

## HỆ THỐNG PHANH

### I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.

#### 1.1. Công dụng.

Hệ thống phanh dùng để giảm tốc độ của ô tô cho đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đấy. Ngoài ra hệ thống phanh còn dùng để giữ ô tô đứng ở các dốc.

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

Hệ thống phanh gồm có cơ cấu phanh để hãm trực tiếp tốc độ góc của các bánh xe hoặc một trục nào đấy của hệ thống truyền lực và truyền động phanh để dẫn động các cơ cấu phanh.

#### 1.2. Phân loại.

Tùy theo cách bố trí cơ cấu phanh ở các bánh xe hoặc ở trục của hệ thống truyền lực mà chia ra phanh bánh xe và phanh truyền lực.

Ở ô tô cơ cấu phanh chính đặt ở bánh xe (phanh chân) còn cơ cấu phanh tay thường đặt ở trục thứ cấp của hộp số hoặc hộp phân phối (ô tô 2 cầu chủ động). Cũng có khi cơ cấu phanh chính và phanh tay phối hợp làm một và đặt ở bánh xe, trong trường hợp này sẽ làm truyền động riêng rẽ.

Theo bộ phận tiến hành phanh cơ cấu phanh còn chia ra phanh guốc, phanh dải và phanh đĩa.

Phanh guốc sử dụng rộng rãi trên ô tô còn phanh đĩa ngày nay đang có chiều hướng áp dụng. Phanh dải được sử dụng ở cơ cấu phanh phụ (phanh tay).

Theo loại bộ phận quay, cơ cấu phanh còn chia ra loại trống và đĩa. Phanh đĩa còn chia ra một hoặc nhiều đĩa tùy theo số lượng đĩa quay.

Cơ cấu phanh còn chia ra loại cân bằng và không cân bằng. Cơ cấu phanh cân bằng khi tiến hành phanh không sinh ra lực phụ thêm lên trục hay lên ổ bi của máy bơm bánh xe, còn có cấu phanh không cân bằng thì ngược lại.

Truyền động phanh có loại cơ, thủy, khí, điện và liên hợp. Ở ô tô du lịch và ô tô vận tải tải trọng nhỏ thường dùng truyền động phanh loại thủy (phanh dầu). Truyền động phanh bằng khí (phanh hơi) thường dùng trên các ô tô vận tải tải trọng lớn và trên ô tô hành khách, ngoài ra còn dùng trên ô tô vận tải tải trọng trung bình có động cơ điêzen cũng như trên các ô tô kéo để kéo đoàn xe. Truyền động phanh bằng điện được dùng ở các đoàn ô tô. Truyền động cơ chỉ dùng ở phanh tay.

#### 1.3. Yêu cầu.

Hệ thống phanh phải đảm bảo các yêu cầu sau:

✓ Quãng đường phanh ngắn nhất khi phanh đột ngột trong trường hợp nguy hiểm. Muốn có quãng đường phanh ngắn nhất thì phải đảm bảo gia tốc chậm dần cực đại.

✓ Phanh êm dịu trong bất kỳ mọi trường hợp để đảm bảo sự ổn định của ô tô khi phanh.

- ✓ Điều khiển nhẹ nhàng, nghĩa là lực tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển không lớn.
- ✓ Thời gian nhạy cảm bé, nghĩa là truyền động phanh có độ nhạy cảm lớn.
- ✓ Phân bố mômen phanh trên các bánh xe phải theo quan hệ sử dụng hoàn toàn trọng lượng bám khi phanh với bất kỳ cường độ nào.
- ✓ Không có hiện tượng tự siết phanh khi ô tô chuyển động tịnh tiến hoặc quay vòng.
- ✓ Cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt.
- ✓ Giữ được tỷ lệ thuận giữa lực trên bàn đạp hoặc đòn điều khiển với lực phanh trên bánh xe.
- ✓ Có khả năng phanh khi đứng trong thời gian dài.

## II. KẾT CẤU CHUNG CỦA HỆ THỐNG PHANH.

Hệ thống phanh trên ô tô gồm có phanh chính (phanh bánh xe hay còn gọi là phanh chân) và phanh phụ (phanh truyền lực hay còn gọi là phanh tay). Sở dĩ phải làm cả phanh chính và phanh phụ là để đảm bảo an toàn khi ô tô chuyển động. Phanh chính và phanh phụ có thể có cơ cấu phanh và truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ hoặc có thể có chung cơ cấu phanh (đặt ở bánh xe) nhưng truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ. Truyền động phanh của phanh phụ thường dùng loại cơ.

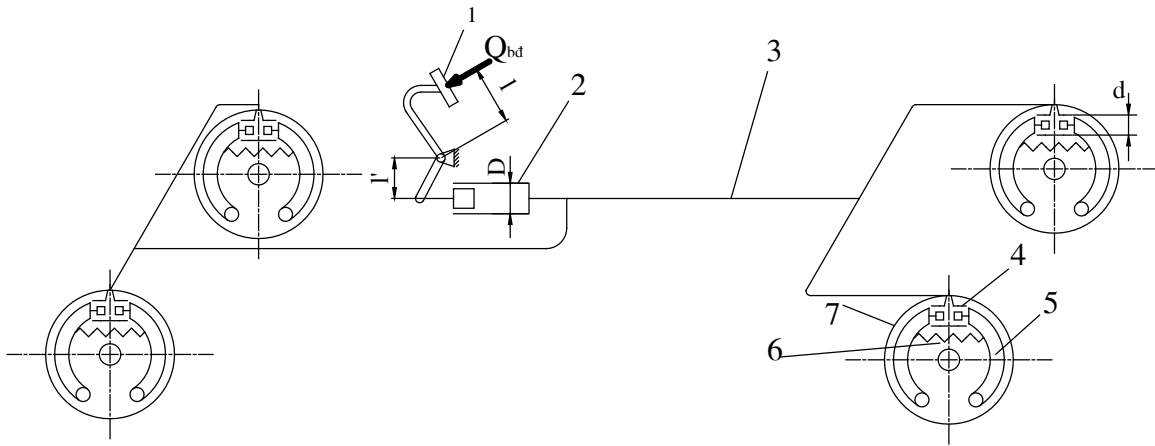
Phanh chính thường dùng truyền động loại thủy – gọi là phanh dầu hoặc truyền động loại khí – gọi là phanh khí. Khi dùng phanh dầu thì lực tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ lớn hơn so với phanh khí, vì lực này là để sinh ra áp suất của dầu trong bầu chứa dầu của hệ thống phanh, còn ở phanh khí lực này chỉ cần thắng lực cản lò xo để mở van phân phối của hệ thống phanh. Vì vậy phanh dầu chỉ nên dùng ở ô tô du lịch, vận tải cỡ nhỏ và trung bình vì ở các loại ô tô này mômen phanh ở các bánh xe bé, do đó lực trên bàn đạp cũng bé. Ngoài ra phanh dầu thường gọn gàng hơn phanh khí vì nó không có các bầu chứa khí kích thước lớn và độ nhạy khi phanh tốt, cho nên bố trí nó dễ dàng và sử dụng thích hợp đối với các ô tô kể trên.

Phanh khí thường sử dụng trên ô tô vận tải trung bình và lớn. Ngoài ra các ô tô loại này còn dùng hệ thống phanh thủy khí. Dùng hệ thống phanh này là kết hợp ưu điểm của phanh khí và phanh dầu.

Sơ đồ kết cấu các loại hệ thống phanh của ô tô được trình bày sau đây:

### 2.1. Phanh dầu.

Ở phanh dầu lực tác dụng từ bàn đạp đến cơ cấu phanh qua chất lỏng (chất lỏng được coi như không đàn hồi khi ép) ở các đường ống.



**Hình 12.1:** Sơ đồ hệ thống phanh dầu ô tô

Sơ đồ hệ thống phanh dầu (hình 12.1) gồm có 2 phần chính : truyền động phanh và cơ cấu phanh. Truyền động phanh bố trí trên khung xe gồm có: bàn đạp 1, xilanh chính có bầu chứa dầu 2 để tạo ra áp suất cao, các ống dẫn dầu 3 đến các cơ cấu phanh đặt ở bánh xe gồm có: xilanh làm việc 4, má phanh 5, lò xo kéo 6, trống phanh 7.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh dầu như sau: khi người lái tác dụng vào bàn đạp 1 qua hệ thống đòn sẽ đẩy pittông nằm trong xilanh 2, do đó dầu bị ép và sinh ra áp suất cao trong xilanh 2 và trong đường ống dẫn 3. Chất lỏng với áp suất cao sẽ tác dụng lên bề mặt của hai pittông ở xilanh 4. Hai pittông này thắng lực lò xo 6 sẽ đẩy hai má phanh 5 ép sát vào trống phanh 7 và tiến hành phanh ô tô vì trống phanh 7 được gắn liền với moayơ bánh xe. Khi nhả bàn đạp nghĩa là lúc ngừng phanh, lò xo 6 sẽ kéo hai má phanh 5 về vị trí ban đầu, dưới tác dụng của lò xo 6 các pittông trong xilanh làm việc 4 sẽ ép dầu trở lại xilanh chính 2.

Sự làm việc của phanh dầu làm việc trên nguyên lý của thủy lực tĩnh học. Nếu tác dụng lên bàn đạp phanh thì áp suất truyền đến các xilanh làm việc sẽ như nhau. Lực trên các má phanh phụ thuộc vào đường kính pittông ở các xilanh làm việc. Muốn có mômen phanh ở bánh xe trước khác bánh xe sau chỉ cần làm đường kính pittông của các xilanh làm việc khác nhau.

