

自動車用液圧ブレーキシステム

(改 訂)

平成 3 年 3 月

(社) 日本自動車部品工業会
ブレーキシリンダ技術委員会

自動車用液圧ブレーキシステム 正誤表

箇 所	正	誤
7ページ 1.1 1行目	JIS D 0106	JIS D 106
45ページ (4) 1行目	ガーリング	ガーリッグ
47ページ 3.1.5(1) 1行目	プロポーショニング バルブ	プロポーショニング、 バルブ
66ページ (b) 5行目 7行目	JIS B 0401 JIS B 0601 (表面 粗さの定義と表示)	JIS B 0301 JIS B 0106 (表面粗さ)
78ページ 図4.5	トレーリングシュー	トレーディングシュー
94ページ (2)の(b) 4行目	IT8	1T8
188ページ 図8.23	LTブレーキ	LTレーキ
189 ページ 図 8.25 アンカ方式 左図 右図	フローティング式 ピボット式	ピボット式 フローティング式
212ページ 8.3.3 枠内の 1. の(1)	小型商用車	小型両用車
272ページ 11.2 の 5行目	…を渦電流に…	…を過電流に…
295～296ページ JIS D 2605 の 3種 マスターシリンダ高温 作動耐久性の温度	120±5°C	20±5°C
295～296ページ JIS D 2605 の 1種 熱老化性の時間	120h	70h
325ページ 日本エヤーブレーキ の編集委員	中 研	中柳 研
326ページ	自動車用液圧 ブレーキシステム	自動車用液圧 ブレーキシリング

自動車用液圧ブレーキシステム

(改訂)

平成3年3月

(社)日本自動車部品工業会
ブレーキシリンダ技術委員会

自動車用液圧ブレーキシステム

目 次

まえがき	1
第1章 序論	5
1.1 ブレーキ装置（定義）	7
1.2 ブレーキ装置の歴史	7
第2章 液圧ブレーキシステム	21
2.1 液圧ブレーキの原理	23
2.2 液圧ブレーキ装置の特徴	25
2.3 液圧ブレーキシステムの構成	26
2.4 構成機器	28
第3章 マスタシリンダ	33
3.1 マスタシリンダの種類及び構造	35
3.1.1 マスタシリンダの種類	35
3.1.2 シングルマスタシリンダの構造	36
3.1.3 タンデムマスタシリンダの構造	41
3.1.4 機能付加マスタシリンダの構造	46
3.1.5 他部品と一体化したマスタシリンダの構造	47
3.1.6 その他マスタシリンダの構造	50
3.2 マスタシリンダの設計	54
3.2.1 マスタシリンダの基本機能	54
3.2.2 マスタシリンダの設計上の注意点	57
3.2.3 マスタシリンダの材料、加工及び処理	63
3.2.4 マスタシリンダの組立	70
第4章 ホイールシリンダ	73
4.1 ホイールシリンダの構造及び種類	75
4.1.1 ホイールシリンダの基本構造及び構成部品	75
4.1.2 ホイールシリンダの種類	77

4.2 ホイールシリンダの設計	88
4.2.1 ホイールシリンダの基本性能	88
4.2.2 ホイールシリンダの設計上の注意点	89
4.2.3 ホイールシリンダの材料及び加工	92
 第5章 ゴムカップ、ブレーキ液及びブーツ	95
5.1 ゴムカップ	97
5.1.1 ゴムカップの機能	97
5.1.2 ゴムカップの種類	98
5.1.3 ゴムカップの形状と性能	100
5.1.4 ゴムカップの材料に要求される性質	101
5.1.5 実車走行と締め代	105
5.1.6 ゴムカップの製造	107
5.2 ブレーキ液	110
5.2.1 ブレーキ液に要求される性能	110
5.2.2 ブレーキ液の成分	110
5.2.3 実車走行と沸点	111
5.2.4 取扱い上の注意	112
5.3 ブーツ	112
5.3.1 ブーツの機能	112
5.3.2 ブーツの形状	113
5.3.3 ブーツの材料	114
5.3.4 ブーツの製造	114
 第6章 ブレーキシリンダの取扱い注意事項	115
6.1 点検、交換の目的	117
6.2 ブレーキシリンダに起因する故障現象	117
6.3 分解、洗浄、組立及びその他の注意事項	120
6.4 自動車車検制度	122
 第7章 コントロール機器	125
7.1 ブレーキ倍力装置	127
7.1.1 ブレーキ倍力装置の種類	127
7.1.2 ブレーキ倍力装置の構造	129
7.2 バルブ	141
7.2.1 制動力配分	141

7.2.2 バルブの種類	143
7.2.3 バルブの構造と機能	144
7.2.4 その他のバルブ	160
7.3 ブレーキ液圧保持装置	161
7.3.1 機械式ブレーキ液圧保持装置	161
7.3.2 電気式ブレーキ液圧保持装置	164
第8章 ホイールブレーキ	167
8.1 ディスクブレーキ	169
8.1.1 ディスクブレーキの沿革	169
8.1.2 ディスクブレーキの種類	174
8.1.3 ディスクブレーキの特徴	185
8.2 ドラムブレーキ	186
8.2.1 ドラムブレーキの基本構造及び構成部品	187
8.2.2 ドラムブレーキの機能及び特性	190
8.2.3 ドラムブレーキの種類	192
8.2.4 ドラムブレーキのショークリアランス調整装置	201
8.2.5 ドラムブレーキの駐車ブレーキ機構	206
8.3 ブレーキの摩擦材料	208
8.3.1 ブレーキ用摩擦材に対する要求性能	208
8.3.2 摩擦材料	208
8.3.3 石綿規制の動向	212
第9章 アンチロックブレーキ装置	213
9.1 アンチロックブレーキ装置の目的	215
9.2 アンチロックブレーキ装置の原理	215
9.3 乗用車用アンチロックブレーキ装置	217
9.3.1 アンチロックブレーキ装置の基本的構成	217
9.3.2 アンチロックブレーキシステムの種類	221
9.4 商用車用アンチロックブレーキ装置	230
9.4.1 商用車用アンチロックブレーキ装置の概要	230
9.4.2 商用車用アンチロックブレーキ装置の種類	231
9.4.3 ブレッシャコントロールバルブの概要	234
9.5 トラクションコントロールシステム	236
9.5.1 トラクションコントロールシステムの概要	236
9.5.2 トラクションコントロールの方法	238

第10章 大型車及びその他のブレーキ装置	241
10.1 ブレーキシステム	243
10.1.1 ハイドロリックバキュームサーボブレーキシステム	244
10.1.2 エアオーバハイドロリックブレーキシステム	247
10.1.3 フルエアブレーキシステム	247
10.1.4 フルハイドロリックブレーキシステム	249
10.2 ブレーキの構造	250
10.2.1 中型車用ドラムブレーキ	250
10.2.2 大型車用ドラムブレーキ	252
10.2.3 ディスクブレーキ	253
10.2.4 オートアジャスタ付きホイールシリンダ	255
10.2.5 パーキング機構内蔵ホイールシリンダ	257
10.2.6 オートアジャスタとパーキング機構内蔵ホイールシリンダ	263
10.3 建設機械のブレーキ装置	265
第11章 技術動向	267
付 錄	279
(1) 関連規格及び法規（安全基準）	281
(2) ブレーキシリンダ技術委員会の活動の歴史	306
あとがき	321

まえがき

まえがき

ブレーキは、自動車にとって最も重要な部品の一つであり、ブレーキなしではすなわち自動車を止める方法なくしては、車を動かすことはできないと言つても過言ではない。

ブレーキシリンダは、このブレーキの重要な構成部品であり、その機能、性能、耐久性の良否は、自動車の安全性の面に重要な影響をおよぼす。

1920年代に機械式作動のブレーキに代わってブレーキシリンダを用いた液圧式ブレーキが導入されて以来、ブレーキシステムの基本的な構成は変化していない。すなわち人力によるペダル操作力をブレーキシリンダ（マスターシリンダ）によって液圧に変換し、その液圧を別のブレーキシリンダ（ホィールシリンダ）へ導き、再び力に変換し、その力によって摩擦材を回転部分に押し当てる構成は、液圧ブレーキシステムの基本であり、今後も急激な変化は考えられない。

しかし、ブレーキシリンダは初期のものから現在に至るまでに、その材質、形状、構成や個々の部品の設計は、大きく変化をみ、進歩発展してきている。

本書の編集に当ったブレーキシリンダ技術委員会は、1954年（昭和29年）に活動を開始して以来標準化（J I S J A S O I S O 等）を中心に活発な技術活動を行ってきた。また、1981年（昭和56年）には、シリンダ、ゴムカップ等の総括的な解説書として「自動車用液圧ブレーキシリンダ」を刊行し、ブレーキシリンダ入門書として好評を博した。

今回これの改版に際し、その後の新技术、動向追加に加えてブレーキシステム、シリンダ以外の機器、アンチロックブレーキシステム等についても記述することとし、ブレーキ関係新入社員教育用として一層の充実をはかった。

第1章 序論

1.1 ブレーキ装置（定義）

1.2 ブレーキ装置の歴史

第1章 序論

1.1 ブレーキ装置（定義）

J I S D 106 「自動車用ブレーキ用語」によると「ブレーキ装置（braking devices）とは、自動車を減速、停止、又はある位置に保持するため使用する一連の機構」である。

自動車では、一般に車輪と一体の回転体（ブレーキドラム又はブレーキディスク）に摩擦材（ブレーキシュー又はブレーキパッド）を押しつけ、自動車のもつ運動エネルギーを摩擦熱に変換し大気中に放散することにより制動する。（図1.1）

現在、自動車に用いられる、あらゆるホイールブレーキ（ディスクブレーキ、ドラムブレーキ等）は全てこの原理に基づいている。

1.2 ブレーキ装置の歴史

最初に現われたブレーキは、スティックブレーキで、外輪近くの貫通穴に棒切（スティック）を差込み、棒切が無理やり車体の下に押し込まれることによって車輪をロックさせ、地面とロックした車輪との摩擦力によって制動した。

（図1.2）

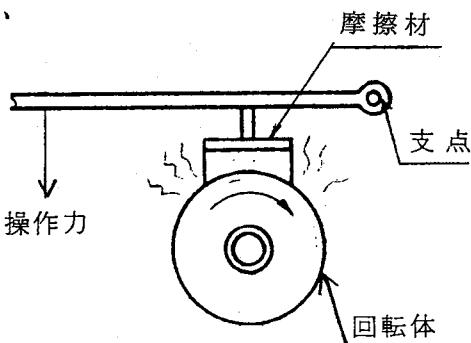


図1.1 ブレーキの原理

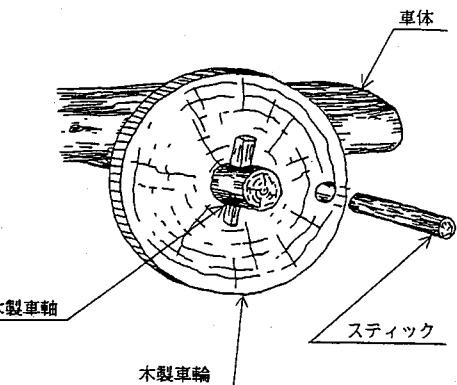


図1.2 スティックブレーキ

次に現われたブレーキは、ギリシャ、ローマ時代の戦車（チャリオット）に用いられたチェーンブレーキで、車軸に巻きつけたチェーンを乗員（戦士）が強く絞ることにより車輪を制動している。（図 1.3）

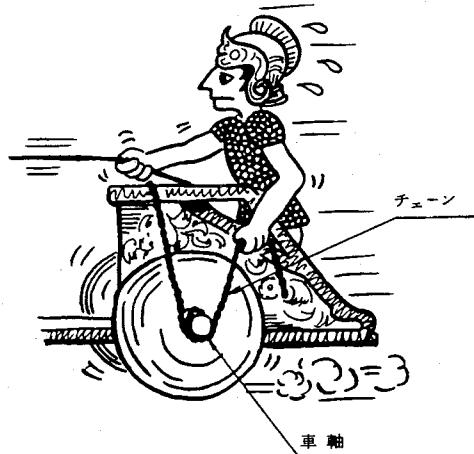


図 1.3 チャリオットのチェーンブレーキ

更に時代を経て馬車の時代になると、現在鉄道車両等に使用されているブレーキと同様に、車輪の外周に直接制動子（ブレーキシュー）を押しつけるタイプが用いられるようになった。ブレーキシューはブレーキレバーや、フートペダルにより作動された。（図 1.4）

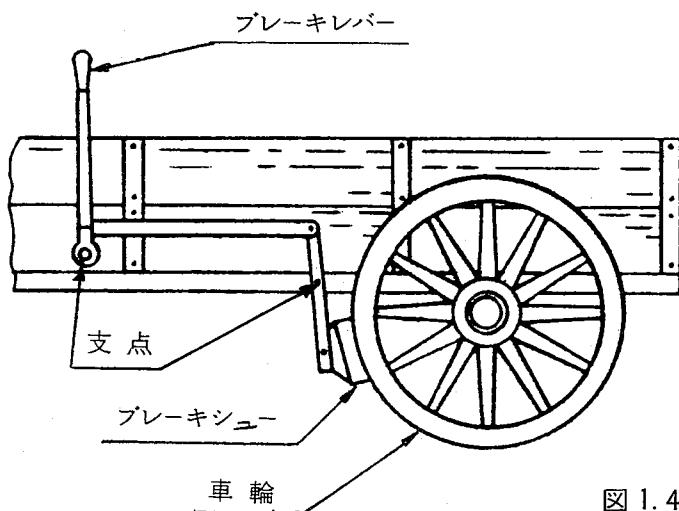


図 1.4 馬車のブレーキ

これらのブレーキは、制動装置とは名のみで、単に下り坂でのオーバランを防止するのに役立つ程度であった。

次に、エンジンを搭載した自動車が現われると、本格的な制動装置が必要となり、まず外部縮小式のバンドブレーキが用いられるようになった。(図1.6)

これは車輪に一体に設けたブレーキドラム(図1.5)に外部からフレキシブルブレーキバンドを締めつけることにより制動する。

しかしこのバンドブレーキは、泥、ゴミ、水等により、すぐ性能が低下するため制動摩擦面が外部に露出しない、内部拡張式のブレーキが採用されるに至った。

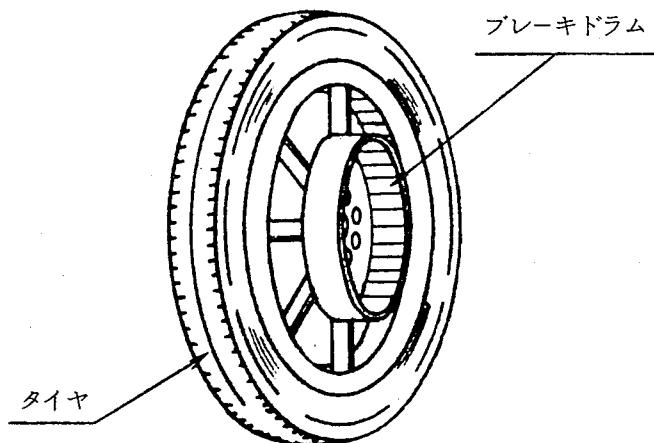


図1.5 ブレーキドラム

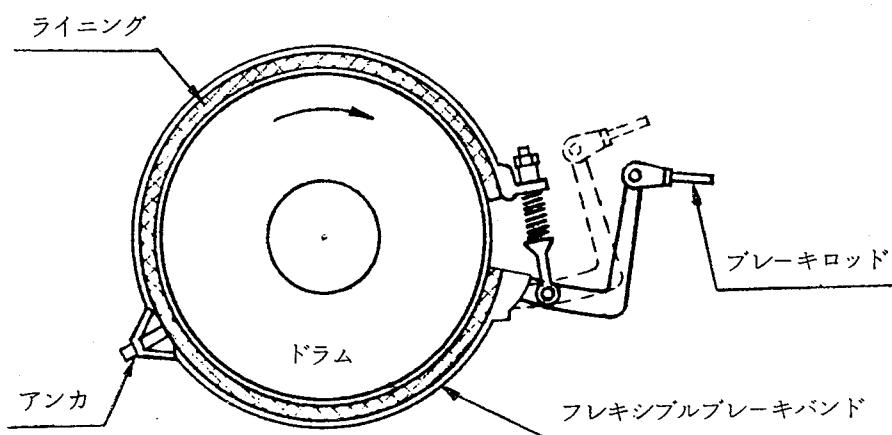


図1.6 外部縮小式ブレーキ(バンドブレーキ)

図 1.7 に内部拡張式のカム作動のメカニカルブレーキを示す。このブレーキの操作は図 1.8 に示すようなリンクージを用いた、メカニカル作動ブレーキで、1920年代後半まで実用されていた。

しかし、メカニカル作動ブレーキは、力の伝達効率が低く、ペダル踏力が重いこと、力の伝達が不均衡となり易く各車輪のブレーキの効きがアンバランスとなること、リンクージの支点の「ガタ」が多く、ペダルトラベル（ストローク）が大きい等の欠点があるため、1920 年代において自動車の速度向上に伴い、順次液圧作動式のブレーキに移りかわって行くことになる。

この様なメカニカル作動のブレーキは、現在駐車ブレーキ用として用いられている。

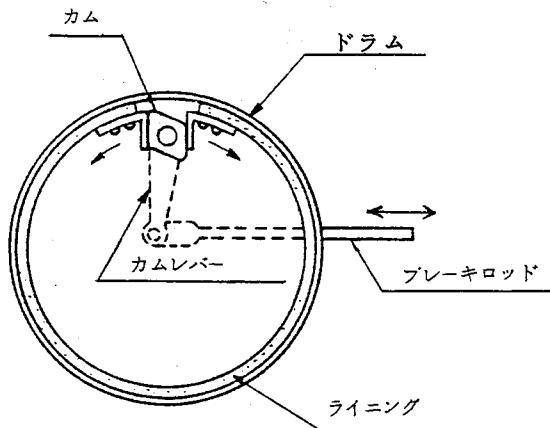


図 1.7 内部拡張式カムブレーキ

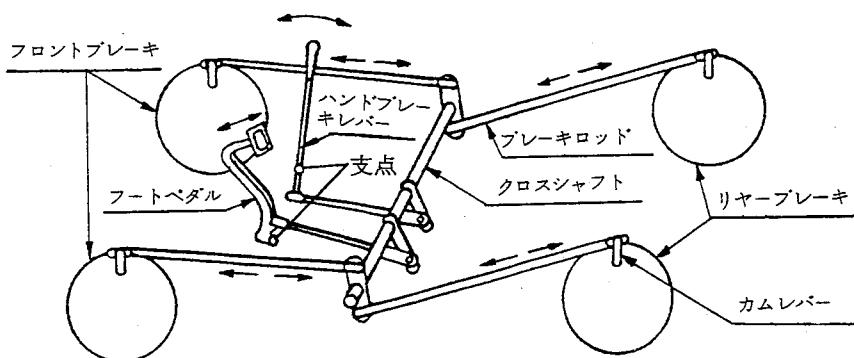


図 1.8 メカニカル作動ブレーキシステム

初期の液圧作動ブレーキシステムを、図 1.9 に示す。ブレーキペダルによって作動されるマスターシリンダにより踏力が一旦液圧に変換されて、ブレーキパイプにより各車輪に設けられたフロント・リヤーの各ホイールシリンダに伝えられるように構成されていた。

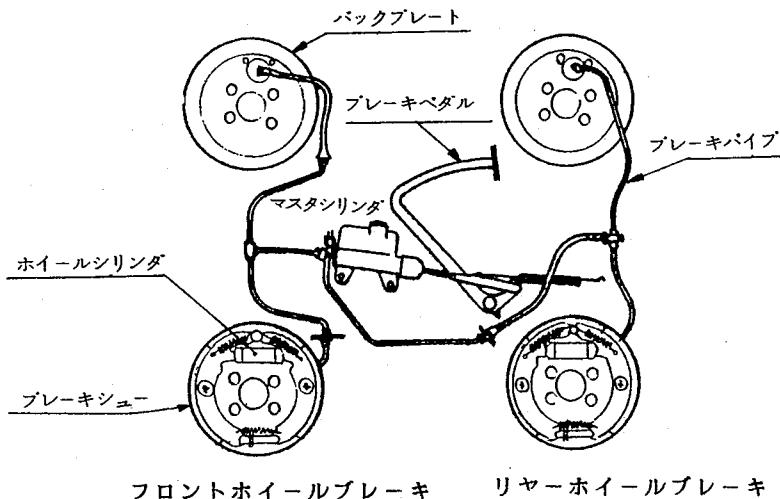


図 1.9 液圧作動ブレーキシステム

当時用いられていたマスターシリンダの構造を図 1.10 に示す。コンベンショナル形のマスターシリンダで一つの液圧室より全車輪に圧液を送る一系統システムとなっていた。

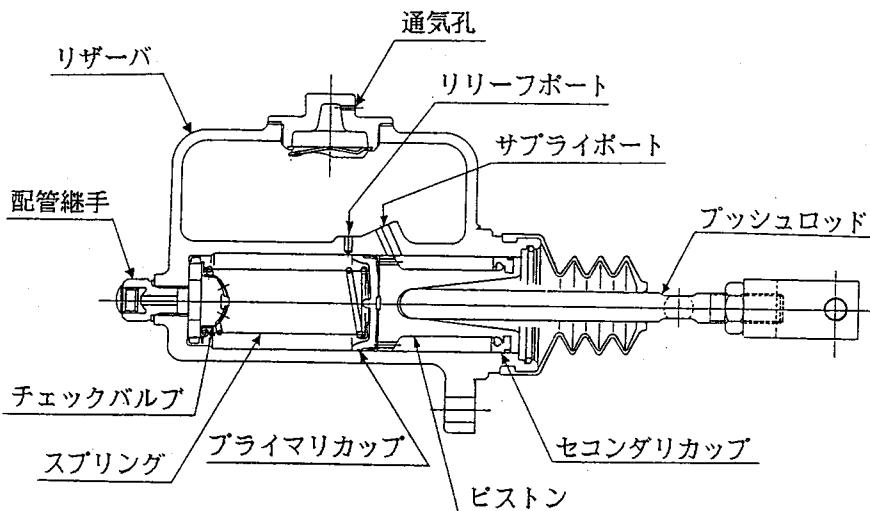


図 1.10 初期のマスターシリンダの構造

当時の日本においては液圧ブレーキ装置は輸入に頼っていたが、1932年（昭和7年）国産標準車に液圧ブレーキを装着することが決まって以来、国産化に弾みがついた。

国産初のマスターシリンダは、1935年（昭和10年）に東京瓦斯電気工業の「いすゞ」型トラックに装着された図1.11に示すような物で、鋳鉄製のシリンダであった。

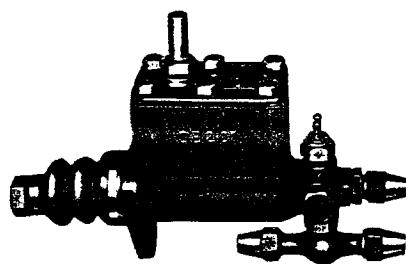


図1.11 マスターシリンダ（1935年—いすゞ型）

また、図1.12に示すマスターシリンダは、1937年（昭和12年）AA型トヨタ1号車に装着されたマスターシリンダでペダル用プラケットに取り付けている。

ブレーキペダルは、クラッチペダルと同じ鋳物で製作されており、床下のフレームに取り付けられたプラケットに回転中心を持つ、立上り式になっていた。

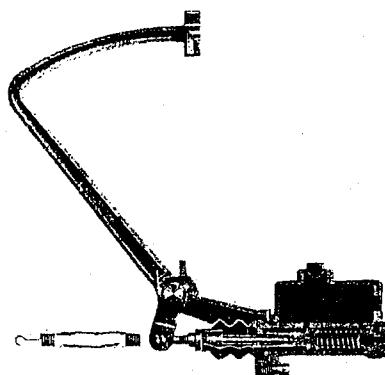


図1.12 マスターシリンダ（1937年—トヨタAA型）

1950年代後半、日産オースチン・日野ルノー・いすゞヒルマン等に装着されたマスターシリンダ及びホイールシリンダを示す。

(図1.13～1.17参照)

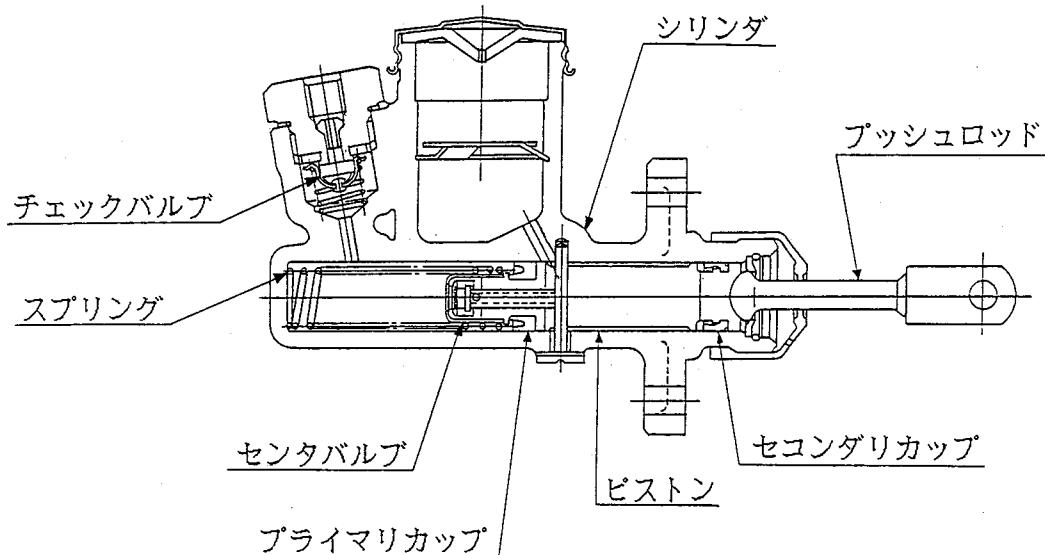


図1.13 マスターシリンダ（オースチン）

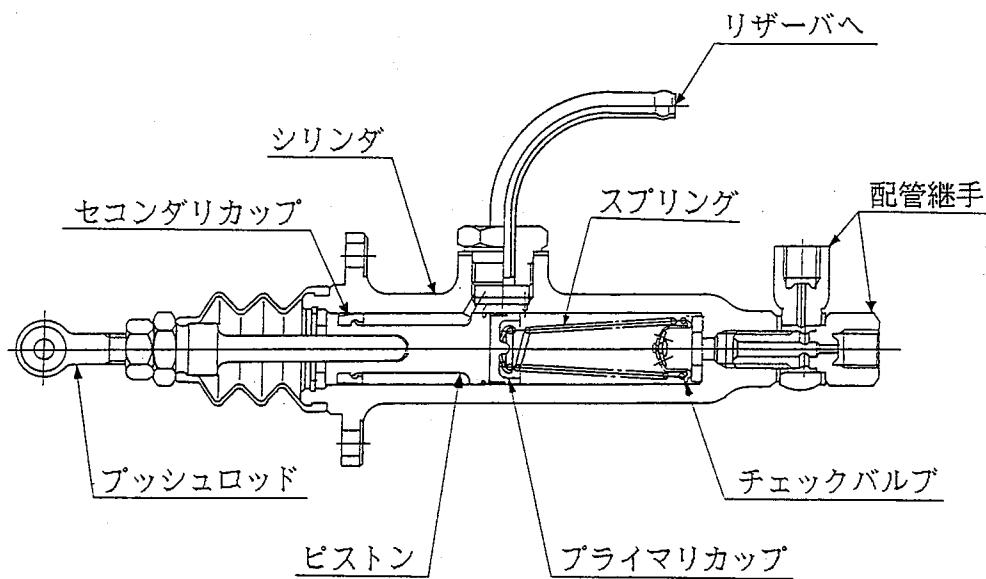


図1.14 マスターシリンダ（ルノー）

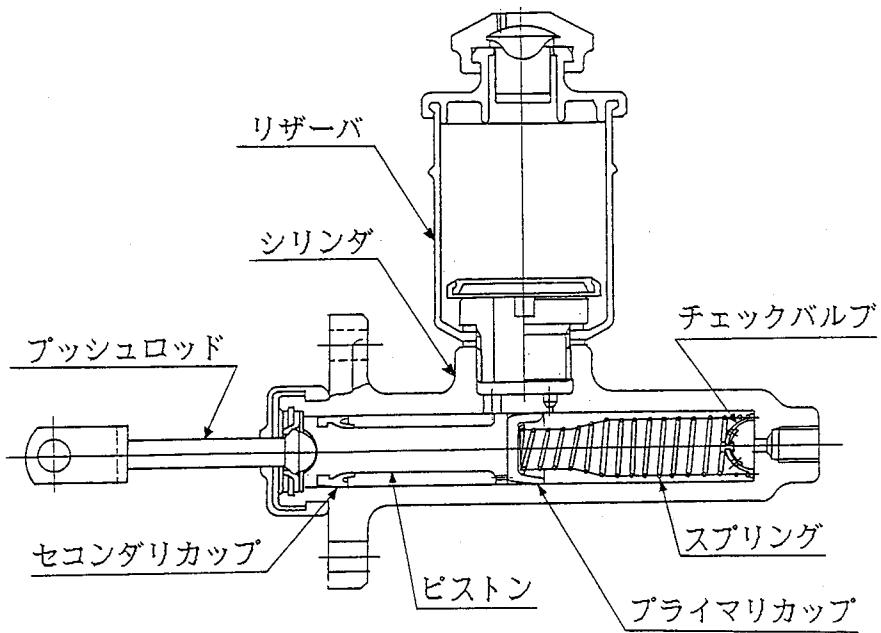


図 1.15 マスターシリンダ (ヒルマン)

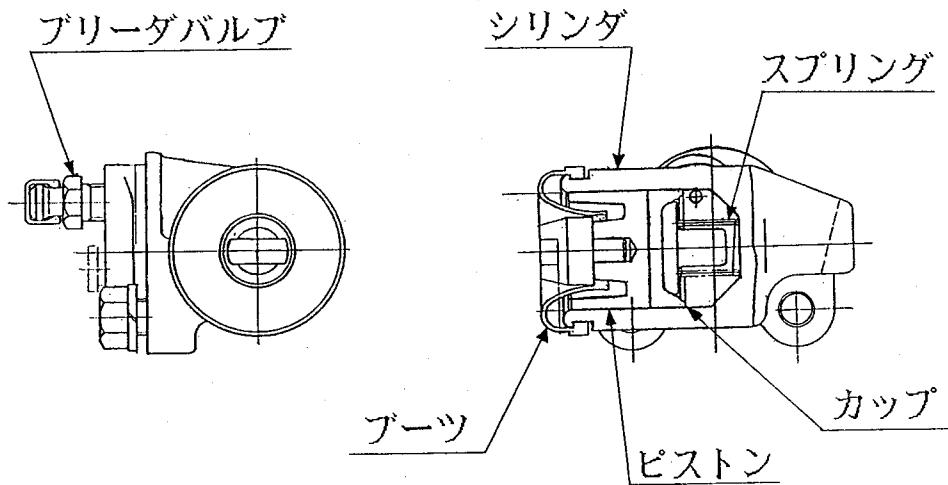


図 1.16 フロントホイールシリンダ (ルノー)

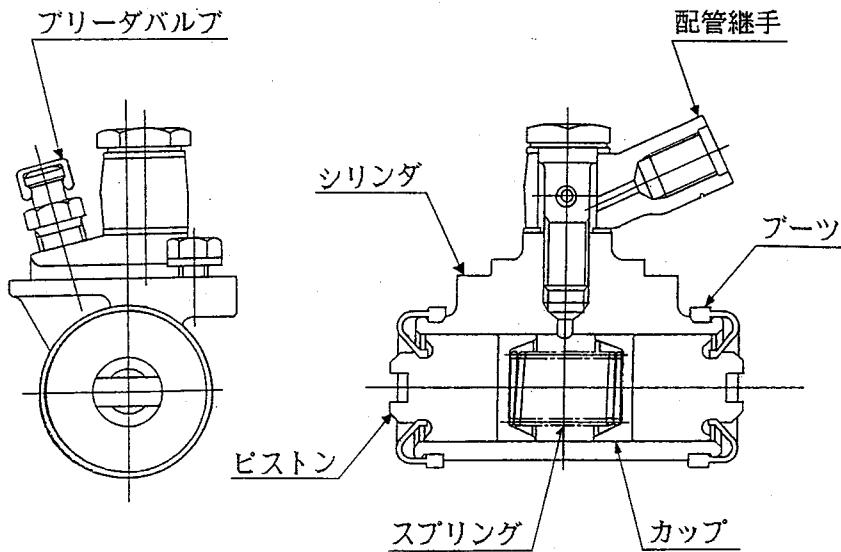


図 1.17 リヤホイールシリンダ（ルノー）

また、図 1.18、1.19 に、1959 年（昭和 34 年）頃の大衆車であるミニ三輪車（ダイハツミゼット）のマスターシリンダ・ホイールシリンダを示す。マスターシリンダは、床下取付けでリザーバはダッシュボードの内側にあり、ホースで接続されていた。ホイールシリンダは後輪二輪の LT 形ドラムブレーキ用両口シリンダであった。

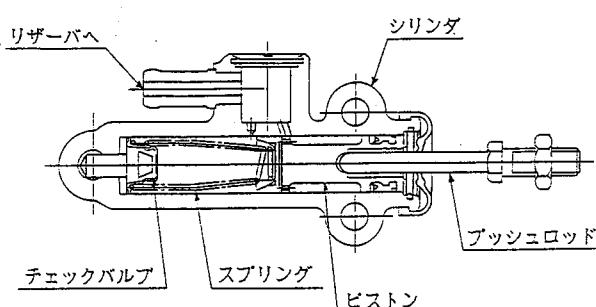


図 1.18 マスターシリンダ（ミゼット）

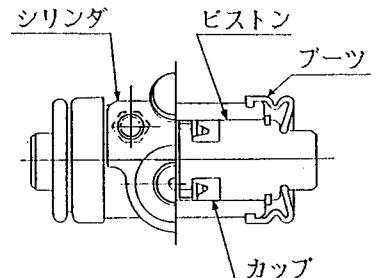


図 1.19 ホイールシリンダ（ミゼット）

その後自動車の普及に伴って自動車による事故が多くなりブレーキ液圧系統の1カ所に漏れを生ずるとブレーキ全体が動かなくなるような一系統システムについても見直しが必要となり、安全対策の一環として2系統ブレーキが提唱されてきた。

このような場合の安全対策として発想されたのがタンデムマスタシリンダで、わが国では、1960年代中頃にプリンススカイライン、グロリア(図1.20)、トヨタクラウン(図1.21)に採用されて以降、乗用車に普及し、次いで小型トラック・大型車にも拡大されていった。

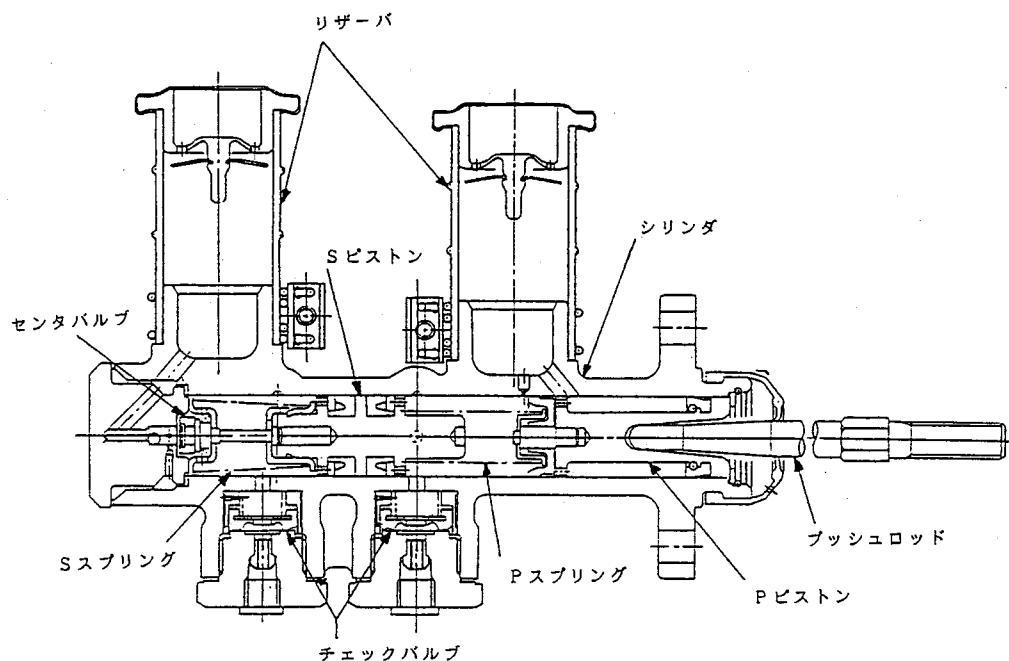


図1.20 タンデムマスタシリンダ(グロリア)

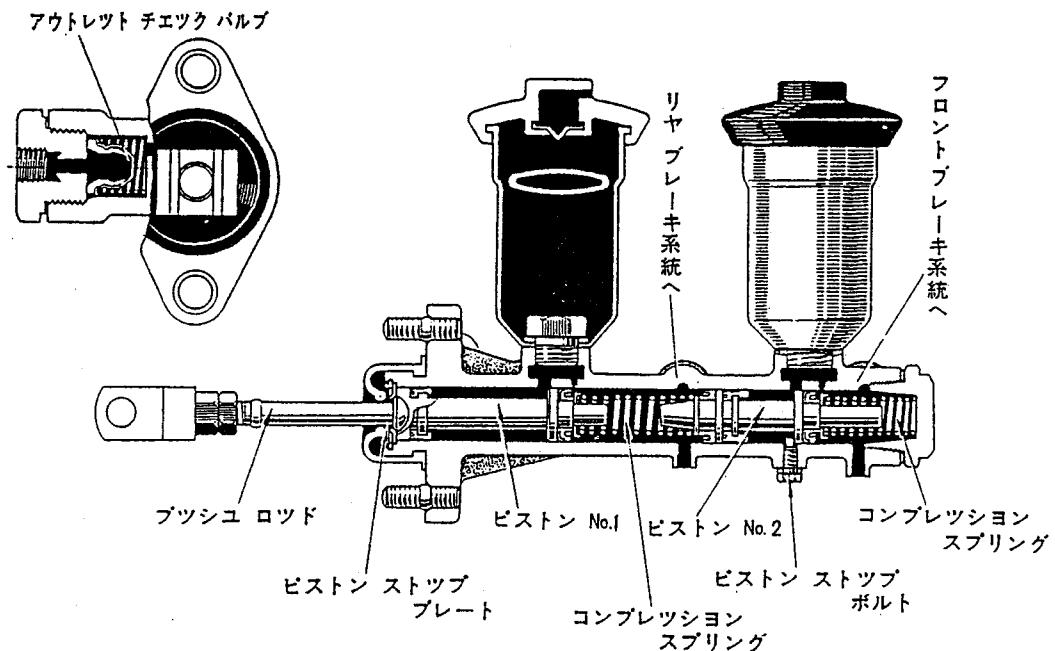


図 1.21 タンデムマスターシリンダ（クラウン）

図 1.22 に示すマスターシリンダは、1968年（昭和43年）トヨタセンチュリーに装着されたブースタと一体形のタンデムマスターシリンダでブースタハウジングとシリンダボディーが一体に成形されており、シリンダの内機構造はプライマリ・セコンダリ共、プランジャ形であった。

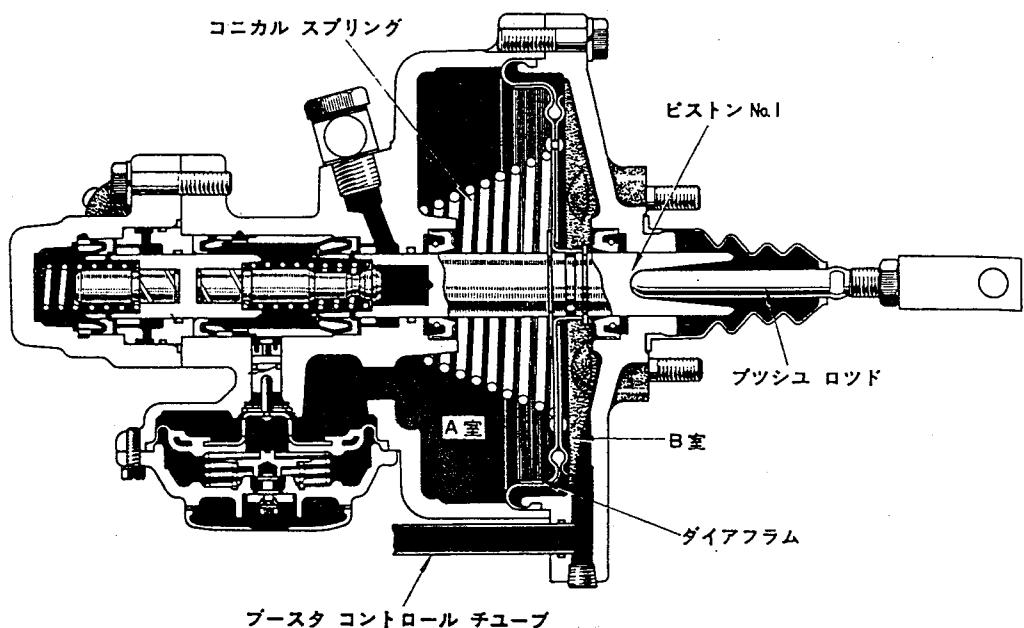


図 1.22 ブースタ一体形マスターシリンダ（センチュリー）

図 1.23 に特殊なマスターシリンダの例として、1960年（昭和35年）
頃東洋工業の三輪商用車（マツダ）に使用されたクラッチとブレーキの並
列マスターシリンダを示す。

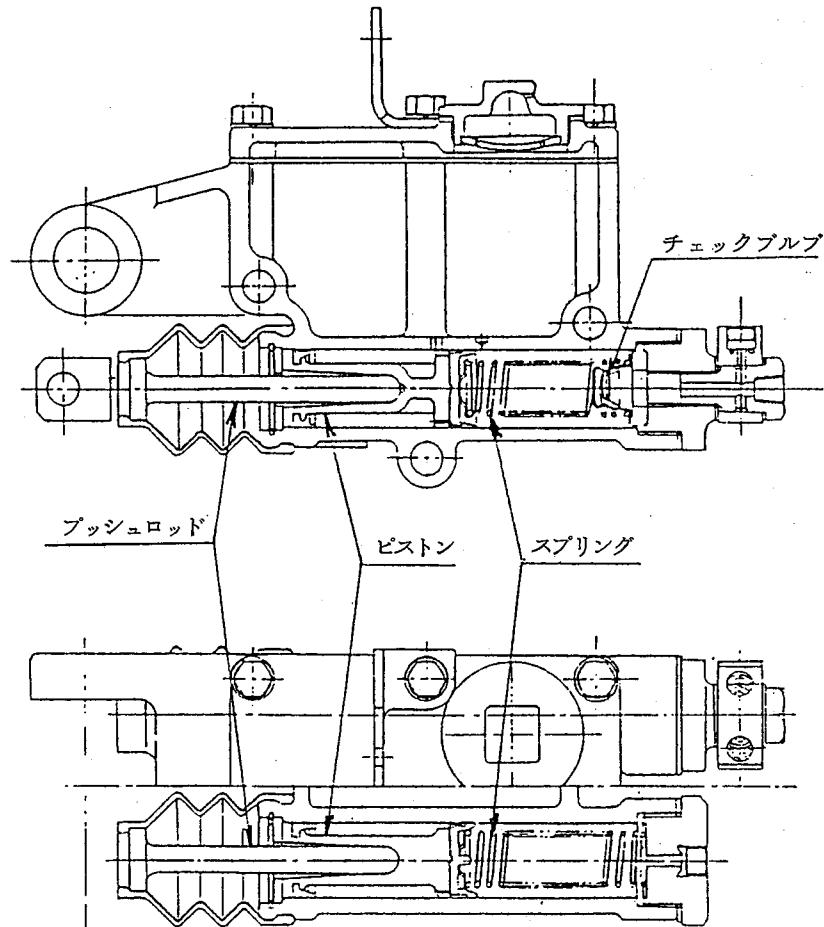


図 1.23 並列形マスターシリンダ（マツダ）

また、安全対策としてリザーバ内のブレーキ液の減少を感じて運転者にランプあるいはブザーで警報するリードスイッチを使用した液面警報スイッチは1967年（昭和42年）にわが国ではじめてセンチュリーのタンデムマスタシリンダに装着された。（図1.24参照）

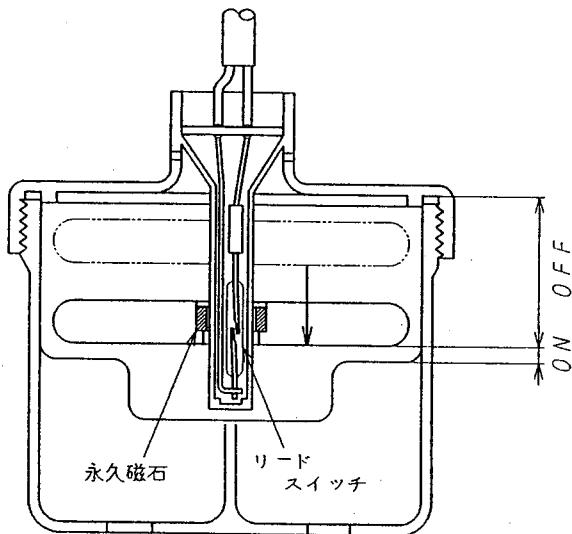


図1.24 液面警報スイッチの構造（センチュリー）

ホイールブレーキに関しては、初期使用されたのはすべてセルフサーボ効果をもったドラムブレーキであった。ドラムブレーキの構成と特徴については後述するがいずれもホイールシリンダの出力に対してブレーキシューの巻き込みによるセルフサーボ効果を有するためわずかな摩擦材の摩擦係数の変動により、大きく制動力が変化するので安定性の面での改善を呼ばれていた。このような背景から安定性の高いディスクブレーキが登場することになるが、ディスクブレーキの沿革については第8章に記述する。

第2章 液圧ブレーキシステム

2.1 液圧ブレーキの原理

2.2 液圧ブレーキ装置の特徴

2.3 液圧ブレーキシステムの構成

2.4 構成機器

第2章 液圧ブレーキシステム

液圧ブレーキシステムは応答性が良く、その上構造が簡単で取扱いも容易な点から乗用車を中心に広く採用されている。

本章では、液圧ブレーキの原理、特徴、及びブレーキシステムの主要な構成部品について簡単に述べる。

2.1 液圧ブレーキの原理

液圧ブレーキは、有名なパスカルの原理を応用したもので、図2.1のように直径 d_1 、 d_2 のシリンダを連絡して液を充満し、ピストンを介して P の力で押すと液圧が発生してシリンダ d_2 に伝達され Q の力を出す。

$$Q = P \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

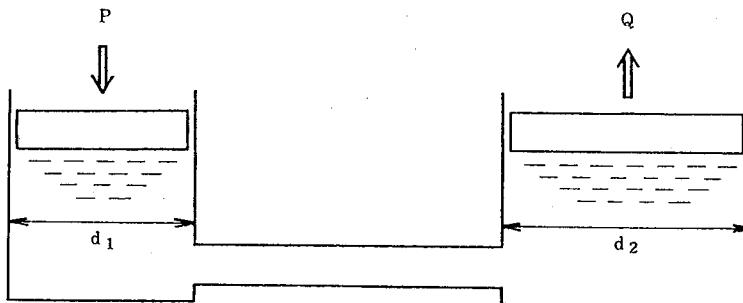


図2.1 パスカルの原理

液圧ブレーキ装置で、踏力を液圧に換える部品をマスターシリンダ、液圧をブレーキシューを押し広げる力に換える部品をホイールシリンダと呼ぶ。

図2.2においてブレーキシューを押し広げる力とペダル踏力の関係は次式で表す。

$$Q = P k \eta \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

ここで

Q : ブレーキシューを押しひろげる力 N, (kgf)

P : ペダル踏力 N, (kgf)

k : ペダル比 (a/b)

η : 伝達効率 (0.8 ~ 0.85)

d_1 : マスターシリンダ内径 cm

d_2 : ホイールシリンダ内径 cm

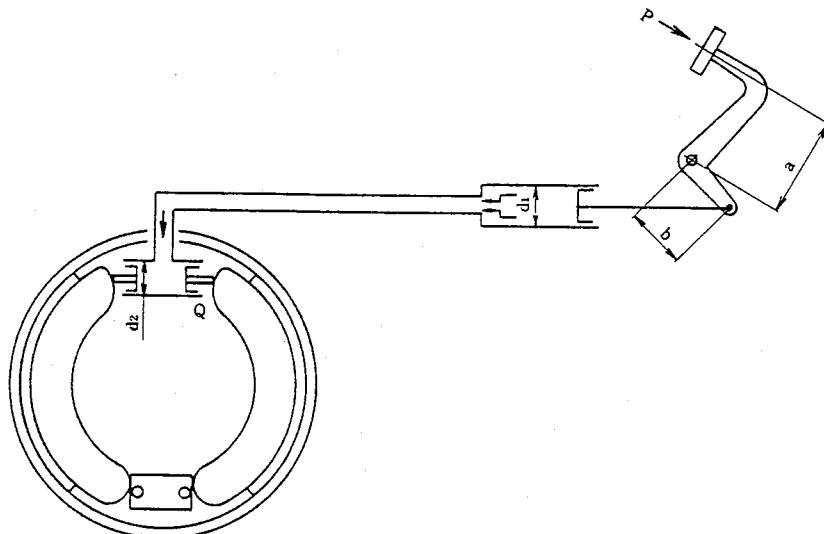


図 2.2 液圧ブレーキの原理

このようにして、人間の踏力 P をマスターシリンダによって液圧に変換し、この液圧を再びホイールシリンダによってブレーキシューを押しひろげる力 Q に変換する。車は、この力 Q により、車輪と共に回転するブレーキドラムにブレーキシューを押しつけ、発生する摩擦力により制動される。

普通の姿勢でブレーキペダルを踏む場合、踏力 P は一般に 150N(15kgf) 前後が楽に出せる力と言われており、この程度の踏力 P で 0.6 G の減速度が確保できることが望ましい。

一方、車の重量により、これに必要なブレーキトルクとその車のブレーキ形式によって、所要出力 Q が決まる。これらの関係から、マスターシリンダとホイールシリンダの直径の組合せを決定し、マスターシリンダのストロークが決まる。

2.2 液圧ブレーキ装置の特徴

現在、液圧ブレーキは乗用車、商業車に広く装着されており、その特徴は次のとおりである。

① 構造が簡単である。

基本的には、シリンダ、ピストン、ゴムカップの3つの部品から成り、マスターシリンダ、ホイールシリンダ及びこれらのシリンダを結ぶ配管で構成され、部品点数が少なく構造が簡単である。

② ブレーキの効き遅れが少ない。

ブレーキ液がほぼ非圧縮性なので、圧力の伝達速度が速い。実際には機械的な遊び、配管抵抗、配管中の気泡の介在、ブレーキホースやブレーキパイプの膨張、カップの収縮等のために僅かな時間遅れを生ずる。急ブレーキ時のマスターシリンダ入力に対するホイールブレーキシリンダ出力の一例を図2.3に示す。

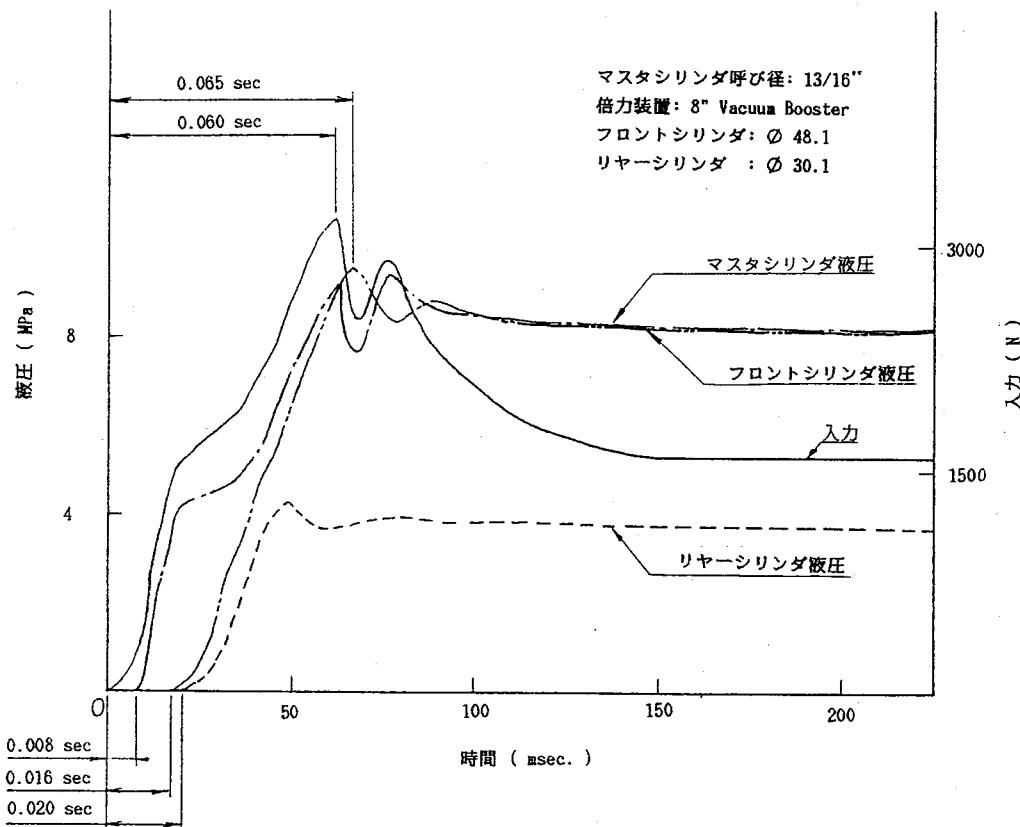


図2.3 マスターシリンダ入力とホイールシリンダ出力の関係

③ 取扱い、補修に便利であり維持費も安い。

部品が簡単で比較的小形の為部品の交換が容易で維持費が安い。

④ 踏力に限界があるため、必要に応じて各種の倍力装置を用いる。

前にも述べたように、運転者がブレーキペダルを操作する力に限界があるため、車が大型化したり、商業車のように荷物を積む車ではブレーキ時のペダル操作力が不足する。

また、最近ではディスクブレーキ採用の拡大或いは操作力そのものを軽減しようという動きから、軽自動車を含むほとんどの車両にバキュームサーボや、エアーサーボが装着されている。

2.3 液圧ブレーキシステムの構成

普通は、ブレーキペダル、マスターシリンダからブレーキパイプ、ブレーキホースを経てホイールシリンダ又はキャリパに至る液圧を媒介とした閉回路を形成している。配管、ホイールシリンダ等は、空気が抜け易く、漏りにくいよう十分工夫して取り付けることが必要である。また、液が漏れると液圧が上昇しなくなるので、液漏れは許されない。このため、各継手からの漏れは特に点検するように自動車整備基準に決められている。次にブレーキ回路例を説明する。

(1) 1系統ブレーキ

このブレーキ系統は、シングルマスターシリンダを使用した單一回路で、2系統ブレーキの法制化まで長年用いられた配管形式である。図2.4にその概略図を示す。

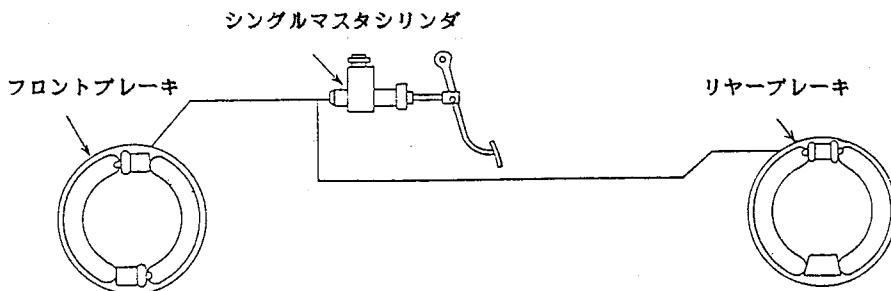


図2.4 1系統ブレーキ回路概略図

(2) 2系統ブレーキ

図2.5に概略図を示す。ブレーキ系統を2重にしたもので、1系統が破損しても残存のブレーキ系統で安全に車を停止させるようにしたものである。

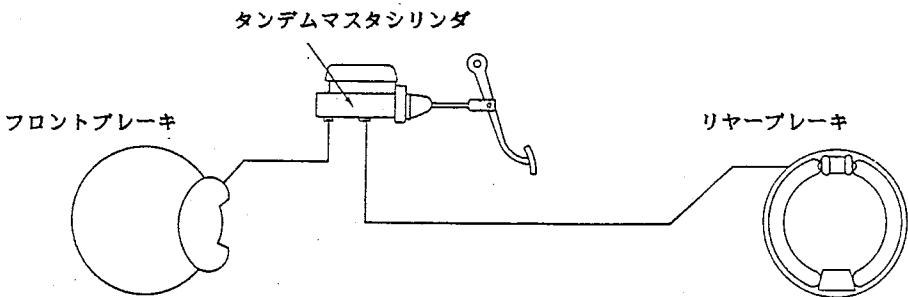


図2.5 2系統ブレーキ回路概略図

2系統ブレーキ配管の分割方式は、一般には前輪（フロント）と後輪（リヤー）とを分けた前後分割方式である。この方式の車両では前輪ブレーキ失陥時後輪ブレーキのみによる最大可能減速度が0.3～0.4G程度確保できる。しかしながら前輪の重量配分が大きいフロントエンジン、フロントドライブ車（FF車）のような場合、前輪側の制動力配分を大きくとる必要があり、前後分割方式であると前輪側が失陥した場合の制動力低下が著しいためX配管方式（交差式）とするのが一般的である。

（図2.6の2）

X配管方式の場合、片側失陥状態でも正常時の約1/2の制動力を確保することができるが失陥状態の制動で片効きを起こさせないようにキングピンオフセットを小さくすることなどが必要である。また、一部の高級車において更に、安全性向上させるため種々の分割方式が採用されており、その種類を図2.6の3～5に示す。

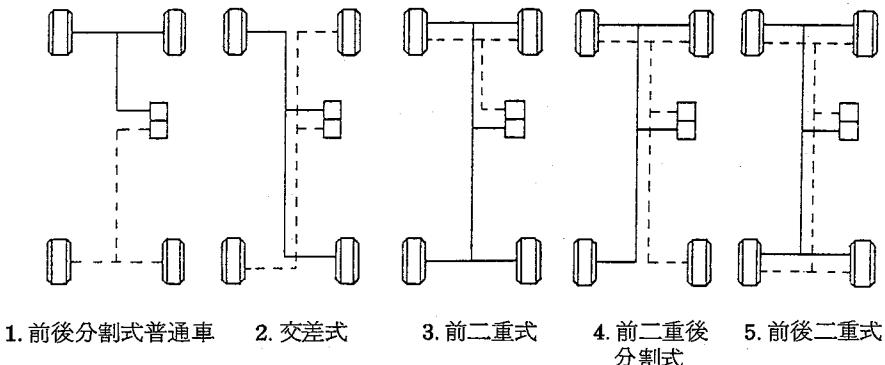


図 2.6 2 系統ブレーキの分割方式の種類

2.4 構成機器

自動車用液圧ブレーキ装置は大別して、運転者の踏力を液圧に変換するマスターシリンダ部分、発生液圧により車輪を制動するホイールブレーキ部分、それらを連結する配管系及び、ブレーキ部分の液圧配分を制御するバルブ部分で構成される。図 2.7 に代表的なブレーキの構成機器を示す。

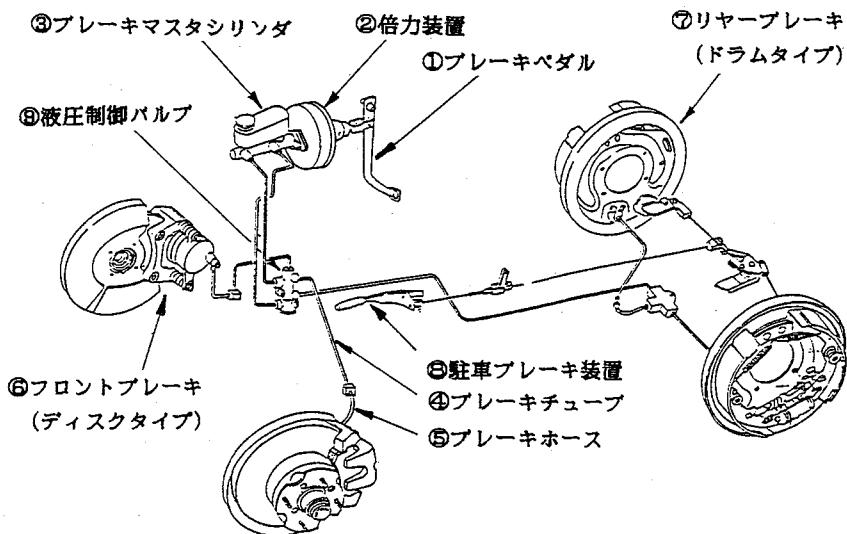


図 2.7 ブレーキシステム構成機器

ブレーキは、ステアリングや懸架装置などとともに重要な保安部品であるから、十分信頼性があり無故障でなければならない。このため、ブレー

キ装置に対しては十分な強度耐久性はもちろん、常に完全な機能を果たすことが要求される。

一方、ブレーキ装置はブレーキ液又は空気などの流体を力の伝達に利用しているので、一部でも破損し流体が漏れるとブレーキ機能が損なわれてしまうことがある。また長時間使用した場合の摩耗、更にブレーキ時の早期車輪ロックなどの問題に対して種々の装置が実用化され、ブレーキの安全性、信頼性の向上に役立っている。

次に主な装置について簡単に説明する。

(1) ブレーキペダル (図 2.7-①)

踏力を液圧発生装置に伝達するもので、ペダル比により踏力を増大させる。

(2) 倍力装置 (図 2.7-②)

制動時の操作力を軽減する装置で軽自動車から大型トラックに至るまで広く採用されている。使用する倍力源によりバキームサーボ、エアサーボ、ハイドロリックサーボがある。

(3) ブレーキマスターシリンダ (図 2.7-③)

ブレーキペダル及び入力機構に加えられた操作力を液圧に変換する装置であり、ブレーキ液を圧縮吐出する圧力室とブレーキ液を蓄えるリザーバより構成されている。

(4) ブレーキチューブ (図 2.7-④)

作動液圧伝達のための圧力管で二重巻き鋼管が一般的に用いられ、両端にフレアナットが組付けられている。

チューブは冷間圧延鋼板の両面に銅メッキを施し二重巻き管状にし炉中還元雰囲気で熱し銅と鉄を冶金的に結合するもので、更に外面には普通亜鉛メッキを施す。耐蝕性を特に要求されるものは亜鉛メッキの上に樹脂コーティングを施す場合もある。

(5) ブレーキホース (図 2.7-⑤)

作動液圧伝達のための可撓性のあるホースで、配管中相対変位のある部位に使用する。ブレーキホースは内側より順次耐ブレーキ液性ゴムチューブ、ポリエステルなどの繊維を密接に編み込んだ二重の補強層、上下補強層間の緩衝用ゴムシート、最外層は耐候性のカバーゴムで構成さ

れている。

(6) ディスクブレーキ (図 2.7-⑥)

車輪と一体に回転するディスクの両面に摩擦材を押し付けて制動力を発生する外部押圧式ブレーキ。制動力安定性が高いためドラムブレーキに替わって広く採用されている。

(7) ドラムブレーキ (図 2.7-⑦)

車軸に取り付けられたドラム内側にライニングを張った 2 個のブレーキシューをホイールシリンダからの力により拡張し、圧着して制動する内部拡張式ブレーキ。

(8) 駐車ブレーキ装置 (図 2.7-⑧)

常用ブレーキとは別に設けてある駐車用ブレーキで、手又は足による操作力をケーブルやリンクを介して主として機械式に摩擦材に伝える構造になっている。

駐車ブレーキ本体としては常用ブレーキ本体を利用して駐車ブレーキの機能を兼用させたものが多い。

(9) 液圧制御バルブ (プロポーショニングバルブ・P V) (図 2.7-⑨)

制動中後輪がロックすると車両はしり振りやスピニを起こし危険な状態になる。液圧制御バルブは後輪のロックを遅らせるため後輪のブレーキ液圧を調整する装置である。

(10) アンチロックブレーキシステム (A B S)

急制動時や滑り易い路面での車輪ロックを防止し車両の方向安定性と操縦性を確保すると共に停止距離の短縮を図るコンピュータ制御システムである。

(11) 液面警報装置 (レベルウォーニングスイッチ)

ブレーキ液圧系に液漏れが生じマスターシリンダのリザーバ内の液圧が所定のレベル以下になった時、運転手にランプあるいはブザーで警報する装置である。液面の低下につれ磁石を組込んだフロートが下りリードスイッチを作動させる構造が一般的である。図 2.8 に液面警報装置の一例を示す。

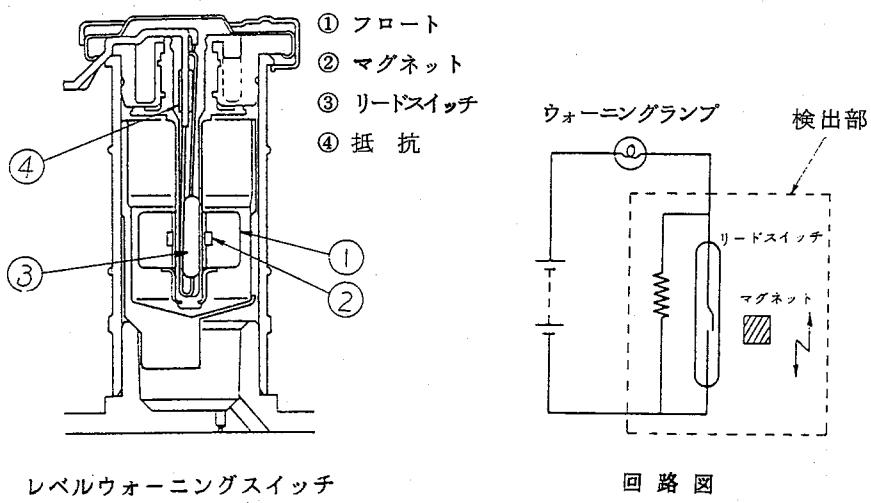


図 2.8 液面警報装置

(12) 差圧警報装置（ディファレンシャルスイッチ）

2系統ブレーキシステムにおいて、破損した系と正常な系のブレーキ時の液圧差をディファレンシャルバルブを利用して警報する装置であり、液面警報装置か差圧警報装置のどちらかの装着を義務付けてる国が多い。図 2.9 に差圧警報装置の一例を示す。

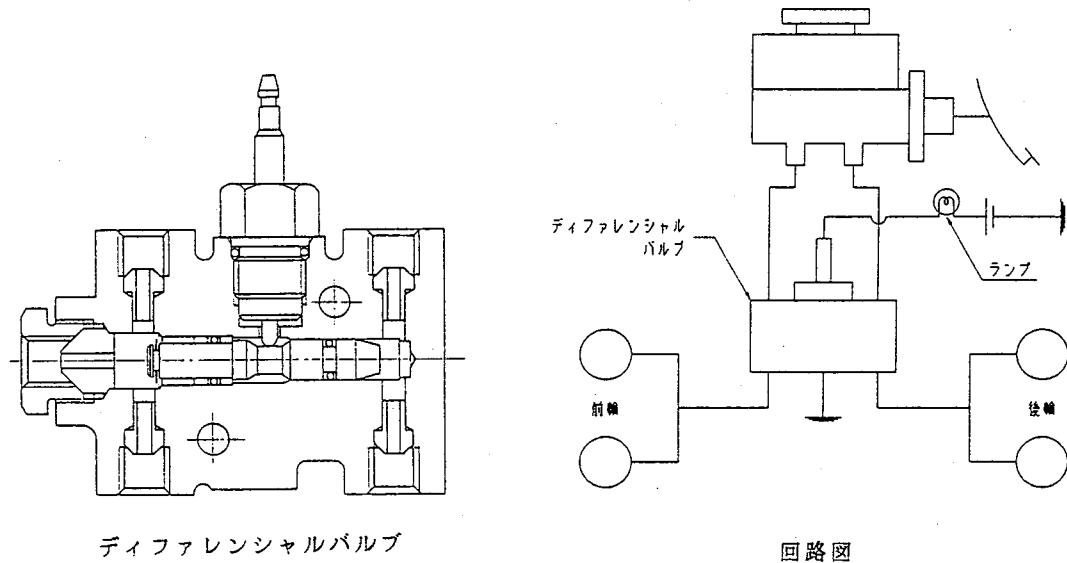


図 2.9 差圧警報装置

第3章 マスタシリンダ

3.1 マスタシリンダの種類及び構造

3.1.1 マスタシリンダの種類

3.1.2 シングルマスタシリンダの構造

3.1.3 タンデムマスタシリンダの構造

3.1.4 機能付加マスタシリンダの構造

3.1.5 他部品と一体化したマスタシリンダの構造

3.1.6 その他のマスタシリンダの構造

3.2 マスタシリンダの設計

3.2.1 マスタシリンダの基本機能

3.2.2 マスタシリンダの設計上の注意点

3.2.3 マスタシリンダの材料、加工及び処理

3.2.4 マスタシリンダの組立

第3章 マスタシリンダ

マスタシリンダは、ブレーキ踏力を液圧に変換するという液圧ブレーキ装置の中でも最も重要な役割を果たすものである。

本章では、マスタシリンダの種類及び構造と、マスタシリンダを実際に設計する上での留意点について、機能面及び材料面を中心に述べる。

3.1 マスタシリンダの種類及び構造

マスタシリンダは、基本的には1系統ブレーキに使用されるシングルマスタシリンダと、2系統ブレーキに使用されるタンデムマスタシリンダに分類される。また、機械的にはリザーバタンクと圧力室との連通構造で分類される。

3.1.1 マスタシリンダの種類

(1) シングルマスタシリンダ

リザーバと圧力室との連通機構により次のように分類される。

- (1) コンベンショナル形
- (2) センタバルブ形
- (3) プランジャ形
- (4) ティルトバルブ形

(2) タンデムマスタシリンダ

シングルマスタシリンダを直列に連結したもので、上記連通機構の組合せにより分類され、一般的には次のようなものが使用されている。

- (1) コンベンショナル形+コンベンショナル形
- (2) コンベンショナル形+センタバルブ形
- (3) センタバルブ形+センタバルブ形
- (4) センタバルブ形+ティルトバルブ形
- (5) プランジャ形+プランジャ形

基本的には上記(1)、(2)の分類でまとめられるが特殊な機能を持たせたものや、特殊な用途に用いられるものとして次のようなものがある。

(3) 機能付加マスタシリンダ

マスタシリンダの基本機能（3.2参照）に追加した働きを持たせたものとして次のようなものがある。

- (イ) ファストフィルマスタシリンダ
- (ロ) ステップドボアマスタシリンダ

(4) 他部品と一体化したマスタシリンダ

マスタシリンダと他部品を複合させたものとして次のようなものがある。

- (ア) 液圧制御バルブ（PV）付きマスタシリンダ
- (イ) ディファレンシャルバルブ付きマスタシリンダ
- (ウ) 液圧スイッチ付きマスタシリンダ

(5) その他のマスタシリンダ

上記(1)、(2)、(3)、(4)の分類の他に次のようなものがある。

- (エ) 短縮形マスタシリンダ
- (オ) ティーチャーズマスタシリンダ
- (カ) 縦形マスタシリンダ
- (シ) 操舵用マスタシリンダ
- (ヌ) ツインマスタシリンダ
- (ム) 二輪車用マスタシリンダ

3.1.2 シングルマスタシリンダの構造

日本におけるシングルマスタシリンダは、ブレーキ系統の2系統化により、ほとんどタンデム形に移行し、現在ではトラック、バスの一部に採用されているにすぎない。しかし、2輪車用液圧ブレーキの普及に伴いその方面での生産は増加している。また、類似品として液圧クラッチ用マスタシリンダが数多く生産されている。

