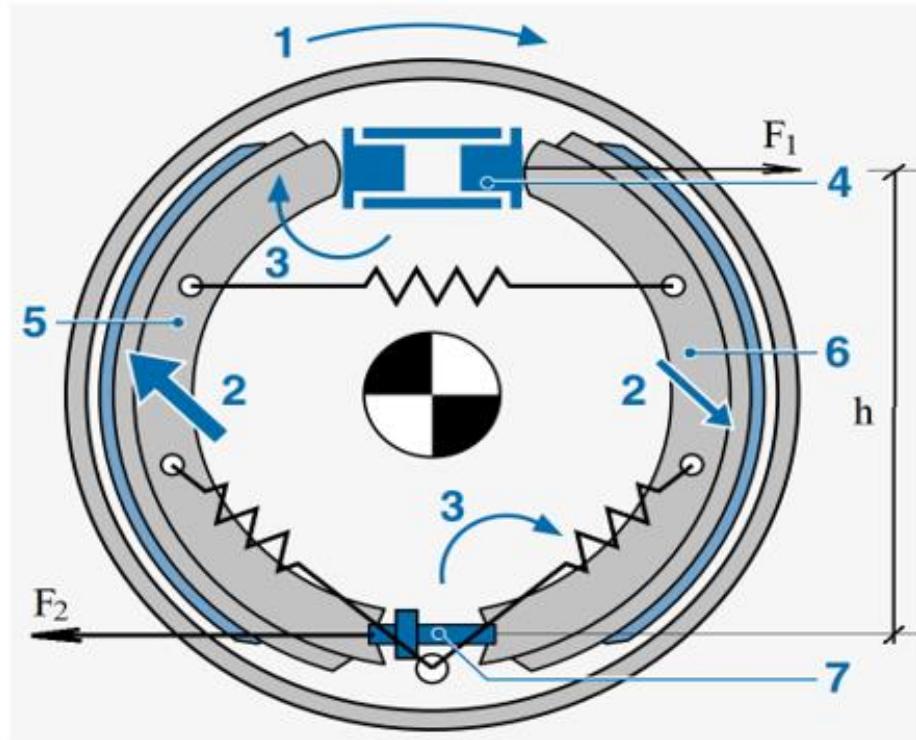
Phạm vi sử dụng:

- Được sử dụng phổ biến, thường được dẫn động bằng khí nén nên được sử dụng phổ biến trên xe tải trọng lớn, xe khách từ 30 chỗ trở lên...

e. Cơ cấu phanh trống guốc loại 5 – cường hóa:

Cấu tạo:

Đây là loại trống guốc có cơ cấu ép bằng xy lanh kép và thanh cường hóa.



Hình 1.5. Cơ cấu phanh guốc loại 5

- 1- Chiều quay của bánh xe (chiều quay trống phanh); 2- Phương hợp lực tác dụng lên guốc phanh; 3- chiều quay của hai guốc ; 4- Piston của xy-lanh phanh bánh xe; 5- Guốc phanh trước; 6- Guốc phanh sau; 7- Thanh liên kết.

Nguyên lí hoạt động:

Đây là loại cơ cấu phanh kiểu tang trống đặc biệt, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng. Đặc biệt mô-men ma sát của tang trống được tạo ra bởi hai guốc có giá trị tăng lên đáng kể nhờ guốc này cường hóa cho guốc kia mặc dầu các thông số cơ bản của cơ cấu phanh không thay đổi so với hai loại trên. Đầu trên của hai guốc sử dụng chung một xy-lanh kép với nhau, piston (4) hoàn toàn giống nhau để tạo lực ép cho hai guốc. Đầu dưới của hai guốc được tỳ lên thanh liên kết (7) có tính chất của một thanh tự cường hóa tùy động theo chiều quay tiến hoặc lùi. Mỗi guốc của cơ cấu phanh đều có thêm một tâm quay tùy động; được bố trí bởi bích tỳ ngay trên piston ép (4) so với đầu xy-lanh cố định. Do tính chất của thanh cường hóa song song với phương lực ép F nên các lực tác dụng lên các guốc là cùng song song nhau.

Ưu điểm: - Tăng hiệu quả phanh do momen ma sát của tang trống được tạo ra bởi hai guốc có giá trị tăng lên đáng kể nhờ guốc này cường hóa guốc kia.

Nhược điểm: - Kết cấu phanh dễ gây lên dao động momen phanh ảnh hưởng xấu đến chất lượng ổn định chuyển động.

- Phức tạp khó khăn trong bảo dưỡng và sửa chữa.

Phạm vi sử dụng: - Được sử dụng ở các bánh xe sau của ô tô du lịch và ô tô tải nhỏ đến trung bình.

1.3.1.2. Cơ cấu phanh đĩa

- Phanh đĩa có các loại: kín, hở, một đĩa, loại vỏ quay, đĩa quay, vòng ma sát quay
- Đĩa có thể là đĩa đặc, đĩa có xẻ 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.

Sau đây ta chỉ xét tới hai loại phanh đĩa: loại má kẹp cố định và loại má kẹp tùy động.

Đặc điểm:

- Một đĩa phanh được lắp với may ơ của bánh xe và quay cùng bánh xe
- Một giá đỡ cố định trên dầm cầu trong đó có đặt các xy lanh bánh xe
- Hai má phanh dạng phẳng được đặt ở hai bên của đĩa phanh và được dẫn động bởi các piston của xy lanh bánh xe

Phạm vi sử dụng:

- 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.

Ưu điểm:

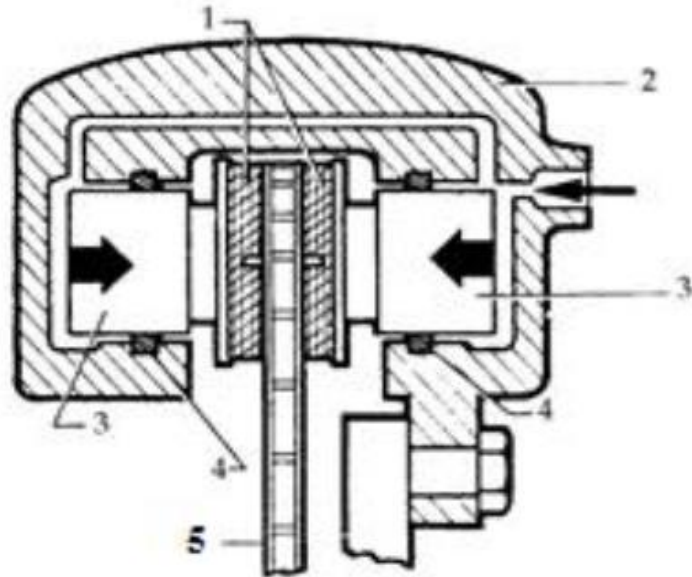
- Tỏa nhiệt tốt do phần lớn đĩa phanh được tiếp xúc với không khí
- Cấu tạo đơn giản
- Khả năng thoát nước tốt
- Trọng lượng nhỏ

- Không cần phải điều chỉnh khe hở giữa má phanh với đĩa phanh

Nhược điểm:

- Lực ép lớn dễ gây bó kẹt phanh

a. Loại má kẹp cố định

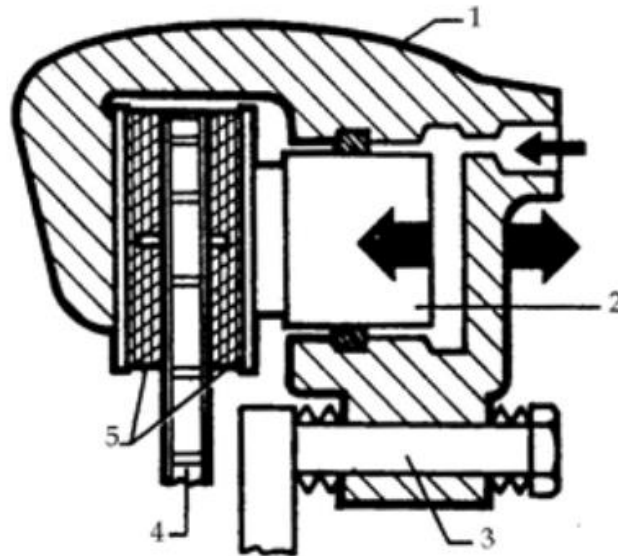


Hình 1.6. Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp cố định

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

Nguyên lý hoạt động: khi tác dụng lực lên bàn đạp phanh, dầu từ xy lanh chính qua ống dẫn đến các xy lanh bánh xe, đẩy piston mang các má phanh ép vào hai phía của đĩa phanh, thực hiện phanh bánh xe.

b. Loại má kẹp tùy động



Hình 1.7. Sơ đồ kết cấu phanh đĩa loại má kẹp tùy động – xy lanh cố định

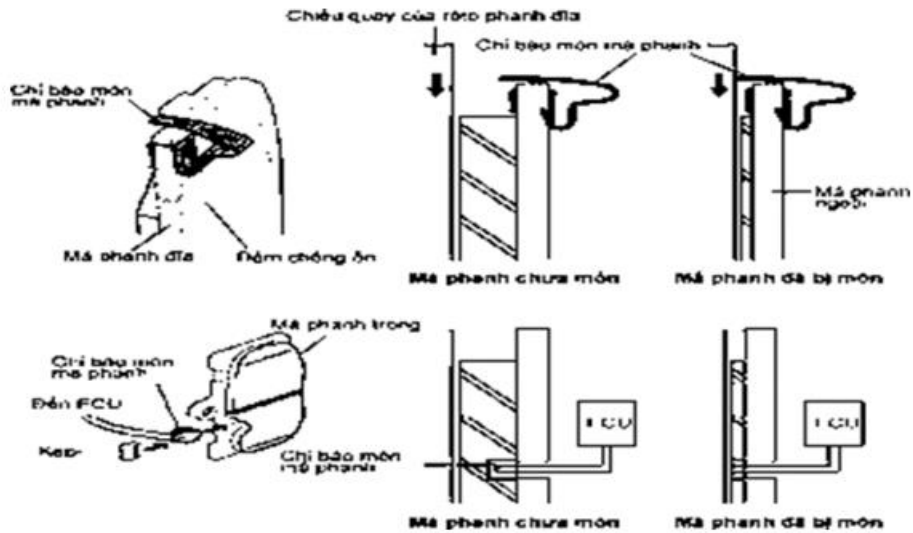
1- Má kẹp; 2- Piston; 3- Chốt dẫn hướng; 4- Đĩa phanh; 5- Má phanh

Nguyên lí hoạt động: bình thường khi chưa phanh do giá đỡ có thể trượt ngay trên chốt nên nó tự lựa chọn một vị trí sao cho khe hở giữa các má phanh với đĩa phanh hai bên như nhau. Khi đạp phanh dầu từ xy lanh chính theo ống dẫn vào xy lanh bánh xe. Piston dịch chuyển để má phanh ép vào đĩa phanh. Do tính chất cử lực và phản lực kết hợp với kết cấu tự lựa của giá đỡ nên giá đỡ mang má phanh còn lại cũng tác dụng một lực lên đĩa phanh theo hướng ngược với lực của má phanh do piston tác dụng. Kết quả là đĩa phanh được ép bởi cả hai má phanh và quá trình phanh bánh xe được thực hiện.

Một số chi tiết trong cơ cấu phanh đĩa:

- *Má phanh:* má phanh gồm các tấm ma sát và xương má phanh. Tấm ma sát dày khoảng 9 đến 10mm, xương má phanh là thép tấm, dày khoảng 2 đến 3mm. Chúng được tán vào nhau và được lắp trên giá xy lanh cong tác bằng rãnh hướng tâm và được định vị bằng các chốt cố định hoặc bằng các mảnh hãm. Trên mỗi má phanh đều có chốt báo hết má phanh. Khi má phanh mòn hết đến chiều dày từ 1 đến 4mm thì chốt báo hết sẽ tiếp xúc với đĩa phanh và báo hết má phanh.

- *Cơ cấu báo mòn hết má phanh:*



Hình 1.8. Cơ cấu bảo mòn hết má phanh

- *Đĩa phanh:*

+ Đĩa phanh thường được chế tạo bằng gang cầu hoặc gang xám, bề mặt làm việc được mài phẳng, không được có vết xước.

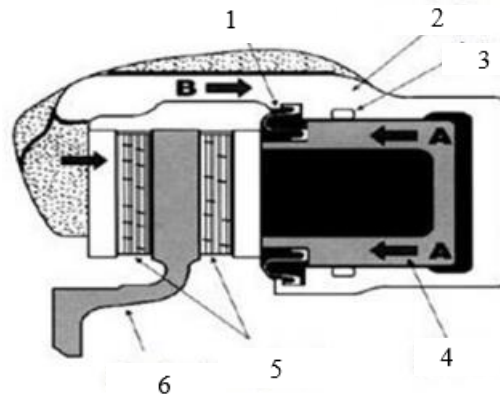
Dạng đĩa phẳng chế tạo đơn giản hơn nhưng ít được dùng vì bề mặt ma sát ở gần ổ lăn của may ơ bánh xe, gây nóng ổ lăn này làm cho việc bôi trơn ổ này khó khăn hơn.

+ Dạng đĩa không phẳng được dùng nhiều hơn vì bề mặt ma sát được bố trí xa ổ lăn của may ơ bánh xe, hạn chế nung nóng ổ này và dễ dàng bố trí xy lanh công tác.

+ Dạng đĩa không phẳng có tạo các lỗ hướng kính được dùng phổ biến vì ngoài các ưu điểm của đĩa không phẳng ra thì đĩa phanh được làm mát tốt hơn.

- *Xy lanh công tác:* cụm xy lanh công tác của cơ cấu phanh đĩa có cấu tạo như trên hình 2.8 gồm xy lanh được chế tạo liền với giá đỡ hoặc chế tạo rời, piston, phốt làm kín và vành chắn bụi. Phía trên xy lanh có lỗ xả không khí trong hệ thống dẫn động. Khi phanh chất lỏng đẩy piston ra phía ngoài tạo nên lực ép lên các tấm má phanh. Khi thôi phanh, do khe hở của các ổ bi bánh xe tạo nên rung lắc đĩa phanh theo phương dọc trục,

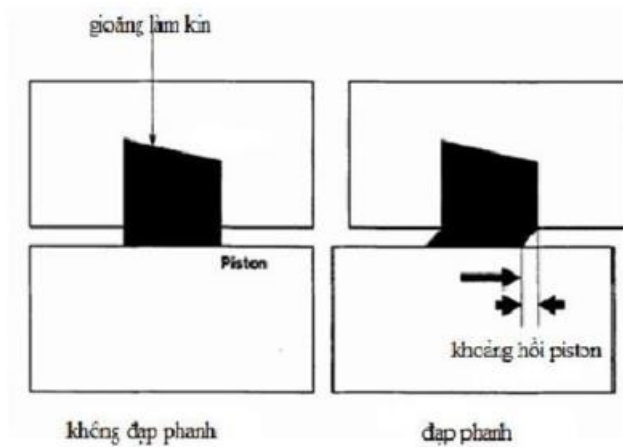
đẩy tấm ma sát và piston chuyển động ngược lại. Khe hở giữa má phanh và đĩa phanh rất nhỏ (0.05 đến 0.1mm)



Hình 1.9. Xy lanh công tác

1 – Phốt chắn bụi; 2 – Xy lanh; 3 – Gioăng; 4 – Pitton; 5 – Má phanh; 6 – Đĩa phanh.

- *Cơ cấu tự điều khiển khe hở giữa má phanh và đĩa phanh:* Cơ cấu tự động điều chỉnh khe hở giữa má phanh và đĩa phanh thường sử dụng sự biến dạng của gioăng làm kín dầu. Gioăng làm kín nằm trong rãnh của xy lanh làm nhiệm vụ bao kín khoang dầu có áp suất khi phanh. Khi đạp phanh dưới tác dụng của áp suất dầu piston bị đẩy dịch chuyển, lực ma sát giữa gioăng làm kín (vành khăn) và piston lớn kéo vành khăn bị biến dạng trong rãnh của vành khăn. Khi thò phanh, áp lực dầu giảm, vành khăn kéo piston về vị trí ban đầu và hết biến dạng. Nếu khe hở giữa má phanh và đĩa phanh lớn, lực đẩy của dầu lớn hơn lực ma sát, vành khăn bị biến dạng hết mức và piston dịch trượt so với vành khăn. Khi thò phanh, piston chỉ trở về bằng đúng độ biến dạng của vành khăn nên piston có vị trí mới so với xy lanh, đảm bảo khe hở giữa má phanh và đĩa phanh luôn không đổi.



Hình 1.10. Cơ cấu tự động điều chỉnh khe hở má phanh

1.3.1.3. Cơ cấu phanh dừng:

- Phanh dừng được dùng để dừng (đỗ xe) trên đường dốc hoặc đường bằng. Nói chung hệ thống phanh này được sử dụng trong trường hợp ô tô đứng yên, không di chuyển trên các loại đường khác nhau.
- Về cấu tạo, phanh dừng cũng có hai bộ phận chính đó là cơ cấu phanh và dẫn động phanh. Cơ cấu phanh có thể bố trí kết hợp với cơ cấu phanh của các bánh xe phía sau hoặc bố trí trên trục ra của hộp số. Dẫn động phanh của hệ thống phanh dừng hầu hết là dẫn động cơ khí được bố trí và hoạt động độc lập với dẫn động phanh chính và được điều khiển bằng tay, vì vậy còn gọi là phanh tay.

1.3.2. Phân loại dẫn động phanh:

1.3.2.1. Dẫn động phanh cơ khí

Dẫn động phanh cơ khí gồm hệ thống các thanh, các đòn bẩy và dây cáp. Dẫn động phanh cơ khí ít dùng để điều khiển cơ cấu phanh vì nó khó đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe, bởi độ cứng vững của các thanh dẫn động phanh không như nhau, khó đảm bảo sự phân bố lực phanh cần thiết giữa các cơ cấu phanh. Do những đặc điểm trên nên độ dẫn động cơ khí không sử dụng cho hệ thống phanh chính mà sử dụng ở hệ thống phanh dừng.

Ưu điểm:

- Kết cấu đơn giản
- Làm việc tin cậy

Nhược điểm:

- Hiệu suất thấp
- Độ chính xác kém
- Khó đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe

Phạm vi sử dụng:

- Thường được sử dụng cho phanh dừng và phanh chính đối với máy kéo.

1.3.2.2. Dẫn động phanh thủy lực

Dẫn động phanh bằng thủy lực tức là dùng chất lỏng để tạo và truyền áp suất đến các xi lanh công tác của cơ cấu phanh để tạo áp lực ép má phanh vào trống đĩa phanh.

Ưu điểm:

- Dẫn động thủy lực có ưu điểm quan trọng là:
 - + Độ nhạy lớn, thời gian chậm tác dụng nhỏ (dưới $0,2 \div 0,4s$)
 - + 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:

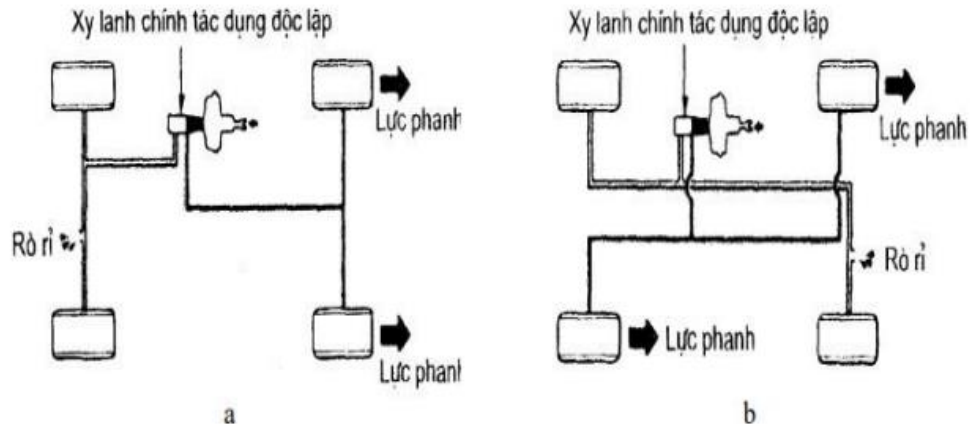
- Yêu cầu độ kín khít cao. Khi có một chỗ nào đó bị rò rỉ thì cả dòng dẫn động không làm việc được.
- Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp lớn nên thường phải sử dụng các trợ lực để giảm lực đạp, làm cho kết cấu phức tạp.
- Sự dao động áp suất của chất lỏng làm việc có thể làm cho các đường ống bị rung động và momen phanh không ổn định
- Hiệu suất giảm nhiều ở nhiệt độ thấp.

Phạm vi sử dụng:

- Với đặc điểm đó, dẫn động thủy lực được sử dụng rộng rãi trên các ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ hoặc cơ đặc biệt lớn.

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

Dẫn động hệ thống phanh làm việc với mục đích tăng độ tin cậy, nên cần phải có ít nhất hai dòng độc lập. Trong trường hợp một dòng bị hỏng thì các dòng còn lại vẫn hoạt động được với một hiệu quả xác định nào đó. Hiện nay phổ biến nhất là các dẫn động hai dòng.

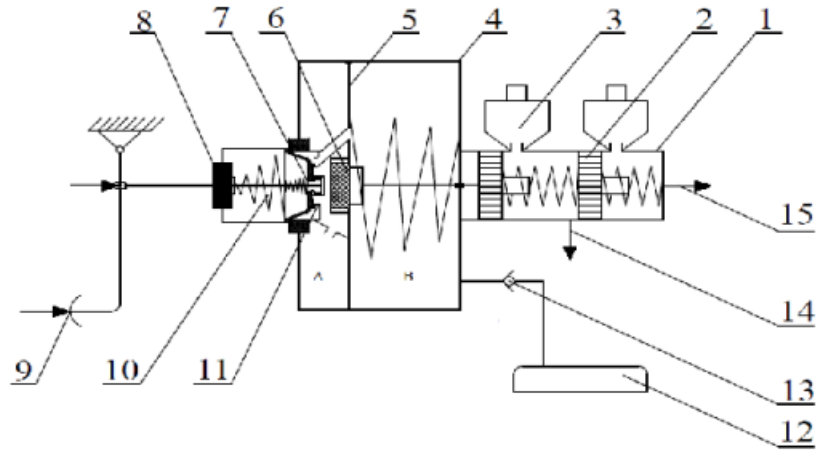


Hình 1.11. Dẫn động phanh thủy lực hai dòng

Ở sơ đồ hình a thì một dòng được dẫn động ra hai bánh xe cầu trước còn một dòng được dẫn động ra hai bánh xe cầu sau. Với cách bố trí này một trong hai dòng bị rò rỉ thì dòng còn lại vẫn tác dụng. Ví dụ trên hình vẽ khi dòng dầu ra cầu trước bị rò rỉ thì dòng dẫn ra cầu sau vẫn tác dụng và lực phanh xuất hiện ở hai bánh sau khi phanh. Tuy nhiên, nếu hư hỏng dẫn động cầu trước thì có thể xảy ra hiện tượng quay ngang xe khi phanh. Nếu hư hỏng dẫn động cầu sau thì có thể mất tính ổn định khi phanh gấp.