Lực tác dụng lên các má phanh phụ thuộc vào tỷ số truyền của truyền động: đối với phanh dầu bằng tỷ số truyền của phần truyền động cơ khí nhân với tỷ số truyền của phần truyền động thủy lực. Nếu pittông ở xilanh làm việc có diện tích gấp đôi diện tích của pittông ở xilanh chính thì lực tác dụng lên pittông ở xilanh làm việc sẽ lớn gấp đôi. Như thế tỷ số truyền sẽ tăng lên hai lần, nhưng trong lúc đó hành trình của pittông làm việc sẽ giảm đi hai lần, vì vậy mà chúng có quan hệ theo tỷ lệ nghịch với nhau cho nên làm khó khăn trong khi thiết kế truyền động phanh.

Đặc điểm quan trọng của hệ thống phanh dầu là các bánh xe được phanh cùng một lúc vì áp suất trong đường ống dầu chỉ bắt đầu tăng lên khi tất cả các má phanh ép sát vào các trống phanh không phụ thuộc vào đường kính xilanh làm việc và khe hở giữa trống phanh và má phanh.

Hệ thống phanh dầu có các ưu điểm sau:

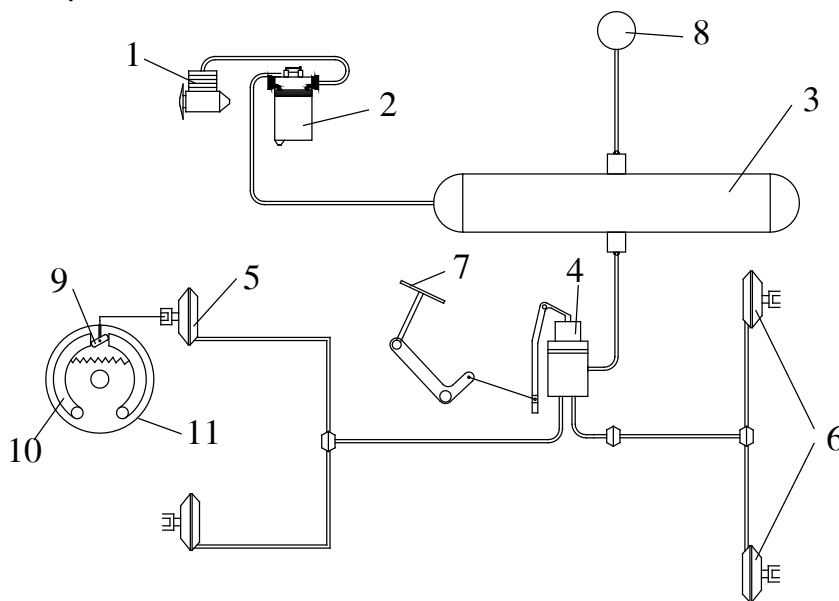
- ✓ Phanh đồng thời các bánh xe với sự phân bố lực phanh giữa các bánh xe hoặc giữa các má phanh theo yêu cầu.
- ✓ Hiệu suất cao.

- ✓ Độ nhạy tốt, kết cấu đơn giản.
- ✓ Có khả năng dùng trên nhiều loại ô tô khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.
- ✓ Khuyết điểm của hệ thống phanh dầu là:
  - ✓ Không thể làm tỷ số truyền lớn được vì thế phanh dầu không có cường hóa chỉ dùng cho ô tô có trọng lượng toàn bộ nhỏ, lực tác dụng lên bàn đạp lớn.
  - ✓ Khi có chỗ nào bị hư hỏng thì cả hệ thống phanh đều không làm việc được.
  - ✓ Hiệu suất truyền động sẽ giảm ở nhiệt độ thấp.

## 2.2. Phanh khí.

Phanh khí sử dụng năng lượng của khí nén để tiến hành phanh, người lái không cần mất nhiều lực để điều khiển phanh mà chỉ cần thắng lò xo ở van phân phối để điều khiển việc cung cấp khí nén hoặc làm thoát khí ở các bộ phận làm việc. Nhờ thế mà phanh khí điều khiển nhẹ nhàng hơn.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh khí theo sơ đồ (h12.2) như sau: Máy nén khí 1 được dẫn động bằng động cơ sẽ bơm khí nén qua bình lắng nước và dầu 2 đến bình chứa khí nén 3. Áp suất của khí nén trong bình xác định theo áp kế 8 đặt trong buồng lái. Khi cần phanh người lái tác dụng vào bàn đạp 7, bàn đạp sẽ dẫn động đòn van phân phối 4, lúc đó khí nén sẽ từ bình chứa 3 qua van phân phối 4 đến các bầu phanh 5 và 6. Màng của bầu phanh sẽ bị ép và dẫn động cam phanh 9 quay, do đó các má phanh 10 được ép vào trống phanh 11 để tiến hành quá trình phanh.



**Hình 12.2 :** Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí ô tô

Trong trường hợp kéo rơmoóc (đoàn xe) hệ thống phanh cần đảm bảo chuyển động an toàn cho đoàn xe. Bố trí hệ thống phanh ở ô tô kéo và rơmoóc có thể theo sơ đồ ở hình 12.3

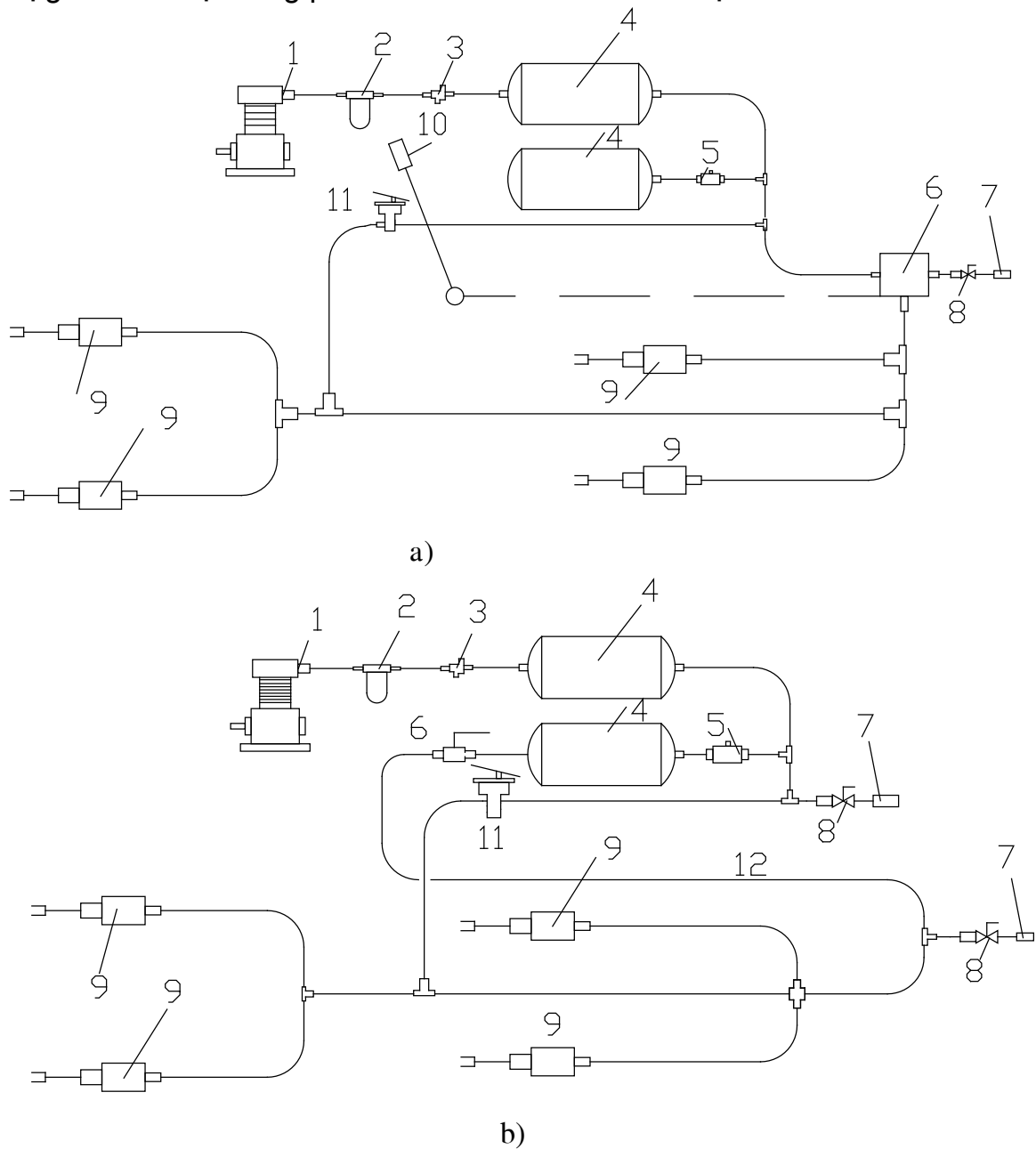
Các sơ đồ phân biệt với nhau theo số lượng đường ống dẫn nối ô tô kéo với rơmoóc ra loại 1 dòng hoặc 2 dòng.