(1) コンベンショナル形（図3.1参照）

このタイプは最も多く使用されたものである。古くはロッキード社（現オートモティブプロダック社）の基本設計であるためロッキード

タイプとも呼ばれている。

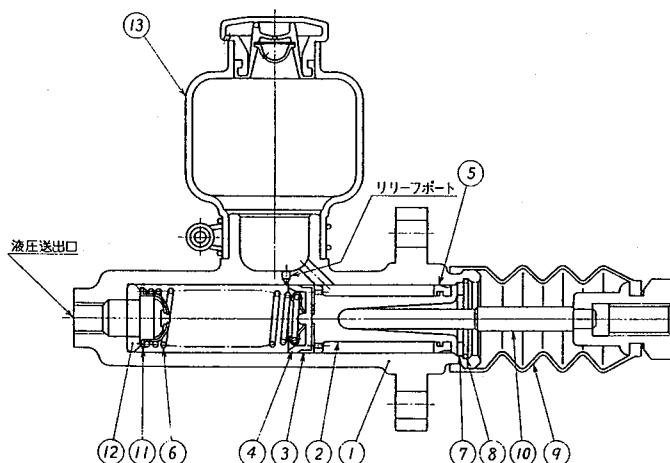
これは、シリンダ壁に穿孔された直径 0.5 mm 前後のリリーフポートにより、圧力室とリザーバを連通している。

カップは、圧力室シールのためのプライマリカップ、リザーバと大気をシールするためのセコンダリカップを備えている。

ピストンの前進によりプライマリカップがリリーフポートを閉じ、圧力室とリザーバとの連通を断って、ブレーキ液をホイールシリンダ側へ圧送する。

ピストン弛め行程で発生する圧力室の真空圧に対してはプライマリカップ背面からリザーバのブレーキ液を圧力室内に吸引し、補給作用がなされる。

この形式は、圧力をシールするプライマリカップがバルブ機能を兼ねるため、部品点数が少なく、コスト的にもいちばん廉価である。その反面、プライマリカップが加圧時にリリーフポートを通過するので長期間の使用によりカップの損傷が心配されるが、通過時の液圧（ブレーキ側剛性）等を考慮することにより実用上は問題ない。



番号	主要部品の名称
1	シリンダボディ
2	ピストン
3	カッププロテクタ
4	プライマリリング形カップ
5	セコンダリリング形カップ
6	リターンスプリング
7	ピストンストッパー
8	スナップリング
9	アーツ
10	ブッシュロッド
11	チェック弁
12	バルブシート
13	リザーバ

図 3.1 シングルマスタシリンダ（コンペニショナル形）

(2) センタバルブ形 (図 3.2、3.3 参照)

図 3.2 のタイプは、リリーフポートをシリンダ壁に設けないためポートレスタイプとも呼ばれている。古くはガーリング社（現ルーカスオートモティブ社）の基本設計によるものでガーリング CV タイプとして知られている。

最も大きな特徴として、バルブ機能をカップから独立させたことである。圧力室とリザーバの連通はシリンダ先端において行われ、その前面にセンタバルブと呼ばれるゴムのバルブを設け、非作動時はピストン及び他部材により引き戻されて連通を許している。

カップは基本的には 1 個で済み、圧力室と大気をシールしている。

ピストンの前進によりバルブも進み、圧力室とリザーバとの連通を断ち、ブレーキ液をホイールシリンダ側へ圧送する。

ピストン弛め行程で発生する圧力室の真空圧に対しては、バルブが真空圧によって後退し、リザーバのブレーキ液を圧力室内に吸引し、補給作用がなされる。

この形式は構造が複雑で高価であるが、カップがポートを通過しないためカップ損傷の危険性はない。しかし、バルブ等の部品精度には十分な注意が必要である。

他のセンタバルブ形として図 3.3 に示すようなバルブをピストン先端に設けたものがある。

センタバルブタイプは前述のごとくカップがポートを通過しないので、初期圧力の高いクラッチャマスタシリンダとして現在でも多く使用されている。

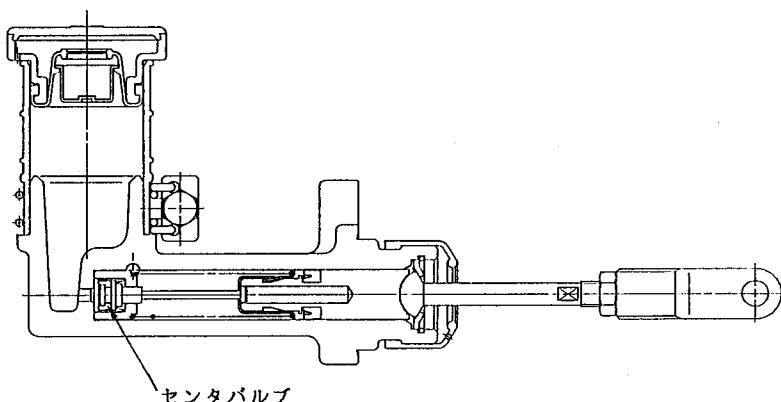


図 3.2 シングルマスタシリンダ (センタバルブ形)

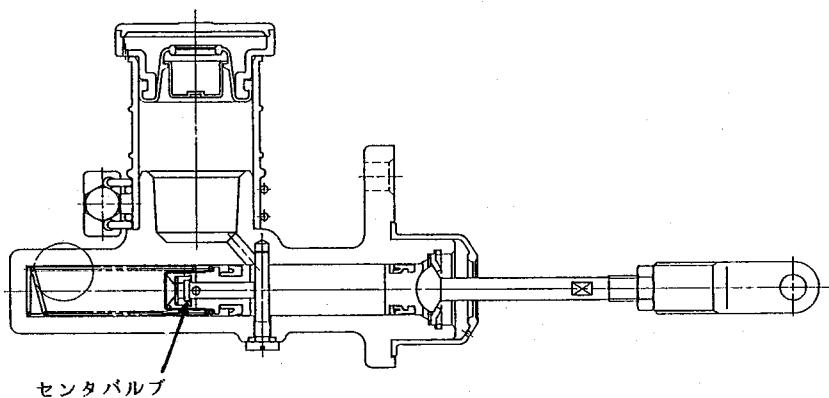


図 3.3 シングルマスタシリンダ（センターバルブ形）

(3) プランジャ形（図 3.4 参照）

このタイプは、古くはガーリング社の設計によるもので、ガーリング C B タイプとして知られている。

プライマリカップをシリンダ側に固定し、プランジャ先端にリリーフポートを設けたものである。

プランジャが前進すると、プランジャのリリーフポートがプライマリカップにより圧力室とリザーバの連通を断ち、ブレーキ液をホイールシリンダ側へ圧送する。

基本的にはコンペニショナル形と同じであるが、リリーフポートのカップ部通過時は発生液圧がコンペニショナル形と反対にカップ損傷を防ぐ方向に働く利点がある。

しかし、コスト的には不利であり、使用実績はあるが現在はほとんど使用されていない。

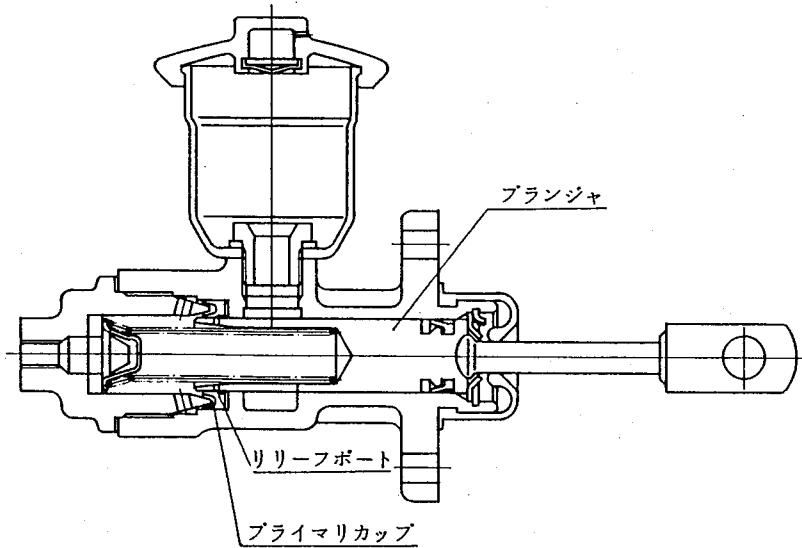


図 3.4 シングルマスタシリンダ（プランジャ形）

(4) ティルトバルブ形（図 3.5 参照）

このタイプはティルトバルブをリザーバと圧力室の間に設け、非作動時はピストンでバルブを傾斜させて連通を許している。

ピストンが前進するとバルブがシールして圧力室とリザーバの連通を断ち、ブレーキ液をホイールシリンダ側へ圧送する。

この形式は構造が複雑で高価であるが、カップがポートを通過しないためカップ損傷の危険性はない。しかし、バルブ等の部品精度には十分な注意が必要であり、また無効ストロークが長くなることもあり使われていない。

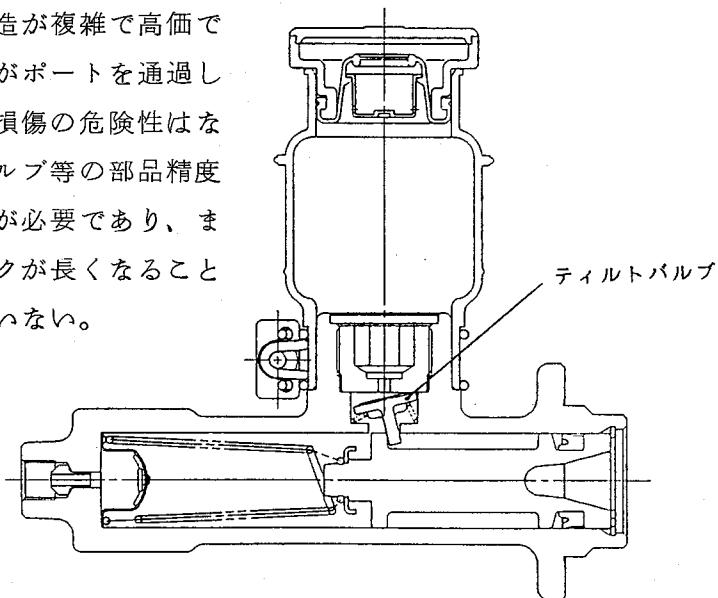


図 3.5 シングルマスタシリンダ（ティルトバルブ形）

3.1.3 タンデムマスタシリンダの構造

日本においては、昭和39年頃より一部車種に採用され始めてから急速に普及した。特に、法規制で2系統ブレーキが義務づけられた昭和40年代後半からはほとんどがタンデム形を採用している。

タンデムマスタシリンダは独立した2つの液压室を直列に持ち、2系統ブレーキの一方が破損等しても残りの系統のブレーキだけは確保できる構造である。

また、2系統に独立させるためシングルマスタシリンダ2個を並列に用いるツインマスタシリンダと呼ばれるものも現実に使用されている。しかし、全体的に複雑でコスト高となるためほとんどはタンデムマスタシリンダを採用している。

2系統配管分割方式については第2章を参照されたい。

タンデムマスタシリンダの種類をバルブ形式で大別すると、シングルマスタシリンダで述べた4種類の他にそれらの混合使用があるため非常に多岐にわたっている。

(1) コンベンショナル形+コンベンショナル形 (図3.6、3.7参照)

現在、最も多く用いられているもので、コスト的に有利である。

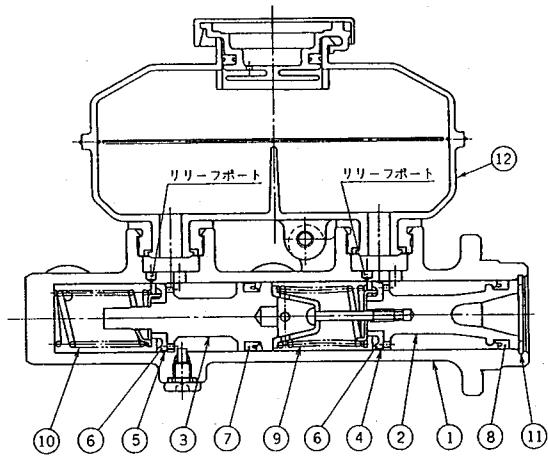
図3.6に示すものは一般的に一点支持方式と呼ばれているもので、プライマリ側のスプリング力はセコンダリ側より強くしケージドスプリングとしている。このタイプはプライマリピストンが動き始めるとセコンダリピストンも同時に動くため無効ストロークはフローティングピストンタイプに比べ約半分で済む利点がある。

ペタルストローク減小等の効果があるため、現在はほとんどがこのタイプである。

図3.7に示すものはフローティングピストンタイプと呼ばれているもので、セコンダリ側のスプリング力がプライマリ側より強い。

プライマリピストンの前進によりプライマリ側の圧力室に液压が発生し、その液压がそのままセコンダリピストンに作用してセコンダリピストンを前進させ、セコンダリ側圧力室にも液压を発生させる。

リリーフポートの閉塞はプライマリピストン、セコンダリピストンと順次行われるためピストン無効ストロークが大きくなるが、部品点数が少なく安価である。



番号	主要部品の名称
1	シリンダボディ
2	プライマリピストン
3	セコンダリピストン
4, 5	カッププロテクタ
6	プライマリリング形カップ
7	プレッシャーリング形カップ
8	セコンダリリング形カップ
9	プライマリリターンスプリング
10	セコンダリリターンスプリング
11	スナップリング
12	リザーバ

図 3.6 タンデム マスターシリンダ
(コンベンショナル形 + コンベンショナル形)

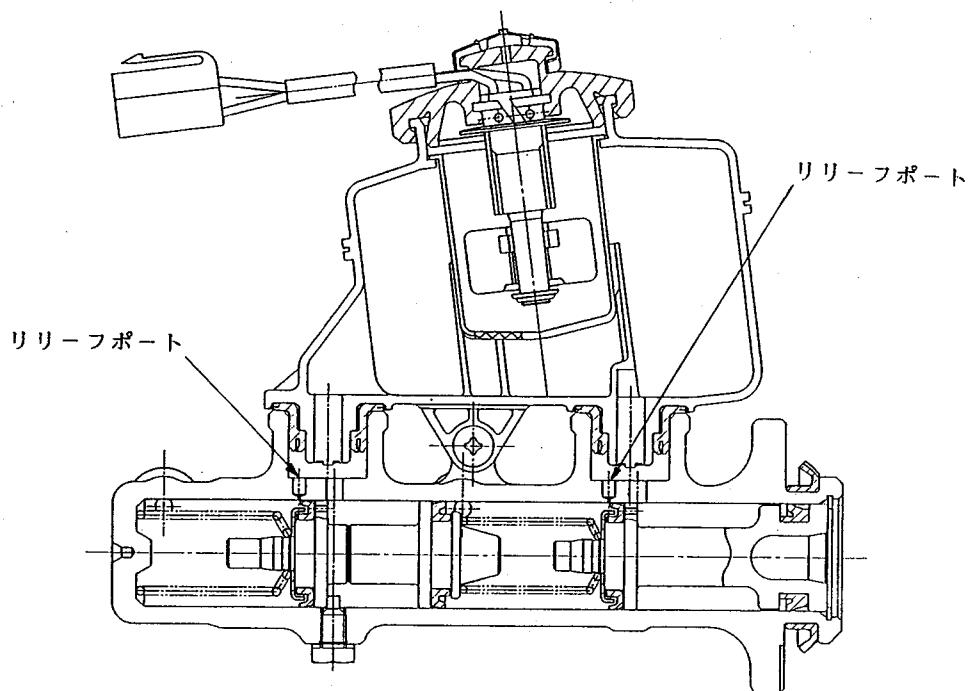


図 3.7 タンデム マスターシリンダ
(コンベンショナル形 + コンベンショナル形)

(2) コンベンショナル形+センタバルブ形 (図3.8, 3.9参照)

タンデムマスタシリンダのセコンダリ側ピストンストロークは、プライマリ側ピストンストローク（又は、シングルマスタシリンダのピストンストローク）の半分程度であるから、ピストンストロークと圧力上昇の関係が厳しくなる。このため、カップがリリーフポートを通過しないセンタバルブ構造をセコンダリ側ピストン構成に用いたものである。

センタバルブは、セコンダリピストンの先端に開孔する補給口を開閉する図3.3に示す形式と同様な構造をとったものが多い。バルブの開閉を行うストッパ部材はシリンダ底部に設けた図3.8に示すものと、ピストン補給部にすり割を設けその中を貫通するストッパボルトとした図3.9に示す構造とがある。

この形式は、以前はよく用いられていたが、センタバルブ部の構造が複雑で、寸法精度を要する等コスト的に不利であり、またカップ寸法等を配慮すれば、コンベンショナル形でも実用上はカップの損傷も発生せず、十分な耐久性を有するものを設計できることから一時用いられなくなった。

しかし、最近採用が増加しているA B Sを用いたシステムでは、A B Sのアクチュエータの影響でストロークと圧力上昇の関係が厳しくなる場合があり、特にストロークの短いセコンダリ側をセンタバルブとしたこの形式が再び採用されるようになってきた。

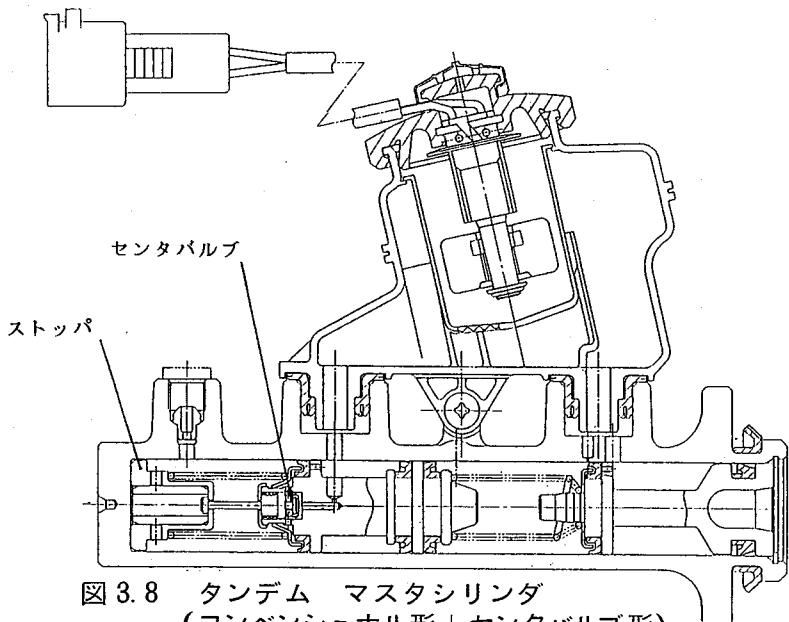


図3.8 タンデム マスタシリンダ
(コンベンショナル形+センタバルブ形)

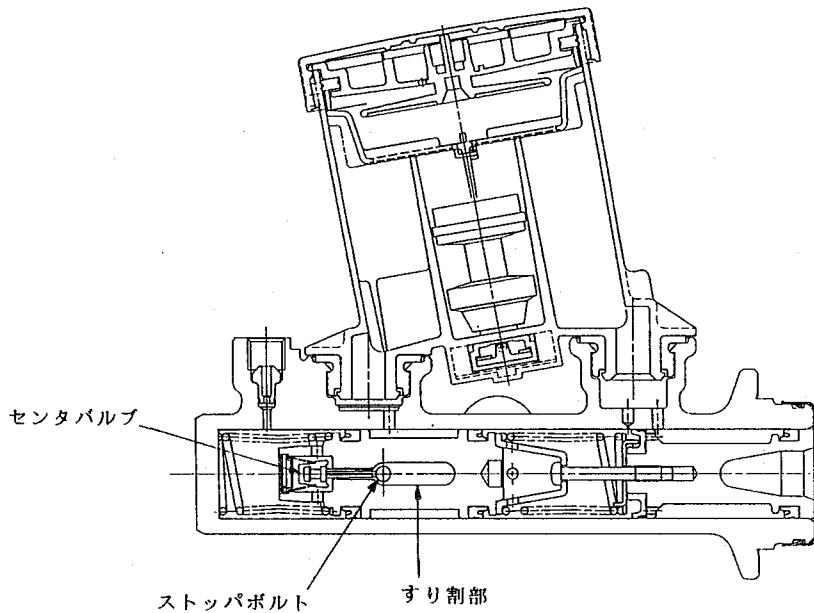


図 3.9 タンデム マスターシリンダ
(コンベンショナル形 + センターバルブ形)

(3) センターバルブ形 + センターバルブ形 (図 3.10, 3.11 参照)

この形式は、更にプライマリ側にもセンターバルブ構造を用いたもので、センターバルブ形シングルマスターシリンダからタンデムマスターシリンダに移行した車両に用いられていた。

この形式は、(2)項のものより更に複雑となることから、前述の理由で用いられなくなったが、A B S 装着車で再び用いるケースが増加してきた。

図 3.10 に示すものは、

プライマリピストン側を図 3.9 に示す構造としたもの、また図 3.11 は図 3.8 に示す構造をとったものである。

セコンダリ側は、センターバルブがシリンダ先端にある補給孔を開閉するようにしたものである。

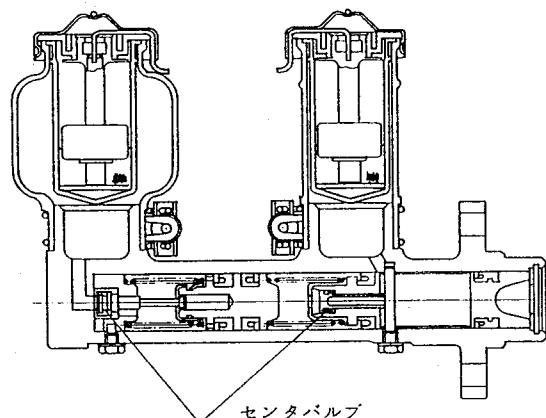


図 3.10 タンデム マスターシリンダ
(センターバルブ形 + センターバルブ形)

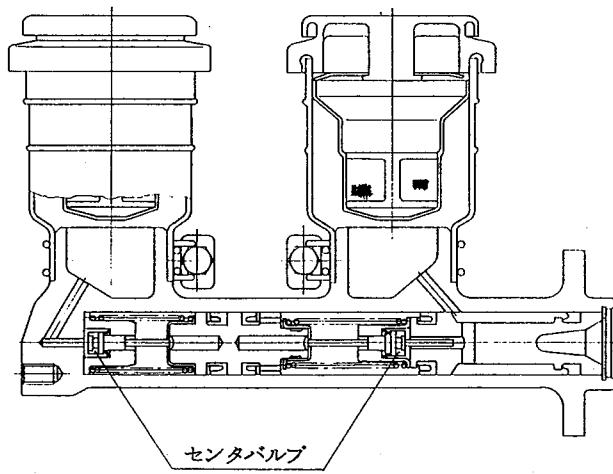


図 3.11 タンデム マスタシリンダ
(センターバルブ形+センターバルブ形)

(4) センターバルブ形+ティルトバルブ形 (図 3.12 参照)

これはガーリッギ C V / T V タイプと呼ばれているもので、プライマリ側にティルトバルブ、セコンダリ側にセンターバルブを用いて全長短縮を図ったポートレスタイプのマスタシリンダである。

シリンダ内は全て圧力室であり、ピストン弛め時のポンピング液補給は両圧力室共直接リザーバから行われる。

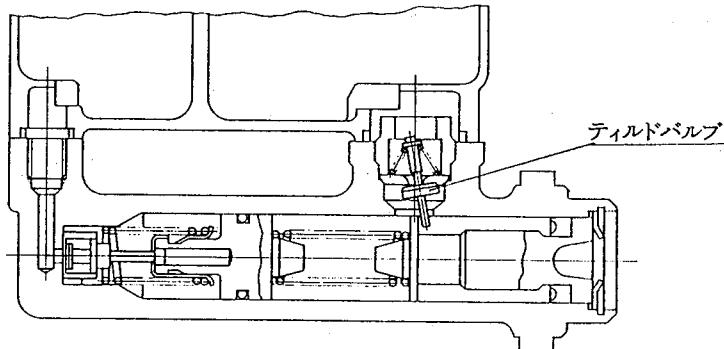


図 3.12 タンデム マスタシリンダ
(センターバルブ形+ティルトバルブ形)

(5) プランジャ形+プランジャ形 (図 3.13 参照)

図 3.13 に示すものは、最近アライド社 (旧ベンデックス社) で開発されたもので、カートリッジマスターシリンダと呼ばれている。これはプランジャーを両圧力室に用いて、またスプリングをプランジャーに埋め込むことにより、全長を短くしている。部品点数が多くなるが、内蔵部品をカートリッジ化して組立できる等の特徴を持っている。

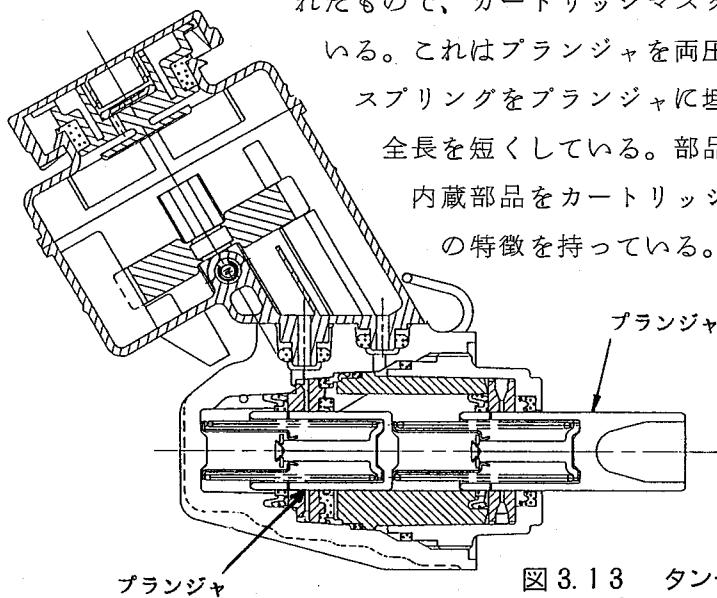


図 3.13 タンデム マスターシリンダ
(プランジャー形+プランジャー形)

3.1.4 機能付加マスターシリンダの構造

(1) ファストフィル マスターシリンダ (図 3.14 参照)

これは段付きシリンダを有し、消費液量の多い低圧時は大径側で液量を送り、ペダルストロークを少なくする。消費液量の少ない高圧時は小径側で加圧する。その切換えのためにバルブを持っており構造は複雑となる。

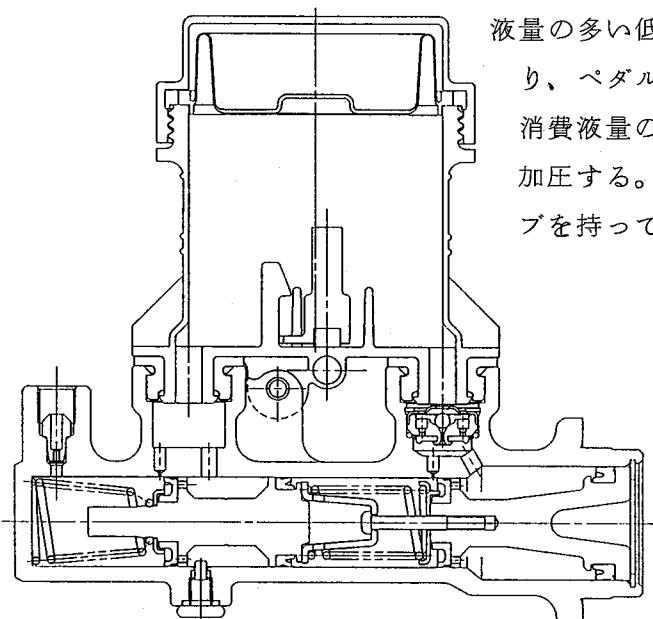


図 3.14 ファストフィル マスターシリンダ

(2) ステップドボアマスタシリンダ (図 3.15 参照)

これは近年、ヨーロッパ車の一部に採用されているもので、タンデムマスタシリンダの穴径、ピストン径を変え（面積比で2/1）一方が故障したときのストローク増加を押えると共に、加圧断面積は半分となるので同じ踏力で約2倍の液圧を発生するものである。

両系統の通常消費液量差を小さくする必要があると共に、全体コストは高価なものとなる。また、全長が長くなる欠点を有している。

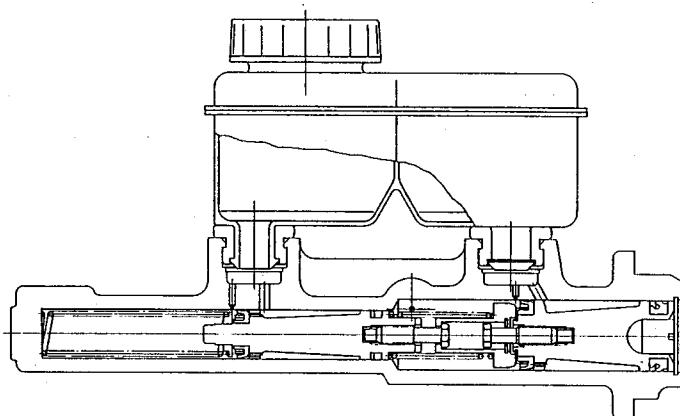


図 3.15 ステップドボアマスタシリンダ

3.1.5 他部品と一体化したマスタシリンダの構造

(1) PV付きマスタシリンダ (図 3.16, 3.17 参照)

マスタシリンダとプロポーショニング、バルブを複合させて、車両への取付け性や配管の引き回し性を改善し、トータル的なコストを削減するためには使われている。

図 3.16 はマスタシリンダに内蔵させた構造を示し、図 3.17 はねじ結合させた構造を示す。

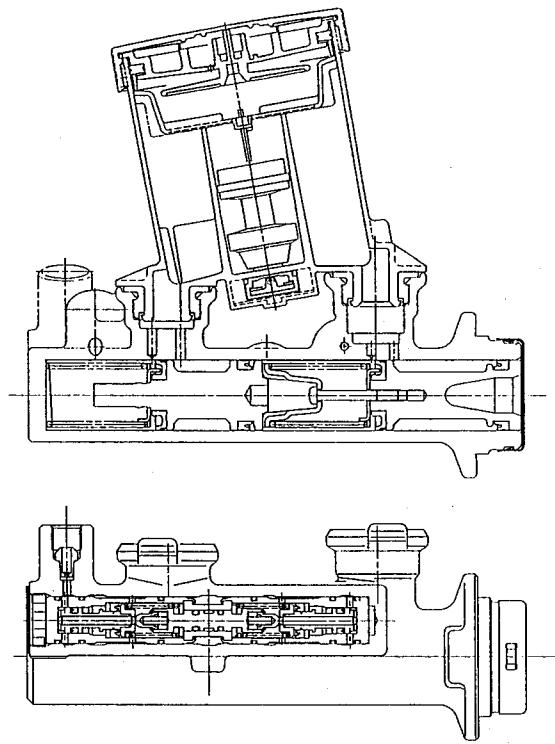


図 3.16 PV 付きタンデム マスターシリンダ（内蔵）

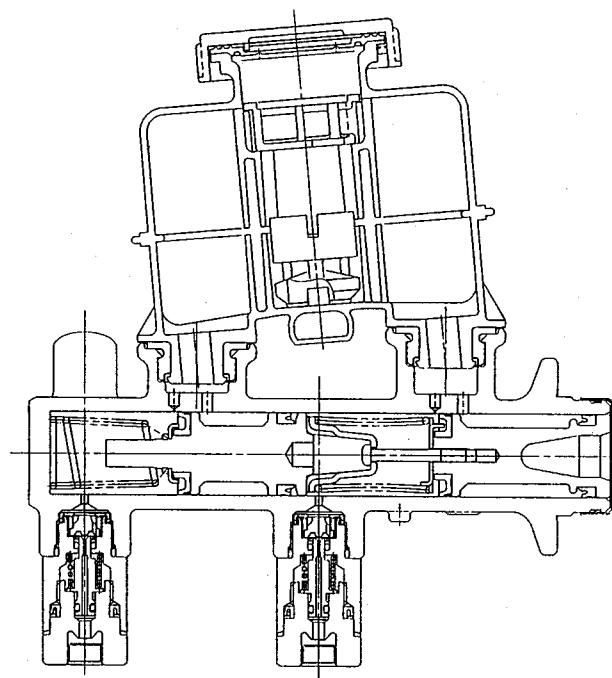


図 3.17 PV 付きタンデム マスターシリンダ（ねじ結合）

(2) ディファレンシャルバルブ付きマスターシリンダ (図 3.18 参照)

図 3.18 に示すものは、ディファレンシャルバルブをシリンドボディに備えたものである。

欧米車に多く見うけられたが、コスト的に有利なリザーバのレベルウォーニングスイッチに移行しており、現在これを採用しているものは少ない。

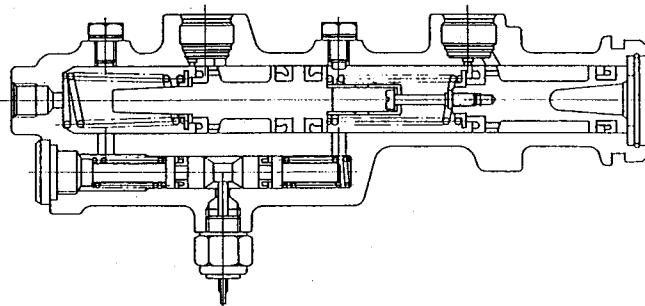


図 3.18 ディファレンシャルバルブ付きタンデムマスターシリンダ

(3) 液圧スイッチ付きマスターシリンダ (図 3.19 参照)

ブレーキ失陥を検出するため、液圧スイッチ 2 ケをマスターシリンダにねじ結合させたものである。現在これを探用しているものは少ない。

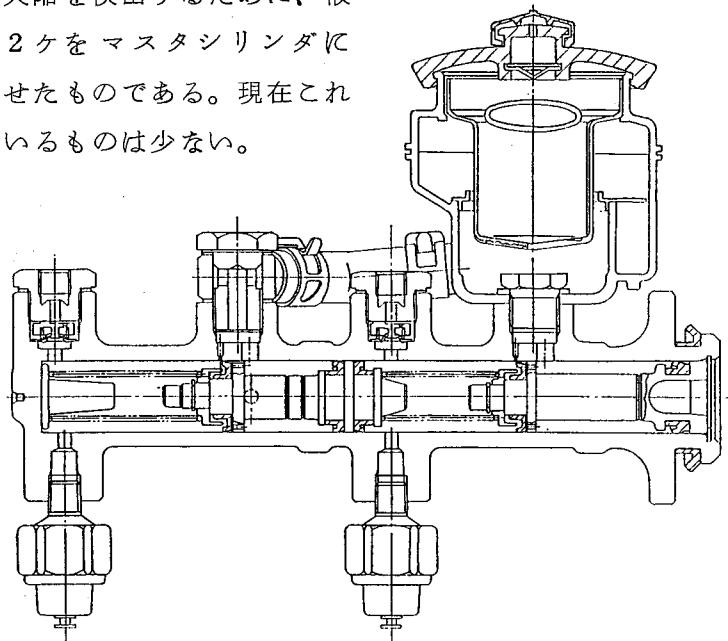


図 3.19 液圧スイッチ付きマスターシリンダ

3.1.6 その他のマスタシリンダの構造

(1) 短縮形マスタシリンダ(図3.20, 3.21参照)

図3.20に示すものは、プライマリピストンの一部をシリンダボディーから突出させ、バキュームサーボ内に挿入することにより取付け面からシリンダ先端までの長さを短縮したものである。

近年、小形軽量化、省スペース化のためこのタイプのマスタシリンダが多く使用されている。

図3.21に示すものは、ピストンリターンスプリングをシリンダ外へ出してしまっており、マスタシリンダ取付け面から先端までの長さの短縮を目的としている。

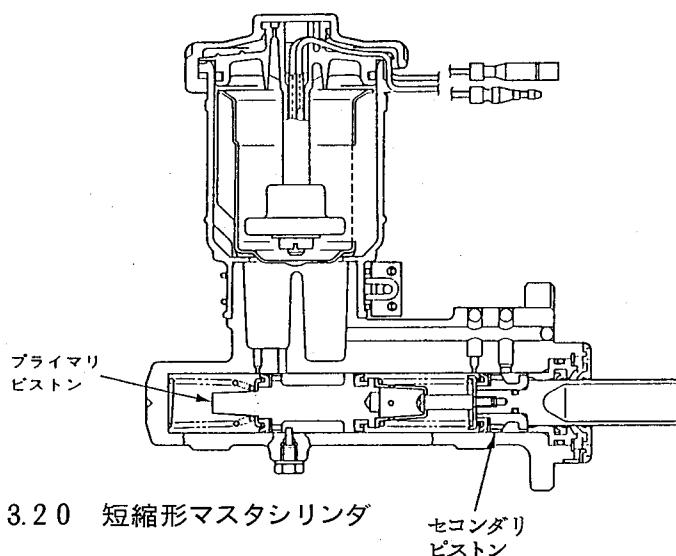


図3.20 短縮形マスタシリンダ

セコンダリ
ピストン

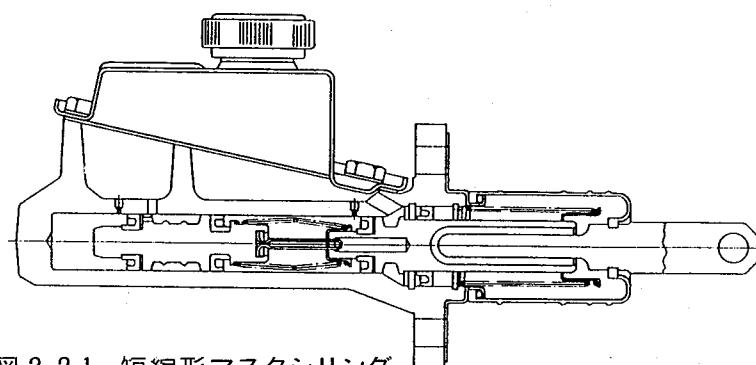


図3.21 短縮形マスタシリンダ

(2) テイチャーズマスタシリンダ (図 3.22 参照)

運転練習用自動車に用いられているマスタシリンダである。これは運転席のマスタシリンダの配管途中にもう1つのマスタシリンダを直列につなぎ、補助席の教官用ブレーキペダルで制動できるようにしたもので、生徒が十分制動を行えない時、教官が操作し制動させるものである。通常のマスタシリンダのリザーバ部に運転席のマスタシリンダからの液圧を導くようにしている。

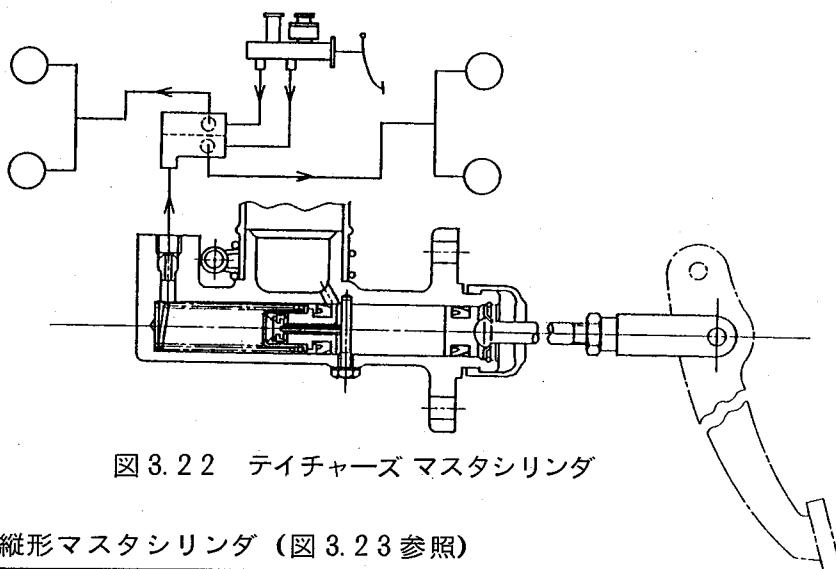


図 3.22 テイチャーズ マスタシリンダ

(3) 縦形マスタシリンダ (図 3.23 参照)

図 3.23 に示すものは縦形シングルマスタシリンダと呼ばれるもので、トラックに使用されているものであるが、車両に取付けた状態で先端が下に向いているため、通常のマスタシリンダではエア抜き時セコンダリカップの前部にエアがたまってしまう。その不具合を解消するためにピストンガイドを設け、エア残りをなくしたものである。

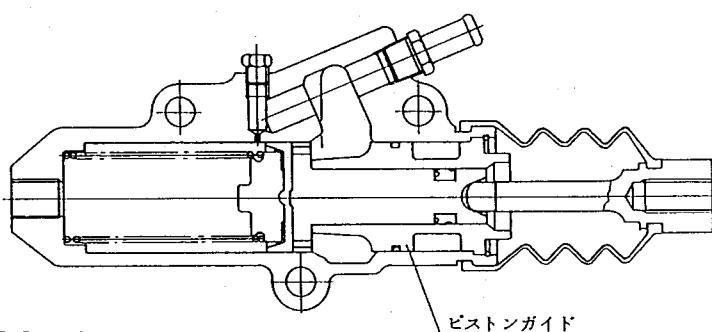


図 3.23 縦形シングルマスタシリンダ

(4) 操舵用マスタシリンダ (図 3.24 参照)

ツインマスタシリンダの変形で無限軌条車に用いられている。

これは自動車用ツインマスタシリンダと異なり、左右別々のペダルで操作される。

旋回時は片側のペダルを踏み込むと片側のブレーキのみが制動され、車両の転回が行われる。

両側のペダルを同時に踏み込むと両軌条が同時に制動され停止する。このとき左右のアンバランスを防止するため制動時、両マスタシリンダが連通するようになっている。

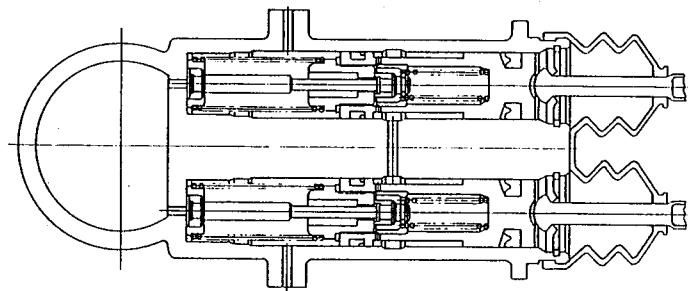


図 3.24 操舵用マスタシリンダ

(5) ツインマスタシリンダ (図 3.25 参照)

2 個のシングルマスタシリンダを横に並べて用い、1 つのペダルで同時に作動させるようにしたものである。

2 個のマスタシリンダの液圧バランスをとるために、メカニカルなリンク式イコライザをペダルとプッシュロッド間に設ける必要があり、取付けレイアウト上問題がある。全体的に複雑で、コスト高となるため、ごく一部の特殊車に使用されているに過ぎない。

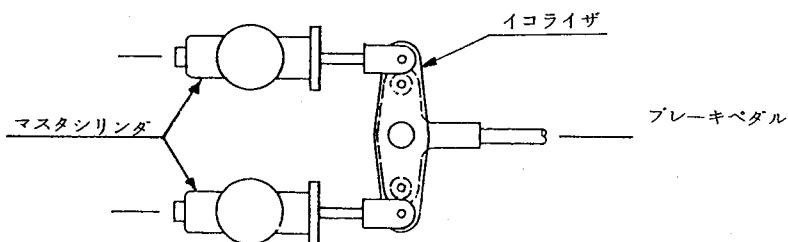


図 3.25 ツインマスタシリンダ

(6) 二輪用マスターシリンダ (図 3.26 参照)

図 3.26 に示すものはコンベンショナル形マスターシリンダでハンドレバーからの入力を受けて作動する。

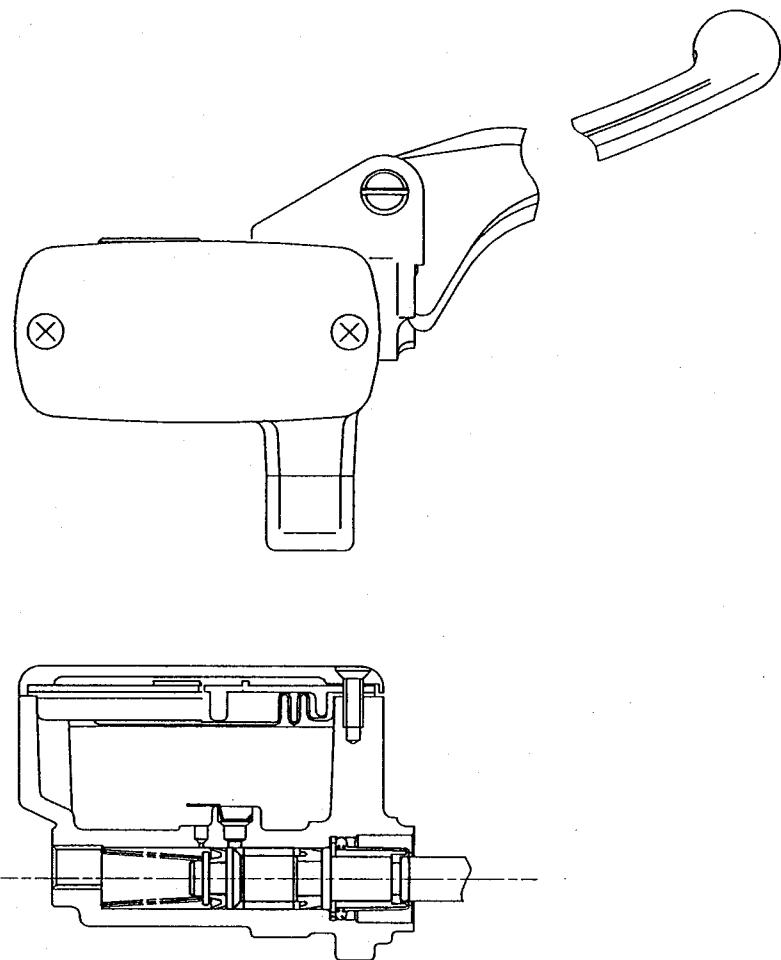


図 3.26 二輪車用マスターシリンダ

3.2 マスターシリンダの設計

3.2.1 マスターシリンダの基本機能

マスターシリンダには、3.1項で述べたように種々の構造、方式があるが、基本的には全て同じ機能を持っており、ブレーキ作用に必要な液圧の発生、保持、解除、2度踏み（ダブルペダル）等の作用が確実に行われなければならない。ここではコンベンショナル形マスターシリンダを取りあげ基本機能を説明する。

(1) 液圧の発生

ブレーキペダルを徐々に踏み込むと、プッシュロッドは押されてピストンが動き始める。カップの先端（リップ）がリリーフポートを塞ぐと、シリンダ内の液はホイールシリンダの方へ送り込まれる。ホイールシリンダが動いてライニングが完全にドラムに接触するまでピストンは動くが、液圧は、ほとんど上昇しない。ライニングがドラムに接触すると液圧は上昇し始める。踏力を増せば液圧はそれに比例して上昇する。チェックバルブは、マスターシリンダの液がホイールシリンダに流れ込んでいる間は開いており流れが止まると閉じる。（図3.27参照）

(2) 液圧保持

ブレーキペダルを一定の踏力で踏んでいる間は、液圧は一定に保たれているから、ブレーキはかかったままの状態にある。

(3) 液圧解除

ブレーキペダルの踏力を徐々に弛めると液圧は下り、ペダルを元に戻し始めるとホイールシリンダに送られた液はブレーキシューリターンスプリングの力でマスターシリンダに戻される。戻ってきた液は、チェックバルブを押し上げてシリンダ内に入る。ブレーキペダルを急速に戻すと、ホイールシリンダへ吐出された液が完全にマスターシリンダ内に戻るよりもピストンの戻る速度が早いため、シリンダ内圧力は負圧になるので、カップが撓んでリザーバ内の液がシリンダ側に流れ込む。ピストンが完全に元に戻ってカップがリリーフポートを開くと、ホイールシリンダ側に余分に送り込まれた液はリリーフポートからタンクに戻される。

（図3.28参照）

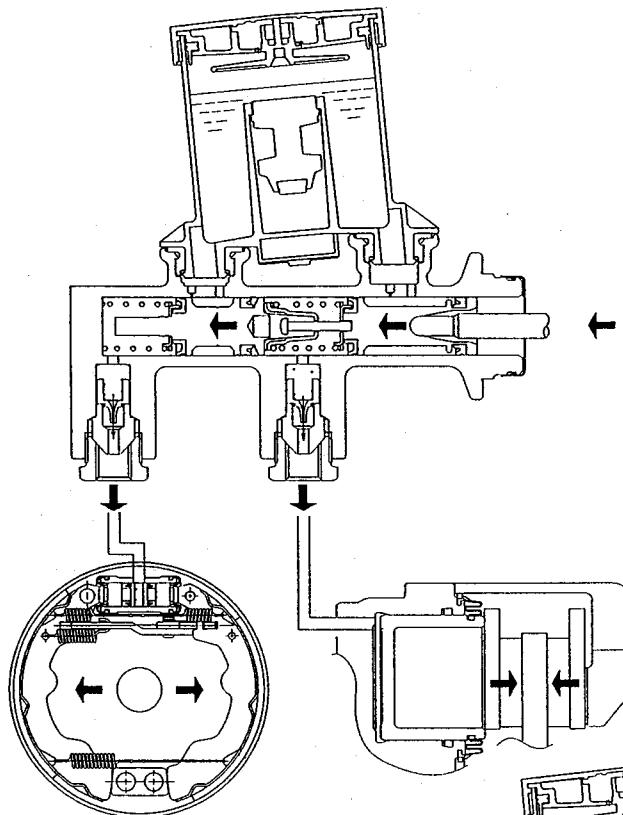


図 3.27 マスタシリンダのブレーキ作用

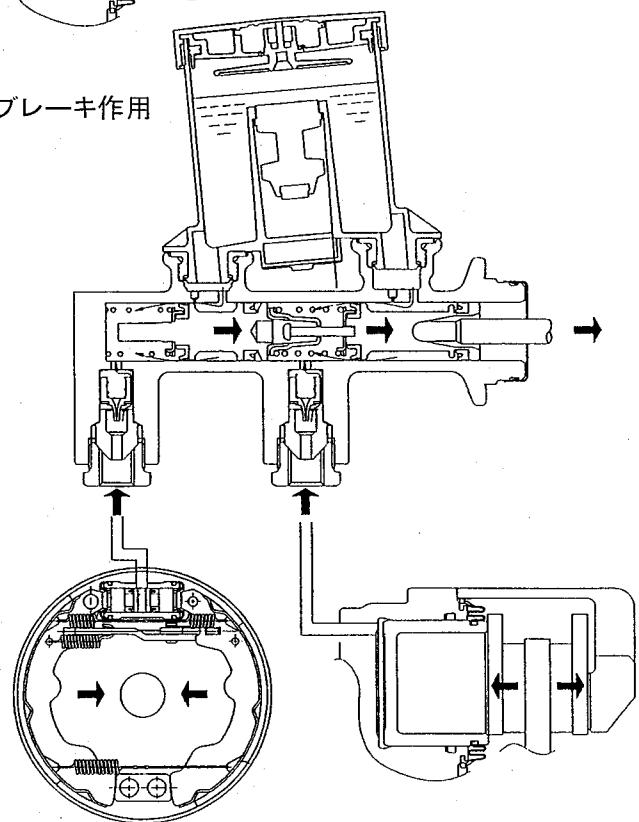


図 3.28 マスタシリンダ
の弛め作用

(4) 2度踏み（ダブルペダル）

ライニング隙間調整不備のためマスターシリンダの1回の作動でシューを完全に押し抜けることができないとき、続けてもう1度ペダルを踏む場合がある。この時は、液圧解除の項で述べたように、ペダルを急速に戻すから、ホイールシリンダから液が戻り切らないうちに、シリンダに液が補給され、再びマスターシリンダを押すと1回目より多くの液量がホイールシリンダに送り込まれることになり、シューを始めより更に押し抜けができる。

(5) 残留圧力

マスターシリンダの出口に設けたチェックバルブ（図3.27参照）により、配管系及びホイールシリンダにマスターシリンダの液圧解除後も微圧（30～150 kpa）を残留させる。この残留圧力には次に述べるような作用がある。

(a) ホイールシリンダカップからの液漏れ防止

カップは、SBR等の弾性材で作られており、シリンダ内径に対し直徑方向に初期締め代を持たせてある。圧縮変形、温度、摩耗等によって締め代がだんだん小さくなるのが普通である。このため、シリンダ内径に対しカップの緊迫力が小さくなり、液漏れしやすくなる。これを防ぐためブレーキ系内に残留圧力を与えて、カップを強制的に外へ張らせてある。

(b) 空気吸込み防止

マスターシリンダのピストンが、ブレーキ作用の位置から急に戻したときブレーキ系内の圧力は一時的に負圧になる場合がある。また、ホイールシリンダのピストンが車の走行中振動して、シリンダ内がやはり負圧になる場合がある。これらの場合、カップの張り代が十分ないとき外部から空気を吸込む。これを防止するため、残留圧力を与え、その到達真空度に対抗してカップを張らせる作用をさせる。

(c) ベーパロックの防止

ホイールシリンダ内のブレーキ液は、ブレーキ時の温度上昇により蒸発し、蒸気（ベーパ）となってホイールシリンダ内に溜る。これは、ブレーキ系内に空気が残ったのと同じことになりブレーキペダルのス

ストロークが伸び、ブレーキが効かなくなる場合がある。これを防止するため、ブレーキ液の雰囲気圧力を高くしてブレーキ液の沸点を高めし、蒸気化するのを防いでいる。

(d) ブレーキ液送り出し作用

ブレーキ系にブレーキ液を満たすため、マスターシリンダのリザーバーからブレーキ液を注入し、ペダルを使ってポンプアクションによりブレーキ液を送り出す場合、ホイールシリンダのブリーダを弛めて、配管内の空気を抜きながら、ブレーキ液を送りだすわけであるが、マスターシリンダを出たブレーキ液は、逆流していつまでたってもホイールシリンダ側に出てこない。一旦送り出されたブレーキ液が逆流せぬよう残圧弁をシリンダの吐出部に設け、これを防止している。

3.2.2 マスターシリンダの設計上の注意点

ブレーキシリンダの設計の場合、通常その車両に必要なブレーキ力からブレーキの形式、大きさが決定され、更に倍力装置の大きさとの関係からマスターシリンダのサイズ、ストローク又はストローク配分が決定される。

この他、マスターシリンダの取付け方法、雰囲気温度、最高使用圧力等により、外観形状、部品材質、形式等が決まる。ここでは、マスターシリンダを設計する上で、機能上注意すべき項目について説明する。

(1) 無効ストローク

無効ストロークとはピストンが一番後退した位置より、ピストンを静かに押し込み、プライマリカップが、リリーフポートを閉じるまでのストロークを言い、この測定方法はJ S D 2603（自動車用非鉱油系液压ブレーキマスターシリンダ）に規定されている。またこのストロークは3mm以下としている。このストロークは、ブレーキシステムから考えると小さい程良いが、無効ストロークを決める部品寸法許容差、ピストンカップの膨潤量、変形を考慮し、しかも確実にブレーキの弛め作用が行えるように、この値を決める必要がある。一般にこの値は、1.5mm前後が最適値である。

(2) 残留圧力

チェックバルブの設計の際は、残留圧力値の安定と十分なブレーキ液の通過量を考慮に入れる必要がある。残留圧力値は、車両の用途、使用条件、及びブレーキ液の性質により決定されるが、J I S D 2603 ブレーキ用マスターシリンダには次の3種類が基本として記載されている。

0 kpa 50 ± 30 kpa 90 ± 40 kpa

(0 kgf/cm²) (0.5 ± 0.3 kgf/cm²) (0.9 ± 0.4 kgf/cm²)

形状については、自動車規格 J A S O C 401 (液圧ブレーキシリンダの形状寸法) に代表的なチェックバルブの主要寸法が参考で示されている。また、残留圧力は主としてドラムブレーキ系に用いられているが、ディスクブレーキ系に残留圧力を加えることは、パッドの摩耗を早めるので一般には行われない。

最近はカーメーカのオフライン工場でのエア一抜き工程で真空充填方式の採用が一般的であり、真空引の際に残圧弁が空気排除の妨げになるため、残圧弁を除去する必要がある。

この場合、残圧弁の機能を補うため、カップの材質の改良やブレーキ液の高沸点化を図ったり、市場に出てからのエア一抜き作業性を向上させるためマスターシリンダの吐出口を Ø 1 ~ Ø 1.5 に絞る場合がある。

(3) 摺動抵抗

摺動抵抗は小さい程良い。しかしカップからブレーキ液が漏れないように、カップには直径方向の締め代を持たせてあり圧力がかかるない時(無圧時)でも若干の抵抗がある。また加圧時にはカップが圧力によりシリンダ壁に押し付けられるため、圧力に比例して摺動抵抗が大きくなる。

(a) 無圧時摺動抵抗

マスターシリンダ単品でピストンを静かに押し込んだ時動き初めに示す値を無圧時摺動抵抗という。この値はシリンダとカップ及びピストンバネとの間の摺動抵抗の合成値である。

J I S D 2603 -'88には、摺動抵抗の測定方法としてピストンの速さ 1 mm/s, でピストンの有効行程の 90 % にわたって荷重を測定するようになっている。摺動抵抗測定装置の一例を図 3.29 に示す。

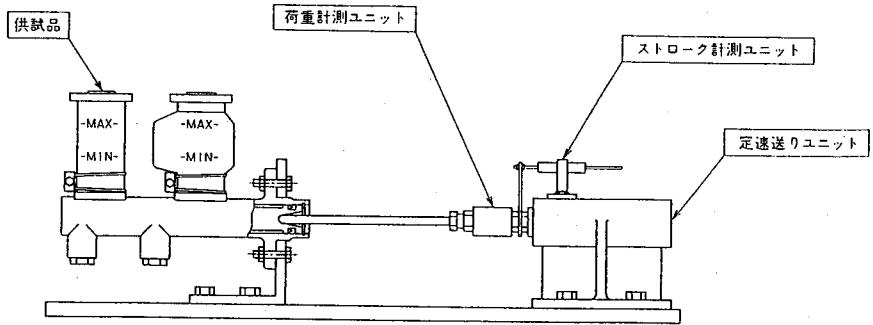


図 3.29 摺動抵抗測定装置の一例

(b) 加圧時の抵抗

マスターシリンダを加圧できるよう
にセットし、プッシュロッド荷重と
液圧との関係を測定すると、図3.30
のように、機械率 100% と仮定した
計算値に対し、実際の出力液圧は下
回る。この差が加圧時の抵抗で、圧
力が増加すると徐々に増加する。こ
の抵抗値は、シリンダ径の仕上げ程
度、カップの形状、マスターシリンダの
構造などによって変化する。

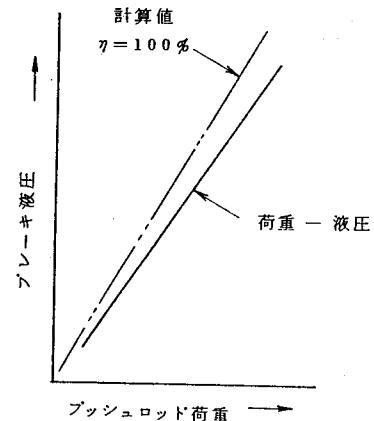


図 3.30 加圧時の抵抗

(4) 戻り早さ

シリンダボデー内及びリザーバにブレーキ液を満たし、ピストンを有効行程にわたって前進させたのち、液圧吐出口を閉じピストンを自由状態で戻したとき、完全に戻りきるまでの時間を戻り速さという。

戻り速さは、リターンスプリングの力、摺動抵抗、プライマリカップまわりの液通過抵抗等によって影響される。J I S D 2603 では、この時間を 1.5 秒以下と規定しており、あまり遅すぎると 2 度踏み効果とか空気抜き性が悪くなる。戻り速さの測定方法の一例を図 3.31 に示す。ピストンの戻り始めと、完全復帰を検知する二つのセンサの作動間隔を計測することにより、戻り時間を読む。

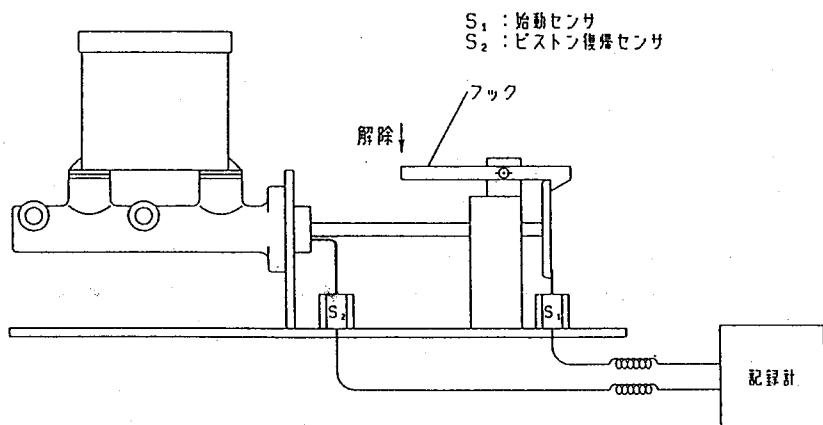


図 3.31 戻り速さ測定方法の一例

(5) 耐圧性

J I S D 2603 では、マスターシリンダの最高使用圧力を 10 MPa、15 MPa、20 MPa、25 MPa の 4 つの圧力段階を設けており、耐圧性は、この最高使用圧力に対し、130% の液圧を発生させ 5 秒間保持したとき、各部に液漏れ、その他の異状がないことを要求している。

このために次の部品の強度に特に注意をはらう必要がある。

- ・ シリンダの肉厚、取付け部強度
- ・ ピストン
- ・ プッシュロッド
- ・ 液圧吐出部の部品及び締付けトルク

(6) 作動耐久性

マスターシリンダの作動耐久性は、J I S D 2603 に試験方法及び性能が詳しく規定されている。この試験は、車両において実際に使用される場合のマスターシリンダのピストン行程と液圧の関係を台上で近似させ、しかも温度を 70 ~ 120 °C に上昇させた高温槽の中で耐久試験を行う。

実車でのピストン行程 - 液圧の関係と J I S で規定している線図の比較を図 3.32 に示す。

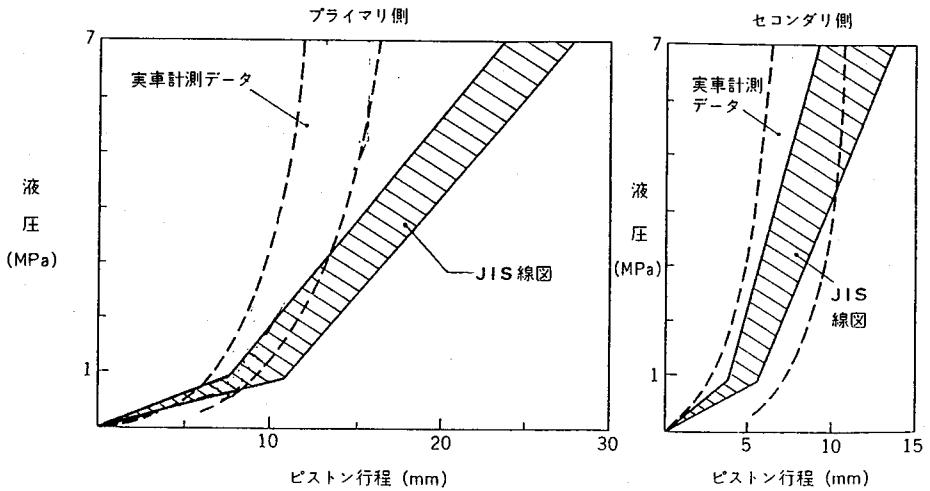


図 3.32 実車—JIS 比較線図

耐久試験でプライマリカップが損傷を受けるケースの多くは、プライマリカップがリリーフポートを通過する時に傷付くケースとピストンとシリンダのクリアランスでカップのベースがいわゆる“かじられる”ケースがある。前者についてはプライマリカップが低圧でリリーフポートを通過する必要があり、JIS D 2603にもプライマリカップが1 MPa以下でリリーフポートを通過するよう規定している。後者の場合は適正なクリアランスにすると同時にカップの硬度の高い物を使用すると効果がある。

(7) 真空保持力

マスターシリンダを急激に戻した時、マスターシリンダ内に真空が発生する。この時外部から空気を吸い込まぬようセコンダリカップには真空を保持する機能が要求される。

この要求値はカーメーカの組立ラインでの真空充填方式の採用と共に、数トール (Torr) の値が求められる場合もある。図 3.33 に真空保持力測定装置の一例を示す。($1 \text{ Torr} = 0.13 \text{ kPa}$)

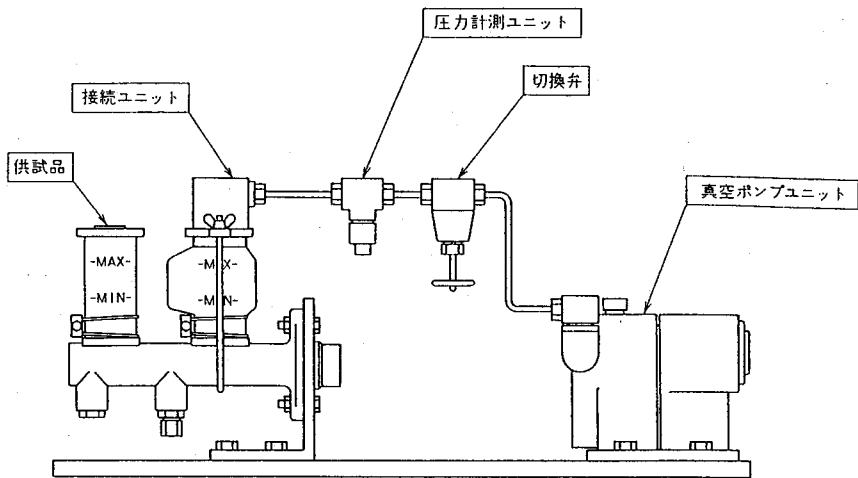


図 3.33 真空保持力測定装置の一例

(8) 真空充填

カーメーカでの組立ラインでブレーキラインにブレーキ液を充填する方式に、マスターシリンダのリザーバタンクからブレーキ液を圧送する方法とブレーキラインを真空にした後ブレーキ液を加圧充填する方式がある。生産性及びブレーキラインの気密チェックが容易なことから後者が一般的になりつつある。図 3.34 に作業シーケンスの一例を示す。

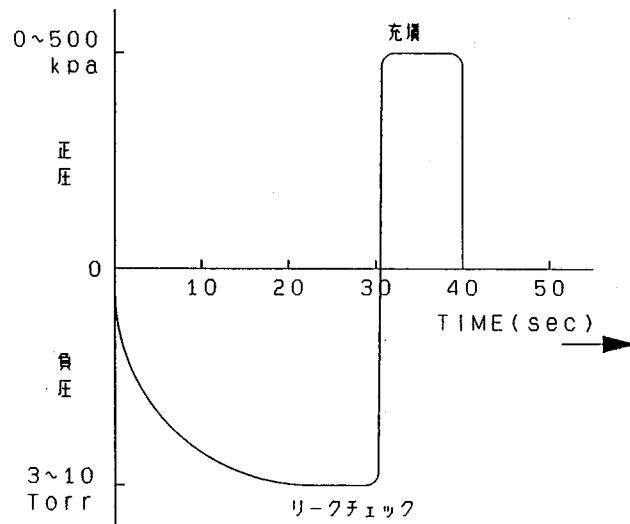


図 3.34 真空充填シーケンス

真空充填を行うためにマスタシリンダに次の事項が要求される。

- (1) シリンダ口元シール、リザーバタンク結合部が十分な真空保持能力があること。
- (2) 十分なエアの排出通路を確保しておくこと。
- (3) 真空引きの過程でピストンの移動の起きぬようリターンスプリングの設定荷重を決めておく必要がある。

3.2.3 マスタシリンダの材料、加工及び処理

マスタシリンダの各部品について一般的に使用される材料が、JIS D 2603 に示してあるので、参考のために図 3.35 に示す。

次に主要部品についての材料及び加工方法について説明する。

(1) シリンダボデー

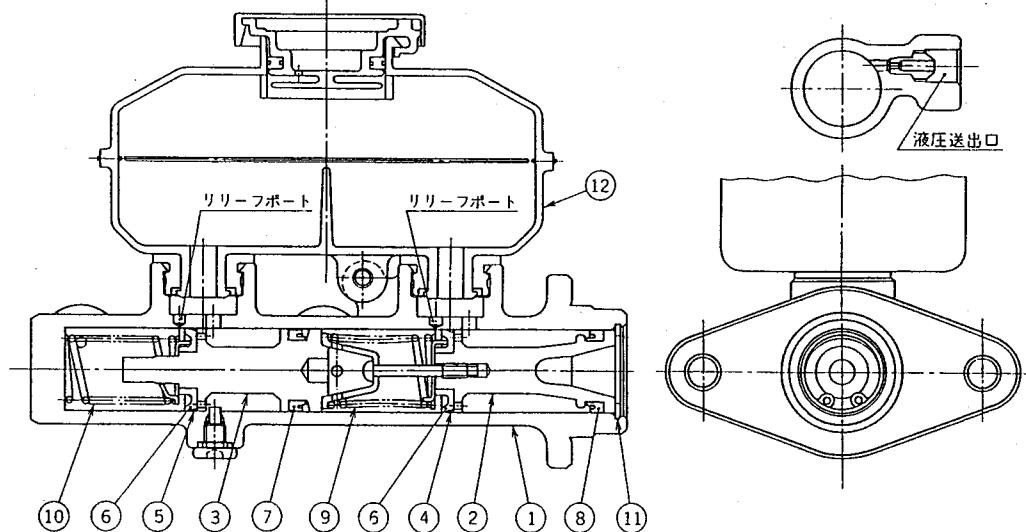
(a) 材 料

従来は、日本及び欧米とも鋳鉄が一番広く使われており、日本では、JIS G 5501 に規定する FC 20 相当を使用している。一方アルミ鋳物製のシリンダボデーも、日本では 1960 年代から実用されており、材料は、JIS H 5202 の AC 2A 又は、AC 2B が使用される。そしてこれらの材料は強度及び硬度を向上させるため一般に T 6 熱処理が行われている。最近車両の軽量化を図るため、シリンダのアルミ化が日本、アメリカで広く行われる傾向が出てきている。

更に、コストダウンを目的としてシリンダボデーにスチールパイプやアルミダイカストを使用したものや、クラッチマスタシリンダにプラスティックを使用した例がある。

図 3.36 にスチールパイプを使用したマスタシリンダの例を示す。

図 3.37 にプラスティックシリンダをクラッチマスタシリンダに用いた例を示す。



備考 図に示す構造は、一例を示す。

番号	主要部品の名称	材 料
1	シリングボディ	JIS G 5501 (ねずみ鉄) に規定する FC 20 又は JIS H 5202 (アルミニウム合金) に規定する AC 2A 若しくは AC 2B。
2	プライマリピストン	JIS H 5202 に規定する AC 2A 若しくは AC 2B, JIS G 4051 (機械構造用炭素鋼材) の規定によるもの、又は JIS H 4040 (アルミニウム及びアルミニウム合金の棒及び線) の規定によるもの。
3	セコンダリピストン	
4, 5	カッププロテクタ	JIS G 4401 (炭素工具鋼材) に規定する SK5, JIS H 3110 (りん青銅及び洋白の板及び条) に規定する C5101P 又は JIS H 3100 (銅及び銅合金の板及び条) の規定によるもの。
6	プライマリリング形カップ	
7	プレッシャーリング形カップ	JIS D 2605 に規定する1種、2種又は3種。
8	セコンダリリング形カップ	
9	プライマリリターンスプリング	
10	セコンダリリターンスプリング	JIS G 3521 (硬鋼線) 又は JIS G 3522 (ビアノ線) の規定によるもの。
11	スナップリング	JIS G 3521 若しくは JIS G 3522 の規定によるもの、又は JIS G 4401 に規定する SK5。
12	リザーバ	金属又は合成樹脂

図 3.35 マスターシリンダの主な材料 (JIS D 2603 より)