Ở sơ đồ hình b thì một dòng được dẫn tới một bánh xe trước và một bánh xe sau so le nhau, còn một dòng được dẫn tới hai bánh so le còn lại. Trong trường hợp này, khi một dòng bị rò rỉ thì dòng còn lại vẫn hoạt động và có tác dụng, lực phanh vẫn sinh ra ở hai bánh xe so le trước và sau, chất lượng vẫn được đảm bảo tốt cả khi trên đường có hệ số bám dọc ở hai vết bánh xe khác nhau nhiều.

Một số loại trợ lực trong dẫn động thủy lực:



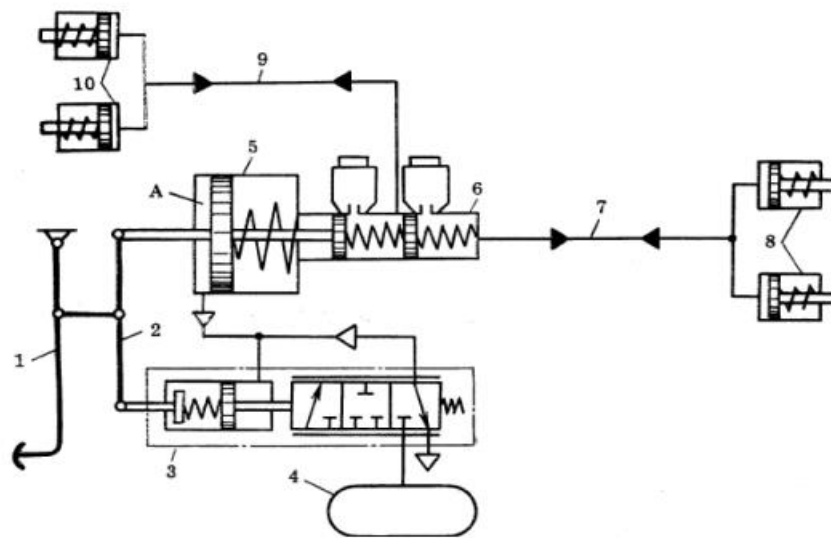
Hình 1.12. Dẫn động thủy lực trợ lực chân không

1- Xylanh chính kiểu ép; 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; 8- Van không khí; 9- Bàn đạp; 10- Lò xo hồi vị cần đẩy từ bàn đạp kiêm chức năng đóng kín để 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 xy lanh bánh xe trước/sau

Nguyên lý làm việc: Bầu trợ lực chân không có hai khoang A và B được phân cách bởi piston (hoặc màng). Van chân không làm nhiệm vụ nối thông hai khoang A và B khi nhả phanh và cắt đường thông giữa chúng khi đạp phanh. Van không khí làm nhiệm vụ: cắt đường thông của khoang A với khí quyển khi nhả phanh và mở đường thông của khoang A với khí quyển khi đạp phanh. Vòng cao su là cơ cấu tỷ lệ: làm nhiệm vụ đảm bảo sự tỷ lệ giữa lực đạp và lực phanh.

- Khoang B của bầu trợ lực luôn luôn được nối với đường nạp động cơ qua van một chiều, vì thế thường xuyên có áp suất chân không. Khi nhả phanh: van chân không mở, do đó khoang A sẽ thông với khoang B qua van này và có cùng áp suất chân không. Khi phanh: người lái tác dụng lên bàn đạp đẩy cần dịch chuyển sang phải làm van chân không đóng lại cắt đường thông hai khoang A và B, còn van không khí mở ra cho không khí qua phần tử lọc đi vào khoang A. độ chênh lệch áp suất giữa hai khoang A và B sẽ tạo nên một áp lực phụ hỗ trợ cùng người lái tác dụng lên các piston trong xy lanh chính, ép dầu theo các ống dẫn đi đến các xy lanh bánh xe để thực hiện quá trình phanh. Khi lực tác

dụng lên piston tang thì biến dạng của vòng cao su cũng tăng theo làm cho piston hơi dịch về phía trước so với cần đẩy làm cho van không khí đóng lại, giữ cho độ chênh áp không đổi tức trợ lực không đổi. Muốn tăng lực phanh người lái phải tiếp tục đạp mạnh hơn, cần đẩy lại sang trái làm van không khí mở ra cho không khí đi vào khoang A. độ chênh lệch áp suất tăng lên, vòng cao su biến dạng nhiều hơn làm piston hơi dịch về phía trước so với cần đẩy ==> van không khí đóng lại đảm bảo cho độ chênh áp hay lực trợ lực không đổi tỷ lệ với lực đạp. Khi phanh đạt cực đại thì van không khí mở hoàn toàn và độ chênh áp hay lực trợ lực cũng đạt giá trị max.

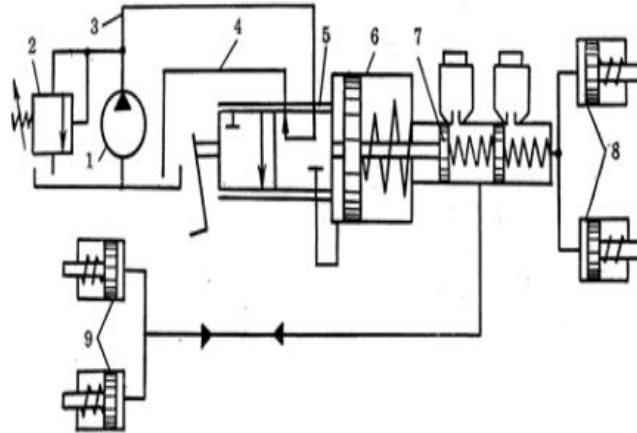


Hình 1.13. Dẫn động thủy lực trợ lực khí nén

1- Bàn đạp; 2- Đòn điều khiển; 3- Cụm van; 4- Bình chứa khí nén; 5- Xy lanh lực; 6- Xy lanh chính; 7- Dòng dầu đến các xy lanh bánh xe sau; 8- Các xy lanh bánh xe sau; 9- Dòng dầu đến các xy lanh bánh xe trước; 10- Các xy lanh bánh xe trước

Nguyên lí làm việc: khi tác dụng lên bàn đạp 1, qua đòn 2 lực sẽ truyền đồng thời lên các cần của xy lanh chính 6 và cụm van 3. Van 3 dịch chuyển: mở đường nối khoang A của xy lanh lực với bình chứa khí nén 4. Khí nén từ 4 sẽ đi vào khoang A tác dụng lên piston của xy lanh lực, hỗ trợ cho người lái ép các piston trong xy lanh chính 6 dịch chuyển – đưa dầu đến các xy lanh bánh xe. Khi đi vào khoang A, khí nén đồng thời đi vào khoang phía sau của van 3, ép lò xo lại, làm van dịch chuyển sang trái, khi lực khí nén cân bằng với lực lò xo thì van dừng lại ở vị trí cân bằng mới, đồng thời đóng luôn đường khí nén từ bình chứa đến khoang A – duy trì một áp suất không đổi trong hệ thống, tương

đương với lực tác dụng và dịch chuyển của bàn đạp. Nếu muốn tăng áp suất lên nữa thì phải tăng lực đạp để đẩy van sang phải, mở đường cho khí nén tiếp tục đi vào. Như vậy cụm van 12 đảm bảo được sự tỷ lệ giữa lực tác dụng, chuyển vị của bàn đạp và lực phanh.

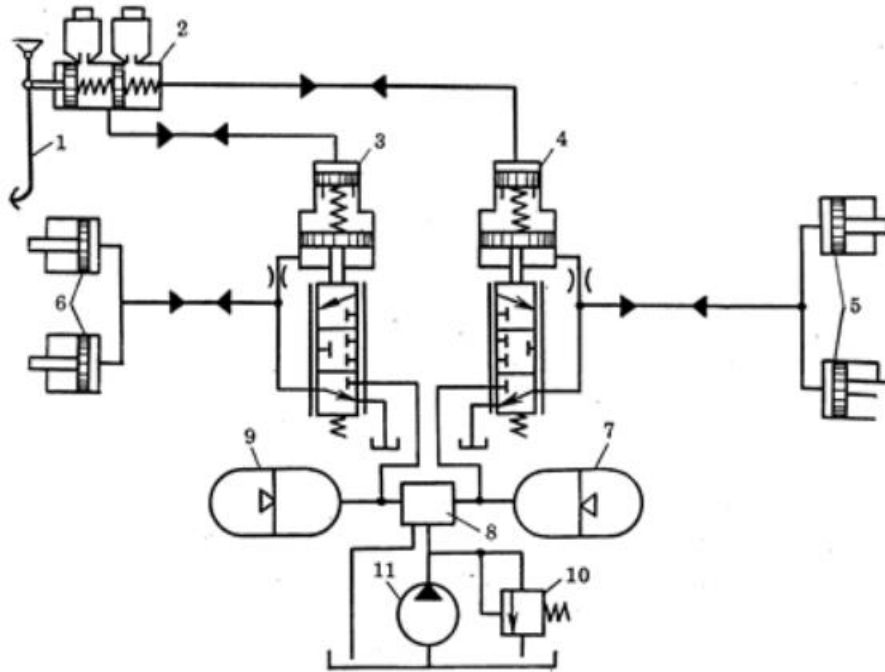


Hình 1.14. Dẫn động thủy lực dùng trợ lực bơm

1- Bơm; 2- Van an toàn; 3- Đường dầu cao áp; 4- Đường dầu hồi; 5- Van phân phối; 6- Xy lanh lực; 7- Xy lanh chính; 8- Xy lanh cơ cấu phanh trước; 9- Xy lanh cơ cấu phanh sau

Nguyên lí làm việc: khi tác dụng lên bàn đạp: kênh nối đường cao áp 3 của bơm với đường hồi 4 trong van 5 đóng lại, còn kênh nối 5 với khoang làm việc của xy lanh trợ lực 6 mở ra cho chất lỏng đi vào ép piston của xy lanh lực đẩy piston của xy lanh chính dịch chuyển, ép dầu đến các xy lanh bánh xe để thực hiện quá trình phanh. Lực tác dụng lên bàn đạp càng mạnh, áp suất làm việc càng cao, momen phanh sinh ra càng lớn.

Ở trạng thái nhả phanh, van 5 nối với các đường 3 và 4 với nhau nên bơm làm việc không tải.

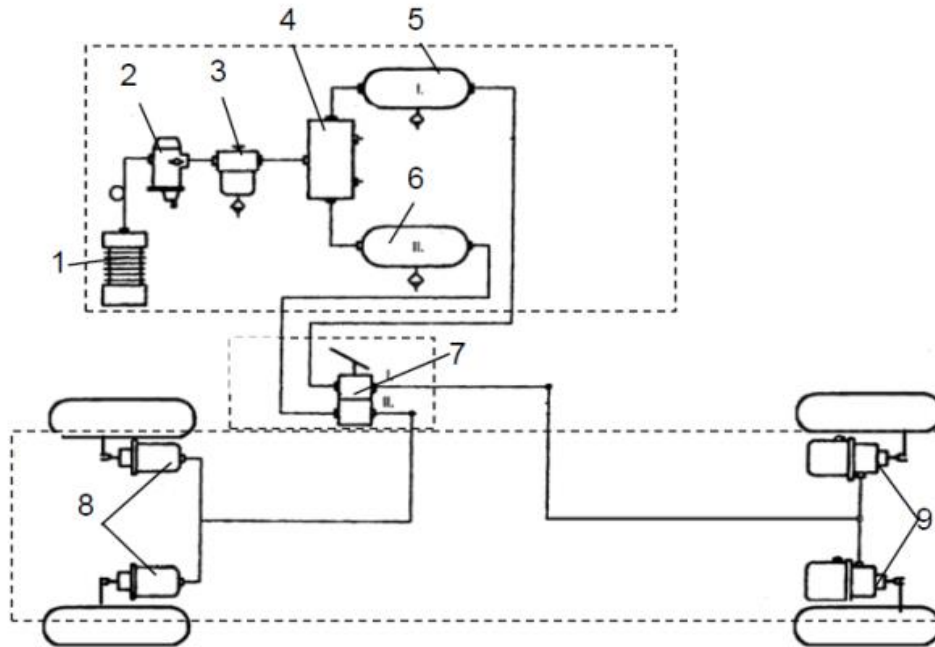


Hình 1.15. Dẫn động phanh thủy lực dùng bơm và các bộ tích năng

1- Bàn đạp; 2- Xy lanh chính; 3,4- Các van phanh; 5,6- Xy lanh bánh xe; 7,9- Bộ tích năng; 8- Bộ điều chỉnh tự động áp suất kiểu role; 10- Van an toàn; 11- Bơm

Nguyên lí làm việc: khi tác dụng lên bàn đạp 1, dầu tác dụng lên các van 3 và 4, mở đường cho chất lỏng từ các bộ tích năng 7 và 9, đi đến các xy lanh bánh xe 5 và 6. Lực đạp càng lớn, áp suất trong xy lanh 5 và 6 càng cao. Bộ điều chỉnh tự động áp suất kiểu role 8 dùng để giảm tải cho bơm 11 khi áp suất trong các bình tích năng 7 và 9 đã đạt giá trị giới hạn trên. Van an toàn 10 có tác dụng bảo vệ cho hệ thống khỏi bị quá tải.

1.3.2.3. Dẫn động phanh khí nén



Hình 1.16. Sơ đồ dẫn động phanh khí nén

1- Máy nén khí; 2- Bộ điều chỉnh áp suất; 3- Bộ lọc nước và làm khô khí; 4- Cụm van chia và bảo vệ; 5,6- Các bình chứa khí nén; 7- Van phân phối hai dòng; 8- Bầu phanh và cơ cấu phanh trước; 9- Bộ tích năng và cơ cấu phanh sau

Ưu điểm:

Dẫn động khí nén có các ưu điểm quan trọng là:

- Điều khiển nhẹ nhàng, lực điều khiển nhỏ
- Làm việc tin cậy hơn dẫn động thủy lực (khi có rò rỉ nhỏ, hệ thống vẫn có thể tiếp tục làm việc được, tuy hiệu quả phanh giảm)
- Dễ phối hợp với các dẫn động và cơ cấu sử dụng khí nén khác như: phanh rơ mooc, đóng mở cửa xe, hệ thống treo khí nén...
- Dễ cơ khí hóa, tự động hóa quá trình điều khiển dẫn động

Nhược điểm:

Tuy vậy dẫn động khí nén vẫn có các nhược điểm:

- Độ nhạy thấp, thời gian chậm tác dụng lớn

- Do bị hạn chế bởi điều kiện rò rỉ, áp suất làm việc của khí nén thấp hơn của chất lỏng trong dẫn động thủy lực tới $10 \div 15$ lần. Nên kích thước và khối lượng dẫn động lớn.

- Số lượng các cụm và chi tiết nhiều

- Kết cấu phức tạp và giá thành cao hơn

Phạm vi sử dụng:

- Với các đặc điểm đó, dẫn động khí nén hiện nay được sử dụng rộng rãi trên các ô tô máy kéo cỡ trung bình và lớn, cũng như trên các đoàn xe kéo moóc.

Nguyên lý làm việc:

- Không khí nén được nén từ máy nén 1 qua bộ điều chỉnh áp suất 2, bộ lắng lọc và tách ẩm 3 và van bảo vệ kép 4 vào các bình chứa 5 và 6. Van an toàn có nhiệm vụ bảo vệ hệ thống khi bộ điều chỉnh 2 có sự cố. Các bộ phận nói trên hợp thành phần cung cấp (phần nguồn) của dẫn động.

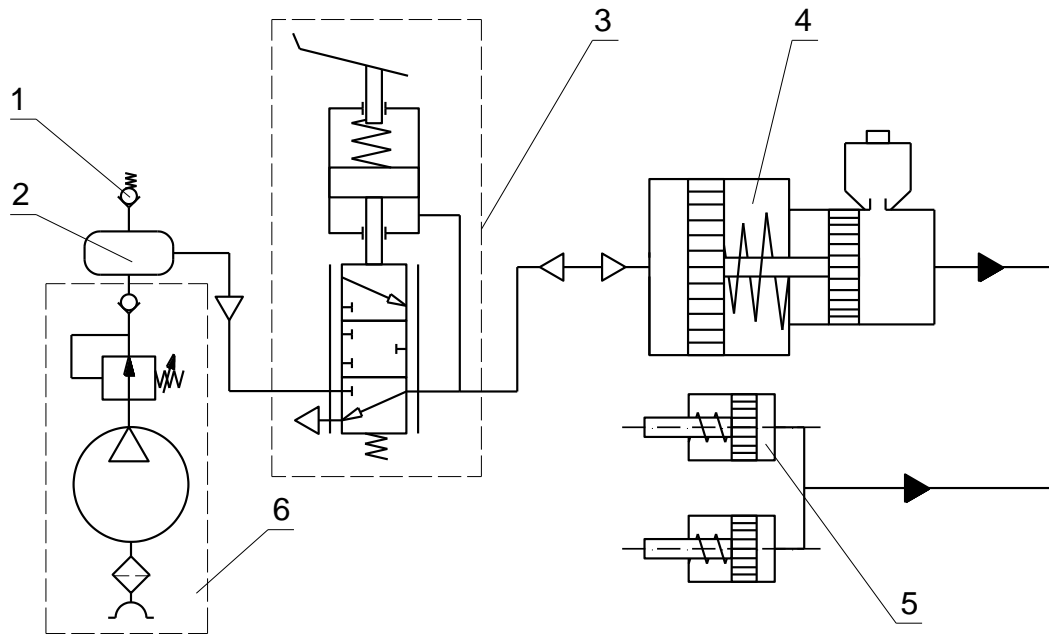
- Từ bình chứa khí nén đi đến các khoang của van phân phối 7. Ở trạng thái nhả phanh, van 7 đóng đường không khí nén từ bình chứa đến các bầu phanh và mở đường thông các bầu phanh với khí quyển.

- Khi phanh: người lái tác dụng lực lên bàn đạp phanh, van 7 làm việc: cắt đường thông các bầu phanh với khí quyển và mở đường cho khí nén đi đến các bầu phanh 8 và 9, tác dụng lên cơ cấu ép, ép các guốc phanh ra tỳ sát trống phanh, phanh các bánh xe lại.

- Khi nhả phanh: các chi tiết trở về trạng thái ban đầu dưới tác dụng của lò xo hồi vị

- Phanh dừng: trên các xe dùng dẫn động phanh khí nén hiện nay, thường sử dụng các bầu phanh có lò xo tích năng để kết hợp làm phanh dừng điều khiển bằng khí nén.

1.3.2.4. Dẫn động phanh thủy khí kết hợp



Hình 1.17. Sơ đồ dẫn động phanh thủy khí kết hợp

1- Van an toàn; 2- Bình chứa; 3- Van phân phối; 4- Xylanh thủy khí; 5- Xylanh bánh xe; 6- Tổ hợp máy nén khí.

Trong dẫn động này, người lái chỉ thực hiện đóng mở van phân phối (3) để cấp khí nén từ tổ hợp máy nén khí (6) đến khoang làm việc của xylanh thủy khí làm cho piston trong xylanh thủy khí (4) dịch chuyển, ép dầu đến các xylanh bánh xe (5) thực hiện quá trình phanh. Van phân phối khí nén thường được nối với xylanh thủy khí bằng một đường ống ngắn hay đặt trực tiếp lên vỏ của nó để tăng độ nhạy dẫn động.

Dẫn động bằng thủy lực có ưu điểm độ nhạy cao nhưng hạn chế là lực điều khiển trên bàn đạp còn lớn. Ngược lại đối với dẫn động bằng khí nén lại có ưu điểm là lực điều khiển trên bàn đạp nhỏ nhưng độ nhạy kém (thời gian chậm tác dụng lớn do khí bị nén khi chịu áp suất).

Để tận dụng ưu điểm của hai loại dẫn động trên người ta sử dụng hệ thống dẫn động phối hợp giữa thủy lực và khí nén (hình 2.16).

Loại dẫn động này thường được áp dụng trên các ô tô tải trung bình và lớn. Sơ đồ cấu tạo chung của hệ thống bao gồm hai phần dẫn động:

- Dẫn động thủy lực: có hai xy lanh chính dẫn hai dòng dầu đến các xy lanh bánh xe phía trước và phía sau.
- Dẫn động khí nén: bao gồm từ máy máy nén khí, bình chứa khí, van phân phối khí và các xy lanh khí nén; phần máy nén khí và van phân phối hoàn toàn có cấu tạo và nguyên lý làm việc như trong hệ thống dẫn động bằng khí nén.
- Phần xy lanh chính loại đơn và các xy lanh bánh xe có kết cấu và nguyên lý làm việc như trong hệ thống dẫn động bằng thủy lực. Đây là dẫn động thủy khí kết hợp hai dòng nên van phân phối khí là loại van kép, có hai xy lanh chính và hai xy lanh khí.

1.3.3. Bộ cường hóa lực phanh

Cơ cấu phanh tự cường hóa có nghĩa là khi phanh bánh xe thì guốc phanh thứ nhất sẽ tăng cường lực tác dụng lên guốc phanh thứ hai.