Các phần còn lại sẽ giống nhau theo hình 12.3a, không khí được nén bằng máy nén khí 1 thì truyền tới bình lọc 2 và bộ phận điều chỉnh áp suất 3 đến các bình chứa khí nén 4. Khi ở trong các bình chứa khí 4 có đầy đủ lượng dự trữ

không khí nén thì bộ phận điều chỉnh 3 sẽ cắt không cấp khí từ máy nén vào bình chứa nữa.

Để phòng trường hợp áp suất có thể tăng đột ngột ở đường dẫn khí, trong hệ thống có đặt van an toàn 5. Không khí nén được đi từ bình chứa đến van phân phối 11. Khi cần phanh người lái sẽ tác dụng lên bàn đạp phanh qua hệ thống đòn đến van phân phối 11 và mở cho khí nén vào các buồng phanh 9, từ đó sẽ dẫn động cam phanh ép các má phanh vào trống phanh để tiến hành quá trình phanh.

Để phanh rơmoóc, trong hệ thống có trang bị van phân phối 6 cho rơmoóc. Khi không phanh không khí nén được truyền qua van 6 ống dẫn và đầu nối 7 để cung cấp khí nén cho hệ thống rơmoóc. Khi phanh thì không khí nén được thoát ra ngoài khỏi đường ống nối ô tô kéo và rơmoóc qua van 6. Do áp suất ở đường ống nối bị giảm nên hệ thống phanh rơmoóc bắt đầu làm việc.



**Hình 12.3:** Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí có phanh rơmoóc

Khi có không khí nén có thể phanh rơmoóc bằng tay đòn 10, tay đòn này sẽ tác dụng lên van phân phối 6 của hệ thống phanh rơmoóc. Khi ô tô làm việc không kéo rơmoóc thì đường ống dẫn của hệ thống phanh rơmoóc được tách ra khỏi đường ống của hệ thống ô tô bởi van bịt kín 8.

Ở hệ thống phanh khí hai dòng (h.12.3b) phần cung cấp khí (gồm máy nén khí 1, bình lọc 2, bộ phận điều chỉnh 3, các bình chứa 4 và van an toàn 5) giống như hệ thống phanh khí một dòng, chỉ khác là van 11 điều khiển cả hệ thống phanh của ô tô và hệ thống phanh rơmoóc được nối với nhau bởi hai đường ống. Một đường ống nối với ống cung cấp 12, ống này thường xuyên có khí nén dẫn đến hệ thống phanh rơmoóc. Đường ống thứ hai nối với ống có không khí vào để điều khiển hệ thống phanh rơmoóc.

Khác với hệ thống phanh khí một dòng ở hệ thống phanh khí hai dòng, khi phanh áp suất ở trong đường ống điều khiển tăng lên, nhờ thế mà hệ thống phanh rơmoóc sẽ bắt đầu làm việc.

So sánh hệ thống phanh khí một dòng và hai dòng có thể rút ra kết luận sau:

Hệ thống phanh một dòng có thể điều khiển riêng rẽ hệ thống phanh ô tô kéo và rơmoóc, hay có thể điều khiển cùng một lúc tùy theo yêu cầu sự phanh hợp lý đoàn xe. Điều này đảm bảo tính ổn định của xe khi phanh.

✓ Hệ thống phanh hai dòng, không khí nén cấp cho ô tô kéo và phanh của rơmoóc bằng một van chung. Vì thế sẽ có hiện tượng cấp không khí nén không kịp thời cho phanh rơmoóc nhất là đối với xe có kéo nhiều rơmoóc.

✓ Hệ thống phanh hai dòng có ưu điểm là thường xuyên cung cấp không khí cho hệ thống phanh rơmoóc, điều này có ý nghĩa lớn khi phanh thường xuyên hoặc phanh lâu dài.

Các thí nghiệm hệ thống phanh trong phòng thí nghiệm và trên đường chứng tỏ hệ thống phanh một dòng ưu việt hơn hệ thống phanh hai dòng. Vì thế ở các xe hiện nay chủ yếu dùng hệ thống phanh khí một dòng.

Hệ thống phanh khí có ưu điểm là lực tác dụng lên bàn đạp rất bé. Vì vậy nó được trang bị cho ô tô vận tải tải trọng lớn, có khả năng điều khiển hệ thống phanh rơmoóc bằng cách nối hệ thống phanh rơmoóc với hệ thống phanh của ô tô kéo.

Dẫn động phanh bằng khí nén đảm bảo chế độ phanh rơmoóc khác ô tô kéo, do đó phanh đoàn xe được ổn định, khi rơmoóc bị tách khỏi ô tô kéo thì rơmoóc sẽ bị phanh một cách tự động.

Ưu điểm nữa của hệ thống phanh khí là có khả năng cơ khí hóa quá trình điều khiển ô tô và có thể sử dụng không khí nén cho các bộ phận làm việc như hệ thống treo loại khí....

Khuyết điểm của hệ thống phanh khí là số lượng các cụm khá nhiều, kích thước chúng lớn và giá thành cao, độ nhạy ít, nghĩa là thời gian hệ thống phanh bắt đầu làm việc kể từ khi người lái bắt đầu tác dụng khá lớn.

### 2.3. Phanh thủy khí.

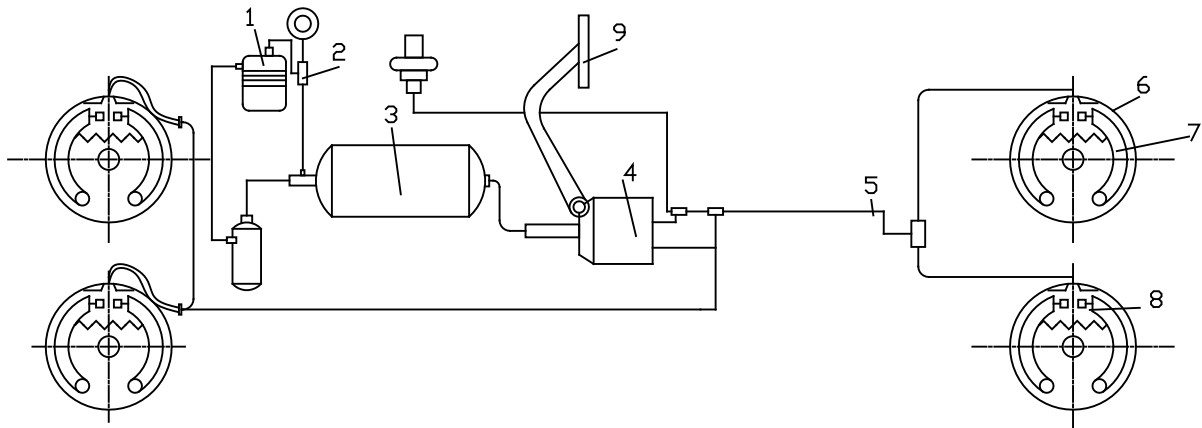
Trên hình 12.4 trình bày sơ đồ phanh thủy khí. Hệ thống phanh thủy khí gồm có máy nén khí 1 dẫn động bằng động cơ ô tô, bình lọc 2, bình chứa khí nén 3, xilanh lực, van và xilanh phanh chính 4 (ba bộ phận này kết hợp làm một cụm), ống dẫn dầu 5, xilanh làm việc 6, má phanh 7, trống phanh 8, bàn đạp điều khiển 9.

Máy nén khí 1 qua bình lọc 2 sẽ cung cấp khí nén đến bình chứa 3. Khi tác dụng lên bàn đạp 9 van sẽ mở để khí nén từ bình 3 đến xilanh lực sinh lực ép trên pittông của xilanh chính 4, dầu dưới áp lực cao sẽ truyền qua ống dẫn 5 đến các

xilanh 6 do đó sẽ dẫn động đến các má phanh 7 và tiến hành quá trình phanh. Các ống dẫn khí ở hệ thống phanh này ngăn cho nên độ nhạy của hệ thống phanh tăng lên.

Phanh thủy khí thường dùng trên ô tô tải trọng trung bình và lớn. Nó phối hợp cả ưu điểm của phanh khí và phanh dầu cụ thể là lực tác dụng lên bàn đạp bé, độ nhạy cao, hiệu suất lớn và có thể sử dụng cơ cấu phanh nhiều loại khác nhau.

Phanh thủy khí sử dụng chưa rộng rãi do phần truyền động thủy lực có những nhược điểm: ở nhiệt độ thấp hiệu suất giảm, chăm sóc kỹ thuật phức tạp như kiểm tra mức dầu và thoát không khí khỏi truyền động...v...v..



Hình 12.4: Sơ đồ hệ thống phanh thủy khí một dòng

## A. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH

### I. XÁC ĐỊNH MÔMEN PHANH CẦN SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.

Mômen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh của ô tô phải đảm bảo giảm tốc độ hoặc dừng ô tô hoàn toàn với gia tốc chậm dần trong giới hạn cho phép. Ngoài ra còn phải đảm bảo giữ ô tô đứng ở độ dốc cực đại (mômen phanh sinh ra ở phanh tay).