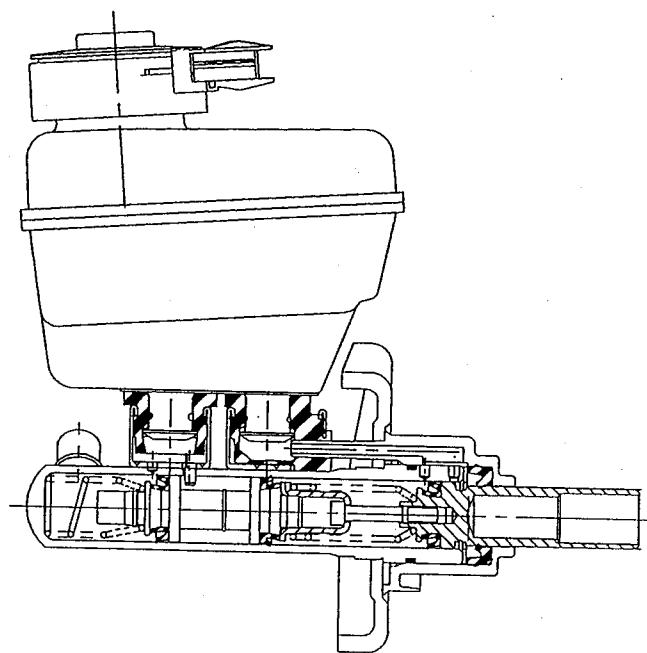


図 3.36 スチールパイプ製マスタシリンダ

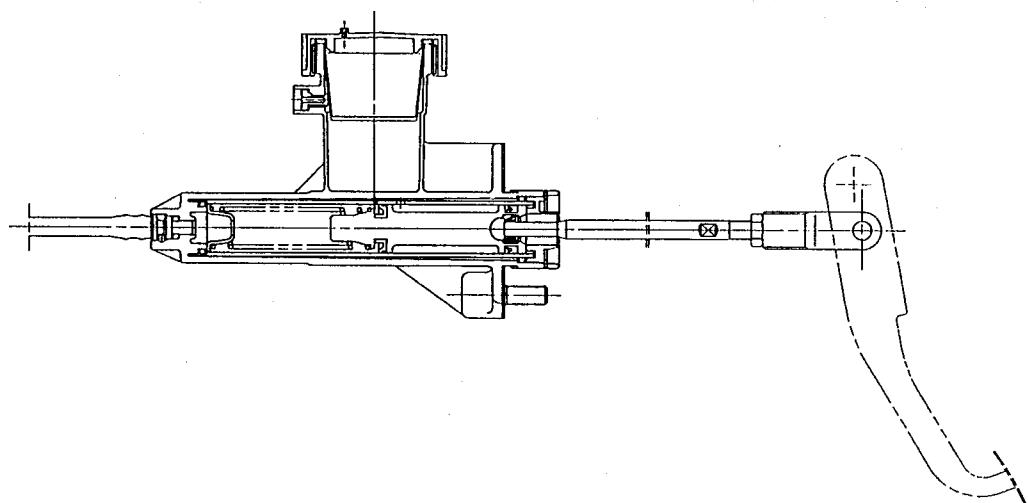


図 3.37 プラスティック製クラッチマスタシリンダ

(b) 加工

シリンドの加工方法は、その材質、形状、生産数量等を考慮し、シリンドメーカー各社の独自の考え方で、加工ラインを設備しており、特にこれが標準といった方法はない。シリンドの加工では、特にシリンドボーダー内径部の仕上げが重要であり、JIS D 2603では、内径寸法許容差は、JIS B 0301（寸法公差及びはめあい）に規定するH9（ただし基準寸法25.4mm以下の内径は、H9の上の寸法許容差に0.02mmを加えたもの）内径あらさは、JIS B 0106（表面粗さ）に規定する $2\mu R_{max}$ に仕上げるように規定されている。内径加工の一例を図3.38に示す。

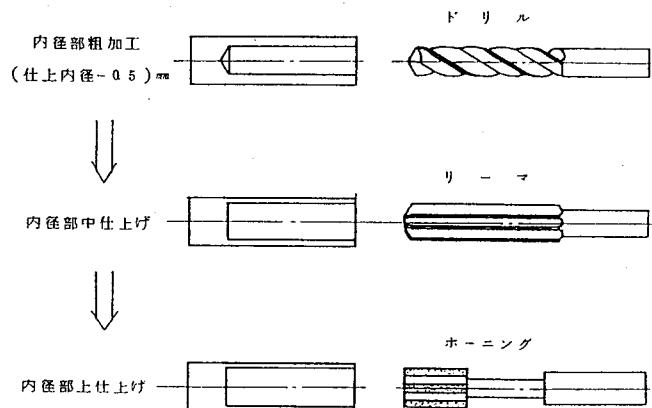


図3.38 シリンド内径加工の一例

(c) 処理

最近マスタシリンドの耐久性向上の一環としてアルミシリンド内面へのアルマイト処理が広く行われている。アルマイト処理とはアルミニウムを種々の電解液中で陽極にして電解酸化するもので、図3.39に示すように、アルミシリンドを陽極にして電解すると、陽極で発生した酸素がアルミニウムと結びついて、非結晶質の皮膜(Al_2O_3)を表面に生成する。電解液は、 Al_2O_3 をアタックし、小さな電通孔が生じ、これを通して電流が流れ酸化反応が進んでいく。従って、得られる被膜は多孔質となり封孔処理を必要とする。この被膜は、耐蝕性

及び耐摩耗性に優れ、電気絶縁力の高いものである。一般にシリンド内面には $3 \sim 10 \mu$ 程度の膜厚を付けるが膜厚が厚くなる程内面粗度が粗くなる傾向にある。

代表的なアルマイト処理行程を下記に示す。

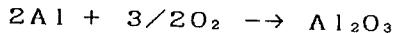
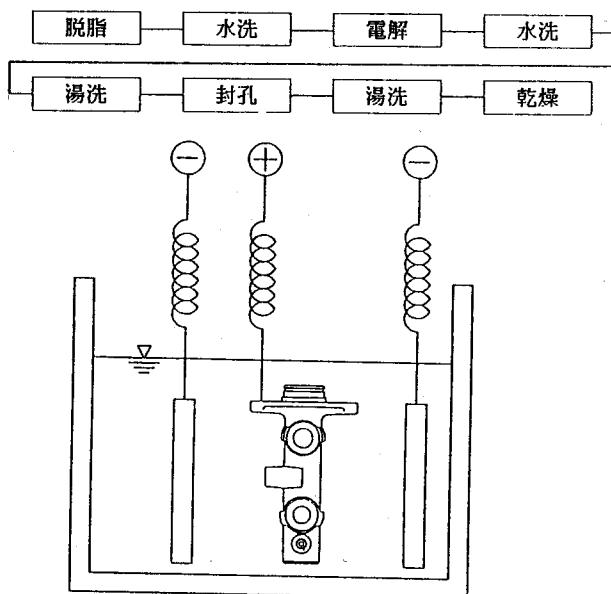


図 3.29 アルマイト処理

(2) ピストン

(a) 材 料

ピストンはシリンド内面を力を受けながら往復運動するので、強度及び摩耗に対し良好な材質を決定する必要がある。一般には次の材料が使用されている。

鋳鉄シリンドに対するピストン材料

- ・ JIS H 4040 の規定によるアルミ合金棒
- ・ JIS H 5202 の規定によるアルミ合金鋳物

アルミシリンドに対するピストン材料

- ・ JIS G 4051 の規定による鋼材又は相当品
- ・ JIS H 4040 の規定によるアルミ合金棒

(b) 加工

ピストンの加工方法としては一部鋳造方式があるが、ほとんどの場合は、切削により加工される。加工機械としては、単軸自動旋盤、又は多軸自動旋盤が使用される。

ピストンすべり面の外径公差は、JIS B 0401に規定されているIT8に仕上げる。

(3) リザーバ

(a) 材料

従来は、リザーバをシリンダボディーと一体に形成していた場合があったが、現在はほとんど合成樹脂になっており、軽量化とブレーキ液面が外部から確認できるといった利点がある。

一般には、次の材料が使用される。

- ・ポリアミド樹脂（例 6ナイロン）
- ・ポリプロピレン樹脂
- ・ポリエチレン樹脂

これらはいずれも耐ブレーキ液性、耐候性、強度等に優れた材料でなければならない。

(b) 加工

リザーバに使用される樹脂は、性質上熱可塑性で、成形加工の方法は、樹脂を加熱し可塑状態にした上で、リザーバの金型に注入し、適当温度まで冷却した後、金型よりリザーバを取り出す。

成形方法は、樹脂の種類により2種類に大別できる。

- ・インジェクション方法 ポリアミド、
ポリプロピレン
- ・ブロー方式 ポリエチレン

また、タンデムマスタシリンダに使用するリザーバには2系統に分割する仕切壁等があり、形状が複雑なため上型、下型を別々に成形し成形後副射熱あるいは摩擦熱等で接着面を溶かし圧着する方式がとられている。熱溶着の一例を図3.40に示す。

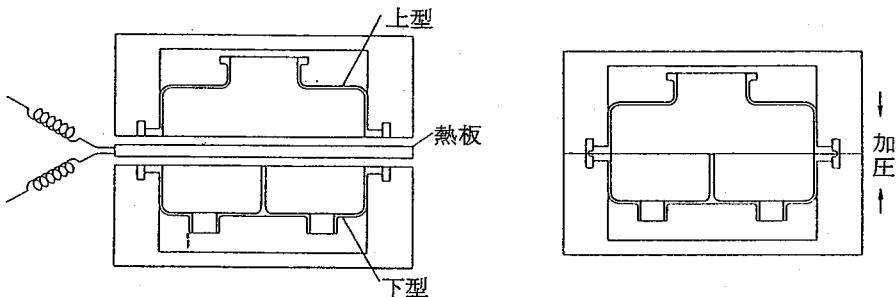


図 3.40 热溶着の一例

(c) 容量

タンデムマスタシリンダのリザーバタンクの容量は、ディスクブレーキのパッドの摩耗あるいはライニングの摩耗を補償するに十分な液量を有していなければならない。

F M V S S 105a (アメリカ連邦自動車安全基準) にはホイールシリンダ又はキャリパピストンが初期設定位置からライニングが全摩耗するまで動くに必要な液量を最低液量と規定している。

$$\text{正規最大量} \geq 4 S_F \times (T_F - t) + 4 S_R \times (T_R - t)$$

ここで、 S_F : フロントホイールシリンダ面積 (cm^2)

S_R : リヤホイールシリンダ面積 (cm^2)

T_F : フロントパッド又はライニング厚さ (cm)

T_R : リヤパッド又はライニング厚さ (cm)

t : パッド又はライニング残り厚さ (cm)

レベルウォーニングスイッチ点灯時の残留液量について、F M V S S ではメーカー推薦安全レベル、或いは上記容量の $1/4$ 以上と規定している。日本の道路運送車両の保安基準では、レベルウォーニングスイッチ点灯時の各系統のリザーバの残留量と各系統のリザーバの正規最大量の比が 25% 以上、と規定している。実際の設計にあたっては、レベルウォーニングスイッチの点灯時のバラツキや、リザーバ自体の容積のバラツキを考慮しなければならない。保安基準による正規最大量及び残留量の規定を、図 3.41 に示す。

$$(B_1 / A_1) \times 100 \geq 25\%$$

正規最大量 $A_1 = V_T - V_2$

ここで V_T ; リザーバ全容量

V_2 ; 図示されている容量

残留量 $B_1 = A_1 - C_1$

ここで C_1 ; 警報装置が作動
した時の流出量

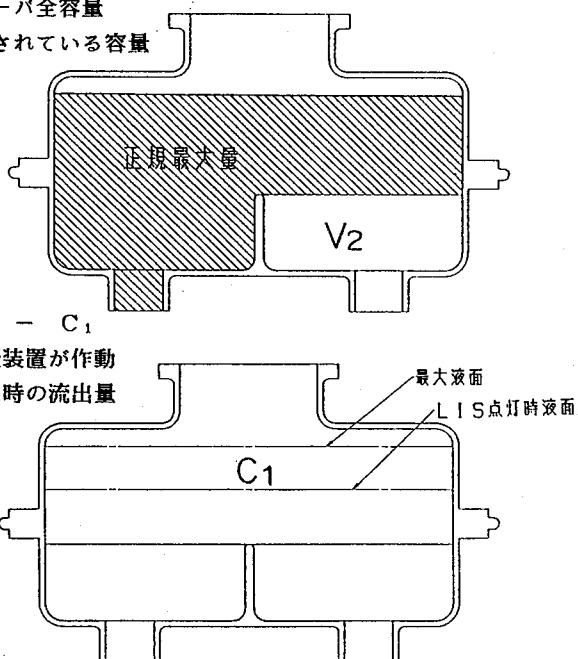


図 3.41 保安基準による正規最大量及び残留量の一例

(d) モイスチャーシール

リザーバの口元に使用するリザーバキャップは、パッド摩耗やブレーキ液の温度変化によって発生するリザーバタンク内の圧力を逃がすため小孔が開けられているが、ブレーキ液の吸湿量低減を目的として大気とブレーキ液を常に遮断したモイスチャーシールタイプが使われている例もある（図 3.14）。この場合リザーバ内の圧力変動は、ダイヤフラムによって吸収される。ダイヤフラムガスケットについては J I S D 2610 で要求性能が規定されているができるだけ低い真空圧で追従すること、空気透過性の小さいゴム材質を選択することが重要である。

3.2.4 マスタシリンダの組立

組立方法の詳細は後述（6章取扱い注意事項）するので、ここでは

組立に際し特に注意する点について述べる。

- (a) シリンダボデー内に、ごみ、切りくず、砂等の異物の混入がないこと、特にリリーフポート ($\varnothing 0.5 \sim \varnothing 0.8$ の小孔) が異物で塞がれていないこと。
- (b) シリンダボデーの摺動面に有害な傷、ピンホール、鋳巣、鋳等がないこと。
- (c) シリンダボデーの内径部に通じる継手穴、ブリーダ穴等にバリの付着がないこと。
- (d) ピストンの外径摺動部及びカップの挿入溝部に打痕や損傷がなく、また異物の付着がないこと。
- (e) 部品の組付けに当っては、必ず指定されたグリース又は組付液を用い、鉱物油系の組付油やグリースを用いてはならない。

第4章 ホイールシリンダ

4.1 ホイールシリンダの構造及び種類

4.1.1 ホイールシリンダの基本構造及び構成部品

4.1.2 ホイールシリンダの種類

4.2 ホイールシリンダの設計

4.2.1 ホイールシリンダの基本性能

4.2.2 ホイールシリンダの設計上の注意点

4.2.3 ホイールシリンダの材料及び加工

第4章 ホイールシリンダ

ホイールシリンダは、ドラムブレーキ構成部品の中で液圧を押圧力に変換する重要な役割をなすものである。ブレーキ性能の向上と共にドラムブレーキの形式にも種々の構造のものが使われている。

本章では、ホイールシリンダの種類及び構造、そして設計への配慮点について述べる。

4.1 ホイールシリンダの構造及び種類

4.1.1 ホイールシリンダの基本構造及び構成部品

ホイールシリンダは、ドラムブレーキのパックプレートに組み付けられており、マスターシリンダで発生した液圧を受けて、ブレーキシューを押し広げ、ブレーキドラムにシューを押し付ける役目をする。（図4.1参照）

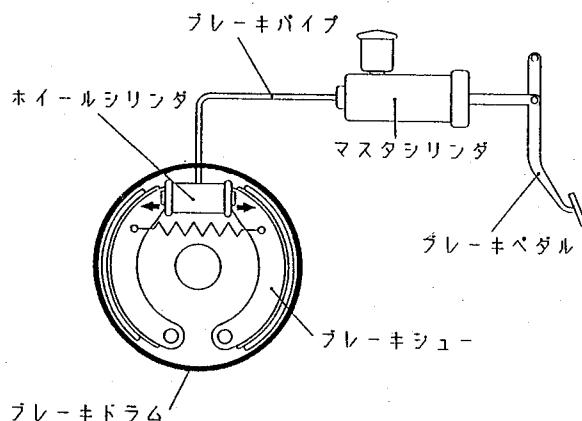


図4.1 ドラムブレーキシステム

ホイールシリンダの基本構造は、図4.2及び図4.3に示すように、パックプレートへの取付けボルト、エア抜き用のブリーダの取付け部、耐水、防塵用ブーツを組み付けるブーツ溝などを設けたシリンダボディーと、ボディーに挿入されて液圧を押圧力に変換するためのゴムシール材であるカップを組み込んだピストン、及びピストン間へセットされるスプリング

グより構成されている。

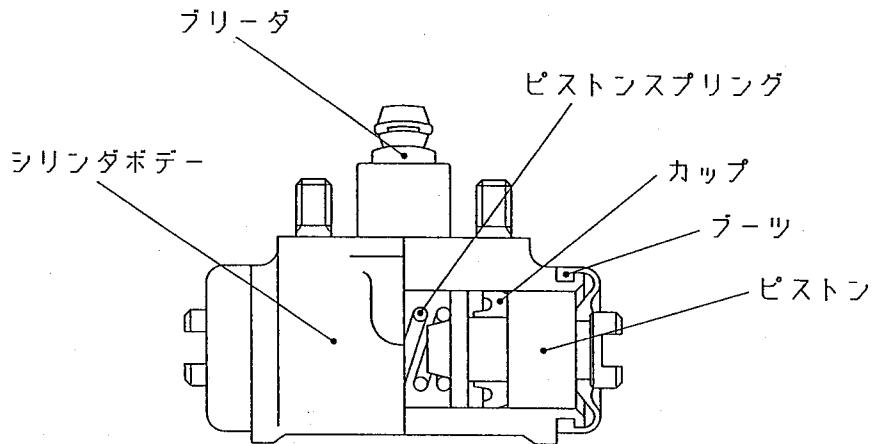


図 4.2 ホイールシリンダの基本構造

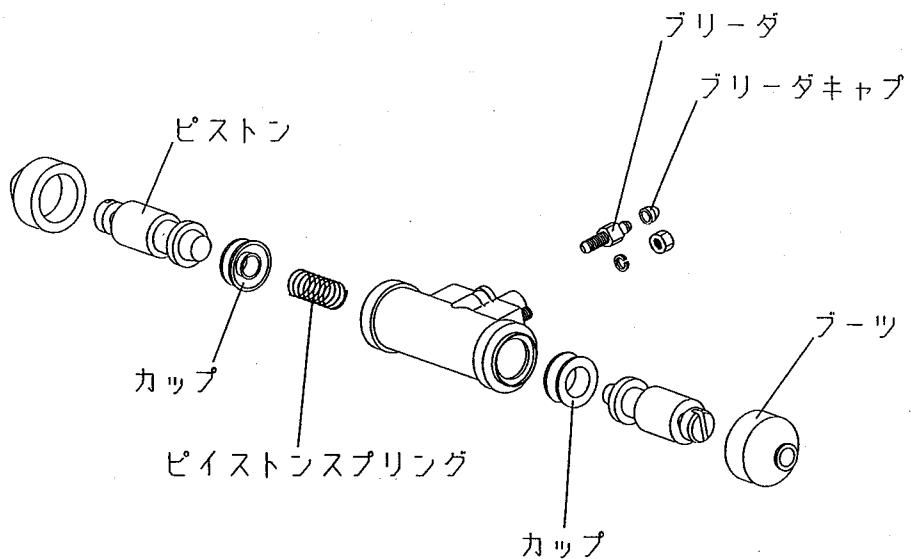


図 4.3 ホイールシリンダの構成部品

4.1.2 ホイールシリンダの種類

ホイールシリンダは、ドラムブレーキの形式及び機能により種々の構造のものがあり、概略以下のような分類に大別される。また、図4.4、図4.5には、代表例について示す。

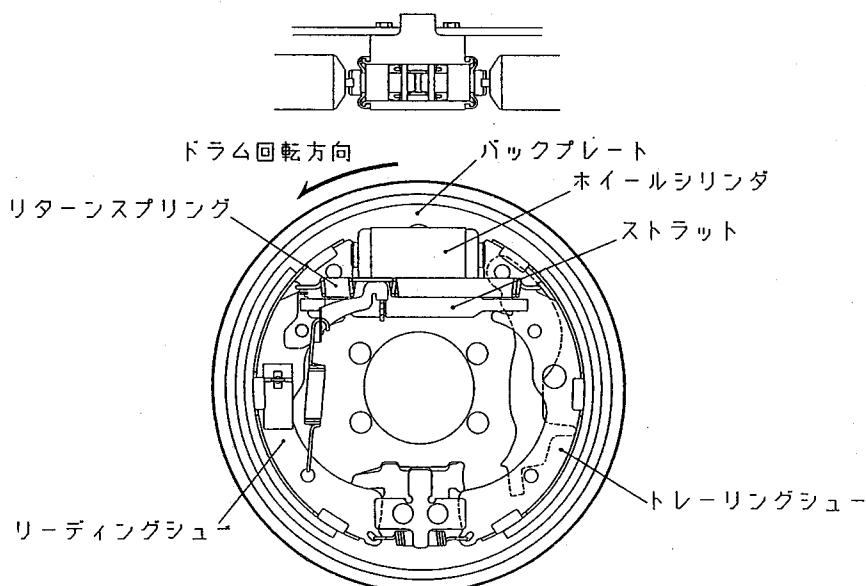
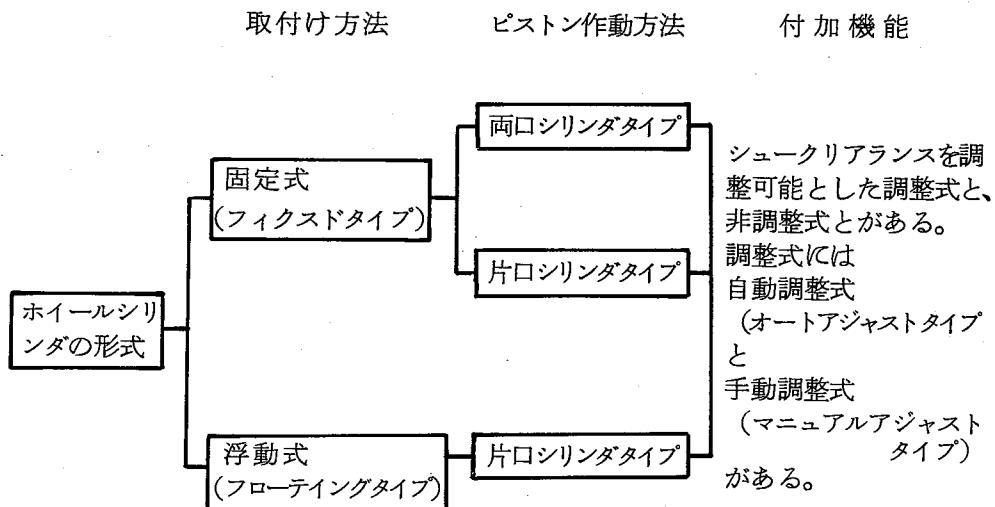


図4.4 固定式(フィクスドタイプ)

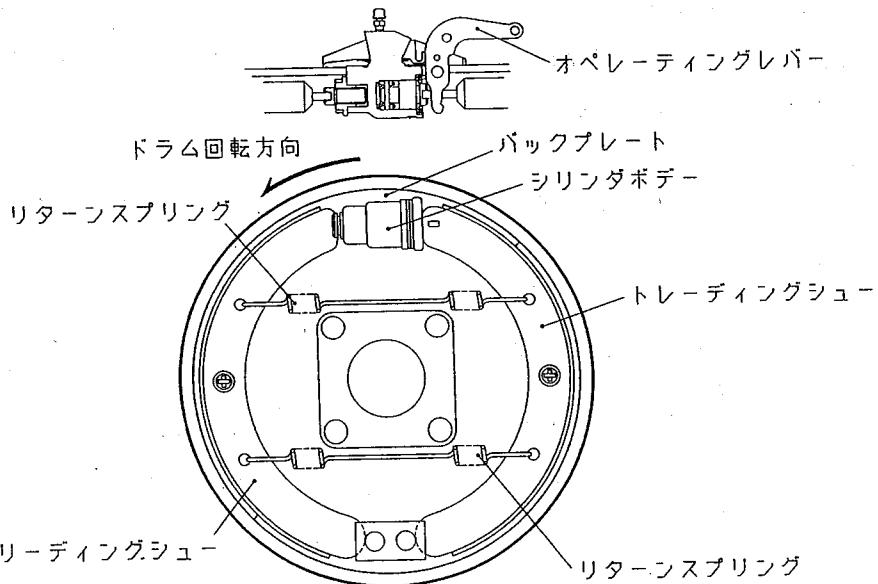


図 4.5 浮動式(フローティングタイプ)

(1) 固定式(フィクストドタイプ)ホイールシリンダ

ホイールシリンダボディをバックプレートへ取り付け固定するタイプで、現在のドラムブレーキの大半がこのタイプを使用している。(図 4.4 参照)

(a) 両口シリンダタイプ

シリンダの両端にブレーキシャーを拡張するためのピストンが設けられている。

図 4.6 は、ピストンがシリンダ内を自由に移動できるタイプである。LT(リーディング・トレーリング)ブレーキに使われ、ホイールシリンダ以外の構成部品で種々の方法によりアジャスト機構が設けられるので、自由度があり、一般的で広く使用されている。

図 4.7 は、ピストンに設けたフランジ部がシリンダボディ端面に当接することによりブレーキシャーの反力を受けるタイプである。

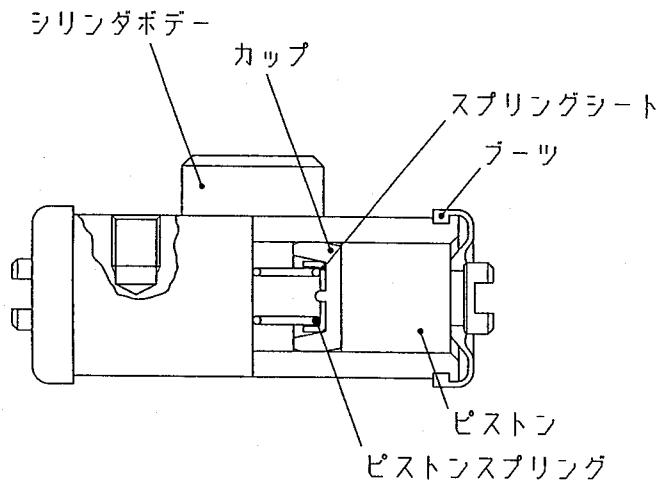


図 4.6 ホイールシリンド用(LT用)

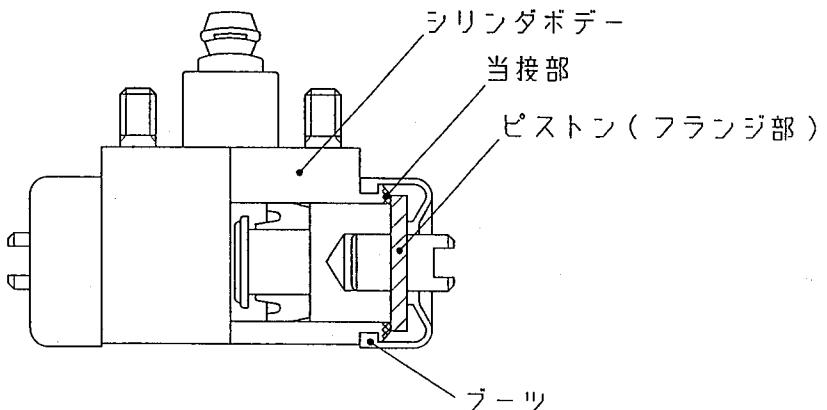


図 4.7 ホイールシリンド(DS用)

なお、上記(図4.6)のような、ピストン戻り方向がフリーなタイプでは、ドラムブレーキのブレーキシュー間へパークリングストラットと呼ばれる棒状部材を設けて、シューの反力を受けている。よって、このタイプは、パーキング機構及びアジャスト機構のために使われるストラットを用いないブレーキには有効である。

DS(デュオサーボ)ブレーキ、LTブレーキに使用される。

図4.8は、前記（図4.7）のタイプと同様に、ピストン戻り方向を規制したものであるが、更に、一方のピストンにシュークリアランスの手動調整装置（マニュアルアジャスタ）を設けたタイプである。

調整方法は、バックプレート又はブレーキドラムに設けられた孔より、ドライバ等の治具によりアジャスタギアを回転させ、アジャスタスクリューをシュー方向へネジを利用して送り出すことにより行う。主に、D2L（デュアルツーリーディング）ブレーキに使用される。

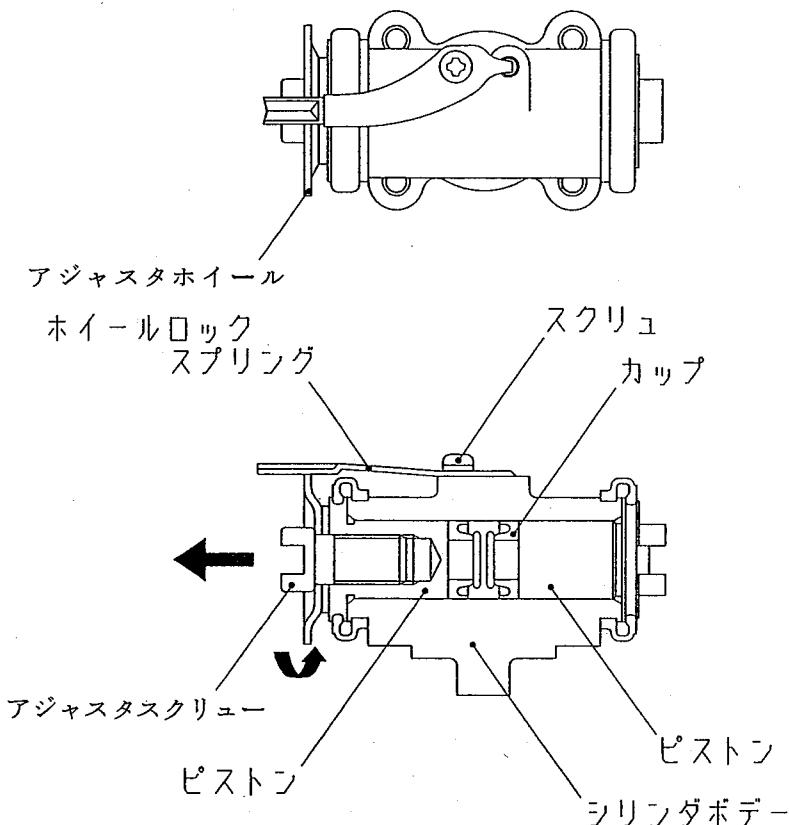


図4.8 ホイールシリンダ用(D2L用)

図4.9は、上記（図4.8）のタイプと同様に、アジャスト機能を設けたものであるが、ピストン作動時の移動量を利用した自動調整装置（オートアジャスタ）が付けられたタイプである。

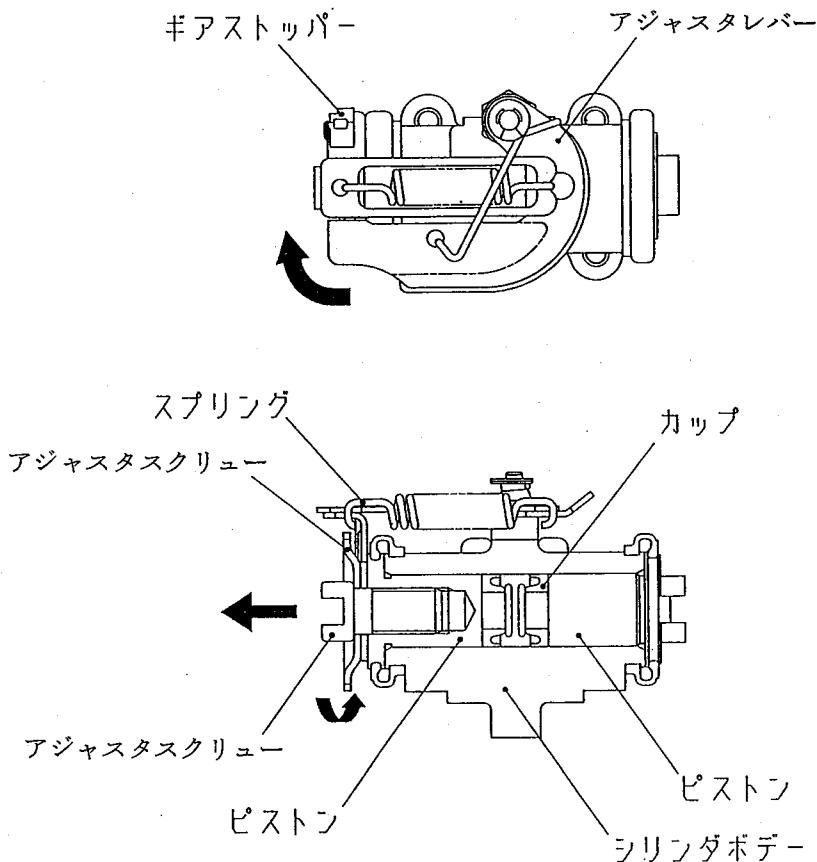


図 4.9 ホイールシリンダ（オートアジャスタ付）

図 4.10 に示すように、通常、シューキリアランスが適正なときは、アジャスターレバーの爪がアジャスタホイールギアの一歯部分（1と2の間）を往復作動しておりアジャスタホイールが回転されないため、シューキリアランスの調整はされない。

しかし、シューキリアランスが過大になると、ピストンの動きが大きくなり、それに伴いアジャスターレバーの爪がアジャスタギアの一歯分以上（1と2の間隔以上）に作動し、アジャスタホイールを回転させるため、アジャスタスクリューをシューアクションヘネジを利用して送り出させる。

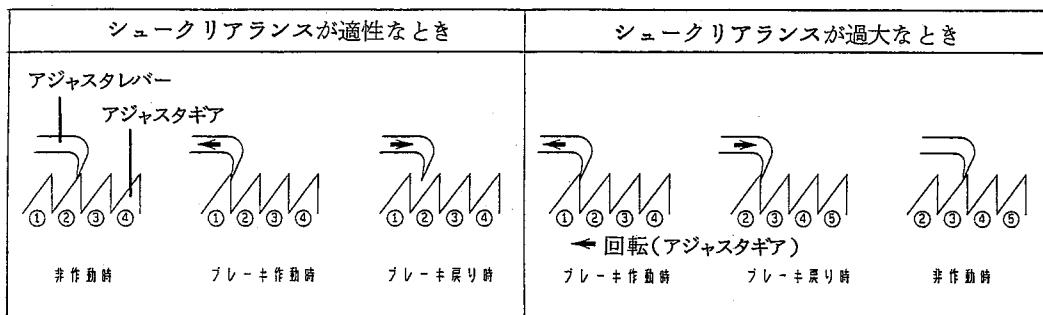


図 4.10 オートアジャスタの作動

更に、ピストン戻り時には、アジャスタレバーの爪がアジャスタギアの2の歯をスムーズに乗り越えて3の歯の左側（アジャスタレバーの定位置）へ戻るため調整は完了する。

このタイプは、D 2 Lブレーキに使用される。

図4.11は、前記（図4.6）のタイプと同様に、ピストンがシリンド内を自由に移動できるものであるが、ピストンの推力をプッシュロッドを介してブレーキシューに伝えるタイプである。

ピストンとプッシュロッドの当接部が球面状にしてあるので、ブレーキシューの動きに追従し易く、比較的シューの動きが大きなD S（デュオサーボ）ブレーキに使用される。

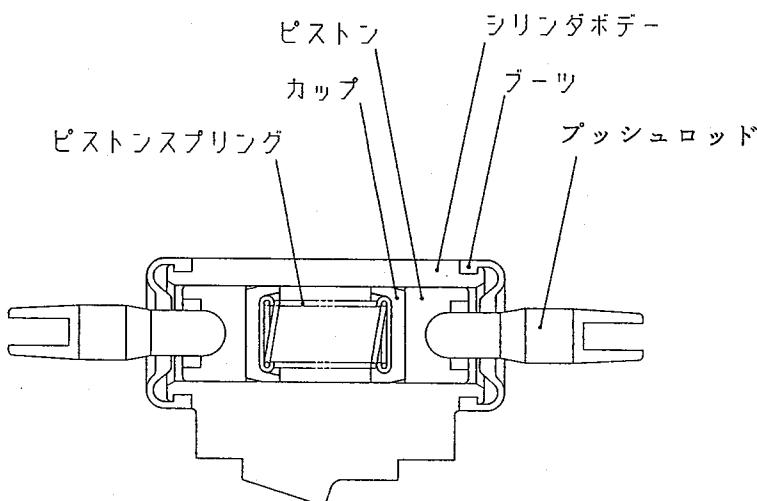


図 4.11 ホイールシリンド (D S 用)

図4.12は、両口シリンドにバルブ機構を内蔵したタイプである。

シリンドへの入力液圧が、ある設定液圧（ピストン内のバルブスプリング力）を超えると、ピストン出力は入力液圧に対して一定の比率で減圧された出力となり、早期後輪ロックを防ぐ役目をする。通常、ホイールシリンドとバルブとは別々に取り付けられているが、本タイプのようにシリンド内へバルブ機構を組み込むことにより、重量、配管スペース等に対して有効な方式となる。

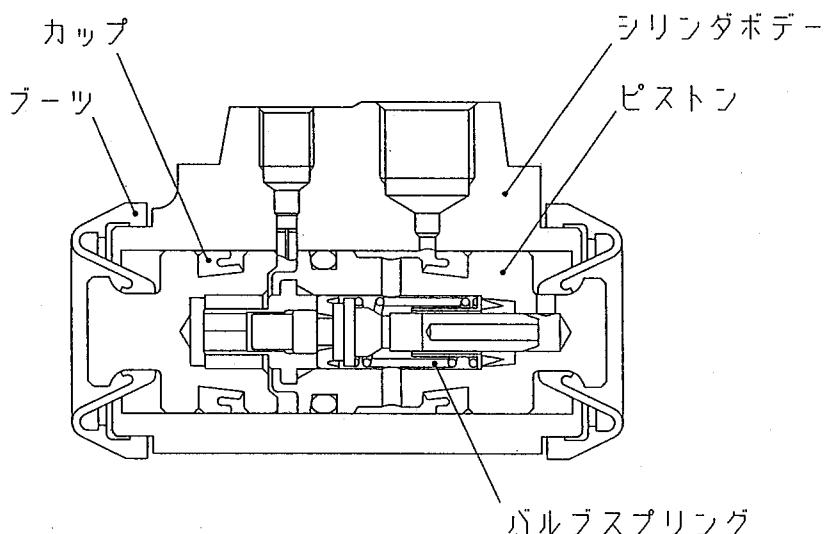


図4.12 PV付ホイールシリンド

(b) 片口シリンドタイプ

シリンドの片側だけにブレーキシューを拡張するためのピストンが設けられている。ドラムブレーキの形式上、2L（ツーリーディング）ブレーキ、2T（ツートレーリング）ブレーキ及びUS（ユニサーボ）ブレーキに使われている。

図4.13は、ピストンと反対側のシリンドにアンカ部を設けたタイプである。これに対して、バックプレートへアンカ部を設けたタイプもある。前者のタイプは、比較的シュー反力の小さなブレーキに使われ、後者はシュー反力の大きなブレーキに使用される。

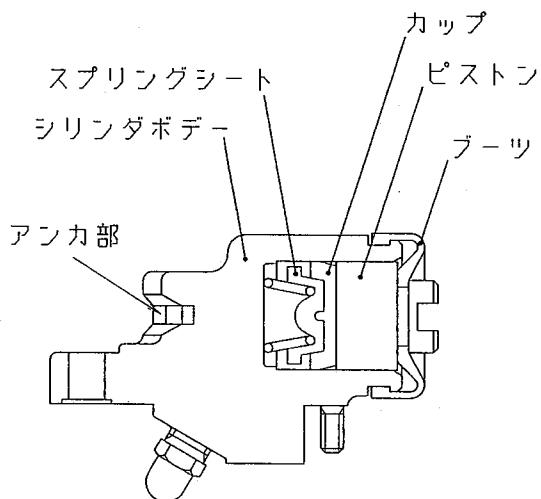


図 4.13 ホイールシリンダ(2L用)

図 4.14 は、上記(図 4.13)のタイプのアンカ部に、手動調整装置を設けたものである。

調整方法は、前記(図 4.8)での説明と基本的に同様に、シュークリアランスが過大となったことを確認したのち、手動にてアジャスタスクリューを取り出し、適正なシュークリアランスにするタイプである。

なお、マニュアルアジャスタをアンカ部ではなく、ピストン部に設けたタイプもある。

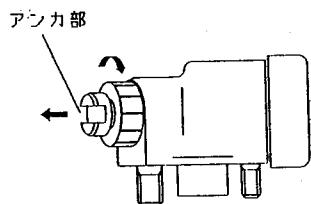
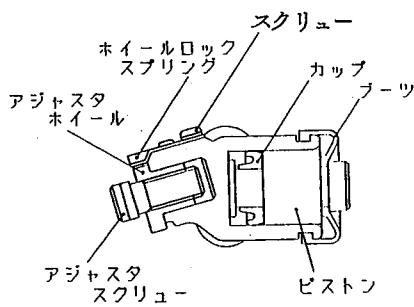


図 4.14 ホイールシリンダ(マニュアルアジャスタ付)

図 4.15 は、前記（図 4.14）のタイプに対して、自動調整装置にしたものである。

調整機構は、前記（図 4.9）の説明と基本的に同様であり、ブレーキ作動時のピストンの移動量がある設定量を超えた時に、自動的にアジャスタスクリューを送り出し、適正なシュークリアランスにするタイプである。

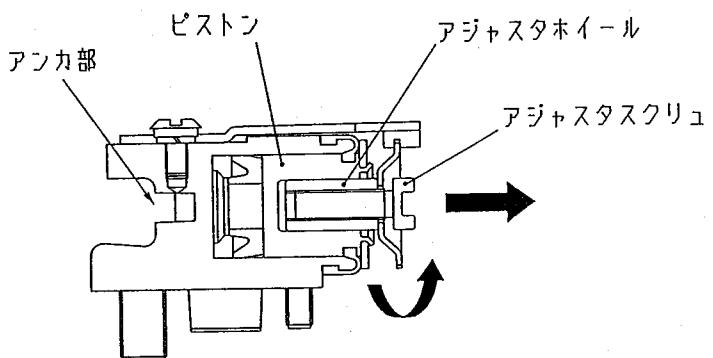
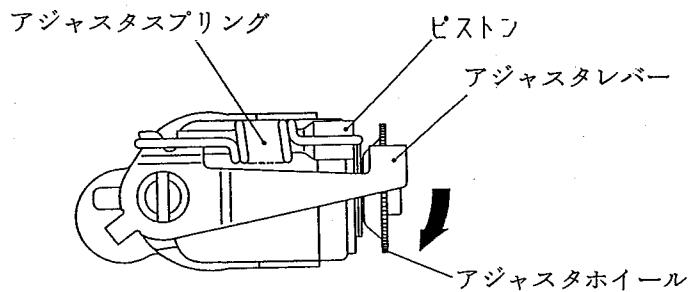


図 4.15 ホイールシリンダ（外装式オートアジャスタ付）

図 4.16 は、上記（図 4.15）のタイプと同様に、オートアジャスタをつけたものであり、アジャスト機構をシリンダへ内蔵したタイプである。

図 4.16 及び図 4.17 に示すように、ピストンにはアジャスタホイールがスプリングリテーナを介して取り付けてあり、このアジャスタホイールには多条ねじ（ガタ分のあるねじ）嵌合でアジャスタスクリューを取り付けてある。

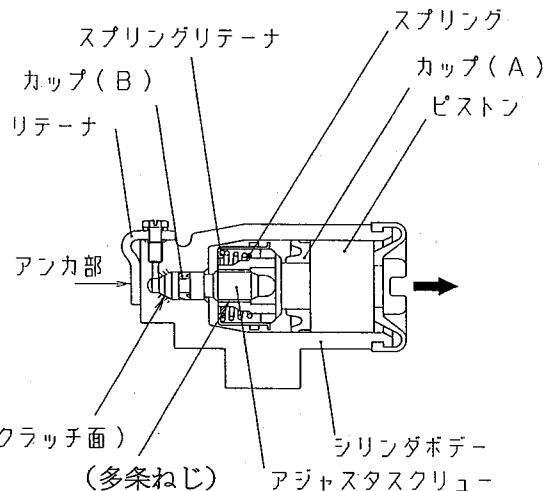


図 4.16 ホイールシリンダ(内装式オートアジャスタ付)

シュークリアランスが適正なときは、ピストンが右へ動き、それに伴いアジャスタホイールも移動するが、この時の移動量は多条ねじのガタ分以下なので、アジャスタスクリューは回転せずシュークリアランスの調整はされない。しかし、シュークリアランスが多条ねじのガタ分より大きくなると、アジャスタスクリューはアジャスタホイールと一緒に右へ移動し、アジャスタスクリューの左側のカップ(B)にも液圧がかかるため、アジャストボルトは回転しながらクラッチ面へバックするので、バックした分だけアジャストナットが右へ移動する。すなわち、ピストンも同じ分だけ右へ移動して調整が完了する。

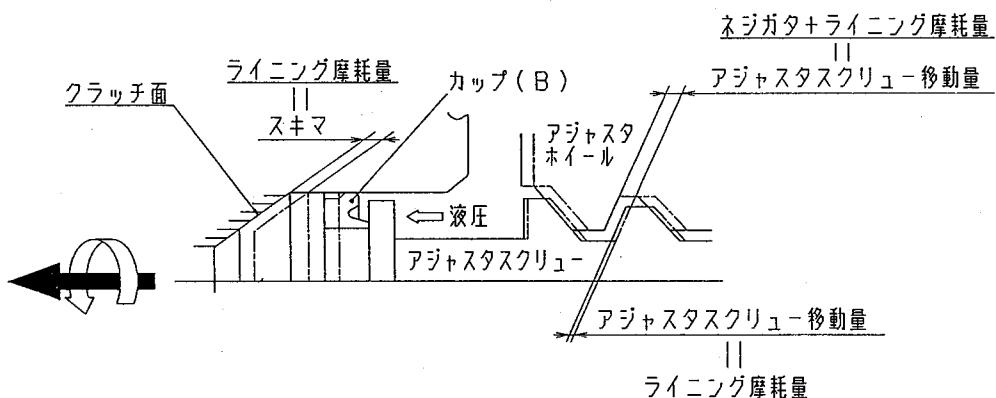


図 4.17 内装式オートアジャスタの作動原理

(2) 浮動式(フローティングタイプ)ホイールシリンダ

片口シリンダをバックプレートへ板ばね等で摺動可能に取り付けるタイプである。

シリンダの一方側で、ピストン推力をブレーキシュー及びドラムへ直に伝え、反対側は、その反力によりシリンダボディーを摺動させてシュー及びドラムへ出力するものである。(図4.5参照)

このタイプは固定式に対し、スペース、コスト面で有効な方式ではあるが、摺動部の錆、泥砂侵入等により機能上、不安定な要素があるので、現在では使用されることが少なくなっている。

また、ドラムブレーキの形式上からは、LTブレーキに使われるだけである。

図4.18は、ピストンと反対側のシリンダにアンカ部を設けたタイプである。

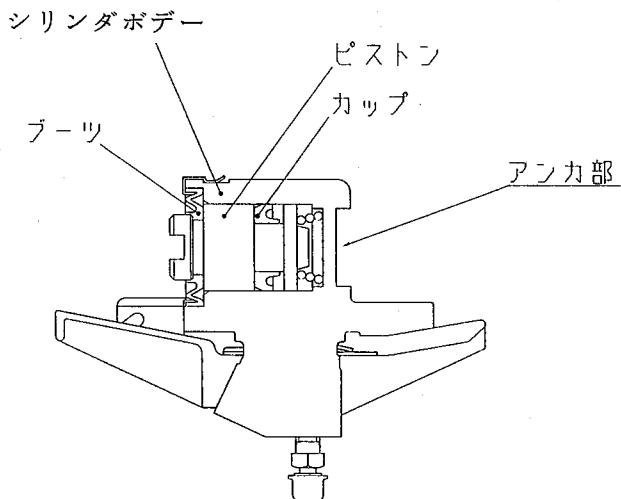


図4.18 浮動式ホイールシリンダ

図4.19は、上記(図4.18)のタイプに対し、駐車(パーキング)ブレーキ用レバーとアンカ部に自動調整装置を更に設けたものである。

調整機構は、パーキングレバーの作動により行うタイプである。シュークリアランスが過大になると、パーキング作動時のパーキングレバーの回転が大きくなりそれに伴いパーキングレバーに連結されているジャスターレバーの動きも大きくなる。

そこで、前記(図4.9)の説明と同様にアジャスタレバーの動きでアジャスタナットが回転してアジャスタスクリューを送り出して調整を行う。

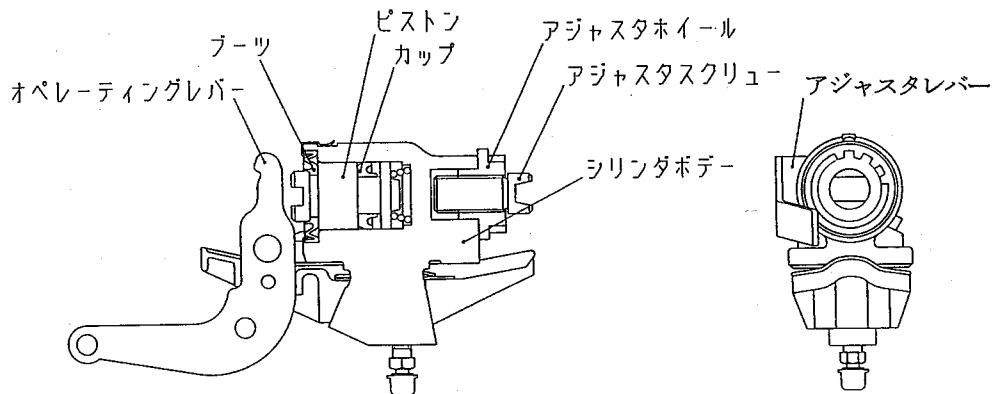


図4.19 浮動式ホイールシリンダ(オートアジャスタ付)

4.2 ホイールシリンダの設計

4.2.1 ホイールシリンダの基本性能

ホイールシリンダはバックプレートに装着されており、マスターシリンダから送られる圧力を受けて作動するピストンによって、ブレーキシューへ力を伝達する働きをする。

ブレーキドラムは、最高300℃程度まで摩擦表面温度が上昇する。

更に、ホイールシリンダは摩擦材(ブレーキライニング)やドラムの磨耗粉、外部から侵入する泥水、ほこり、その他の異物の中でも確実な作動が要求される。

このようなホイールシリンダには、以下のことが要求される。

- 効率良くシューに力を伝達すること。
- 作動中、液漏れを生ぜず、また外部から空気を吸い込まないこと。
- ブレーキドラム内の温度上昇に耐えられること。
- ピストン摺動部に、ドラム内に侵入した泥水等の異物が侵入しないように十分な防水、防じん性を有すること。
- 十分な耐圧性を有すること。

- (f) シューのアンカを兼ねるものは十分なアンカ反力を耐える強度を有すること。
- (g) 十分な耐食性を有すること。
- (h) 耐振性を有すること。
- (i) 空気抜き操作が容易に行えること。

4.2.2 ホイールシリンダの設計上の注意点

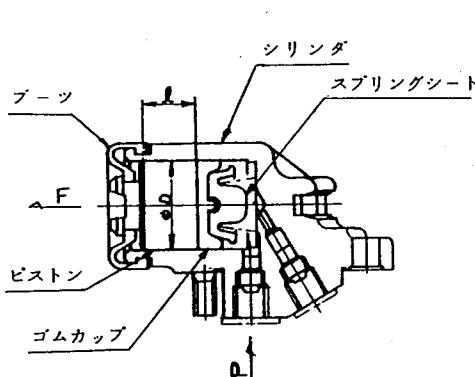
前述のような機能を満足するために、考慮すべきポイントを説明する。

(1) 効率が良いこと

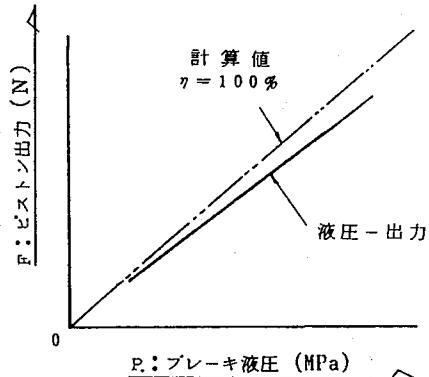
カップは、加圧時にシリンダとの間に圧着され摺動抵抗が働く。この値は、マスターシリンダとは逆に、加えられた圧力に対し計算上求められる断面積×圧力に対し実際の出力がどの位であるかによって求められる。

また、最近のドラムブレーキは、フローティングシュータイプであるためシートピストンの接触点は必ずしもピストンの中心上にこないから、ピストンのスライド部の長さ(ℓ)と直径(ϕD)との比(ℓ/D)をできる限り大きくとって、こじり力による損失を最小にすることが必要である。

(図4.20 参照)



(1) 構造



(2) 効率

図4.20 ホイールシリンダの構造と効率

(2) カップのシール性

液漏れを生ぜず、また、空気を吸い込まないようにするためには、カップのリップ締め代を十分にとつてやる必要がある。

しかし、過大な締め代はカップの摺動抵抗の増大を招いたり、逆にシリダ組付け時に波打ちを生じ、シール性を損うので注意を要する。

一般に、新品時の締め代は 1.6～2.0 mm 程度が適當とされている。

また、作動耐久後の締め代は J I S D 2605 にサイズ毎に区分され、詳しく規定されている。

(3) 耐熱性

一般的にホイールシリダは -40 ℃～+120 ℃ (大型トラックの一部には特殊な高温の作動条件で +150 ℃ まで) の雰囲気下で使用される。

これに耐えるようにカップやドラムの輻射熱を受けるダストカバーのゴム材料には優れた耐熱性が必要である。

シビアな条件下で使用されドラムが高温になり易い車両やホイールシリダの位置がドラムに近いものについては、金属の遮熱板等を用いて輻射熱を遮断する等の考慮が必要である。

(4) 防水・防塵性

ホイールシリダの口元をシールするブーツの性能に左右される。車輪が水中に没した時でもホイールシリダ内に水等が侵入しないように考慮する必要がある。防水性については、熱老化後の水中作動試験等 J I S D 2608 に試験方法及び性能が詳しく規定されている。

(5) 耐圧

ホイールシリダの最高使用圧力は、J I S D 2604 に 10 MP_a (100 kg f/cm²)、15 MP_a (150 kg f/cm²)、20 MP_a (200 kg f/cm²)、及び 25 MP_a (250 kg f/cm²) の規定がある。

耐圧性は、この最高使用圧力の 130 % の液圧を加え、5 秒間保持したとき各部に液漏れその他の異常がないことを要求している。

このため、シリダ肉厚、ピストン材料、継手部の強度に特に注意を払う必要がある。

(6) 作動耐久性

ホイールシリンダの作動耐久性はJIS D 2604に試験方法及び性能が詳しく規定されている。この試験は、ホイールシリンダのピストン行程と液圧の関係を車両における実際に使用される場合に台上で近似させ、しかも温度を70°C(普通の温度の作動条件で使用できるもの)、120°C(高温の作動条件で使用できるもの)又は150°C(特殊な作動条件で使用できるもの)に上昇させた高温槽の中で耐久試験を行うものである。

この耐久性能の要求を満足させるためには、カップ、ピストン及びシリンダに適切な材料、形状、寸法、精度を決定する必要がある。

(7) ピストン摺動長さ

普通ドラムブレーキには、ライニングの摩耗によって、ホイールシリンダのピストン摺動ストロークが過大になるのを防ぐ調整機構がついている。

しかし、ホイールシリンダ自体には調整機構がついていないものが大半であるため、ホイールシリンダのピストン摺動長さは、ライニングの摩耗によるストローク分を見込んで設定する必要がある。

通常、最もピストンが出た時のシリンダとの最小摺動長さは、径の60%以上となるように設計されている。

(8) カップ形状

ホイールシリンダに用いられるカップは皿形カップとリング形カップのいずれも用いられる。

(図4.21 参照)

リング形カップは、皿形カップに較べピストン溝部もシールする必要があり、シール性能から言えば不利である。

しかし、カップの前後にガイド部を設けることによりピストンガイド長さ(ℓ)を大きくとることができること、ピストン先端がストッパとなる構造とした場合有利であること。また、組付け性が良い等の利点がある。

(図4.22 参照)

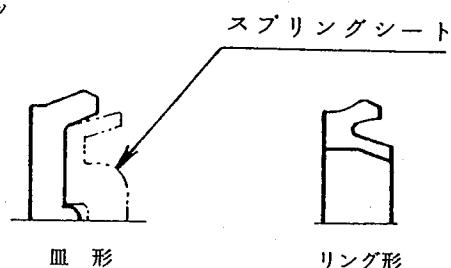


図4.21 カップの形状

なお、皿形カップを用いる場合は、スプリングによる損傷を防ぐため、スプリングシートが用いられる。

(9) 真空充填性

真空充填方式のエア抜きを行うためには、ホイールシリンダに要求される事項としては、

(イ) ホイールシリンダ内

が 10 Torr 程度の高真

空になるため、カップ又はブーツで真空漏れを防ぐ必要がある。

(ロ) 組付け液等がシリンダ内に必要以上残留すると高真空にならない場合があり塗布量を必要最小限とするよう配慮が必要である。

(10) その他

ホイールシリンダは、ばね下にあるバックプレートに取り付けられるため最大 25G 程度の耐振性が要求されている。(JIS D 1601 参照)

また、極寒冷地等では路面の氷結防止のため、岩塩をまくような所もあり、耐食性にも考慮を払う必要がある。

したがって、ブーツの構造、材質や、各金属部品の材質、表面処理等はこれらの要件も考慮して決定する必要がある。

4.2.3 ホイールシリンダの材料及び加工

ホイールシリンダの各部品について一般的に使用される材料が、JIS D 2604 に示してあるので、参考のため図 4.23 に示す。

次に主要部品について材料及び加工方法について説明する。

(1) シリンダボディー

(a) マスターシリンダ同様、従来より JIS G 5501 に規定する FC 20 が使われていたが、最近、車両の軽量化を図るため、乗用車ではアルミ材が広く使用されるようになってきた。

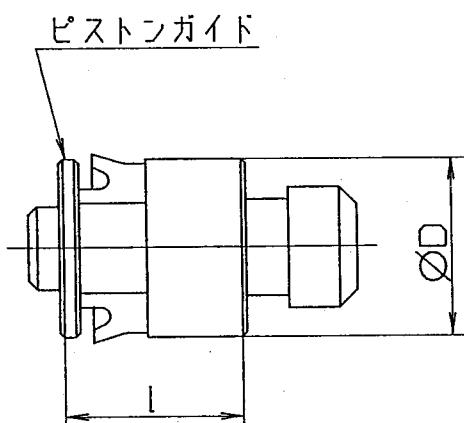


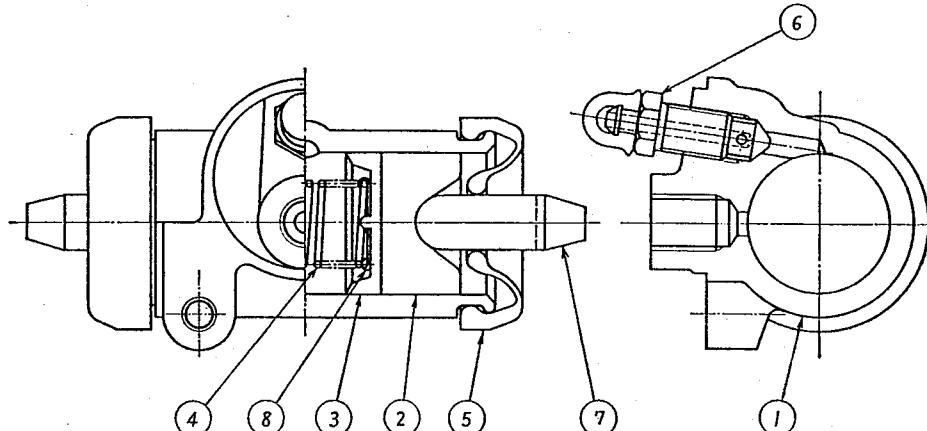
図 4.22 リング形カップ付きピストン

アルミボディとしては、JIS H 5202 に規定する AC 2 A 又は AC 2 B が使用され強度、硬度向上のため T6 処理が行われている。また耐食性向上のため、化成皮膜（クロム酸処理）や酸化皮膜（アルマイド処理）を行うものが増えつつある。

(b) 加工

マスター シリンダ同様、シリンダメーカー独自で加工方法が設定されており、標準となる加工方法はない。

シリンダの加工では、シリンダボアの加工が重要であるが、ピストンとののはめあいには、JIS B 0401 に規定する H9 が用いられ、内径粗さは JIS B 0106 に規定する $2 \mu R_{max}$ に仕上げられるようになっている。



番号	主要部品の名称	材料
1	シリンダボディ	JIS G 5501 (ねずみ鉄製品) に規定する FC 20 又は JIS H 5202 (アルミニウム合金鉄物) に規定する AC 2 A 又は AC 2 B。
2	ピストン	JIS H 5202 に規定する AC 2 A, AC 2 B, JIS G 4051 (機械構造用炭素鋼鋼材) 又は JIS H 4040 (アルミニウム及びアルミニウム合金の棒及び線) の規定による。
3	カッブ	JIS D 2605 (自動車用液圧ブレーキシリンダのゴムカッブ) に規定する 1 種又は 2 種。
4	ピストンスプリング	JIS G 3521 (硬鋼線) 又は JIS G 3522 (ピアノ線) の規定による。
5	ブーツ	JIS D 2608 (自動車用液圧ブレーキホイールシリンダのゴムブーツ) に規定する 1 種又は 2 種。
6	ブリーダ	JIS G 3101 (一般構造用圧延鋼材) に規定する SS 41 又は JIS G 4051 の規定による。
7	ブッシュロッド	JIS G 3101 に規定する SS 41 又は JIS G 4051 の規定による。
8	スプリングシート	JIS G 3141 (冷間圧延鋼板及び鋼帯) に規定する SPCC。

図 4.23 ホイールシリンダの主な材料 (JIS D 2604 より)

(2) ピストン

(a) 材 料

ピストンはシリンダ内面を力を受けながら往復運動するので、強度及び耐摩耗に対し良好な材質を決定する必要がある。

一般には次の材料が使用されている。

鋳鉄シリンダに対するピストン材料

JIS H 4040 に規定するアルミ合金棒

JIS H 5202 に規定するアルミ合金鑄物

アルミシリンダに対するピストン材料

JIS G 4051 に規定する鋼材又は相当品

(b) 加 工

ピストンの加工方法としては一部、鋳造、鍛造、燃結合金方式があるが殆どの場合、切削により製作される。

加工機械としては単軸自動旋盤が用いられる。

摺動面の外径公差は、JIS B 0401 に規定する 1T8 に仕上げられる。

(3) ホイールシリンダの組立

組立方法の詳細は後述するのでここでは組立に際し、特に注意する点について述べる。

- (a) シリンダボデー内に、ごみ、切りくず、砂等の異物の混入がないこと。
- (b) シリンダボデーの摺動面に有害なきず、ピンホール、鋳巣鑄等がないこと。
- (c) シリンダボデーに通じる継手穴、ブリーダ穴部にばりの付着がないこと。
- (d) ブーツ、ブリーダ等は確実に組み付けられていること。
- (e) スプリングシートを用いる場合は、カップに同心に正しく組み付けられていること。
- (f) ブリーダのシート面には、有害なきず、かえり等がないこと。
- (g) 組付け液は指定された液又はグリースを用い、決して鉱物系の組付け液を使用してはならない。

第5章 ゴムカップ、ブレーキ液及びブーツ

5.1 ゴムカップ

- 5.1.1 ゴムカップの機能
- 5.1.2 ゴムカップの種類
- 5.1.3 ゴムカップの形状と性能
- 5.1.4 ゴムカップの材料に要求される性質
- 5.1.5 実車走行と締め代
- 5.1.6 ゴムカップの製造

5.2 ブレーキ液

- 5.2.1 ブレーキ液要求される性能
- 5.2.2 ブレーキ液の成分
- 5.2.3 実車走行と沸点
- 5.2.4 取扱い上の注意

5.3 ブーツ

- 5.3.1 ブーツの機能
- 5.3.2 ブーツの形状
- 5.3.3 ブーツの材料
- 5.3.4 ブーツの製造

第5章 ゴムカップ、ブレーキ液及びブーツ

液圧ブレーキシリンダの構成部品の中でもゴム部品であるカップ、ブーツと、化学製品であるブレーキ液は、シリンダの性能、耐久性に最も影響を与えるものである。

本章では、それぞれの要求性能等についてできるだけ実測データを入れながら述べる。

5.1 ゴムカップ

1939年（昭和14年）T型フォードのサービス部品として1インチ皿カップを製造開始した。材質は天然ゴム、性能的には使用限界温度は90℃程度であった。以後国内において自動車メーカーの勃興により、他のメーカーも加わりゴムカップ（以下カップという）の種類、製造量が増加してきた。

1955年代になると、車の性能向上に伴い、カップに耐熱性が要求されるようになった。これに応じて耐熱性天然ゴムのカップが作られた。使用温度は100℃の程度であった。ちょうど、この頃米国よりGR-S（SBR）ポリマが国内に輸入され、SBRを使用しての耐熱性の優れたカップの材料開発が行われ始めた。1960年頃より、SBRカップが作製され、実際にブレーキ部品に採用されるようになった。このSBRカップの使用温度は120℃まで向上し、天然ゴムカップでみられた夏期を過ぎた頃に発生するヘタリによる夜漏れがなくなった。

以降今日までSBRカップが主流として使用されているが、更に耐熱性の優れたEPDMカップが高温化対策、寿命延長等のため最近増加している。

5.1.1 ゴムカップの機能

カップの機能はピストンの摺動に対して、ブレーキ液を完全に密封して、所定の内圧を与えることである。しかも過酷な使用条件下でもこれを維持する耐久性に加え、摺動抵抗が低いこと、エア吸込みがないこと、踏力ロスが少ないとこと、サービス性が良いことなどが要求される。カッ

プロダクトの製品性能は J I S D 2 6 0 5 (自動車用液圧ブレーキシリンダのゴムカップ)において、規格化されている。

5.1.2. ゴムカップの種類

現在、製造及び使用されているカップは多種類あり、使用用途、形状、材料面から次のように分類されている。表 5.1 にカップの種類を示す。

表 5.1 カップの種類

シリンダ別 適用部位 形 状	マ 斯 タ シ リ ン ダ 用				ホイールシリンダ用	
	ブ ラ イ マ リ		ブ レ ッ シ ャ	セ コ ン ダ リ	皿 形	リ ン グ 形
	皿 形	リ ン グ 形	リ ン グ 形	リ ン グ 形		
カットカップ の形状						

(1) 使用用途からの分類

ブレーキペダルの踏力を液圧に変換するマスターシリンダ用と発生した液圧を受けてブレーキシューを押し広げて力に変換するホイールシリンダ用に大別される。更にマスターシリンダ用カップはピストンの作動によって液圧を発生させるプライマリカップとピストンに装着されて、ブレーキ液が外部にもれることを防ぐセコンダリカップ及びタンデムマスターシリンダのセコンダリピストンに装着されてプライマリ側の液圧又はセコンダリ側圧力室の液圧を保持するブレッシャカップに分類される。

(2) 形状からの分類

カップは皿形とリング形に分類される。またシールリップの形状からはカット形 (SAE形) とモールドエッジ形 (オペル形) に分類されるが最近ではモールドエッジ形が主流となっている。これはモールドエッジ形が摺動抵抗の軽減と寸法安定によりシール性が向上し、液漏れの減少、長期使用、耐久試験後の締め代、カップの損傷度合において優れているからである。

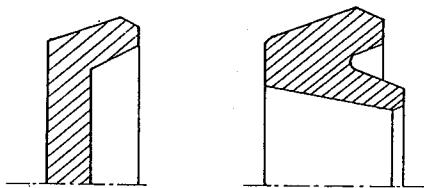


図 5.1 モールドエッジ形

(3) 材質からの分類

ゴムが油に接触するときは膨潤現象を示し、変形や物性の低下を伴う。

ゴムの膨潤は多くの因子によって左右されるが、第一に適用される油の種類によって大きな差がある。そしてその油と組み合わせて、使用されるゴムの種類により膨潤度は異なる。ブレーキ液は一般には非鉱油のグリコール系のものが用いられている。このグリコール系の液は天然ゴム、SBR、EPDMのゴムをあまり膨潤させない長所があるため、これらのゴムが使用される。ところがこれらのゴムは鉱油系の液に対しては大変膨潤するので十分注意する必要がある。

過去カップの材料は天然ゴムであったが現在ではほとんどSBRとなつた。ゴムの硬さはJIS D 2605にて 60^{HS} 、 65^{HS} 及び 70^{HS} が規定されている。耐熱性が要求される場合にはEPDMが使用され、現在、(1989年)その使用量が増加しつつあり、カップの約30%を占めるに至つた。

自動車のブレーキ液には非鉱油のグリコール系が使用されるが、特殊車両(フォークリフト等の一部)や工業機械用には、他の作動機器に用いられる鉱油系作動油との混用をさけるためブレーキにも鉱物油を用いることがあり、この場合は、鉱物油用カップすなわちNBR材料のカップが使用される。

表5.2にそれぞれの材質の特徴を示す。

表 5.2 各種材質の特徴

ゴムの種類	カップに使用した場合の特徴
天然ゴム (NR)	優れた機械的物性、弾性、低温性を有するが耐熱性がやや劣る。現在少量使用される。-70°C～+100°Cの温度範囲で使用される。
ステレンブタジエンゴム (SBR)	天然ゴムより優れる耐熱性、耐へたり性、耐摩耗性、耐ブレーキ液性を有し、弾性、低温性も良好である。最も多く使用されている。 -60°C～+120°Cの温度範囲で使用される。
エチレンプロピレンゴム (EPDM)	優れた耐熱性、高温時の耐へたり性、耐ブレーキ液性を示すが、反面低温性がやや劣る。 -40°C～+150°Cの温度範囲で使用される。
ニトリルブタジエンゴム (NBR)	鉱物油系に対する優れた耐油性、耐摩耗性を有する。作動液として鉱物油を使用するブレーキ部品に使用される。しかし通常のブレーキ液を使用する部品には不適当であるため自動車のブレーキ部品には使用されていない。 -25°C～+120°Cの温度範囲で使用される。

5.1.3 ゴムカップの形状と性能

カップの機能であるシール性、摺動抵抗等の性能及び耐久性を満足するように形状を設定する。特に次の項目が重要である。

- ① 締め代
- ② リップの形状
- ③ ベース形状と寸法

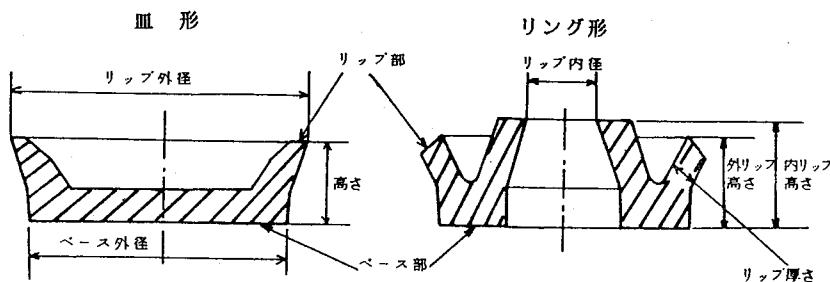


図 5.2 カップの各部の名称

(1) 締め代(リップ径とシリンダ径の差)

カップのリップ外径寸法はシリンダ径より大きく設定し(いわゆる締め代を与える)シリンダ壁面への緊迫力によってシールに力を持たせている。使用中におけるリップの径寸法減いわゆるヘタリ現象によつて起るシール力の低下を考えると締め代は大きくすることが望ましいが、その反面摺動抵抗や摩耗が増加するためマスターシリンダ、ホイールシリンダとも適正値を設定する必要がある。

リング形カップの内側リップも通常締め代を与える。

(2) リップの形状

リップの先端部形状、厚さ、高さ等がシール性、耐久性、摺動抵抗に影響する。

(3) ベースの形状

ベースの先端部はカジレを防止するためR付又は面取りをする。ベース径はブレーキ液によるゴムの膨潤によつてベース径が増加し、シリンダ壁と接しないようにシリンダ径に対して小さくする必要がある。

(4) 寸法及び許容差

JIS D 2605にてカップの呼び及び寸法許容差が示されているが細部についてはブレーキシリンダアッセンブリに合せ使用条件等を考慮し決定する必要がある。

5.1.4 ゴムカップの材料に要求される性質

カップは低温から高温までの広い温度範囲で、高い内圧でしかも複雑な変形状態でブレーキ液と接し、長時間ダイナミックに作動するため、材料には厳しい性能が要求される。特に必要とされる特性には次のものがある。

- ① 強度
- ② 耐ブレーキ液性
- ③ 耐熱性
- ④ 低圧縮永久歪
- ⑤ 耐寒性
- ⑥ 耐摩耗性
- ⑦ 耐ラバーグリース、防錆液性

- ⑧ 金属腐蝕性
- ⑨ 非粘着性
- ⑩ 耐屈曲疲労性

(1) 強度

JIS D 2605 の 2 種では引張強さ 10 MPa (100 kgf/cm^2) 伸び 30% 以上 (硬さ $70 \pm 5 \text{ Hs}$ の場合は 200% 以上) と規定されている。

(2) 耐ブレーキ液性

ブレーキ液中での硬さや強度低下及びブレーキ液に対して適当な膨潤性があり、しかも体積収縮を起さない性能がカップに対して要求される。

JIS D 2605 では $70^\circ\text{C} \times 120\text{h}$ 、 $120^\circ\text{C} \times 70\text{h}$ 、 $150^\circ\text{C} \times 70\text{h}$ と浸漬に対してかなり厳しい規格値が要求されている。ブレーキ液中での物性変化は浸漬温度やブレーキ液の種類によって差がある。