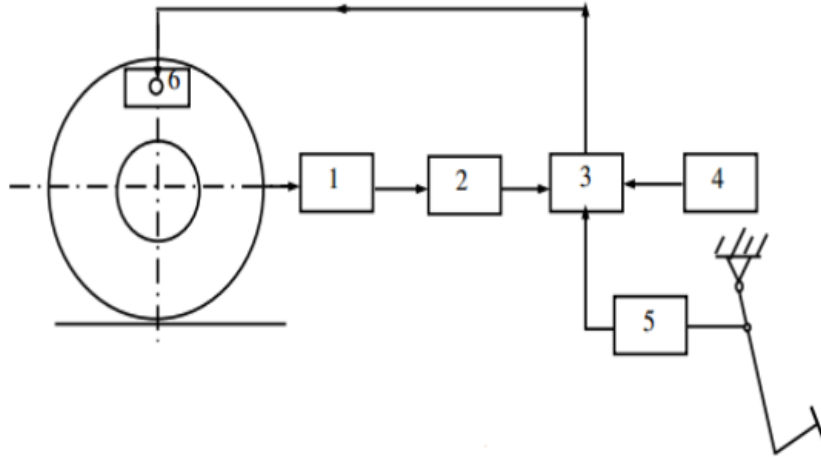
Cơ cấu phanh tự cường hóa tác dụng đơn

Cơ cấu phanh tự cường hóa tác dụng đơn có hai đầu của hai guốc phanh được kiên kết với nhau qua hai mặt tựa di trượt của một cơ cấu điều chỉnh di động. Hai đầu còn lại của hai guốc phanh thì một được tựa vào mặt tựa di trượt lên vỏ xy lanh bánh xe còn một thì tựa vào mặt di trượt của piston xy lanh bánh xe. Cơ cấu điều chỉnh dùng để điều chỉnh khe hở giữa má phanh và trống phanh của cả hai guốc phanh. Cơ cấu phanh loại này thường được bố trí ở các bánh xe trước của ô tô du lịch và ô tô tải nhỏ đến trung bình.

Cơ cấu phanh tự cường hóa tác dụng kép

Cơ cấu phanh tự cường hóa tác dụng kép có hai đầu của hai guốc phanh được tựa trên hai mặt tựa di trượt của hai piston trong một xy lanh bánh xe. Cơ cấu phanh loại này được sử dụng ở các bánh xe sau của ô tô du lịch và ô tô tải nhỏ đến trung bình.

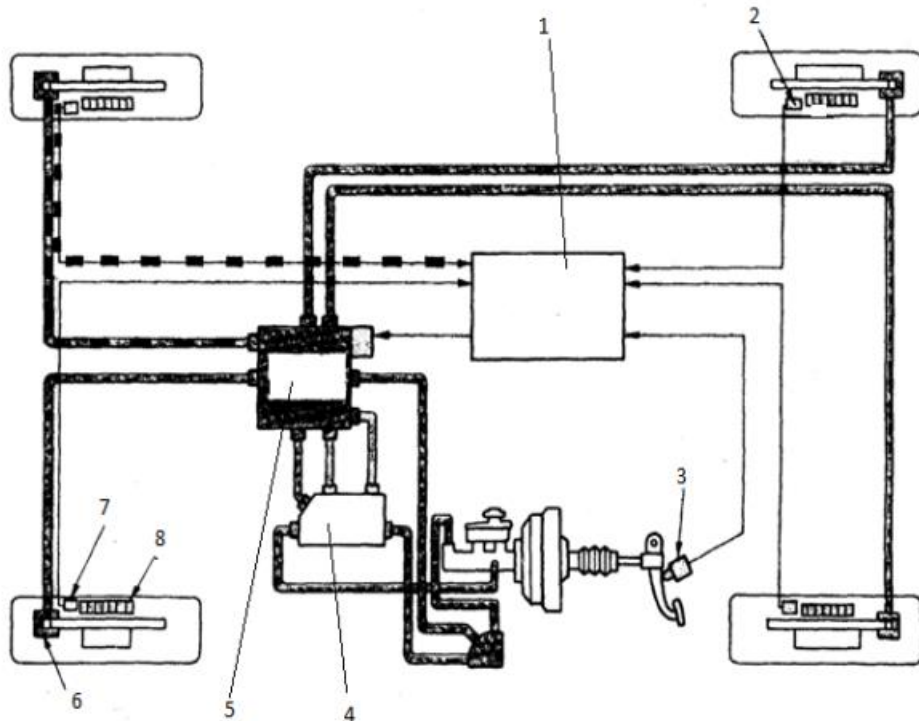
1.3.4. Hệ thống phanh có bộ trợ lực chống hãm cứng bánh xe (ABS)



Hình 1.18. Sơ đồ nguyên lý chung của hệ thống phanh có bộ điều khiển ABS

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

Mục đích của bộ chống hãm cứng bánh xe là duy trì hệ số trượt giữa bánh xe với mặt đường khi phanh trong mọi điều kiện nằm trong khoảng 10% ÷ 30% để đảm bảo hệ số bám dọc và ngang đều cao. Do đó đảm bảo được hiệu quả phanh và tính ổn định khi phanh cao.

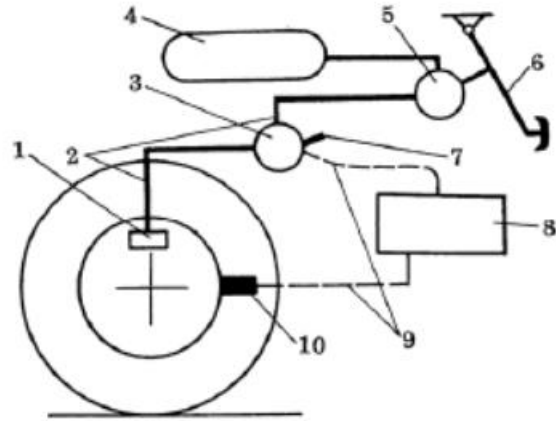


Hình 1.19. Sơ đồ nguyên lý hệ thống phanh dầu có điều khiển ABS

1- Bộ điều khiển ABS- ECU; 2- Cảm biến tốc độ sau; 3- Công tắc đèn phanh; 4- Van phanh; 5- Bộ chấp hành ABS; 6- Cơ cấu phanh; 7- Cảm biến tốc độ trước; 8- Rotor cảm biến.

Chức năng các bộ phận:

- Cảm biến tốc độ bánh xe: nhằm phát hiện tốc độ góc của bánh xe và gửi tín hiệu đến bộ ABS- ECU
- ABS-ECU: theo dõi tình trạng của các bánh xe bằng cách tính tốc độ ô tô và sự thay đổi tốc độ của bánh xe từ tốc độ góc. ABS- ECU điều khiển các bộ phận chấp hành để cung cấp áp suất tối ưu cho mỗi xy lạng bánh xe
- Bộ chấp hành ABS: hoạt động theo lệnh từ ECU, để tăng, giảm hay giữ nguyên áp suất dầu cần thiết để đảm bảo hệ số trượt tốt nhất tránh bó cứng bánh xe.



Hình 1.20. Sơ đồ nguyên lý ABS điều khiển điện tử và dẫn động khí nén

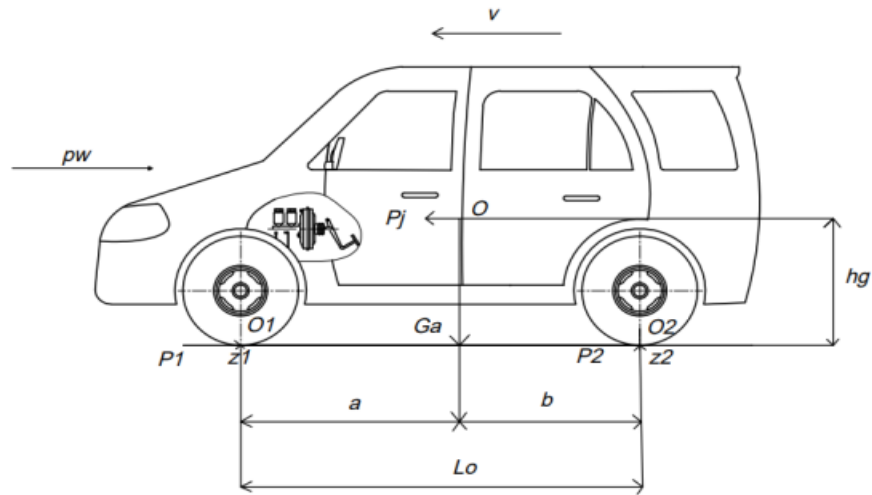
- 1- Bầu phanh; 2- Đường dẫn khí; 3- Modul chấp hành; 4- Bình chứa khí; 5- Tổng van phanh; 6- Bàn đạp; 7- Nối với khí quyển; 8- Khối điều khiển điện tử; 9- Đường dẫn điện; 10- Cảm biến tốc độ.

CHƯƠNG 2: LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH

2.1. Thông số cơ bản của xe

STT	Tên gọi	Giá trị	Đơn vị
1	Dung tích xy lanh	2755cc	
2	Tốc độ cực đại	180	Km/h
3	Kiểu động cơ	4 xy lanh thẳng hàng	
4	Chiều cao trọng tâm đầy tải	0.8	m
6	Số chỗ ngồi	7 chỗ	
7	Nhiên liệu sử dụng	Dầu	
8	Mức tiêu thụ nhiên liệu	7,32	L/100Km
9	Công suất cực đại	150/3400	Kw/vòng/phút
10	Momen xoắn cực đại	500/1600	Nm/vòng/phút
11	Dài x Rộng x Cao	4795 x 1855 x 1835	mm
12	Khoảng sáng gầm xe	279	mm
13	Chiều rộng cơ sở (trước/sau)	1545/1555	mm
14	Chiều dài cơ sở	2745	mm
15	Bán kính vòng quay tối thiểu	5.8	
16	Trọng lượng không tải	2140	kg
17	Trọng lượng đầy tải(toàn tải)	2735	kg
18	Cỡ lốp	265/60R18	
19	Hộp số	Số tự động 6 cấp	
20	Dẫn động	Dẫn động 2 cầu bán thời gian, gài cầu điện tử	

2.2. Xác định momen phanh cần thiết tại các bánh xe



Hình 2.1. Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên ô tô khi phanh

Viết phương trình cân bằng momen khi xe đứng yên ta có tọa độ trọng tâm xe theo chiều dọc a,b:

$$L_0 \cdot Z_2 = a \cdot G_a$$

$$\text{Suy ra: } a = \frac{L_0 \cdot Z_2}{G_a}$$

Trong đó: G_a là trọng lượng toàn bộ của xe;

Z_2 là phản lực tiếp tuyến ở cầu trước khi xe dừng hẳn;

L_0 là chiều dài cơ sở của xe

Với $Z_2 = G \cdot 50\% = 26830,3 \cdot 0,5 = 13415,175$ (N); $L_0 = 2745$ (mm); $G_a = 2735 \cdot 9,81 = 26830,3$ (N)

$$a = \frac{2745 \cdot 13415,175}{26830,3} = 1372,5 \text{ mm} = 1,3725 \text{ (m)}$$

$$b = 2745 - 1372,5 = 1372,5 \text{ (mm)} = 1,3725 \text{ (m)}$$

Trọng lượng bám ở mỗi bánh xe G_{bx} chính bằng phản lực pháp tuyến tại Z_i tại bánh xe khi phanh. Khi ô tô được phanh khẩn cấp với tốc độ bất kì cho đến khi dừng hẳn ($v=0$) thì gia tốc phanh cực đại có thể được xác định từ lực quán tính lớn nhất khi phanh P_j . Sau khi biến đổi ta có trọng lượng bám ở mỗi bánh xe trước/sau:

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

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

Trong đó: h_g : chiều cao trọng tâm của xe; $h_g = 0,5$. [*Chiều rộng cơ sở*]

φ_{bx} : hệ số bám giữa lốp và mặt đường khi ô tô được phanh khẩn cấp. Với hệ thống phanh có trang bị hệ thống kiểm soát độ trượt bánh xe (xe có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS hay trang bị hệ thống phanh điều khiển điện tử EBD) thì hệ số bám có thể đạt đến cực đại, tức là $\varphi_{bx} = \varphi_{max} = 0,75 \div 0,85$. chọn $\varphi_{bx} = 0,85$. Như vậy để đảm bảo hiệu quả phanh cao nhất với gia tốc chậm dần lớn nhất mà các bánh xe không bị trượt thì ta có thể chọn $\varphi_{bx} = 0,75$

Ta có phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe trước/sau khi phanh khẩn cấp như sau:

$$G_{bx1} = 26830,3 / (2.2,745) \cdot (1,3725 + 0,8 \cdot 0,75) = 9639,85 \text{ (N)}$$

$$G_{bx2} = 27350 / (2.2,745) \cdot (1,3725 - 0,8 \cdot 0,75) = 3775,30 \text{ (N)}$$

Suy ra lực phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước/sau là:

$$P_{bx1} = G_{bx1} \cdot \varphi_{bx} = 9639,85 \cdot 0,75 = 7229,89 \text{ (N)}$$

$$P_{bx2} = G_{bx2} \cdot \varphi_{bx} = 3775,30 \cdot 0,75 = 2831,475 \text{ (N)}$$

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

$$M_{bx1} = P_{bx1} \cdot R_{bx} = 7229,89 \cdot 0,37 = 2675,06 \text{ [Nm]}$$

$$M_{bx2} = P_{bx2} \cdot R_{bx} = 2831,475 \cdot 0,37 = 1047,65 \text{ [Nm]}$$

Trong đó R_{bx} được tính như sau:

- Với thông số lốp 265/60 R18

Chiều rộng của lốp: $B = 265 \text{ [mm]}$

Tỷ số chiều cao và chiều rộng của bánh xe là 0,6, ta có $h = 265 \cdot 0,6 = 159 \text{ [mm]}$

Đường kính vành lốp xe là $d = 18 \text{ [inch]} = 18 \cdot 25,4 = 457,2 \text{ [mm]}$

$$r_0 = \left(h + \frac{d}{2} \right) = 387,6 \text{ [mm]}$$

Với r_0 là bán kính của bánh xe không quay, không chịu tải, áp suất không khí trong lốp ở mức đánh định, bán kính này được xác định theo kích thước tiêu chuẩn trên lốp được cho bởi nhà chế tạo.

Trong tính toán thực tế, người ta sử dụng bán kính bánh xe có kể đến sự biến dạng của lốp

- *Bán kính trung bình của bánh xe:*

$$R_{bx} = \lambda \cdot r_0$$

Trong đó: r_0 là bán kính thiết kế của bánh xe

λ là hệ số kể đến sự biến dạng của lốp

$$\lambda = 0,93 \div 0,935 \text{ (cho lốp có áp suất thấp)}$$

$$\lambda = 0,945 \div 0,95 \text{ (cho lốp có áp suất cao); chọn } \lambda = 0,945$$

$$\text{Thế số vào ta được: } R_{bx} = 0,945 \cdot 387,6 = 366,28 \text{ [mm]} \approx 0,37 \text{ [m]}$$

Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe: thực tế momen phanh sinh ra ở các bánh xe là do cơ cấu phanh lắp đặt ở bánh xe sinh ra. Cơ cấu phanh bánh xe có nhiều kiểu 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 momen phanh yêu cầu phân bố trên các trục.

Vì vậy, để có cơ sở chọn cơ cấu phanh hợp lý, trước hết cần tính toán đánh giá tỷ số phân bố momen phanh (hay lực phanh) lên trục trước và sau theo hệ số phân bố lực phanh K_{12} như sau:

$$K_{12} = \frac{M_{bx1}}{M_{bx2}} = \frac{P_{bx1}}{P_{bx2}} = \frac{(b+h_g \cdot \varphi)}{(a-h_g \cdot \varphi)}$$

$$\text{Thế các số liệu đã tính ta có: } K_{12} = \frac{2675,06}{1047,65} = 2,96$$

Với xe du lịch do phân bố tải trọng tĩnh lên trục trước và trục sau gần bằng nhau, nên hệ số phân bố lực phanh $K_{12} = 2,96 > 1$ là hợp lý.

Với ($K_{12} > 1$) thì thường có phân bố tải trọng tĩnh lên trục trước và trục sau bằng nhau, do có sự phân bố lại khi phanh nên hệ số phân bố lực phanh. Vì vậy loại cơ cấu phanh trước/sau thường khác nhau rõ rệt: chẳng hạn nếu dùng kiểu cơ cấu phanh trống guốc thì cơ cấu phanh sau có thể dùng loại một guốc có tính chất tự siết và một guốc có tính tự tách; trong khi cơ cấu phanh trước dùng loại hai guốc đều có tính tự siết; hoặc có thể dùng kiểu cơ cấu phanh khác như cơ cấu phanh đĩa.

→ Vậy ta lựa chọn cơ cấu phanh thiết kế trên xe con là: cơ cấu phanh đĩa

Cơ cấu phanh bánh trước của ô tô con cần đạt hiệu quả phanh cao, thời gian chậm tác dụng bé và cần có độ nhạy lớn do đó để đảm bảo tính ổn định của trục khi phanh nhất là ô tô con có tốc độ cao. Để đảm bảo được yêu cầu đó ta thấy cơ cấu phanh đĩa có những ưu điểm là phù hợp với yêu cầu nên ta chọn cơ cấu phanh loại đĩa (có rãnh làm mát) cho cầu trước.

Cơ cấu phanh sau của ô tô con cần phải có tính thuận nghịch khi xe chuyển động lùi, do đó cơ cấu phanh sau phải thuận nghịch để đảm bảo yêu cầu phanh.

Ta có cơ cấu phanh đĩa và phanh trống guốc loại 2 (sử dụng hai xy lanh đơn) đều đảm bảo được độ thuận nghịch khi phanh. Tuy nhiên, ta chọn cơ cấu phanh đĩa cho cầu sau (vì những ưu của cơ cấu phanh đĩa và đảm bảo xu hướng thiết kế hệ thống phanh trên ô tô con hiện nay “đều sử dụng phanh đĩa cho cả hai cầu”).

Ưu điểm khi chọn cơ cấu phanh đĩa so với cơ cấu phanh trống – guốc:

- Có khả năng làm việc với khe hở nhỏ $0,05 \div 0,15$ mm nên rất nhạy, giảm được thời gian chậm tác dụng và cho phép tăng tỷ số truyền dẫn động.
- Áp suất phân bố đều trên bề mặt má phanh, do đó má phanh mòn đều.
- Bảo dưỡng đơn giản do không phải điều chỉnh khe hở
- Lực ép tác dụng theo chiều dọc trục và tự cân bằng nên cho phép tăng giá trị của chúng để đạt hiệu quả phanh cần thiết mà không bị giới hạn bởi điều kiện biến dạng của kết cấu. Vì thế phanh đĩa có kích thước nhỏ gọn và dễ bố trí trong bánh xe.
- Hiệu quả phanh không phụ thuộc chiều quay và ổn định hơn
- Điều kiện làm mát tốt hơn, nhất là đối với loại đĩa quay.

Nhược điểm hạn chế sự sử dụng của nó:

- Nhạy cảm với bụi bẩn và khó làm kín
- Các phanh đĩa loại hở dễ bị oxy hóa, bị bẩn, làm các má phanh mòn nhanh.
- Áp suất làm việc cao nên các má phanh dễ bị nứt, xước.

2.3. Tính toán cơ cấu phanh

2.3.1. Lực ép yêu cầu ở cơ cấu phanh

Nếu xem các lực ép P1 và P2 là như nhau và bằng lực ép P của piston thì momen phanh tổng cộng do hai má phanh tạo ra cho đĩa phanh được xác định bằng:

$$M_p = 2P \cdot \mu \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

Công thức tính các lực ép yêu cầu P đối với cơ cấu phanh kiểu đĩa được xác như sau:

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

μ : hệ số ma sát. Chọn $\mu = 0,33$

- Cơ cấu phanh trước:
 - R2 là đường kính ngoài của đĩa. $R_2 = (0,4 \div 0,5) \cdot R_{bx}$. chọn $R_2 = 0,5 \cdot R_{bx}$;
 - R1 là đường kính trong của đĩa. $R_1 = (0,55 \div 0,73) \cdot R_2$ (đối với oto du lịch);
chọn $R_1 = 0,62 \cdot R_2$;

$$\text{Suy ra: } R_2 = 0,5 \cdot 0,37 = 0,185 \text{ [m]}$$

$$\text{Suy ra: } R_1 = 0,62 \cdot 0,185 = 0,115 \text{ [m].}$$

- Lực ép của cơ cấu phanh đĩa ở cầu trước:

Số liệu ở trên $M_{p1} =$ [N.m]; $R_2 = 0,185$ [m]; $R_1 = 0,115$ [m]

$$P_1 = \frac{3}{4} \cdot \frac{2675,06}{0,33} \cdot \left(\frac{0,185^2 - 0,115^2}{0,185^3 - 0,115^3} \right) = 26539,17 \text{ [N]}$$

2.3.2. Bề rộng má phanh

Bề rộng má phanh sẽ xác định diện tích làm việc của má phanh ép lên đĩa. Bề rộng má phanh tang làm cho diện tích làm việc tang; điều này nói chung có lợi cho sự mai mòn của tấm ma sát vì diện tích làm việc tang 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 đĩa diễn ra mãnh liệt, vừa mài mòn má phanh vừa sinh nhiệt lớn làm nung nóng đĩa cũng như má phanh và các chi tiết liên quan đến truyền nhiệt với chúng). Tuy vậy bề rộng má phanh không nên tang quá lớn vì như vậy sẽ làm giảm tính đồng đều của áp lực phân bố trên toàn diện tích má phanh, dẫn đến mòn má phanh không đều và giảm hiệu quả phanh.

Khi các thông số khác đã được chọn và xác định theo momen yêu cầu nêu trên thì bề rộng má phanh sẽ được xác định theo áp suất cho phép $[q]$ hình thành đối với má phanh trong quá trình phanh.

Với kiểu cơ cấu phanh đĩa, bề rộng má phanh có thể xác định được theo lực ép P tạo ra cho đĩa phanh như sau:

$$P = A_{ms} \cdot q = (R_2^2 - R_1^2) \frac{\alpha}{2} q$$

Trong đó: R_1, R_2 : là đường kính vòng trong và ngoài của đĩa

α : 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 suất làm việc trung bình hình thành giữa má phanh và đĩa phanh trong quá trình phanh.

Để đảm bảo tuổi thọ của má phanh cho một chu kỳ giữa hai lần bảo dưỡng thì giá trị áp suất làm việc của má phanh q [N/m²] phải nhỏ hơn hoặc nằm trong giới hạn cho phép $[q] = 1,5 \div 2,0$ [MN/m²], chọn $q = 2$ [MN/m²] = 2000000 [N/m²].