Đối với ô tô lực phanh cực đại có thể tác dụng lên một bánh xe ở cầu trước khi phanh trên đường bằng phẳng là (tham khảo giáo trình “Lý thuyết ô tô”):

$$P_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi = \frac{Gb}{2L} m_{1p} \varphi \quad (12.1)$$

ở cầu sau là:

$$P_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi = \frac{Ga}{2L} m_{2p} \varphi \quad (12.2)$$

Ở đây:

- G - trọng lượng ô tô khi tải đầy;
- G<sub>1</sub>, G<sub>2</sub> - tải trọng tương ứng (phản lực của đất) tác dụng lên các bánh xe trước và sau ở trạng thái tĩnh, trên bề mặt nằm ngang;
- m<sub>1p</sub>, m<sub>2p</sub> - hệ số thay đổi tải trọng tương ứng lên cầu trước và cầu sau khi phanh
- a, b - khoảng cách tương ứng từ trọng tâm ô tô đến cầu;
- L - chiều dài cơ sở của ô tô;
- φ - hệ số bám giữa lốp và đường (φ = 0,7 ÷ 0,8)

Các hệ số m<sub>1p</sub>, m<sub>2p</sub> xác định theo lý thuyết ô tô như sau:

$$m_{1p} = 1 + \frac{j_{\max} h_g}{gb} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b} \quad (12.3)$$

$$m_{2p} = 1 - \frac{j_{\max} h_g}{ga} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a} \quad (12.4)$$

Trong đó:

$h_g$  - chiều cao trọng tâm của ô tô;

$g$ - gia tốc trọng trường;

$j_{\max}$  - gia tốc chậm dần cực đại khi phanh;

$\varphi'$  - hệ số đặc trưng cường độ phanh ( $\varphi' = \frac{j_{\max}}{g}$ )

Ở ô tô cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe (phanh chân). Do đó mômen phanh tính toán cần sinh ra của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước là:

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.5)$$

Ở cầu sau (ô tô hai cầu) là:

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.6)$$

Trong đó:  $r_{bx}$  – bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Khi tính toán cơ thể chọn  $\varphi' = 0,4 \div 0,5$  và  $\varphi = 0,7 \div 0,8$ .

Đứng về kết cấu của cơ cấu phanh mà xét thì mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  phải bằng:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} \quad (12.7)$$

$$M_{p2} = M'_{p2} + M''_{p2} \quad (12.8)$$

ở đây:  $M'_{p1}, M''_{p1}$  – mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước;

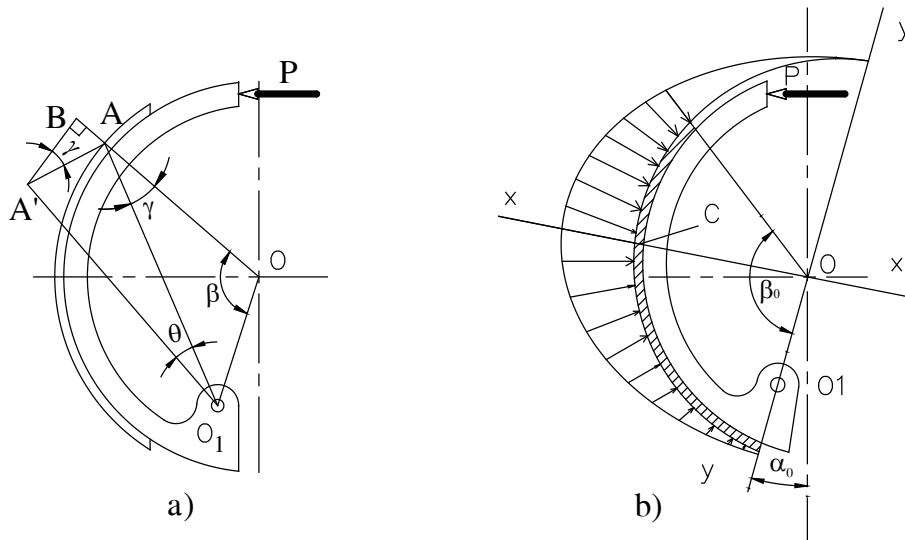
$M'_{p2}, M''_{p2}$  – mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu sau.

## II. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GUỐC.

### 2.1. Quy luật phân bố áp suất trên má phanh.

Muốn tính toán cơ cấu phanh guốc chúng ta cần phải biết quy luật phân bố áp suất trên má phanh. Tùy theo sự thừa nhận quy luật phân bố áp suất trên má phanh, chúng ta có những công thức để tính toán phanh guốc khác nhau. Thí nghiệm chứng tỏ rằng độ hao mòn ở các điểm khác nhau của má phanh không giống nhau, bởi thế thừa nhận quy luật phân bố áp suất đều trên má phanh là không phù hợp với thực tế. Chứng minh sau đây càng chứng tỏ điều đó.





**Hình 12.5: Sơ đồ dịch chuyển má phanh trong trống phanh**

Để tìm quy luật phân bố áp suất trên má phanh chúng ta thừa nhận giả thiết sau:

- ✓ Áp suất tại điểm nào đấy trên má phanh tỷ lệ thuận với biến dạng hướng kính của điểm ấy khi phanh, nghĩa là coi như má phanh tuân theo định luật Húc. Điều này thừa nhận được trong phạm vi biến dạng thường rất nhỏ của má phanh.
- ✓ Khi phanh trống và phanh guốc không bị biến dạng mà chỉ má phanh (tấm má sát) biến dạng. Sở dĩ như vậy là vì trống và guốc phanh làm bằng nguyên liệu cứng hơn má phanh nhiều, kết cấu của trống và guốc phanh có đường gân tăng cường độ cứng vững.
- ✓ Bề mặt làm việc của má phanh ép sát vào bề mặt làm việc của trống phanh khi phanh.

Trên hình 12.5a trình bày sơ đồ dịch chuyển guốc phanh trong trống phanh quanh tâm  $O_1$ .

Giả sử rằng trong quá trình phanh khi má phanh vừa mới chạm vào bề mặt làm việc của trống phanh (thời điểm bắt đầu bị biến dạng) guốc phanh còn quay thêm 1 góc  $\theta$  nữa do má phanh bị biến dạng dưới tác dụng của lực  $P$  ở ống xilanh làm việc.

Nếu xét điểm  $A$  trên má phanh chúng ta lấy điểm  $A$  ứng với thời điểm má phanh vừa mới chạm vào trống phanh. Trong quá trình biến dạng điểm  $A$  phải quay quanh tâm  $O_1$  với bán kính  $O_1A$  và tới điểm  $A'$  tương ứng với góc quay rất nhỏ  $\theta$  của má phanh, nghĩa là  $O_1A = O_1A'$ . Từ  $A'$  hạ đường thẳng góc  $A'B$  xuống bán kính  $OA$ , đoạn  $AB$  đặc trưng cho biến dạng hướng kính của má phanh tại điểm  $A$  khi má phanh quay góc  $\theta$ .

Góc  $\widehat{BA'A} \approx \widehat{OAO_1} = \gamma$  vì có  $A'B \perp AO$  và  $A'A \perp AO_1$  (coi như  $\theta$  rất nhỏ)

Xét tam giác vuông  $ABA'$  ta có:

$$\overline{AB} = \overline{AA'} \sin \gamma$$

nhưng  $\overline{AA'} = O_1A \cdot \theta$  ( $\theta$  tính theo rad) cho nên:

$$\overline{AB} = O_1A \cdot \theta \cdot \sin \gamma \quad (12.9)$$

Tam giác  $OO_1A$  cho ta biểu thức sau:

$$\frac{\overline{OO_1}}{\sin\gamma} = \frac{\overline{O_1A}}{\sin\beta}$$

hay là:

$$\overline{O_1A} = \overline{OO_1} \frac{\sin\beta}{\sin\gamma} \quad (12.10)$$

Thay trị số  $\overline{O_1A}$  từ biểu thức 12.10 vào 12.9 ta có:

$$\overline{AB} = \overline{OO_1} \cdot \theta \sin\beta$$

Áp suất  $q$  tại điểm A theo giả thiết thứ nhất sẽ tỷ lệ với biến dạng hướng kính, do đó:

$$q = k\overline{AB} = k\overline{OO_1} \cdot \theta \sin\beta \quad (12.11)$$

Ở đây:  $k$  – hệ số tỷ lệ, hay là độ cứng của má phanh.

Trong công thức (12.11)  $k$  và  $\overline{OO_1}$  là hằng số, còn  $\theta$  sẽ là góc quay chung cho tất cả các điểm của má phanh quay quanh tâm  $O_1$ , cho nên nó là hằng số đối với các điểm của má phanh.

Thay các hằng số bằng một trị số không đổi  $K$  và coi điểm A là một điểm bất kỳ xác định trên má phanh bởi góc  $\beta$  ( $\beta$  là góc thay đổi), cuối cùng ta có công thức tổng quát để xác định áp suất ở bất kỳ điểm nào trên má phanh như sau:

$$q = K \sin\beta \quad (12.12)$$

Ở đây:  $K$  - hệ số tỷ lệ ( $K = k\overline{OO_1} \cdot \theta$ );

$\beta$  - góc xác định vị trí của điểm cần tính áp suất trên má phanh.