沈殿と液漏れの関係は、明確ではないが、沈殿物発生量はブレーキ液の種類により大きく異なるため、使用にあたっては注意を要する。

図 5.3 に沈殿データを示す。

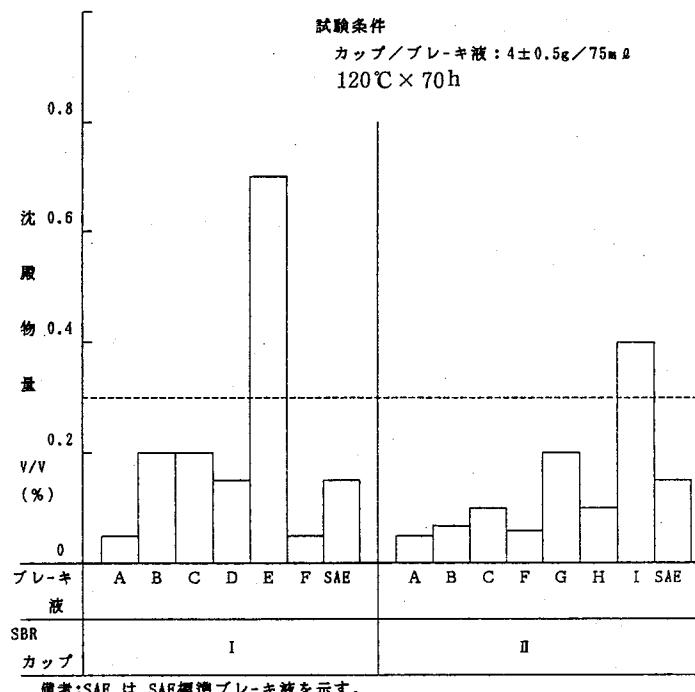


図 5.3 SBR カップ沈殿試験結果
(1988年ブレーキシリンダ技術委員会調査)

(3) 耐熱性

一般的にマスタシリンダは $-40^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ 、ホイールシリンダは $-40^{\circ}\text{C} \sim +120^{\circ}\text{C}$ 、瞬間的には 150°C の温度雰囲気下で使用されるので、カップのゴム材料には優れた耐熱性が必要であり、J I S D 2 6 0 5 の2種には $120^{\circ}\text{C} \times 70\text{h}$ の条件で厳しい規格値が要求されている。

図5.4は熱空气中とブレーキ液中でのSBRカップ材料の伸び変化率を示したものであるが、空气中においては 120°C から急激に低下し、 150°C では硬化する。これは高温空气中においては酸化劣化が主体となるが、ブレーキ液中では劣化現象よりむしろ膨潤により物性低下が生じるためと考えられる。このことよりブレーキ液中のマスタシリンダプライマリカップに比べ片面が空気と接触するセコンダリカップやホイールシリンダカップの方が耐熱性の面では厳しいといえる。

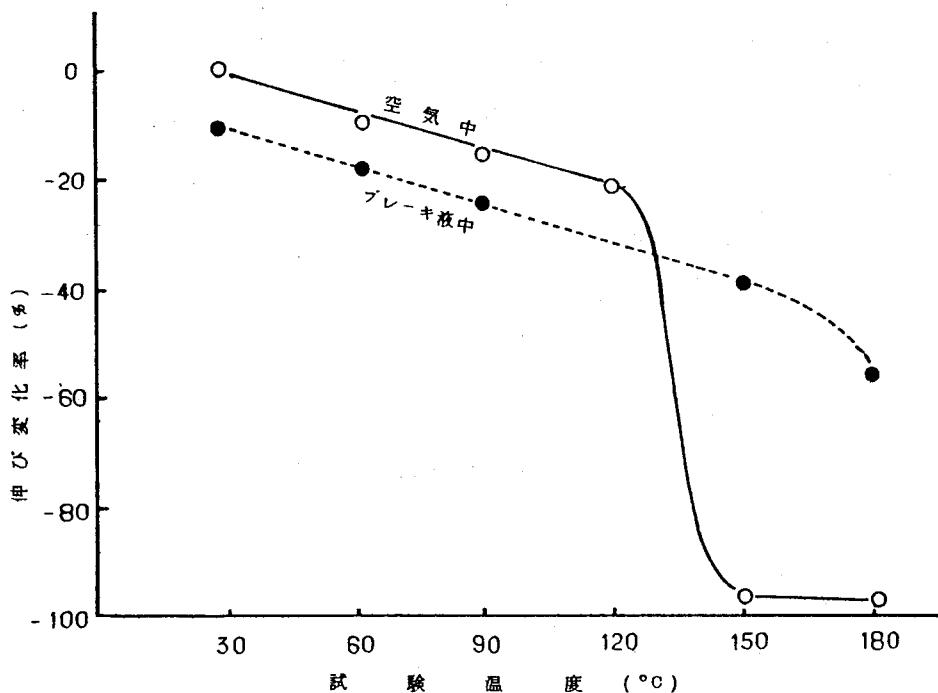


図5.4 空気中とブレーキ液中の伸び変化率の温度依存性（試験時間120時間）

図5.5は、SBRカップ材料とEPDMカップ材料の耐熱性伸びが100%となる時間を示したものである。EDDMカップ材料は、SBRカップ

材料に比べ約30°C耐熱性が向上しているといえる。

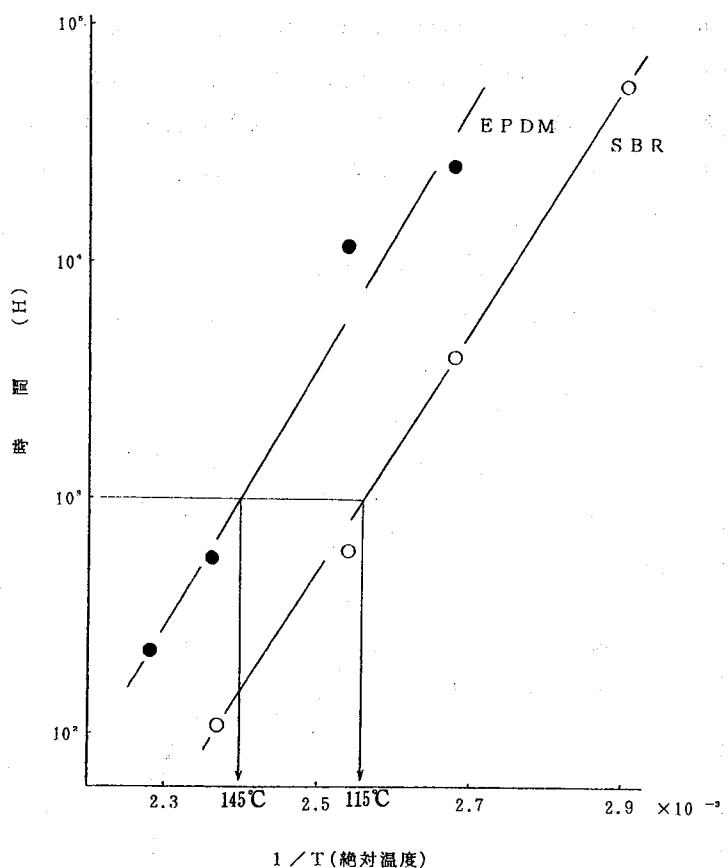


図 5.5 耐熱性伸び 100 % となる時間

(4) 圧縮永久歪

カップの締め代減少はブレーキ液に対する膨潤の影響もあるが、主としてゴムの圧縮永久歪の特性により決まり、J I S D 2 6 0 5 の 2 種では $120^{\circ}\text{C} \times 22\text{h}$ で 30% 以下と規定されている。圧縮永久歪は温度が高いほど大きく、時間の経過によっても大きくなる。（図 5.6）

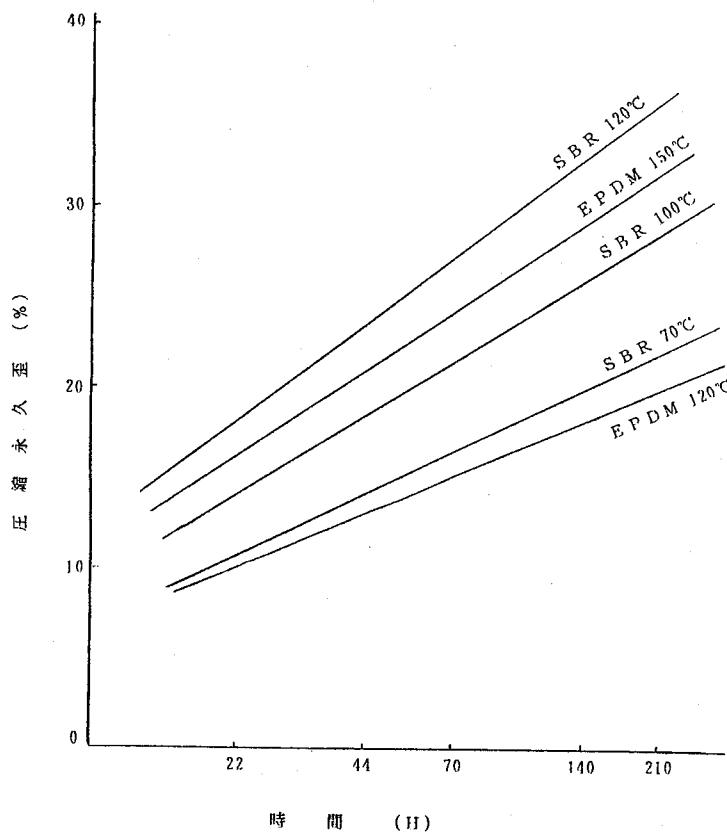


図 5.6 圧縮永久歪の温度時間依存性

(5) 耐寒性

カップを低温で使用した場合にはシール性と脆化破壊に注意する必要があり J I S D 2 6 0 5 では -40°C での硬度変化、曲げ試験によるき裂復元性及びシール性を規定している。

(6) その他の特性

カップ材料は前記特性に加え、耐摩耗性、相手部品金属腐蝕性、耐ラバーグリース性、耐防錆液性等を考慮する必要がある。

5.1.5 実車走行と締め代

カップの使用条件は、車種、走行地域等により大幅に異なるため、実車走行による締め代低下のバラツキは大きい。

図 5.7 及び図 5.8 にマスター・シリンダセコンダリ SBR カップとホイール・シリンダ SBR カップの実車走行距離と締め代の関係を示す。

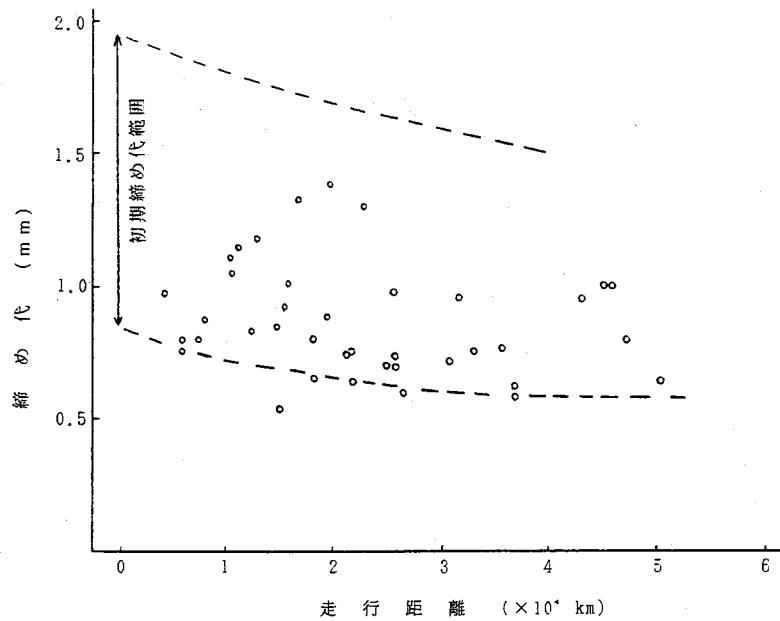


図 5.7 マスター・シリンダセコンダリ SBR
カップ実車走行と締め代
(1981年ブレーキ・シリンダ技術委員会調査)

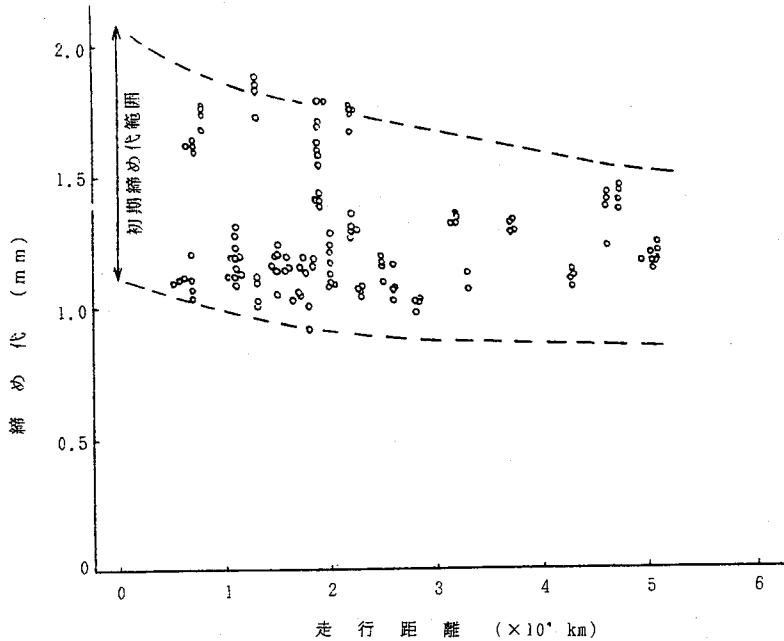


図 5.8 ホイール・シリンダ SBR カップ
実車走行と締め代
(1981年ブレーキ・シリンダ技術委員会調査)

5.1.6 ゴムカップの製造

(1) 製造工程

カップを製造する工程は品質保証の立場より品質管理に重点を置いた構成になっている。この製造工程は各メーカの設備、ライン配置、固有の生産技術、工場立地条件等によって異なるが、図5.9でカップが作られるまでの製造工程を記す。

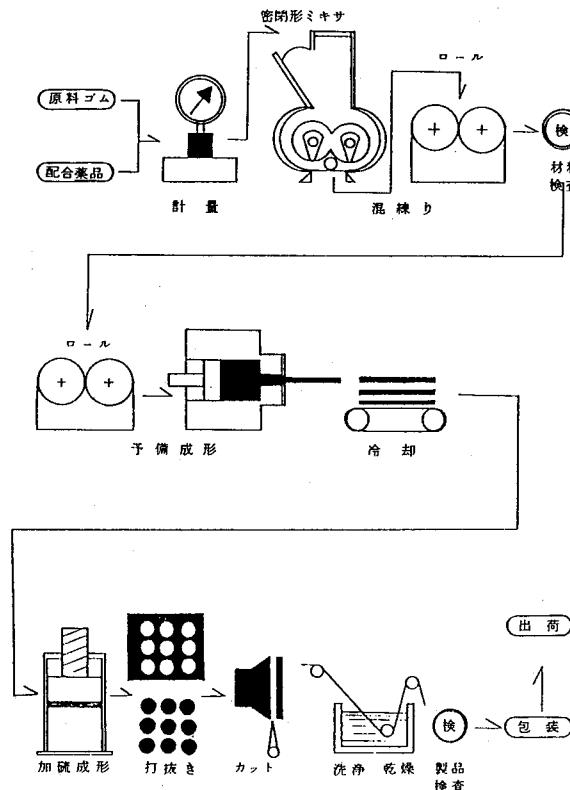


図5.9 製造工程

(2) 各工程の説明

(a) 混練り

密閉形ミキサ或いはロールを使用して、計量したゴムポリマと各種

配合薬品を練りこんで、原材料の生地を調整する。そしてJIS D 2605に規定される材料試験項目等について材料検査を実施する。

(b) 予備成形

材料検査終了後の生地を次工程の加硫成形する製品形状（圧縮成形）或いは移送成形のポットに仕込みしやすくするのに前もって必要な規定形状と仕込重量を調整することである。予備成形することにより不良率低減、偏肉、製品寸法等を制御する。

(c) 加硫成形

ゴムに硫黄或いは架橋剤を加えた生地を加熱し、ゴム弾性や物理強度の高い加硫ゴムに化学変化させる操作を加硫といふ。

生地を型に入れ、加硫して製品を作成する方法として、圧縮成形（コンプレッション）と移送成形（トランスファ）とがあり、おのおの特徴を有している。

(イ) 圧縮成形（コンプレッション成形）

一定量の練りゴムを金型内（図5.10）に仕込み、ふたをしてからプレス内に金型を入れて高圧で型を締め付け、同時にプレスの定盤は加熱してあるので金型の加熱と共に練りゴムは型一杯に拡がって加硫される。

（特徴）

- 費用のかからぬ製法である。
- 金型構造が簡単である。
- 熱伝導が良好である。
- 比較的簡単な形状の成形に適する。

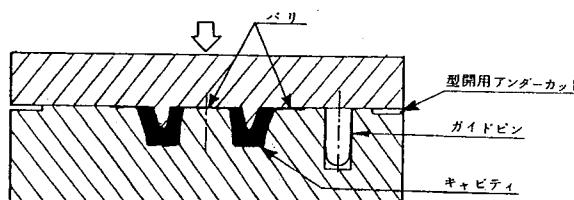


図 5.10. 圧縮成形用金型
(コンプレッション成形)

(c) 移送成形(トランスファ成形)

金型の上部にあるくぼみ(ポット)に大量の生地を入れ、その上から圧力をかけて金型上部の小穴から加熱してある金型内にゴムを押込んで加硫して製品を作る方法である。(図5.11)

(特徴)

- 複雑な形状でも可能である。
- ゴム生地の予備成形及び装入が簡単である。
- 材料に加わる圧力が高いためキャビティ充填が良好になり不良率が低い。
- モールドエッジ形のカップ成形には適している。
- 材料の融合不良がない。
- 高価であり、金型の重量及び寸法が大きくなる。
- 成形圧の高い場合によっては圧力調節の可能な特殊プレスが必要である。

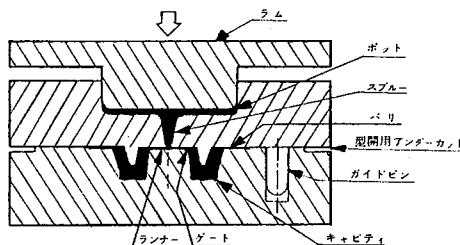


図5.11. 移送成形用金型
(トランスファ成形)

(d) 精密カット

加硫成形したバリ付製品を規格寸法に切断する工程である。

(e) 製品検査

最終工程の主要な製品検査は全数、全部品、検査員の目視検査並びに自動専用検査機の稼動の下で厳重な寸法検査、外観検査、性能検査が行われており、出荷まで厳重な品質管理を行っている。

(f) 保管について

カップは下記の方法にて保管を行い、取扱いの注意を要する。

- ① 冷暗所に保存し、日光等に当てぬようすること。
- ② カップに無理な変形を与えず原形を保持できるようにする。
- ③ 他のゴム部品と一緒に同封又は混合して保管しないこと。
- ④ 開封したらまた元の通り密封保管すること。

5.2 ブレーキ液

ブレーキシリンダにとって、ブレーキ液の性能は非常に重要なポイントである。ブレーキ液に対する要求は、使用条件が厳しくなるにつれ次第に高度化している。

ブレーキ液の詳細についてはJIS K 2233 「自動車用ブレーキ液」に詳しく規定されているので、ここではブレーキ液に必要な条件、成分等を概説するに止める。

5.2.1 ブレーキ液に要求される性能

- (a) 化学的に安定で、長期にわたって貯蔵中又は使用中に変質、沈殿などを生じないこと。
- (b) 沸点が高く、ブレーキシリンダの温度上昇によりベーパロックを起こさないこと。
- (c) 低温でも流動性がよいこと。
- (d) 粘度の値が適当であり、かつ温度変化により粘度変化が少ないこと。
- (e) ゴムをおかさないこと。特にカップ材に軟化、硬化、極端な膨潤を生じないこと。
- (f) 金属を発錆腐食させないこと。
- (g) ピストン、シリンダ、ゴム部品等に対し適当な潤滑性のあること。

5.2.2 ブレーキ液の成分

ブレーキ液は、戦前はひまし油を低級アルコールに溶解したものが主体であった。

しかし、車両の高速化、大形化に伴い、ブレーキ容量が増大しブレー

キ液の沸点上昇が必要となつた。

近年石油化学工業の発展に伴い、石油化学製品を原材とするブレーキ液の研究と生産が本格的進歩を示した。現在用いられているブレーキ液の主成分としては、ポリグリコール、ポリグリコールエーテル、ポリオキシオレフィントリオールなどが使用される。また特に高沸点、低吸湿性が要求される車両には、シリコーンブレーキ液が使用されている。

添加剤には酸化防止剤、防鏽防食剤、ゴム膨潤抑制剤、消泡剤等を用いる。

5.2.3 実車走行と沸点

グリコール系ブレーキ液は、吸湿性があるため、実車走行により水分量が増加して沸点が低下する。図5.12に実車走行期間と沸点の関係を示す。

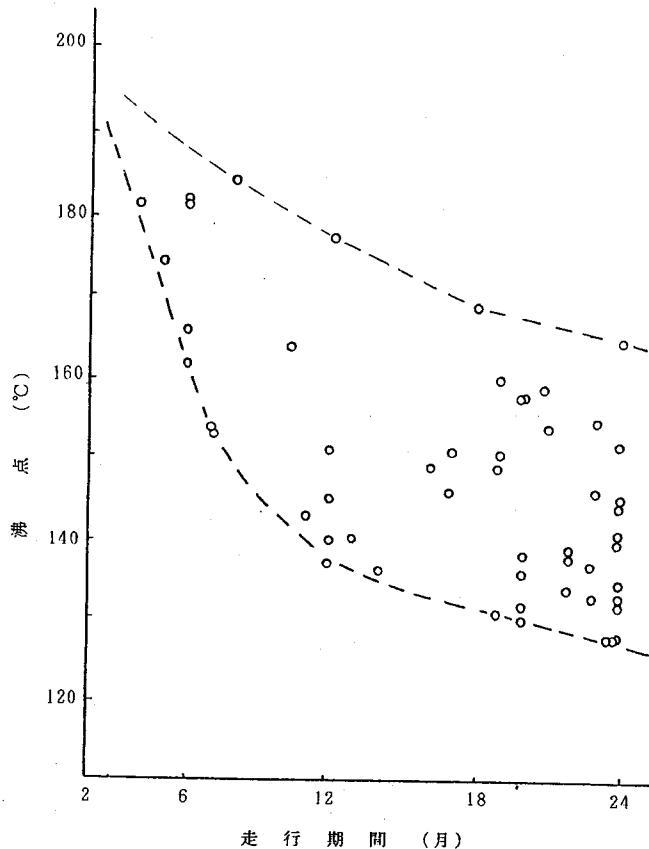


図5.12 実車走行とブレーキ液沸点
(1981年日本オートケミカル工業会調査)

5.2.4 取扱い上の注意

ブレーキ液は前述の如くポリグリコール等を主成分とした非鉛油系の作動液であり取扱いに関しては以下のことに十分な注意を払う必要がある。

- (a) ブレーキ液は、非鉛油系のため絶対に鉛油系液と混合したり混用したりしない。
- (b) カップなどのゴム部品との適合性があるため、使用ブレーキ液を選択し、なるべく指定銘柄を使用する。また他銘柄との混用を避ける。
- (c) ブレーキ液は吸湿性があるので、長期間使用すると吸湿による沸点低下を生じ、ペーパロックを起し易くなるため、定期的に新品と交換するようにした方が良い。
- (d) ブレーキ液使用中誤って眼に入ったとか、飲んでしまった場合応急処置をした後、早急に医師の手当を受けることが必要である。
- (e) ブレーキ液は、開封後は吸湿劣化するため、開封したものは全部使用するか再度密封して保管すること。なお一度開封したものは長期保管は避ける。
- (f) ブレーキ液の保管は取扱いに十分注意することが必要である。

5.3 ブーツ

5.3.1 ブーツの機能

マスターシリンダ、ホイールシリンダ用ブーツとも、シリンダとピストン間からの 埃や水等がシリンダ内に浸入することを防止し、シリンダ機能を間接的に助ける働きを持つ。

ブーツの性能は、J I S D 2 6 0 8（自動車用非鉛油系液圧ブレーキホイールシリンダのゴムブーツ）において規格化されており、次のような性能が要求される。

- (a) ピストンの動きに追従するフレキシビリティと耐屈曲疲労性を有すること。
- (b) シリンダ、ピストン装着部のシール性が良いこと。
- (c) 耐ブレーキ液性を有すること。
- (d) 耐熱性を有すること。

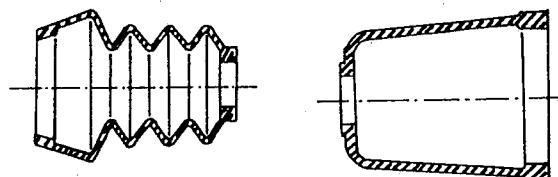
- (e) 耐候性、耐オゾン性を有すること。
- (f) 耐衝撃性が高いこと。
- (g) 耐寒性が良いこと。
- (h) シリンダ、ピストンを腐食させないこと。
- (i) 耐ラバーグリース性、耐防錆液性を有すること。

5.3.2 ブーツの形状

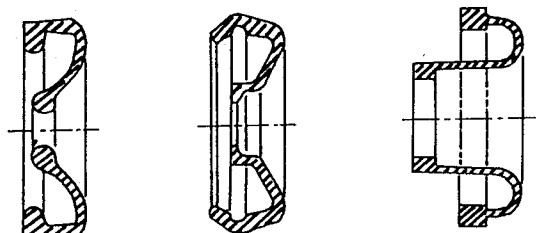
図 5.13に一般的なブーツ形状を示す。

マスターシリンダ用ブーツは蛇腹形とつり鐘形があるが、前者はピストンストロークの大きい場合に追従性が良く、後者は比較的小形のものに使用される。蛇腹の形は耐オゾン性屈曲疲労性の面から局部的な応力集中を避ける必要がある。

また成形性の面から丸みをつけることが望ましい。ブーツの伸縮によって、内部容積が変わるので、内部の空気の排出、吸込みのために小穴をあけておく。



マスターシリンダブーツ



ホイールシリンダブーツ

図 5.13 ブーツの代表的断面形状

5.3.3 ブーツの材料

ブーツに使用される材料はNR、SBR、IIR(ブチルゴム)、CR(クロロプレンゴム)、EPDM、Q(シリコンゴム)、等がある。最近までSBRが主流であったが耐熱性、耐オゾン性の面からEPDMが主流になりつつある。また大型車等特に高温(150℃以上)にさらされるブーツはシリコンゴムが使用されている。

ゴムの硬さは通常50~60Hs程度が使用され、材料物性についてはJIS D 2603にて規定されている。

表 5.3 ブーツ用材料の性能

← 優れる
◎○△×

	耐ブレーキ液性	耐 热 性	耐オゾン性	耐屈曲疲労性	耐 寒 性	耐鉱物油性
N R	◎	×	×	◎	◎	×
S B R	◎	○	×	○	○	×
I I R	◎	○	○	◎	○	×
C R	○	○	○	○	○	△
E P D M	◎	○	◎	○	○	×
Q	○	○	◎	○	◎	△

5.3.4 ブーツの製造

ブーツの製造方法もカップの製造方法と基本的には同一である。

第6章 ブレーキシリンダの取扱い注意事項

- 6.1 点検、交換の目的
- 6.2 ブレーキシリンダに起因する故障現象
- 6.3 分解、洗浄、組立及びその他の注意事項
- 6.4 自動車車検制度

第6章 ブレーキシリンダの取扱い注意事項

ブレーキシステムの構成機器の中でもマスターシリンダとホイールシリンダは、ゴムカップがシリンダ内を繰返し加圧摺動するという点で最も苛酷な使われかたをする。

本章では、上記2点のシリンダについての整備点検時の取扱い注意事項について述べる。

6.1 点検・交換の目的

ブレーキシリンダ部品は長期間使用することにより摩耗、錆、衰損、ヘタリが生じ、ブレーキ液の漏れや作動不良によるブレーキ不具合につながる。

特にゴム類のカップ、バルブ類、ブーツ等はその用途に適した合成ゴムにて製作されているが、繰返しの加圧、熱劣化、オゾン劣化等により性能が漸次低下して来る。

カップ等のヘタリや摩耗はシール性能の低下を生じ、ブーツの破損、縮め代減少は、ブレーキシリンダが最も嫌うごみ、ほこりや、外部より入る水分による金属の腐食や錆の発生につながる。

一方、金属類はシリンダ、ピストンの偏摩耗、損傷、スプリングのヘタリが生じ、またブレーキシリンダの外部よりほこり、金属の摩耗粉が精密な各部品の作動不良につながり、ブレーキ不具合の発生原因となる。

ブレーキ装置の各構成部品が常に確実に機能効果を發揮するよう細心の点検、保守が必要である。

次に、ブレーキ装置の中において最も重要なマスターシリンダ及びホイールシリンダについて主に述べる。

6.2 ブレーキシリンダに起因する故障現象

ブレーキ故障現象には、ブレーキシリンダ及び関連部品に起因する表6.1のような原因が考えられる。

現象を調べ、分解点検してその不良箇所をつき止め処置を施すことが必要である。

なお、ブレーキシリンダ以外にも原因は種々考えられるので、他部品の調査も必要である。

表 6.1 故障現象とその原因

故障現象	原因
ペダルストロークが大きい 又はペダルストロークが変化したり「スポンジ状」にふわふわする	(1) ブレーキシリンダと配管の継手部及びシリンダプラグのガスケット部からの液漏れ (2) マスターシリンダのセコンダリカップからの液漏れ 又は空気混入 ◦ セコンダリカップのシール不良 ◦ シリンダ内面の傷、偏摩耗他 (3) マスターシリンダのプライマリカップのシール不良 ◦ リップ部の傷、へたり、ベース部のくわれ、摩耗 ◦ シリンダ内面の傷、偏摩耗他 (4) ホイールシリンダのカップからの液漏れ又は空気混入 ◦ リップ部の傷、へたり、ベース部のくわれ、摩耗 ◦ シリンダ内面の傷又は偏摩耗 (5) リザーバ内のブレーキ液不足 (6) ブレーキドラムとライニングのすき間調整不良 (7) ブレーキ液の加熱によるペーパロック現象
ペダルの二度踏み効果がない	(1) マスターシリンダチェック弁の損傷による残圧不良 (2) マスターシリンダのチェック弁、シール部に異物付着
マスターシリンダ内部から異音が発生する	シリンダ内面とピストンカップの摩擦音

故障現象	原因
ブレーキの引きずり	<p>(1) マスターシリンダのリリーフポートがプライマリカップによりふさがれている。</p> <p>(2) マスターシリンダのリリーフポートが異物によってふさがっている。</p> <p>(3) マスターシリンダの作動不良 ◦ カップの膨潤 ◦ シリンダ内面の腐食、スラッジ、ピストンの錆 ◦ リターンスプリングのへたり又は損傷</p> <p>(4) ホイールシリンダの作動不良 ◦ カップの膨潤 ◦ シリンダ内面の腐食、スラッジ</p>
ブレーキの片効き	<p>片側のホイールシリンダの作動不良 ◦ カップの膨潤 ◦ シリンダ内面の腐食、スラッジ</p>
ブレーキ液の汚れ及び劣化	<p>(1) ゴム部品から一部成分が抽出される。 (2) ゴム部品の摩耗粉 (3) シリンダ、ピストンその他の摩耗粉 (4) 外部からのごみ、塵の侵入 (5) 水分の混入により pH 及び沸点の低下</p>

6.3 分解、洗浄、組立及びその他の注意事項

(1) シリンダの洗浄

- (a) 部品は、アルコール又はブレーキ液で洗浄すること。
 - (1) 上記以外の洗浄液は使用しないこと。
特に鉱物油は絶対に使用してはならない。
 - (2) カップ等のゴム部品をアルコールで洗浄する際は30秒以上アルコールに浸してはならない。
- (b) 部品は洗浄後、ごみが付着せぬよう清浄な所に置くこと。

(2) シリンダの分解

- (a) シリンダ、ピストン、カップ等に傷をつけないこと。
- (b) マスタシリンダのセコンダリピストンは、チェック弁側から空気を吹き込んで取り出すこと。
- (c) 分解の際、シリンダの構造を良く理解しておき、分解した順に並べておくと良い。
- (d) マスタシリンダのゲージドスプリング（図3.6参照）を用いたピストンアッセンブリは分解しないこと。
- (e) 一旦ピストンから取り外したカップは再使用しないこと。

(3) シリンダの組立

- (a) シリンダの構造を良く理解しておき、夫々の部品の組付けの順序や方向を間違わぬよう正しく組み立てること。
- (b) シリンダ及びピストンの摺動面にはブレーキ用ラバー潤滑剤又はブレーキ液を十分塗布して組み立てること。
- (c) カップをピストンに組み付ける時はカップにブレーキ用ラバー潤滑剤又はブレーキ液を十分塗布し傷をつけないように注意すること。
この際、カップ挿入治具を用いると組み付けやすい。（図6.1参照）
- (d) 異物の混入に注意し、シリンダピストンカップなどに傷をつけないようすること。
- (e) マスタシリンダのチェック弁で、ディスク、ドラム別のあるものは間違えぬこと。

またチェック弁を逆方向に組み付けぬよう注意すること。

- (f) マスターシリンダのスナッププリングは確実に溝に入っていることを確認すること。
- (g) 各ねじ類の締付けトルクは自動車製作者が定めた規定トルクによること。
- (h) ガスケット類で一旦外したものは、必ず新品と交換すること。
- (i) バイス（万力）等でシリンダの外壁を押さないこと。

〔注〕 ブレーキ用ラバー潤滑剤

非鉱物油系潤滑油を主成分とする潤滑剤でブレーキ液との適合性を有し、かつ、ゴムを膨潤させず防錆及び潤滑性能を有する液状（1種）又はグリース状（2種）潤滑剤である。

いずれもブレーキシリンダを組立て長期間保存する際、シリンダ内面、ピストン、カップに塗布し、防錆及び潤滑を目的として使用する。

なお鉱物系を主成分とし金属どおしの摺動部に用いるブレーキ用グリースを使用したり混用してはならない。

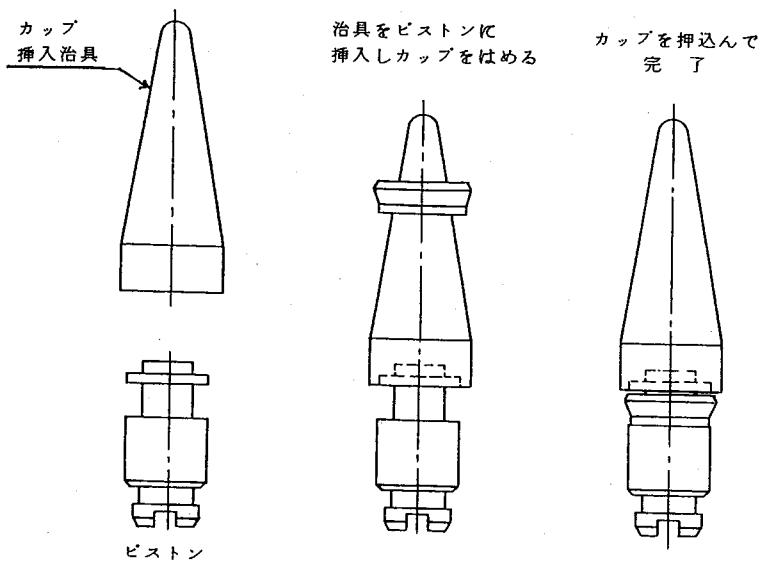


図 6.1 カップの取付け

6.4 自動車検査制度

自動車の定期検査の目的の一つは、自動車の構造及び装置の欠陥を早期に発見し、常に安全な運行に支障のないように整備しておくように啓蒙し、指導することと言われている。

最近の自動車は著しく諸性能が向上しており、使用条件も高速走行からのろのろ運転まで、過酷な条件で運転され、その使用形態・使用地域などが、さまざまな状況にあるため、性能を長期にわたって一定に保持することは困難である。そのために、日本では道路運送車両法で自動車の点検整備の制度が定められている。車検の有効期間は昭和57年9月道路運送車両法が改正され、昭和58年7月より乗用車の新車車検は、初年3年、2回目以降2年毎、トラックは、初年1年、2回目以降1年毎となっている。ただし、自動車の安全性を確保する上から、ブレーキシリンダのカップ及びブーツの交換は、メーカーの推奨時期として表6.2のように定められている。

表 6.2 メーカ推奨交換時期

定期交換部品	乗用車		トラック	
	初回	次回以降	初回	次回以降
ブレーキマスターシリンダのカップ及びブーツ	3年	2年	1年	1年
ホイールシリンダのカップ及びブーツ	3年	2年	1年	1年

諸外国の自動車検査制度を表6.3に示す。

表 6.3 諸外国の自動車検査制度

国名	検査種別	検査対象車種	検査期間		制度開始年	検査機関	
			初回	次回以降			
西ドイツ	定期検査	バス・タクシー・レンタカー	1年	1年	1951	公的機関 指定工場	
		GVW 2.8トン以上のトラック	1年	1年			
		GVW 2.8トン以下のトラック	2年	2年			
		乗用車	3年	2年			
スウェーデン	定期検査	バス・タクシー	1年	1年	1965	公的機関	
		乗用車・トラック	2年	1年			
オーストリア	定期検査	バス	1年	1年	1968	政府機関 指定工場	
		乗用車・トラック	3年	2年・1年			
イギリス	定期検査	GVW 1.5トン以上のバス	1年	1年	1930	運輸省 指定工場	
		GVW 1.5トン以上のトラック	1年	1年	1968		
		乗用車・タクシー・ライトバン	3年	1年	1960		
ベルギー	定期検査	バス	4ヶ月	4ヶ月	1933	公的機関	
		トラック	1年	1年	1936		
		タクシー・レンタカー・商用車	6ヶ月	6ヶ月	1960		
		乗用車	4年	1年			
ノルウェー	定期検査	タクシー・バス	1年	1年	1927	運輸省	
		乗用車・トラック	4年	2年			
イタリア	定期検査	トラック・バス	1年	1年	1959	運輸省	
		乗用車	2年	5年			
フランス	定期検査	タクシー・ガソリン	15ヶ月		パリ 1958	パリ市はパリ警察その他は産業者	
		タクシー・ジーゼル	1年	1年			
		GVW 3.5トン以上のトラック・バス	1年	1年			
		事業用バス	6ヶ月	6ヶ月			
		乗用車	5年	譲渡時	1986		
アメリカ	定期検査	全自動車	1年	1年	ニュージャージー その他	制度開始年 及び検査機 関は各州に より異なる	
			6ヶ月	6ヶ月	メイン その他		
	定期検査	スクールバス	4ヶ月	4ヶ月	ニューヨーク シャーその他		

GVW—車両総重量を示す

C I T A 資料

第7章 コントロール機器

7.1 ブレーキ倍力装置

7.1.1 ブレーキ倍力装置の種類

7.1.2 ブレーキ倍力装置の構造

7.2 バルブ

7.2.1 制動力配分

7.2.2 バルブの種類

7.2.3 バルブの構造と機能

7.2.4 その他のバルブ

7.3 ブレーキ液圧保持装置

7.3.1 機械式ブレーキ液圧保持装置

7.3.2 電気式ブレーキ液圧保持装置

第7章 コントロール機器

自動車の大衆化、高速化が進むにつれて、ブレーキはより安全で操作性のよいものが要求されてきた。

本章では、操作性向上の面から広く採用されているブレーキ倍力装置、ブレーキ液圧制御バルブ、及びブレーキ液圧保持装置についてその種類と構造、機能について述べる。

A B S 装置については、第9章で詳述する。

7.1 ブレーキ倍力装置

自動車の大衆化、高速化が進むにつれて、ブレーキはより安全で、操作性のよいものが要求されてきた。

倍力装置の基本機能は、他から得られたエネルギーを利用して、人力による操作力を軽減するところにある。倍力装置の採用拡大の経過を見ると、最初は大きな操作力を必要とする、大型トラック・バスから始まり、その後高速化、大型化、及びモータリゼーションが進むにつれて、運転者も専門職から大衆化することによって、安全規制の強化、人間工学的な面から操作力軽減のニーズが高まり、車両総重量の軽い車両へも採用が拡大し現在に至っている。

7.1.1 ブレーキ倍力装置の種類

倍力装置の機能はいうまでもなくペダル踏力の軽減である。動力源としてのエネルギーに何を使用するかによって分類することができる。

(1) 真空倍力装置（パキュームサーボ）

乗用車・小型トラックに広く採用されている倍力装置は、エンジンのインテークマニホールドに発生する負圧又はバキュームポンプにより得られた負圧を、エネルギー源として倍力する真空倍力装置（ダイレクトアクティングバキュームサーボ）である。（図7.1参照）

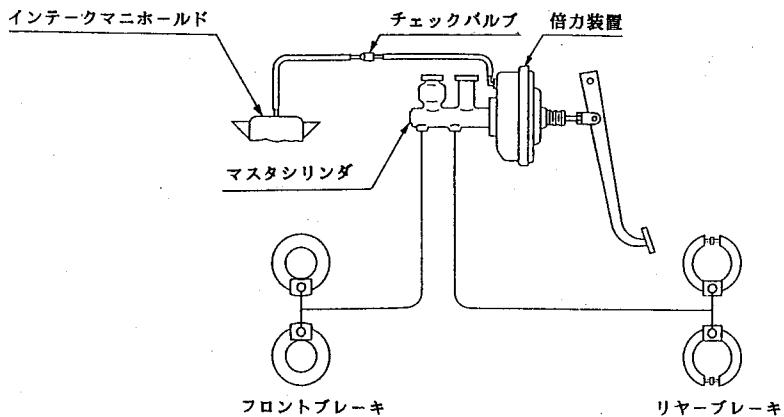


図 7.1 真空倍力装置システム図

(2) 空気倍力装置 (エアサーボ)

中型以上のトラック・バスの倍力装置としては、かつては真空を倍力源とするハイドロリックバキュームサーボが主流であったが、現在では圧縮空気圧を倍力源とするエアオーバハイドロリックブレーキがほとんどである。(図 7.2 参照)

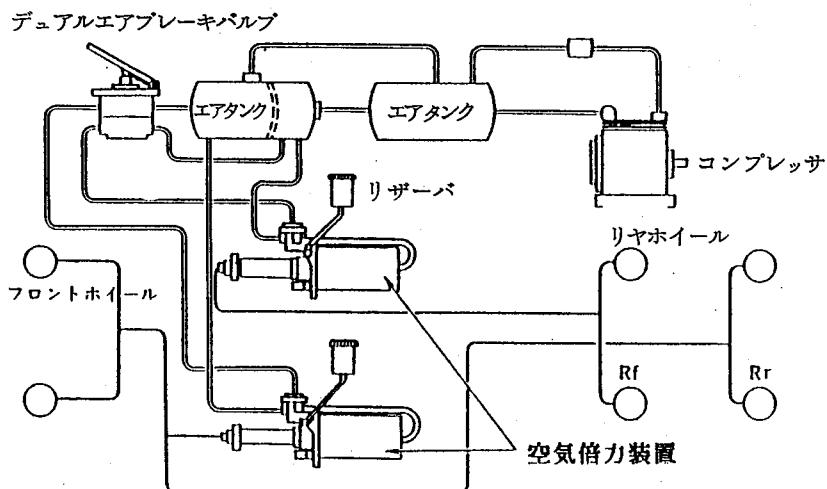


図 7.2 空気倍力装置システム図

(3) 油圧倍力装置 (ハイドロリックサーボ)

欧米において小形で高出力が出せる油圧を倍力源とするハイドロリックブースタが使われてきた。日本でも乗用車に採用され始めている。

(図 7.3 参照)

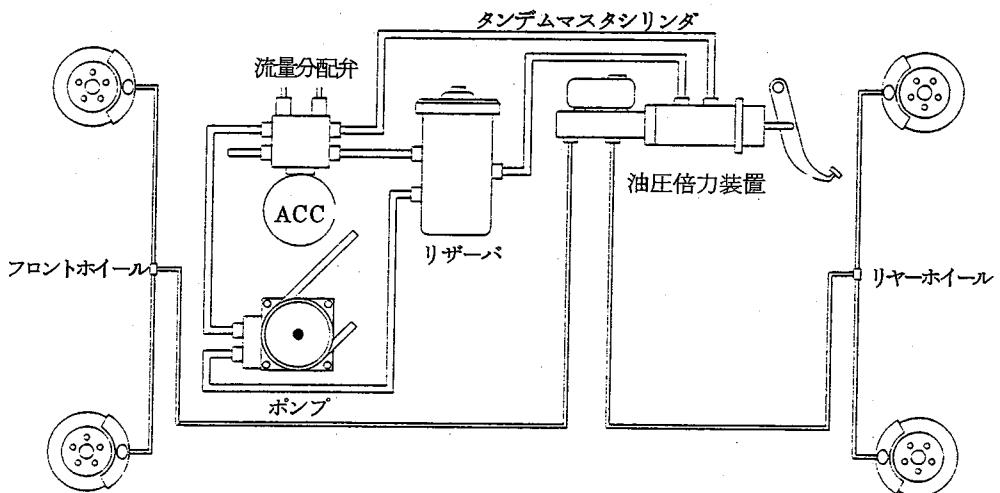


図 7.3 油圧倍力装置システム図

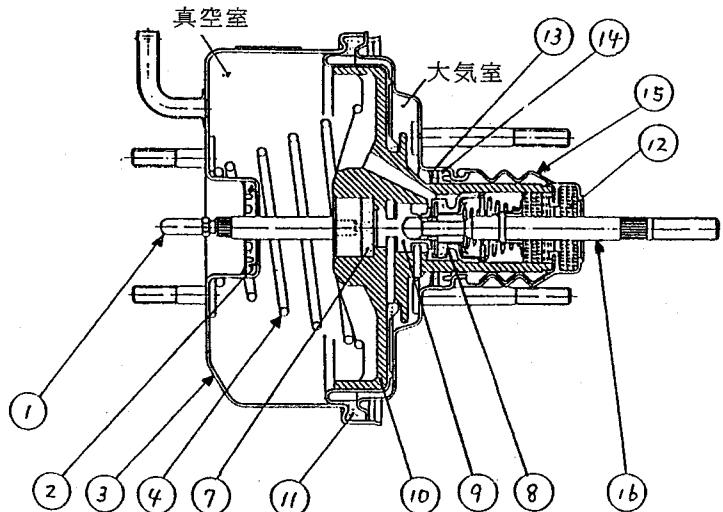
以上の他に倍力装置ではないが、フルエアブレーキシステム、フルパワーブレーキシステムなどのブレーキペダルで直接的に圧力をコントロールするものがある。

7.1.2 ブレーキ倍力装置の構造

(1) 真空倍力装置の構造

(a) ダイレクトアクティングバキュームサーボ

乗用車や小型トラックのほとんどに装着されているもので、真空が比較的容易に得られることから、日本では1963年頃から採用が始まり、その後ディスクブレーキの普及に伴いペダル踏力の軽減を図るために、急速に普及した。図7.4にその構造を示す。



番号	部品名称	番号	部品名称
1	プッシュロッド	10	パワーピストン
2	プッシュロッドシール	11	パワーダイヤフラム
3	シェル	12	フィルタ
4	リターンスプリング	13	ペアリング
7	アクションディスク	14	ピストンシール
8	コントロールバルブ	15	プーツ
9	バルブプランジャー	16	オペ레이ティングロッド

図 7.4 真空倍力装置（シングル形）

次に作動について簡単に述べる。非作動時、真空室と大気室が連通し常に真空を保ち、リターンスプリングによりパワーピストンは平常位置に停止している。ブレーキペダルを踏むと（踏力）×（ペダル比）の力がオペレイティングロッドに作用して、コントロールバルブが真空弁を閉じ真空室と大気室を遮断した後、大気弁を開いて大気を大気室へ侵入させ、パワーダイヤフラムに作用する真空圧と、大気圧の圧力差とパワーダイヤフラムの面積の積の力をプッシュロッドに発生する。

この時プッシュロッドに発生する力（出力）とオペレイティングロッドの作用する力（入力）の比をサーボレシオ（出力 / 入力）と言い、

弾性ゴムであるリアクションディスクの両側にあるピストン径の面積比に等しくなる。図7.5に入出力特性線図を示す。

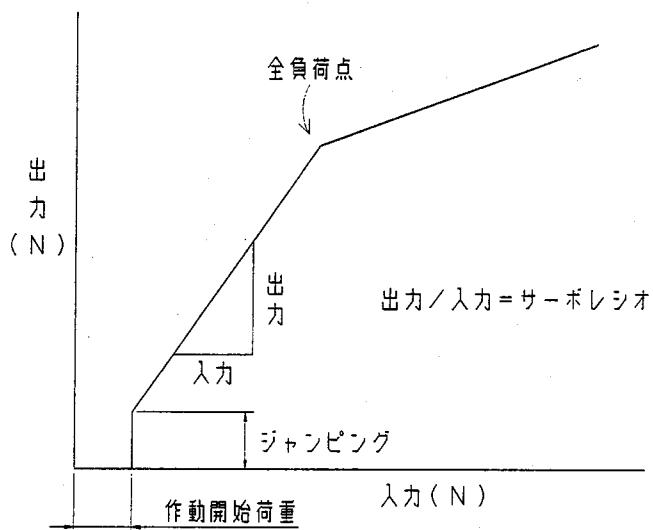


図7.5 入出力特性線図

なお、図7.5のジャンピング及びサーボレシオは制動時のフィーリングに影響するので、車両の特性に合わせることが重要である。また全負荷点は真空圧とパワーダイヤフラムの有効面積すなわち倍力装置のサイズにより変わる。

近年車両の大形化、高速化により倍力装置はどんどん大形化している。

タンデム形はパワーダイヤフラムの有効面積を増やすためにパワー・ピストンを2個串刺し形に持つものである。（図7.6参照）

表7.1に倍力装置の標準サイズを示す。

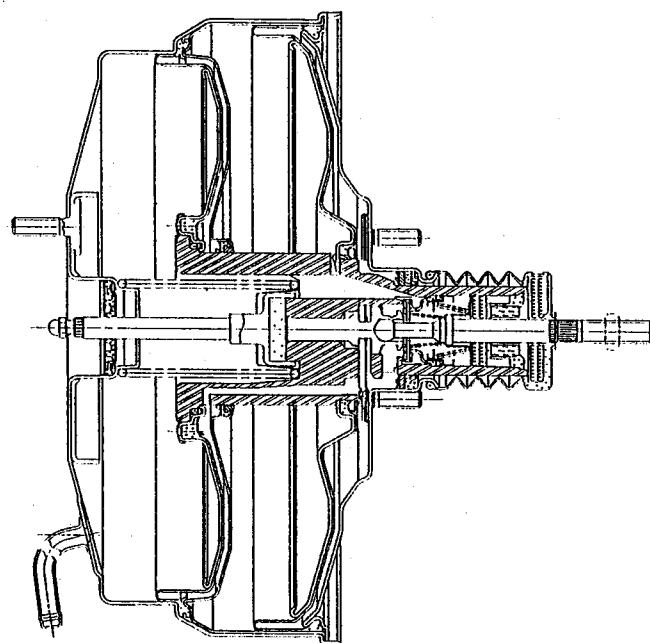


図 7.6 真空倍力装置
(タンデム形 8+9)

表 7.1 倍力装置の標準サイズ

	サ イ ズ	パワダイヤフラム の有効径 (mm)
シングル形	5"	130
	6"	155
	7"	180
	8"	205
	9"	230
タンデム形	7" + 8"	180 + 205
	8" + 8"	205 + 205
	8" + 9"	205 + 230
	9" + 9"	230 + 230

また、1977年の第二次オイルショックを契機として省資源・省エネルギー対応が活発となり小形・軽量化品が普及した。(図7.7参照)
高剛性スルーボルト形(ガーバック)も使われている(図7.8参照)

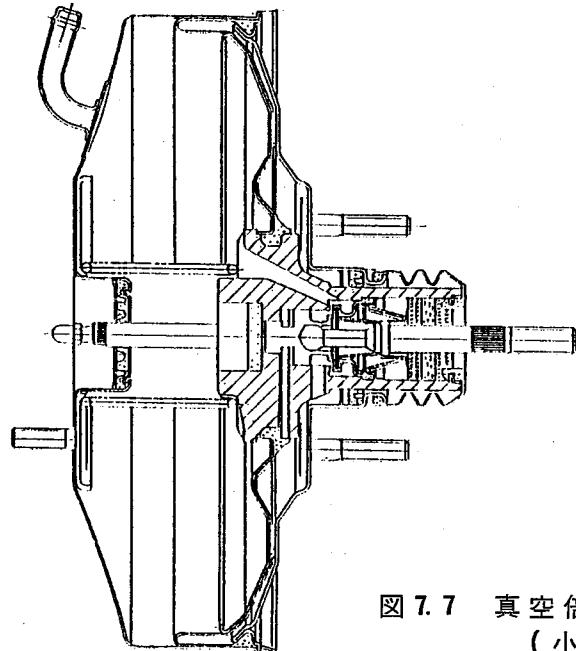


図7.7 真空倍力装置
(小形・軽量化タイプ)

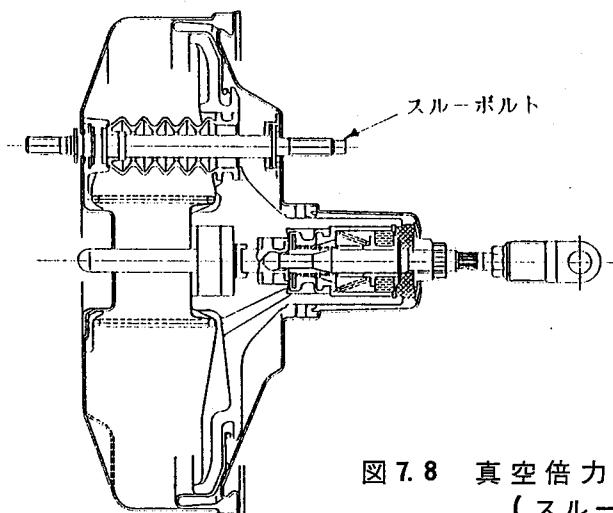


図7.8 真空倍力装置
(スルーボルト形)

(b) ハイドロリックバキュームサーボ

わが国においては、中型トラック及びバスは長年にわたって、図7.9に示すハイドロリックバキュームサーボブレーキシステムを採用してきている。

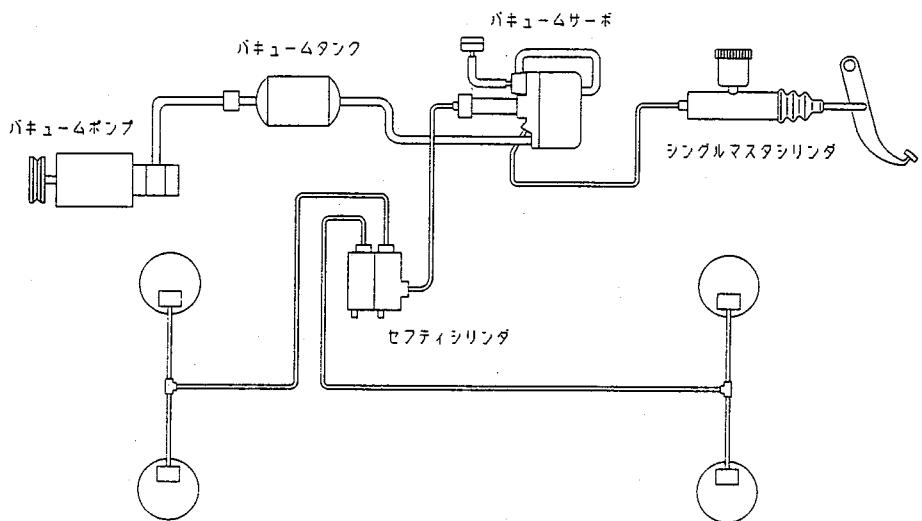


図7.9 セフティシリンダを使用した2系統回路図

このブレーキシステムに採用されてきた倍力装置（ハイドロリックバキュームサーボ）を図7.10に示す。

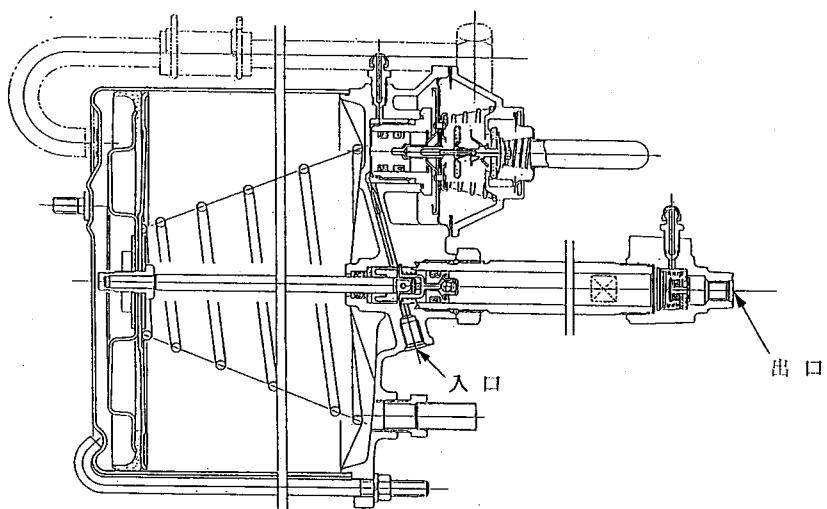


図7.10. ハイドロリックバキュームサーボ(ハイドロマスター)

なお、このブレーキシステムで特徴的なのは一系統失陥時の保障として、セフティシリンダを採用しているところにある。

この倍力装置の特徴は、倍力源がなくともマスターシリンダの液圧はホイールシリンダに、伝達できるところにある。

倍力装置の入力と出力の関係を示す特性線図を図 7.11 に示す。

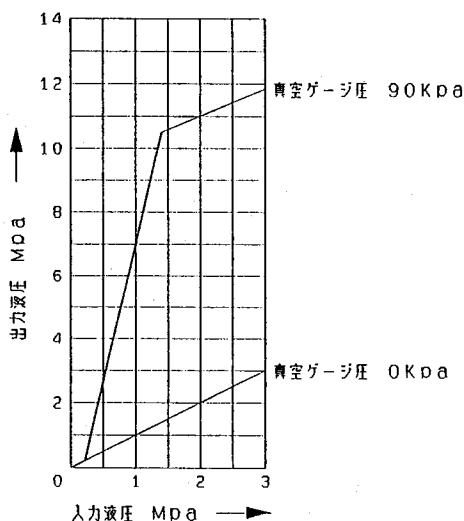


図 7.11 入出力特性線図

また、倍力装置を 2 ケ使用した二系統ブレーキシステムとして提案

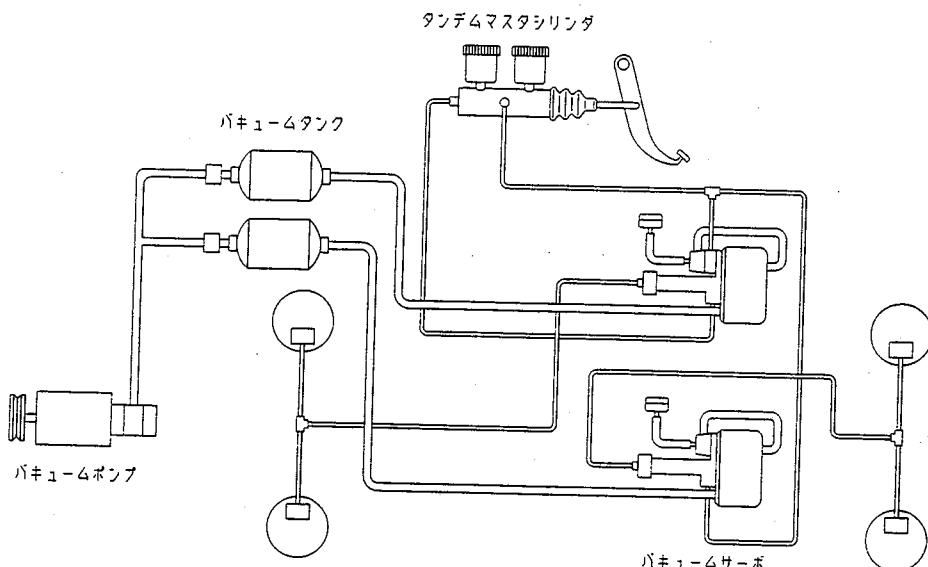


図 7.12 倍力装置を 2 個使用した 2 系統回路

されたものが図 7.12 に示すシステムである。リレーバルブは調整式のものを採用している。

(2) 空気倍力装置の構造

(a) ハイドロリックエアサーボ

図 7.13 に示すのがセフティシリンダを使用した最も一般的なハイドロリックエアサーボブレーキシステムである。

このブレーキシステムは、以前には 8 トン積み以上のトラックや大型バスに広く採用されて、大形ブレーキの主役であったが、最近ではごく一部に採用されているのみで、非常に少なくなっている。

このシステムは倍力源を圧縮空気としてパワーストロンの径は小さくても高出力が期待されるのが特徴である。

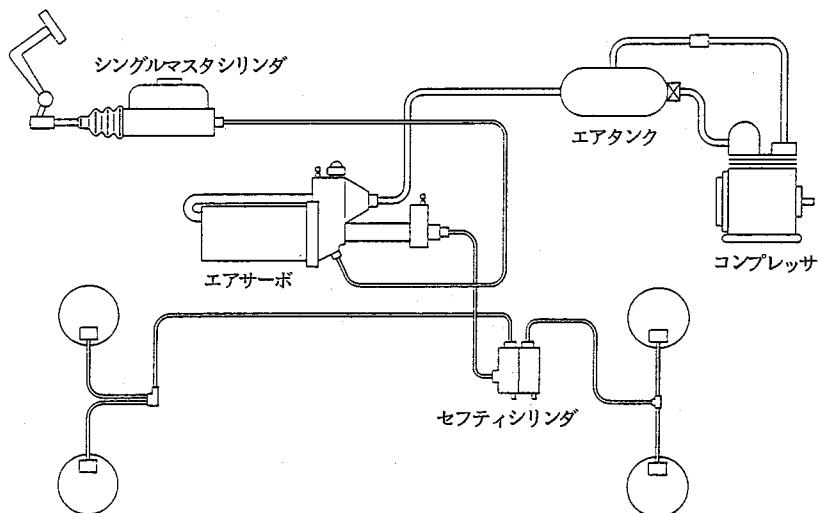


図 7.13 セフティシリンダを使用したハイドロリックエアサーボブレーキシステム

図 7.14 に倍力装置の断面図を示す。この場合も倍力源がなくなつて

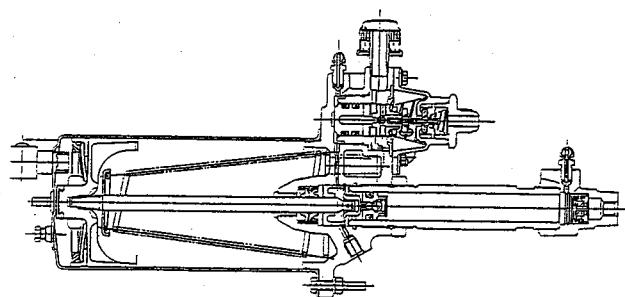


図 7.14 ハイドロリックエアサーボ

も踏力分で発生するマスターシリンダ液圧は、ホイールシリンダに伝達される。

図7.15は倍力装置を2ヶ使用した二系統化されたブレーキシステムである。このシステムに使用される倍力装置(図7.16)は、デュアルリーバルブを有しており、通常時はマスターシリンダのプライマリ側の圧力を2ヶの倍力装置のリーバルブが感知し、作動するので圧力差を極力少なくすることができる、という特徴を持っている。

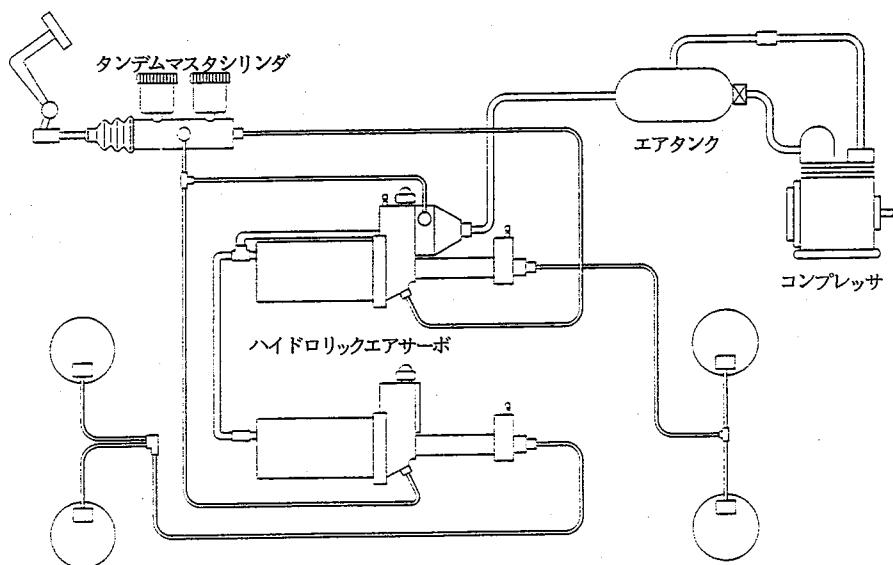


図7.15 倍力装置を2個使用したハイドロリックエアーサーボブレーキシステム

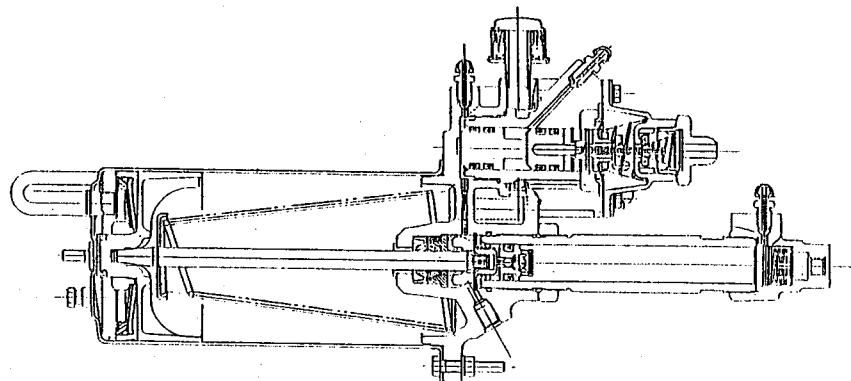


図7.16 デュアルリーバルブ付エアーサーボ

(b) エアオーバ ハイドロリック ブースタ

車両が大形化、高速化するのに伴って、ブレーキ力のパワーアップが更に要求されて、このエアオーバハイドロリックブレーキが登場したのである。

このブレーキは、エアブレーキとハイドロリックブレーキの複合ブレーキであり、両ブレーキの良い点を取り入れたのが特徴である。

このブレーキは、運転手が操作する部分は操作性のよいエアブレーキのブレーキバルブで行い、そこでコントロールされた圧縮空気が、エアオーバハイドロリックブースタ（以下エアオーバブースタという）のパワーシリンダに導かれ、ここで液圧に変換されてホイールシリンダに圧力が伝達されブレーキ力が得られる。

このシステムは安定性、フィーリング、信頼性、重量、コスト等に優れているとされている。そのためわが国では大型車ブレーキの主役の座についたのである。

ヨーロッパでは從来から一部の車種で、米国では最近一部の車種で採用されている。

図 7.17にシステムを、図 7.18にエアオーバブースタ、図 7.19にブレーキバルブを示す。

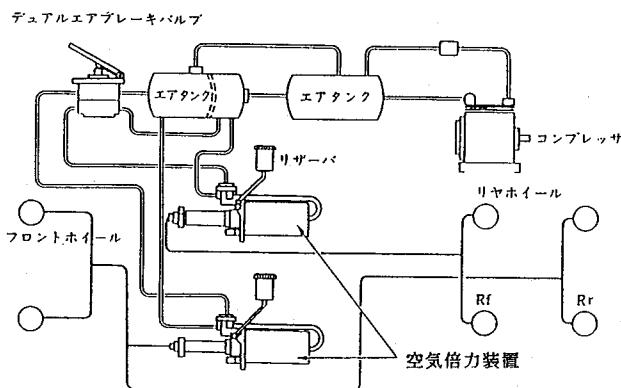


図 7.17 エアオーバハイドロリックブレーキシステム

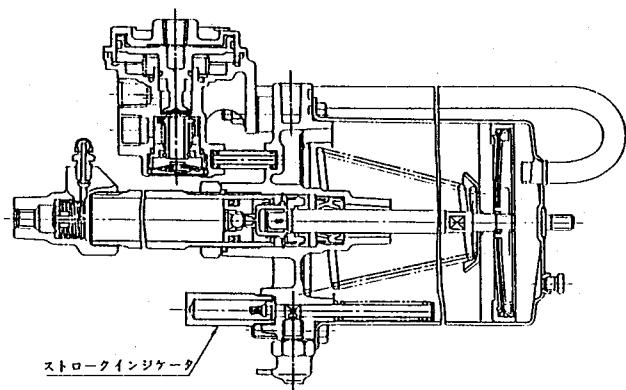


図 7.18 エアオーバ ブースタ

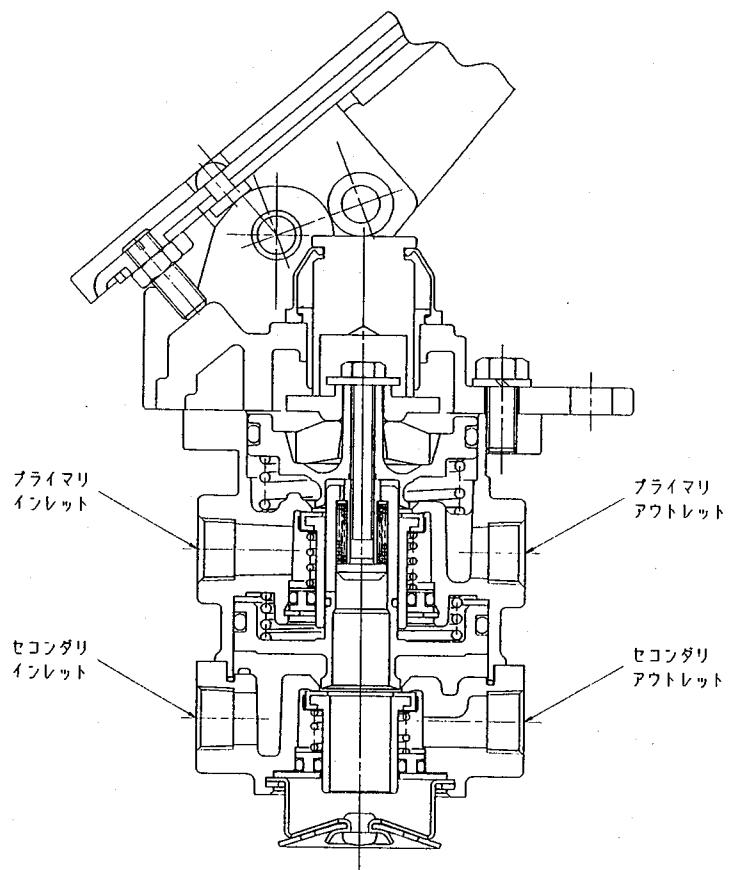


図 7.19 ブレーキバルブ

(3) 油圧倍力装置の構造

小形で高出力の出せる倍力装置として、欧米で使用されてきたものにハイドロリックブースタがある。

動力源である油圧ポンプはエンジンで駆動するものと、専用の電動ポンプを使用するものがある。また油は作動油（鉱物系）とブレーキ液を使用するものがある。

一般的に油圧ポンプで発生させた液圧を蓄圧するためアキュームレータを備えている。図 7.20 にシステム例と特徴を示す。

タイプ	システム図	特 間
A		倍力装置部分とマスタシリンダ部分は独立させられる。
B		倍力装置部分とマスタシリンダを一体化させ、一系統は油圧を直接ブレーキ系に流し、他系統を倍力装置としてマスタシリンダに出力を伝える。
C		フルパワーブレーキと呼ばれるもので油圧バルブをブレーキペダルで直接コントロールするタイプである。

図 7.20 油圧倍力装置システム図

7.2 バルブ

バルブは、制動時自動車の前後輪の荷重の変化に応じたブレーキ力配分を得るもので、所定圧以上で後輪ブレーキへの圧力を抑えるようにしたものである。

7.2.1 制動力配分

(1) 制動力配分

自動車は、制動中減速度により前輪荷重が増し、後輪荷重が減少する。これを荷重移動と呼び、その状態での前後輪荷重を各軸における動荷重と呼んでいる。

前輪と後輪の制動力配分は、減速度によって変化する各軸動荷重比と一致させることが理想で、そのような配分を制動力理想配分と呼ぶ。これをグラフ化したものを理想制動力配分曲線と言い、次式により求められる。