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

$$\alpha = \frac{2P}{q \cdot (R_2^2 - R_1^2)}$$

Nếu thay P theo momen phanh M_p từ (*) thì bề rộng má phanh α của cơ cấu phanh đĩa có thể được tính theo momen phanh của cơ cấu phanh như sau:

$$\alpha = \frac{3}{2} \cdot \frac{MP}{q\mu(R_2^3 - R_1^3)}$$

Cơ cấu phanh trước:

Góc ôm của má phanh:

$$\alpha_1 = \frac{2.26827,06}{2 \cdot 10^6 (0,185^3 - 0,111^3)} = 1.26 \text{ [rad]} = 72 \text{ [độ]}$$

2.3.3. Tính theo chiều dài cung phanh

Tính theo chiều dài cung tại bán kính trung bình:

$$C_1 = R_{tb} \cdot \alpha_1$$

Trong đó R_{tb} là bán kính trung bình của đĩa phanh:

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,185^3 - 0,115^3}{0,185^2 - 0,115^2} = 0,153 \text{ [m]}$$

Thế số ta có: $C_1 = 0,193 \text{ [m]}$

So với bề rộng hình vành khăn của đĩa với bán kính ngoài $R_2 = 0,185 \text{ [m]}$ và bán kính $R_1 = 0,111 \text{ [m]}$ là:

$$b_{vkl} = (R_2 - R_1) = 0,185 - 0,115 = 0,07 \text{ [m]}$$

Kiểm tra:

+ Để áp suất phân bố đều trên toàn bộ bề mặt ma sát của đĩa phanh, thì chiều dài cung C_c không nên nhỏ hơn bề rộng hình vành khăn của đĩa ma sát, tức là:

$$C_{c1} \geq (R_2 - R_1) \quad (C_{c1} = 0,193 > b_{vkl} = 0,07, \text{thỏa điều kiện})$$

+ $C_{c1} \leq 2 \cdot (R_2 - R_1)$ ($C_{c1} = 0,193 > b_{vkl} \cdot 2 = 0,14$ sử dụng xy lanh đôi)

+ Với các cơ cấu phanh đĩa hiện nay, thì góc ôm phanh tính theo [độ] nằm trong khoảng từ $(20-75)^\circ$, $\alpha_1 = 72^\circ$ (thỏa điều kiện)

Bằng cách đó ta tìm được nhanh chóng bộ thông số cho cơ cấu phanh trước như sau:

- Bán kính ngoài đĩa phanh: $R_2 = 0,185 \text{ [m]}$
- Hệ số tối ưu: $K_r = 0,53 \text{ [-]}$
- Bán kính trong: $R_1 = 0,115 \text{ [m]}$
- Bán kính trung bình: $R_{tb1} = 0,153 \text{ [m]}$
- Bề rộng vành khăn: $b_{vkl} = 0,07 \text{ [m]}$
- Lực ép của piston: $P_1 = 26539,17 \text{ [N]}$
- Góc ôm má phanh: $\alpha_1 = 1,26 \text{ [rad]}$ (72 [độ])
- Chiều dài cung trung bình: $C_1 = 0,193 \text{ [m]}$

Với cơ cấu phanh như sau: cũng bằng phương pháp tính tương tự đối với hệ số bán kính đĩa với $K_{r2} = 0,53$ ta có:

- Bán kính ngoài đĩa phanh: $R_2 = 0,185 \text{ [m]}$
- Hệ số tối ưu: $K_r = 0,53 \text{ [-]}$

- Bán kính trong: $R_1 = 0,115$ [m]
- Bán kính trung bình: $R_{tb2} = 0,153$ [m]
- Bề rộng vành khăn: $b_{vkl} = 0,07$ [m]
- Lực ép của piston: $P2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{1047,65}{0,33} \cdot \left(\frac{0,185^2 - 0,115^2}{0,185^3 - 0,115^3} \right) = 10393,70$ [N]
- Góc ôm má phanh: $\alpha_2 = \frac{2 \cdot 10393,70}{2 \cdot 10^6 (0,185^2 - 0,115^2)} = 0,494$ [rad] (28 [độ])
- Chiều dài cung trung bình: $C_2 = 0,076$ [m]

Kiểm tra:

+ Để áp suất phân bố đều trên toàn bộ bề mặt ma sát của đĩa phanh, thì chiều dài cung C_c không nên nhỏ hơn bề rộng hình vành khăn của đĩa ma sát, tức là:

$$C_{c2} \geq (R_2 - R_1) \quad (C_{c2} = 0,076 > b_{vkl} = 0,07, \text{ thỏa điều kiện}).$$

+ $C_c \leq 2 \cdot (R_2 - R_1)$ ($C_c = 0,076 < b_{vkl} \cdot 2 = 0,14$ dùng xy lanh **đơn**).

+ Với các cơ cấu phanh đĩa hiện nay, thì góc ôm phanh tính theo [độ] nằm trong khoảng từ $(20-75)^\circ$, $\alpha_2 = 28^\circ$ (thỏa điều kiện)

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

2.3.4.1. Tính toán kiểm tra công trượt riêng

Khi kích thước má phanh không chỉ xác định theo tiêu chí áp suất làm việc phải nhỏ hơn hoặc bằng áp suất cho phép [q] đã nêu ở trên nhằm đảm bảo tuổi thọ cho má phanh; mà còn được xác định theo tiêu chí công ma sát trượt riêng nhằm đảm bảo 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:

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

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/s²]); A_{Σ} là tổng diện tích làm việc của các má phanh trong tất cả các cơ cấu phanh [m²].

Diện tích làm việc của một má phanh có thể được xác định:

$$A_{\Sigma} = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{a}{2\pi}$$

Thế số đã cho hai má phanh của cơ cấu phanh trước, ta có:

$$A_{\Sigma} = 3,1416 \cdot (0,185^2 - 0,115^2) \cdot \frac{1,26}{2\pi} \cdot 4 = 0,053 \text{ [m}^2\text{]}$$

Thế số đã biết cho má phanh của cơ cấu phanh sau, ta có:

$$A_{\Sigma} = 3,1416 \cdot (0,185^2 - 0,115^2) \cdot \frac{0,494}{2\pi} \cdot 4 = 0,021 \text{ [m}^2\text{]}$$

Vậy tổng diện tích ma sát của cả xe:

$$A_{\Sigma} = 0,074 \text{ [m}^2\text{]}$$

Suy ra công trượt riêng là:

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

Trị số công ma sát riêng tính theo các công thức trên khi bắt đầu phanh với tốc độ trung bình bằng nửa tốc độ cực đại ($v_1 = 0,5v_{\max}$) cho đến khi xe dừng hẳn ($v_2 = 0$) phải nằm trong giới hạn cho phép [L_r] = 4 ÷ 15 [MJ/m²] đối với ô tô du lịch.

Với $v_1 = 0,5 \cdot 50 = 25$ [m/s] thì ta có:

$$L_r = \frac{(2735,981) \cdot 25^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,074} = 11,55 \text{ [MJ/m}^2\text{]} \text{ (nằm trong giá trị cho phép).}$$

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

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

Trong đó: m_p là tổng khối lượng của các đĩa phanh; C là nhiệt dung riêng của vật liệu làm đĩa phanh – đối với thép hoặc gang thì $C \approx 500$ [J/kg] – còn đối với hợp kim xi-lu-min thì C có thể lấy lên tới 950 [J/kg]. Còn ΔT là độ tăng nhiệt độ của má phanh - trống phanh hoặc đĩa phanh.

Độ tăng nhiệt độ của đĩa phanh khi phanh với tốc độ ô tô $v_1 = 8,33$ [m/s] cho đến khi dừng hẳn ($v_2=0$) không vượt quá 15°C . Khi phanh ngắt với tốc độ trung bình bằng nửa tốc độ cực đại thì độ tăng nhiệt độ cũng không vượt quá 125°C .

+ Tính kiểm tra độ tăng nhiệt độ khi phanh với vận tốc $v = 8,33$ [m/s]. Từ đó suy ra tổng khối lượng của đĩa phanh phải đủ lớn để tăng nhiệt độ không quá 10°C khi phanh với tốc độ $v = 8,33$ [m/s]:

$$m_p = \frac{G_a \cdot v_1^2}{2 \cdot C \cdot [10^\circ]} = \frac{2735 \cdot 8,33^2}{2 \cdot 500 \cdot 10} = 18,98 \text{ [kg]}$$

+ Tính kiểm tra độ tăng nhiệt độ khi phanh với vận tốc $v = 0,5 \cdot v_{\max}$. Từ đó suy ra khối lượng tổng cộng của đĩa phanh phải đủ lớn để tăng nhiệt độ không quá 100°C khi phanh với vận tốc $v = 0,5 \cdot v_{\max} = 25$ [m/s]:

$$m_p = \frac{G_a \cdot v_1^2}{2 \cdot C \cdot [100^\circ]} = \frac{2735 \cdot 25^2}{2 \cdot 500 \cdot 100} = 17,09 \text{ [kg]}$$

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

$$m_t = \frac{18,98}{4} = 4,745 \text{ [kg]}$$

Cùng với bài toán kiểm tra nhiệt, bài toán tính toán thiết kế bề dày δ đĩa phanh có thể được suy ra từ công thức khối lượng đĩa phanh như sau:

$$\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \delta \cdot \rho = m_t$$

Trong đó: ρ là khối lượng riêng của vật liệu làm đĩa phanh. Với gang hoặc thép thì $\rho = 7800$ [kg/m³].

Với số liệu đã có, suy ra:

$$+ \delta \text{ của cơ cấu phanh trước: } \delta = 9,22 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} = 9,22 \text{ [mm]}$$

+ δ của cơ cấu phanh sau: $\delta = 9,22 \cdot 10^{-3}$ [m] = 9,22 [mm]

Vì đĩa phanh trước thêm rãnh tản nhiệt dày 16 – 24 [mm] ta chọn $\delta_1 = 16$ [mm]

Đĩa phanh sau là đĩa đặc chọn 8 – 13 [mm], ta chọn $\delta_2 = 10$ [mm].

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

Trong chuyển 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:

$$x = \delta_o$$

Với cơ cấu phanh đĩa, khe hở hướng trục δ_o thường khá nhỏ với giá trị vào khoảng 0,3 ÷ 0,6 [mm]. Chú ý trong kiểu cơ cấu phanh đĩa thì khe hở hướng trục δ_o thường được tự điều chỉnh bằng ma sát giữa đĩa phanh và má phanh hoặc bởi cơ cấu tự điều chỉnh cưỡng bức khe hở δ_o , vì vậy trong công thức không có thông số về lượng mòn cho phép δ_m . Chính vì vậy cơ cấu phanh đĩa có ưu điểm nổi bật hơn hẳn so với cơ cấu phanh trống guốc là “độ chậm tác dụng nhỏ”.

Chọn $\delta_o = 0,5$ [mm] thì ta có: $x = 0,5$ [mm].

2.3.6. Đường kính xy lanh công tác

2.3.6.1. Đường kính xy lanh công tác

Đường kính xy lanh công tác lí thuyết d_k ở các cơ cấu phanh có thể được xác định từ lực ép yêu cầu tương ứng P_k .

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot P_k}{n_k \cdot \pi \cdot p_d}}$$

Trong đó: P_k : là lực ép yêu cầu của cơ cấu phanh thứ k;

p_d : là áp suất làm việc của dầu phanh trong hệ thống;

n_k : là số xy lanh ép của cơ cấu phanh đĩa

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

Hệ thống phanh có bơm dầu hỗ trợ (ABS): $p_d \approx 10 \div 25 [\text{MN}/\text{m}^2]$

Trong đó giới hạn thấp được chọn cho cơ cấu phanh đĩa chọn $p_d = 10 [\text{MN}/\text{m}^2]$

Hệ thống phanh không có bơm dầu hỗ trợ:

Với hệ thống cơ cấu phanh trước, có lực ép $P_1 = 26539,17 [\text{N}]$ với áp suất dầu $p_d = 10 [\text{MN}/\text{m}^2]$ và $n_k = 2$ thì ta có đường kính của hai xy lanh công tác ở cơ cấu phanh bánh xe trước bằng:

$$d_1 \approx 0,041 [\text{m}]$$

Với cơ cấu phanh sau, lực ép $P_2 = 10393,70 [\text{N}]$ và $p_d = 10 [\text{MN}/\text{m}^2]$ và $n_k = 1$ thì ta thường có đường kính của xy lanh công tác ở cơ cấu phanh bánh xe sau là:

$$d_2 \approx 0,036 [\text{m}]$$

2.3.6.2. Đường kính xy lanh chính

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

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

Trong đó: i_k : là tỷ số khuếch đại thủy lực của xy lanh công tác thứ k so với xy lanh chính.

Trong thực tế kinh nghiệm đối với hệ thống phanh dầu kiểu cơ cấu phanh đĩa thì tỷ số đường kính có thể từ 1,0 đến 3,0 nên tỷ số khuếch đại thủy lực có thể lên đến $i_k = 3,0$. Vì vậy, trong tính toán thiết kế có thể tính đến đường kính xy lanh chính theo giá trị trung bình gần đúng như sau:

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{d_{kmin}^2 \cdot i_1}{1,0} + \frac{d_{kmax}^2 \cdot i_2}{3,0} \right)}$$

Ở đây 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;

các số 1,0 và 3,0 là hệ số kinh nghiệm đã nêu ở trên.

Thế số với các giá trị đường kính xy lanh công tác đã tính, ta có đường kính xy lanh chính được xác định như sau.

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{0,036^2 \cdot 1}{1} + \frac{0,041^2 \cdot 1}{3,0} \right)} = 0,03 \text{ [m]}$$

2.3.7. Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính

Piston chính có nhiệm vụ truyền lực từ bàn đạp và bộ trợ lực phanh (nếu có) để tạo ra áp suất cao trong hệ thống khi phanh. Áp suất cao trong hệ thống chỉ bắt đầu hình thành khi tất cả các khe hở trong hệ thống phanh đã được khắc phục, nên hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính h [mm] được xác định:

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

Trong đó: x_1, x_2 : là hành trình dịch chuyển của piston công tác ở cơ cấu phanh cầu trước/sau. (mục 2.4.4 đã có $x_1 = x_2 = x = 0,5$ [mm]); còn số 2 đi theo thông số x để xác định số lượng hai piston công tác trong mỗi cơ cấu phanh. Số 2 đi theo các đường kính để xác định số lượng hai piston công tác ở mỗi phía trong mỗi cơ cấu phanh.

n_1, n_2 : số lượng trục bánh xe của cầu trước/sau. Với xe du lịch có công thức bánh xe 4x4 hoặc 4x2 thì $n_1 = n_2 = 1$

d_1, d_2 : đường kính xy lanh công tác ở cơ cấu phanh cầu trước, cầu sau; $d_1 = 41$ [mm], $d_2 = 36$ [mm]. Chỉ số 2 bên ngoài ngoặc đơn xác định có hai cơ cấu phanh trên mỗi trục bánh xe trước/sau.

d_{dk} : đường kính xy lanh dầu điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực phanh bằng chân không; với kiểu gián tiếp thì với D_c là đường kính xy lanh chính: $D_c = 30$ [mm] và $d_{dk} = 30$ [mm]. Với kiểu trực tiếp thì $d_{dk}/D_c = 1$.

δ_1, δ_2 : khe hở thông dầu trong các xy lanh chính ở trạng thái không phanh ứng với các dòng trước/ sau. Có thể chọn: $\delta_1 = \delta_2 = 1,5$ [mm]. δ_{dk} là khoảng dịch chuyển của piston trợ lực để điều khiển đóng van, mở van của bộ trợ lực $\delta_{dk} = 1,0$ [mm].

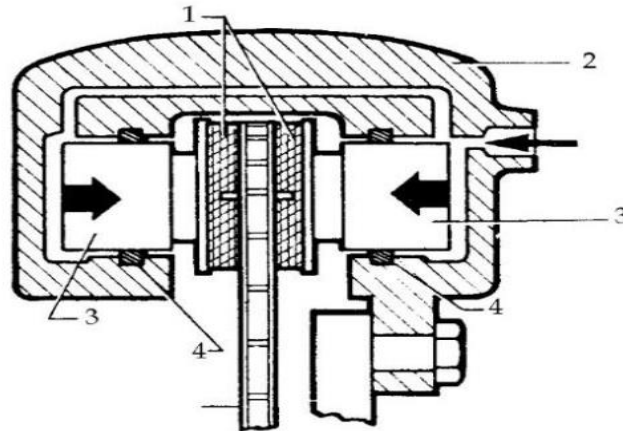
K : hệ số tính đến độ đàn hồi của hệ thống. Thường $K \approx 1,05 \div 1,07$. Chọn $K = 1,07$.

Thế tất cả các thông số ta có: $h = 11,36$ [mm]

Lắp ghép má kẹp phanh đĩa:

Có hai phương án lắp ghép má kẹp: lắp cố định và lắp tùy động kiểu bơi

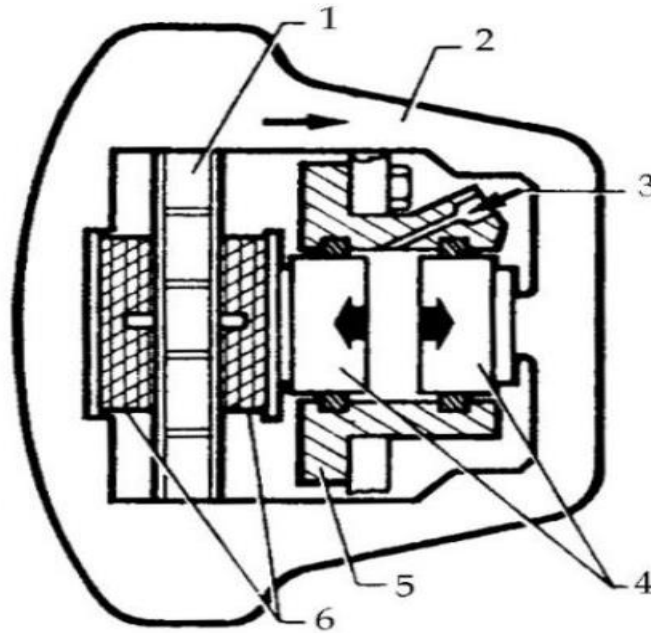
Phương án lắp cố định có độ cứng vững cao, cho phép sử dụng lực dẫn động lớn. Tuy vậy điều kiện làm mát kém, nhiệt độ làm việc của cơ cấu phanh cao hơn.



Hình 2.2. 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

Để khắc phục kiểu lắp má kẹp cố định có thể dùng má kẹp tùy động. Má kẹp có thể làm tác rời hay liền với xy 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 rì sẽ làm cho các má phanh mòn không đều, hiệu quả phanh giảm và gây rung động. Tuy vậy nó chỉ có một xy 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 $30 \div 50^{\circ}\text{C}$. 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 bánh xe dẫn hướng.



Hình 2.3. 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 xy lanh; 6. Má phanh

2.3.8. Hành trình và tỷ số truyền bàn đạp phanh:

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 có thể được xác định:

$$S_{bd} = (h + \delta \cdot K) \cdot i_{bd}$$

Trong đó: h : là hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính;

δ : 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; thường được gọi là tỷ số truyền bàn đạp.

Thay công thức tính hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính h vào công thức 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 $[S_{bd}] \approx 80 \div 100$ [mm] (do khe hở giữa tâm ma sát và đĩa phanh không bị tang lên khi bị mòn $\delta_m = 0$)

$$(h + \delta \cdot K) \cdot i_{bd} \in [S_{bd}]$$

Chọn $[S_{bd}] = 100$ [mm] với khe hở $\delta = 0,5$ [mm] thì tỷ số truyền bàn đạp: δ

$$i_{bd} = \frac{100}{11,36+0,5 \cdot 1,07} = 8,41$$

Hành trình làm việc thực tế của bàn đạp được xác định khi cho các khe hở tương ứng hành trình không tải bằng 0; tức là $\delta_1 = \delta_2 = \delta = 0$

$$h_{lv} = \left(\frac{41^2}{30^2} + \frac{36^2}{30^2} \right) \cdot 2.1,07 = 7.08 \text{ (mm)}$$

$$S_{lv} = h_{lv} \cdot i_{bd} = 59,53 \text{ (mm)}$$

Ta có tỷ số giữa hành trình thực tế của bàn đạp so S_{bd} so với hành trình làm việc của bàn đạp S_{lv} bằng:

$$K_{bd/lv} = \frac{S_{bd}}{S_{lv}} = \frac{100}{59,53} = 1,68$$

Do khe hở làm việc giữa má phanh và đĩa nhỏ hơn nên hành trình làm việc thực tế của bàn đạp nhỏ hơn kiểu trống guốc; vì vậy tỷ số giữa hành trình bàn đạp tổng cộng trên hành trình làm việc của cơ cấu phanh đĩa có thể lớn hơn và có giá trị từ $1,5 \div 1,75$ là phù hợp.

2.3.9. 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:

$$P_{bd} \geq \frac{\pi \cdot p_d \cdot D_{xl}^2}{4 \cdot l_{bd} \cdot \eta_{bd} \cdot \eta_{xl}}$$

Trong đó: D_{xl} : là đường kính xy lanh cung cấp dầu cho các xy lanh công tác; khi không có trợ lực hoặc dùng kiểu trợ lực trực tiếp thì D_{xl} cũng chính là D_c . Thông số p_d là áp suất làm việc yêu cầu lớn nhất của dầu trong hệ thống khi phanh khẩn cấp. Chọn $p_d = 15$ [MN/m²]. i_{bd} là tỷ số truyền bàn đạp. Thông số η_{bd} là hiệu suất của bàn đạp kể đến tổn thất truyền lực tính từ bàn đạp đến piston xy lanh chính. Còn η_{xl} là hiệu suất xét đến do tổn thất 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 $\eta_{bd} = 0,90$

+ 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:

$$P_{bd} \geq \frac{\pi \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 0,03^2}{4 \cdot 8,41 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 1474,56 \text{ [N]}$$

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

2.3.10. Lực tác dụng cần thiết lên bàn đạp phanh khi có trợ lực.

Giá trị về lực tác dụng lên bàn đạp phanh khi có trợ lực đối với các ô tô hiện nay chỉ nằm trong giới hạn nhỏ để đảm bảo điều khiển nhẹ nhàng cho lái xe. Hiện nay các hệ thống phanh đều có trợ lực, nên giá trị tác dụng lên bàn đạp có thể chọn trong khoảng $[P_{bd}] \approx 200 \div 300 \text{ [N]}$.