Công thức (12.12) cho chúng ta thấy rằng áp suất phân bố trên má phanh theo quy luật đường sin. Áp suất cực đại ứng với lúc  $\beta = 90^\circ$  nghĩa là tại điểm C (h.12.5b) (điểm C của má phanh nằm trên trục  $X - X$  thẳng góc với trục  $Y - Y$  đi qua các tâm  $O$  và  $O_1$ ). Áp suất cực tiểu ứng với lúc  $\beta = 0^\circ$  và  $\beta = 180^\circ$ , tại các điểm ấy áp suất bằng không. Biểu đồ phân bố áp suất má phanh được chỉ rõ ở hình 12.5b. Áp suất cực đại ở điểm C sẽ là:

$$q_{\max} = K$$

do đó công thức (12.12) còn có thể viết:

$$q = q_{\max} \sin\beta \quad (12.13)$$

Do áp suất phân bố trên má phanh không đều (theo luật đường sin) cho nên các điểm trên má phanh sẽ hao mòn khác nhau, phần gần điểm C sẽ hao mòn nhiều hơn, còn các đầu cuối hao mòn ít hơn.

Thực tế ra, các đầu cuối của má phanh hầu như không làm việc cũng vì thế mà góc ôm  $\beta_0$  của má phanh trên mỗi guốc phanh thường lấy nhỏ hơn  $120^\circ$ , đối với ô tô hiện nay góc  $\beta_0$  thường nằm trong giới hạn  $90^\circ \div 110^\circ$ .

Quy luật phân bố áp suất này làm phức tạp cho việc tính toán cơ cấu phanh. Vì góc ôm  $\beta_0$  hiện nay không lớn lắm và guốc phanh có thể bị biến dạng khi phanh cho nên sự chênh lệch về phân bố áp suất trên má phanh trong phạm vi như thế không lớn lắm. Vì thế trong tính toán ban đầu khi chọn sơ bộ các kích thước, chúng ta coi như áp suất phân bố đều trên má phanh để đơn giản cho tính toán. Khi guốc phanh có độ cứng lớn và muốn tính chính xác chúng ta phải lấy quy luật phân bố theo đường sin.

Sau đây chúng ta sẽ tính cơ cấu phanh cho cả hai trường hợp phân bố áp suất đều và theo đường sin.

## 2.2. Tính toán cơ cấu phanh.

Tính toán cơ cấu phanh nhằm mục đích xác định các kích thước và các thông số cơ bản của cơ cấu phanh để khi phanh có thể sinh ra mômen phanh đảm bảo hãm được ô tô. Mômen này ở ô tô mà mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước và cầu sau phải sinh ra được xác định tương ứng theo công thức (12.5) và (12.6). Các mômen trên được coi là mômen phanh để tính toán cơ cấu phanh.

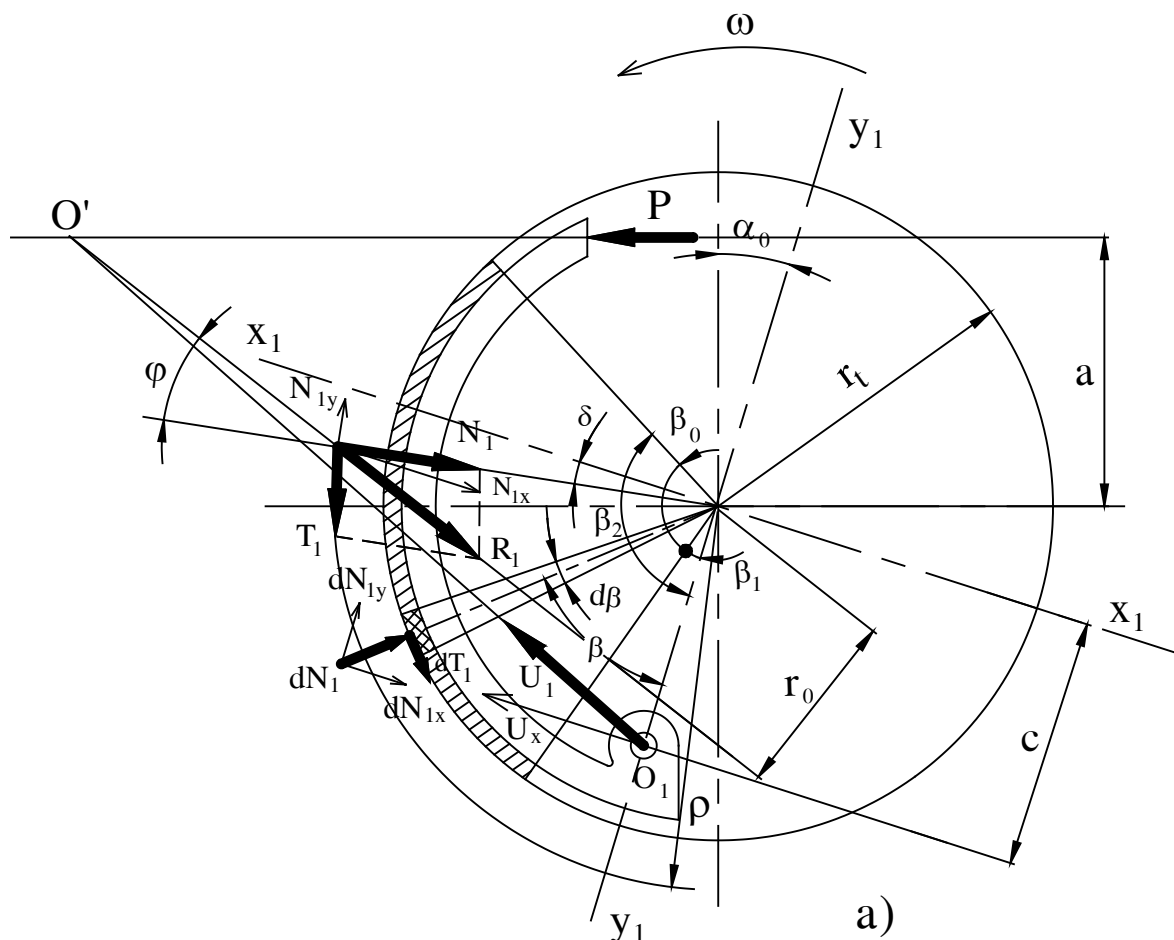
### 2.2.1. Xác định góc $\delta$ và bán kính $\rho$ của lực tổng hợp tác dụng vuông góc lên má phanh

#### 2.2.1.1. Trường hợp thừa nhận áp suất phân bố đều trên má phanh $q = q_1 = \text{const}$ :

Mômen phanh sinh ra trên ống phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu phanh. Trên hình 12.6a trình bày sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với hai guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ ở về một phía. Nếu truyền động phanh là loại thủy lực (phanh dầu) thì lực ép  $P$  lên các guốc phanh sẽ bằng nhau khi ống xilanh làm việc có đường kính như nhau. Nếu dùng cam để ép lên các guốc phanh (truyền động cơ loại cơ khí hoặc loại khí) thì lực ép  $P_1$  và  $P_2$  lên các guốc phanh sẽ khác nhau, trong khi đó dịch chuyển của các má phanh sẽ giống nhau. Sở dĩ  $P_1$  khác  $P_2$  là vì chiều lực ma sát  $T_1$  và  $T_2$  trên các má phanh khác nhau,

Trong khi đó tỉ số của chúng bằng nhau ( $T_1 = T_2$ ) do dịch chuyển của hai má phanh như nhau (lực  $T$  sinh ra do có lực  $N$ , mà trị số của lực  $N$  phụ thuộc vào biến dạng của má phanh, nếu biến dạng này bằng nhau thì lực  $N_1 = N_2$ , do đó  $T_1 = T_2$ ).

Chúng ta sẽ xét trường hợp khi hai guốc phanh được ép một lực  $P$  như nhau.



Hình 12.6a: Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với các guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ về một phía và lực ép lên các guốc phanh bằng nhau.

Trên hình 12.6a trục  $Y_1 - Y_1$  đi qua hai tâm  $O$  và  $O_1$  và thẳng góc với trục  $X_1 - X_1$  đi qua điểm có áp suất cực đại.

Khi phanh mỗi phần tử của má phanh bị tác dụng từ phía trống phanh bởi lực thẳng góc  $dN_1$  và lực ma sát  $dT_1$ . Lực ma sát:

$$dT_1 = \mu \cdot dN_1$$

ở đây:  $\mu$  - hệ số ma sát giữa trống phanh và má phanh.

Chúng ta xét một phần tử của má phanh nằm cách trục  $Y_1 - Y_1$  một góc  $\beta$ . Phần tử này choán góc  $d\beta$ .

Lực thẳng góc  $dN_1$  trên phần tử sẽ là:

$$dN_1 = q_1 b r_t d\beta \quad (12.14)$$

$$dT_1 = \mu dN_1 = \mu q_1 b r_t d\beta \quad (12.15)$$

ở đây:

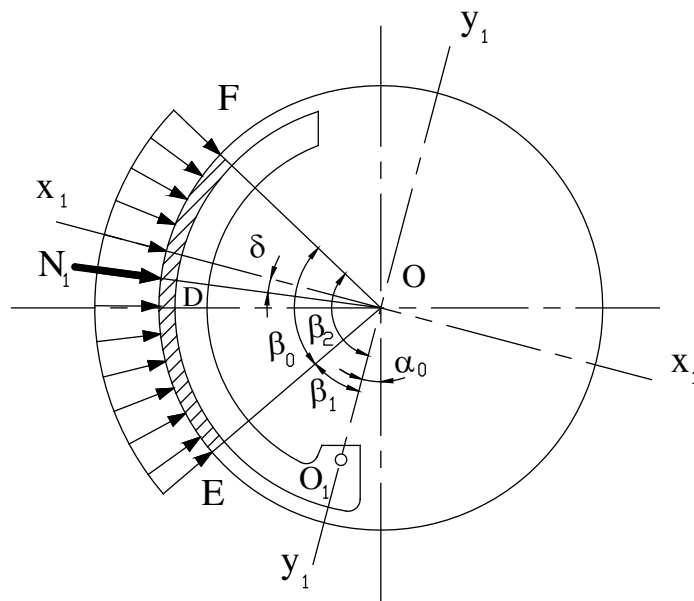
$q_1$  - áp suất phân bố trên má phanh trước ( $q_1 = \text{const}$  theo giả thiết);

$b$  - chiều rộng má phanh;

$r_t$  - bán kính trong của trống phanh;

$d\beta$  - góc ôm của phần tử má phanh đang xét.