静的荷重は、前輪及び後輪の路面との接点まわりのモーメントのつり合いでから、次式で与えられる。(図 7.21 参照)

$$W_f = W_{f_0} + eW \times H / L \quad (1)$$

$$W_r = W_{r_0} - eW \times H / L \quad (2)$$

ここで、

W : 車両総重量 (N)

W_f : 前輪動的荷重 (N)

W_r : 後輪動的荷重 (N)

W_{f0} : 前輪静的荷重 (N)

W_{r0} : 後輪静的荷重 (N)

L : ホイールベース (mm)

H : 重心高さ (mm)

e : 減速度 / 重力加速度

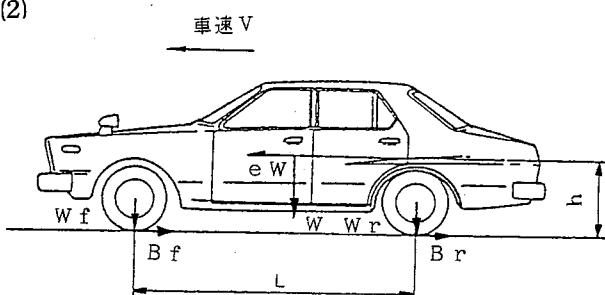


図 7.21 制動時力学モデル

ある路面で得られる最大制動力は、タイヤにかかる荷重と路面の摩擦係数の積で得られるので、制動力は次式で表わされる。

$$B_f = \mu W_f = \mu (W_{f_0} + eW \times H / L) \quad (3)$$

$$B_r = \mu W_r = \mu (W_{r_0} - eW \times H / L) \quad (4)$$

ここに、

B_f : 前輪制動力 (N)

B_r : 後輪制動力 (N)

μ : タイヤと路面との摩擦係数

路面の摩擦係数より大きい減速度は得られないので、式(3)及び式(4)において $\mu = e$ とし、更に両辺を W で除し無次元化すると、

$$B_f / W = e \times W f_0 / W + e^2 \times H / L \quad (5)$$

$$B_r / W = e \times W r_0 / W - e^2 \times H / L \quad (6)$$

となる。

B_f / W 、 B_r / W をそれぞれ横軸縦軸に取り各減速度毎にこの関係をプロットすると、図 7.22 に示すような曲線が得られる。この曲線は制動力理想配分曲線と呼ばれる。

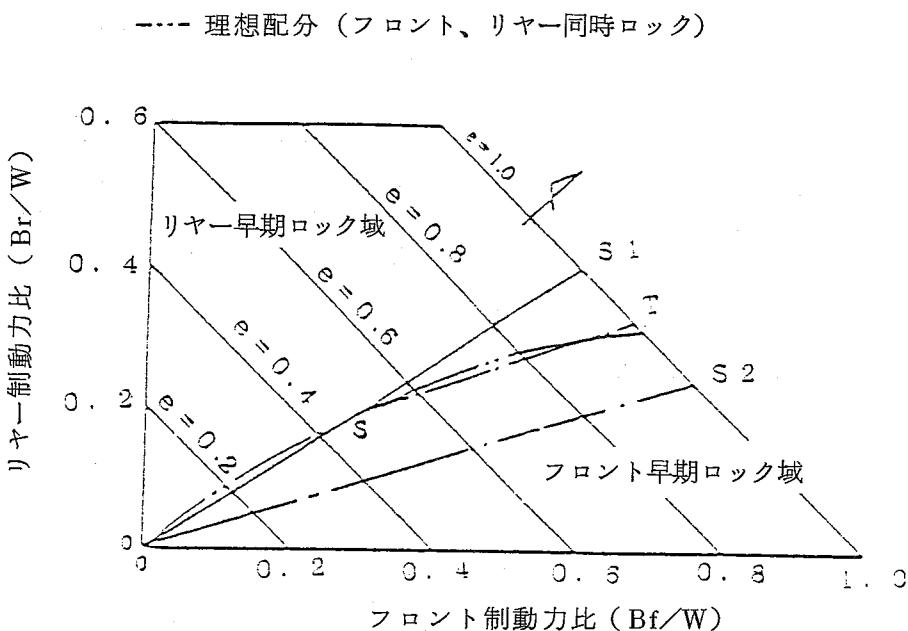


図 7.22 制動力配分曲線

(2) 制動力実配分

制動力の理想配分は、車両の諸元によって決まるもので実際の前後輪制動力の配分も、減速度に応じて連続的に変化させることが望ましい。

しかし、実制動力は前後輪に設定されたブレーキの形式と大きさによって決まってくるもので、実制動配分比は理想制動配分比に近似した固定比となる。図 7.22 の上では原点を通る OS_1 や OS_2 のように直線で表される。

OS_1 の例では、高減速度域で実配分が理想制動の上に位置している。この場合、後軸の早期ロック発生の可能性があり危険である。 OS_2 の例は、実配分が理想配分の下に位置しており、後輪の早期ロックの発生は無い。しかし、理想配分と隔たっていると言うことは、路面の摩擦係数を十分に利用しているとは言えず、制動停止距離が長くなる。

実配分と理想配分線の交差する点は、前後輪の同時ロック点で、一般には、同時ロック点を $0.6 g \sim 0.8 g$ に設定するのが普通であり、前輪の比率は F R 車では 65 %、F F 車で 80 % 前後の例が多い。

OS_1 のような実配分の場合は、実配分と理想配分線が交差する付近の減速度以上の領域で、後輪の制動力を制限して、実配分を O S T のようにできるだけ理想配分に近似させ、後輪の早期ロックを防止や停止距離の短縮を図っている。この働きをするのが液圧制御弁で、リヤーブレーキへの入力である液圧をフロントブレーキ液圧より低く制限することによって行われる。

7.2.2 バルブの種類

(1) 後輪の早期ロックを防止するバルブ

このタイプは 7.2.1 に述べた制動力配分を前輪早期ロック側に配分することにより車両挙動を安定させると共に、より効率的なブレーキ力を得られるように液圧を制御するもので、次の 3 種類がある。

(a) 一定性能形バルブ

後輪液圧の制御開始点が一定している形式で、軽積載と定積載時、車両の前後軸荷重変動が少なく片系統失陥時にも、ある程度制動力を確保できる F R 車と、X 配管の F F 大衆車に多く用いられる。

(b) 片系統失陥時補償性能形バルブ

片系統失陥時に、残り片系統の制動力だけでは不足する場合、液圧制御を中止したり、制御開始点を遅らせる機能を持たせたもので、前後輪分轄方式が採用されている F R 車や一部 F F 車にも用いられる。

(c) 変動性能形バルブ

車重の変動や発生減速度を感じて、それに応じて液圧制御開始点を変動する機能を持ったもので、特にトラック・バンのような車重変化の大きな車に用いられる。

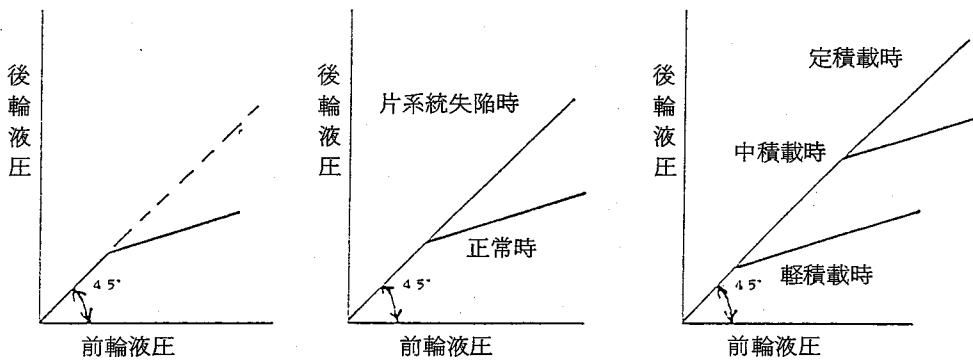


図 7.23 後輪の早期ロック防止バルブの特性例

(d) 変形形バルブ

上記 3 形式はいずれも一段折れ特性であるが、他に多段折れ特性のものがあり、片系統失陥時の補償のために 2 段折れ特性としたものが実用化されている [(a)と(b)の中間形]。

また、より制動力理想配分に近似するために 2 段折れ特性としたものも多く特許出願されている [(a)に近い形]。

(2) その他のバルブ

上述の、後輪早期ロック防止用バルブの外に、特殊な目的で用いられるものがあり、詳細は後述する。

7.2.3 バルブの構造と機能

バルブの構造は

バルブ基本構造 後輪の減圧制御を行う部分

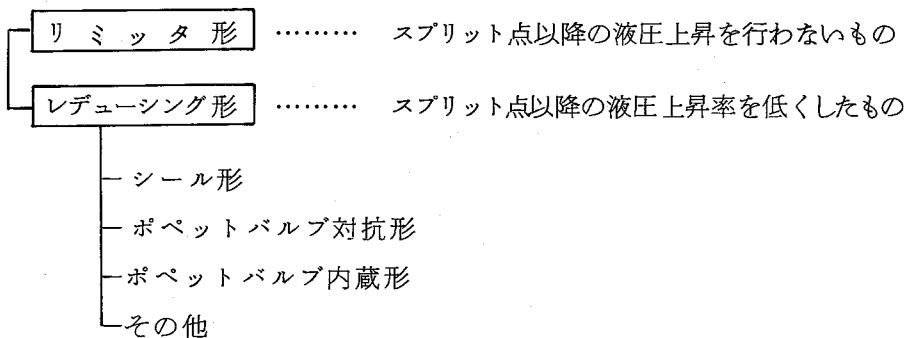
+

付加機能構造 (スプリット点)
液圧制御点の変化を行う部分

に分けられ、以下それぞれについて詳述する。

(1) バルブ基本構造

減圧制御を行う主なものとしては下記に分類される。



(a) リミッタ形

リミッタ形の特性では、理想制動力配分に対する近似性が悪く、現在特殊な車以外、ほとんど使用されていないので、ここに制動配分線図と構造図を上げるにとどめる。

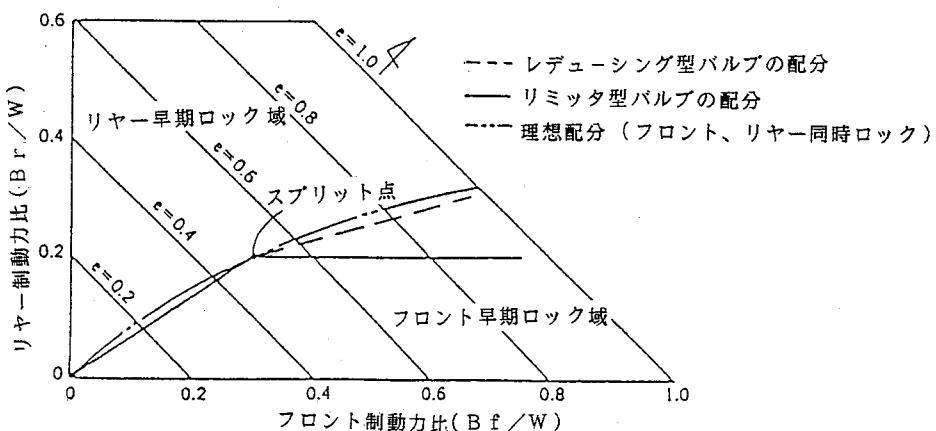


図 7.24 リミッタバルブ制動配分線図

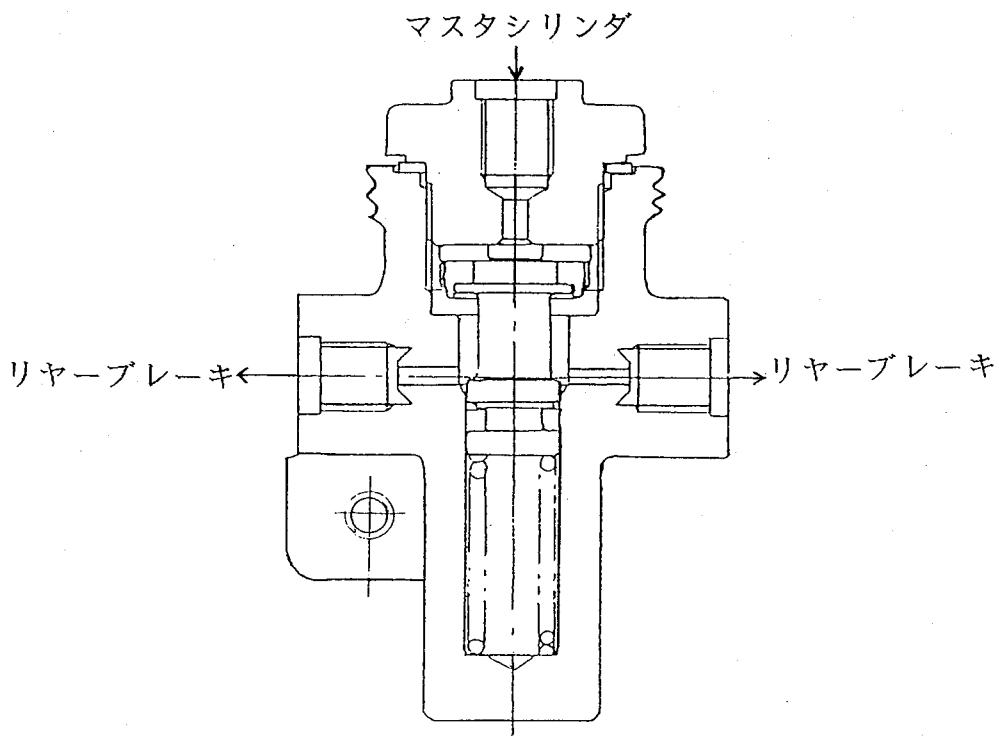


図 7.25 リミッタバルブ

(b) レデューシング形

レデューシング形は、理想制動力配分に対する近似性を向上させるため、図 7.26に示すように、スプリット点以上のマスターシリンダ液圧に対して、リヤーブレーキ液圧を一定の比（レデューシングレシオ）で減圧するタイプである。表 7.1に基本となる 3 つの構造を示す。

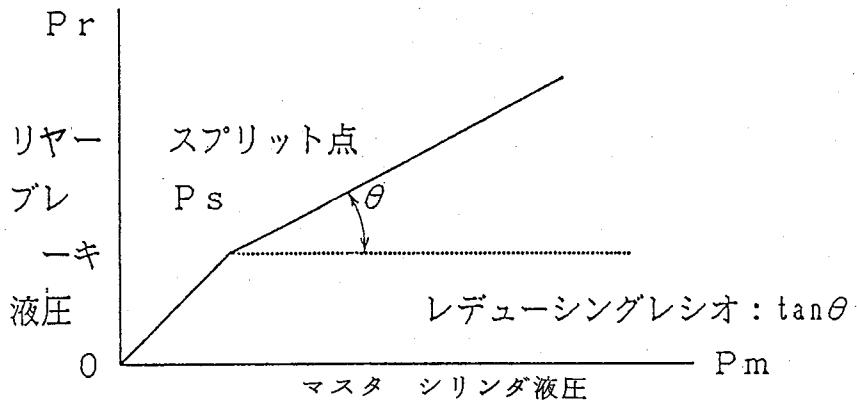


図 7.26 レデューシング形バルブ特性

表 7.1 レデューシング形バルブの構造と特性

形 式	シ ー ル 形	ポペットバルブ対向形	ポペットバルブ内臓形
■ 各			
ピストンを上に押す力: F_1	$A_1 \times Pr$	$(A_1 - a) \times Pr$	$(A_1 - a) \times Pr$
ピストンを下に押す力: F_2	$(A_1 - A_2) \times Pm + F$	$(A_2 - a) \times Pm + F$	$(A_1 - A_2 - a) \times Pm + F$
スプリット点以降の力の バランス: $F_1 = F_2$	$Pr \times A_1 = (A_1 - A_2) \times Pm + F$	$Pr \times (A_1 - a) = (A_2 - a) \times Pm + F$	$Pr \times (A_1 - a) = (A_1 - A_2 - a) \times Pm + F$
スプリット点減圧: $Pm = Pr$	$Ps = F / A_2$	$Ps = F / (A_1 - A_2)$	$Ps = F / A_2$
レデューシングレシオ $\tan \theta$	$(A_1 - A_2) / A_1$	$(A_2 - a) / (A_1 - A_2)$	$(A_1 - A_2 - a) / (A_1 - a)$
具 体 例	図 7.27	図 7.28	図 7.29

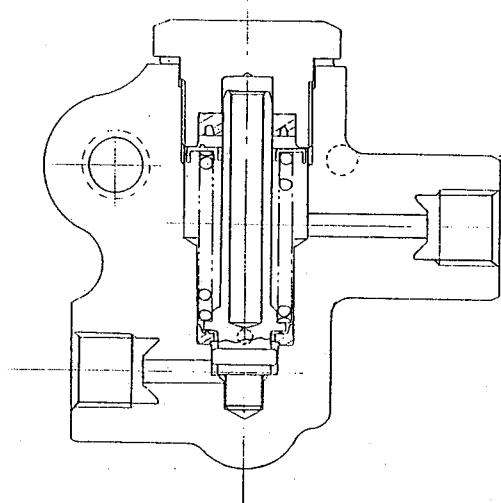


図 7.27 シール形

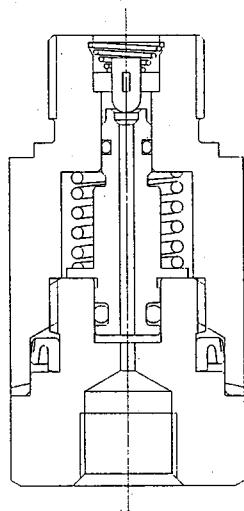


図 7.28 ポペットバルブ対向形

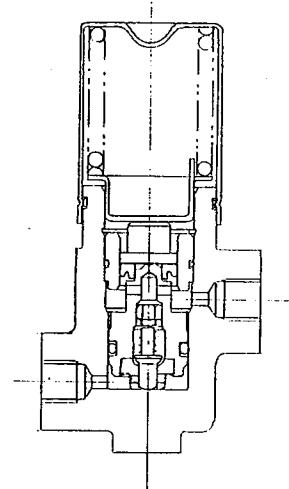
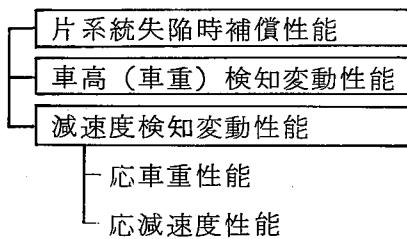


図 7.29 ポペットバルブ内蔵形

(2) 付加機能構造

付加機能の主なものとしては下記に分類される。



以下それについて詳述する

(a) 片系統失陥時補償性能形

片系統の失陥を検知し、スプリット点を遅らせたり、制御を行わなくするもので、下記のように様々な種類がある。

- ① 形態別
 - シングル形 主としてFR車用(図7.30, 7.31, 7.32, 7.33, 7.38)
 - タンデム形 主としてFF車用(図7.34, 7.35)
 - デュアル形 主としてFF車用(図7.36, 7.37)
- ② 構造別
 - 液圧形 失陥時ブランジャーに加わる液圧が変化する形式(図7.31, 7.32, 7.33)
 - 作動ピストン形 失陥時ブランジャーの作動を妨げる方向で作動ピストンが移動する形式(図7.30, 7.34)
 - ポペット移動形 失陥時ポペットバルブ・シールを逃がす形式(図7.35)
 - スプリング 失陥時2系統分のスプリング荷重を片側へかけたりテコにより増加する形式(図7.36, 7.37)
 - バイパスバルブ形 失陥時バイパスバルブにより、別の通路を作る形式(図7.38)

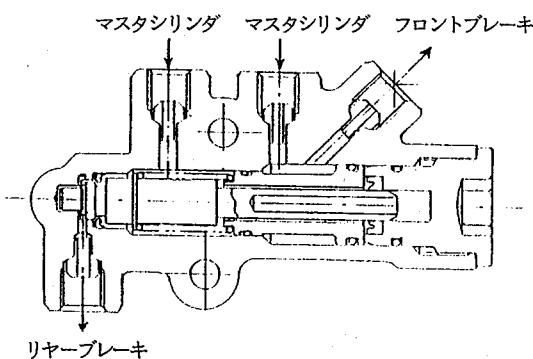


図7.30 片系統失陥時補償性能形I
(シール形 シングル作動ピストン形)

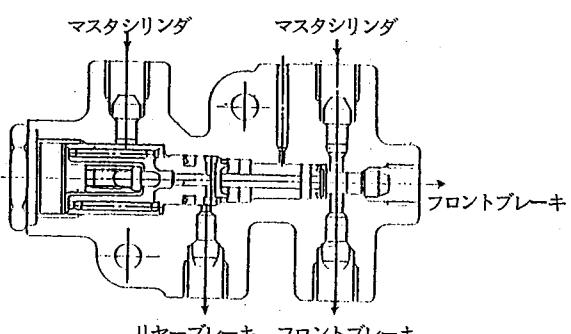


図7.31 片系統失陹時補償性能形II
(ポペットバルブ対向形 シングル液圧形)

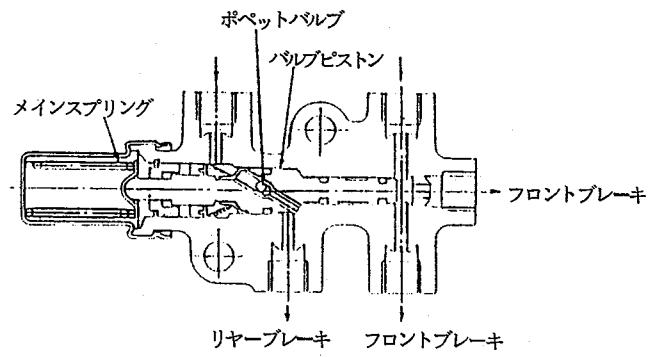


図 7.32 片系統失陥時補償性能形Ⅲ
(ポペットバルブ内蔵形 シングル液圧形)

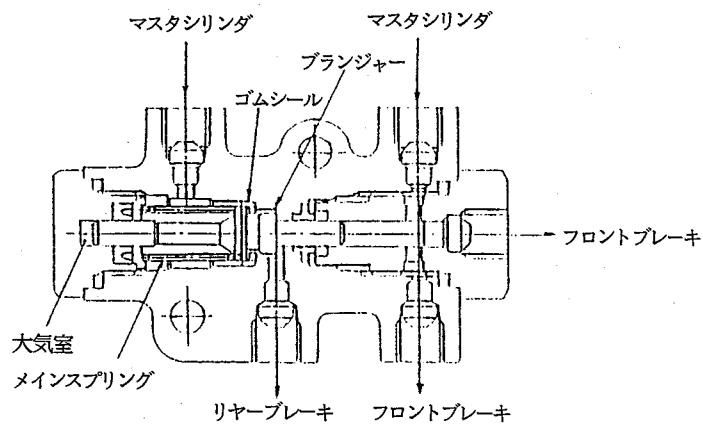


図 7.33 片系統失陥時補償性能形Ⅳ
(シール形 シングル形)

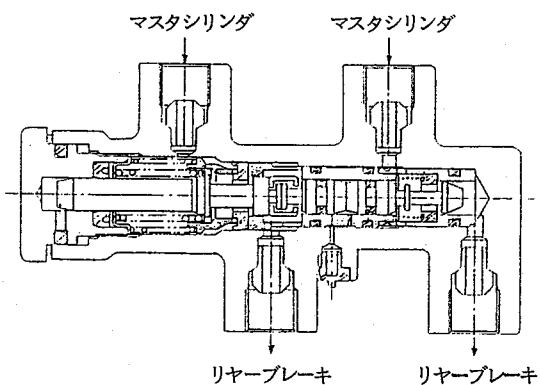


図 7.34 片系統失陥時補償性能形Ⅴ
(シール形 タンデム作動ピストン形
+ シール移動形)

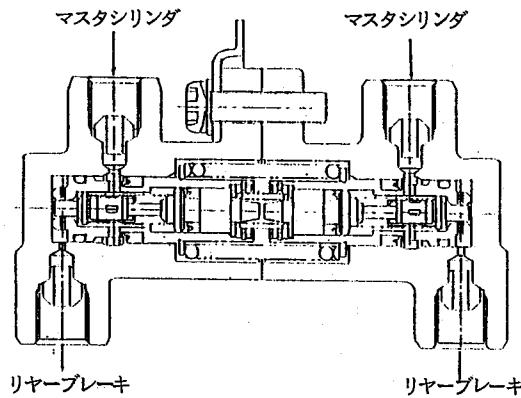


図 7.35 片系統失陥時補償性能形Ⅵ
(ポペットバルブ内蔵形
タンデムポペットバルブ移動形)

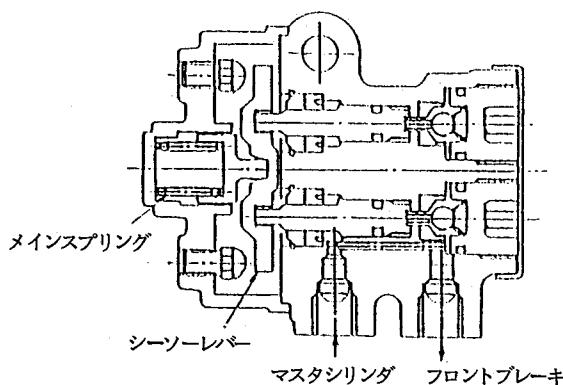


図 7.36 片系統失陥時補償性能形Ⅶ
(ポペットバルブ対向形
デュアルスプリング荷重変動形)

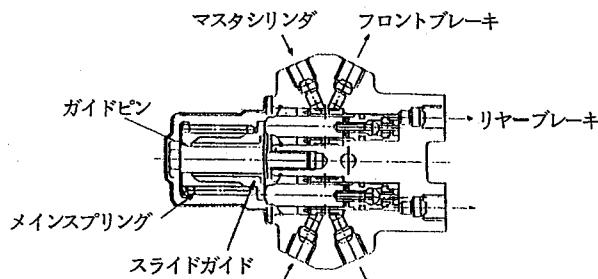


図 7.37 片系統失陥時補償性能形Ⅷ
(ポペットバルブ内蔵形
デュアルスプリング荷重変動形)

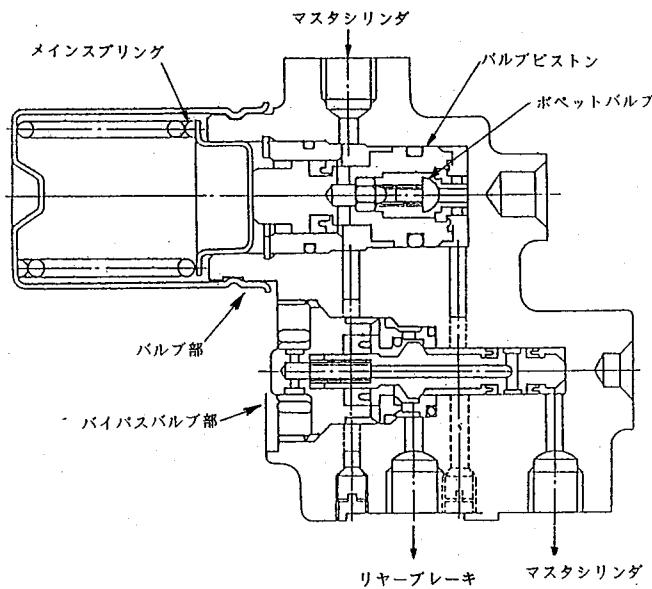


図 7.38 片系統失陥時補償性能形Ⅳ
 (ボベットバルブ内蔵形
 シングルバイパスバルブ形)

(b) 車高（車重）検知変動性能形

ロードセンシング形と呼ばれ、車重変動を車両のアクスルと車体の相対変位として検知し、スプリット点を変化させるもので、シャシ構造に合わせて様々なものがあるが、主な検知手段としては下記のスプリング形式で分類される。

- テンションスプリング (図 7.39, 7.40, 7.41)
- コンプレッションスプリング (図 7.42)
- リーフスプリング (図 7.44)
- バースプリング (図 7.43)
- トーションバースプリング

車両のレイアウト上、上記スプリングをリンクやワイヤで連結したもの、また上記のスプリングの組み合わせや、車両組付け時のスプリング力調整方法、更にシャシ下部に装着されるため防錆・飛び石対策などが加わることにより様々な形態のものがある。

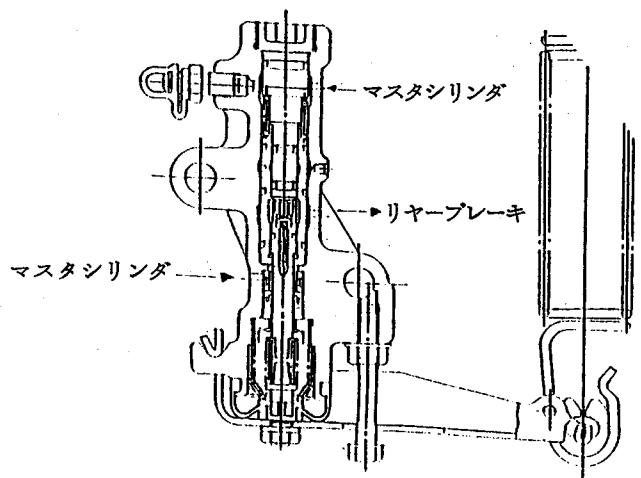


図 7.39 テンションスプリング形
(シングル形)

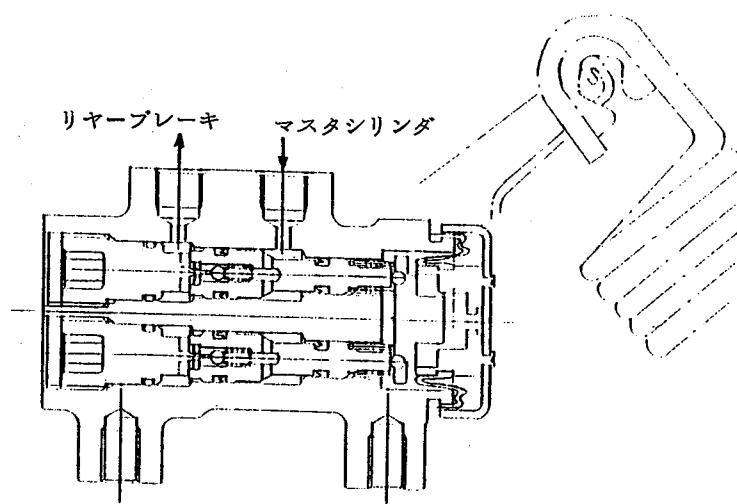


図 7.40 テンションスプリング形
(デュアル形)

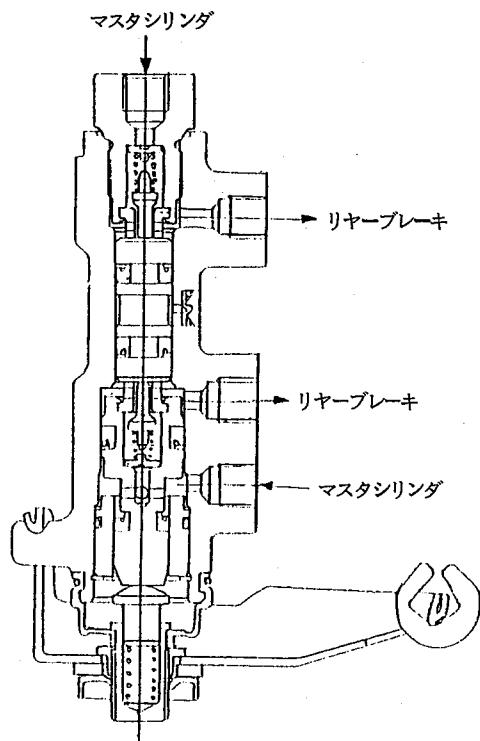


図 7.41 テンションスプリング形
(タンデム形)

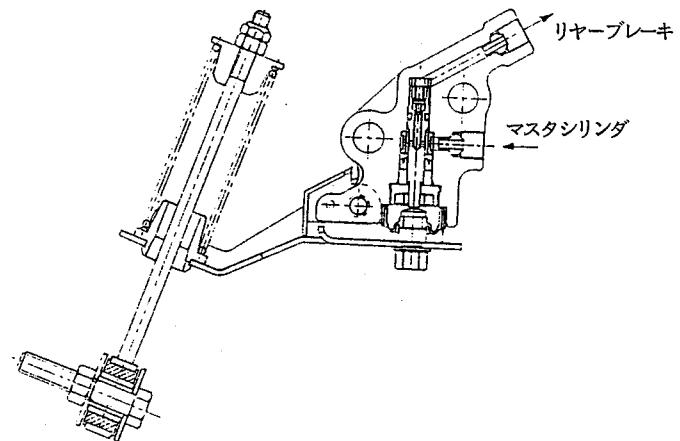


図 7.42 コンプレッションスプリング形
(シングル形)

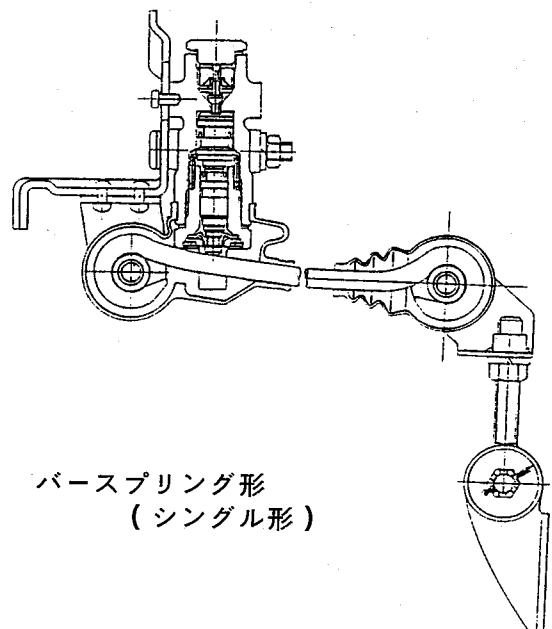


図 7.43 バースプリング形
(シングル形)

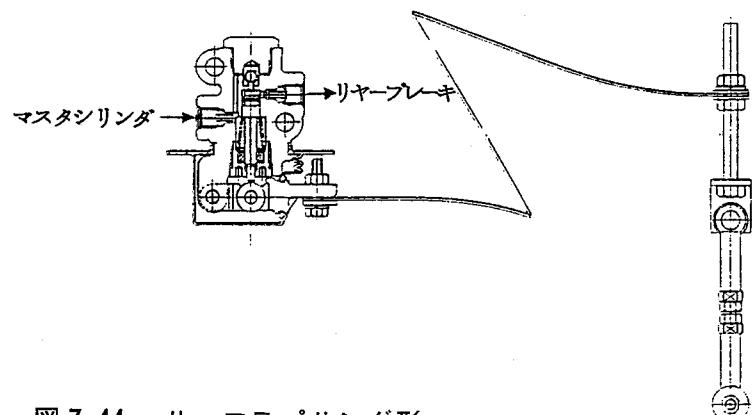


図 7.44 リーフスプリング形
(シングル形)

この形式のものは、車両レイアウトの難しさや車高の経時変化の影響を受ける半面、ホイールユニットのバラツキの影響を受けないことや軽積と定積載間の特性差を大きくとれる利点がある。

上記の他に、より積極的なブレーキ制御の高性能化として、図 7.42 を 2 個使用して、車両のロールを感じしリヤーの左右輪を別々に制御する形式のものも実用化されている。（図 7.45）

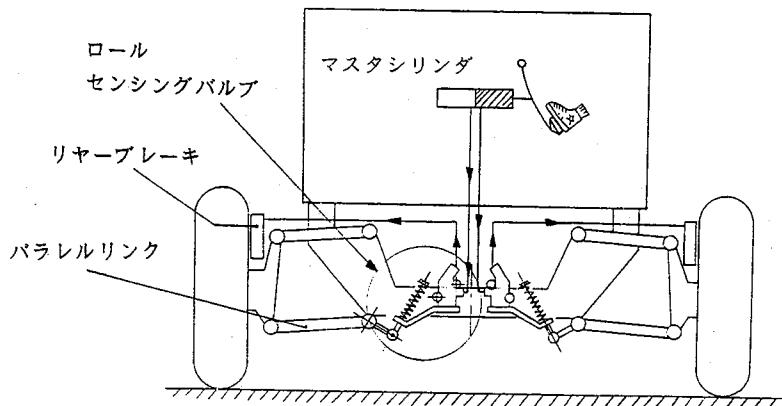


図 7.45 左右輪別制御形ロードセンシングバルブ

(c) 減速度検知変動性能形

車両の発生減速度を感知し、スプリット点を変化させるもので、慣性弁の開閉により特性差を出すが、下記の 2 形式に分類される。

① 慣性弁ロードセンシングバルブ

慣性弁が発生液圧力を封じ込めるにより、その制動時圧力に応じたメインスプリング荷重に変化させる形式（図 7.46）。

② G バルブ

慣性弁により封じ込められた液をそのままリヤーブレーキに流す形式（図 7.47）。

これらの形式は、バルブ性能として適応範囲が狭く、路面振動や慣性弁の安定性に工夫がいるが、車両レイアウトが簡単で、塩害・凍結・飛び石に対し有利である。

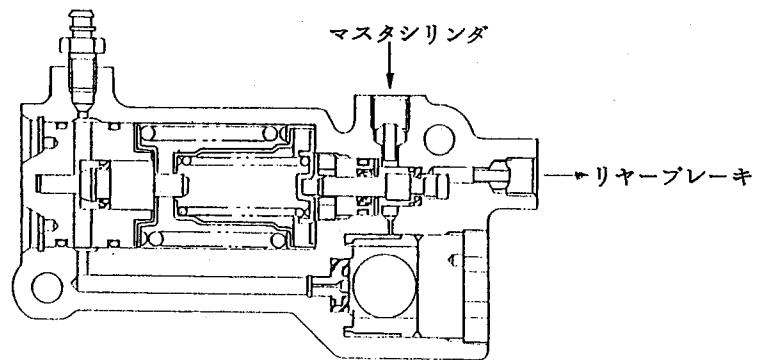


図 7.46 ボール慣性弁形ロードセンシングバルブ

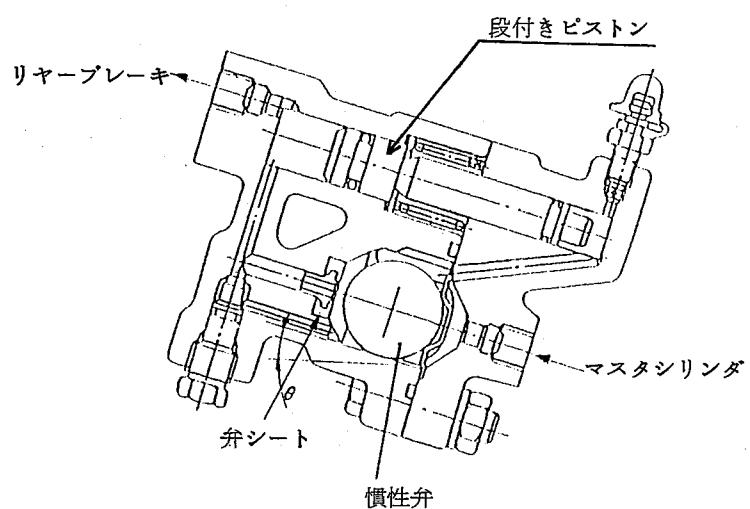


図 7.47 G バルブ

(d) その他のバルブ

前項まで、付加機能形式別の代表的なバルブを取り上げたが、その他にもいろいろなものがある。参考までに2段作動形の例等をあげておく。

① 昇圧2段作動形

通常領域はレデューシング形であるが、高圧領域では差圧ピストンが作動しレデューシングを中止する形式で実用例がある。フロントブレーキ失陥時のリヤーブレーキの制動力を確保するためのもので、一種の片系統失陥時補償形といえる。（図7.48，7.49）

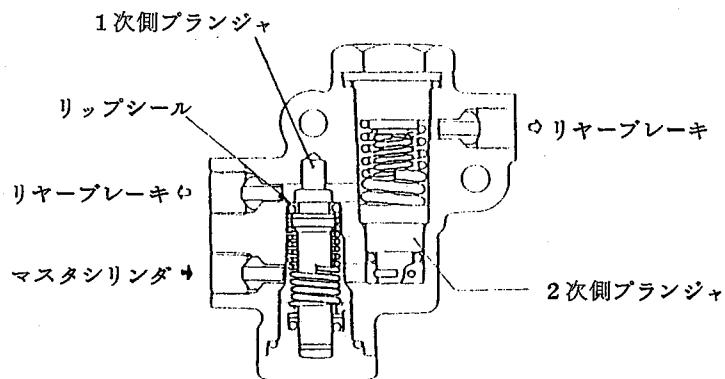


図7.48 昇圧2段作動形

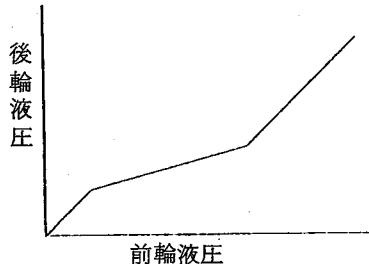


図7.49 昇圧2段作動形特性図

② 減圧 2段作動形

制動力理想配分に特性をより近似させるために、2つのスプリット点を持たせた形式で、一定形の一種である。2以上のスプリット点を持たせたものも特許に多く出されている。（図 7.50, 51）

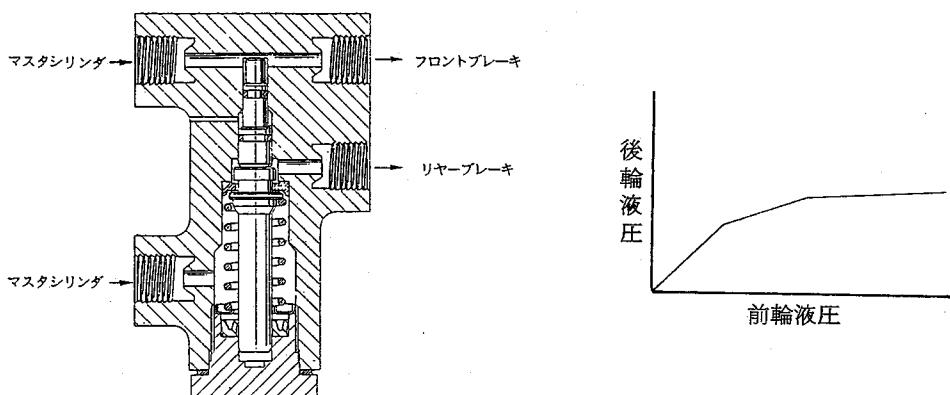


図 7.51 減圧 2段作動形特性図

図 7.50 減圧 2段作動形

③ 可変式バルブ

メインスプリング荷重を調整可能としたもの。ドライバーの判断により、スプリット点を任意に設定し、急カーブでの特殊な運転をするのに用いられラリー車に使用される。（図 7.52）

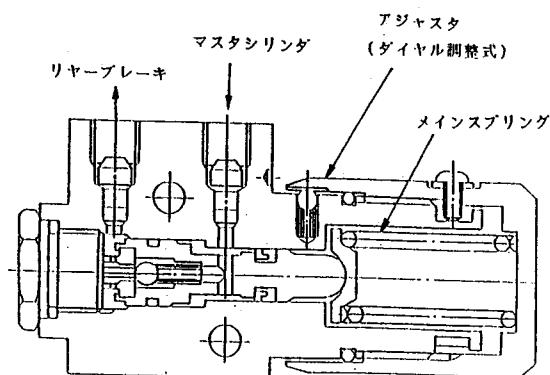


図 7.52 可変式バルブ

7.2.4 その他のバルブ

ブレーキには、前述の後輪の早期ロックを防止するバルブの他に、特殊な目的で用いられるバルブがあり、代表的なものを以下に説明する。

(1) メタリングバルブ

このバルブはドラムブレーキのリターンスプリング圧力分だけディスクブレーキの液圧の立ち上がりを押さえ、前後輪ブレーキが同時に効くようにしたものである。トルコン車の引きずり防止にもなる。（図 7.53, 7.54）

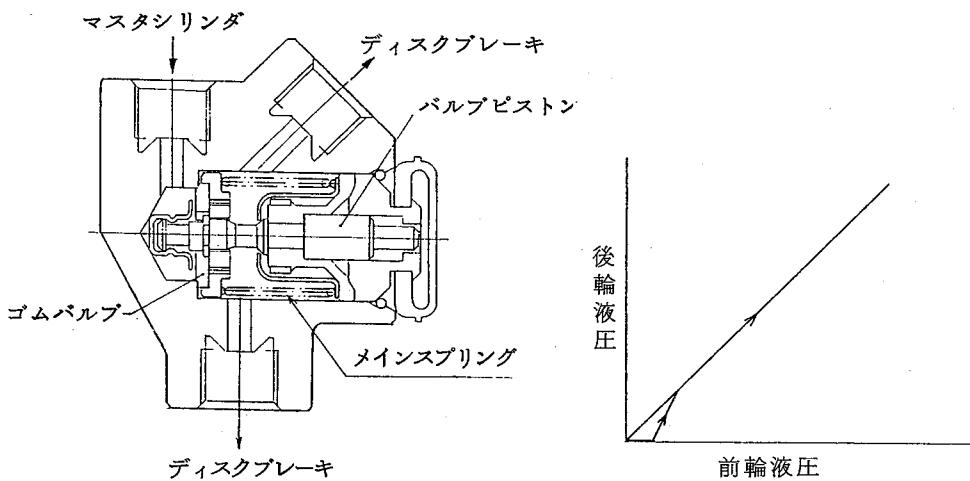


図 7.53 メターリングバルブ

図 7.54 メターリングバルブ特性図

(2) コンビネーションバルブ

マスターシリンダの2系統のうちの1系統の失陥や2系統間の著しい差圧に対し警報を出すためのバルブで、差動ピストンとスイッチで構成されている。図 7.55はディファレンシャルバルブ、メタリングバルブ及びプロポーショニングバルブを組み合わせた、コンビネーションバルブと呼ばれるものである。

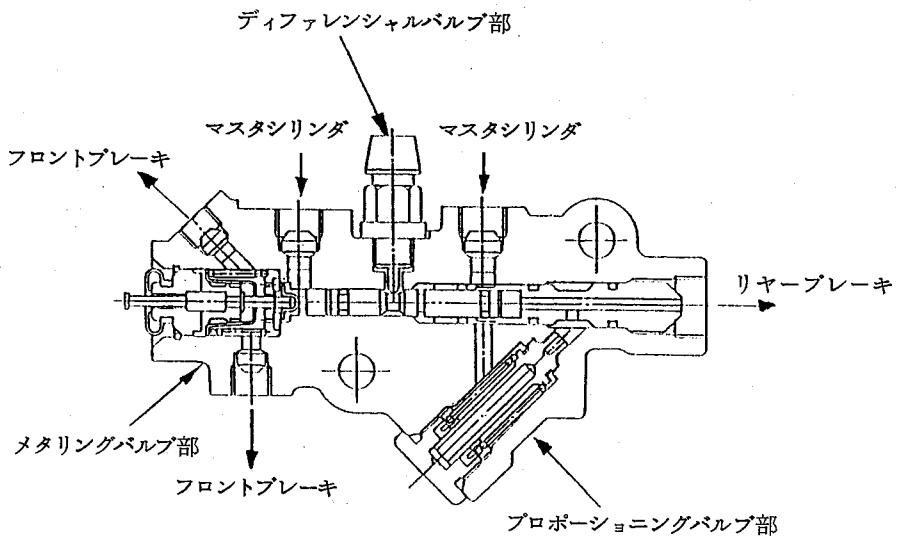


図 7.55 コンビネーションバルブ

7.3 ブレーキ液圧保持装置

当装置は登坂路での自動車の発進を容易にする等の目的のために用いられる補助装置である。この装置には、機械式と電気式とがある。

7.3.1 機械式ブレーキ液圧保持装置（ヒルホールダ）

(1) 構造

(a) システム構成

通常はブレーキ配管の一系統に配設され、車体に対し水平に取り付けられる。保持弁のレバーは、操作ケーブルでクラッチレリーズフックと連結されており、クラッチペダルを踏むことにより回転し、圧力保持弁を開閉する。

システム構成を図 7.56 に示す。

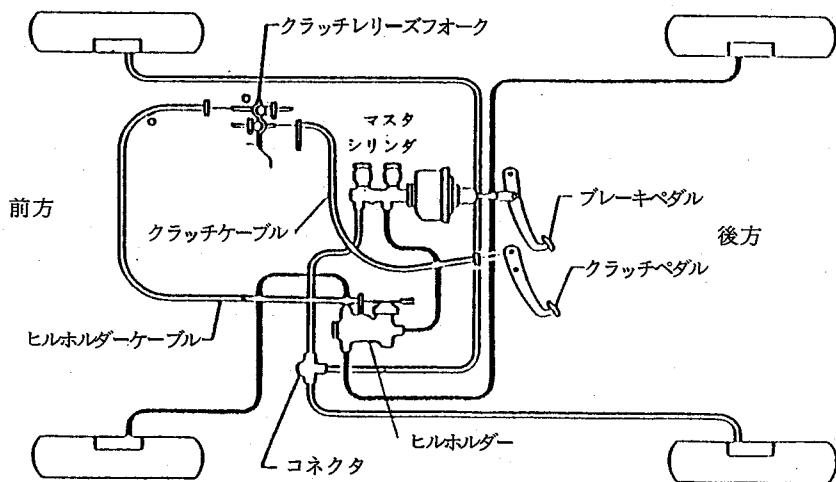


図 7.56 システム構成

(b) 圧力保持弁

図 7.57 に機械式圧力保持弁の一例を示す。構成はクラッチレバーと連動するレバー、カムシャフト及び、プッシュロッドと坂路検出用のボールとシールから構成されている。

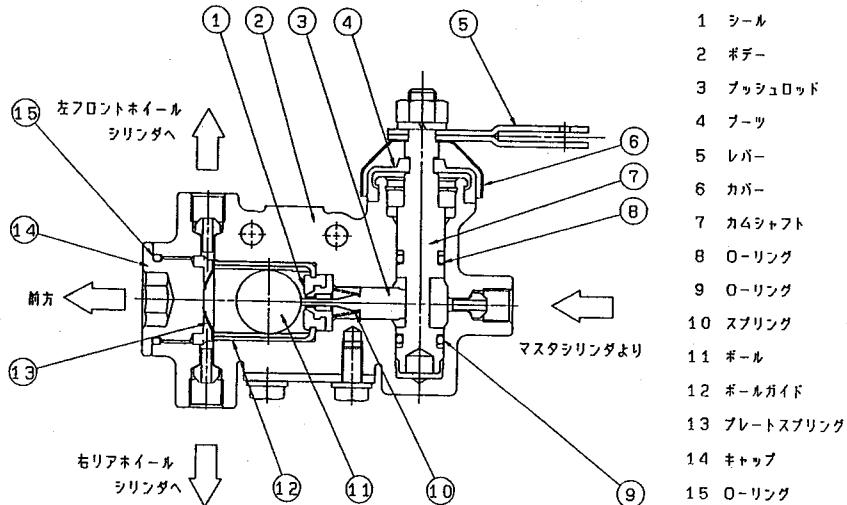


図 7.57 機械式圧力保持弁

(2) 作動

クラッチペダルの操作により操作ケーブルを介して、レバー、カムシャフトが回転し、プッシュロッドが出し入れされ、バルブを開閉する。登坂路でブレーキとクラッチペダルを踏んで停止すると、プッシュロッドがシール内に入り込むと同時に、ポールがシールに着座してチェックバルブ作用により、ホイールシリンダ側の液圧を保持する。

この状態でブレーキペダルを放しても、自動車はその位置に停車することができる。更に発進しようとする場合は、半クラッチ状態にするためにアクセルペダルを踏みながらクラッチペダルを戻してくるが、停車の場合と逆にプッシュロッドがポール側に移動して半クラッチ領域に入り、十分駆動力が伝わったところでポールを突き上げ、保持していた液圧を解放する。

図 7.58 IC、圧力保持弁の非作動状態、図 7.59 IC 作動状態を示す。

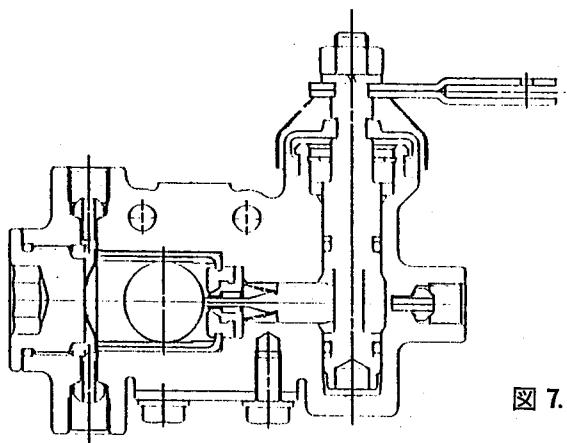


図 7.58 非作動状態

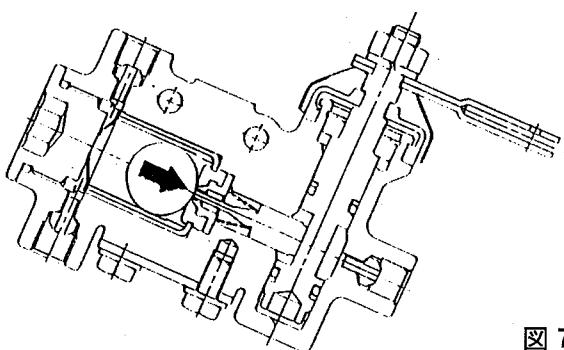


図 7.59 作動状態

7.3.2 電気式ブレーキ液圧保持装置（スライドストッパー）

(1) 構造

(a) システム構成

通常はブレーキ配管の一系統に配設され、図 7.60 に示すように、電磁バルブ、ECU、スピードセンサで構成される。

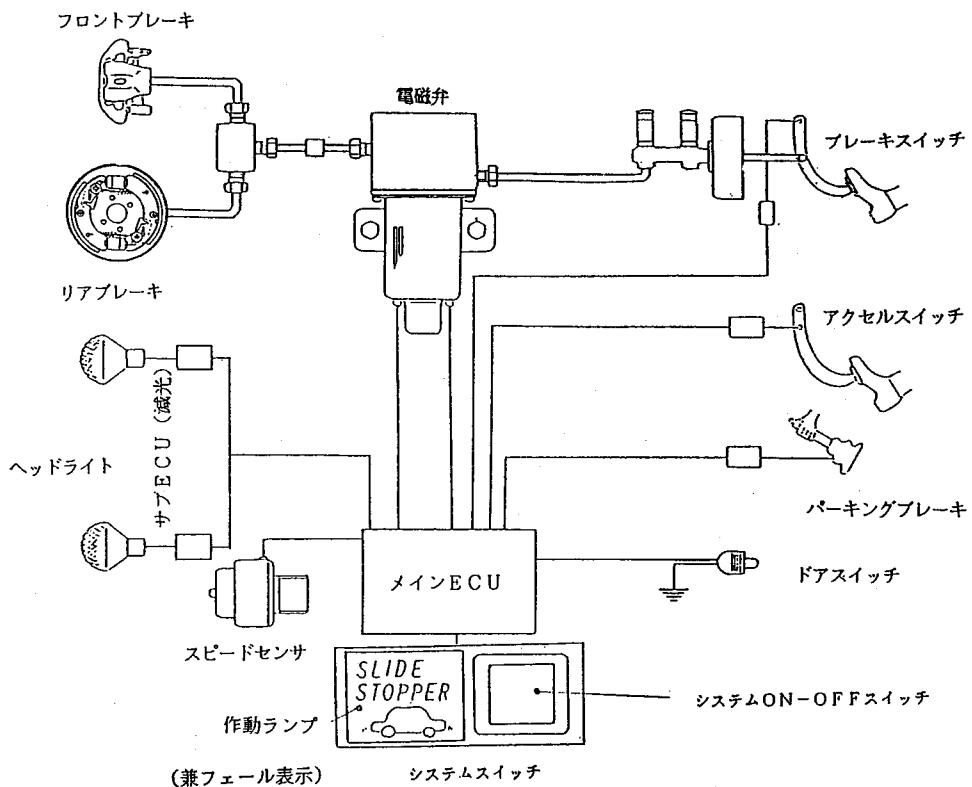


図 7.60 システム構成 - F F 配管の場合

(b) 電磁バルブ

図 7.61 に電磁バルブの一例を示す。電磁コイル④に通電するとプランジャ⑤は左方向に移動し、プッシュロッド③を押して、弁座①にボール②を当接させ、ホイールシリンダ側とマスタシリンダ側の液通路を遮断し液圧を封じ込める。

増圧時はホイールシリンダ側に封じ込められた液圧よりマスタシリンダ側液圧が高くなるので、カップ⑥の外周（リップ部）が倒れてホイールシリンダ側の液圧が増圧される。

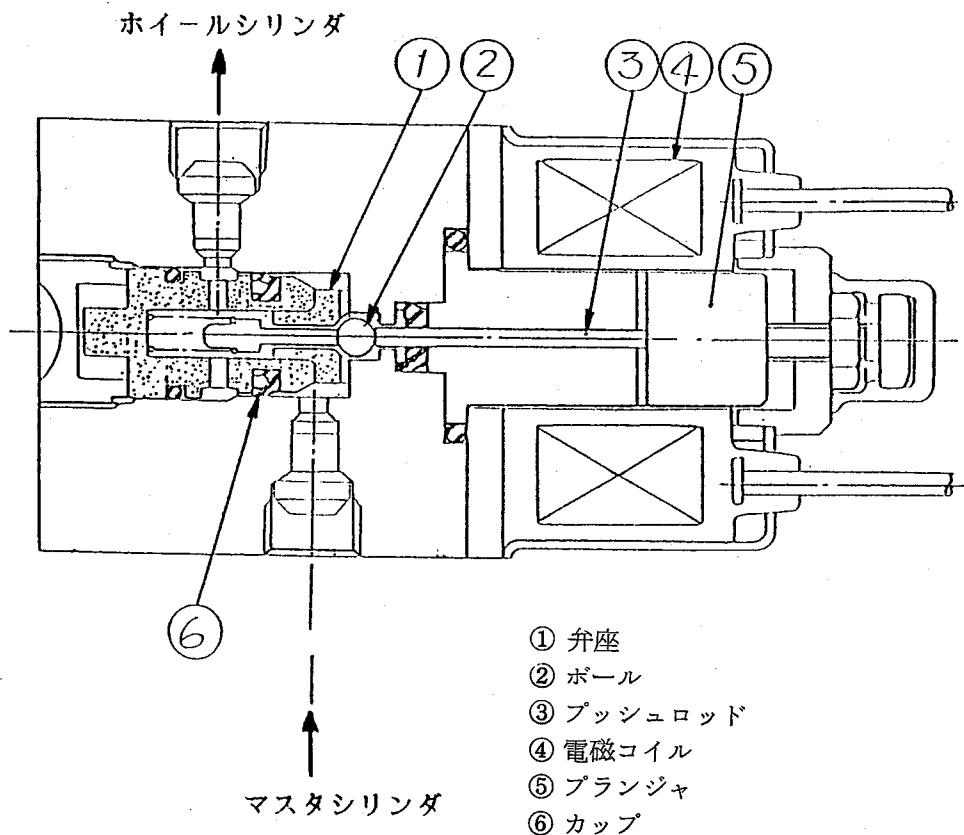


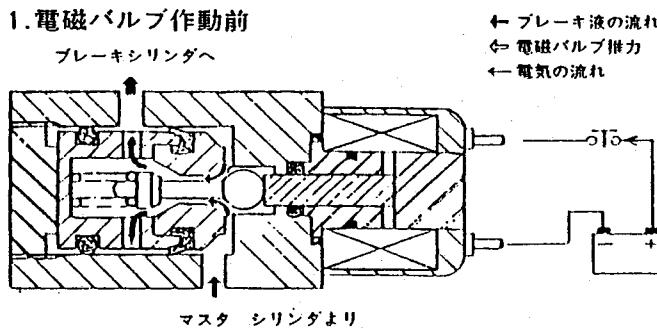
図 7.61 電磁バルブ

(2) 作動

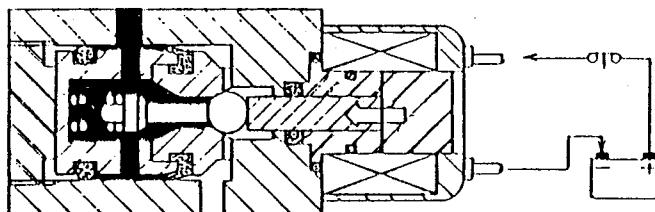
ブレーキを踏んで車が停止したことをスピードセンサが検知すると、
電磁バルブが作動し液圧を封じ込め、ブレーキを保持状態にする。

アクセルペダルを踏み込むことにより、アクセルスイッチにより電磁
バルブを解放し、ブレーキが解除される。

図 7.62 IC電磁バルブの作動状態を示す。



2. 電磁バルブ作動中



3. 増圧時

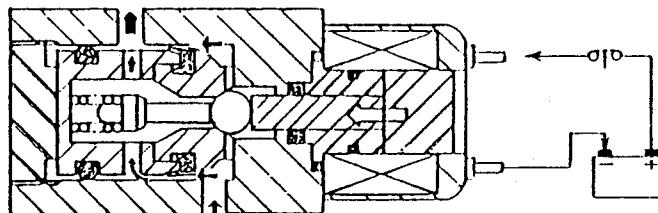


図 7.62 電磁バルブの作動

第8章 ホイールブレーキ

8.1 ディスクブレーキ

8.1.1 ディスクブレーキの沿革

8.1.2 ディスクブレーキの種類

8.1.3 ディスクブレーキの特徴

8.2 ドラムブレーキ

8.2.1 ドラムブレーキの基本構造及び構成部品

8.2.2 ドラムブレーキの機能及び特性

8.2.3 ドラムブレーキの種類

8.2.4 ドラムブレーキのシュークリアランス調整装置

8.2.5 ドラムブレーキの駐車ブレーキ機構

8.3 ブレーキの摩擦材

8.3.1 ブレーキ用摩擦材に対する要求性能

8.3.2 摩擦材料

8.3.3 石綿規制の動向

第8章 ホイールブレーキ

自動車のブレーキシステムで、車輪を直接制動するブレーキ装置としてはドラムブレーキとディスクブレーキがある。乗用車のフロントブレーキには放熱が良く、効力安定性の優れたディスクブレーキが多く用いられ、リヤーブレーキは制動力負担が少なく、駐車ブレーキが容易に装着できることからドラムブレーキが主流である。

本章では、ディスクブレーキとドラムブレーキの特性と、種々のタイプについて説明する。

8.1 ディスクブレーキ

8.1.1. ディスクブレーキの沿革

ディスクブレーキの基本構造は、回転する円板（ロータ）の両側に摩擦材を押し付けてブレーキ力を発生させるものであり、古くは 1902 年に F. Lanchester による特許が出されている（図 8.1）。その後、各種のディスクブレーキが現れたが、すべて機械式ディスクブレーキであった。

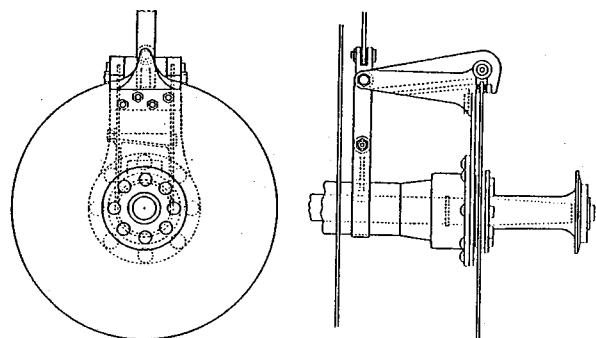


図 8.1 ディスクブレーキ初期のパテント (F. Lanchester)

1910 年代になると初めて入力として油圧を利用したドラムブレーキが開発され始めたが、ディスクブレーキは機械式の“Tru-stop”（図 8.2）のブレーキがおもに変速機の後に使用されていた。ディスクブレーキに油圧が使用され始めたのは 1930 年代になってからであり、このころに Girling 社、Lockheed（図 8.3）や Budd 社などから開発されたディスクブレーキが現在のブレーキの基本となっている。

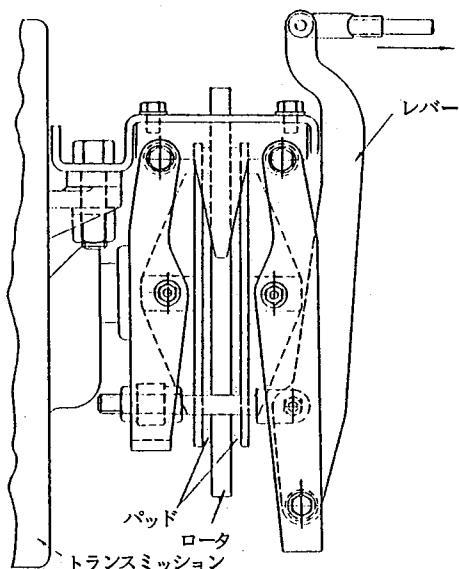


図 8.2 Tru-Stop ディスクブレーキ (Lamber)

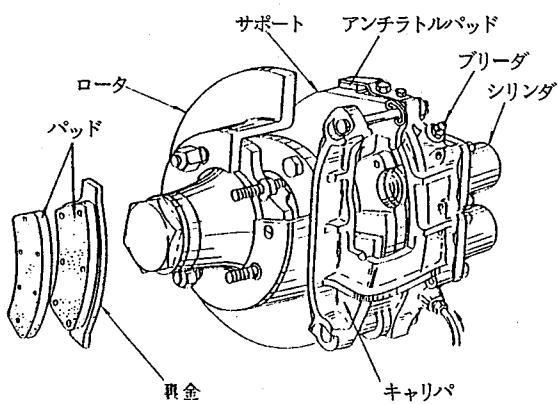


図 8.3 初期のフローティング形ディスクブレーキ (Lockheed)

これらのブレーキがロータのしゅう動面の一部にしか摩擦パッド材がないスポット形であるのに対し、ロータの全周を摩擦材が覆っているクラッチ形のディスクブレーキが1930年にLamberによって開発された（図8.4）、最初は農業用トラクタに使用されていたが、後にトラックにも使用されるようになった。アメリカ車のChrysler Crown Imperialに使用されたものは、この変形である。スポット形のようにしゅう動面は直接外気には触れていないが、摩擦材の接触面積が大きいため、高ひん度の制動に対しても優れた制動力を發揮する。

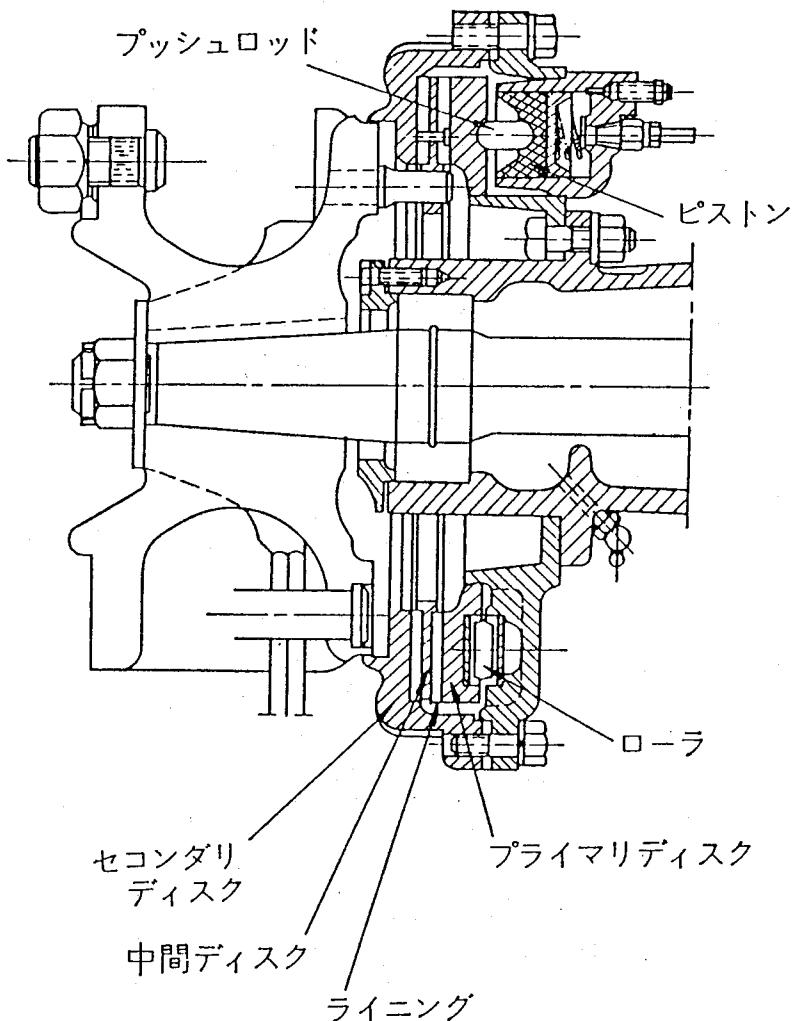


図8.4 クラッチタイプディスクブレーキ (Lamber)

その後1950年になると、おもにレーサー用にディスクブレーキが装着されるようになり（図8.5）、1950年後半にはヨーロッパにおいては一般のスポーツカーにまで使用されるようになった。パッドの形状も円形であったものが角形になり、キャリパを分析することなしに上から取りはずしできるようになつたため、作業性がより向上した（図8.6）

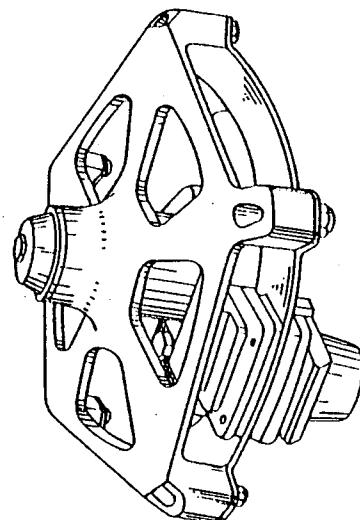


図8.5 スポーツカー用ディスクブレーキ（Porsche）

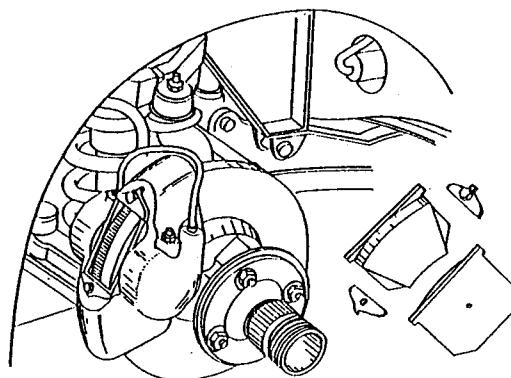


図8.6 パッドが上から取りはずし可能な初期のディスク（Girling）

多くのスポーツカーが、シリンダ部がロータの両側にあるダンロップオポーズド形を採用していたなかで、フランスのDBAとイギリスのAutomotive Products社及び若干遅れてGirlingがフローティング形のディスクブレーキを開発した（図8.7）、このブレーキが現在ほとんどの乗用車に採用されているキャリパフローティング形の基本となった。

ヨーロッパで普及したディスクブレーキは、アメリカ、日本においても広く使用され始め、これ以後は各ブレーキメーカーが競って新しいフローティング形ディスクブレーキの開発に力を注いだため、多くの種類のディスクブレーキが出現した。1970年代に入ると、オポーズド形ディスクブレーキは徐々に使用が少なくなり、フローティング形ディスク全盛の時代になってきた（図8.8）

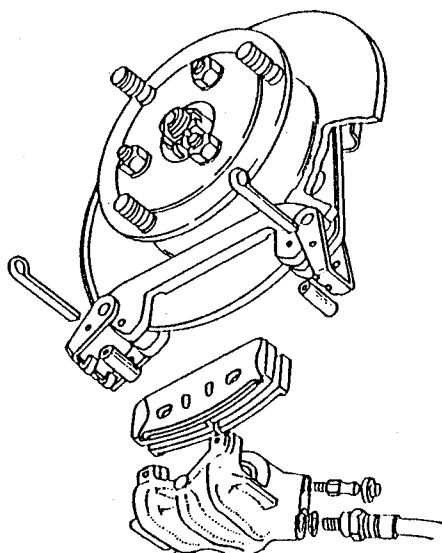


図8.7 フローティング形ディスク
ブレーキ (DBA S-1形)