+ 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:

$$P_{bd} \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd} + P_{tl} \cdot i_{tl} \cdot \eta_{tl} \geq \frac{\pi \cdot D_{xl}^2 \cdot p_d}{4 \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd} \cdot \eta_{xl}}$$

Trong đó: đại lượng i_{tl} là tỷ số khuếch đại 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. Đại lượng η_{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 thì $i_{tl} = 1$; còn hiệu suất η_{tl} có thể chọn bằng 0,95. Lực bàn đạp cần thiết cần phải tác dụng lên bàn đạp trong trường hợp có trợ lực có thể chọn theo giới hạn nhỏ $[P_{bd}] = 200 \text{ [N]}$

Khi đó yêu cầu của bộ trợ lực P_{tl} được xác định bằng:

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

Thế số ta có:

$$P_{tl} \geq \frac{\frac{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 15 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,95} - 200,8,41 \cdot 0,9}{1,0,95} = 10154,86 \text{ [N]}$$

2.3.11. 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 lí chênh lệch áp suất giữa hai ngăn của bầu trợ lực và được xác định như sau:

$$F_{tl} = \frac{\pi D_b^2 \Delta p}{4}$$

Suy ra đường kính bầu trợ lực D_b :

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{tl}}{\pi \cdot \Delta p}}$$

Ở đây, Δp 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 Δp có thể chọn như sau:

Với kiểu trợ lực chân không: $\Delta p_{ck} \approx (0,050 \div 0,065) \text{ [MN/m}^2\text{]}$; chọn $\Delta p_{ck} = 0,065 \text{ [MN/m}^2\text{]}$

Thế số ta có: $D_b = 0,446 \text{ [m]}$

Kích thước bầu trợ lực của các loại xe dùng cơ cấu phanh thường nằm trong khoảng giá trị từ $D_b > 200 \text{ [mm]}$ và $D_b < 400 \text{ [mm]}$, vì vậy cần dùng bầu trợ lực kiểu kép.

2.4. Tính toán điều chỉnh chống trượt ABS

2.4.1. Cơ sở lý thuyết về phanh chống hãm cứng bánh xe ABS

Khi phanh, người lái tác dụng lực vào bàn đạp phanh thì cơ cấu phanh sẽ tạo ra momen ma sát giữa má phanh và trống phanh hoặc đĩa phanh gọi là momen phanh nhằm hãm bánh xe lại, lúc đó tại vị trí bánh xe tiếp xúc với mặt đường xuất hiện phản lực tiếp tuyến P_p ngược chiều chuyển động của xe.

$$P_p = \frac{M_p}{r_b}$$

Trong đó: - M_p là momen phanh tác dụng lên bánh xe [N.m]

- P_p là lực phanh tác dụng tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường [N]
- r_b là bán kính làm việc của bánh xe [m]

Trong hệ thống phanh dẫn động thủy lực có bộ điều hòa lực phanh thì điều kiện phanh có hiệu quả và ổn định:

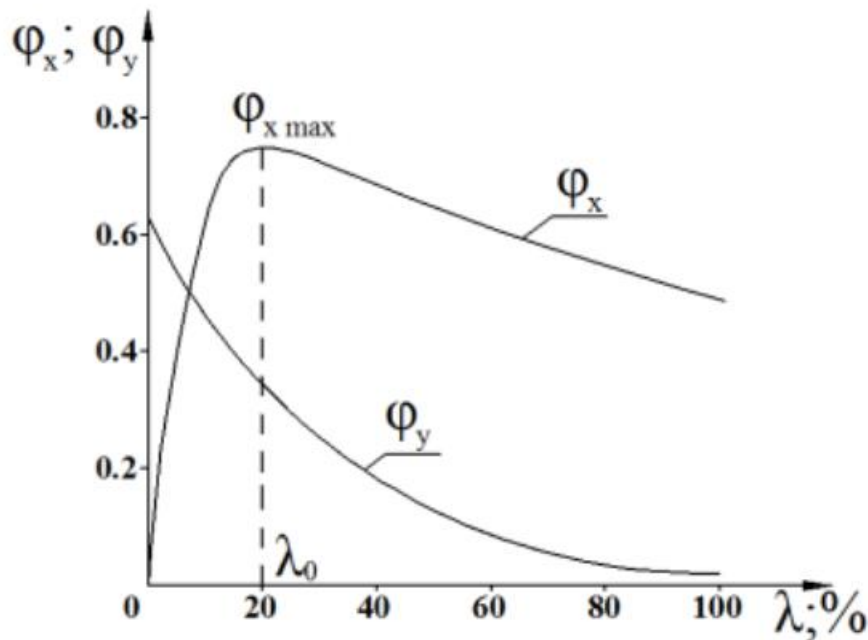
Lực cản trong cơ cấu phanh < Lực cản giữa lốp và mặt đường

Trong quá trình phanh, momen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng lên làm lực cản trong cơ cấu phanh tăng theo, đến một lúc nào đó lực cản trong cơ cấu phanh sinh ra sẽ lớn hơn lực cản giữa bánh xe với mặt đường, khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì hệ số bám φ đạt giá trị nhỏ nhất dẫn đến lực phanh sinh ra nhỏ nhất.

Nếu các bánh xe ở phía trước bị trượt lê dẫn đến hệ số bám dọc và hệ số bám ngang φ_x, φ_y giảm, vì bánh trước là bánh dẫn hướng lại bị trượt lê điều này dẫn đến người lái hoàn toàn không có khả năng điều khiển ô tô theo ý muốn, nếu các bánh xe sau bị trượt lê thì có xu hướng trượt ngang về phía bên trái hoặc bên phải.

Hệ thống ABS có nhiệm vụ tránh các bánh xe khỏi bị trượt lê trên đường khi phanh khẩn cấp nhằm đảm bảo an toàn cho người lái xe. Khi xe chuyển động ở tốc độ không đổi thì tốc độ xe (V_x) và tốc độ bánh xe (V_{bx}) là bằng nhau. Tuy nhiên khi người lái tác động lên phanh thì V_x và V_{bx} sẽ khác nhau. Sự khác nhau đó được đặc trưng bằng hệ số trượt tương đối (λ) và được xác định theo biểu thức như sau:

$$\lambda = \frac{V_x - \omega_b \cdot r_{bx}}{V_x} \cdot 100\%$$



Hình 2.4. Sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ của bánh xe khi phanh

Như vậy, nhiệm vụ cơ bản của hệ thống phanh ABS là giữ cho độ trượt tương đối của bánh xe trong quá trình phanh đạt giá trị trong giới hạn lân cận của λ_0 . Mối liên hệ giữa hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ của bánh xe khi phanh được thể hiện ở Hình 2.4

Kết luận:

- Để giữ cho các bánh xe làm việc ở vùng độ trượt quanh giá trị lân cận của λ_0 và không dẫn đến hiện tượng hãm cứng bánh xe thì hệ thống ABS phải điều chỉnh áp suất dầu đến các cơ cấu phanh một cách linh hoạt.

2.4.2. Ý nghĩa của hệ thống ABS

Để thấy rõ hiệu quả của hệ thống phanh có trang bị ABS chúng ta xem xét kết quả thí nghiệm sau[4]:

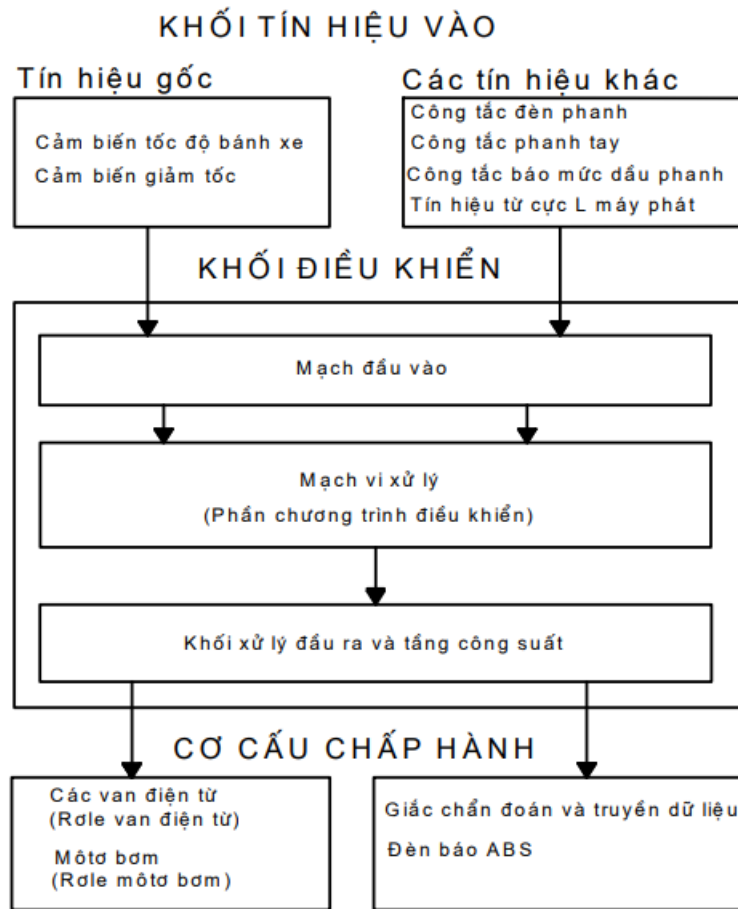
Loại đường	Tốc độ bắt đầu phanh v [m/s]	Quãng đường phanh S_p [m]		Hiệu quả phanh %
		Có trang bị ABS	Không trang bị ABS	
Đường bê tông khô	13,88	10,6	13,1	19,1
Đường bê tông ướt	13,88	18,7	23,7	21,1
Đường bê tông khô	27,77	41,1	50,0	17,8
Đường bê tông ướt	27,77	62,5	100,0	37,5

Bảng 2.4.2. Kết quả thí nghiệm ô tô du lịch có trang bị hệ thống ABS

Từ kết quả thí nghiệm ta nhận thấy khi phanh ở trên cả hai mặt đường bê tông khô và ướt thì quãng đường phanh của xe có trang bị hệ thống ABS nhỏ hơn nhiều so với hệ thống phanh không được trang bị hệ thống ABS. Hiệu quả phanh được cải thiện rõ rệt, giá trị độ bám dọc cũng như độ bám ngang cao, do đó vừa đảm bảo phanh tốt cũng như tính ổn định dẫn hướng khi phanh.

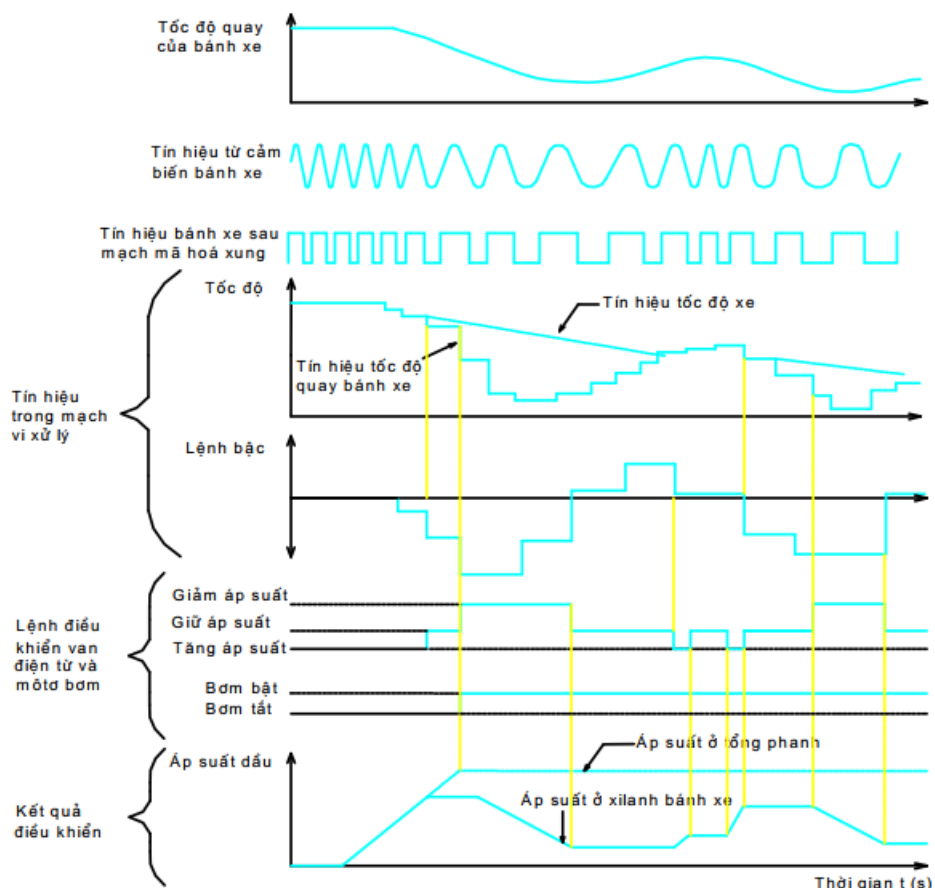
2.4.3. Nguyên lý làm việc cơ bản của hệ thống ABS

Trong trường hợp phanh khẩn cấp dẫn đến một hoặc nhiều bánh xe bất kì nào đó bị bó cứng, dẫn đến tốc độ góc $\omega_{bx} = 0$ [m/s]. Trên mỗi bánh xe đều được lắp đặt cảm biến tốc độ, cảm biến thu nhận thông tin $\omega_{bx} = 0$ [m/s] truyền về hộp điều khiển trung tâm ECU (ECU ABS) bằng một tín hiệu xung. Lúc này ECU hiểu cần phải can thiệp đối với bánh xe có $\omega_{bx} = 0$ [m/s]. Sau đó ECU sẽ đưa ra tín hiệu điều khiển để bộ chấp hành mở, đóng, giữ các van điều khiển một cách linh hoạt để đưa giá trị vận tốc của một bánh xe bất kì lớn hơn giá trị 0 [m/s], qua đó đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất.



Hình 2.5. Sơ đồ khối hệ thống ABS

Đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa áp suất dầu xy lanh bánh xe với mức độ tăng tốc bánh xe và tốc độ bánh xe:



Hình 2.6. Đồ thị biểu diễn áp suất dầu xy lanh bánh xe theo thời gian

- Chế độ giảm áp:

ECU đặt van điện ở chế độ giảm áp theo mức độ giảm tốc độ bánh xe, vì vậy làm được việc giảm áp suất dầu trong mỗi xy lanh phanh ở mỗi bánh xe. Sau khi giảm áp suất ECU chuyển van điện sang chế độ “giữ” để theo dõi về sự thay đổi về tốc độ bánh xe. Nếu ECU nhận biết được rằng áp suất dầu ở mỗi xy lanh cần giảm hơn nữa thì nó lại giảm tiếp áp suất dầu.

- Chế độ giữ và tăng áp:

Khi áp suất dầu bên trong xy lanh bánh xe giảm (sau chế độ giảm áp). Nó cho phép bánh xe gần bị bó cứng lại tăng tốc độ. Tuy nhiên, nếu cứ giảm áp suất dầu như vậy dẫn đến không đảm bảo lực phanh cần thiết để hãm lại tốc độ chuyển động của xe đang lao về

phía trước, để tránh hiện tượng này ECU sẽ xuất một tín hiệu điện áp điều khiển van điện ở chế độ tăng áp và chế độ giữ.

- Chế độ giảm áp:

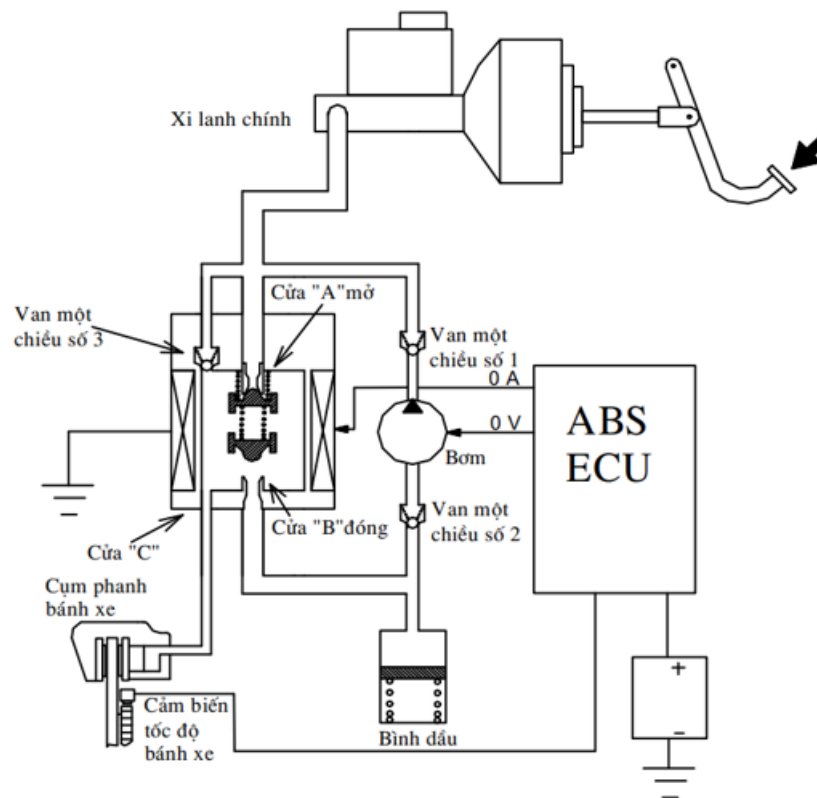
Khi áp suất dầu bên trong xy lanh bánh xe tăng từ từ bởi ECU (sau chế độ giữ và chế độ tăng áp) bánh xe lại có xu hướng bị bó cứng. Vì vậy ECU lại chuyển các van điện đến chế độ giảm áp lại lần nữa để giảm lại lần nữa áp suất bên trong xy lanh phanh đối với bánh xe đang bị bó cứng.

- Chu kỳ của các giai đoạn này diễn ra rất nhanh, có thể lên đến 5 tới 15 lần trong vòng 1 giây.

2.4.4. Giải pháp điều khiển hệ thống ABS

2.4.4.1. Điều khiển hệ thống ABS khi phanh bình thường

- Khi phanh bình thường, bánh xe không bị bó cứng (ABS không hoạt động)



Hình 2.7. Sơ đồ điều khiển ABS ở chế độ phanh bình thường

+ ECU không gửi tín hiệu đến các cuộn dây của van, do đó cửa B bị đóng dưới tác dụng của lò xo hồi vị nhưng cửa A lại được mở dưới tác dụng của áp suất dầu từ xy lanh chính truyền xuống thắng lực hồi vị lò xo ở van cửa A.

+ Khi đạp phanh, lúc này áp suất dầu trong xy lanh chính tăng lên, dầu phanh đi từ xy lanh chính đến mở cửa A rồi đến cửa C của trong van điện 3 vị trí rồi tới các xy lanh phanh bánh xe.

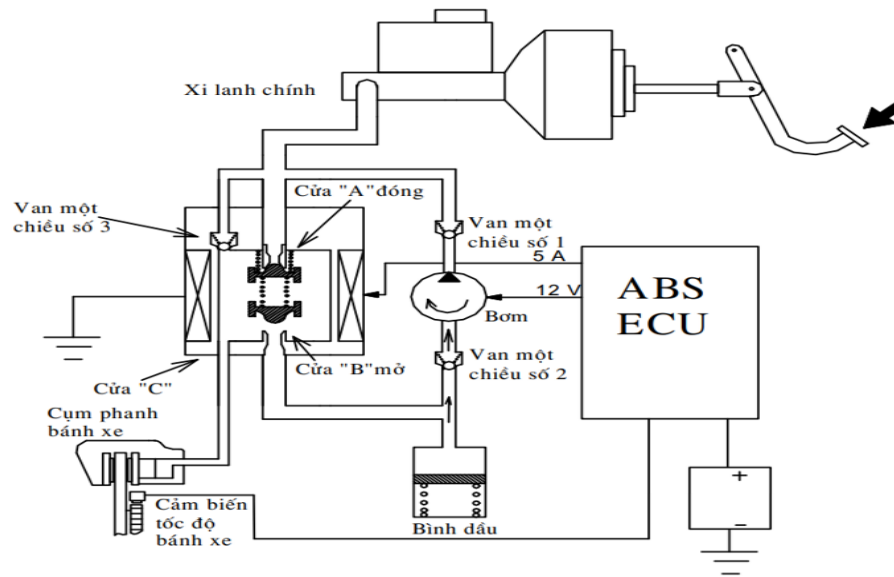
+ Dầu không đi qua được bơm do bị khóa chế bởi van một chiều số 1.

+ Khi người lái nhả chân phanh, áp suất dầu phanh trong xy lanh chính giảm làm dầu phanh từ các xy lanh phanh bánh xe hồi về qua cửa C về lại 2 hướng, 1 hướng đi qua cửa A và nếu áp suất dầu lúc này không đủ để mở cửa A thì dầu hồi về van một chiều số 3 qua van điện 3 vị trí.