Khi áp suất phân bố đều trên má phanh (h.12.7) thì tổng hợp lực  $N_1$  của tất cả các lực  $dN_1$  phải nằm trên trục đối xứng  $OD$  của má phanh, nghĩa là  $D$  là điểm giữa của cung  $EF$ .



**Hình 12.6a<sub>1</sub>:** Xác định góc đặt  $\delta$  của lực  $N_1$  khi áp suất phân bố đều  
Góc  $\delta$  tạo bởi lực  $N_1$  và trục  $X_1 - X_1$  sẽ là:

$$\begin{aligned} \delta &= 90^\circ - \widehat{DOO_1} \\ &= 90^\circ - (\widehat{DOE} + \widehat{EOO_1}) \\ &= 90^\circ - \left( \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} + \beta_1 \right) \\ &= 90^\circ - \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \end{aligned} \quad (12.16)$$

ở đây:  $\beta_1, \beta_2$  - góc đầu và góc cuối của má phanh (h.12.7)

Chiếu lực  $dN_1$  trên trục  $X_1 - X_1$  và  $Y_1 - Y_1$  ta có:

$$dN_{1X} = q_1 b r_t \sin\beta d\beta$$

$$dX_{1Y} = q_1 br_t \cos \beta d\beta$$

Tích phân trong giới hạn từ góc  $\beta_1$  đến  $\beta_2$  ta có:

$$N_{1X} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1X} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = -q_1 br_t (\cos \beta_2 - \cos \beta_1) \quad (12.17)$$

$$N_{1Y} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1Y} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos \beta d\beta = q_1 br_t (\sin \beta_2 - \sin \beta_1) \quad (12.18)$$

Lực tổng hợp thẳng góc  $N_1$  tác dụng lên má phanh là:

$$N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} = q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2} \quad (12.19)$$

Mômen phanh do một phần tử má phanh sinh ra là:

$$dM'_{pl} = r_t dT_1 = \mu q_1 br_t^2 d\beta$$

Mômen phanh tác dụng trên cả má phanh trước là:

$$\begin{aligned} M'_{pl} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu q_1 br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} d\beta \\ &= \mu q_1 br_t^2 (\beta_2 - \beta_1) = \mu q_1 br_t^2 \beta_0 \end{aligned} \quad (12.20)$$

ở đây:  $\beta_0$  – góc ôm của má phanh.

Lực thẳng góc tổng hợp  $N_1$  sẽ sinh ra lực ma sát tổng hợp  $T_1 = \mu N_1$ . Lực  $T_1$  có điểm đặt cách tâm O một đoạn  $\rho$ .

Mô men phanh ở má phanh tính theo công thức (12.20) còn có thể tính theo công thức sau:

$$M'_{pl} = T_1 \rho = \mu N_1 \rho \quad (12.21)$$

$$\text{Từ đó: } \rho = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1} \quad (12.22)$$

Thay công thức (12.19) và (12.20) vào (12.22) ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\mu q_1 br_t^2 \beta_0}{\mu q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{(-2 \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2 + (2 \cos \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{4 \sin^2 \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} (\cos^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} + \sin^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2})}} = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}} \end{aligned}$$

Đơn giản nữa ta có:

$$\rho = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_0}{2}} \quad (12.23)$$

Nếu thay  $\beta'_0 = \frac{\beta_0}{2}$ , công thức (12.23) sẽ có dạng sau:

$$\rho = \frac{\beta'_0 r_t}{\sin \beta'_0} \quad (12.24)$$

ở đây:  $\beta'_0$  – nửa góc ôm của má phanh.

Cần chú ý rằng góc  $\beta_0$  và  $\beta'_0$  trong công thức (12.23) và (12.24) tính theo rad.

Nếu  $\beta_0 = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$  thì:  $\rho = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} r_t$ ; nếu  $\beta_0 = 120^\circ = \frac{2\pi}{3}$  thì:  $\rho = \frac{2\pi}{3\sqrt{3}} r_t$

### 2.2.1.2. Trường hợp thừa nhận áp suất trên má phanh phân bố theo quy luật đường sin $q=q_{\max}\sin\beta$ .

Khi phân bố áp suất theo đường sin các phần tử lực  $dN_1$  và  $dT_1$  tác dụng lên má phanh là:

$$dN_1 = q_{\max} br_t \sin\beta d\beta \quad (12.25)$$

$$dT_1 = \mu q_{\max} br_t \sin\beta d\beta \quad (12.26)$$

Chiều lực  $dN_1$  lên trục  $X_1 - X_1$  ta có:

$$dN_{1x} = q_{\max} br_t \sin^2 \beta d\beta$$

từ đó

$$\begin{aligned} N_{1x} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1x} = q_{\max} br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta d\beta = q_{\max} br_t \left( \frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4} \right) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \\ &= \frac{1}{2} q_{\max} br_t \left( \beta_2 - \beta_1 - \frac{\sin 2\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{4} q_{\max} br_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2) \end{aligned} \quad (12.27a)$$

Chiều lực  $dN_1$  lên trục  $Y_1 - Y_1$  ta có:

$$\begin{aligned} dN_{1y} &= q_{\max} br_t \sin\beta \cos\beta d\beta = \frac{1}{2} q_{\max} br_t \sin 2\beta d\beta \\ N_{1y} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1y} = \frac{1}{2} q_{\max} br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d\beta = \frac{1}{4} q_{\max} br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d2\beta = \\ &= \frac{1}{4} q_{\max} br_t (-\cos 2\beta) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \frac{1}{4} q_{\max} br_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2) \end{aligned} \quad (12.27b)$$

Góc  $\delta$  tạo bởi lực  $N_1$  với trục  $X_1 - X_1$  là:

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{N_{1y}}{N_{1x}} = \frac{\frac{1}{4} q_{\max} br_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)}{\frac{1}{4} q_{\max} br_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)}$$

Đơn giản đi ta được:

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (12.28)$$

Mô men phanh sinh ra trên phần tử của má phanh là :

$$dM'_{p1} = r_t dT_1 = \mu q_{\max} br_t^2 \sin\beta d\beta$$

Mô men phanh sinh ra trên cả má phanh trước là :

$$M'_{p1} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{p1} = \mu q_{\max} br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta d\beta = \mu q_{\max} br_t^2 (\cos\beta_1 - \cos\beta_2) \quad (12.29)$$

Lực tổng hợp  $N_1$  là:

$$\begin{aligned}
N_1 &= \sqrt{N_{IX}^2 + N_{IY}^2} = \\
&= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \sqrt{(2\beta_o + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2} \quad (12.30)
\end{aligned}$$

Bán kính  $\rho$  xác định theo công thức:

$$\rho = \frac{M'_{pl}}{T_1} = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1}$$

Lắp các trị số  $M'_{p1}$  và  $N_1$  từ các công thức (12.29), (12.30) vào và đơn giản đi ta có:

$$\begin{aligned}
\rho &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{(2\beta_o + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}} = \\
&= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{[2\beta_o - 2\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2 + [2\sin(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2}} = \\
&= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{4\beta_o^2 + 4\cos^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_o - 8\beta_o\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_o + 4\sin^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_o}} =
\end{aligned}$$

Cuối cùng ta có:

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_o^2 + \sin^2\beta_o - 2\beta_o\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_o}} \quad (12.31)$$