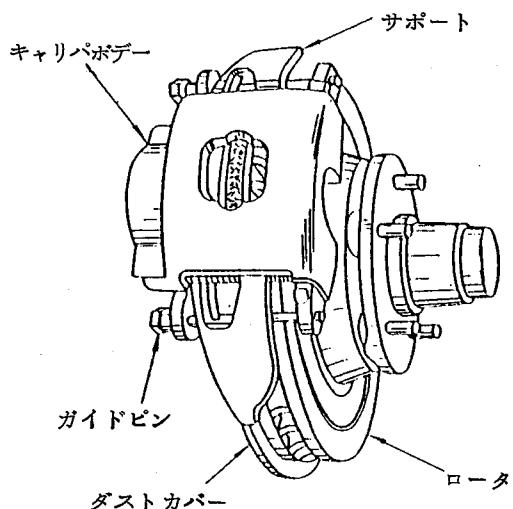


図8.8 ピンタイプフローティング形ディス
クブレーキ (Delco Morane)

8.1.2 ディスクブレーキの種類

キャリパが足回りに固定されているオポーズド形とキャリパ、又はブレートがサポート上を動くフローティング形に大別される。

また、リヤーブレーキとして用いられるディスクブレーキには、パーキング機構を組み込んだものもある。

(1) オポーズド形ディスクブレーキ

シリンダ部がロータの両側にあり、パッドはおのののシリンダのピストンによってロータに押し付けられる方式である。(図8.9)

このブレーキにはパッドとピストン以外の摺動部がなく、キャリパの剛性も高くとれるため自動車や産業機械などに広く採用されている。その反面、加工度の高いピストン、シリンダが2組又は4組もあり、左右シリンダを内部又は外部で接続する通路を必要とするなど、コスト高になりがちで、さらにパーキングブレーキが組み込みにくく、ディスクの振れなどの影響を受けやすい等の欠点がある。

- ①ディスク
- ②マウンティングブラケット
- ③シリンダ
- ④アウタピストン
- ⑤アウタパッド
- ⑥インナパッド
- ⑦インナピストン
- ⑧パッドピン

オポーズドシリンダ

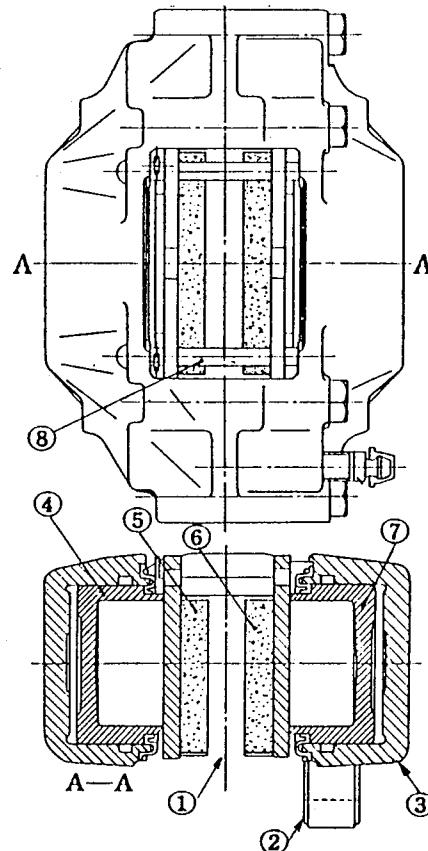


図8.9 オポーズド形ディスクブレーキ

(2) フローティング形ディスクブレーキ

これはロータに対しシリンダ部が片側にしかなく、反シリンダ側は反作用によってキャリパが摺動し、パッドをディスクに押し付ける構造になっている。このタイプのディスクブレーキは1967年ごろから広く自動車用に採用され始めヨーロッパはもちろん、日本、アメリカにおいてもほとんどがこの形式となってきた。その理由は加工度の高いシリンダやピストンの数が少なくコスト的に有利なこと、取付スペースが小さいこと、キングピンオフセットが負の場合にも取付可能であること、またパーキングブレーキを容易に組み込めるなどの特徴があるためである。この反面、キャリパが摺動するためアンチラトルスプリングによる摩擦抵抗やさびなどに注意を払う必要がある。

キャリパフローティング形には大別して次の2形式がある。

- ① キャリパはパッドをディスクに押し付けるだけの作用をし、パッドの摩擦力は直接サポートにかかる形式。
- ② キャリパはパッドをディスクに押し付けると同時に一方又は両方のパッドの摩擦力を受けてサポートに伝える形式。
①の代表例としてはF形(DBA)、AD形(曙)、PD形(トヨタ)、コレット形(ルーカス)等があり、②の代表例としてSC形(AP)、アネット形(ルーカス)などがある。

この他にサポートを用いないで直接スライドピンを介して車体に取付ける形式であるS-N形(DBA)のようなものもある。

(a) F形ディスクブレーキ(図8.10)

フィスト形のキャリパボデーが板金、又は鋳物のサポートにスプリングで支持されている。キャリパとサポートの間には2個のガイドプラグが入っており、キャリパの摺動、取り外しを容易にしている。サポートはロータをまたいでU字形をしており、パッドの摩擦力は直接サポートに作用し、キャリパボデーにはブレーキ力がかからない構造になっている。そのためブレーキ力によるキャリパ摺動部のつぶれ、こじりがなくスムーズなキャリパ摺動が期待できる。しかし摺動部が露出しているため、摺動部がさびて摺動時の抵抗が大きくなる恐れがある。キャリパの摺動抵抗が大きくなるとブレーキの引きずりにつながり、燃費にも影響するため現在はほとんど使用されていない。

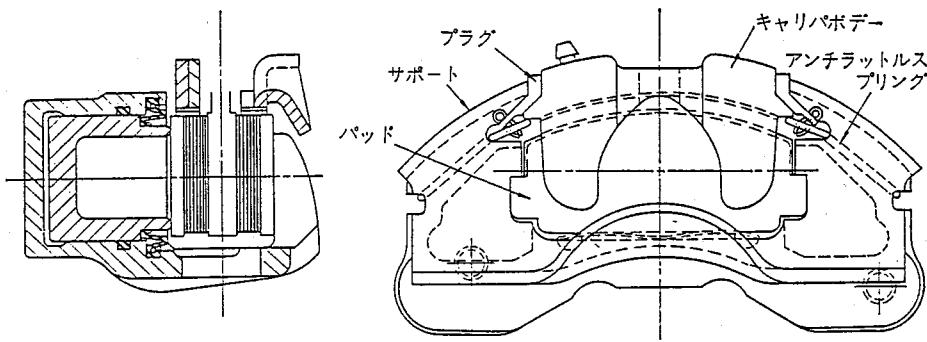


図 8.10 F 形ディスクブレーキ

(b) AD 形 (図 8.11)、PD 形 (図 8.12) ディスクブレーキ

基本思想は F 形ディスクブレーキと同じであるが、F 形が キャリパ
摺動面が面摺動で外気にさらされているのに対し、これは摺動部が
ブーツで保護された 2 本のピンによってキャリパがサポートに支持さ
れており、泥や路面にまかれた塩の影響を受けにくく、したがって
安定したキャリパ摺動抵抗が得られる。このような摺動部が保護さ
れているタイプが現在のフローティング形の主流となっている。

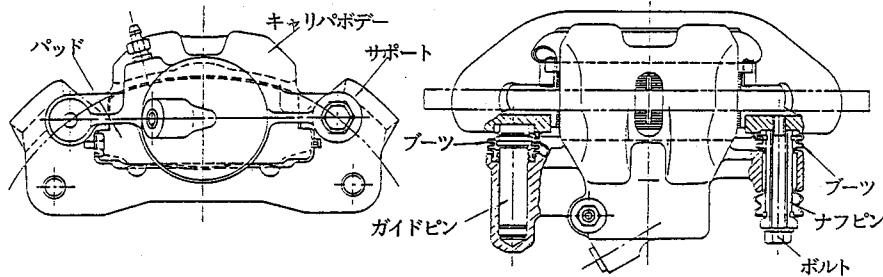


図 8.11 AD 形ディスクブレーキ

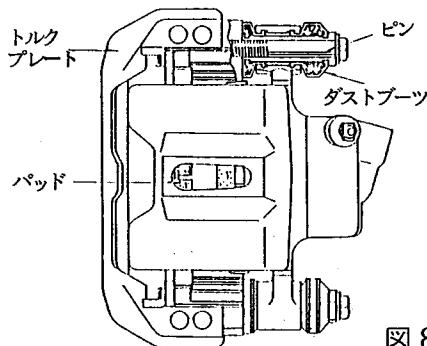


図 8.12 PD 形ディスクブレーキ

(c) コレット形ディスクブレーキ

これも基本原理はF形と同様でパッドの摩擦力が直接サポートに作用する形式であり、前述のAD形、PD形と比較し、このブレーキの特徴はピン部分が2分割されており（図8.13）、パッド交換時には長いピンを抜かずにキャリパをはずすことができる。

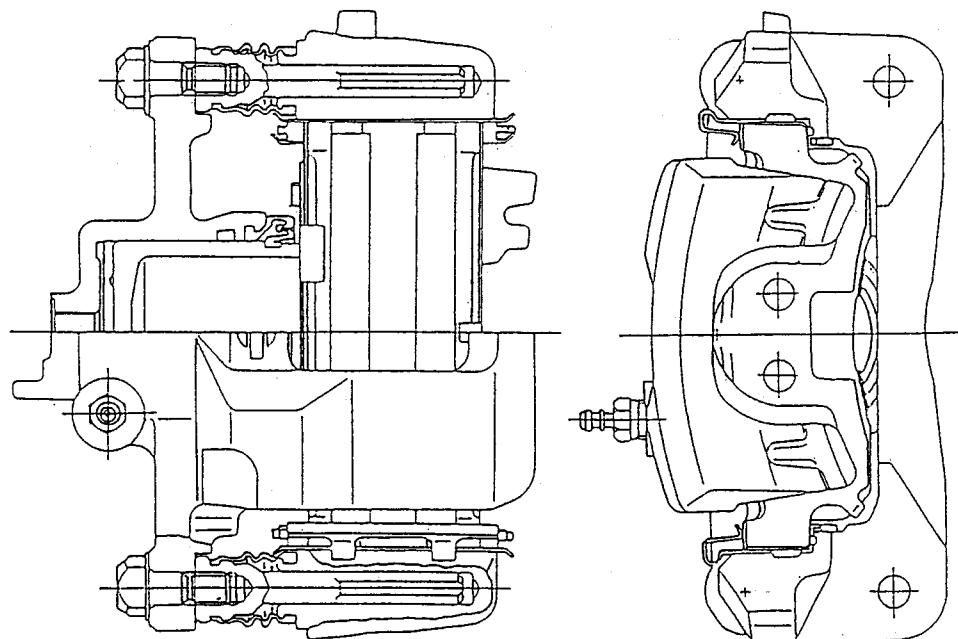


図8.13 コレット形ディスクブレーキ

(d) S C形ディスクブレーキ (図 8.14)

フローティング形として最も古くから生産されているディスクブレーキである。これはプレスで作られているキャリパとマウンティングブラケットから成り、シリンダ側のパッドはキャリパプレートに支えられている。

キャリパは1本のピンによってサポートに取り付けられており、このピンを支点として回転だけの自由度が与えられている。

キャリパに取り付けられたパッドの摩擦力は、キャリパ、ピンを介しマウンティングブラケットにかかる。このピンの位置がディスクしゅう動面よりオフセットしているため、多少の自己サポート性があるが、数%で、特に効きに著しく響くほどではない。油圧による力を受けているキャリパプレートは、閉じたD形にして剛性をもたせている。ライニングは、初期には斜めになっており、パッドが全摩耗時にはディスクと平行になるようになっている。

このブレーキは、シリンダ部以外はすべて板金でできているため、コストも安く、重量も最も軽いブレーキである反面、パッド面積が大きくとれないなどの欠点がある。

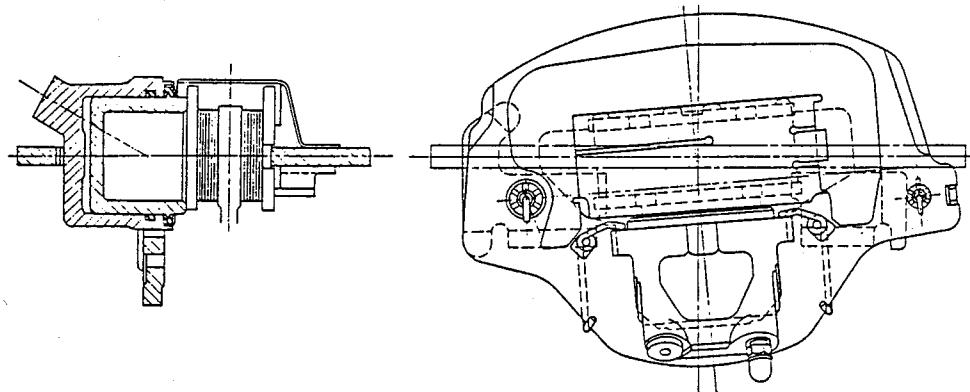


図 8.14 S C形ディスクブレーキ

(e) アネット形ディスクブレーキ (図 8.15)

プレートフローティング形のブレーキで、アウタ側パッドはこのプレートに固定されており、摩擦力はこのプレートを介してシリンドロボデーに伝えられる。このプレートは、シリンドロボデーの両側にある2本のみぞにはめ込まれてしゅう動し、ブレーキ力を受ける。この摩擦力を受けるしゅう動部がロータしゅう動面とオフセットしているため、あまり大きなブレーキ力は受けられず、またプレートのしゅう動部が面しゅう動のため、泥やさびによるしゅう動不良の問題が発生しやすく、またパッド面積が大きくとれないなどの欠点があるため、今後の使用は少なくなっていくであろう。

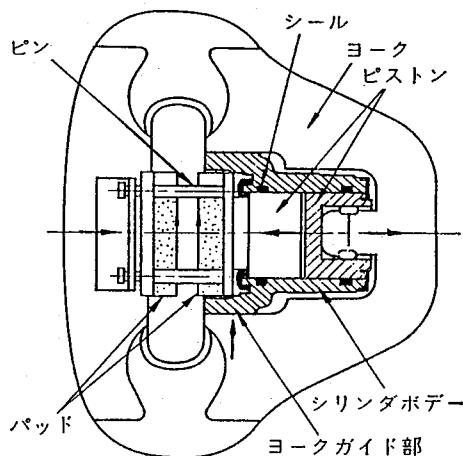


図 8.15 アネット形ディスクブレーキ

(f) S-IV形ディスクブレーキ (図 8.16)

このブレーキの特徴は、アウタ、インナ両パッドともキャリパ部で支えられており、パッドの摩擦力はキャリパを介して2本のガイドピンに直接かかる方式であるため、一般のブレーキのようなサポートが不要である。

そのためコストや重量も下げることができる。同時に、シリンドラ部が分割されているため、剛性の必要な部分にはダクトイル铸物を、またシリンドラ部にはアルミを使用して全体の軽量化も図っている。

反面、全トルクを2本のピンで受けるため、重量の重い車には適さない。

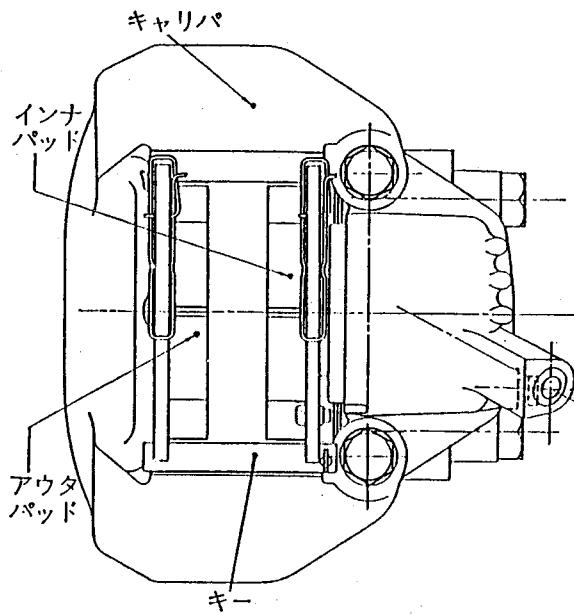


図 8.16 S-IVディスクブレーキ

(3) パーキングブレーキ機構付ディスクブレーキ

キャリパシリンダ内にパーキングブレーキ用の機械的な作動機構を内蔵したディスクブレーキで、主としてリヤーブレーキに用いられている。

パーキングブレーキの作動機構は、基本的には、キャリパシリンダに設けたパーキングレバーとレバーの動きを軸方向の動きに変換してピストンに伝える力伝達機構、及びパッドの摩耗に従い変化するピストンとシリンダ間隔を調整し、パッドクリアランスを一定に保つ自動調整機構（オートアジャスタ）から構成される。

力伝達機構及びオートアジャスタの構造によりいくつかのタイプがあり、以下代表的な例を説明する。

(a) トグル形パーキング機構 (図 8.17)

パーキングレバー、トグル (タペット)、スピンドルスクリュ及びアジャスタナットから構成され、力の伝達と自動調整を行っている。

パーキングレバーを回転させるとトグルを介してスピンドルスクリューを押し、アジャスタナットとピストンが前進する。ピストンはパッドをディスクに押圧し、ブレーキ力を発生させる。スピンドルスクリューには、リードの大きい多条ネジが切ってあり、ピストンがサービスブレーキの液圧により押し出されると、ライニング摩耗分をアジャスタナットが回転して調整する。

パッドクリアランスは、スピンドルスクリューとアジャスタナットの多条ネジのバックラッシュにより定まる。トグル機構は、摩擦部位が少なく 80% 程度の機械効率が得られるので多用されている。

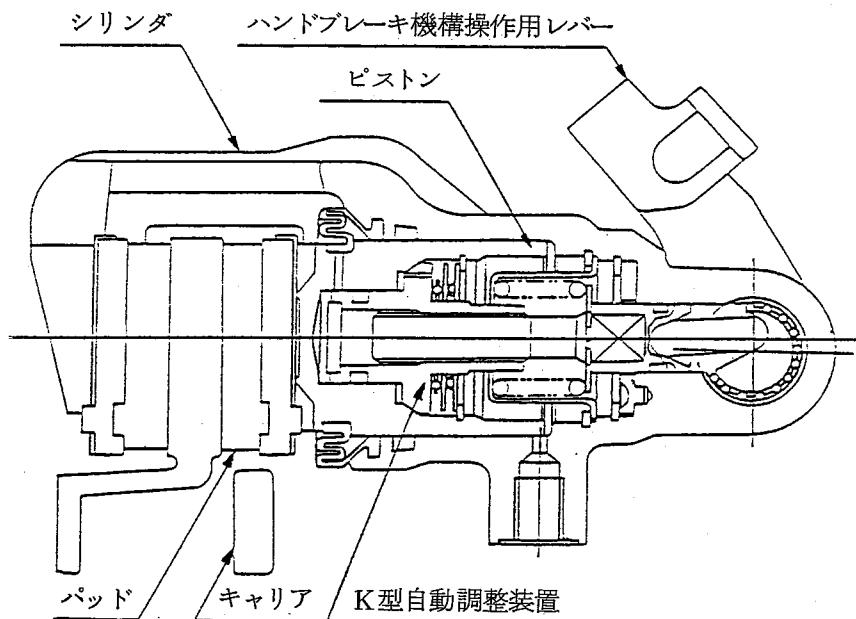


図 8.17 トグル形パーキング機械

(b) スクリュー形パーキング機構 (図 8.18)

パーキングレバーをシリンドラの中心軸回りに回転させるタイプで、パーキングレバーの回転により多条ネジを切ったスピンドルスクリューを直接回転させ、スクリューに嵌合しているアジャスタナットを前進させピストンを押す様にしたものである。

オートアジャスタ機構は、図 8.17 に示すトグル形と同じ方式をとっている。

この方式は、構造が簡単な反面ネジ部の摩擦によるロスが大きく、効率が低い欠点がある。

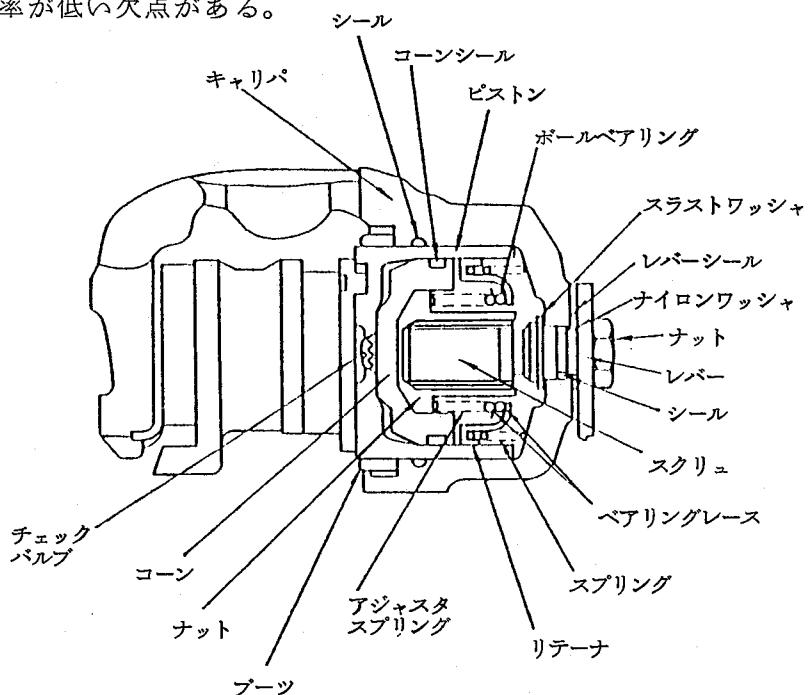


図 8.18 スクリュー形パーキング機構

(c) ポールアンドランプ形 (図 8.19)

スクリュー形の効率を改善した形式である。パーキングレバーの回転をポールとポールの入る傾斜溝をつけたランプにより、軸方向の動きに変換するもので、ポールのころがり摩擦となるため効率が良い。

(b)スクリュー形、(c)ポールアンドランプ形共にパーキングレバーがシリンドラ中心軸回りの動きに限定されるため、車によっては装着が困難な場合がある。

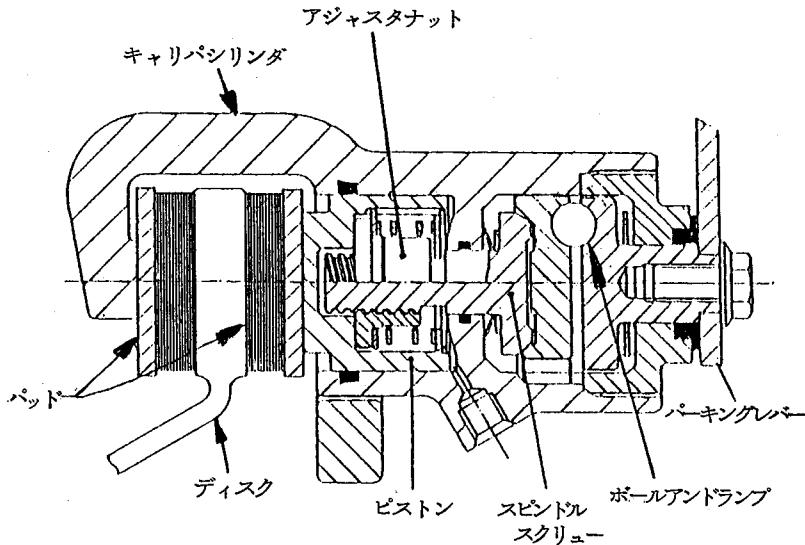


図 8.19 ボールアンドランプ形パーキング機構

(d) ロード・インセンシティブオートアジャスタ (図 8.20, 8.21)

一般的なオートアジャスタは、(a)～(c)のように負荷されるブレーキ液圧によってパッドやキャリパーシリンダの弾性変形により増加したピストンストロークも調整してしまうため、高圧が負荷されるとオーバアジャストによる引きずりを生じやすい。

これを避けるには、設定パッドクリアランス [(a)項のスクリューのバックラッシュの量] を大きくする必要があるが、ハンドブレーキレバーのストロークが過大となり好ましくない。

図 8.20、8.21に示す例は、これを避けるため負荷液圧が所定圧以上では調整作用を停止する様にし、この欠点を解決したものである。

図 8.20 の例は、ある一定以上の液圧が作用すると A 部より B 部の径が小さいため、スピンドルスクリューに作用する力がスクリューを押さえているスプリングの力に打ち勝ち、ピストンと一緒に動かして調整作用が止まるようになっている。

図 8.21 の例は、アジャスタナットに液圧を受ける受圧部を設け、所定圧以上の圧力が加わるとアジャスタナットをピストンのクラッチ面に強く押しつけ回転をとめ、調整作用を停止する様にしたものである。

このように負荷液圧が一定以上では、調整作用が止まり、即ち負荷（ロード）不感知（インセンシティブ）特性を有しているから、ロードインセンシティブオートジャスタと呼ばれている。

ロードインセンシティブ形は、A B S 装着車では、高圧のパルスがキャリパに加わるため有效で最近使用量が増加している。

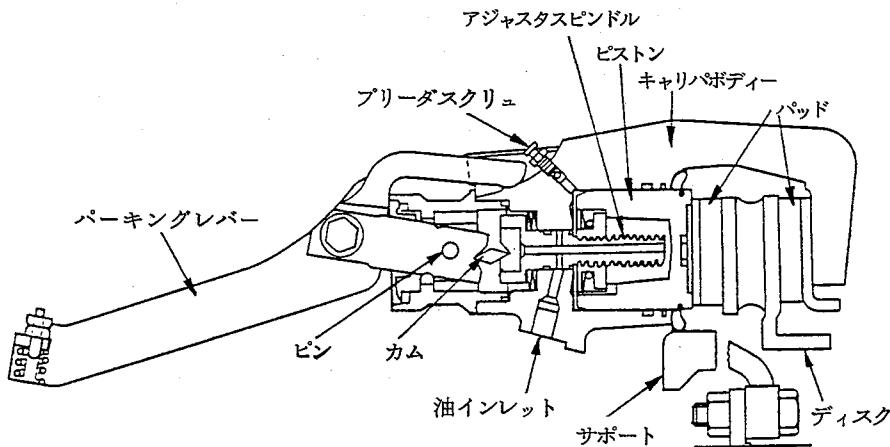


図 8.20 ロードインセンシティブアジャスタ (その 1)

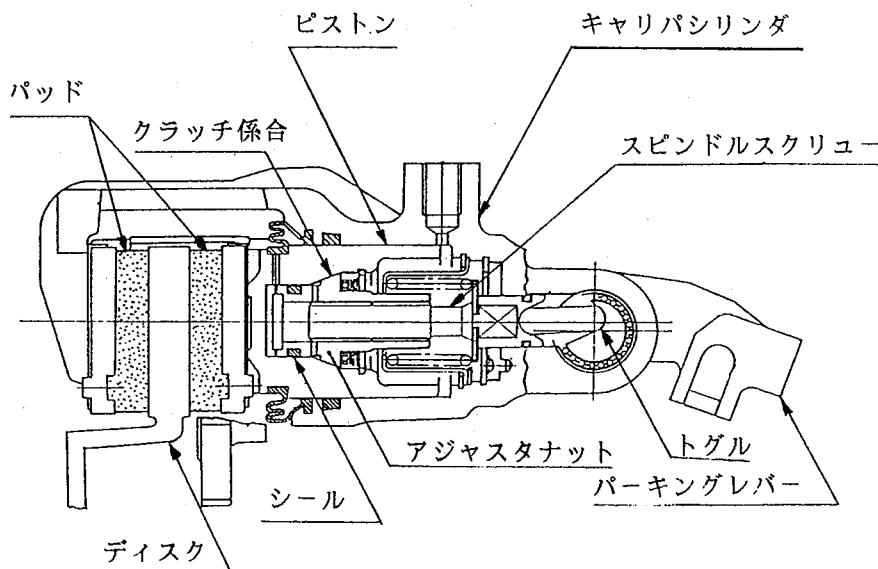


図 8.21 ロードインセンシティブアジャスタ (その 2)

8.1.3 ディスクブレーキの特徴

ディスクブレーキには次のような特徴がある。

① 制動力が安定している。

ディスクブレーキは入力に対し出力がほぼ直線的になり自己サーボ性がないため、ブレーキ力が摩擦係数の変化の影響を受けることが少ない。これに反し、ドラムブレーキはサーボ作用があるため、ディスクブレーキと同じ摩擦係数の変化に対しても出力の変化が大きい。一般に摩擦係数は温度や制動初速によって変化するため、高速からの急制動や、山岳地方におけるひんぱんな使用に対しては、ディスクブレーキが優れています、片効き、制動距離が伸びるなどの不具合が少ない。

② ブレーキ力配分の安定性

ディスクブレーキを装着した場合には、制動力のばらつきが少ないため、車の前輪、後輪に必要なブレーキ力が計算値どおりに得やすくなる。車の制動力は、制動減速度に応じて前輪、後輪に対して理想的な必要ブレーキ力があり、これを理想ブレーキ力配分といっている。

実際のブレーキ力配分を、理想ブレーキ力配分にいかに近づけるかがブレーキを設定するうえで最も重要な要素の一つである。ドラムブレーキのように、制動力にばらつきが大きいものより、ディスクブレーキのように制動力が安定している場合のほうが理想曲線に近づけることが容易である。この曲線からブレーキ力線図が離れれば、それだけフロントやリヤが低い減速度でロックしやすくなり、タイヤと路面の摩擦力を有效地に利用できなくなる。

③ 耐熱性に優れている

ディスクブレーキが、繰り返しの制動に対してもフェードを生じることが少ないのでドラムブレーキが密封形であるのに対して、しゅう動面が露出しており、熱の放熱性がよいことに起因しており、更に摩擦パッド自体がドラムブレーキのような半円形でなく長方形のため、製造時に高圧をかけ製造できるため、より耐熱性の優れたものが作れるためである。

また、高ひん度のブレーキ作動の場合には、熱によるブレーキ液のペーパロックの発生によって、ペダルストロークが伸びる現象がよく発生

する。特にドラムブレーキの場合には、シリンダがドラム内周面のすぐ近くにあるため、液温がすぐに上昇しやすいが、ディスクブレーキの場合は、油圧室がロータ面から最も離れた位置にあり、外気にさらされているため、ペーパロックの可能性が少ない。

④ 自動調整機構が容易に付けられる

ディスクブレーキにおけるパッドとロータ間のすきまは、一般には $0.02 \sim 0.3$ 程度であるが現在ではほとんどのディスクブレーキはシールの弾力性を利用してピストンを戻しクリアランスを一定に保つようにしている。

図 8.22 にシールの変形を利用したピストン戻し作用を示す。

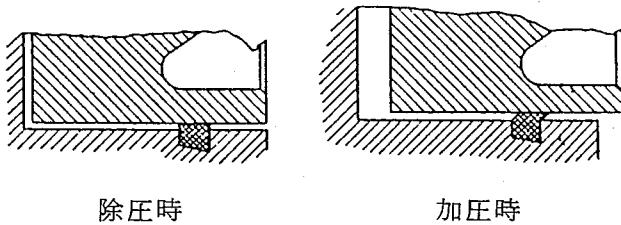


図 8.22 シールのピストン戻し作用

8.2 ドラムブレーキ

ドラムブレーキは、自己サーボ作用があり、小さな入力で大きな制動力が得られるので、効率が良いブレーキとして 1960 年代始めまで自動車用ブレーキの主流となっていた。

しかし、自動車の高速性能が向上してきた現在においては、大きな制動力そのものより、ブレーキペダルストロークフィーリング、摩擦係数の変化による制動力のバラツキ、ブレーキ発生熱によるブレーキ効力の低下及び回復性（フェードリカバリ性）、制動速度による効力変化（スピードスプレッド）、冠水後の効力回復性（ウォータリカバリ性）などの要件に対し安定性のある制動力が求められるようになり、乗用車のフロントブレーキには放熱

が良く効力安定性の優れたディスクブレーキが多く用いられるようになつた。

しかし、リヤーブレーキは、制動力負担が少なく、駐車ブレーキを装着することが多いため、比較的効力があり、容易に装着しやすいドラムブレーキが主流となっている。また、大型トラック、バス等は今でもフロント、リヤーブレーキ共にドラムブレーキが主流である。

本項では、ドラムブレーキの構造及び機能について説明する。

8.2.1 ドラムブレーキの基本構造及び構成部品

ドラムブレーキの基本構造は、図8.23及び図8.24に示すように、マスターシリンダ側からの液圧を受けて押圧力に変換するホイールシリンダなどの入力部材、入力部からの押圧力によりブレーキドラム内で拡張して制動力を発生させるライニングを外周に張った2個のブレーキシューチューリング、シューの制動トルクを受けるアンカ部材、シューを作動後に元の位置へ戻すシューリターンスプリング、シューライニングとブレーキドラム内周とのクリアランスを調整するアジャスター、これらの部品を保持し、制動反力を受け車体に固定しておくバックプレート、及びブレーキシューをバックプレートに保持しておくシューホールドピンスプリング、スプリングシートより構成されている。

構成部品については、種々の部材、方式等があるが、一般的なものについてその説明を行う。

入力部材は一般的にホイールシリンダが使われている。ホイールシリンダについては、第4章に詳細の説明がされているので、ここでは省略する。

なお、大型のトラクタや特殊車両などの重荷重用の入力部材は、圧縮空気を作動源としたブレーキチャンバーで、ウェッジやカムを作動させるエア式が用いられている。

ブレーキシューは、一般に鋼板で造られており、ブレーキドラム内周と接触する部品としてシューライニングが熱硬化性接着剤により接着されている。大型車用などの十分厚いライニングの場合はリベット止め、又はボルト止めされているものもある。

ブレーキシューのライニングは、アスベストを基材としたレジンモー

ルド材が多く使用されているが、最近、注目されてきたアスベスト規制や耐フェード性向上のためにセミメタリック材が使われる場合もある。

また、ライニングとブレーキドラムとの初期当りがスムーズになるように、ライニング外径をシューの中央部が最初に当るように偏心研磨（フォールオフ研磨）を行うこともある。

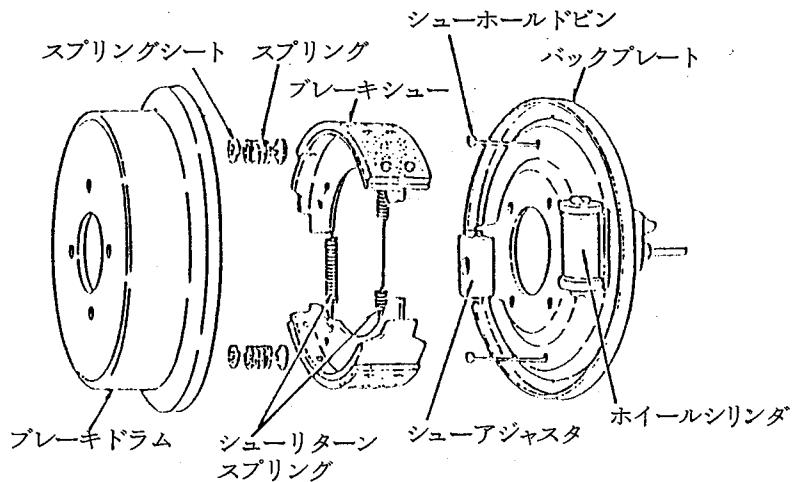


図 8.23 LT ブレーキ (分析図)

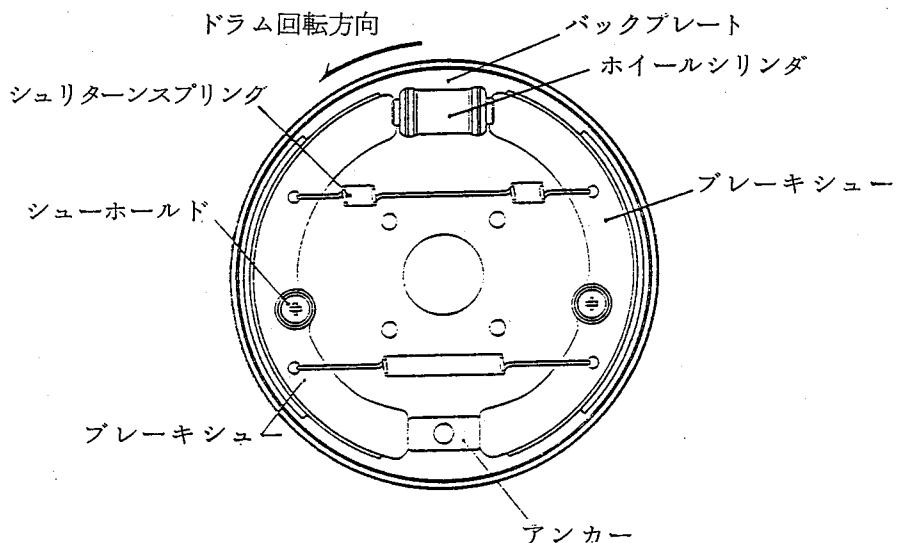


図 8.24 LT ブレーキ (組立図)

アンカ部は、図 8.25 に示すように、ブレーキシューから制動トルクを受ける部分をピンで回転可能に取り付けるピボットアンカ式とアンカロックなどで摺動可能に取り付けるフローティングアンカ式がある。

ピボットアンカ式は、シューの拡張方向は安定しているが、センタリングがむずかしく、比較的高度な工作精度が要求されるため、大型トラック、バスなどの少量生産品に使用される。

それに対し、フローティングアンカ式は、シューの端面を曲面としアンカの平面に当てるので、制動中はドラム内周に対しセンタリングし易いが、シューの位置は確定しにくく、引摺りを起こしたり、効きが不安定になったりすることがあるので、シューリターンスプリングのバランスやライニングの研磨半径を小さくするなどの手法により対応する。主に、乗用車、小型トラックなどの大量生産品に使用されている。

ドラムブレーキを車体に取り付けるバックプレートは、一般的に圧延鋼板をプレス成形したものが使用されるが、大型トラックなどの重荷重用には、トルクプレートと呼ばれる鋳、鍛造支持部材が使用されている。

シューホールド部については、コイルスプリングがU字形の板スプリングを使ってピンでシューを保持するのが一般的である。

なお、アジャスターについては、各種の方式があるため、8.2.4 「ドラムブレーキのシュークリアランス調整装置」の項で後述する。

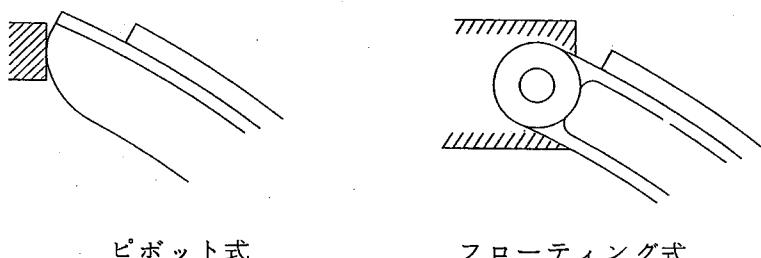


図 8.25 アンカ方式

8.2.2 ドラムブレーキの機能及び特性

ドラムブレーキの機能は、車軸へ固定されて回転しているブレーキドラム内周面に2個のブレーキシューを拡張させて押し付けて制動力を得ようとするものであるが、この時に、シューの作動方向とドラムの回転方向との組合せによって自己サーボ作用を持つ、すなわち、ある入力に對して倍力された出力を得られることが特徴である。

図8.2.6に示すように、矢印の方向に回転しているブレーキドラムに對し、同方向へ拡張するシュー(a)には、シューのアンカ部回りに働く入力(F_1)によるトルクに加えてシューがドラムから受ける摩擦力(F_a)によるトルクが働くため、その分が自己サーボ力として作用する。このように、摩擦力によるモーメントの作用で自己サーボを受けるシューをリーディングシューと呼ぶ。

一方、シュー(b)に働く摩擦力(F_b)は、入力(F_2)によるトルクに對して常にドラムからシュー(b)を引き離そうとする方向に力が作用する。このように摩擦力によるモーメントの作用が出力を減少させる方向に働くシューをトレーリングシューと呼ぶ。

ドラムブレーキの各形式は、基本的にリーディングシューとトレーリングシューの組合せにより構成されている。

ドラムブレーキとしての効きを示す効力係数を、ブレーキファクタ(B E F)と呼び、ブレーキ入力と出力との比を表す係数で表す。

また、2個使われているシューのそれぞれの入力に対する発生摩擦力の比をシューファクタ(S F)と呼び、各々のシューファクタの合計をブレーキファクタとする。

$$B E F = S F_1 + S F_2 = \frac{T}{P \cdot A_w \cdot r}$$

ここで、 T = ブレーキトルク ($N \cdot m$)

P = ホイールシリンドラ発生油圧 (Pa)

A_w = ホイールシリンドラ面積 cm^2

r = ドラム半径 m

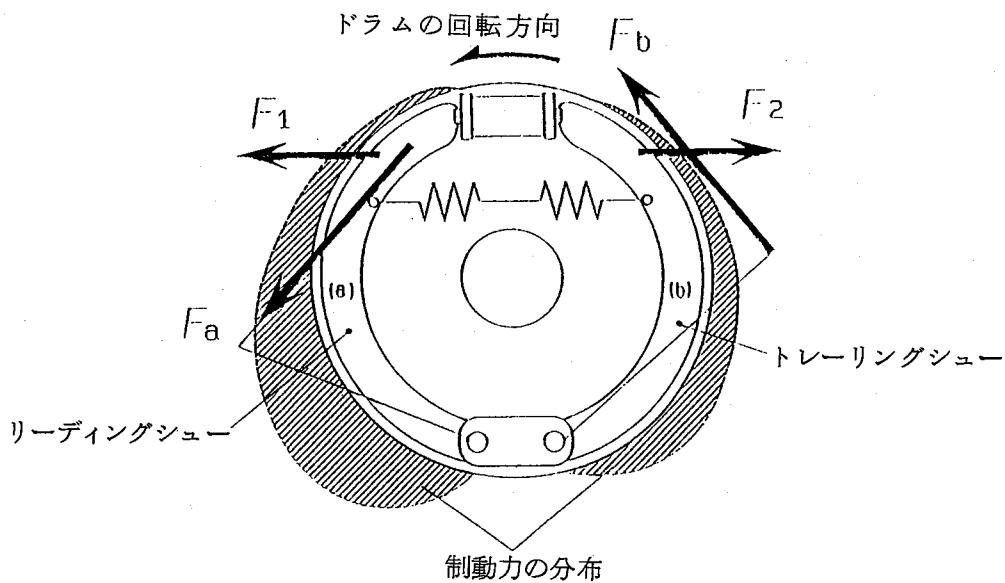


図 8.26 LT ブレーキの機能

B E F はブレーキ形式によって異なるが、同一形式のものでもライニング摩擦係数(μ)、ホイールシリンダ及びアンカのブレーキ中心からの距離、アンカ角度、シューリターンスプリング力などにより変化する。また、ブレーキドラム、シューライニングなどは弾性があるので、B E F は入力の大きさによっても変化し、一般的には直線ではないが、自己サーボ作用の低いものほど直線状となる。

図 8.27 に、計算による各ブレーキ形式での B E F の値を摩擦係数との関係で示すが、B E F の高いブレーキほど、摩擦係数の変化に対し敏感となるので、効きにも変化をきたし易くなる。

B E F を正確に出すには、実験により実際のブレーキトルク(T)等を計測して行うべきであるが、簡単な図式解法によても概略の値を求めるることもできる。図式解法については、本章では省略する。

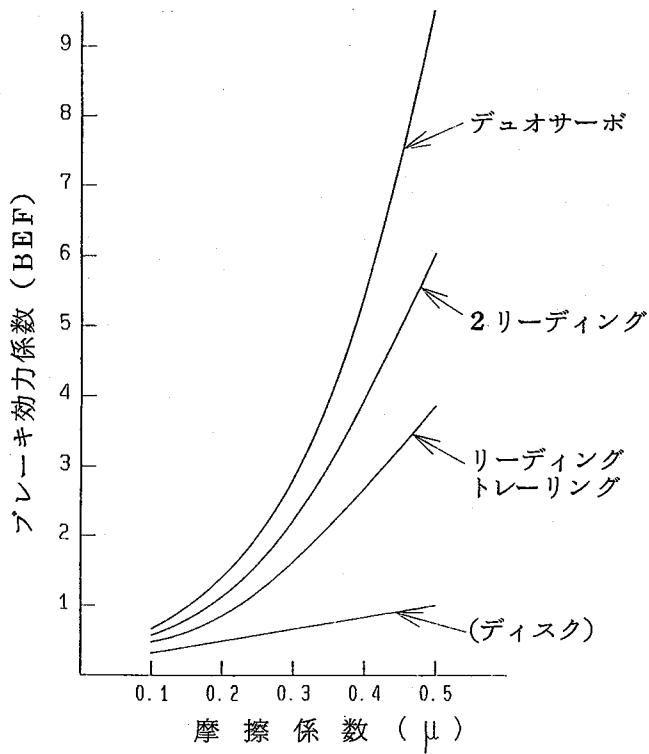


図 8.27 ライニング摩擦係数と BEF

8.2.3 ドラムブレーキの種類

ドラムブレーキは、入力部の片口、両口の方式、リーディング、トレーリングシューの組合せ、アンカ部の形状により、図 8.28 に示す 6 種類の形式に大別される。これらの形式について、その作用と特徴を説明する。

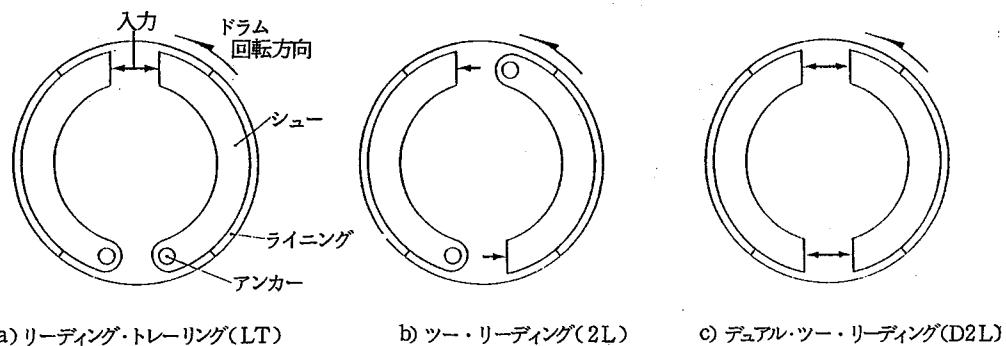
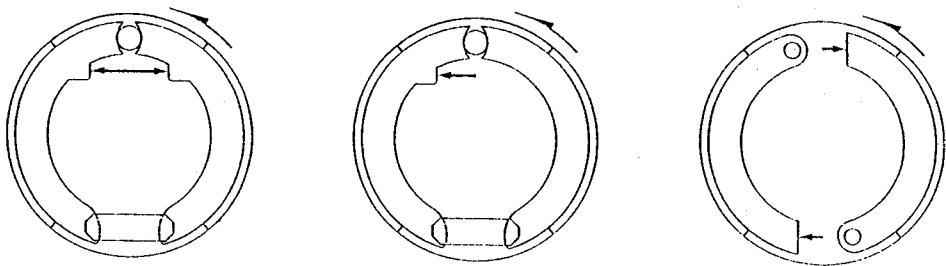


図 8.28 ドラムブレーキの形式



d) デュオサーボ(DS)

e) ユニサーボ(US)

f) ツー・トレーリング(2T)

図 8.28 ドラムブレーキの形式 (つづき)

(1) LT (リーディング・トレーリング) ブレーキ

このタイプは、リーディングシューとトレーリングシューを組合せたもので、それぞれのブレーキシューの一方をアンカ部とし、他方を入力部材として押し拡げる内部拡張式ブレーキの基本を用いたシンプルで信頼性の高いブレーキである。前進、後進時とも、サーボ作用のあるリーディングシューとそれのないトレーリングシューが同じ動きをするため制動力が安定しており、一般の乗用車のリヤブレーキとして広く用いられている。

図 8.29 には、入力部材を両口、固定式ホイールシリンダとした LT ブレーキを示す。

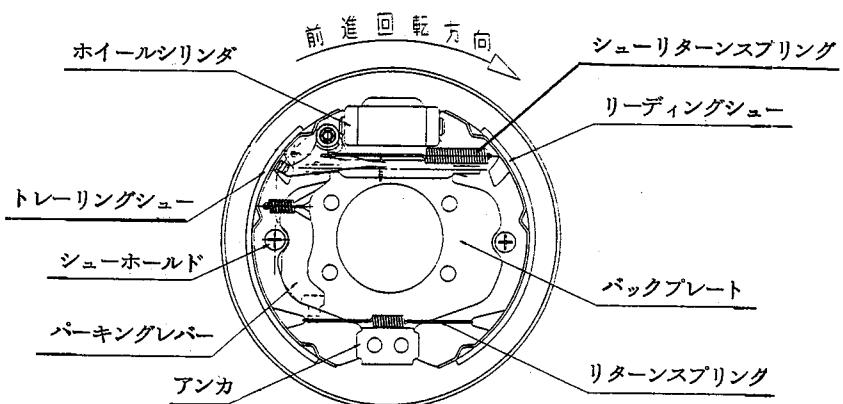


図 8.29 LT ブレーキ

なお、片口式ホイールシリンダを使用する場合は、ホイールシリンダ本体を浮動式にすることによってLTブレーキとなるが現在はほとんど使われていない。

また、LTブレーキはアンカ部をピボットアンカ式にすることにより構造が頑強にできるので大型トラック等に広く用いられている。

図8.30は、入力源にエアを用いて、ブレーキチャンバからのロッド推力によりSカムの軸を回転させシューを拡張する大型トラック用のLTブレーキを示す。

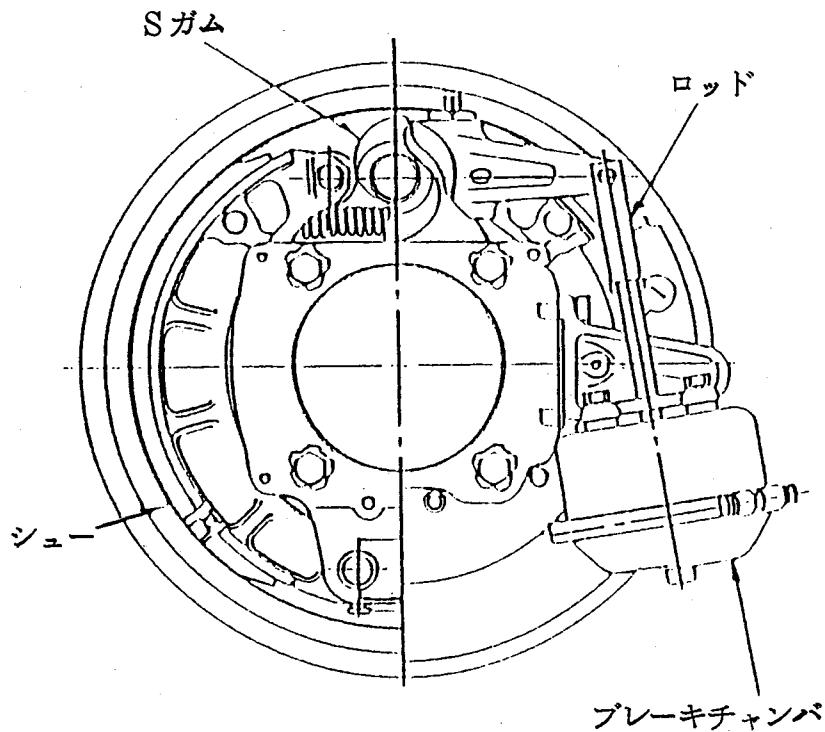


図8.30 LTブレーキ(エア式)

(2) 2 L (ツーリーディング) ブレーキ

サーボ作用のあるリーディングシューを2個組合せたもので、それぞれのブレーキシューの両端へ相対した片口式ホイールシリンダを2個使用したブレーキである。前進時に両方のシューがリーディングシューとして働くが、後退時には両方のシューがトレーリングシューとして働くため、前進、後退時の制動力が大きく異なる。よって、前進時制動の車両荷重配分移動により大きな制動力を必要とするフロントブレーキに多く用いられている。

図8.31には、乗用車のフロントブレーキに使用されている2Lブレーキを示す。

なお、このタイプをTP1W(ツインブレックスワンウェイ)ブレーキともいう。

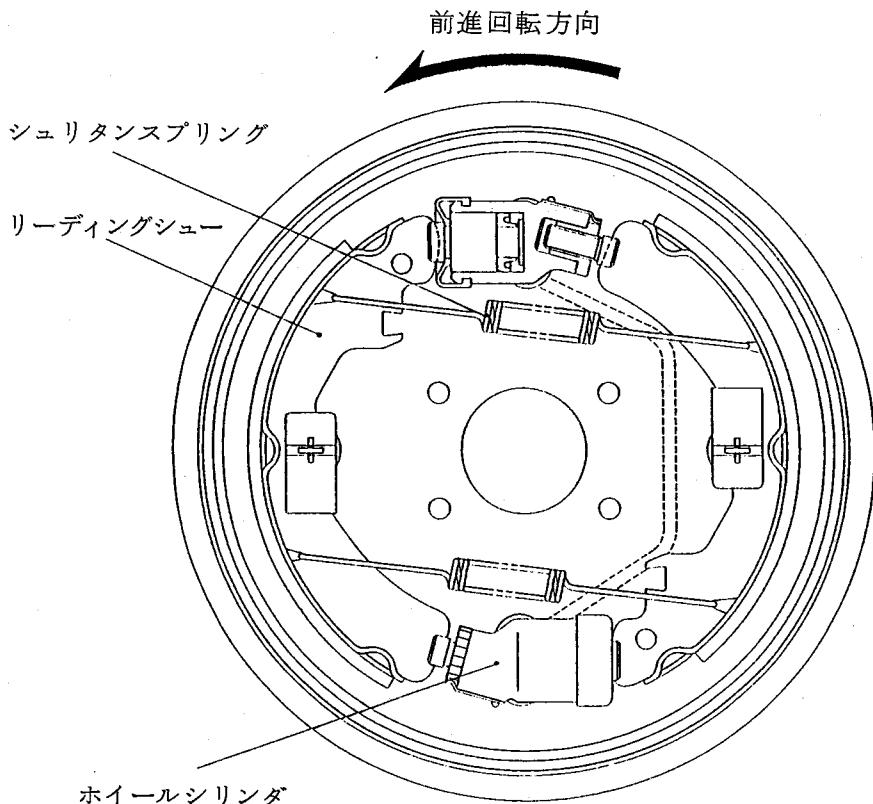


図8.31 2Lブレーキ

(3) D 2 L (デュアル・ツーリーディング) ブレーキ

2 Lブレーキでの入力部材が、片口式ホイールシリンダであるのに対し、このタイプでは、両口式ホイールシリンダを2個使用したブレーキである。

前進時と同様に、後退時にも両方のシューがリーディングシューとして働くようにしたもので、前進、後退時ともに、大きな制動力を必要とするトラックのリヤーブレーキとして用いられる。

ブレーキトルクをホイールシリンダ部材で受けるタイプとアンカプロックで受けるタイプがあり、一般的に、シリンダアンカ式は小型トラック用、アンカプロック式はそれより比較的大きなトラックに使われている。

図8.32には、シリンダアンカ式のD 2 Lブレーキを示し、図8.33には、アンカプロック式のD 2 Lブレーキを示す。

なお、このタイプをTP 2 W(ツインプレックスツーウェイ)ブレーキともいう。

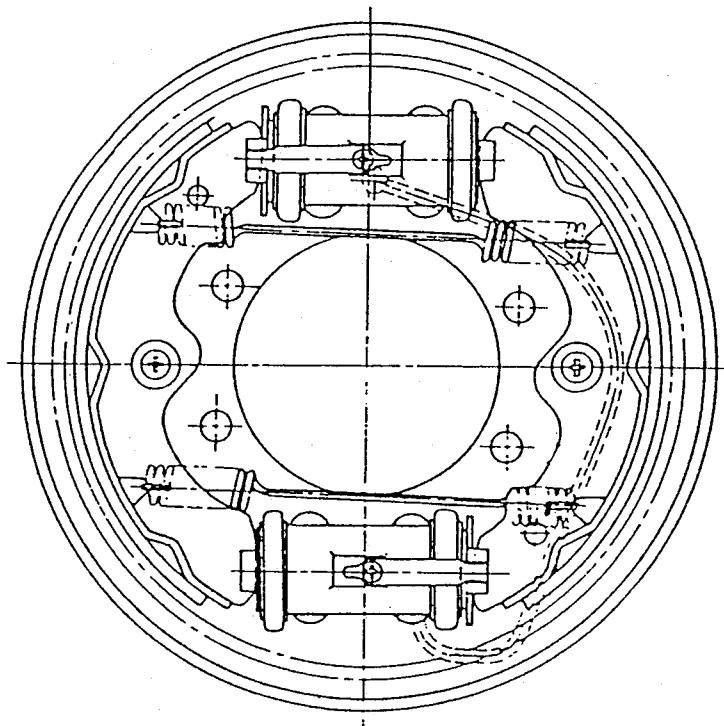


図8.32 D 2 L ブレーキ(シリンダアンカ式)

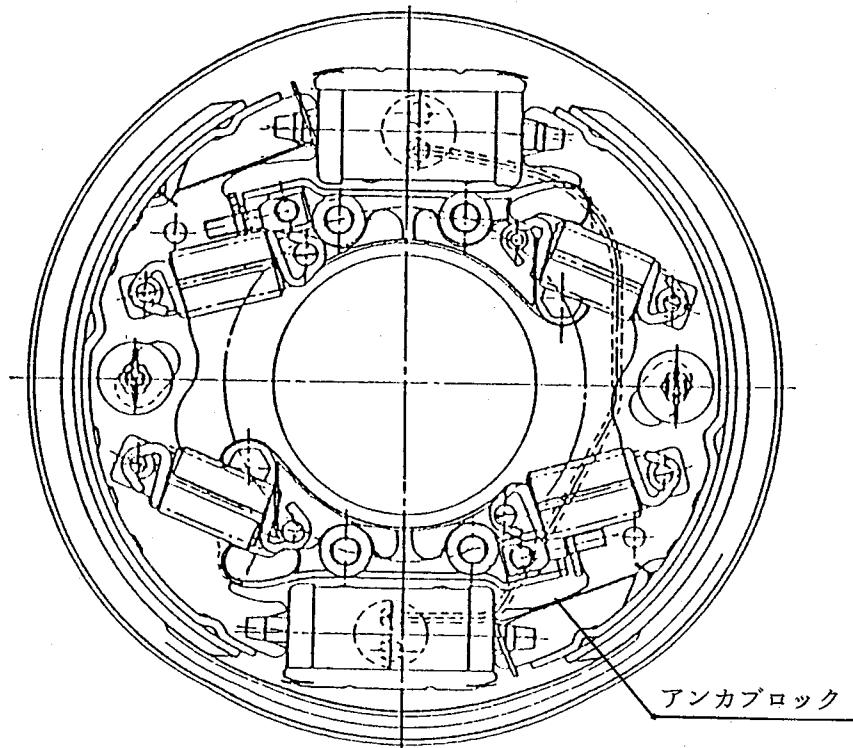


図 8.33 D2L ブレーキ (アンカブロック式)

(4) DS (ディオサーボ) ブレーキ

L T ブレーキが、それぞれの相対したシューの片側をアンカ部で受ける構造であるのに対して、このタイプは、シューの片側をフローティングタイプのロッドにより連結し、自由にスライディングできるようにしてある。入力部材には、両口式ホイールシリンダを用い、前進、後退時ともにサーボ作用を最大限に得られるようにしたサーボブレーキである。

図 8.34 に示すように、ドラム回転方向に拡張されるシューをプライマリシューと呼び、このシューで発生した出力をフローティングアンカを介して入力されるシューをセコンダリシューと呼ぶ。プライマリシューで発生した出力をフローティングアンカを介して次のセコンダリシューへより大きな入力として伝達してやるので、わずかな入力で大きな制動力を得られるが、サーボのばらつきがわずかでも制動力に差が出るので、効きについては、不安定に成り易い。

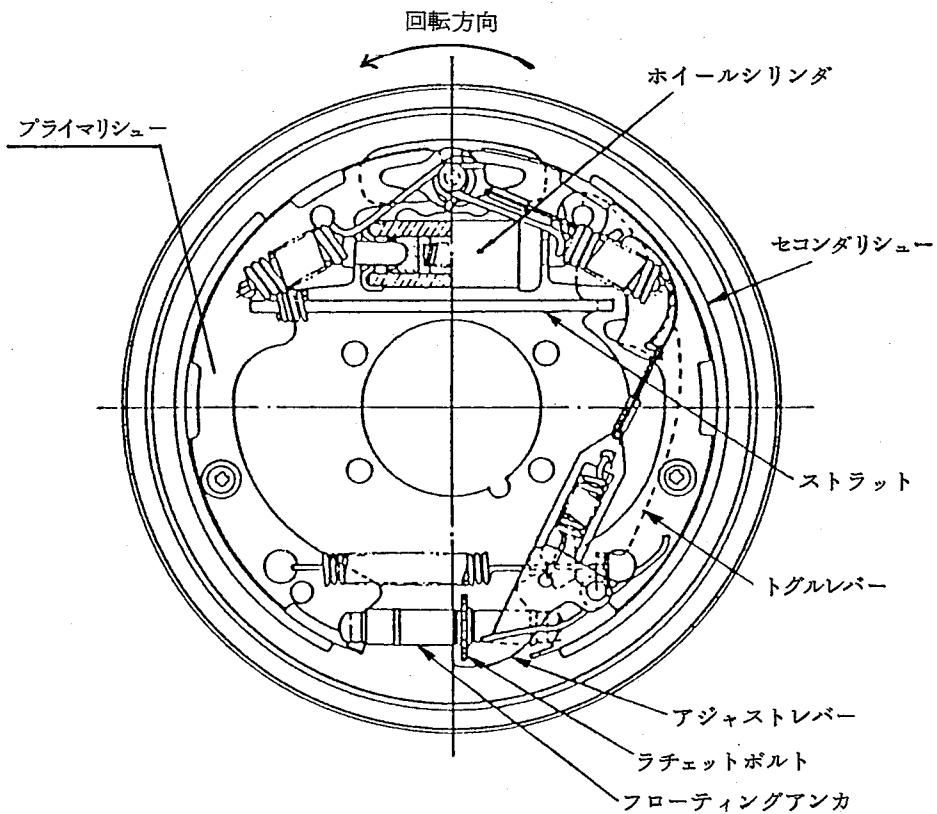


図 8.34 DS ブレーキ

ブレーキシステムとしてブレーキブースタの使用が一般化した現在では、ほとんど用いられていない。

しかし、効きが良く、小形にできる特徴を生かして、ディスクブレーキのロータのトップハット部に設置し、後輪ディスクブレーキの駐車ブレーキ用として大型乗用車に用いられている。

図 8.35 には、ドラムインディスクブレーキ (DS ブレーキ内蔵ディスクブレーキ) を示す。

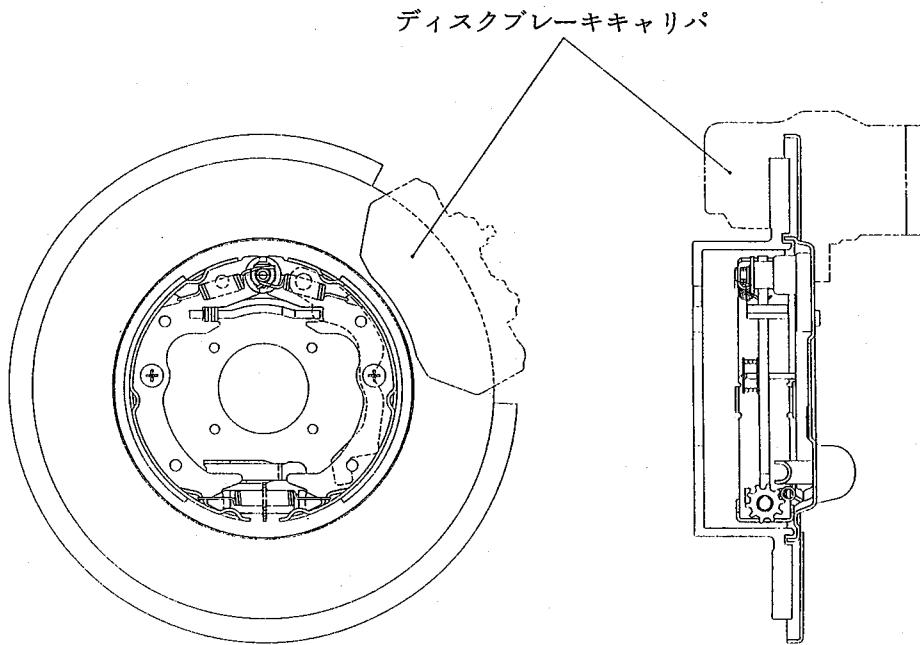


図 8.35 ドラムインディスクブレーキ

(5) U S (ユニサーボ) ブレーキ

D S ブレーキの入力部材が、両口式ホイールシリンダを使っているのに対し、このタイプではプライマリシュー側だけを拡張させる片口式ホイールシリンダを使用し、セコンダリシューはバックプレート又はシリンダのアンカ部に支持される構造となっている。よって、前進時は D S ブレーキと同じサーボブレーキとして作用するが、後退時にはツートーリングとなり極めて制動力が小さいので、フロントブレーキとして使われるのが一般的ではあるが、現在ではほとんど使用されていない。

図 8.36 には、U S ブレーキを示す。

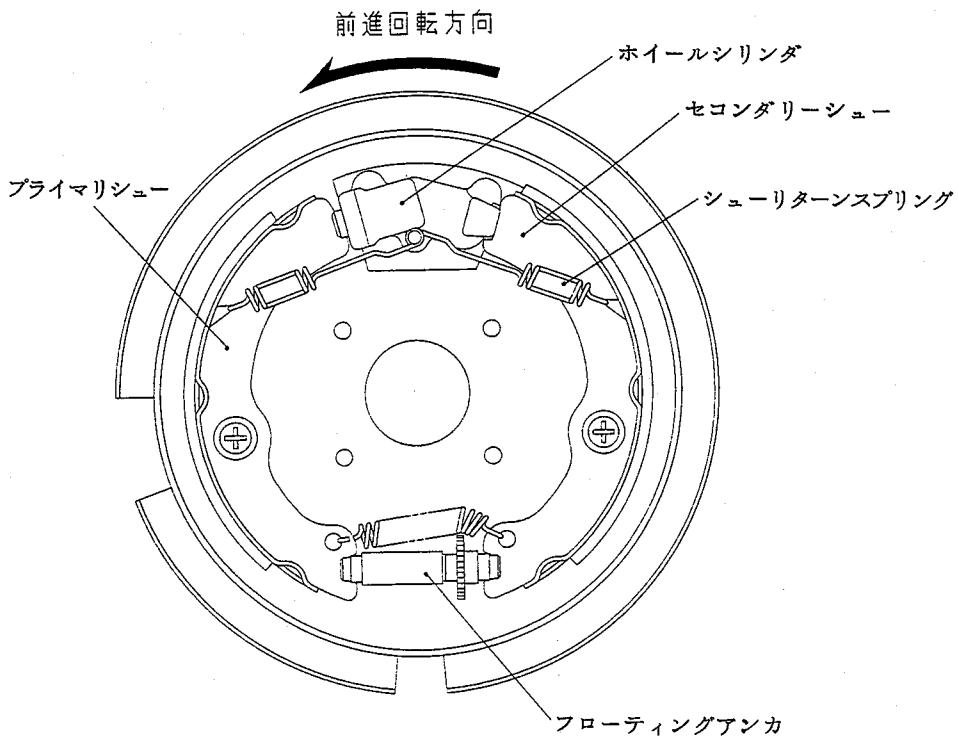


図 8.3.6 U S ブレーキ

(6) 2 T (ツートレーリング) ブレーキ

サーボ作用のないトレーリングシューを2個組合せたブレーキであり、最も入出力比が低く制動力も得にくいブレーキである。このため、効きの安定性を最重視するブレーキとして使われたことはあるが、現在では全く用いられていない。

8.2.4 ドラムブレーキのシュークリアランス調整装置

ドラムブレーキのブレーキシュー 上のライニングが、制動作用の繰返しにより、摩耗が促進されると、ドラム内面とのクリアランスが大きくなり、シューのロストロークが増加するので、ペダルストロークやハンドブレーキストロークが大きくなってくる。そこで、ブレーキ時の制動安定性を計るためクリアランスを調整する機構が必要となる。

ドラムブレーキの場合は、調整の仕方がすべてメカニカル方式であり、ディスクブレーキのようなゴム弾性を利用したスムーズな調整ではないが、以下に述べるように、大別すると手動と自動による調整方法がある。

(1) 手動調整装置（マニュアル・アジャスタ）

調整機構として、図 8.37 に示すブレーキは、バックプレートに取り付けたカムを回す方法、図 8.38 に示すブレーキは、アンカプロック内のねじを回してアジャスタスクリューを送り出す方法又は、ウェッジを押し出す方式も同様であり、図 8.39 に示すブレーキは、ホイールシリンダに設けられたアジャスタスクリューをねじを利用して送り出す方法、そして、その他にフローティングアンカ部にねじ嵌合して設けてあるアジャスタホイールを回転させて、アジャスタスクリューを送り出す方法などで、ブレーキシューの位置を調整してシュークリアランスを決める方式である。いずれも、ライニングの摩耗によるシュークリアランス量を確保してから、適時に、バックプレートの裏側或いはブレーキドラム側からドライバ等の治具を使用して調整する機構である。

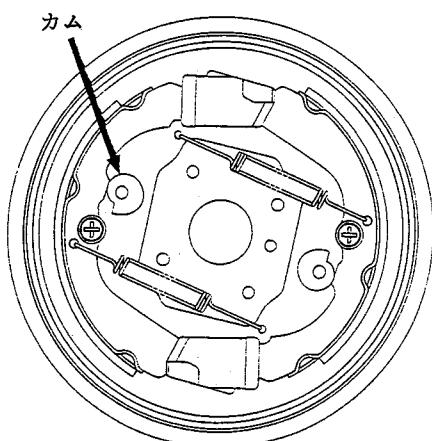


図 8.37 カム式アジャスタ

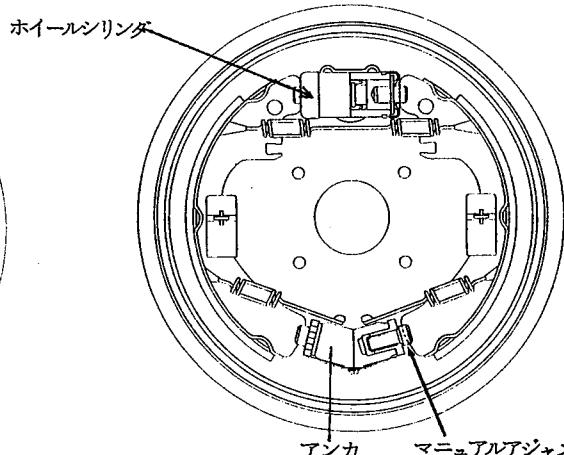


図 8.38 スクリュー式アジャスタ（アンカ部）

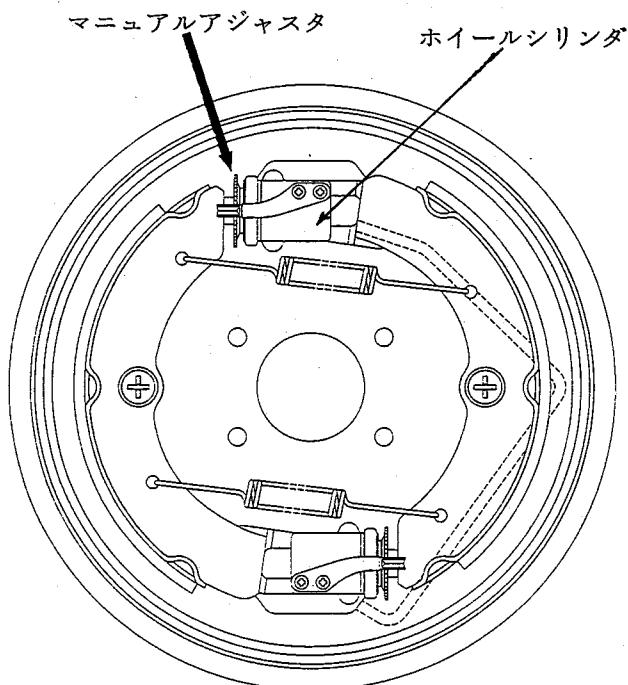


図 8.39 スクリュー式アジャスター（シリンダ部）

(2) 自動調整装置（オート・アジャスター）

最近は、安全性向上やメンテナンスフリーの傾向が強くなっており、
シュークリアランスの増加を自動的に調整し、ペダルストロークを一定
に保つオートアジャスターをドラムブレーキに備えることが一般的となっ
ている。

特に、乗用車においては、前輪のディスクブレーキ化に伴い、後輪のド
ラムブレーキの大半がオートアジャスト機構をもつようになった。

オートアジャスターは、常用ブレーキ（サービスブレーキ）で作動する方式
のものと駐車ブレーキ（パーキングブレーキ）で行う方式のものとがあり、
ブレーキ作動時に調整するポジティブタイプとブレーキ解放時に調整する
ネガティブタイプとに分けられる。