Tên chi tiết	Hoạt động
Van điện 3 vị trí	Cửa A mở
	Cửa B đóng
	Cửa C mở
Motor bơm	OFF

2.4.4.2. Điều khiển hệ thống ABS ở chế độ giảm áp

Tên chi tiết	Hoạt động
Van điện 3 vị trí	Cửa A đóng
	Cửa B mở
	Cửa C mở
Motor bơm	OFF

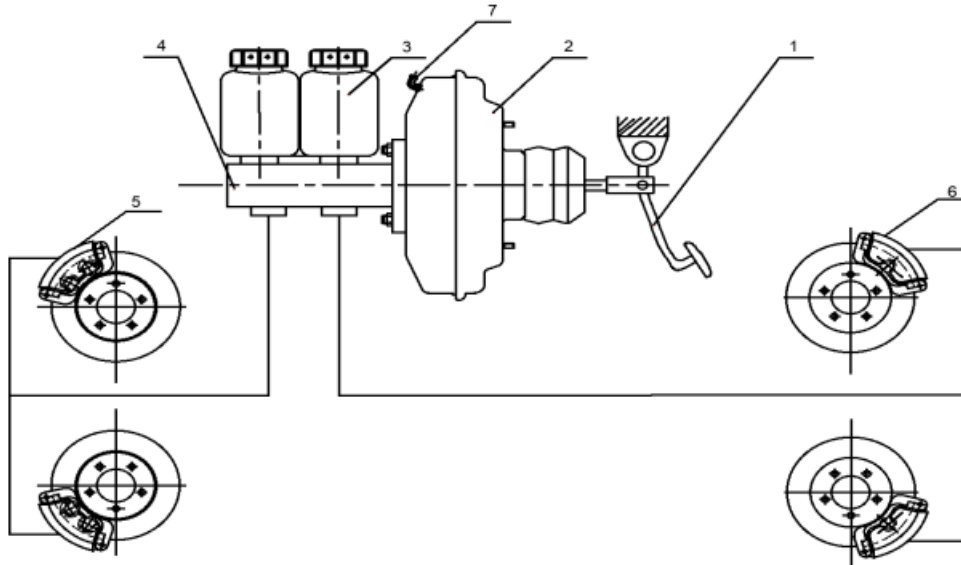


Hình 2.8. Sơ đồ điều khiển ABS ở chế độ giảm áp

- Khi một bánh xe gần bị bó cứng, ECU sẽ gửi tín hiệu điện 5A đến cuộn dây của van điện sinh ra lực từ. Lực từ làm van điện 3 vị trí chuyển động lên phía trên, cửa A đóng.

CHƯƠNG 3: CÁC CỤM KẾT CẤU HỆ THỐNG PHANH THIẾT KẾ

3.1. Sơ đồ hệ thống phanh và nguyên lí hoạt động



Hình 3.1. Sơ đồ tổng quan hệ thống dẫn động

Chú thích: 1 – Bàn đạp phanh; 2 – Bầu trợ lực; 3 – Bình dầu; 4 – Xylanh chính;
5 – Cơ cấu phanh trước; 6 – Cơ cấu phanh sau; 7 – Ống nối khí.

Nguyên lí hoạt động:

Dẫn động hai dòng sử dụng xylanh chính tác dụng độc lập, một dòng dẫn động ra hai bánh xe cầu trước, còn một dòng dẫn động ra hai bánh xe cầu sau giống như phương án dẫn động thủy lực một dòng.

Khi không phanh, dầu áp suất thấp nằm chờ trên đường ống.

Khi người lái tác động lực vào bàn đạp phanh, qua thanh đẩy sẽ tác động vào piston nằm trong xylanh, ép dầu trong xylanh phanh chính đi đến đường ống dẫn động ra hai bánh xe cầu trước và đường ống dẫn động ra hai bánh xe sau. Chất lỏng với áp suất cao sẽ tác dụng vào các piston ở các xylanh bánh xe ép sát má phanh vào đĩa phanh thực hiện quá trình phanh.

Khi thôi phanh, người lái thôi tác dụng lên bàn đạp phanh lò xo hồi vị sẽ ép dầu từ xylanh bánh xe và xylanh phanh đĩa về xylanh chính.

3.2. Kết cấu các cụm chi tiết của hệ thống phanh

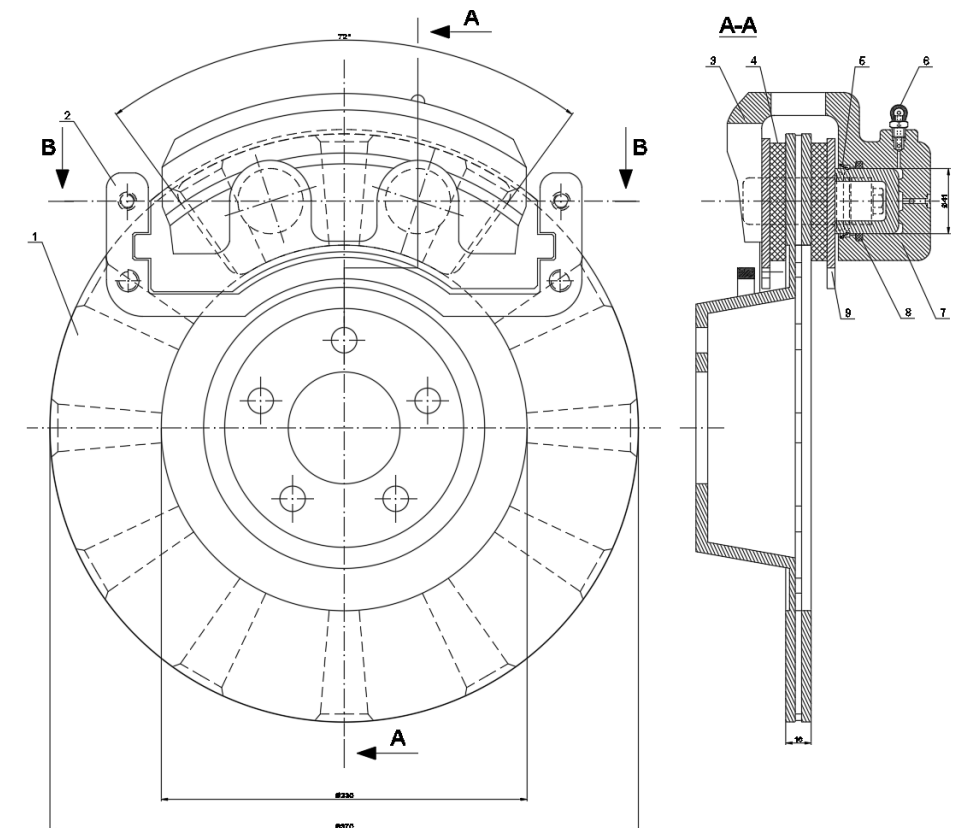
3.2.1. Cơ cấu phanh

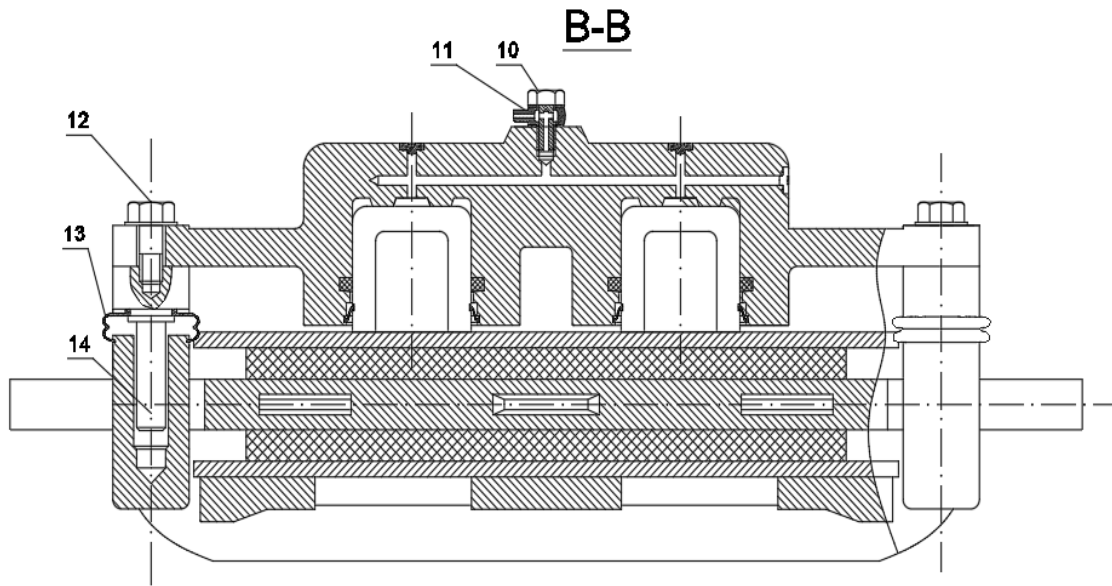
❖ Cơ cấu phanh trước:

STT	Tên gọi	Giá trị	Đơn vị
1	Bán kính ngoài đĩa phanh	0,185	m
2	Hệ số tối ưu hóa	0,53	
3	Bán kính trong	0,115	m
4	Bán kính trung bình	0,153	m
5	Bề rộng vành khăn	0,07	m
6	Lực ép piston	26539,17	N
7	Góc ôm má phanh	72	Độ
8	Chiều dài cung trung bình	0,193	m

Bảng 3.1. Bảng thông số cơ cấu phanh trước

❖ Bản vẽ cơ cấu phanh trước:





Hình 3.2. Kết cấu cơ cấu phanh trước

Chú thích: 1 – Đĩa phanh; 2 – Giá đỡ; 3 – Càng phanh; 4 – Má phanh; 5 – Vòng chắn bụi; 6 – Vít xả gió; 7 – Piston; 8 – Phốt chắn dầu; 9 – Xương má phanh; 10 – Bulong cố định đường dầu; 11 – Đường dẫn dầu; 12 – Bulong M8; 13 – Phốt chắn bụi; 14 – Chốt trượt.

❖ Cơ cấu phanh sau:

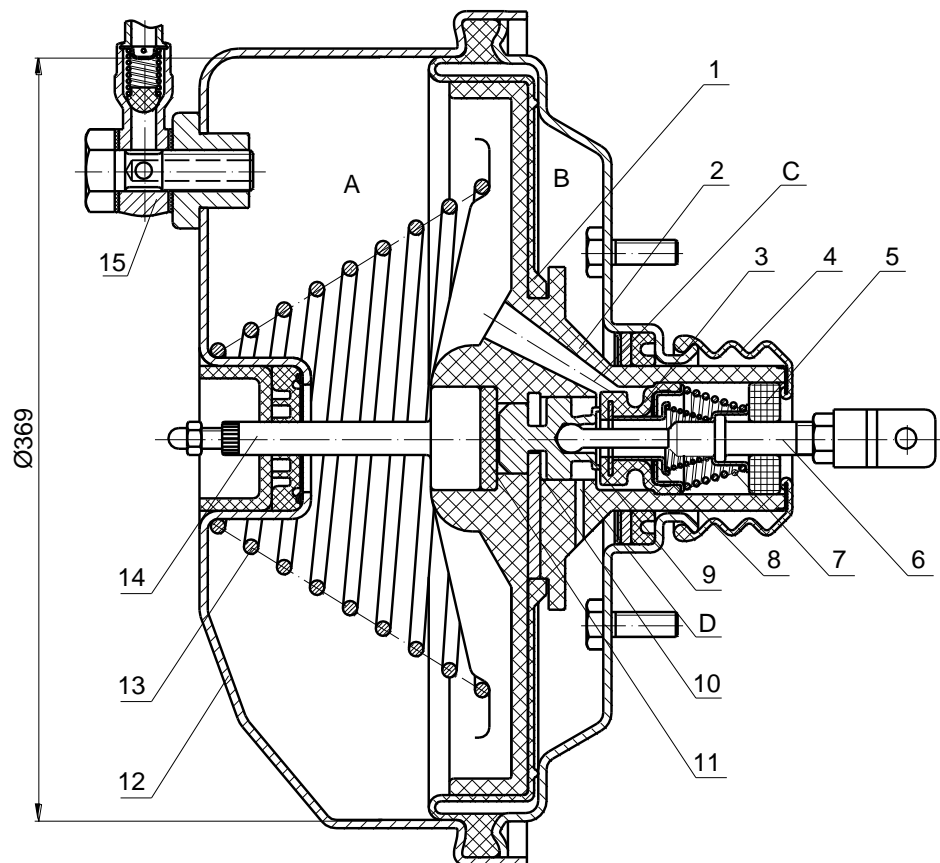
STT	Tên gọi	Giá trị	Đơn vị
1	Bán kính ngoài đĩa phanh	0,185	m
2	Hệ số tối ưu hóa	0,53	
3	Bán kính trong	0,115	m
4	Bán kính trung bình	0,153	m
5	Bề rộng vành khăn	0,07	m
6	Lực ép piston	10393,70	N
7	Góc ôm má phanh	28	Độ
8	Chiều dài cung trung bình	0,076	m

❖ Bản vẽ cơ cấu phanh sau:

3.2.2. Cấu tạo xylanh phanh chính và bầu trợ lực chân không

Bộ trợ lực có nhiệm vụ là tạo trợ lực để giảm nhẹ cường độ lao động của người lái khi phanh. Lực trợ lực cùng với lực đạp của lái xe để tác dụng lực lên piston xylanh chính. Bộ trợ lực cường hóa bằng chân không, năng lượng tạo lực trợ lực nhờ độ chênh áp của khí quyển với độ chân không bên trong bộ trợ lực. Nguồn chân không được lấy trực tiếp từ động cơ qua van một chiều

Thông qua kết quả đã tính toán ta thiết kế bộ trợ lực phanh chân không kiểu kép:



Hình 3.4. Bầu trợ lực chân không kiểu kép

Chú thích: 1 – Màng trợ lực; 2 – Vỏ van điều khiển; 3 – Nắp van điều khiển; 4 – Bao che bụi; 5 – Lọc bụi; 6 – Cần đẩy nối bàn đạp; 7 – Lò xo nắp van điều khiển; 8 – Chén đỡ lò xo; 9 – Đòn trung gian; 10 – Tấm hãm; 11 – Vòng cao su tỷ lệ; 12 – Vỏ bộ trợ lực; 13 – Lò xo hồi vị; 14 – Cần đẩy xylanh chính; 15 – Cụm van một chiều;

Nguyên lý làm việc:

+ Trạng thái ban đầu: Nắp van điều khiển (3) mở đường thông lỗ C và lỗ D nên khoang A (nối thông với đường nạp động cơ) và khoang B của bộ trợ lực thông với nhau và có cùng áp suất chân không nên chưa có trợ lực. Lò xo hồi vị (13) đẩy vỏ van điều khiển (2) về vị trí ban đầu.

+ Khi đạp phanh: Người lái tác dụng lực lên bàn đạp, đẩy cần đẩy (6) dịch chuyển sang trái (hình 4.13). Nắp van điều khiển dịch chuyển theo nên đóng bít lỗ C, ngăn cách hai khoang A và khoang B. Đồng thời, đòn trung gian (9) do chuyển động quán tính nên tách khỏi nắp van điều khiển. Do đó, không khí qua lọc bụi (5), qua lỗ D vào khoang B. Áp suất giữa hai khoang A và khoang B chênh lệch nên tạo lực cường hóa tác dụng lên màng cao su (1) để trợ lực cho người lái tác dụng lên cần đẩy xylanh chính (14) tiến hành phanh bánh xe lại. Do biến dạng của vòng cao su tỷ lệ (11) nên đòn trung gian tiếp xúc với nắp van điều khiển. Khi đó, không khí không qua lỗ D của khoang B nên độ chênh áp suất không đổi, trợ lực không đổi.

+ Tăng lực trợ lực: Người lái tiếp tục đạp mạnh hơn, cần đẩy tiếp tục dịch chuyển sang trái làm cho đòn trung gian mở thông không khí đi vào khoang B. Độ chênh áp tăng lên nên trợ lực lớn hơn. Vòng cao su tỷ lệ tiếp tục biến dạng nhiều hơn và giữ trợ lực không đổi.

3.2.3. Hệ thống phân phối lực phanh điện tử (EBD)

Việc hình thành công nghệ hệ thống phanh tự động AEB dựa trên nền tảng kỹ thuật mà các kỹ sư ô tô đã thiết kế cho hệ thống phanh tích hợp ABS/TCS tự động phanh để chống sự trượt quay cho các bánh xe chủ động khi chúng gặp hệ số bám thấp, lực bám nhỏ hơn lực kéo ở bánh xe chủ động.

Khi công nghệ ô tô tự lái phát triển, thì hệ thống phanh tích hợp ABS/TCS được phát triển ứng dụng để thực hiện phanh tự động cho ô tô trong trường hợp cần phanh khẩn cấp AEB; không những vậy, hệ thống phanh AEB cũng được phát triển để có thể thực hiện phanh tự động cục bộ với lực phanh nhỏ nhằm duy trì tốc độ xe cũng như kiểm soát khoảng cách so với xe trước; hoặc trong trường hợp dừng trước tín hiệu đèn đỏ giao thông cho ô tô tự lái.

Hệ thống phanh đầu có điều khiển điện tử chống hãm cứng bánh xe ABS có thể thực hiện phanh hiệu quả xe khi lái xe chủ động thực hiện đạp chân lên bàn đạp phanh.

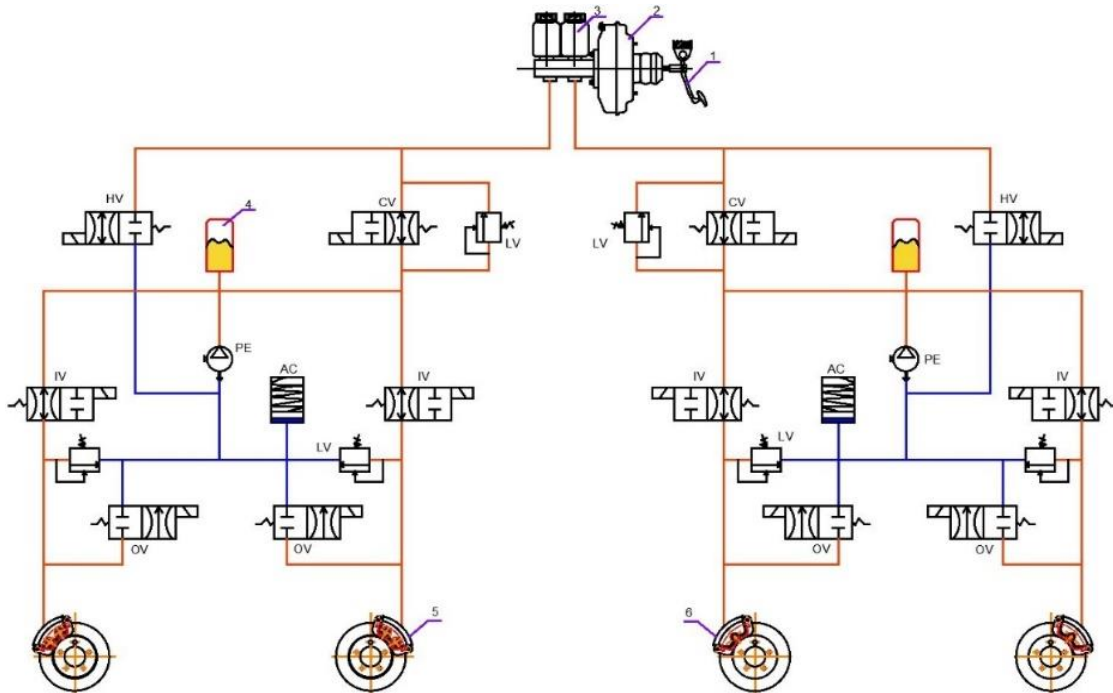
Nếu lực phanh vượt quá khả năng bám giữa lốp với mặt đường làm cho bánh xe có xu hướng trượt toàn toàn thì hệ thống ABS sẽ làm việc để chống trượt lết cho bánh xe nhằm đảm bảo an toàn cho ô tô khi phanh khẩn cấp.

Tuy nhiên hệ thống phanh dầu điều khiển điện tử kiểu ABS không thể tự động thực hiện quá trình phanh mặc dầu có sẵn bơm tạo áp suất cần thiết cho quá trình phanh; sở dĩ như vậy là vì nếu lái xe không đạp lên bàn đạp phanh, bơm dầu làm việc để tự phanh thì dầu cao áp do bơm tạo ra sẽ theo xy lanh chính và tràn về bình chứa đang thông nhau qua các lỗ thông, làm sục dầu trong bình chứa dầu phanh và vì vậy không tạo được áp suất cao cần thiết cho quá trình phanh khi thực hiện việc phanh tự động.

Vì vậy để hệ thống phanh có thể thực hiện phanh tự động mà không cần sự can thiệp của lái xe thì phải có thêm các van để ngăn dầu cao áp từ bơm về bình chứa, nhưng phải lấy được một lượng dầu cần thiết từ bình chứa để bơm có thể cung cấp dầu cao áp cho các xy lanh phanh ở các cơ cấu phanh.

Các chế độ phanh tự động:

a) Chế độ phanh bình thường



Hình 3.6: Sơ đồ mạch phanh điều khiển tự động EBD

Chú thích: 1 - Bàn đạp phanh; 2 - Bầu trợ lực phanh; 3 - Xy lanh chính và bình chứa dầu; 4 - Bình ổn áp; 5 - Cơ cấu phanh bánh xe trước; 7 - Cơ cấu phanh bánh xe sau; IV - Input valve (Van nạp); OV - Output valve (Van xả); AC - Acculator (Bình tích áp); PE - Pump Electric (Bơm điện); CV - Changed Valve (Van chuyển đổi ngăn dầu về xy lanh chính khi phanh tự động); HV - Hydraulic Valve (Van chuyển dầu); LV - Limit Valve (Van điều chỉnh hạn chế áp suất làm việc).

Trên hình 3.6 là sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của hệ thống phanh tự động AEB dẫn động thủy lực; theo đó mặc định ở chế độ phanh bình thường thì các van của hệ thống phanh tự động AEB cũng như điều khiển chống hãm cứng bánh xe ABS là chưa hoạt động, các van điện từ (Solenoids Valve) chưa làm việc.