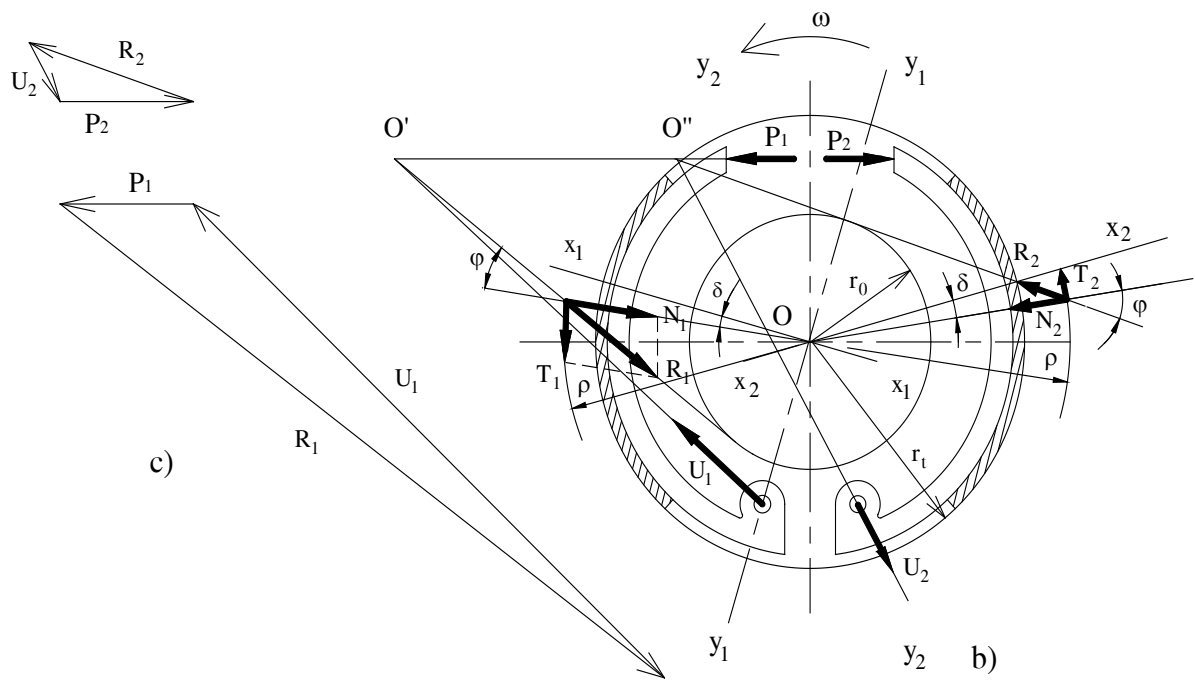
Các công thức (12.16), (12.23) cho ta tính toán góc  $\delta$  và bán kính  $\rho$  trong trường hợp áp suất phân bố đều, trong trường hợp áp suất phân bố theo đường sin chúng ta dùng công thức (12.28) và (12.31) để tính. Từ công thức trên thấy rằng góc  $\delta$  và bán kính  $\rho$  chỉ phụ thuộc vào các thông số kích thước của cơ cấu phanh ( $\beta_1, \beta_2, r_t$ ) mà không phụ thuộc vào trị số của áp suất.

Nếu má phanh trước và má phanh sau hoàn toàn đối xứng với trục đứng (nghĩa là các thông số kích thước đều bằng nhau) thì góc  $\delta$  và bán kính  $\rho$  của má trước và má sau đều như nhau mặc dầu áp suất trên hai má phanh phân bố theo cùng quy luật (phân bố đều hoặc theo đường sin), nhưng với trị số khác nhau.

Khi bố trí má phanh như trên hình 12.6b thì áp suất ở má phanh trước sẽ lớn hơn ở má phanh sau vì lực  $T_1$  ở má phanh trước tăng cường cho sự phanh, còn lực  $T_2$  ở má phanh sau lại giảm sự phanh (h.12.6b), nhưng góc  $\delta$  và bán kính  $\rho$  ở hai má phanh có trị số như nhau.

### 2.2.2. Tính toán lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh P1 và P2:

Trong thực tế khi tính toán cơ cấu phanh, chúng ta cần xác định lực  $P_i$  tác dụng lên guốc phanh (h.12.6b) để đảm bảo tổng số mômen phanh sinh ra ở guốc phanh trước ( $M'_{p1}$  hoặc  $M'_{p2}$ ) và guốc phanh sau ( $M''_{p1}$  hoặc  $M''_{p2}$ ) bằng mômen phanh tính toán ( $M_{p1}$  hoặc  $M_{p2}$ ) của mỗi cơ cấu phanh. Mômen phanh tính toán  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  được xác định trước theo công thức (12.5) hoặc (12.6). Sau đây chúng ta sẽ xét quan hệ giữa lực  $P_i$  và mômen phanh  $M'_{p1}$  và  $M''_{p1}$  (giả sử rằng chúng ta xét cơ cấu phanh ở cầu trước). Khi thiết kế cơ cấu phanh chúng ta chọn trước qui luật phân bố áp suất trên má phanh trên cơ sở chọn trước các thông số kết cấu ( $\beta_1, \beta_2, r_t$ ) chúng ta tính được góc  $\delta$  và bán kính  $\rho$ , nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực  $N_1$ .



**Hình 12.6b:** Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với các guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ về một phía và lực ép lên các guốc phanh bằng nhau

Lực  $R_1$  là lực tổng hợp của  $N_1$ ,  $T_1$  và  $R_1$  tạo với  $N_1$  góc  $\varphi$ .

Góc  $\varphi$  xác định như sau:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{T_1}{N_1} = \mu \quad (12.32)$$

Chọn  $\mu = 0,3$  chúng ta sẽ xác định được góc  $\varphi$  nghĩa là xác định được hướng của  $R_1$ .

Góc  $\varphi$  ở má phanh trước và má phanh sau đều bằng nhau vì cùng một hệ số ma sát như nhau. Mômen phanh của cơ cấu phanh là:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} = R_1 r_o + R_2 r_o = (R_1 + R_2) r_o \quad (12.33)$$

ở đây:  $R_1, R_2$  – lực tổng hợp ở má phanh trước và sau:  
 $r_o$  – bán kính, xem hình 12.6b.

Bán kính  $r_o$  xác định theo công thức.

$$r_o = \rho \sin \varphi = \rho \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (12.34)$$

Trị số  $M_{p1}$  tính theo công thức (12.5),  $r_o$  xác định theo công thức (12.34) từ đó chúng ta xác định tổng số lực  $R_1 + R_2$  theo công thức sau:

$$R_1 + R_2 = \frac{M_{p1}}{r_o} \quad (12.35)$$

Muốn xác định riêng rẽ lực  $R_1$  và  $R_2$  chúng ta dùng phương pháp họa đồ bằng cách vẽ đa giác lực của guốc phanh trước và sau. Trên mỗi guốc phanh có ba lực tác dụng  $P_1, R_1, U_1$  hoặc  $P_2, R_2, U_2$  (trường hợp dẫn động bằng thủy lực thì lực  $P$  ở hai guốc phanh bằng nhau nếu ống xilanh làm việc cùng một đường kính). Guốc phanh trước và sau nằm ở vị trí cân bằng cho nên ba lực tác dụng phải gặp nhau tại tâm  $O'$  hoặc  $O''$  (h.12.6b). Hướng lực  $P_1$  và  $R_1$  đã biết (trị số của chúng chưa biết), kéo dài chúng cho gặp nhau ở  $O'$ , nối  $O'$  với  $O_1$  chúng ta được hướng lực  $U_1$ . Cũng làm như vậy đối với guốc phanh sau chúng ta tìm được hướng lực  $U_2$ . Sau đó xây dựng đa giác lực cho guốc phanh trước và guốc phanh sau với cùng



một tỷ lệ nhất định (vì lực  $P_i$  ở hai guốc phanh bằng nhau:  $P_1 = P_2 = P$ , cho nên có thể lấy  $P$  làm một đơn vị chẳng hạn, điều này không nhất thiết, chủ yếu là đảm bảo tỷ lệ của hai đa giác lực ở hai guốc phanh như nhau). Trên cơ sở các đa giác lực vẽ được chúng ta tìm được tỷ số giữa lực  $R_1$  và  $R_2$  ( $\frac{R_1}{R_2}$ ). Biết được tỷ số  $\frac{R_1}{R_2}$

và biết được tổng số  $R_1 + R_2$  theo công thức (12.35) chúng ta có thể xác định được từng trị số riêng rẽ  $R_1$  và  $R_2$ . Có  $R_1, R_2$  chúng ta sẽ xác định được trị số của các lực  $P, U_1, U_2$ .

Biết được lực  $P$  chúng ta có cơ sở để tính toán truyền động phanh. Ngoài ra lực  $P, U_1$  và  $U_2$  tạo điều kiện cho chúng ta tính toán sức bền các chi tiết của cơ cấu phanh.

Lực  $P$  mà chúng ta xác định theo phương pháp nêu trên sẽ đảm bảo cho cơ cấu phanh sinh ra mômen phanh yêu cầu  $M_{p1}$  ở cầu trước hoặc  $M_{p2}$  ở cầu sau. Nếu guốc phanh bị ép bằng cam thì lực  $P_1$  và  $P_2$  tác dụng lên hai guốc phanh sẽ khác nhau. Trong trường hợp này khi cam quay, hai guốc phanh sẽ dịch chuyển như nhau. Nếu ở thời gian đầu u khe hở giữa má phanh và trống phanh ở guốc phanh trước có khác guốc phanh sau đi nữa thì qua một thời gian chạy rà áp suất tác dụng lên hai má phanh sẽ bằng nhau do dịch chuyển của hai guốc phanh như nhau. Vì áp suất ở hai má phanh bằng nhau cho nên lực  $R_1 = R_2$ . Như vậy khi guốc phanh bị ép bằng cam quay chúng ta có thể xác định ngay lực  $R_1$  và  $R_2$ .

$$R_1 = R_2 = \frac{M_{p1}}{2r_0} \quad (12.36)$$

Biết được trị số lực  $R_1$  và  $R_2$ , dựa vào các đa giác lực của guốc phanh trước và sau vẽ theo phương pháp trên chúng ta tìm được trị số lực  $P_1, P_2, U_1$  và  $U_2$ .

Trên kia chúng ta dùng phương pháp ba đồ để xác định lực  $P$ . Có thể dùng phương pháp giải tích để xác định quan hệ giữa lực  $P$  và mômen phanh như sau: Xét cân bằng guốc phanh trước đối với tâm  $O$  ta có (h.12.6a):

$$U_x c - Pa = R_1 r_0 = M'_{p1} \quad (12.37)$$

ở đây:  $U_x$  – hình chiếu của lực  $U_1$  trên trục  $X_1 - X_1$  (h.12.6a);  
 $c, a$  – các kích thước, xem trên hình 12.6a.