また、ブレーキ操作回数に対するシュークリアランスの調整パターン
により、以下に述べるような3タイプに分けられる。図8.40には、そ
れぞれのタイプの調整パターンについて示す。

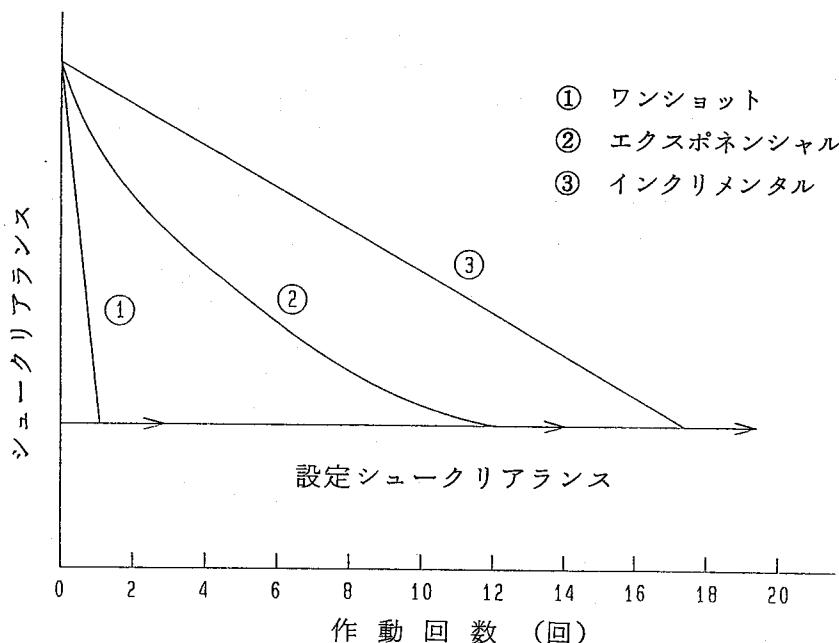


図 8.40 調整パターン

(a) ワンショットタイプ

一回の作動で設定 シュークリアランスに達してしまうタイプで、調整が簡単にできるが、ドラムや シューやブレーキトルクで生ずる弾性変形や熱変形に追従し、一回の作動で引摺り現象が発生するオーバーアジャストを起すことがあるので、これらを考慮した設定をする必要がある。

図 8.41 の LT ブレーキのオートアジャスターは、常用ブレーキ作動時 シューや設定 クリアランス以上動くと、ラチェット歯付カム（クォードラント）と シューや間へ設けられているストラットに固定されたローラピンとの噛み合いで外れて、クォードラントが回転し一歯進むことにより、ストラットの長さをその分伸ばし調整する機構である。

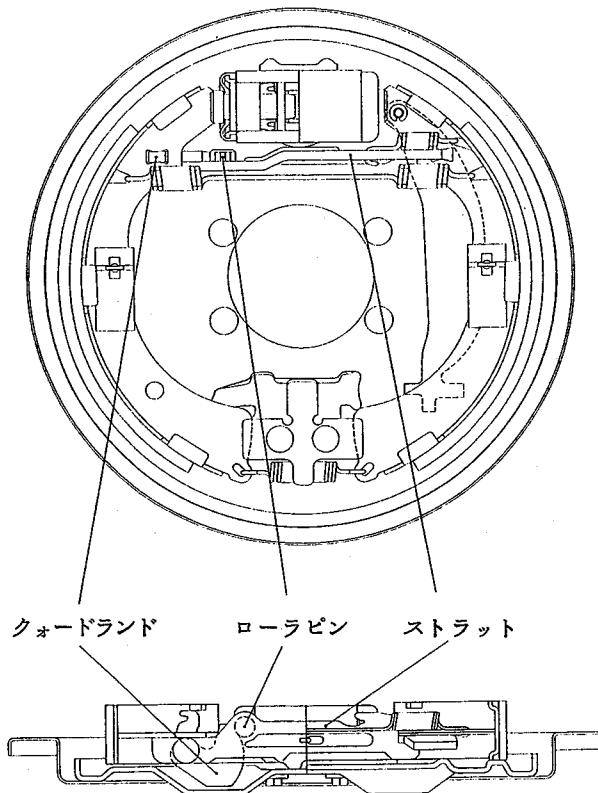


図 8.41 ワンショットタイプ

(b) インクリメンタルタイプ

一回当たりの調整量が微少で、設定シュークリアランスまで調整するのに、数回から20回程度の作動を要するタイプであり、この時の作動一回での調整量は一定である。また、このタイプは、ワンショットタイプに対してオーバーアジャストしにくい反面、部品数が増え、アジャスト部の精度も必要となる。

図8.42のLTブレーキのオートアジャスタは、常用ブレーキ作動時、シューが設定クリアランス以上になると、シュー間に設けてあるアジャストボルトを組み込んだストラットの調整歯がアジャストレバーの動きが大きくなることにより回転させられ、ストラットの長さをその分伸ばし調整する機構である。

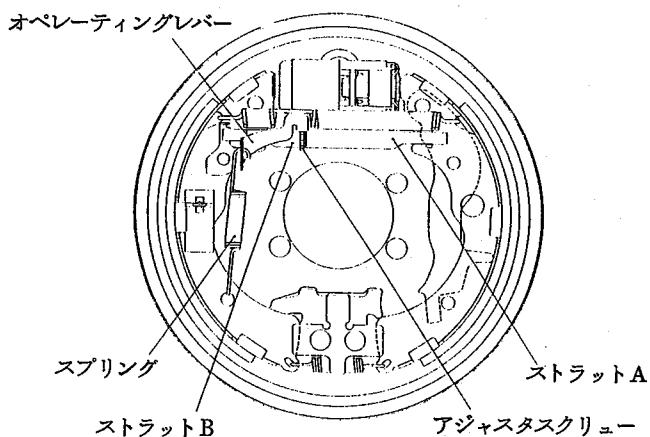


図 8.42 インクリメンタルタイプ

(c) エクスponシャルタイプ

上記インクリメンタルタイプが作動一回で一定量調整するのに対して、このタイプは、シュークリアランスの大きさに比例して、一回当たりの調整量が変化するものである。

図 8.43 は、2Lブレーキにオートアジャスト内蔵式ホイールシリンドラを備えているもので、常用ブレーキ作動時に調整するタイプである。

インクリメンタルタイプとエクスponシャルタイプとを総称して
マイクロアジャストタイプと呼ぶこともある。

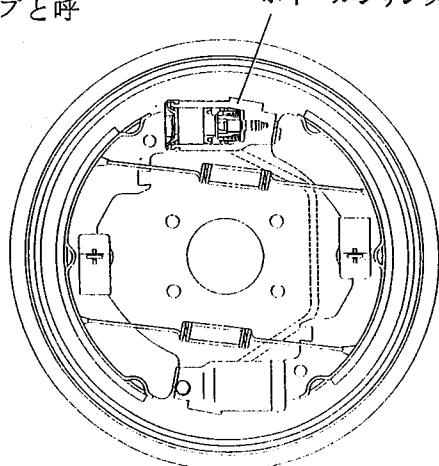


図 8.43 エクスponシャルタイプ

8.2.5 ドラムブレーキの駐車ブレーキ機構

車の走行時に速度制御及び停止に用いるための常用ブレーキに対し、停止状態の保持機能には、安全面からみて常用ブレーキの機能とは分離して駐車ブレーキが使われる。

また、常用ブレーキが液圧式であるのに対し、駐車ブレーキでは、比較的保持の容易な機械式が用いられる。通常、手動操作で行うのでハンドブレーキともいわれる。このため、駐車ブレーキは、軽い操作力で確実に車体を保持できることが必要で、効率が良く、前進、後退での制動力変化の少ないLTブレーキが乗用車の後輪ブレーキに常用ブレーキ機構をほぼ兼用させて広く用いられている。また、ドラムインディスクタイプとしてDSブレーキが駐車ブレーキ専用として、一部大型乗用車に用いられている。

大型トラック、バス等については、トランスミッション、プロペラシャフトにドラムブレーキを取り付けたセンタブレーキと呼ばれるものもあるが、本項では通常、乗用車に使われているLTブレーキの駐車ブレーキ機構について述べる。

図8.44は、車軸に対してほぼ平行にパーキングレバーを引く、フォワードプルタイプである。車室内にあるハンドブレーキレバーを引くと、イコライザを介して、ブレーキケーブルはパーキングレバーを前方に引く。レバーが引かれると、ストラットを介して前方のシューを拡張させ、同時にレバー上部が後方のシューを拡張し、制動を行う。

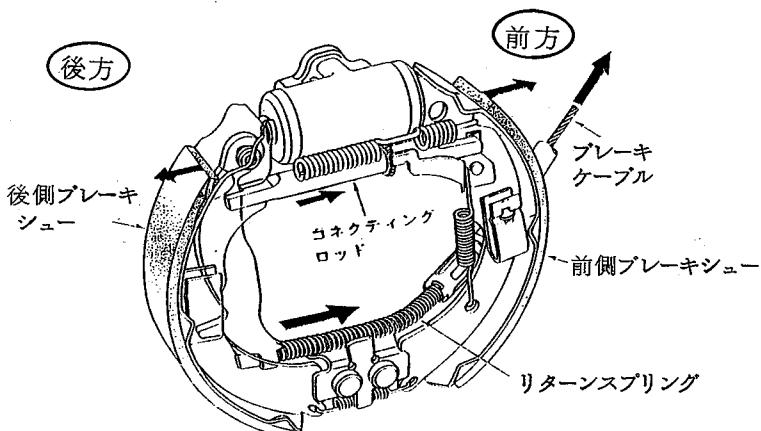


図8.44 フォワードプルタイプ

図 8.45 は、車軸に対してほぼ直角にパーキングレバーを引く、クロスプルタイプである。

フローティングタイプのホイールシリンダにパーキングレバーが組み込んであり、前方のシューはパーキングレバーからの入力により拡張され、後方のシューはその反力をホイールシリンダを介して拡張され、制動を行う。

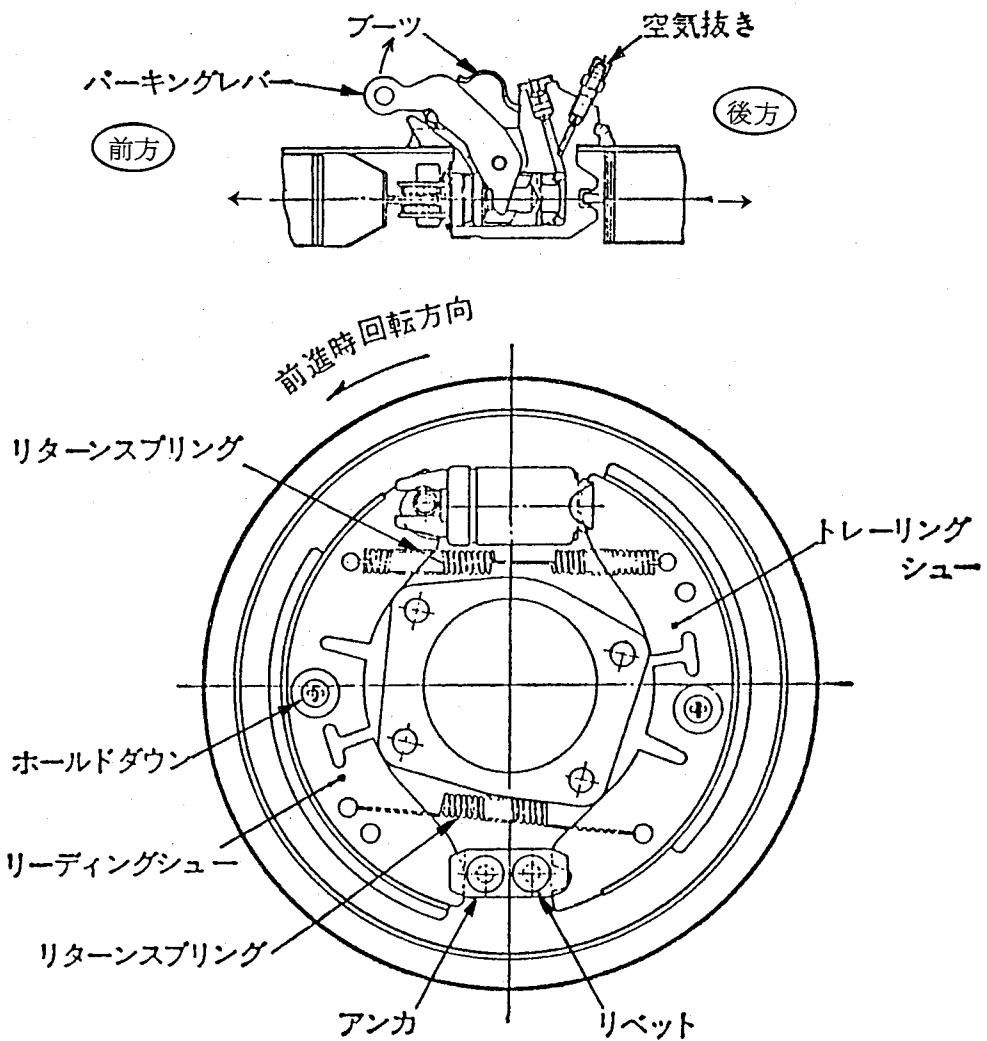


図 8.45 クロスプルタイプ

8.3 ブレーキの摩擦材

ブレーキ性能の中でも効きの安定性、即ち、いかなる場合でも運転者の踏力に対し、安定したブレーキ力が得られることが最も重要である。このため、ブレーキの摩擦材には、様々な条件下で安定した摩擦係数を有することが求められる。

ここでは、ブレーキ用摩擦材に対する要求性能、種類等について簡単に述べる。

8.3.1 ブレーキ用摩擦材に対する要求性能

ブレーキ用摩擦材には次のような性能が要求される。

- (a) 摩擦係数が高いこと。
- (b) 温度、速度、押付け圧力、水、湿度などによる摩擦係数の変化が少ないこと。
- (c) 寿命が長いこと。
- (d) 十分な機械的、熱的強度を持つこと。
- (e) ブレーキ鳴き、ジャダなどの摩擦振動が少ないこと。
- (f) 相手面（ロータ、ドラムのしゅう動面）に損傷を与えないこと。

8.3.2 摩擦材料

(1) 有機系摩擦材料

- (a) 種類

材質上から分類し、特徴と用途を表8.1に示す。

表 8.1 摩擦材の特徴と用途

材 質	基 材	結 合 剤	特 徴	用 途
ウ ー ブ ン 系	軟質ウーブン	石綿織布	熱可塑性樹脂か 熱硬化性樹脂の 併用	軟質でドラム径変 化に対応できる。 耐熱性は低い。
	特殊加工硬質 ウーブン	石綿織布	熱硬化性樹脂	軟質ウーブンより 耐熱、耐摩耗性大。
	セミモールド	石綿織布とゴ ム	天然又は合成ゴ ム	摩擦係数が高い。 安価。
モ ー ル ド 系	ゴムモールド	石綿粉末と有 機無機金属粉 末	同 上	ノイズによい。安 価。耐熱性はレジ ンより低い。
	レジンモール ド	同 上	熱硬化性樹脂	耐熱、耐摩耗性大
	セミメタリッ ク	鋼纖維と金属 粉末	同 上	耐摩耗性がレジン の $1/3 \sim 1/10$ で良好。温度安定 性も良

自動車摩擦材の発達の変遷は、軟質ウーブン→特殊ウーブン→ゴムモールド→レジンモールドと変わり、現在ではそのほとんどがレジンモールドを使用している。そのおもな理由は、耐熱性に優れ、組成上性能の調整範囲が広いことなどがあげられる。

しかし、現在、石綿使用の規制の動きが一段と急になり、ブレーキ用摩擦材についても非石綿化が急ピッチで展開されている。

非石綿系摩擦材の標準組成について表 8.2 及び表 8.3 に示す。

▼ 表 8.2 セミメタリックディスクパッドの標準組成

		セミメタリック ディスクパッド
繊維	スチール 繊維	20 ~ 70 %
結合剤	熱硬化性樹脂	5 ~ 15
摩擦・摩耗調整剤	有機系 (ゴム・カシューダスト、他)	0 ~ 5
	無機系 (硫酸バリウム、炭酸カルシウム等)	10 ~ 30
	金属 (鉄、銅等)	10 ~ 30
	金属酸化物 (アルミナ等)	0 ~ 5
	潤滑剤 (黒鉛、二硫化モリブデン等)	8 ~ 20

▼ 表 8.3 非石綿系摩擦材の標準組成

		ブレーキライニング	ディスク パッド
繊維	鉄系 (スチール 繊維等)	0~10 %	0~20 %
	非鉄系 (銅、黄銅等)	0~5	0~20
	無機系 (ガラス、ロックウール等)	1~15	0~30
	有機系 (アラミド、フェノール等)	0~10	0~5
結合剤	熱硬化性樹脂	10~20	5~15
摩擦・摩耗調整剤	有機系 (ゴム、カシューダスト等)	5~30	5~20
	無機系 (硫酸バリウム、炭酸カルシウム等)	5~30	20~50
	金属 (鉄、銅等)	0~10	2~10
	金属酸化物 (アルミナ等)	0~5	0~5
	潤滑剤 (黒鉛、二硫化モリブデン等)	0~10	0~20

(b) 製造方法

レジンモールドの一般的な製造工程を図 8.4.6 に示す。

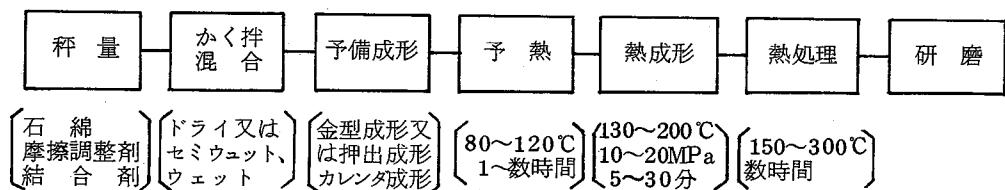


図 8.4.6 摩擦材の一部的製造方法

(2) 無機系摩擦材料

無機系摩擦材は、粉末冶金法で作られた焼結合金が主体で、銅或いは鉄粉を基材とし、これに他金属、非金属の粉末を混合し、圧縮成形、焼結するものである。有機系と同様に複合材料であり、その配合組成、製法によって物理的特性を広範囲に調整できる特長を持つ。

製造方法は、配合成分をかく拌機で均一に混合し、室温の金型で、銅系では 200~400 MPa の圧力を加えた圧密体を作り、これを水素又は天然ガスの還元雰囲気中で加圧、又はフリーの状態で 800°C 前後で焼結する。鉄系は 400~600 MPa で加圧し、還元雰囲気中で 1,000~1,100°C で焼結する。配合組成表を表 8.4 及び表 8.5 に示す。

表 8.4 銅系焼結摩擦材の配合組成

単位: %

マトリックス			摩 擦 調 整 剂						潤滑剤	
Cu	Sn	Zn	ムライト	珪砂	Fe	Ni	Mo	Pb	黒鉛	
40~80	3~10	3~10	3~30	1~5	2~8	0~2	0~5	5~15	5~15	

表 8.5 鉄系焼結摩擦材の配合組成

単位: %

マトリックス			摩 擦 調 整 剂					潤滑剤	
Fe	Cu	P	Mn	ムライト	炭化硅素	硫酸バリウム	Pb	黒鉛	
50~80	3~20	0.5~1	0~3	3~20	3~10	2~6	3~15	5~20	

性能上の特長は、有機系に比べ、高温になつても効きの変化が少なく、過酷条件下での摩耗が少なく、ウォータリカバリ性がよい。

反面、鳴き・相手面材攻撃性が劣る傾向がある。

自動車用としては二輪車の一部に使われている。

8.3.3 石綿規制の動向

自動車用摩擦材としては1987年スウェーデンの規制から始まり、欧洲各国で規制が実施されつつある。

米国ではEPAが1990年代全面非石綿化を提案している。

日本では、(社)日本自動車工業会の自主規制が出され、次のように非石綿化計画が示されている。

自動車における石綿材部品の非石綿材への切り替え計画

1. 目標

- (1) 乗用車（除くバス・2輪車）・小型両用車（G V W 2.5 t以下）は、平成4年（1992年）／末までに生産車につき石綿材部品の非石綿材への切り替えを完了する。
- (2) (1)以外の車両は、平成6年（1994年）／末までに生産車につき非石綿材への切り替えを完了する。

一部の部品について現時点で代替品の技術的見通しが立っていないものもあるが、上記目標に向かって鋭意努力する。

2. 対象

- (1) 対象車は国内向け車とする。
- (2) 対象部品は全部品とする。

第9章 アンチロックブレーキ装置

- 9.1 アンチロックブレーキ装置の目的
- 9.2 アンチロックブレーキ装置の原理
- 9.3 乗用車用アンチロックブレーキ装置
 - 9.3.1 アンチロックブレーキ装置の基本的構成
 - 9.3.2 アンチロックブレーキシステムの種類
- 9.4 商用車用アンチロックブレーキ装置
 - 9.4.1 商用車用アンチロックブレーキ装置の概要
 - 9.4.2 商用車用アンチロックブレーキ装置の種類
 - 9.4.3 プレッシャコンントロールバルブの概要
- 9.5 トラクションコントロールシステム
 - 9.5.1 トラクションコントロールシステムの概要
 - 9.5.2 トラクションコントロールの方法

第9章 アンチロックブレーキ装置

自動車の安全性向上は、マイクロエレクトロニクス技術を利用した車両技術の進展により著しく向上した。

本章では、乗用車と商用車のアンチロックブレーキ装置についてできるだけ多くのシステムを紹介すると共に、トラクションコントロールについても概略説明する。

9.1 アンチロックブレーキ装置の目的

降雨時、雪道、凍結路等滑りやすい路面で、ブレーキを踏むと車輪がロックし、タイヤが滑ってしまう。また乾燥路面のような滑りにくい路面においても、急ブレーキ等の過度のブレーキが働くと、同様に車輪はロックし、タイヤが滑ってしまう。

このように車輪がロックしてしまうと

- ① 運転者がハンドルを操作しても、操作した方向に車体は向いてくれない。（前輪ロック時）
- ② ハンドルを固定していても、車体は思わぬ方向へ滑ってしまう。（後輪ロック時）
- ③ 運転者が踏み込んだブレーキ操作で、予想しているブレーキ停止距離より伸びる。

以上の現象があらわれ、非常に危険な状況を生じる。

アンチロックブレーキ装置（A B S）はいかなる路面状態においても、車輪のロックを自動的に防止して、上記の危険な状況を回避する装置である。

9.2 アンチロックブレーキ装置の原理

アンチロックブレーキ装置は、路面とタイヤの間の摩擦係数と、スリップ率との間に一定の関係があることに着目し、そのスリップ率を制御する

ものである。図9.1に、一般的な路面とタイヤ間の特性を示す。

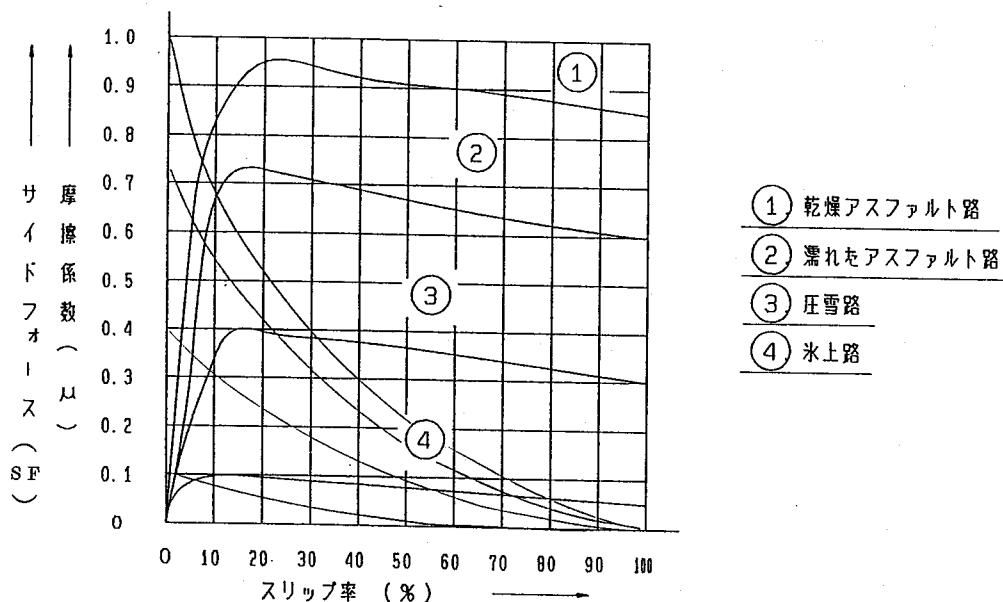


図9.1 スリップ率と摩擦係数、サイドフォースとの関係

ここで横軸のスリップ率Sは

$$S = \frac{V - V_w}{V} \times 100 (\%)$$

V：車体速， V_w：車輪速

で表し、車体速に対して、車輪の速度が滑っている割合を示している。また、縦軸の摩擦係数(μ)は、路面とタイヤの間に生じる摩擦の割合を示し、摩擦係数 μ が高いと、制御力が高くなると考えることができる。

同じく、縦軸に横方向安定性力 (S F) を示す。S Fは車体を横向きにささえているサイドフォースを表し、これが高いと車体の横方向にささえられる力が高く、前輪においては、ハンドル操作が可能となり、後輪においては方向安定性が増加し、いわゆる『しりふり』現象が少なくなると考えることができる。

ここで、車輪のスリップ率を、10～30 %の範囲になるようにすると、

- スリップ率100 %時より高い制動力（摩擦係数が高い）が得られる。

2. 横方向安定性力もある程度強い力が得られ後輪の直進安定性、前輪のハンドル操作の確認が可能となる。

アンチロックブレーキ装置は、車輪のスリップ率を μ_{max} 付近に、自動的に保つよう制御するシステムである。

9.3 乗用車用アンチロックブレーキ装置

9.3.1 アンチロックブレーキ装置の基本的構成

アンチロックブレーキ装置は主に次に示す3つの部分より構成されている。

1. 車輪速検出部（スピードセンサ）
2. 電子制御部（エレクトロニックコントロールユニット）
3. ブレーキ力制御部（プレッシャコントロールバルブ）

図9.2にアンチロックブレーキ装置の基本構成を示す。

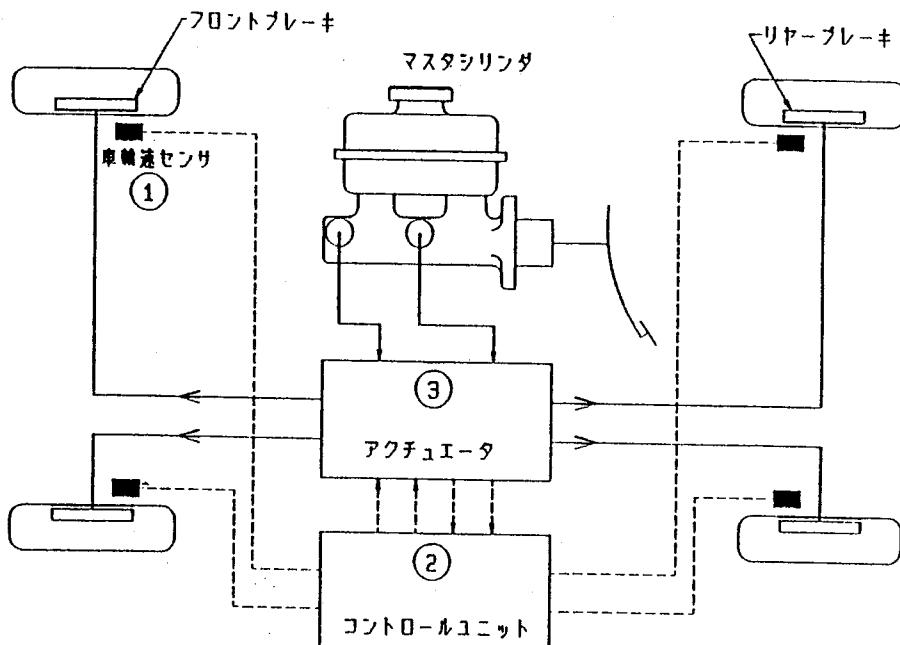


図9.2 アンチロックブレーキ装置の基本構成

(1) 車輪速検出部

車輪速検出部は、各車輪の回転速度を電気信号として検出し、電子制御部に車輪速信号を送る。車輪速検出部は、多数の歯を有するロータと、マグネットと鉄芯によって構成される磁気回路の鉄芯に、コイルを巻いたピックアップコイルによって構成されている。(図 9.3)

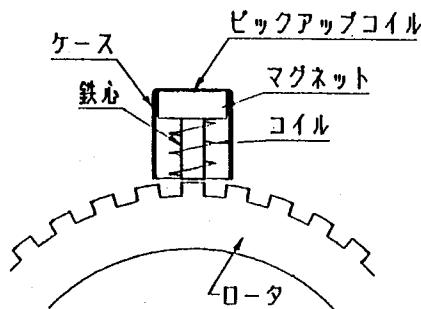


図 9.3 車輪速検出基本原理

車輪が回転すると、同様にロータも回転する。これによって、ピックアップコイル内の鉄芯に巻かれたコイルに、磁気誘導により回転の速度に比例した周波数の交流電圧が発生する。(図 9.4)

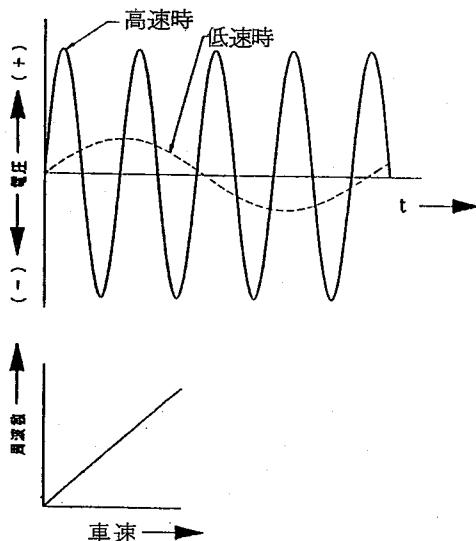


図 9.4 ピックアップコイルの出力特性

(2) 電子制御部

電子制御部は、車輪速検出部よりの電気信号を受けて、車輪速、車輪加減速度、擬似車体速、スリップ率等の演算を行い、その演算結果をもとに車輪のスリップ率が所定の設定値になるような制御ロジックを構成し、ブレーキ力を弛めたり、保持したり、再加圧したりするため、ブレーキ制御部の電磁弁を駆動する信号を出力する。また、システムの故障等が生じた場合、通常ブレーキに戻り、かつ、その警告のためにエイブルランプを点灯するような、エイブルセイフ機能も有している。

電子制御部は高い信頼性を得るために、マイクロコンピュータを内蔵したデジタルエレクトロニクス技術を利用した回路構成が主流となっている。

(3) ブレーキ力制御部（アクチュエータ）

車種により、様々な形態のブレーキ制御部を有するシステムが装着されているが、基本的にはブレーキ制御部は各車輪毎の、ブレーキ系統に配置され、複数個の電磁弁が組み込まれており、そのシステムで設定されている作動モード、例えば弛めモード、保持モード、込めモード等が行えるようになっており、実際に車輪に加わっているブレーキ力（ブレーキ液圧）を制御する部分である。図9.5に代表的な作動波形の概要を示す。

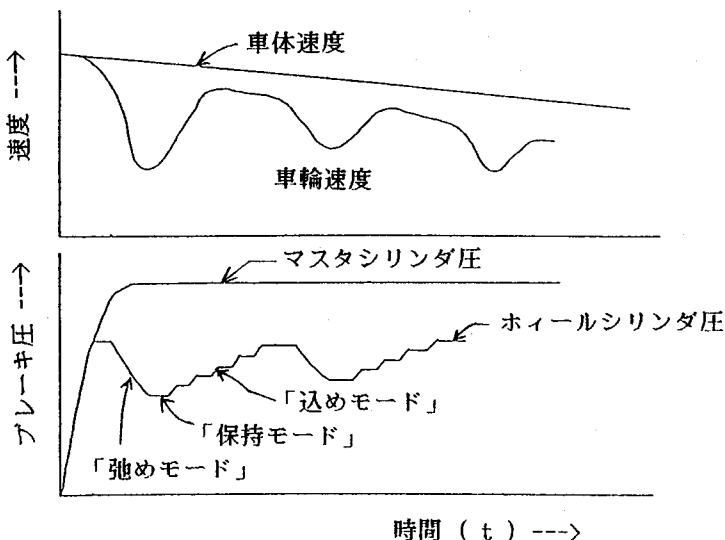


図 9.5 車輪の動きとブレーキ制御部波形

図 9.5 に示すように、『弛め』『保持』『込め』の各モードを得るアクチュエータの形態として、大きくは次の 2 つの方々に分類できる。

(a) 直接制御方式

ブレーキシリンダに加えられている液を直接抜き取り、『弛め』モードを得、抜き取った液をポンプで再び加圧し、ブレーキシリンダに送り込み『込め』モードを得る方式の代表例を図 9.6 に示す。

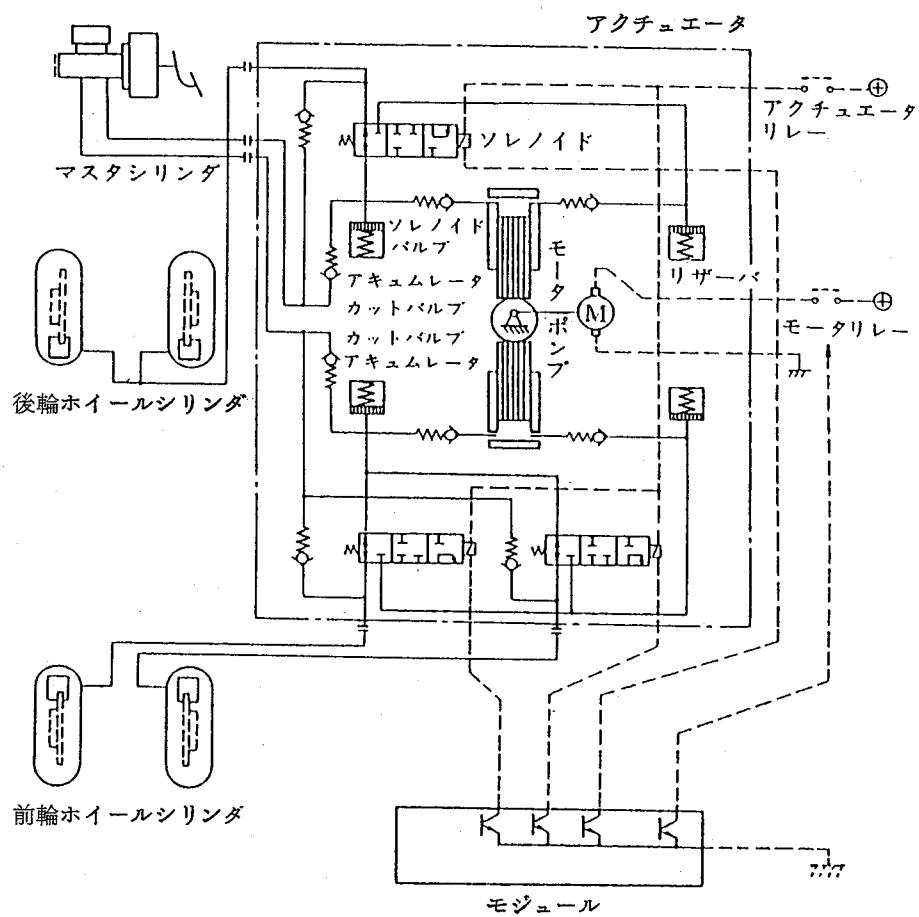


図 9.6 直接制御方式の一例

(b) 間接制御方式

アンチロックブレーキ装置の作動開始に応じて、マスターシリンダ側とブレーキシリンダ側の連通を遮断し、ブレーキシリンダ側液室を形成し、その液室の容積を増加して、『弛め』モードを得、縮小して『込め』モードを得る、いわゆる容積可変形方式。

図 9.7 に間接制御方式の代表例を示す。

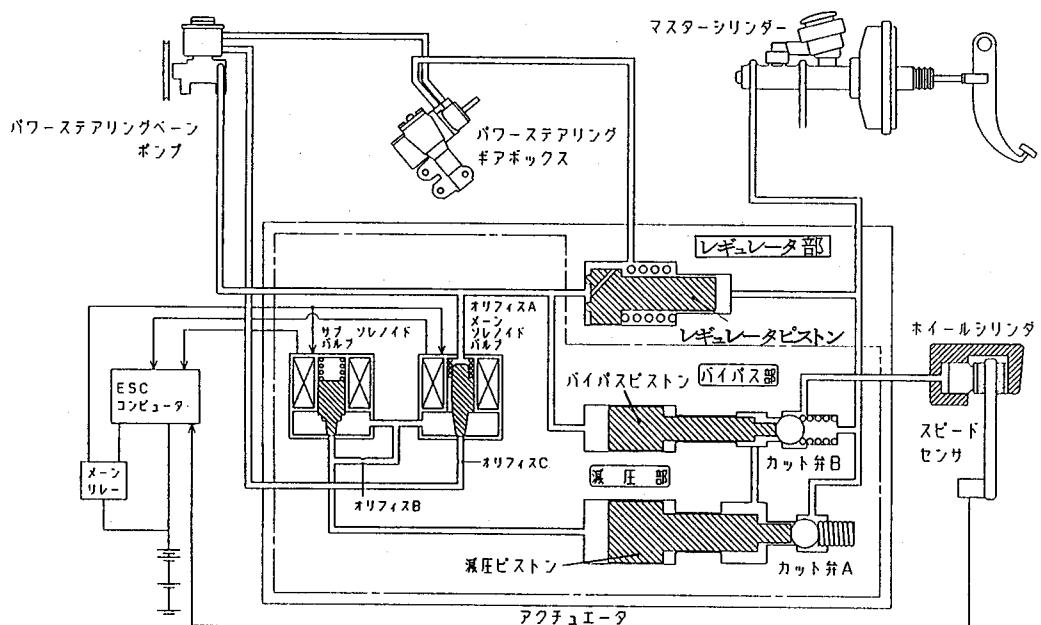


図 9.7 間接制御方式の一例

9.3.2 アンチロックブレーキシステムの種類

アンチロックブレーキシステムは、装着車種によって、性能、コスト面を考慮した様々なシステムがある。

(1) 制御系統による分類

制御しようとする系統の数によって、次のように分類できる。

(a) 1 系統制御 (図 9.8)

後2輪を同時に制御するもので、アクチュエータは1つで、センサも左右の車輪速の平均値が得られるところ（トランスマッシャン、デフ等）に1つでよく、低価格のシステムが得られる。性能的には後輪のロックが防止できるため、車両の方向安定性が確保され、制動時に『しり振り』現象はなく、直ぐに停止できる。だが、前輪は未制御（ロック）のため、制動時のハンドル操作はできない。

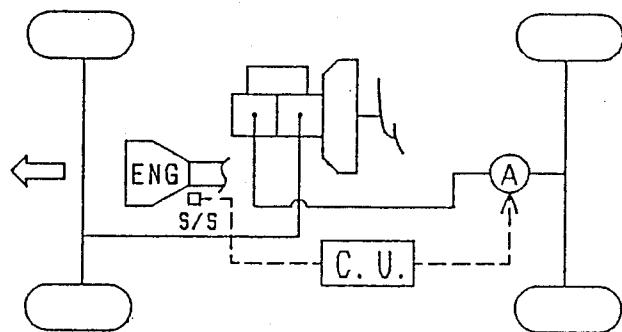


図9.8 1系統制御（後輪統合）

(b) 2系統制御

① 前輪統合、後輪統合制御（図9.9）

1系統を前輪側にも装着したもので、1系統制御の欠点である制御時のハンドル操作も可能となり、比較的低価格で、制御時の方向安定性、ハンドル操作が確保できる。だが、左右の路面状態の異なるスリップ路面においては、左右の車輪に適切な制動力を与えることができないため、きめの細かい制御が得られず、制動距離の短縮性が少なくなるか、ハンドル操作性が少し悪くなるか、どちらかの方向の制御となってしまう。

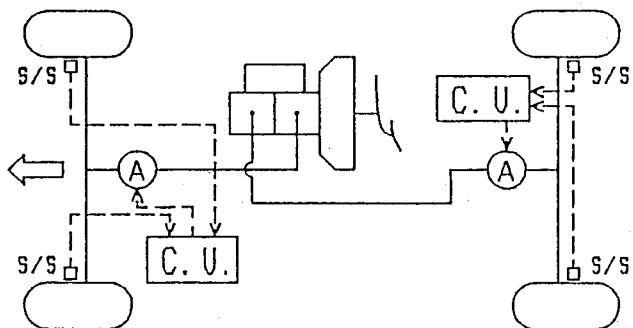


図 9.9 2 系統制御（前輪統合後輪統合）

② 対角線統合前輪制御（図 9.10）

ブレーキ配管がX配管となる車両に適用され、前輪の左右にセンサを設け、そのセンサ信号に基づいて、前輪側が制御される。後輪側は、その対となる。前輪側と同じ制御を行うセンサは、前輪2ヶ、アクチュエータも2ヶでコスト低減ができる、基本的に前輪のロック防止ができる、制動力配分の高い前輪個別制御により、制動力の確保、ハンドル操作性が高くなる。だが、後輪側は見込み制御となり、場合によっては後輪ロック、或いは制動力の低下を招く可能性もある。

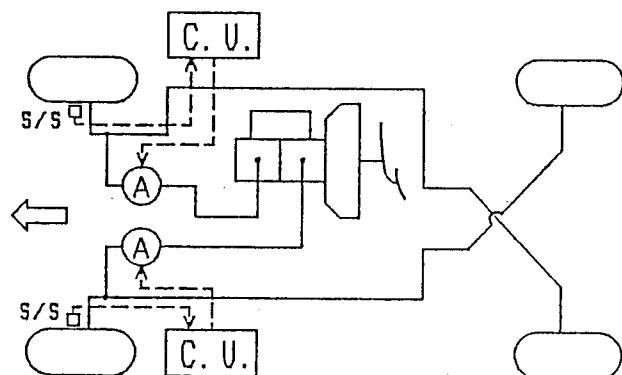


図 9.10 2 系統制御（対角線統合前輪制御）

③ 対角線統合セレクトロー制御-①(図9.11)

対角線統合前輪制御の後輪側にセンサを2ヶ追加して、各系統のセレクトロー(2つの車輪速の低い方)制御を行う。全車輪を監視できるため、見込み制御がなくなり、不慮の車輪のロックを防止できる。だが、2つのセンサ追加により価格増となる。また、セレクトロー制御であるため、スプリット路面においては、前輪の一方の制御が低下する可能性がでてくる。

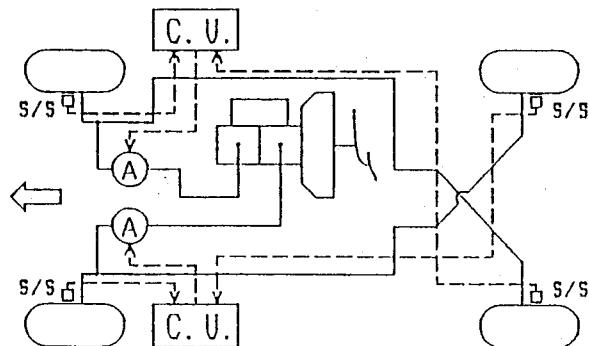


図9.11 2系統制御(対角線統合セレクトロー制御-①)

④ 対角線統合セレクトロー制御-②(図9.12)

対角線統合セレクトロー制御-①との相違は、センサの信号を右側は右側、左側は左側に入力するようしている。これによって、スプリット路面においても前輪の制動力が十分に確保できる。また、後輪側に『S.L.V.』(セレクトローバルブ)を設けることにより、いつも後輪側の液圧を、低い方と同じにしており、車両の方向安定性が増加している。『S.L.V.』追加によるコスト増、後輪側の制動力の若干の低下が予想される。

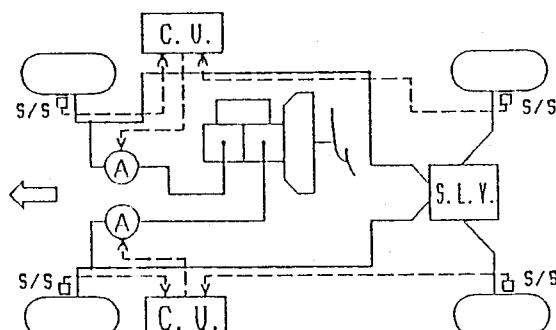


図9.12 2系統制御(対角線統合セレクトロー制御-②)

(c) 3 系統制御

① 前輪独立、後輪統合制御 (図 9.13)

アクチュエータを前輪に 2 つ、後輪に 1 つ設けている。これによって、制動力の十分な確保、ハンドル操作性の確保ができ、後輪セレクトロー制御で方向安定性も十分確保される。アクチュエータが 3 つになり、高価格となる。

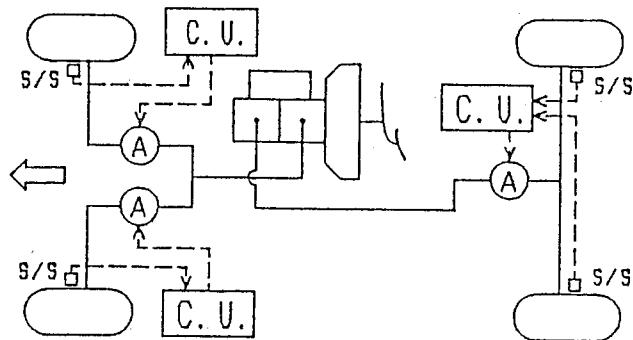


図 9.13 3 系統制御（前輪独立、後輪統合）

② 前輪統合、後輪独立制御 (図 9.14)

前輪独立、後輪統合の前後が逆になり、価格面ではまったく差はない。前輪がセレクトロー制御されるため、ハンドル操作性はスプリット路面においては、より安定した性能が得られる。しかし制動力は若干低下する傾向になる。

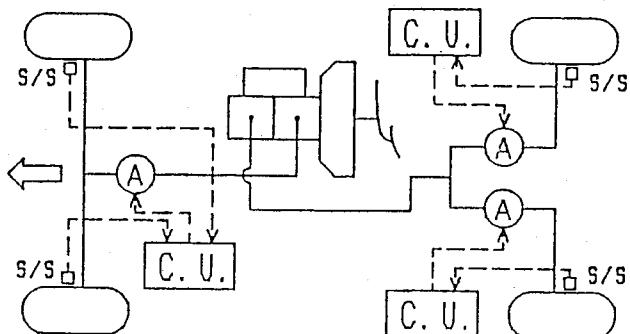


図 9.14 3 系統制御（前輪統合、後輪独立）

(d) 4 系統制御 (図 9.15)

いわゆる『4輪独立』であるため、各車輪に適応した制動力が確保され、方向安定性も、ハンドル操作性も十分であり、アンチロックブレーキングシステムの基本形である。但し、コスト的にはいちばん高く、高級車のみ採用となってしまう。

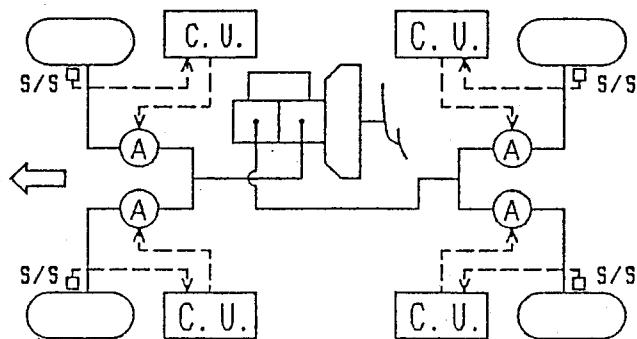


図 9.15 4 系統制御

(2) アクチュエータの動力源による分類

アクチュエータは各システムに適応した、また各メーカーの考え方、独自性によっていろいろな形態があるが、そのアクチュエータを駆動する動力源について、ここで分類してみる。

(a) アンチロックブレーキ装置専用の電動ポンプ (図 9.9)

アンチロックブレーキ装置のために設けられる電動ポンプで、通常 DC モータを駆動し、その回転を直進運動に変換して用いる、プランジャポンプ形が最も普及している。

(b) ハイドロブースタの電動ポンプとの併用 (図 9.16)

(a)とまったく同形である。ただハイドロブースタを搭載しておれば、共通に利用でき、またアンチロックブレーキ装置専用にポンプを設ければ、ハイドロブースタの搭載も可能であり、共通化ができるということになる。

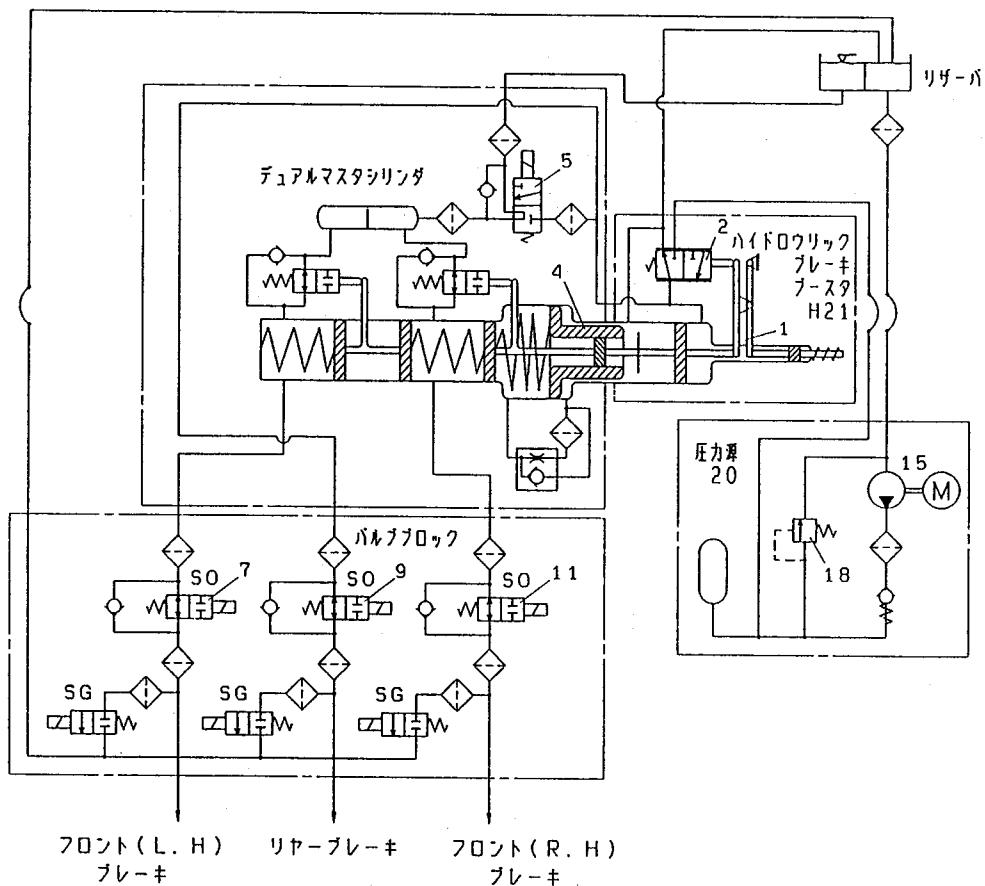


図 9.16 ハイドロブースタと併用の電動ポンプを利用した例

(c) パワーステアリング用ポンプ (図 9.7)

パワーステアリングを備えている車のパワステ用ポンプを利用する。
ただしパワステ用ポンプに用いる作動油とブレーキオイルとは特性が
異なるため、不慮の場合でも混ざらないような機構が必要である。

(d) エンジンの負圧 (図 9.17)

エンジンのインテークマンホールドより発生する負圧を利用するも
のである。真空を利用するため、大きな力を得るために、作動部の
面積を大きくする必要があり、全体的に大きくなる欠点がある。また、
真空圧の変動及び供給能力に限界があるため、多系統の制御には適し
ていない。

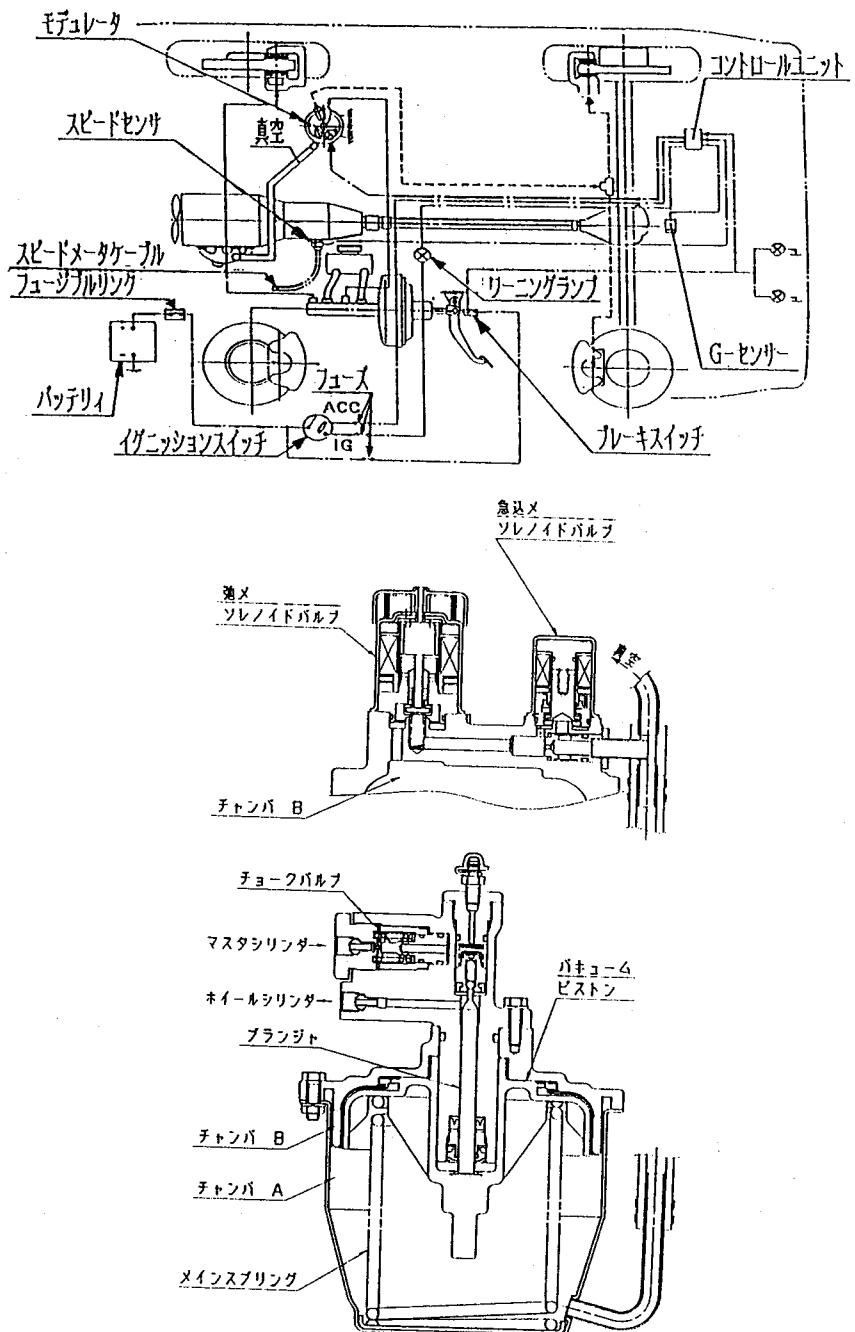
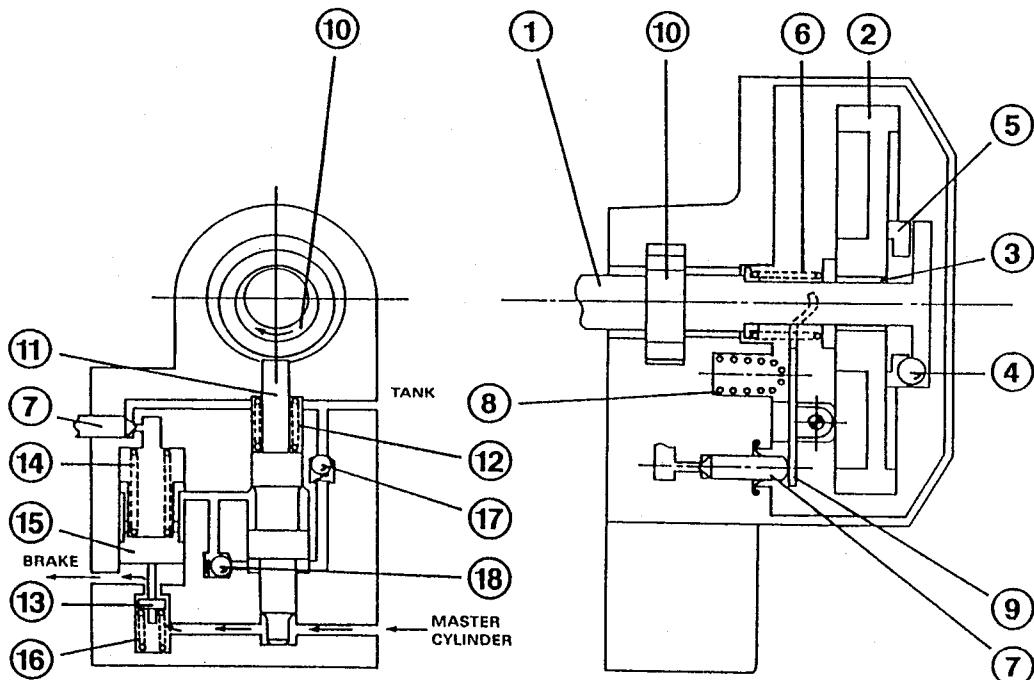


図 9.17 エンジンの負圧を動力源とした例

(e) 駆動軸の回転を利用したポンプ (図 9.18)

ドライブシャフトの回転を利用して、ポンプ作動を確保し、車輪の動きによってアンチロックを作動させる。純機械式のアンチロックブレーキ装置を形成している。



- | | |
|-----------------|----------------------|
| 1. ドライブシャフト | 10. エクセントリックカム |
| 2. フライホイール | 11. ポンプピストン |
| 3. フライホイールベアリング | 12. ピストンスプリング |
| 4. ボール&ランプドライブ | 13. カットオフバルブ |
| 5. クラッチ | 14. ディ・ブーストピストンスプリング |
| 6. フライホイールスプリング | 15. ディ・ブーストピストン |
| 7. ダンプバルブ | 16. カットオフバルブスプリング |
| 8. ダンプバルブスプリング | 17. ポンプインレットバルブ |
| 9. ダンプバルブレバー | 18. ポンプアウトレットバルブ |

図 9.18 駆動軸の回転を利用したポンプを用いた例

(f) 動力源無し (図 9.19)

アクチュエータの動力源として、特別な装置を設けず、マスタシリンダで発生する液圧をそのまま利用しており、『弛め』、『込め』の回数等に制限がある。

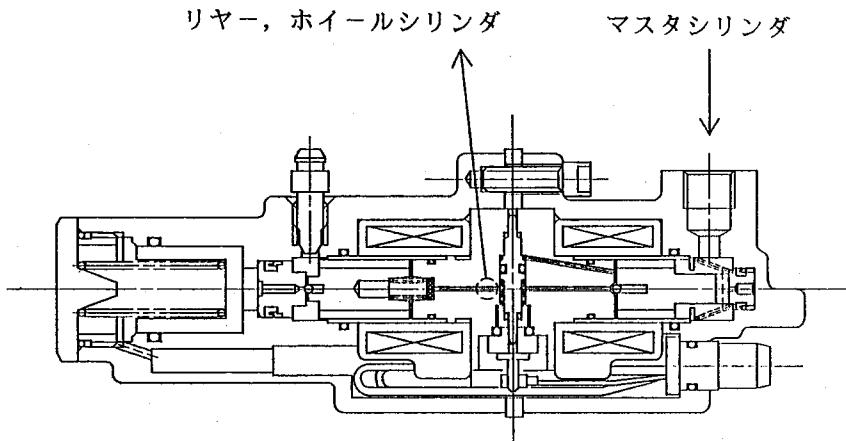


図 9.19 動力源なしの例

9.4 商用車用アンチロックブレーキ装置

9.4.1 商用車用アンチロックブレーキ装置の概要

商用車用アンチロックブレーキ装置も乗用車用アンチロックブレーキ装置と同じく『タイヤと路面の間の摩擦係数を最適にするため、車輪のスリップ率を所定の範囲に制御する』という原理にもとづいている。そのため下記の基本的要素で装置が構成されている。

1. 車輪速検出部（スピードセンサ）
2. 電子制御部（エレクトロニックコントロールユニット）
3. ブレーキ力制御部（ブレッシャコントロールバルブ）

構成要素の中で、『ブレーキ力制御部』は、乗用車用では動力源を含めると多種の機構があるのでに対して、商用車の場合、既にコンプレッサという動力源を有しているため、特殊な場合を除いて主に圧縮空気を給排する電磁弁だけを使用していることが特徴的である。

9.4.2 商用車用アンチロックブレーキ装置の種類

商用車には大きく分けると、次の2つのブレーキ形態があるが、それぞれのブレーキ形態に装着されるアンチロックブレーキ装置がある。

1. フルエアブレーキ (FA)
2. エアオーバハイドロリックブレーキ (AOH)

(1) フルエアブレーキ車用アンチロックブレーキ装置

フルエアブレーキ車用にはブレーキ力制御部のプレッシャコントロールバルブがブレーキチャンバとリレーバルブ（又はクイックレリーズバルブ）との間に設けられ、直接ブレーキチャンバのエア圧を制御するタイプ（図9.20）とリレーバルブのサービスエア圧を制御して、リレーバルブの制御されたエア圧がブレーキチャンバに供給されるタイプ（図9.21）の2つのシステムがある。

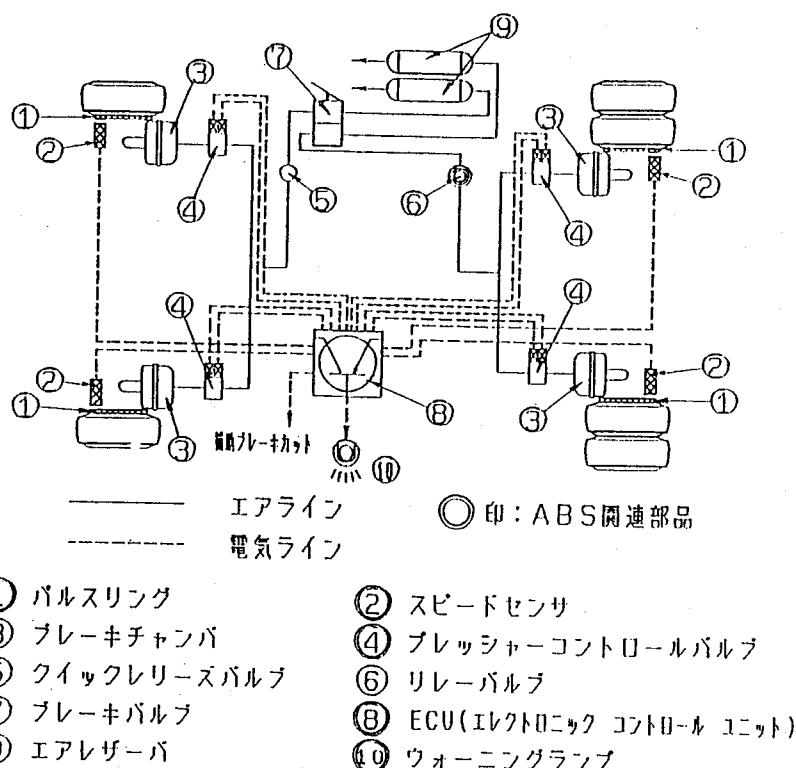


図9.20 フルエアブレーキ車用4輪独立制御

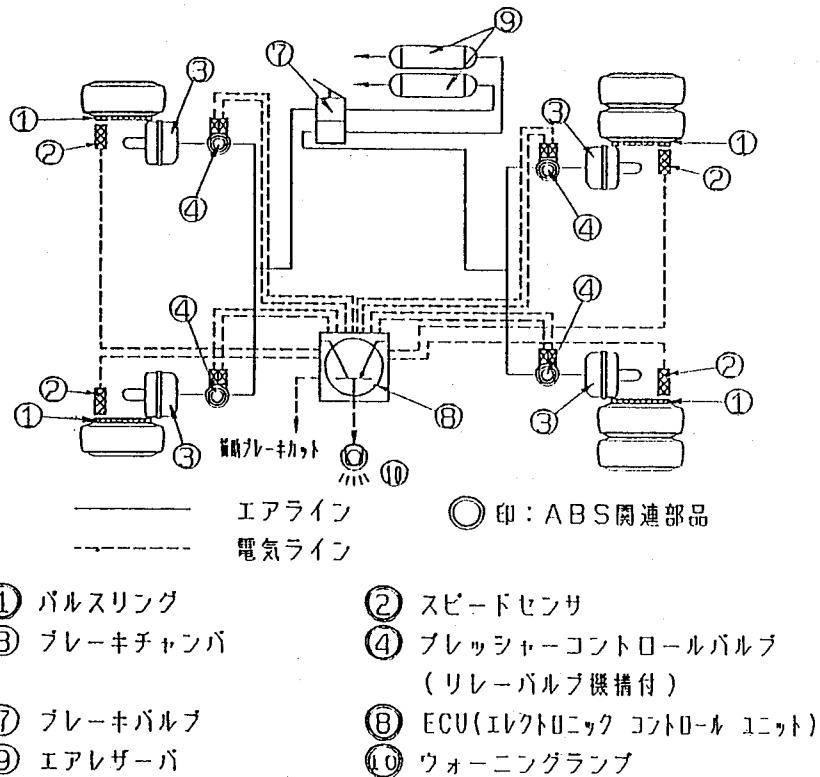


図 9.21 フルエアブレーキ車用 4輪独立制御

(2) 連結車のアンチロックブレーキ装置

連結車の場合、牽引車（トラクタ）、被牽引車（トレーラ）とも、それぞれ独立したアンチロックブレーキ装置が装着される。トレーラ用アンチロックブレーキ装置に必要な電源供給ライン及び、トレーラ用アンチスキッドブレーキ装置の故障の有無をトラクタ側へ知らせる警報ラインが、専用のコネクタで連結できるようになっている。現在ヨーロッパでは ISO で規格化されたコネクタが採用され、それぞれでアンチロックブレーキ装置を備えていれば無作為でどんなトラクタとトレーラの組合せでも対応できるようになっている。日本においても、この専用のコネクタを採用する方向で進められている。

(3) エアオーバハイドロリックブレーキ専用アンチロックブレーキ装置

エアオーバハイドロリックブレーキ車にもフルエアブレーキ車用の各システムが適用されている(図9.22)。ブレーキチャンバの代わりにAOHブースタの入力エア圧が制御され、AOHブースタの液圧プランジャが移動し、液圧系の容積の変化によってブレーキ液圧が減圧、増圧される。このシステムでは制御系統の数だけAOHブースタの数が必要となる。

一方、図9.23のようにAOHブースタの出力液圧を直接制御するシステムも採用されている。このシステムではAOHブースタから左右の車輪へ分けられた下流にそれぞれモジュレータ(プレッシャーコントロールバルブ)が設けられるため、AOHブースタの数は現行と同じで良いことになる。しかし、モジュレータの数は制御系統の数だけ必要となる。

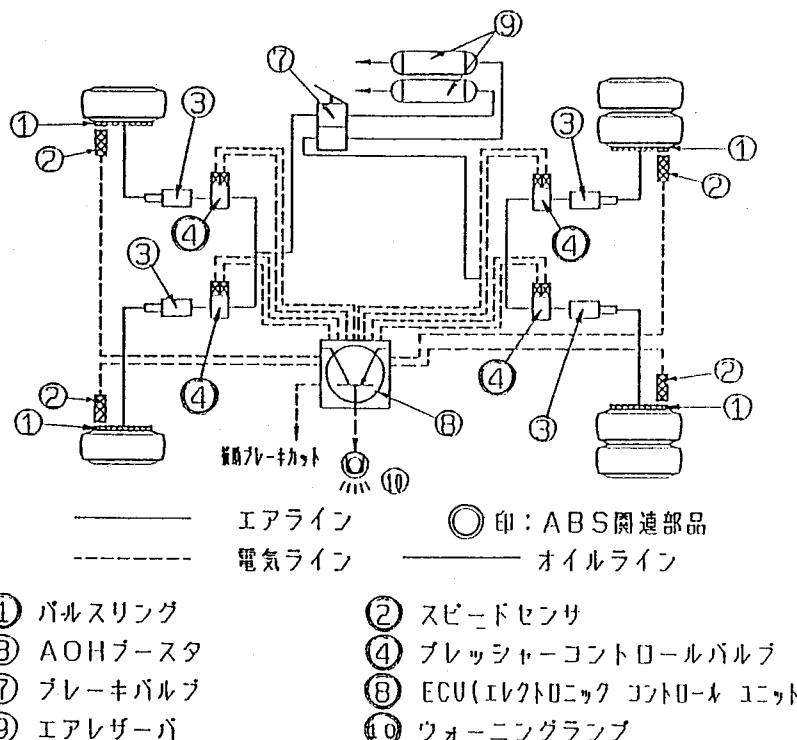


図9.22 AOH車用エア圧制御方式 4輪独立制御

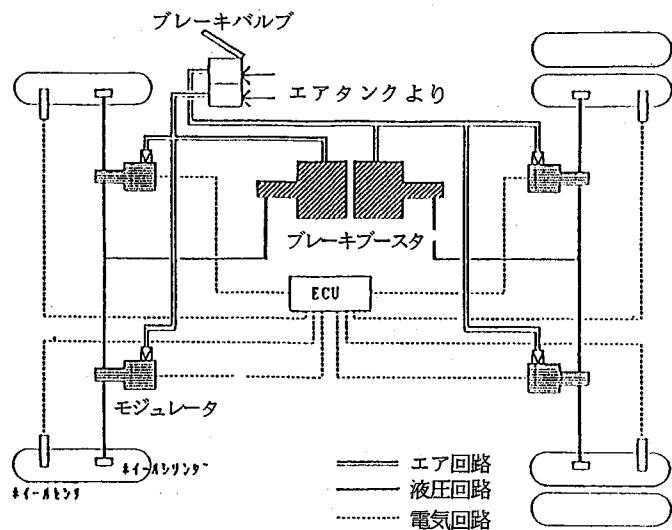


図 9.23 A OH 車用液圧制御方式 4 輪独立制御

9.4.3 プレッシャコントロールバルブの概要

各アンチロックブレーキ装置で使用されているプレッシャコントロールバルブの代表的なものを図 9.24～図 9.26 に示す。

図 9.24 プレッシャコントロールバルブ（チャンバ圧制御）

図 9.25 プレッシャコントロールバルブ（サービスエア圧制御）

図 9.26 A OH用モジュレータ

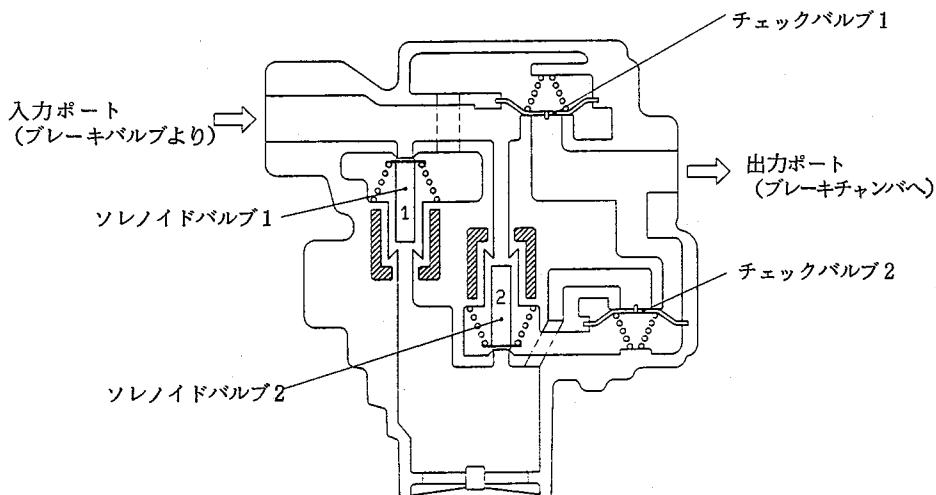


図 9.24 プレッシャコントロールバルブ（チャンバ圧制御）

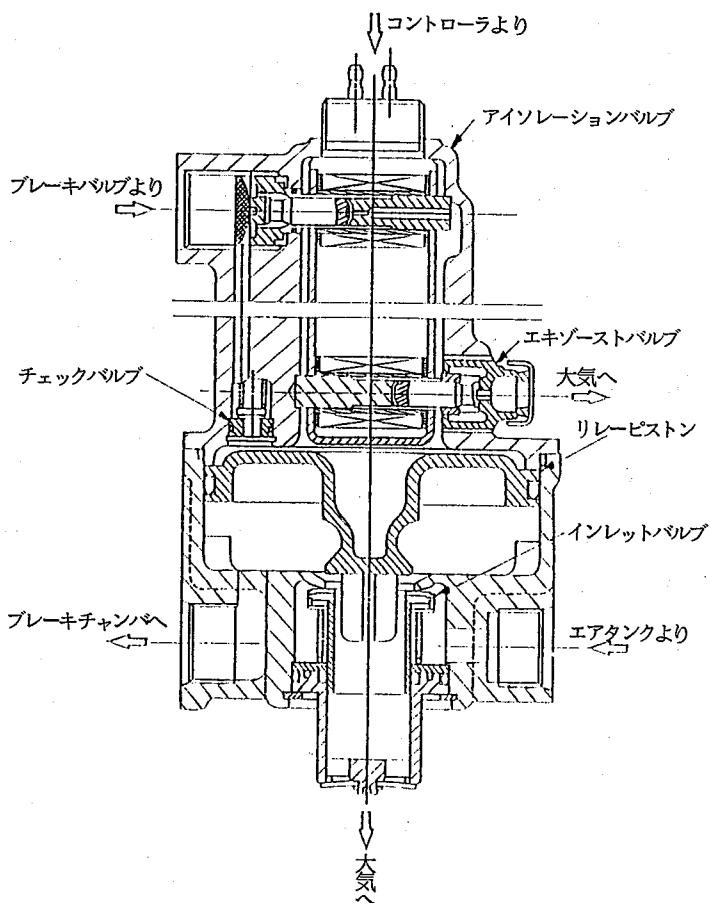


図 9.25 プレッシャコントロールバルブ（サービスエア圧制御）

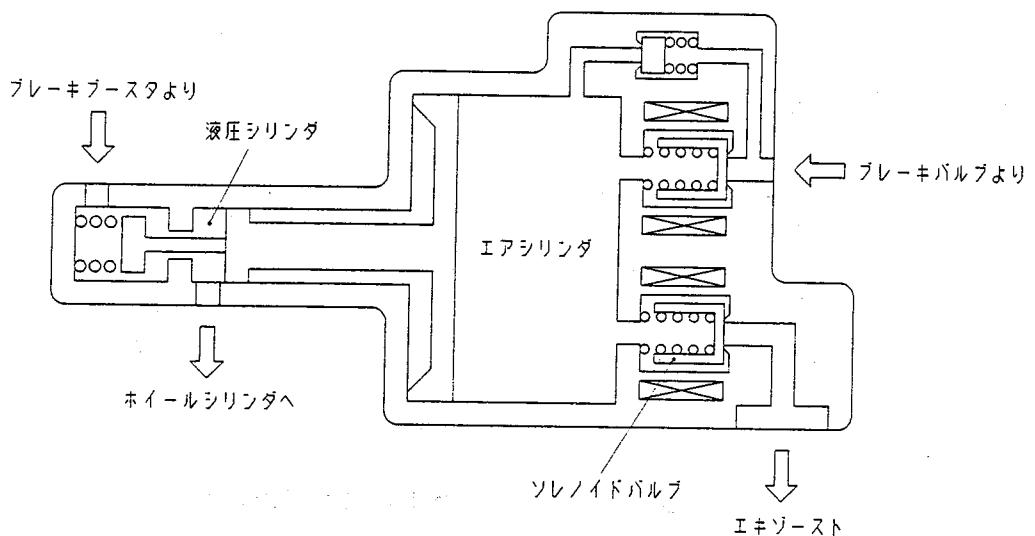


図 9.26 AOH用モジュレータ

9.5 トランクションコントロールシステム

9.5.1 トランクションコントロールシステムの概要

濡れた滑りやすい路面や坂道等での駆動輪の空転による発進性の不良、また、コーナ走行時などの駆動輪の空転による走行不安定性を防止する装置として、トランクションコントロールが行われている。トランクションコントロールシステム（TCS）はアンチロックブレーキ装置と同じ様に、『タイヤと路面との間の摩擦係数が車輪のスリップ率と一定の関係がある。』ことに着目し、車輪のスリップ率を最適に制御するものである。図9.27にスリップ率と摩擦係数の関係を示す。