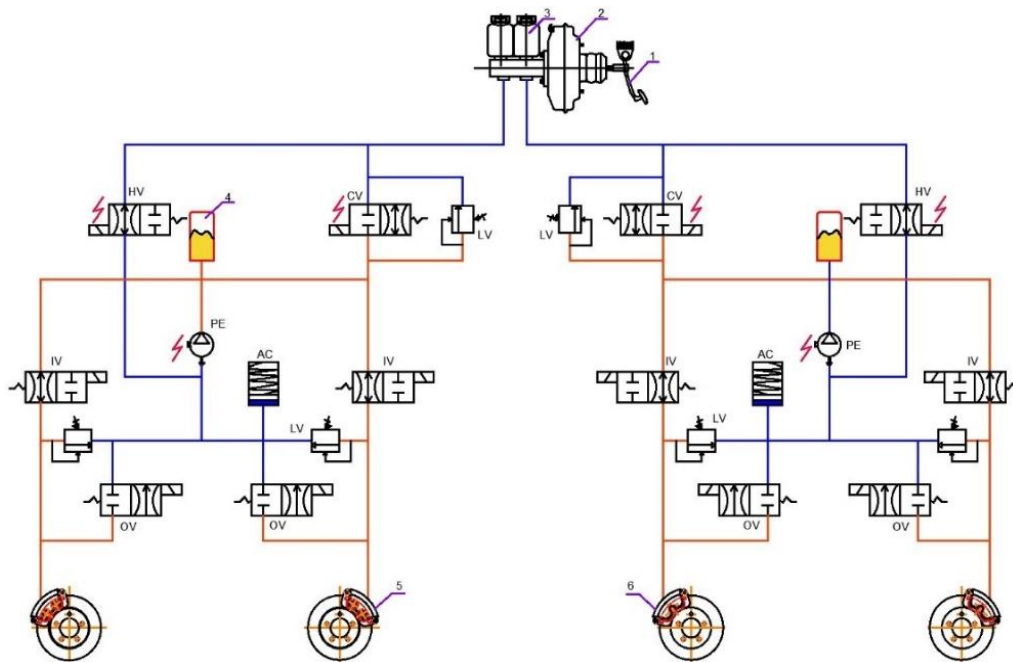
Các van cấp của ABS (IV) mặc định ở trạng thái mở, trong khi các van xả (OV) ở trạng thái đóng nhờ các lò xo nén của van. Van chuyển đổi (CV) ngăn/không ngăn dầu ngược về xy-lanh chính của chế độ phanh tự động AEB mặc định ở trạng thái mở để thông dòng dầu từ xy lanh và bình chứa (3) với các xy lanh cơ cấu phanh; trong khi đó van chuyển dầu (HV) ở trạng thái đóng để ngăn dòng dầu từ xy lanh chính đến vùng thấp áp của bơm (PE).

b) Chế độ phanh tự động

Quá trình phanh tự động cũng có thể diễn biến theo 3 giai đoạn theo cơ chế quá trình phanh điều khiển ABS (giai đoạn tăng áp suất phanh, giai đoạn duy trì áp suất phanh, và giai đoạn giảm áp suất phanh).

- **Giai đoạn tăng áp suất để phanh (còn gọi là giai đoạn tích áp):**

Khi hệ thống hỗ trợ lái nâng cao ADAS (Advanced Driver Assistance System) bằng cảm biến LIDAR (Light + RADAR) kiểm soát môi trường xung quanh ô tô, giám sát khoảng cách của những người đi bộ và bất kỳ phương tiện nào khác phía trước nó có dấu hiệu không an toàn đối với quá trình chuyển động của ô tô; bộ điều khiển trung tâm ECU lập tức ra lệnh phanh dừng khẩn cấp AEB.



Hình 3.7: Sơ đồ hệ thống phanh tự động EBD

Ở chế độ phanh tự động AEB, bơm dầu PE cùng với van chặn dòng CV và van chuyển dầu HV được kích hoạt điện từ (có dấu “nháy màu đỏ” biểu thị tín hiệu điện từ điều khiển vẽ bên cạnh các chi tiết – hình 3.7) như sau:

Đóng van chuyển đôi CV để ngắt dòng dầu cao áp đi về bình chứa;

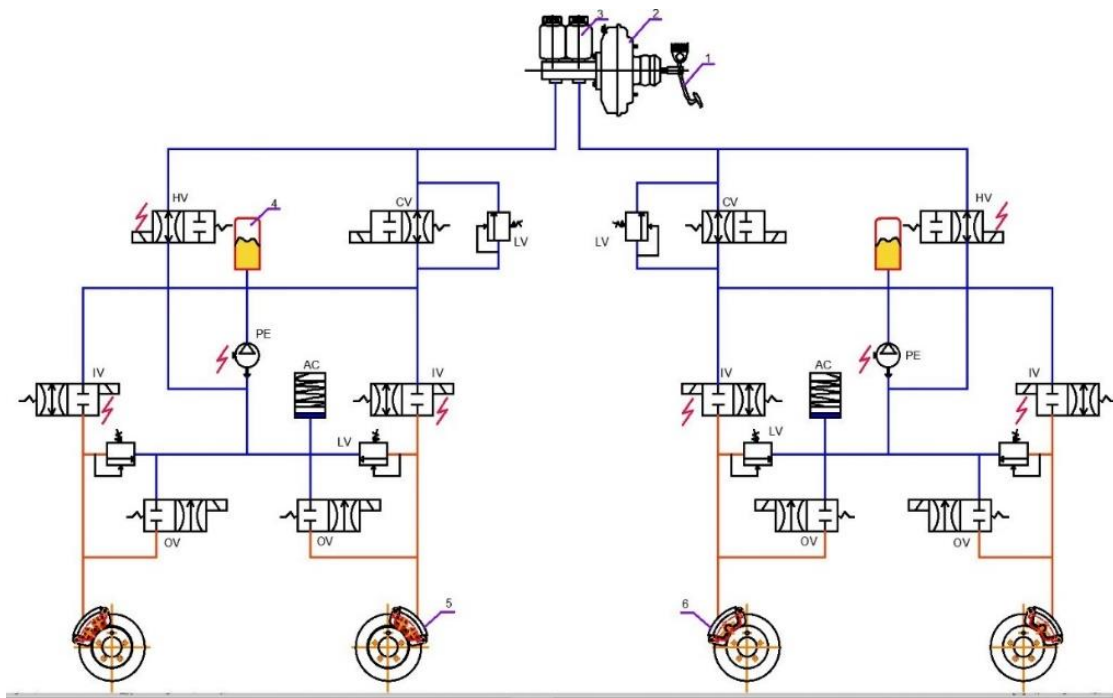
Mở van chuyển dầu HV để cung cấp dầu cho bơm PE từ bình chứa;

Bơm dầu PE làm việc nhằm tạo áp suất cao cung cấp cho các cơ cấu phanh để thực hiện phanh tự động các bánh xe.

Nhờ áp suất cao áp từ bơm dầu PE mà áp suất trong các xy lanh của cơ cấu phanh bánh xe tăng nhanh lên áp suất max.

Trong trường hợp phanh mà lực phanh ở các bánh xe vượt quá giá trị lực bám, làm cho bánh xe có xu hướng bị hãm cứng, đơn vị điều khiển trung tâm ECU sẽ nhận biết nhờ cảm biến tốc độ bánh xe. Ngay lập tức ECU lệnh điều khiển cho hệ thống ABS hoạt động: các giai đoạn của một chu kỳ điều khiển tăng/giảm áp suất phanh sẽ diễn ra.

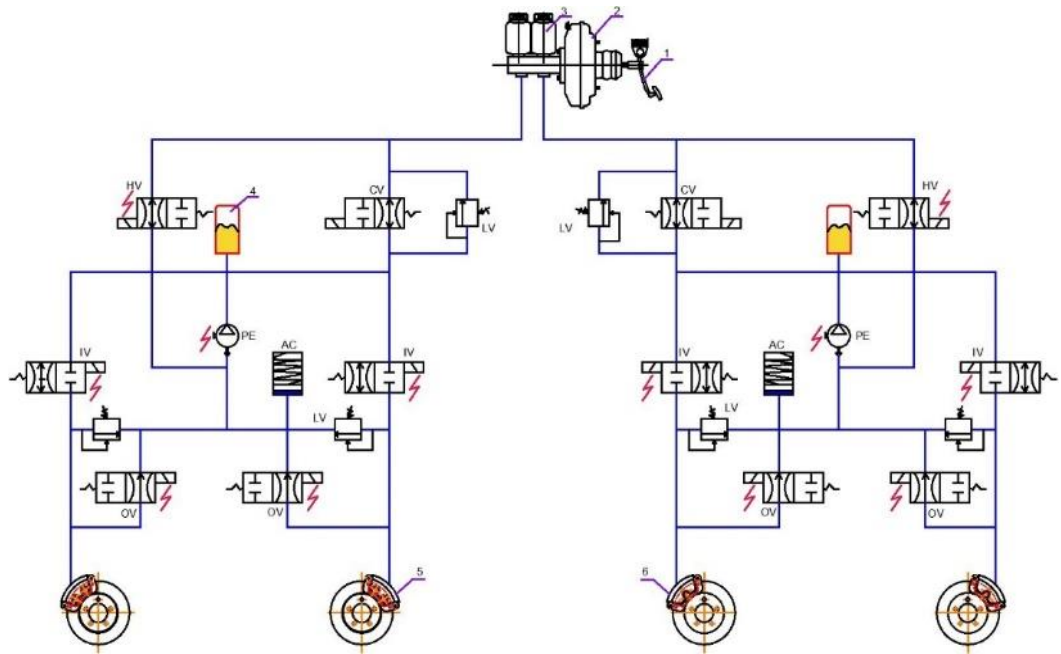
- **Giai đoạn duy trì áp suất max:**



Hình 3.8: Sơ đồ hệ thống phanh EBD ở pha duy trì áp suất max

Pha duy trì áp suất max: Khi nhận biết các bánh xe có xu hướng bị hãm cứng khi phanh, trước hết, ECU lệnh cho van nạp (IV) đóng lại; lúc này có sự trùng điệp của việc đóng đồng thời các van cấp vào (IV) và van xả ra (OV), 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 (tất cả các van cấp/xả đều đóng). Đồng thời với việc đóng các van cấp IV, van chuyển đổi CV được mở ra nhằm thông dòng dầu tuần hoàn cho bơm PE chạy không tải (chỉ bơm chuyển dầu đi chuyển quanh hai van CV và HV).

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



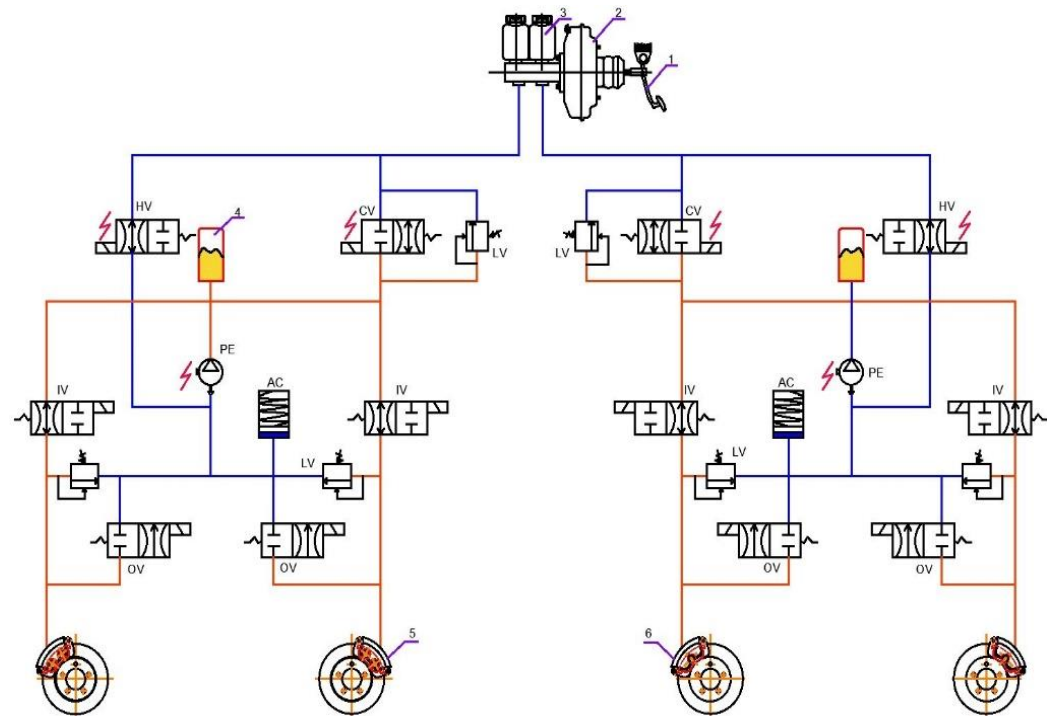
Hình 3.9: Sơ đồ hệ thống phanh EBD ở pha giảm áp suất max về min

Giai đoạn mở van xả (OV) trong khi van cấp (IV) đang đóng để giảm áp suất phanh từ max về min được gọi là pha giảm áp suất max về min.

Nếu sau khi các van nạp (IV) 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 đĩa 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 (OV) để xả nhanh dầu phanh từ xy lanh cơ cấu phanh bánh xe về bộ tích năng (AC) nơi mà đang duy trì sẵn một áp suất tối thiểu của dòng dầu phanh, và có khả năng giữ áp suất min theo thiết kế của hệ thống ABS.

- **Giai đoạn điều khiển tăng áp suất min lên max:**

Để không làm giảm hiệu quả phanh, sau khi mở van xả (OV), áp suất suất trong hệ thống giảm nhanh về giá trị tối thiểu, thì ngay lập tức nó được đóng lại; đồng thời van cấp (IV) được mở ra. Cùng lúc, van chặn dòng (CV) đóng lại để ngăn dòng dầu bơm cao áp về bình chứa; theo đó nhằm tăng áp suất lên giá trị max trợ lực cho các xy lanh cơ cấu phanh.



Hình 3.10: Sơ đồ mạch phanh EBD ở pha tăng áp suất từ min lên max

Ngay sau khi đặt lại chế độ max, thì chu trình điều khiển của hệ thống ABS cứ thế lặp đi lặp lại: pha duy trì áp suất max (hình 3.8 => pha giảm áp suất từ max về min (hình 3.9) => rồi pha tăng áp suất từ min lên max (hình 3.10).

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 EBD.

Chương 4: KIỂM TRA VÀ CHẨN ĐOÁN CÁC HƯ HỎNG CỦA HỆ THỐNG PHANH

Hệ thống phanh có vai trò quan trọng là đảm bảo an toàn khi ô tô tránh các chướng ngại vật nguy hiểm, giảm tốc độ của xe. Tuy nhiên, các chi tiết trong hệ thống phanh trong quá trình làm việc bị hao mòn, hư hỏng làm ảnh hưởng đến giảm lực phanh trên cơ cấu phanh, tăng quãng đường phanh, thời gian phanh lớn... Ngoài ra, quá trình bảo dưỡng, sửa chữa không đúng cách cũng làm cho các chi tiết nhanh hư hỏng. Do vậy, cần phải kiểm tra để phát hiện sớm các nguyên nhân hư hỏng cũng như bảo dưỡng, sửa chữa cần thiết nhằm hạn chế hư hỏng các chi tiết của hệ thống phanh.

4.1. Các hư hỏng trong hệ thống phanh

Các hư hỏng của hệ thống phanh rất đa dạng. Dưới đây là các hư hỏng thường gặp trên hệ thống phanh.

4.1.1. Bó kẹt cơ cấu phanh

Sự bó kẹt cơ cấu phanh sẽ gây mài mòn làm hư hỏng các chi tiết của cơ cấu phanh, mất khả năng chuyển động tốc độ cao của ô tô và tiêu hao nhiên liệu. Sự bó phanh khi không đạp phanh sẽ tăng ma sát không cần thiết, làm nóng các má phanh, đĩa phanh, làm giảm hệ số ma sát. Nguyên nhân dẫn đến bó kẹt cơ cấu phanh là do:

- + Khe hở giữa guốc phanh và tang trống ở cơ cấu phanh tay quá nhỏ hoặc không có. Không có hành trình tự do ở bàn đạp phanh, bàn đạp phanh bị kẹt, cong.

- + Piston và xy lanh bánh xe bị bó kẹt, ô-xy hóa do bẩn, vành chắn bụi piston bị rách, hỏng. Vòng làm kín dầu bị hỏng, bị cứng nên piston không hồi vị lại khi nhả phanh. Chốt trượt bị kẹt do bụi nên má kẹp không trở về vị trí ban đầu khi nhả phanh.

- + Lò xo hồi vị các piston trong xy lanh chính bị yếu, các phốt làm kín bị nở trương ra, các piston xy lanh chính bị bó kẹt.

- + Nắp van điều khiển bộ trợ lực đặt không đúng vị trí làm đóng van bộ trợ lực.

4.1.2. Phanh không ăn

Phanh không ăn hay lực phanh trên cơ cấu phanh thấp làm cho quãng đường phanh và thời gian phanh tăng, làm giảm hiệu quả phanh. Đồng thời, khi mất ma sát xảy ra

không đồng đều trên các cơ cấu phanh gây lệch hướng chuyển động của ô tô. Nguyên nhân chính dẫn tới phanh không ăn là do các chi tiết bị mòn và mất ma sát trong cơ cấu phanh:

+ Má phanh hay đĩa phanh dính dầu, mỡ, nước làm giảm hệ số ma sát khi phanh. Má phanh và đĩa phanh bị cong vênh, mòn không đều làm giảm diện tích ma sát. Vòng làm kín dầu ở xy lanh bánh xe bị hỏng.

+ Thiếu dầu phanh, dầu phanh có lẫn nước, bị bẩn, nhiều cặn, không đúng chất lượng làm khả năng cung cấp dầu giảm. Có không khí trong dầu phanh nên không tăng áp suất dầu dẫn động.

+ Các phốt làm kín bị mòn, ống dẫn dầu bị rò rỉ, bị tắc đường ống. Các lỗ thông dầu, lỗ bù của xy lanh chính bị tắc nên áp suất dầu phanh giảm.

+ Bầu trợ lực không làm việc, mát độ chân không trong bầu trợ lực, van điều khiển trợ lực bị nát hay không kín khít. Hành trình bàn đạp phanh quá ngắn.

4.1.3. Phanh ăn về một phía

Phanh ăn về một phía là lực phanh tác dụng lên cơ cấu phanh không đều, mômen phanh sinh ra trên các bánh xe trên một cầu không bằng nhau. Hiện tượng là khi phanh, ô tô bị lệch sang một bên đường, quay vòng mất ổn định khi phanh nên rất nguy hiểm. Nguyên nhân gây ra phanh ăn về một phía:

+ Các má phanh và đĩa phanh mòn không đều, bị cong vênh, bị kẹt ở một bên bánh xe. Piston, xy lanh bánh xe, vòng làm kín dầu ở một bánh xe phanh bị hỏng.

+ Bề mặt ma sát của má phanh, đĩa phanh của một bánh xe trái hay bánh xe phải nào đó bị dính dầu, mỡ, chất bôi trơn.

+ Đường ống dẫn dầu bị rò rỉ, bị tắc bên trong, hỏng một dòng dẫn động phanh, chảy dầu phanh ra ngoài.

4.1.4. Rò rỉ dầu phanh

Chảy dầu phanh làm cho hệ thống dẫn động phanh bị thiếu dầu, áp suất dầu phanh giảm, hành trình bàn đạp tăng lên nên làm giảm lực phanh, mất ma sát trong cơ cấu phanh. Nguyên nhân chủ yếu làm chảy dầu phanh:

+ Các chi tiết ở xylanh chính bị hỏng, độ kín khít không tốt, các phốt làm kín bị cứng, mòn. Vòng làm kín ở xylanh bánh xe bị hỏng, thoát dầu ra ngoài khi phanh.

+ Đường ống dẫn dầu bị nứt, thủng. Các giác nối bắt không chặt, hỏng các mối ghép ren.

Ngoài ra, còn có hiện tượng phản lực tác dụng lại lên bàn đạp phanh. Phản lực này sinh ra là do đĩa phanh mòn không đều, bị cong nên má phanh đẩy ngược dầu từ xylanh bánh xe lên bàn đạp phanh.

4.2. Kiểm tra, sửa chữa hệ thống phanh

4.2.1. Cơ cấu phanh

+ Má phanh và đĩa phanh:

Hư hỏng chủ yếu của má phanh và đĩa phanh là bị mài mòn quá mức, mòn không đều, nứt, cong vênh đĩa phanh. Bề mặt ma sát có dính bụi bẩn, dầu bôi trơn làm giảm hệ số ma sát, phanh không ăn...

Kiểm tra: Quan sát bề mặt ma sát của má phanh và đĩa phanh có dính dầu phanh, chất bôi trơn hay không. Dùng thước kiểm tra độ dày còn lại của má phanh. Dùng đồng hồ so, thước panme để kiểm tra độ dày và độ đảo của đĩa phanh tại vị trí đo là cách mép ngoài đĩa phanh 10 mm. Trên xe tham khảo, độ dày đĩa phanh trước (sau) tiêu chuẩn là 28 mm (9 mm), độ dày nhỏ nhất là 26 mm (8 mm).

Sửa chữa: Làm sạch má phanh và đĩa phanh bằng máy chân không. Lau sạch bề mặt má phanh, đĩa phanh có dính dầu. Khi độ dày của má phanh trước và sau mòn quá giới hạn 2,0 mm thì thay má phanh mới. Độ đảo của đĩa phanh trước là 0,07 mm và của đĩa phanh sau là 0,05 mm. Kiểm tra giới hạn mòn lớn nhất của đĩa phanh trước và sau là nhỏ hơn 0,015 mm. Nếu độ dày không thỏa mãn thì thay đĩa phanh mới. Khi tám định vị má phanh bị biến dạng thì thay thế cái mới.

+ Xylanh bánh xe:

Hư hỏng ở xylanh bánh xe là piston và xylanh bị mòn, ô-xy hóa, cào xước do bụi bẩn; Vòng làm kín dầu bị hỏng, chảy dầu phanh ra ngoài; Vành chặn bụi piston bị rách, hỏng.

Kiểm tra: Tháo sạch vòng làm kín dầu rửa bằng dầu phanh, sau đó xịt hơi cho khô rồi bôi dầu chính của nó khi lắp (chú ý là không được rửa bằng xăng, dầu diesel). Làm sạch bề mặt làm việc của xy lanh, piston. Dùng phương pháp quan sát kính phóng đại để kiểm tra các vết nứt, rỗ và đo đặc bằng đồng hồ so, thước cặp để xác định độ mòn của piston, bề mặt làm việc xy lanh và thay thế nếu cần.

Sửa chữa: Vành chắn bụi và vòng làm kín dầu bị hỏng thì thay cái mới. Các khuyết tật nhỏ do ăn mòn hay vật lạ trong xy lanh có thể dùng giấy nhám để làm bóng bề mặt. Khi xy lanh hay piston bị biến dạng, hư hỏng thì thay cái mới.

4.2.2. Kiểm tra xy lanh chính

Hư hỏng của xy lanh chính: Thiếu dầu phanh, dầu phanh bị bẩn, không đúng chất lượng; Các phốt làm kín bị hỏng, khả năng bao kín giảm; Các lò xo hồi vị piston bị yếu, các piston xy lanh chính đặt sai lệch vị trí; Các lỗ thông dầu và bù dầu trong xy lanh chính bị tắc; Bề mặt làm việc của piston và xy lanh bị cào xước, bị ô-xy hóa.