Từ biểu thức (12.37) rút ra

$$U_x = \frac{M'_{p1} + Pa}{c} \quad (12.38)$$

Chiếu các lực tác dụng lên guốc phanh trước trên trục  $X_1 - X_1$  ta có:

$$P \cos \alpha_0 + U_x - N_1 \cos \delta - T_1 \sin \delta = 0 \quad (12.39)$$

Thay trị số của  $U_x$  từ công thức (12.38) và thay  $N_1 = \frac{M'_{p1}}{\mu \rho}$ ,  $T_1 = \frac{M'_{p1}}{\rho}$  vào biểu thức (12.39) chúng ta được biểu thức sau:

$$P \cos \alpha_0 + \frac{M'_{p1} + Pa}{c} - \frac{M'_{p1}}{\mu \rho} \cos \delta - \frac{M'_{p1}}{\rho} \sin \delta = 0 \quad (12.40)$$

Giải phương trình (12.40) đối với  $P$  ta được biểu thức sau:

$$M'_{p1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} \quad (12.41)$$

Tương tự như vậy, nếu xét cân bằng guốc phanh sau ta có:

$$M''_{p1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.42)$$

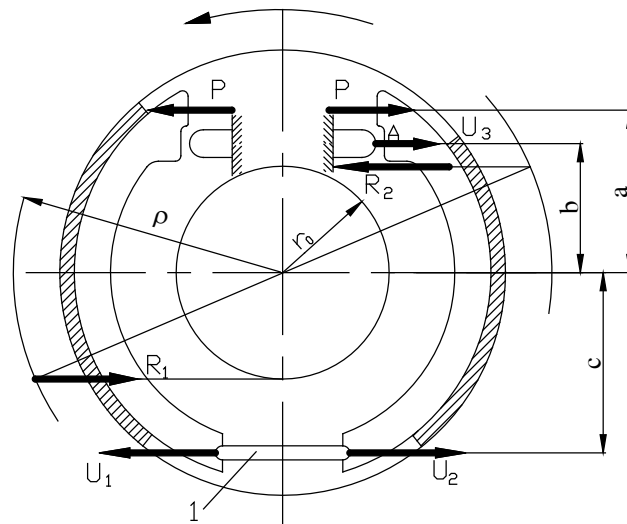
Công thức (12.41) và (12.42) dùng cho trường hợp guốc phanh dẫn động bằng chất lỏng. Khi guốc phanh dẫn động bằng cam thì lực  $R_1 = R_2$ , do đó  $M'_{p1} = M''_{p1}$ . Từ đó có thể rút ra biểu thức sau:

$$\begin{aligned} M_{p1} &= 2M'_{p1} = 2M''_{p1} = \\ &= 2 \frac{\mu P_1 \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} = 2 \frac{\mu P_2 \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \end{aligned} \quad (12.43)$$

ở đây:  $P_1, P_2$  – lực tác dụng từ cam quay lên guốc phanh trước và sau, hai lực này có trị số khác nhau.

Tỷ số các lực  $P_1$  và  $P_2$  xác định như sau:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{c (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.44)$$



**Hình 12.7:** Sơ đồ cơ cấu phanh tự cường hóa

Trên hình 12.7 trình bày cơ cấu phanh tự cường hóa. Ở cơ cấu phanh này hiệu quả phanh được tăng lên nhờ dùng lực ma sát giữa má phanh trước và trống phanh. Hai guốc phanh được nối với nhau bằng thanh trung gian 1. Như vậy, guốc phanh sau được ép vào trống phanh không những bằng lực  $P$  mà còn bằng lực  $U_2$  có trị số bằng lực  $U_1$ . Coi như guốc phanh và trống phanh hoàn toàn cứng chúng ta có thể xác định trị số  $\rho$  và  $r_0$  theo phương trình (12.31) và (12.34). Nếu lực  $P$  và  $U_1$  song song thì lực  $R_1$  cân bằng các lực trên cũng phải song song và đồng thời lại tiếp tuyến với vòng tròn bán kính  $r_0$ . Chúng ta sẽ có các phương trình sau:

$$R_1 = P + U_1; M'_{p1} = R_1 r_0 \quad (12.45)$$

Điều kiện cân bằng guốc phanh sau, khi  $U_2 = U_1$  sẽ là:

$$R_2 = P + U_1 + U_3$$

Do đó mômen phanh ở guốc phanh sau:

$$M''_{p1} = R_2 \cdot r_0 \Rightarrow M''_{p1} = (R_1 + U_3)r_0 \quad (12.46)$$

So sánh công thức (12.46) với (12.45) chúng ta thấy trong trường hợp này mômen phanh ở guốc phanh sau lớn hơn ở guốc phanh trước.

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh trước đối với điểm đặt lực  $U_1$  là:

$$P(a + c) = R_1(c - r_0) ; R_1 = P \frac{a + c}{c - r_0}$$

$$U_1 = R_1 - P = P \frac{a + r_0}{c - r_0}$$

Từ đây

$$M'_{p1} = P \frac{a + c}{c - r_0} r_0 \quad (12.47)$$

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh sau đối với điểm tựa A (h.12.8) sẽ là:

$$P(a - b) + R_2(b - r_0) = U_1(b + c)$$

$$R_2 = P \frac{(a + r_0)(b + c) - (a - b)(c - r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)}$$

Biến đổi đi ta có:

$$M''_{p1} = P \frac{(a + c)(b + r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)} r_0 \quad (12.48)$$

Công thức (12.48) và (12.47) cho chúng ta thấy rằng ở cơ cấu phanh tự cường hóa khi có lực  $P$  tác dụng, guốc phanh sau sẽ sinh ra mômen phanh  $M''_{p1}$  lớn hơn nhiều so với guốc phanh trước. Nếu góc  $\beta_1$  và  $\beta_2$  của má phanh trước khác với má phanh sau thì  $\rho$  và  $r_0$  của hai guốc phanh cũng sẽ khác nhau.

Ở cơ cấu phanh tự cường hóa trình bày trên hình 12.8 hiệu quả phanh (mômen phanh) khi ô tô tiến và lùi đều như nhau.

### 2.3. Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh (hiện tượng tự siết).

Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh phụ thuộc vào sự phân bố đều lực phanh ở bánh xe phải và trái khi các bánh xe không bị gài cứng, vào sự ổn định của mômen phanh  $M_p$  đối với cơ cấu phanh đã có, khi hệ số ma sát thay đổi trong giới hạn có thể của nó (thường từ 0,28 đến 0,30) và vào khả năng bị siết của cơ cấu phanh. Nếu mômen phanh ở các bánh xe phải và trái sai lệch so với mômen phanh tính toán khoảng 10 ÷ 15%, khi hệ số  $\mu$  thay đổi thì độ ổn định của ô tô khi phanh (khi phanh không bị lệch hướng) vẫn đảm bảo dễ dàng được bằng cách giữ bánh lái. Trong quá trình phanh có thể xuất hiện hiện tượng tự siết. Hiện tượng tự siết xảy ra khi má phanh bị ép sát vào trống phanh chỉ bằng lực ma sát mà không cần tác động lực  $P$  của truyền động lên guốc phanh. Trong trường hợp như vậy, mômen phanh  $M_p$  đứng về phương diện lý thuyết mà nói sẽ tiến tới vô tận. Đối với guốc phanh trước (h.12.6a) hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi có điều kiện sau theo công thức (12.41):

$$c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho = 0$$

Nghĩa là khi:

$$\mu = \frac{c \cos \delta}{\rho - c \sin \delta} \quad (12.49)$$

Bằng cách chứng minh đơn giản có thể thấy rằng khi xảy ra hiện tượng tự siết lực tổng hợp  $R_1$  sẽ đi qua tâm quay  $O_1$  của guốc phanh.

Nếu xét công thức (12.42) dùng cho guốc phanh sau, chúng ta thấy rằng mẫu số của nó không thể bằng số không được bởi vì luôn luôn đảm bảo  $\rho > c \sin \delta$  và lực tổng hợp  $R_2$  không thể đi qua tâm quay  $O_2$  của guốc phanh sau được (h.12.6b). Vì thế guốc phanh sau khi làm việc không thuận chiều quay thì không bao giờ sinh ra hiện tượng tự siết.

Ở guốc phanh tự cường hóa hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi  $c = r_o$  hoặc  $b = r_o$  (theo công thức 12.47 và 12.48) nghĩa là khi lực tổng hợp  $R_1$  đi qua thanh ép trung gian hoặc khi lực tổng hợp  $R_2$  đi qua điểm tựa A (h.12.8). Hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \text{ và } \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}} \quad (12.50)$$

Cơ cấu phanh tự cường hóa có mômen phanh ít ổn định hơn khi hệ số ma sát  $\mu$  thay đổi và có khả năng bị tự siết nhiều hơn so với cơ cấu phanh mà guốc có các điểm tựa cố định riêng rẽ. Cũng vì thế mà hiện nay cơ cấu phanh tự cường hóa không dùng trên ô tô du lịch.

Khi thiết kế cơ cấu phanh phải chú ý chọn các thông số kích thước thế nào để tránh xảy ra hiện tượng tự siết, có như thế phanh mới có thể êm dịu và ổn định được.