Kiểm tra: Tháo sạch các chi tiết, riêng phốt làm kín và vòng làm kín dầu rửa bằng dầu phanh, sau đó xịt hơi cho khô rồi bôi dầu chính của nó khi lắp (chú ý là không được rửa bằng xăng, dầu diesel). Làm sạch bề mặt làm việc của xy lanh, thông các lỗ dẫn dầu. Dùng phương pháp quan sát kính phóng đại để kiểm tra các vết nứt, rỗ và đo đặc bằng đồng hồ so, thước cặp để xác định độ mòn của piston, bề mặt làm việc xy lanh và thay thế nếu cần.

Sửa chữa: Nếu xy lanh bị mòn nhỏ, vết xước ít thì dùng giấy nhám mịn chuyên dùng để đánh bóng. Nếu vết xước lớn và sâu thì doa lại xy lanh hoặc thay thế mới, thay piston mới có đường kính phù hợp. Lò xo yếu hoặc gãy thì thay cái mới. Các phốt làm kín hỏng, bao kín không tốt thì thay cái mới.

4.2.3. Kiểm tra hoạt động bộ trợ lực

Các hư hỏng xuất hiện trong hệ thống trợ lực chân không: Hỏng van một chiều của bầu trợ lực, màng cao su bị rách, lò xo hồi vị màng cao su bị hỏng, nắp van điều khiển bị mòn, đặt không đúng vị trí, nguồn chân không bị hỏng... Khi hỏng bộ trợ lực làm cho lực đạp phanh tăng lên, lực phanh thất thường và không chính xác.

+ Kiểm tra hoạt động: Khi tắt động cơ, đạp bàn đạp phanh vài lần để thay đổi áp suất chân không trong bộ trợ lực bằng áp suất khí quyển. Sau đó, giữ nguyên chân phanh

trên bàn đạp phanh, khởi động động cơ. Khi áp suất chân không đạt tiêu chuẩn, nếu bàn đạp phanh có xu thế thụt xuống một đoạn nhỏ nữa chứng tỏ bộ trợ lực làm việc tốt, nếu không có thì bộ trợ lực có hư hỏng.

+ Khi làm việc có hiện tượng mất cảm giác tại bàn đạp phanh: có lúc quá nặng hay quá nhẹ chứng tỏ van cường hóa đặt sai vị trí hoặc mòn, hở.

+ Bộ trợ lực làm việc tốt khi dừng xe, tắt máy, hiệu quả cường hóa còn duy trì được trong 2 đến 3 lần đạp phanh tiếp theo.

+ Kiểm tra áp suất chân không tiêu chuẩn trên xe là 66,7 kPa. Nếu không đạt thì kiểm tra nguồn chân không, cụm van một chiều, đường ống có bị hỏng không.

4.2.4. Kiểm tra bàn đạp phanh, các đường ống dẫn dầu

+ Bàn đạp phanh:

Các hư hỏng chính ở bàn đạp phanh là cong, nứt và mòn lỗ, chốt của thanh nối bàn đạp. Do vậy, gây ra sai lệch trên hành trình bàn đạp làm cho khi phanh bị bó cứng, phanh không ăn. Điều chỉnh sai vị trí bàn đạp gây cảm giác khó đạp phanh cho lái xe, các công tắc bàn đạp phanh làm việc không chính xác.

Kiểm tra: Quan sát bằng mắt thường để kiểm tra độ cong vênh hay hư hỏng trên bàn đạp phanh và thanh nối. Dùng thước để kiểm tra hành trình bàn đạp, khoảng cách bàn đạp đến mặt sàn. Nếu bàn đạp phanh bị mòn rỗ, ô-xy hóa, bị cong vênh, lò xo hồi vị bàn đạp yếu thì thay thế mới,

Điều chỉnh: Tháo chốt khóa thanh nối và xoay thanh nối để điều chỉnh khoảng cách của bàn đạp. Khoảng cách từ bàn đạp đến mặt sàn xe tham khảo khi đạp phanh là lớn hơn 90,3 mm.

+ Các đường ống dẫn dầu:

Các hư hỏng chủ yếu trên đường ống là cong, nứt, gãy, hỏng các đầu nối ren và bị tắc đường ống. Các hư hỏng này gây ra rò rỉ dầu phanh, lực phanh giảm, phanh bị lệch về một phía, hao dầu phanh...

Kiểm tra: Đường ống bằng cách dùng kính phóng đại để kiểm tra các vết nứt, các đầu mối ghép ren của các ống nối. Xem trên đường ống có rò rỉ dầu phanh hay không.

Sửa chữa: Các ống dẫn dầu bị nứt, cong nhẹ có thể hàn đắp và nắn lại, đầu ống loe bị hỏng thì cắt bỏ và gia công lại. Các mối ghép ren bị hỏng thì có thể đắp gia công lại kích thước ban đầu. Nếu đường ống hư hỏng nhiều thì thay thế mới.

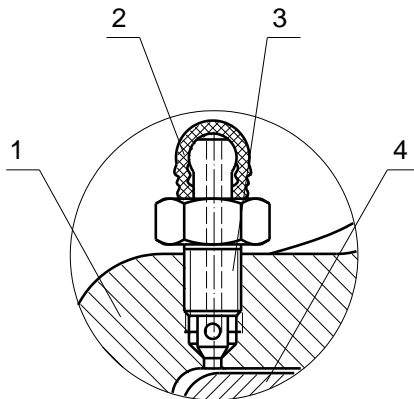
4.2.5. Kiểm tra xả khí trong dầu phanh

Trong hệ thống phanh dẫn động thủy lực không được có không khí trong dầu phanh. Vì khi đạp phanh, không khí bị nén nên làm mất áp suất dầu phanh, lực phanh không tăng. Do vậy, cần tiến hành xả không khí trong hệ thống:

+ Công tác chuẩn bị: Làm sạch bề mặt bên ngoài các bộ phận dẫn động phanh. Tháo chụp cao su của vít xả không khí rồi lắp ống cao su chịu dầu vào đầu vít xả, đầu ống còn lại lắp vào miệng chai đựng.

+ Đạp phanh xuống sát sàn xe ô tô và giữ nguyên. Sau đó, nới vít xả không khí khoảng nửa vòng rồi vặn chặt lại và thả bàn đạp phanh ra. Lặp đi, lặp lại quá trình đạp phanh và xả không khí vài lần cho đến khi không có bọt khí thoát ra ở ống cao su là đạt tiêu chuẩn. Đổ dầu phanh vào đầy bình chứa.

+ Xả không khí trên xe Nissan Maxima 2008 với lực mở vít xả là 8 N.m, xả theo nguyên tắc xả từ xa đến gần và xả từng xy lanh bánh xe.



Hình 5.1: Cấu tạo vít xả không khí.

1- Xylanh bánh xe; 2- Chụp cao su; 3- Vít xả không khí; 4- Piston.

4.2.6. Điều chỉnh cơ cấu phanh tay

Hư hỏng trong cơ cấu phanh tay là khe hở giữa guốc phanh với tang trống quá nhỏ gây bó phanh; Vành ma sát bị mòn quá giới hạn gây phanh không ăn; Cam đẩy và giá kẹp bị hư hỏng, mòn, bị biến dạng; Lò xo hồi vị các guốc bị yếu nên gây bó phanh.

Kiểm tra: Quan sát tang trống và guốc phanh có bị nứt, hư hỏng, dính bụi bẩn, dầu bôi trơn không. Dùng thước cặp kiểm tra độ dày của vành ma sát, đường kính trong của tang trống. Điều chỉnh khe hở giữa guốc phanh với tang trống bằng cách tháo nắp điều chỉnh trên tang trống. Dùng trục vít xoay vành hoa mai trên thanh nối đến khi tang trống bị hãm cứng. Sau đó, xoay vành hoa mai theo hướng ngược lại khoảng 5 hoặc 6 nấc để thay đổi khe hở giữa guốc phanh và tang trống.

Sửa chữa: Vệ sinh bụi bẩn, dầu bôi trơn trên bề mặt tang trống, guốc phanh. Độ dày của vành ma sát là 3,2 mm và độ dày mòn cho phép là 1,5 mm. Nếu vành ma sát mòn quá giới hạn thì thay thế mới. Lò xo hồi vị bị yếu, cam đẩy và giá kẹp bị biến dạng thì thay thế cái mới.

4.3. Chẩn đoán hệ thống ABS trên xe

Chức năng của ABS trên xe là xác định số vòng quay của bánh xe khi phanh và cải thiện tính ổn định của ô tô bằng cách sử dụng tín hiệu điện để tránh bánh xe bị khóa cứng. Khi hệ thống điện gặp sự cố, chức năng dự phòng (Fail-Safe function) được kích hoạt nên hệ thống ABS không hoạt động và đèn báo ABS sẽ bật sáng. Hệ thống điện được chẩn đoán bằng phần mềm chẩn đoán CONSULT-III.

4.3.1. Kiểm tra ban đầu

Kiểm tra ban đầu nhằm xác định các hư hỏng, sự cố bên ngoài hệ thống bằng phương pháp quan sát bằng mắt. Kiểm tra ban đầu gồm:

- + Kiểm tra mức dầu trong bình chứa dầu phanh. Nếu thiếu dầu phanh thì đổ thêm dầu phanh vào.

- + Kiểm tra các đường ống và khu vực bộ điều khiển ABS có bị rò rỉ dầu phanh không. Nếu các đầu nối ống bị lỏng, đường ống bị rò rỉ thì lau sạch, siết chặt lại các đầu nối và thay thế các đường ống bị rò rỉ. Nếu dầu phanh rò rỉ ở bộ điều khiển ABS thì thay thế bộ điều khiển ABS mới.

- + Kiểm tra chiều dày má phanh và thay thế mới nếu mòn quá giới hạn.

- + Kiểm tra các cực dương, âm của ắc quy và ắc quy đã sạc đầy.

- + Kiểm tra hoạt động của đèn báo ABS: Khi khóa điện ở vị trí tắt (OFF) thì đèn báo ABS sẽ tắt. Sau khi bật khóa điện về vị trí “ON” thì đèn báo ABS sẽ sáng khoảng 2

giây rồi tắt. Nếu sau 10 giây khi động cơ đã khởi động mà đèn báo ABS vẫn sáng thì chứng tỏ có trục trặc trong hệ thống. Do đó, ta phải tiến hành thực hiện chức năng tự chẩn đoán trên CONSULT-III của hệ thống ABS.

4.3.2. Chức năng tự chẩn đoán hệ thống ABS

Chức năng tự chẩn đoán nằm trong phần mềm chẩn đoán CONSULT-III. Chức năng tự chẩn đoán sẽ cho các kết quả đọc và xóa các lỗi của hệ thống ABS. Khi phát hiện hệ thống ABS có trục trặc, đèn báo ABS sáng lên. Trong trường hợp này ta tiến hành tự chẩn đoán hệ thống theo trình tự như sau:

- + Bước 1: Bật khóa điện về vị trí tắt.
- + Bước 2: Kết nối CONSULT-III với đầu nối liên kết dữ liệu.
- + Bước 3: Bật khóa điện về vị trí “ON”.
- + Bước 4: Khởi động động cơ và cho xe chạy ở tốc độ khoảng 30 km/h trong thời gian 1 phút.
- + Bước 5: Sau khi dừng xe và động cơ vẫn nổ. Kích chọn “ABS” xuất hiện trên chức năng tự chẩn đoán của CONSULT-III.
- + Bước 6: Kết quả tự chẩn đoán sẽ hiển thị trên màn hình. Kết quả tự chẩn đoán là xuất hiện các mã lỗi của hệ thống ABS.
- + Bước 7: Tiến hành kiểm tra danh sách các lỗi xuất hiện, sửa chữa và thay thế các bộ phận hư hỏng.
- + Bước 8: Khởi động động cơ và cho xe chạy ở tốc độ khoảng 30 km/h với thời gian 1 phút.
- + Bước 9: Bật khóa điện về vị trí tắt để chuẩn bị xóa các mã lỗi.
- + Bước 10: Tiếp tục khởi động động cơ và kích chọn “ABS” với chức năng tự chẩn đoán, xóa các lỗi trên màn hình. Nếu các lỗi không được xóa thì tiến hành lại bước 5.
- + Bước 11: Kiểm tra cuối cùng, cho xe chạy ở tốc độ khoảng 30 km/h trong thời gian 1 phút và đèn báo ABS đã tắt.

Bảng 4.1: Danh sách một số các mã lỗi trên hệ thống ABS [5].

STT	Mã lỗi	Tình trạng hư hỏng
1	C1104	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe trước bên trái bị hở
2	C1101	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe sau bên phải bị hở
3	C1103	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe trước bên phải bị hở
4	C1102	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe sau bên trái bị hở
5	C1108	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe trước bên trái bị ngắn mạch, điện áp cảm biến không ổn định
6	C1105	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe sau bên phải bị ngắn mạch, điện áp cảm biến không ổn định
7	C1107	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe trước bên phải bị ngắn mạch, điện áp cảm biến không ổn định
8	C1106	Mạch cảm biến tốc độ bánh xe sau bên trái bị ngắn mạch, điện áp cảm biến không ổn định
9	C1120	Mạch van nạp điện từ bánh xe trước bên trái bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
10	C1121	Mạch van xả điện từ bánh xe trước bên trái bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
11	C1126	Mạch van nạp điện từ bánh xe sau bên phải bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
12	C1127	Mạch van xả điện từ bánh xe sau bên phải bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
13	C1122	Mạch van nạp điện từ bánh xe trước bên phải bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
14	C1123	Mạch van xả điện từ bánh xe trước bên phải bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
15	C1124	Mạch van nạp điện từ bánh xe sau bên trái bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất

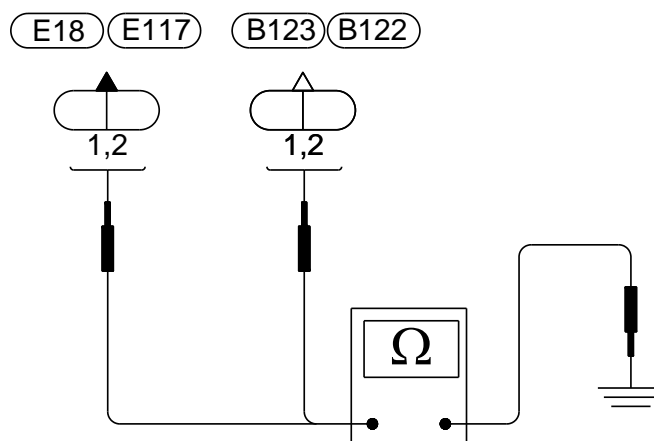
STT	Mã lỗi	Tình trạng hư hỏng
16	C1125	Mạch van xả điện từ bánh xe sau bên trái bị hở, ngắn mạch, dòng điều khiển thấp hoặc nối đất
17	C1111	Mạch điều khiển bơm dầu bị hở, ngắn mạch
18	C1109	Điện áp đặt vào bộ điều khiển ABS quá thấp

4.3.3. Kiểm tra mạch cảm biến tốc độ bánh xe

Trong quá trình tự chẩn đoán ABS, nếu xuất hiện các lỗi liên quan đến cảm biến tốc độ bánh xe như các mạch cảm biến bị hở hay ngắn mạch, ta phải kiểm tra các cảm biến tốc độ bánh xe. Quy trình kiểm tra như sau:

+ Bước 1: Kiểm tra giắc nối của cảm biến. Tháo giắc nối giữa cảm biến tốc độ báo lỗi với bộ điều khiển ABS (E125). Nếu các đầu nối bị biến dạng, mất kết nối, lỏng lẻo, hư hỏng thì sửa chữa hoặc thay thế.

+ Bước 2: Kiểm tra tín hiệu đầu ra của cảm biến tốc độ. Dùng thiết bị kiểm tra cảm biến tốc độ J-45741 [5] kết nối với cảm biến báo lỗi. Thiết bị bật lên thì đèn “POWER” bật sáng màu xanh (nếu đèn không sáng thì thay pin cho thiết bị trước khi tiếp tục). Quay bánh xe của cảm biến báo lỗi và quan sát tín hiệu của đèn báo cảm biến “SENSOR” màu đỏ bật và tắt để báo tín hiệu đầu ra. Nếu không có tín hiệu thì chuyển sang kiểm tra ngắn mạch. Ngược lại tiến hành kiểm tra vòng răng cảm biến, áp suất lốp, loại lốp và thay thế hoặc điều chỉnh nếu có hư hỏng, không đúng yêu cầu.



Hình 5.2: Kiểm tra cảm biến tốc độ bánh xe [5].

+ Bước 3: Kiểm tra mạch cảm biến có bị ngắn mạch. Tháo giắc nối giữa bộ điều khiển ABS với cảm biến báo lỗi. Kiểm tra giữa các đầu cực cảm biến với nối đất có bị thông mạch. Nếu thông mạch thì sửa chữa lại mạch, ngược lại thực hiện kiểm tra mạch có bị hở.

+ Bước 4: Kiểm tra mạch cảm biến có bị hở mạch: Tháo giắc nối giữa bộ điều khiển ABS với cảm biến báo lỗi. Kiểm tra sự thông mạch giữa các đầu cực bộ điều khiển ABS với cảm biến báo lỗi. Nếu kết quả là thông mạch thì thay thế bộ điều khiển ABS. Ngược lại, sửa chữa lại mạch điện.

Bảng 4.2: Kiểm tra mạch điện cảm biến tốc độ bánh xe [5].

STT	Vị trí cảm biến tốc độ	Bộ điều khiển ABS		Cảm biến bánh xe		Kết quả thông mạch
		Kí hiệu	Đầu cực	Kí hiệu	Đầu cực	
1	Bánh xe trước bên trái	E125	14	E18	1	Có
			13		2	
2	Bánh xe trước bên phải		26	E117	1	
			27		2	
3	Bánh xe sau bên trái		29	B123	1	
			28		2	
4	Bánh xe sau bên phải		11	B122	1	
			12		2	

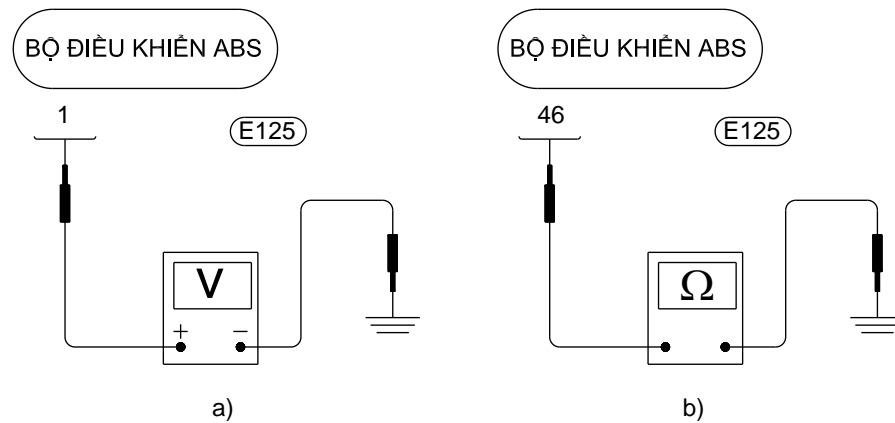
4.3.4. Kiểm tra mạch khối thủy lực

Kiểm tra mạch khối thủy lực là khi kiểm tra tự chẩn đoán ABS có báo mã lỗi hư hỏng về mạch van nạp, van xả hay mô-tơ điều khiển bơm. Trong đó, kiểm tra mạch của mô-tơ bơm, role điều khiển mô-tơ bơm gồm các bước sau:

+ Bước 1: Kiểm tra kết quả tự chẩn đoán. Nếu không có mã lỗi xuất hiện thì kết thúc kiểm tra. Ngược lại thì kiểm tra các giắc nối.

+ Bước 2: Kiểm tra các giắc nối. Tháo giắc nối giữa bộ điều khiển ABS (E125). Kiểm tra các đầu cực có bị biến dạng, mất kết nối, lỏng lẻo hay hư hỏng. Sửa chữa, thay thế nếu cần thiết.

+ Bước 3: Kiểm tra nguồn điện của bộ điều khiển ABS. Dùng đồng hồ vạn năng để kiểm tra điện áp giữa cực “1” của bộ điều khiển với nối đất. Điện áp này có giá trị là 12V. Kiểm tra điện trở giữa cực “46” bộ điều khiển ABS với nối đất. Giá trị điện trở này là 0Ω. Nếu kiểm tra lại lần nữa mà giá trị tương tự thì thay thế bộ điều khiển ABS.



Hình 5.3: Kiểm tra điện áp và điện trở của bộ điều khiển ABS [5].

a) Đo điện áp; b) Đo điện trở.

Tương tự, khi có lỗi về mạch van xả, van nạp của khối thủy lực, ta kiểm tra tín hiệu điều khiển các van nạp, van xả của bộ điều khiển ABS. Dùng đồng hồ vạn năng đo giá trị điện áp giữa cực “16” của bộ điều khiển ABS với nối đất. Đo giá trị điện trở giữa cực “46” và “31” của bộ điều khiển ABS với nối đất. Giá trị điện áp và điện trở trong trường hợp này sẽ là 12V và 0Ω. Nếu kiểm tra lại lần nữa mà giá trị tương tự thì thay thế bộ điều khiển ABS.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hoàng Việt, *Kết cấu, tính toán và thiết kế ô tô*, Giáo trình nội bộ Khoa Cơ khí Giao thông - Trường Đại học Bách khoa, Đà Nẵng, 2015.
- [2] Lê Văn Tuy, *Tính toán và thiết kế hệ thống phanh ô tô*, Giáo trình nội bộ Khoa Cơ khí Giao thông - Trường Đại học Bách khoa, Đà Nẵng.
- [3] Nguyễn Hoàng Việt, *Bộ điều chỉnh lực phanh & hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh ABS*, Giáo trình nội bộ Khoa Cơ khí Giao thông - Trường Đại học Bách khoa, Đà Nẵng, 2003.
- [4] Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng, *Lý thuyết ô tô máy kéo*, Nhà xuất bản Khoa học & Kỹ thuật, Hà Nội, 2010.
- [5] Catalogue Toyota Fortuner 2022.
- [6] <https://toyotamydinh.com.vn/cap-nhat-chi-tiet-thong-so-ky-thuat-fortuner-2022-moi-nhat>