トランクションコントロールシステムは、車輪のスリップ率を最適に制御するために下記の2つのコントロールが行われている。

1. ブレーキコントロール
2. エンジン出力コントロール

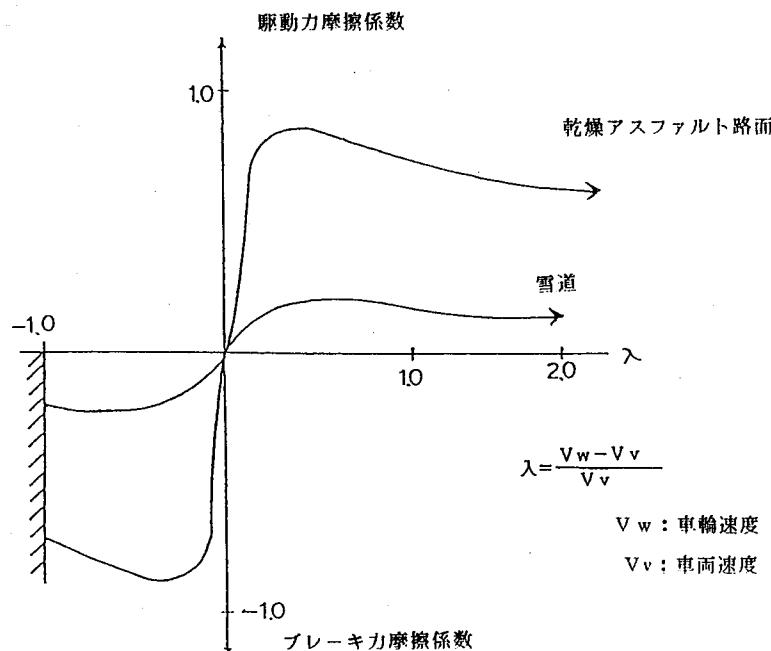


図9.27 スリップ率と摩擦係数の関係

以下、トラクションコントロールシステムについて、商用車用のものを例にとり解説する。

商用車のトラクションコントロールシステムは、ブレーキコントロール用アンチロックブレーキ装置に、トラクションコントロール用圧力制御弁が付け加えられている。また、エンジン出力コントロール用に、エンジンの噴射ポンプを制御するための、サーボモータ或いは空圧シリンダを付加している。

図 9.28 に、サーボモータを用いたトラクションコントロールシステムの基本構成図を示す。

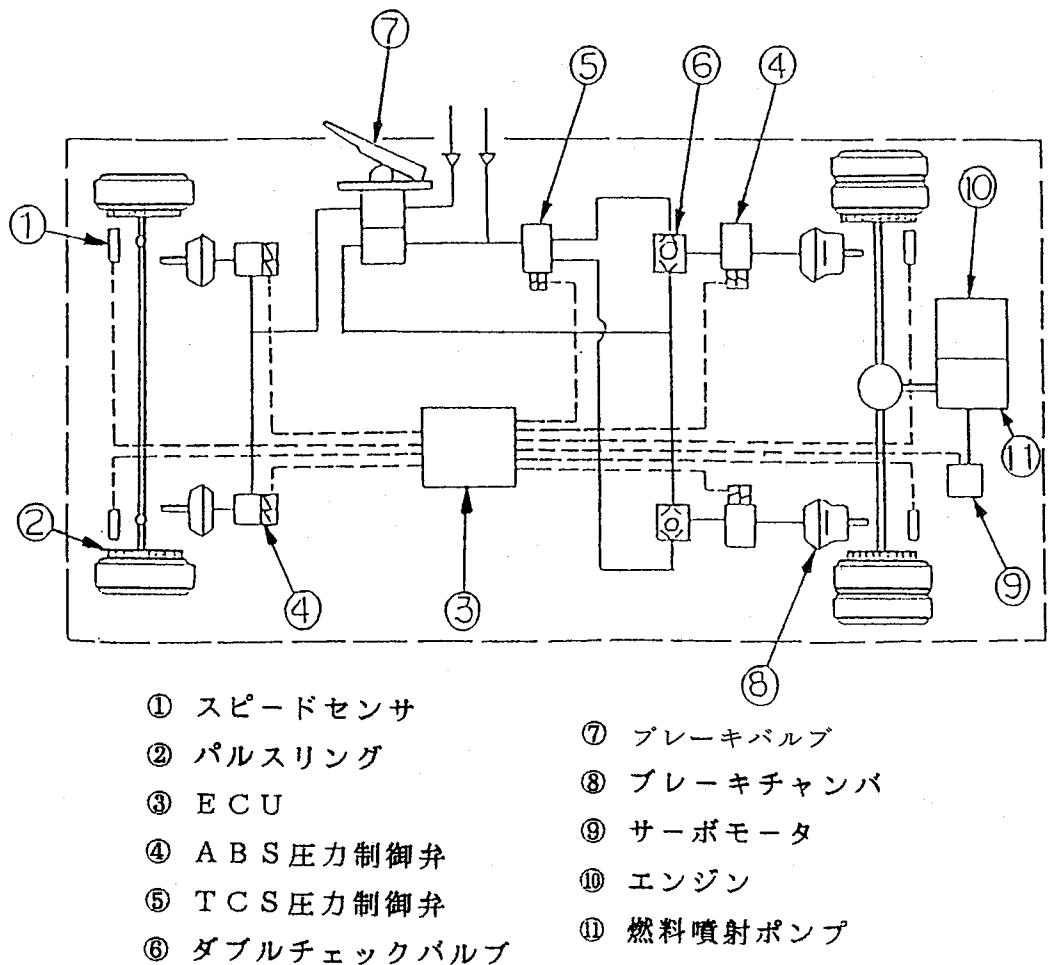


図 9.28 2 軸用 A B S、T C S の基本構成

9.5.2 トランクションコントロールの方法

(1) ブレーキコントロール

ブレーキコントロールは基本的には、車の左右の路面で摩擦係数が異なり、駆動輪の片側が空転した場合に適用される。空転している側の車輪にTCS制御弁からダブルチェックバルブを介して、ABS制御弁で制御された圧力がブレーキチャンバへ伝達され、強制的にブレーキがかけられる。図9.29にTCS制御弁の構成を示す。ブレーキがかけられた車輪の回転は、反対側の車輪の速度と同じになるよう制御される。

ただし、このブレーキコントロールは、連続して高速域まで作用させると、ブレーキの過熱を生じてしまう可能性があるため、限られた車速(30~40 km/h)までの範囲に限定されている。

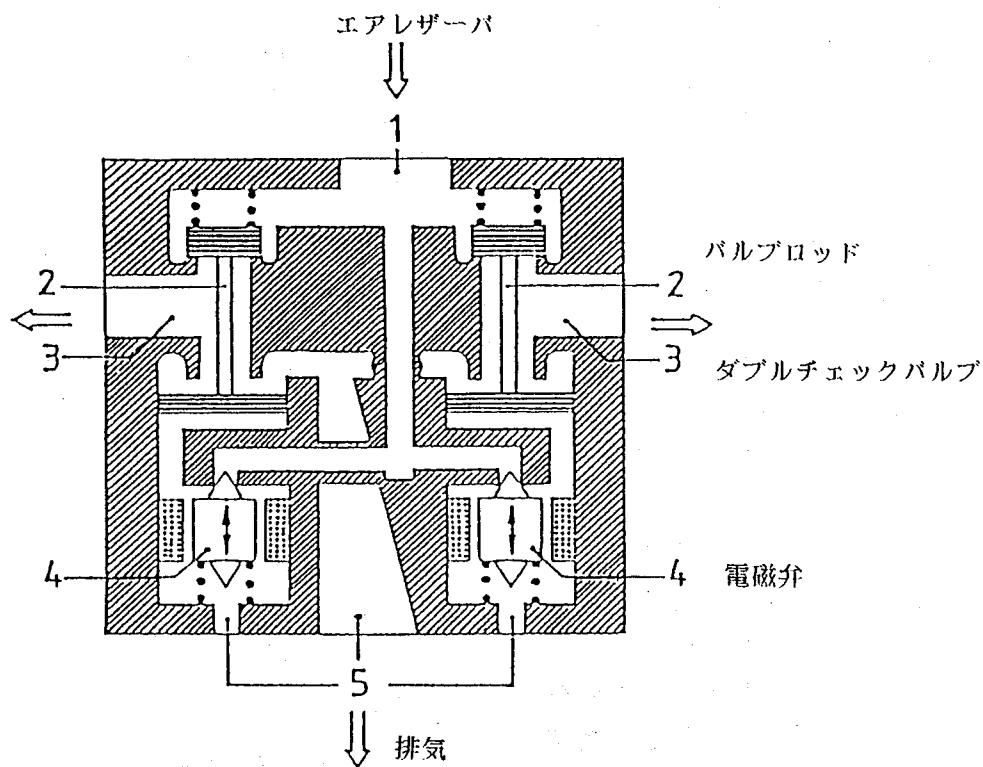


図9.29 TCS制御弁

(2) エンジンコントロール

エンジンコントロールは、車の左右両方の駆動輪が同時に空転してしまうような場合に適用される。エンジンの燃料の過供給を押えて、エンジンの出力を減少させる方式が一般的に採用されており、その基本構成図を図 9.30 に示す。

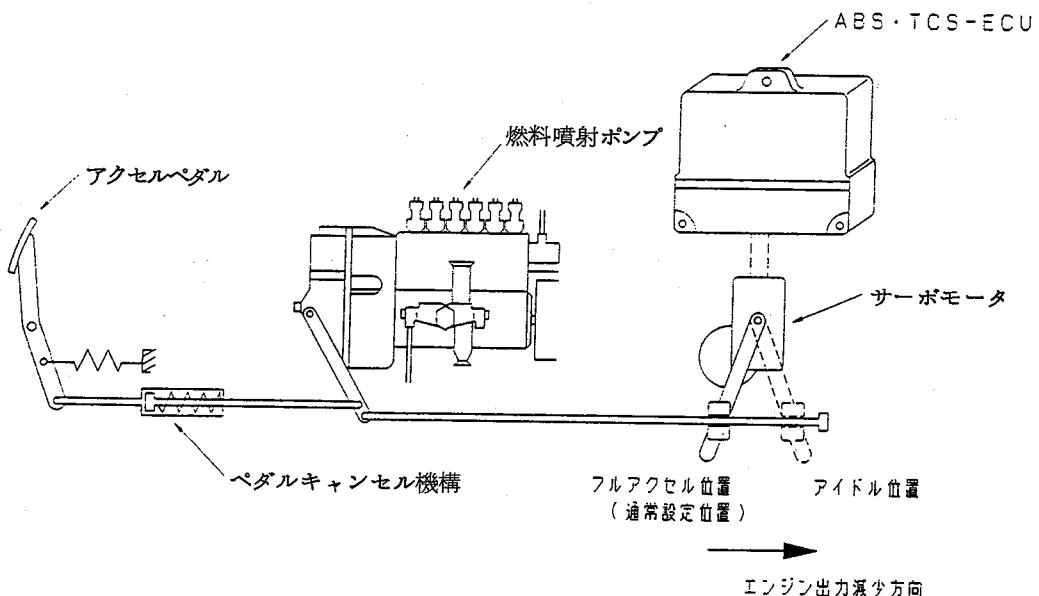


図 9.30 サーボモータを用いた TCS エンジンコントロールの基本構成

アクセルペダルを踏み込み過ぎ、両輪が空転するとサーボモータが燃料噴射ポンプのレバー位置をアイドル位置方向まで移動させ、燃料の噴射量を制限し、エンジンの出力を減少させる。これによって両駆動輪は適正な駆動力を確保することができる。

サーボモータはエンジンコントロール非作動時には、フルアクセルの位置に設定されており、制御が必要な時にアイドル位置まで動かす機能のみをもち、エンジンの出力を増加させる機能にはなっていない。

エンジンコントロール用のサーボモータのかわりに、空圧のシリンダと電磁弁で燃料噴射ポンプのレバー位置を制御するものもある。

また、この様なメカニカルな燃料噴射ポンプではなく、電子制御の噴

射装置を有する車両においては、A B S / T C S 用コントロールユニットから電子制御噴射装置のコントロールユニットへ適当なインターフェイスを介して信号を与える、エンジンの出力を制御する方式のものがある。

T C S のブレーキコントロール、エンジン出力コントロール及び併用して作動した時の作動波形例を図 9.31 に示す。

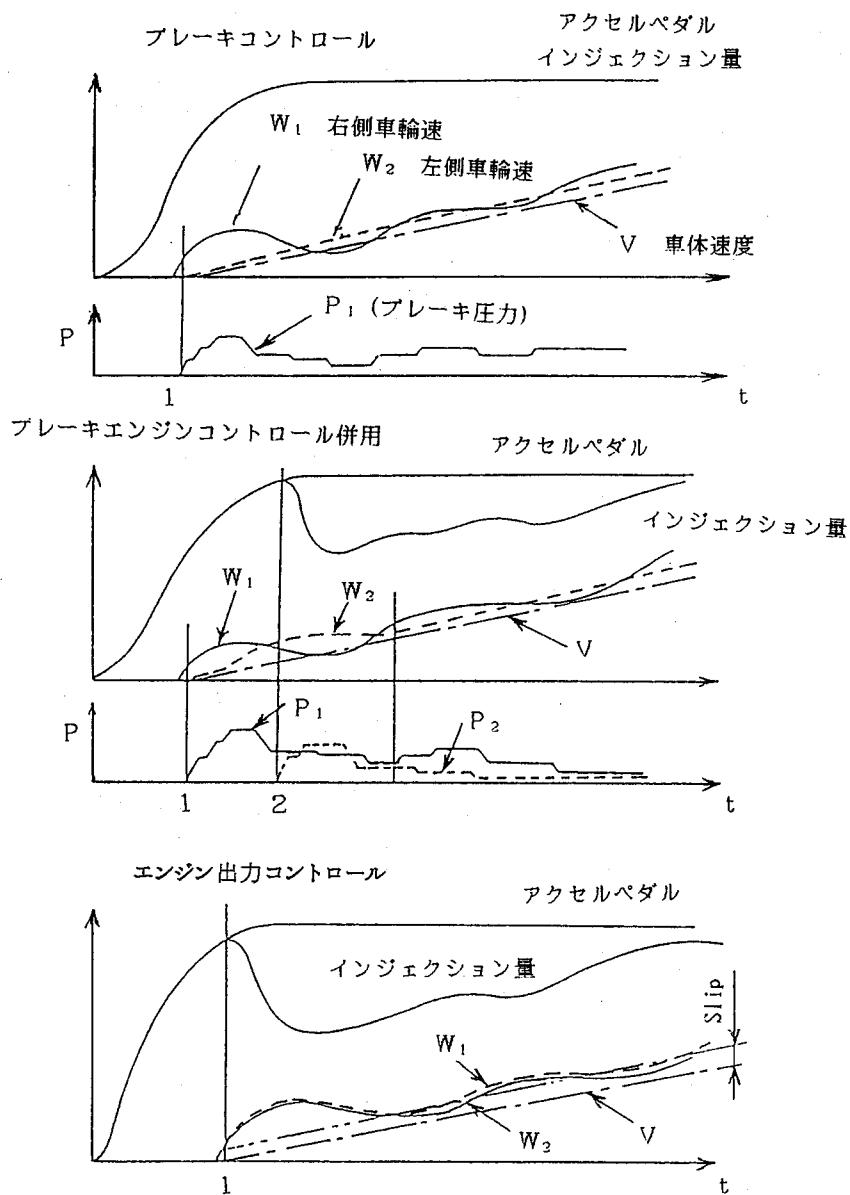


図 9.31 T C S の作動波形

第10章 大型車及びその他のブレーキ装置

10.1 ブレーキシステム

- 10.1.1 ハイドロリックバキュームサーボブレーキシステム
- 10.1.2 エアオーバハイドロリックブレーキシステム
- 10.1.3 フルエアブレーキシステム
- 10.1.4 フルハイドロリックブレーキシステム

10.2 ブレーキの構造

- 10.2.1 中型車用ドラムブレーキ
- 10.2.2 大型車用ドラムブレーキ
- 10.2.3 ディスクブレーキ
- 10.2.4 オートアジャスタ付きホイールシリンダ
- 10.2.5 パーキング機構内蔵ホイールシリンダ
- 10.2.6 オートアジャスタとパーキング機構内蔵
ホイールシリンダ

10.3 建設機械のブレーキ装置

第10章 大型車及びその他のブレーキ装置

近年、高速道路の整備に伴い大型車両の長距離運行、高速化及び高駆動力化のため大型車のブレーキに要求される性能も年々向上してきている。

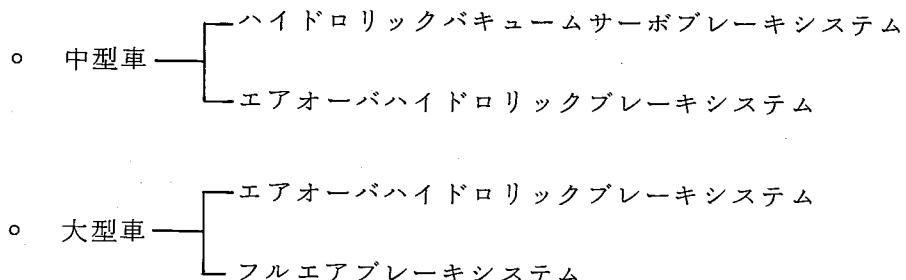
本章では、大型車のブレーキシステムとその構成部品を中心にその概要を述べる。

一般に大型車両と呼ばれているのは、トラックでは積載4トン以上、バスでは乗員30人以上の車両を指す。

本章では更に、大型車両の内、積載量4～6トンを中型車、8～12トンを大型車と区分している。

10.1 ブレーキシステム

通常、大型車、中型車のブレーキシステムは以下に示す異なった方式を採用している。これは要求条件と価格の関係が選定の基準になる事が多い。又、米国では積載量5～8トンの車両に、フルハイドロリックブースタ付のシステムが多く採用されている。一方欧米の大型車のブレーキシステムはフルエア方式が主流であるが、我国ではトラクタ等、特殊車を除くとフルエア方式は少なく、エアオーバハイドロリック方式が主流となっている。



10.1.1 ハイドロリックバキュームサーボ（ハイドロマスタ）ブレーキシステム

一般に中型トラックに用いられているシステムで、ペダルで直接作動されるマスターシリンダ及びマスターシリンダの液圧で制御されるハイドロリックバキュームサーボで構成される。

回路の例を図 10.1 に示す。

(1) セフティシリンダを使用した 2 系統回路

このシステムは図 10.1 に示すように圧力発生源であるマスターシリンダと倍力装置までは 1 系統でそれ以降をセフティシリンダを介して 2 系統に分割したシステムである。何れかのシリンダ又は、配管に失陥が生ずると、セフティシリンダのピストンがメタリックストッパーに当り、ホイールシリンダへのブレーキ通路を閉じ、他のシリンダは正常な作動をするようになっている。また失陥時ブレーキ液通路を塞ぐバルブが付加されている。

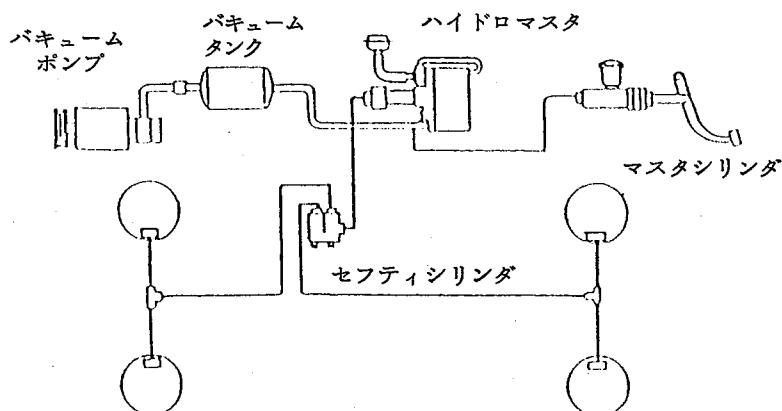


図 10.1 ハイドロリックバキュームサーボ
ブレーキシステムの回路

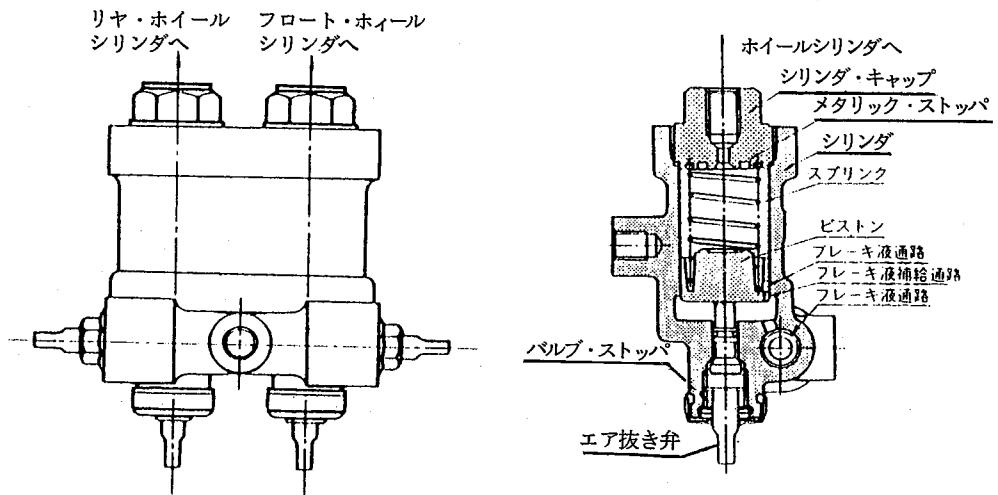


図 10.2 セフティシリンダ

ハイドロリック、バキュームサーボブレーキシステムに使用されるシングルマスタシリンダを図 10.3 に、また、ブレーキ液リザーバの一例を図 10.4 に示す。

リザーバは液面が規定レベル以下になるとフロートが下がり、フロートに内蔵されたマグネットの作用によりリードスイッチを作動させ、警告灯の点灯とブザーで運転者に危険を知らせるようになっている。

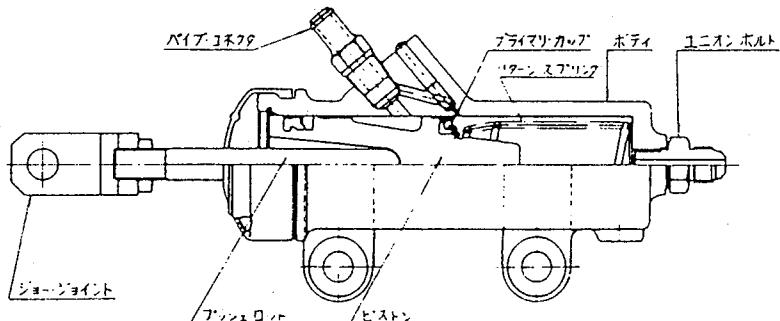


図 10.3 マスタシリンダ

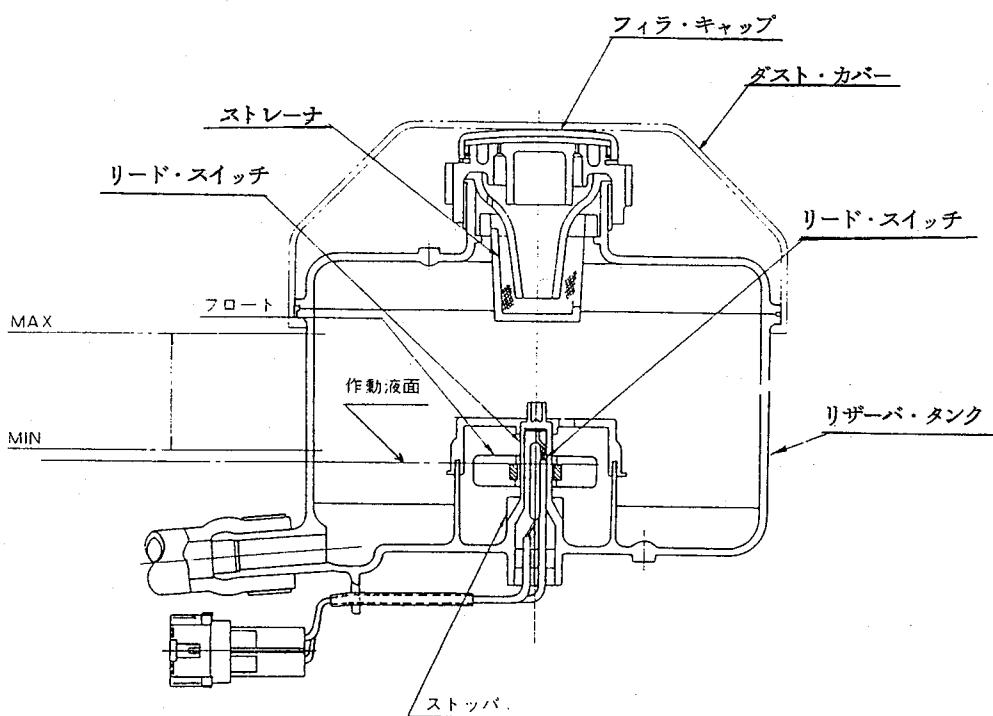


図 10.4 リザーバ

(2) 倍力装置を 2 個使用した 2 系統回路

このシステムは図 10.5 に示すようにマスターシリンダからフロント、リヤーのブレーキ回路まで完全に 2 系統にしたシステムで主として輸出の車両に採用されている。

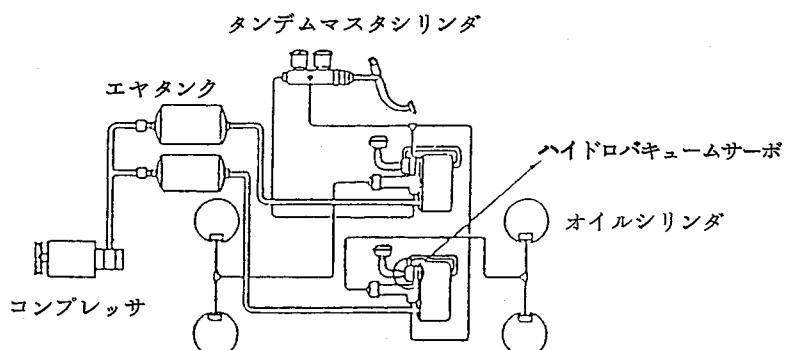


図 10.5 2 系統ブレーキシステム回路

10.1.2 エアオーバハイドロリックブレーキシステム

このシステムはエアブレーキとハイドロリックブレーキを組合せたシステムで、マスターシリンダに代わるものとしてエアブレーキに用いられるブレーキバルブを使用してブレーキペダルを操作する。

これでコントロールされた圧縮空気をブースタに導き液圧に変換するブレーキシステムで大型車に多く採用されている。

最近の傾向は中型車にも操作性向上の為に本システムを採用する傾向が多くなっている。図 10.6 にその回路を示す。

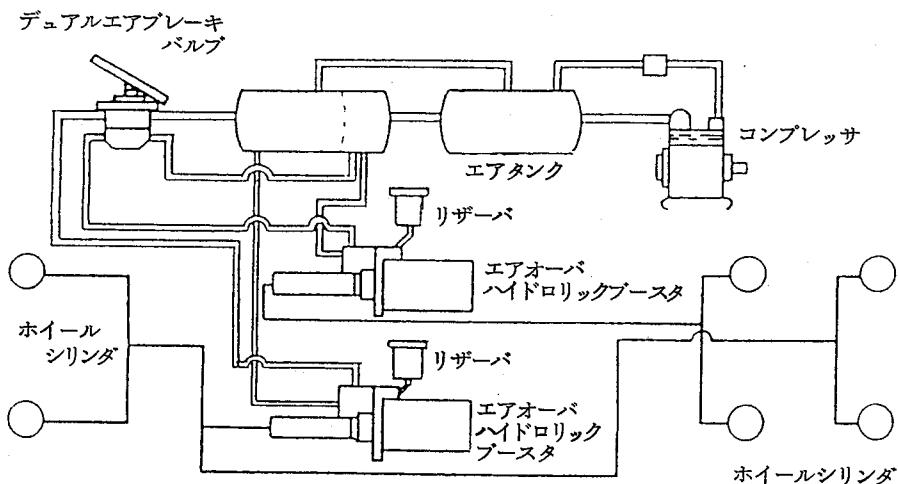


図 10.6 エアオーバハイドロリックブースタ付システム回路

10.1.3 フルエアブレーキシステム

このシステムはエンジン駆動のコンプレッサで発生した圧縮空気をエアタンクに貯えエネルギー源とするもので、大型車やトラクター、トレーラ等に採用されている。

図 10.7 に一般的なブレーキシステム回路図を示す。運転者がブレーキバルブを作動させると、そのペダル踏込角度に応じた空気圧が信号圧としてリレーバルブに達し、信号圧に応じた圧縮空気を直接タンクからブレーキチャンバに送り込み、ブレーキチャンバの出力軸がカムシャフトを回転させて制動力を得るシステムである。

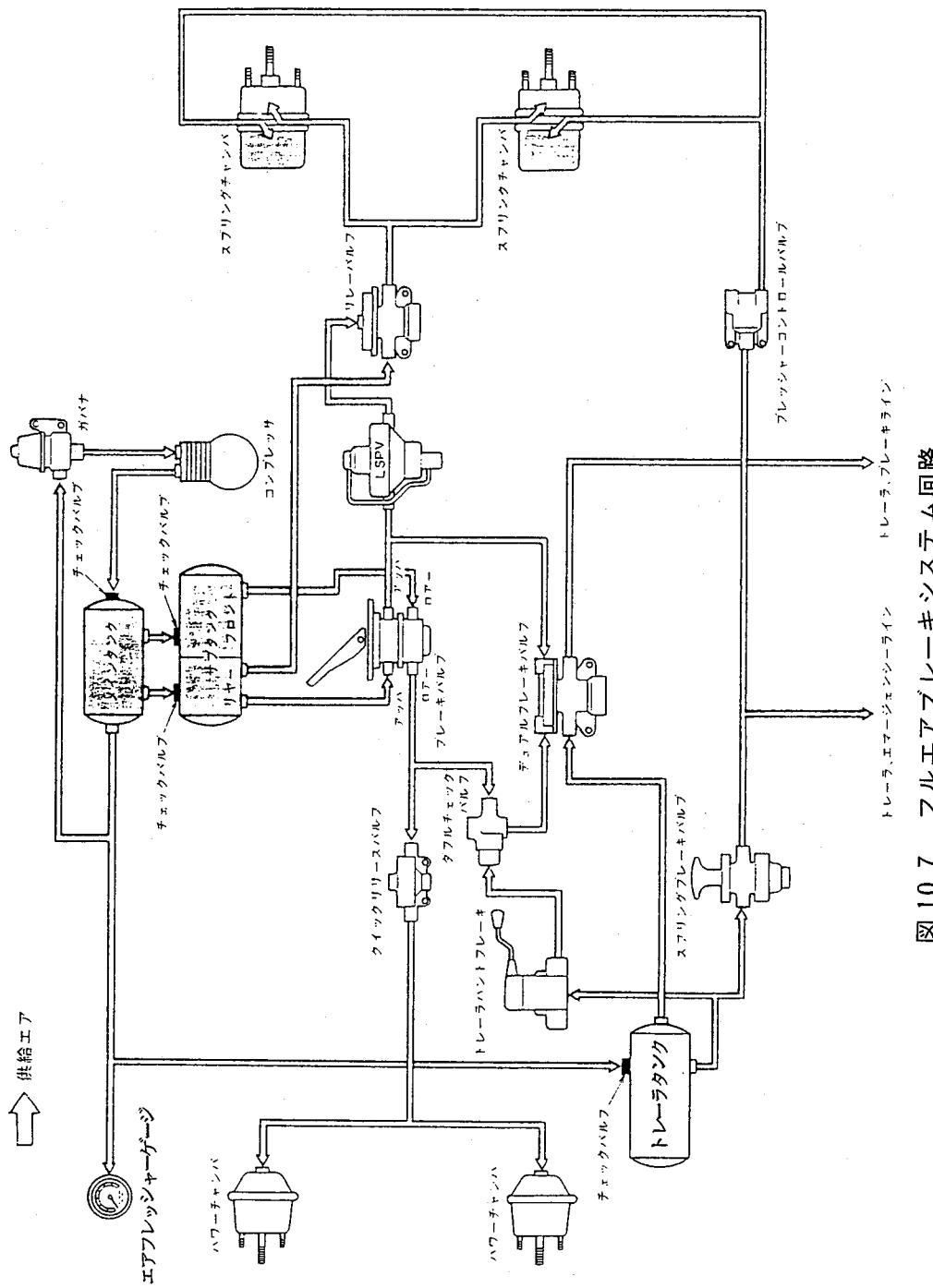


図 10.7 フルエアブレーキシステム回路

10.1.4 フルハイドロリックブレーキシステム

フルハイドロリックブレーキシステムに使用するハイドロリックブースタはパワーステアリング用の油圧ポンプの圧力を利用したもので、高い圧力が利用できるので応答性に優れ、倍力比が大きく取れることから小形化できる。図10.8にフルハイドロリックブレーキシステム図を示す。

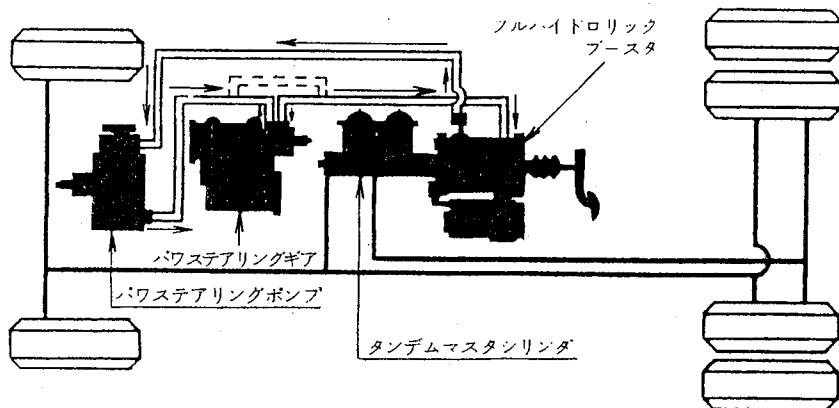


図10.8 フルハイドロリックブースタ付システム

このシステムに使用しているハイドロリックブースタ付タンデムマスターシリンダを図10.9に示す。

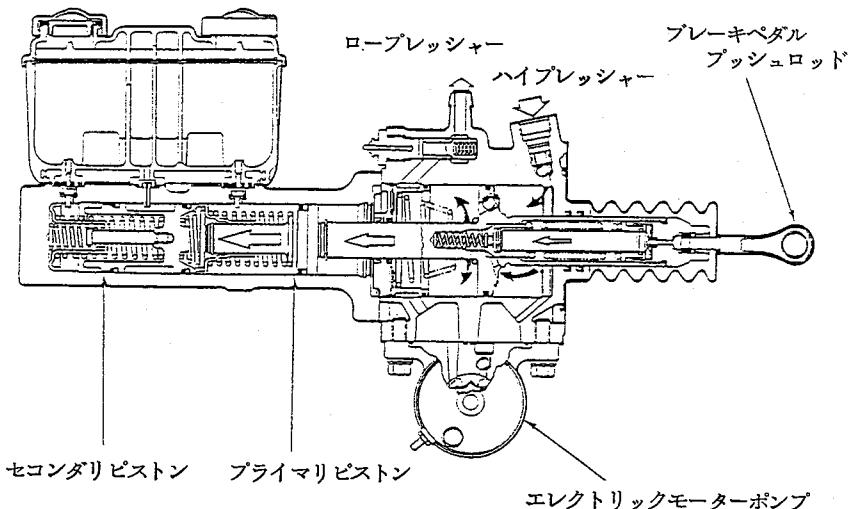


図10.9 ハイドロリックブースタ付タンデムマスターシリンダ

通常パワーステアリングの油圧を用い、ペダルを踏込むことにより、油の流れを止めパワーピストンに油圧を発生し、タンデムマスタシリンダのピストンを押しマスタシリンダの圧力を上昇させるものである。エンジン停止等の非常時には、フロースイッチによって電気モータポンプが作動して、パワーピストンを押す構造となっている。

10.2 ブレーキの構造

10.2.1 中型車用ドラムブレーキ

ドラムブレーキの形式は従来、リーディング・トレーディング方式が主流であったが、現在はフロントがツーリーディング（2L）、リヤがデュアルツーリーディング（D2L）となっている。これはタイヤの直径が小さい割には、大きな制動力を要求されるために効率の良いこの方式が採用された。

図10.10に2Lタイプのドラムブレーキアッセンブリとそれに用いるホイールシリンダを示す。また10.11にD2Lタイプのドラムブレーキアッセンブリとそれに用いるホイールシリンダを示す。

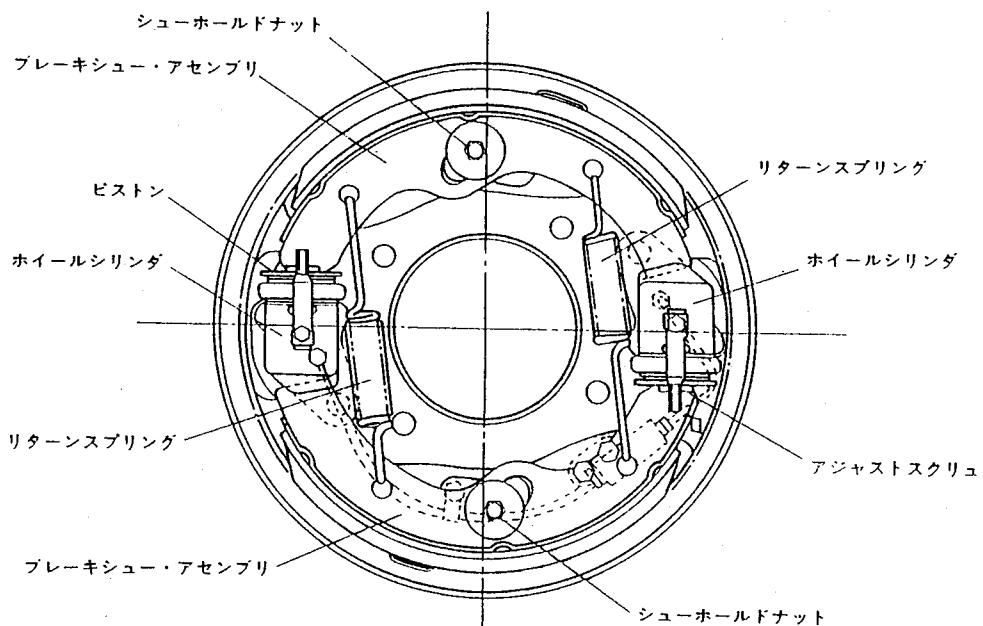


図10.10(1) 2Lのドラムブレーキ

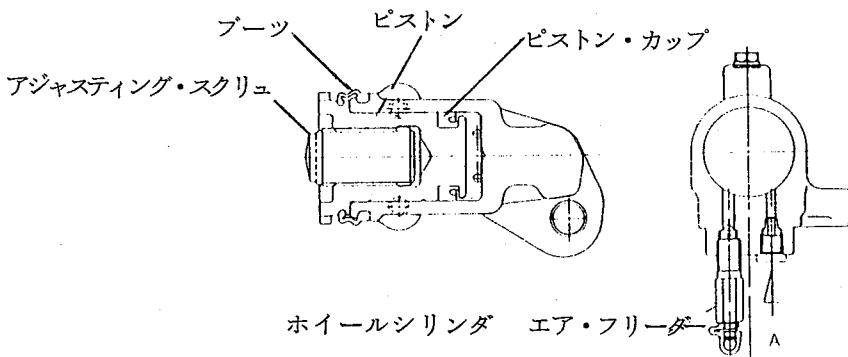


図 10.10 (2) 2L の ドラムブレーキ

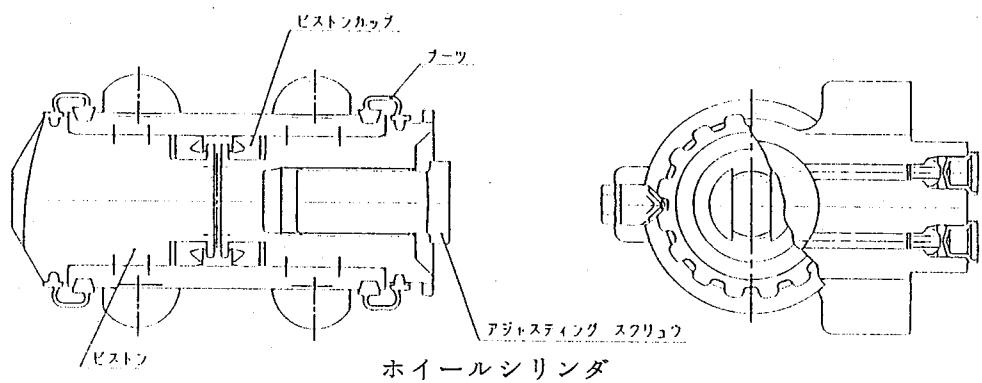


図 10.11 (1) D 2L の ドラムブレーキ

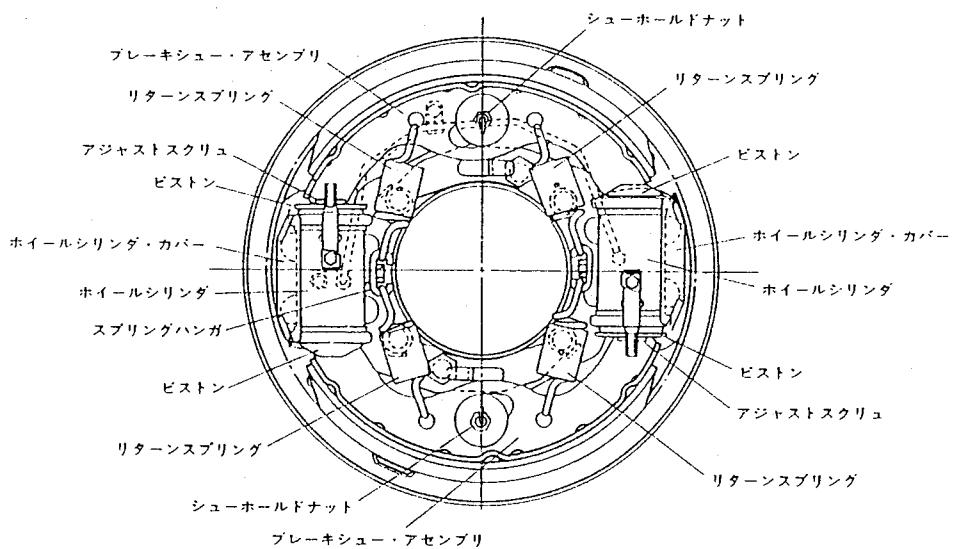


図 10.11 (2) D 2L の ドラムブレーキ

10.2.2 大型車用 ドラムブレーキ

大型車は、その要求性能及び強度が中型車に比べ格段に高いこと、また、使用タイヤの径も大きいのでドラム径が大きくできる等から、ブレーキトルクの安定性の良い形式のリーディング・トレーディング（LT）方式が採用されている。

図10.12(1)に代表的なLTタイプのドラムブレーキアッセンブリと、それに用いるホイールシリンダを示す。

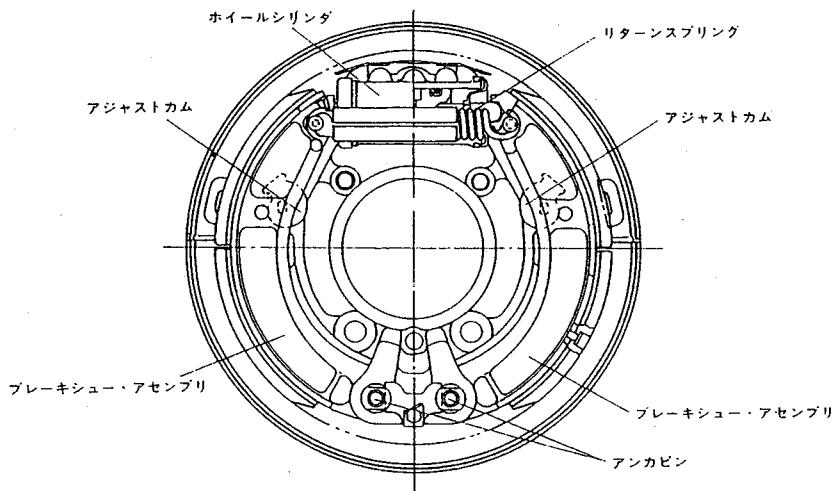


図10.12(1) LTのドラムブレーキ

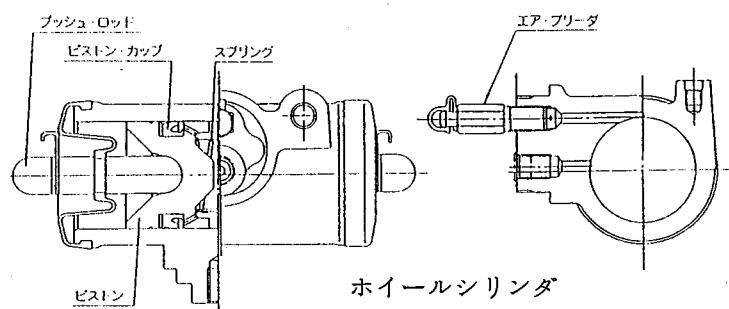


図10.12(2) LTのドラムブレーキ

10.2.3 ディスクブレーキ

操作性及びブレーキフィーリングの向上、及び軽量化の要求を満足するブレーキ構造としてディスクブレーキの装着が増えつつある。その採用比率は乗用車に比べ低いが、より安定した制動力が得られることから今後序々に普及するものと思われる。

現在採用されている構造はキャリパ浮動形と呼ばれている方式である。更にキャリパのスライド形式により、ピンスライド式とレールスライド式の2タイプに区別される。

図10.13 [C]ピンスライド式を図10.14 [C]レールスライド式のディスクブレーキアッセンブリを示す。

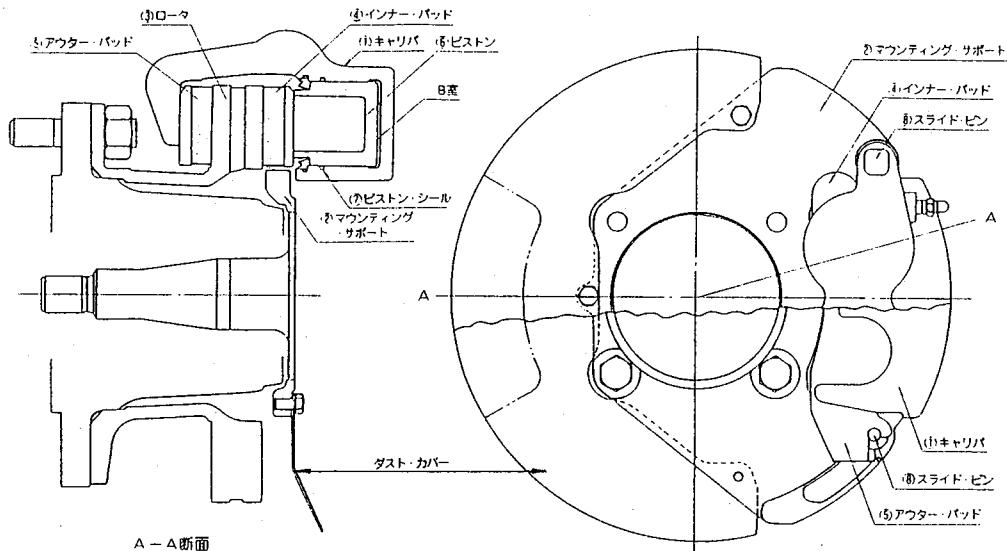


図10.13 ピンスライド方式

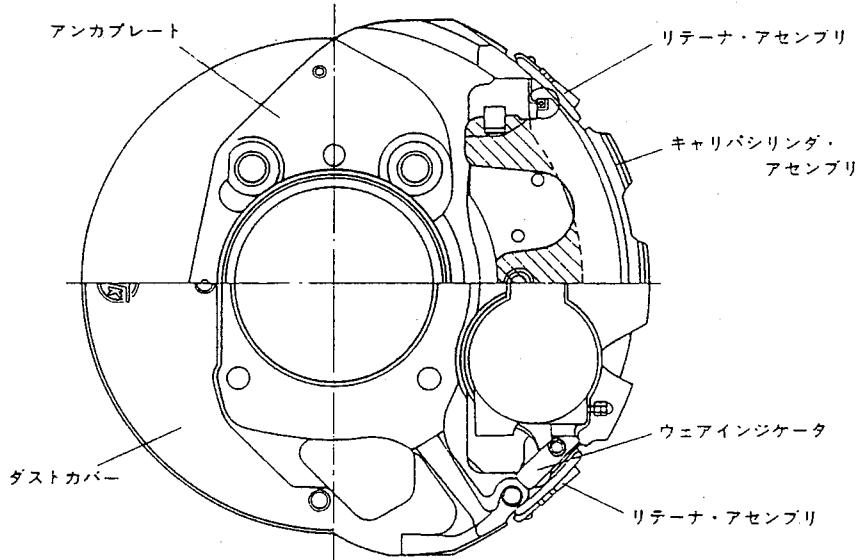


図 10.14 レールスライド方式

また、近年パッドの寿命延長を目的としてキャリパを2個使用したツインディスクブレーキが一部に採用されている。これはディスクブレーキの特性を生かすための構造と考えられる。

なお、2個のキャリパの組み付ける場所によって下図に示す2通りの構造がある。図10.15は1個のロータにキャリパを2個組み付けた事例で国内の2トン車のフロントに採用されている。

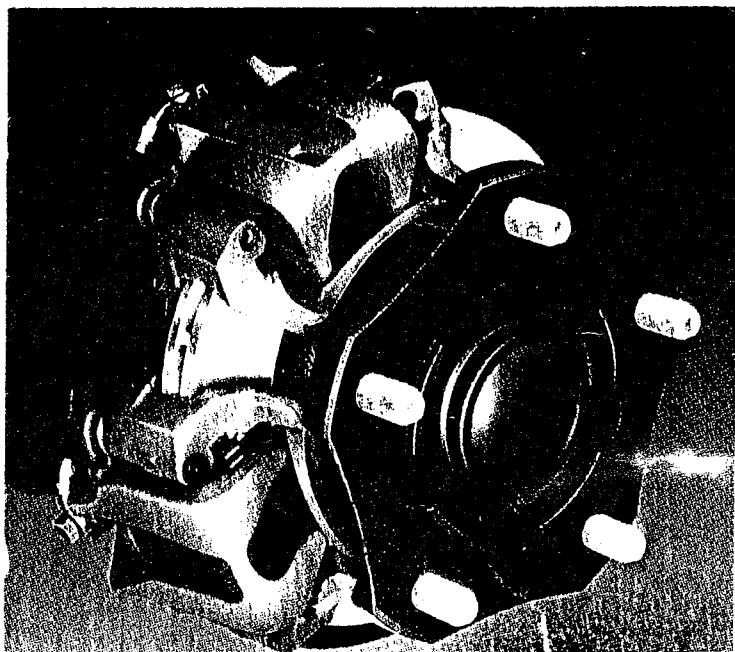


図 10.15 2 キャリパ、1 ロータディスクブレーキ

図10.16は2個のロータにそれぞれ1個のキャリパを組付けた例で、2個のキャリパはお互に連結した構造となっている。

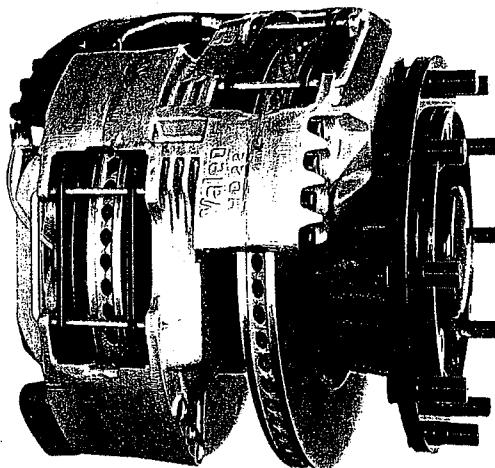


図10.16 2キャリパ、2ロータディスクブレーキ

10.2.4 オートアジャスタ付ホイールシリンダ

中・大型車に採用されているオートアジャスタ付ホイールシリンダの構造は調整機構を外部に組付けた形式と信頼性、耐久性に有利なシリンダ内蔵式がある。図10.17に中型車用、図10.18に大型車用の調整機構内蔵式のホイールシリンダアッセンブリを示す。

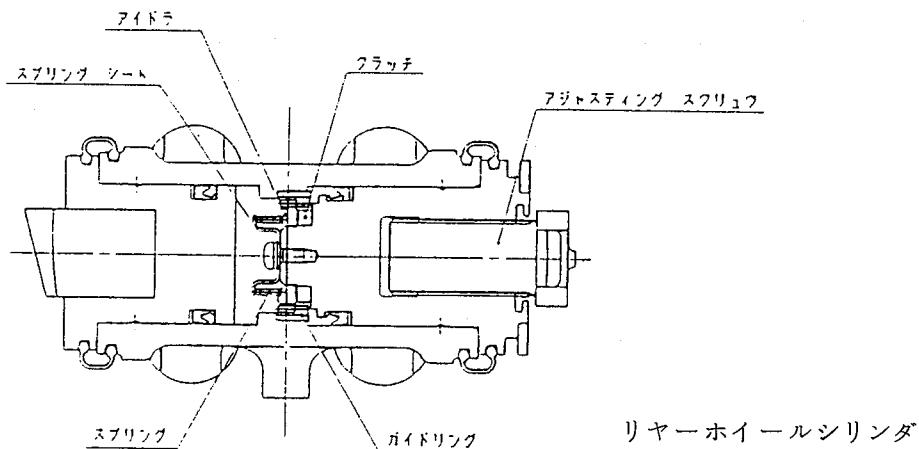


図10.17(1) 中型車用オートアジャスタ付ホイールシリンダ

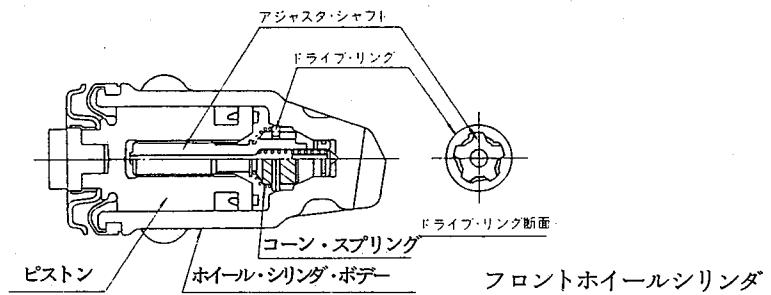


図10.17(2) 中型車用オートアジャスタ付ホイールシリンダ

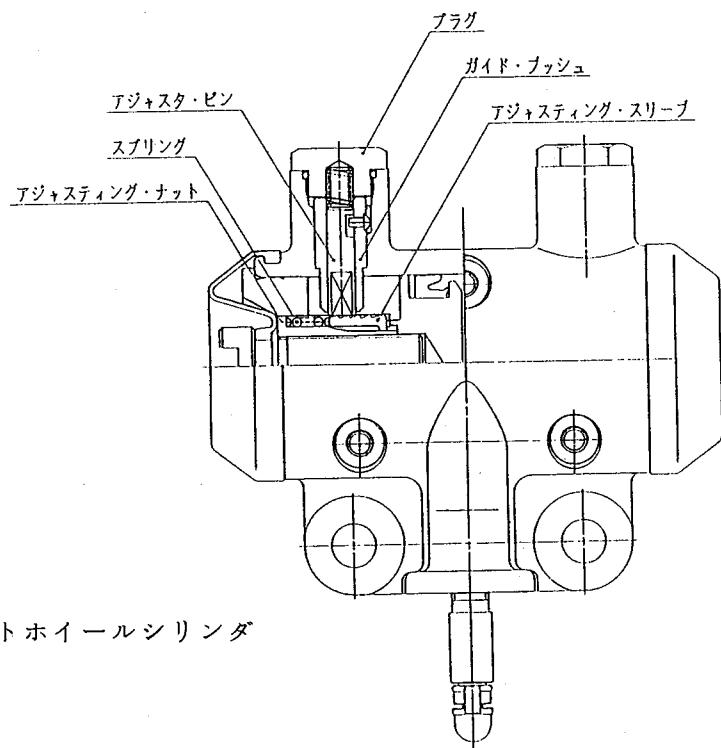


図10.18(1) 大型車用オートアジャスタ付ホイールシリンダ

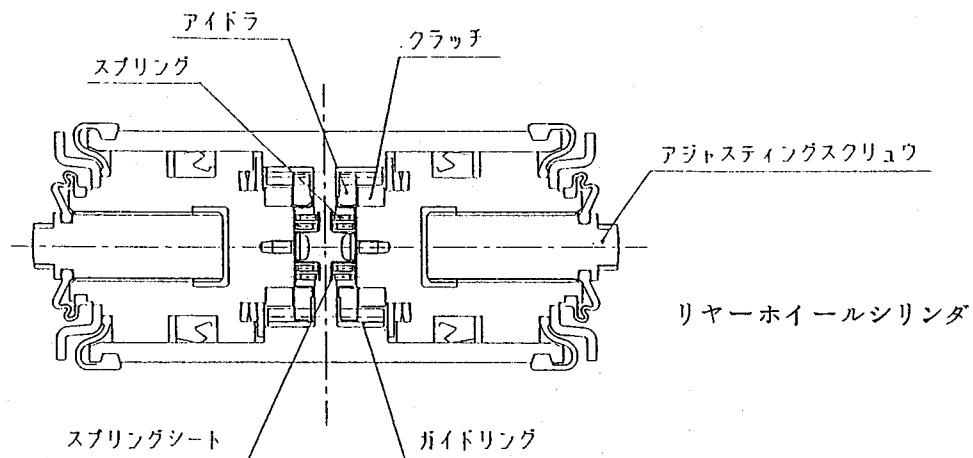


図 10.18 (2) 大型車用オートジャスタ付ホイールシリンダ

10.2.5 パーキング機構内蔵ホイールシリンダ

輸出車両のリヤーに輸出先法規を満足するため、パーキング機構を内蔵したホイールシリンダを組み付けたドラムブレーキの採用比率が高くなっている。

我国では駐車ブレーキの補助として、また非常用ブレーキとして、このホイールシリンダを組み付けたブレーキを装着する車両も少量であるが生産されている。

(1) 中型車用ホイールパーキングシステム

中型車のリヤーブレーキはD2Lタイプが使われているため、一方のホイールシリンダにパーキング機構内蔵のシリンダを組み付ける。パーキングシステムの回路を図10.19に、ブレーキの構造及び取付け状態を図10.20、図10.21に示す。

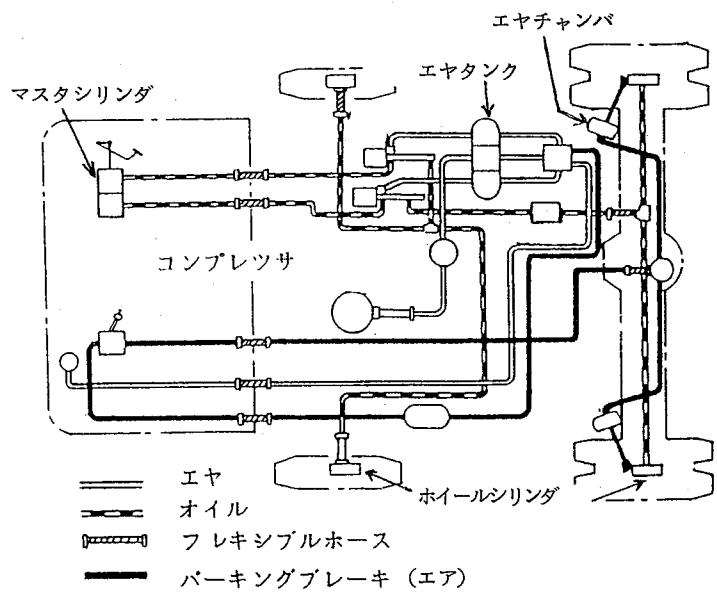


図10.19 ホイールパーキングシステムの回路

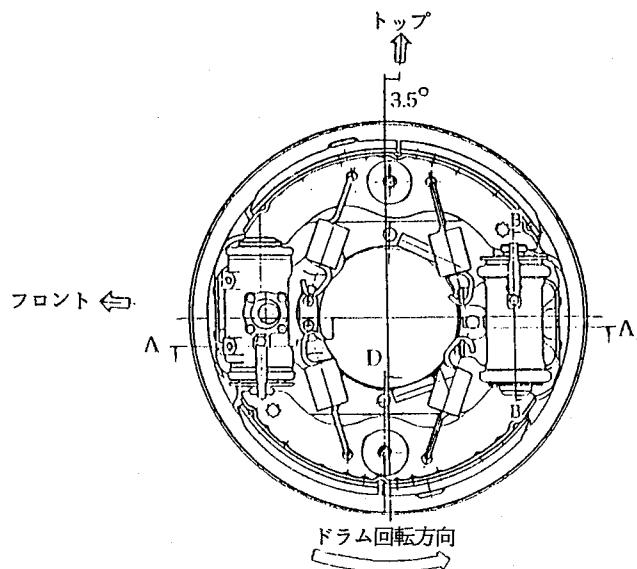


図10.20 ホイールブレーキ

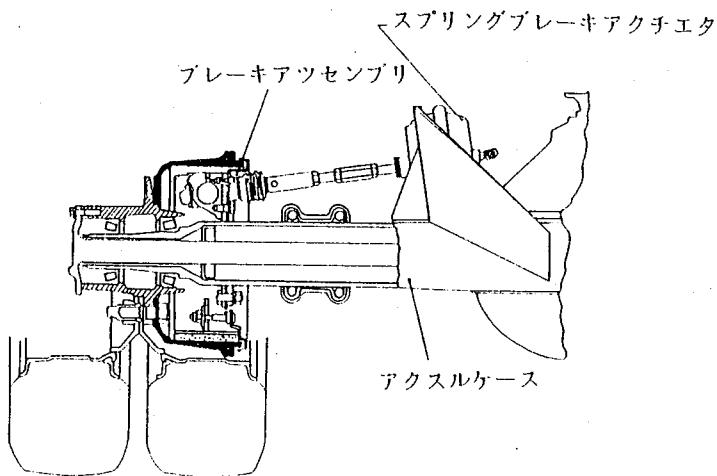


図 10.21 アクスル取付け状態

本システムはホイールシリンダに4ヶのピストンを使用し、通常は液圧でピストンが外方へ動き、ブレーキ作用をする。

駐車ブレーキ時は、スプリングアクチュエータの空気を抜くと、スプリング力がウェッデに加わり、くさび作用により第1のピストンと第2のピストンに液圧がかかったと同じ効果を得る構造である。

概要図を図10.22に示す。

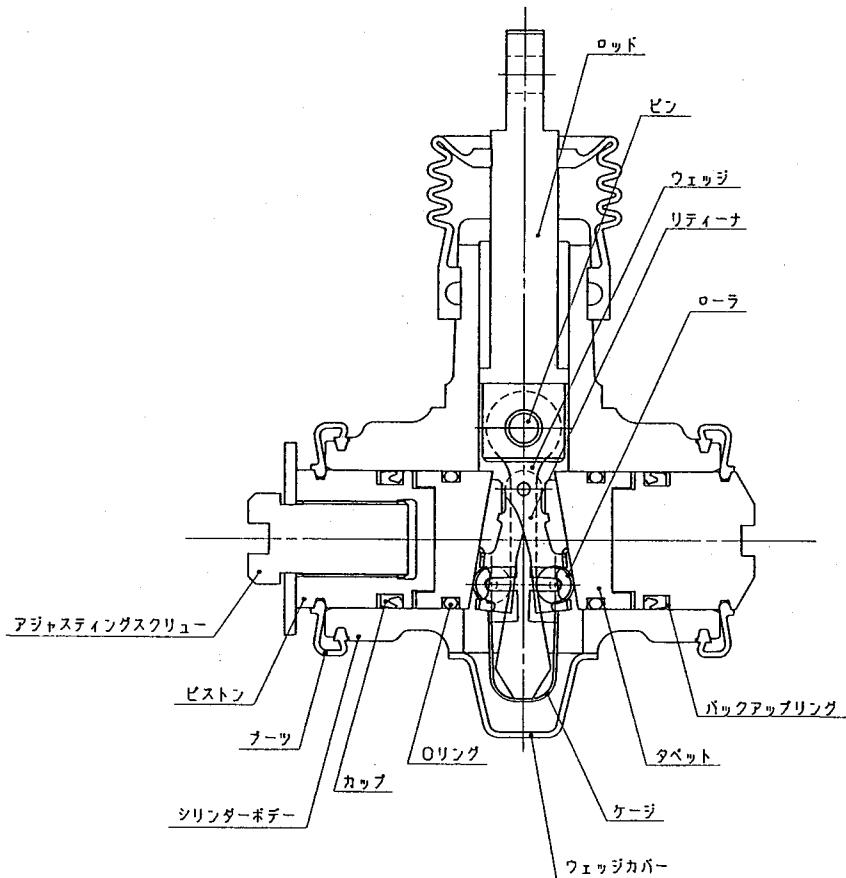


図 10.22 ウェッジ組込みホイールシリンド

(2) 大型車用ホイールパーキングシステム

本システムは、通常スプリングブレーキチャンバのエア室に高圧の空気を入れ、スプリングを圧縮している。駐車ブレーキとして使用する場合は、コントロールバルブを操作し、チャンバのエア室の空気を抜く。このことによりスプリング力がウェッジに働きピストンを外方に動かし、ブレーキ力を発生する。

サービスブレーキ時は、ブレーキチャンバのスプリングが圧縮しているのでピストンには液圧のみが働き、ブレーキ力を発生する。

パーキングシステムの回路を図 10.23 ～、ブレーキの構造を図 10.24 及び図 10.25 ～、ホイールシリンドの概要を図 10.26 ～示す。

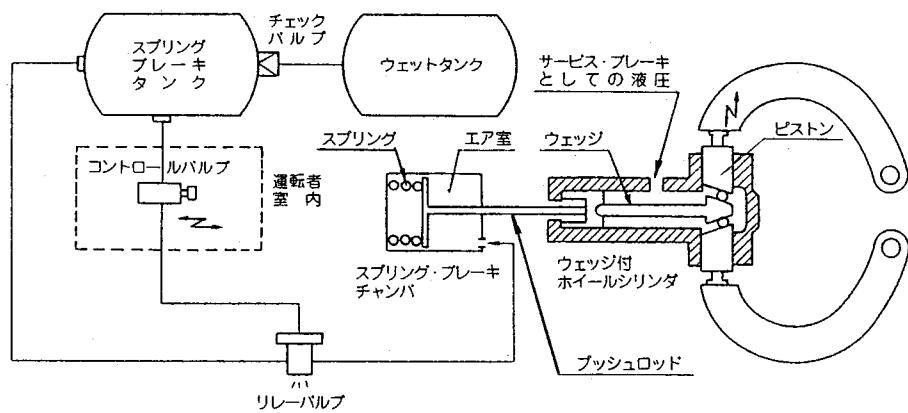


図10.23 ホイールパーキングシステムの回路

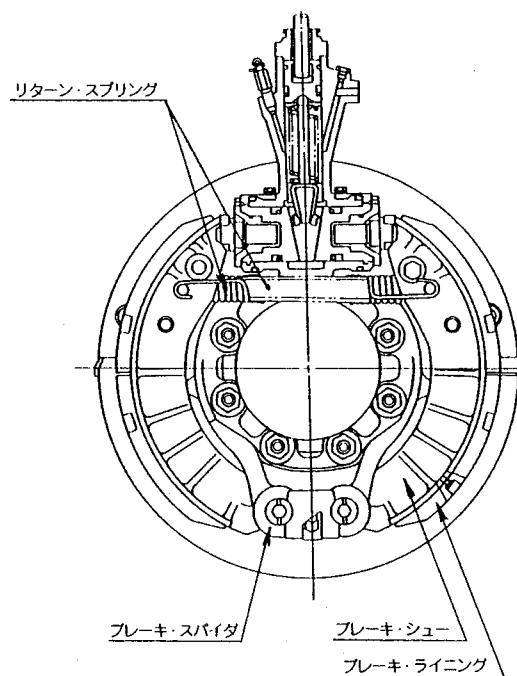


図10.24 ホイールブレーキ

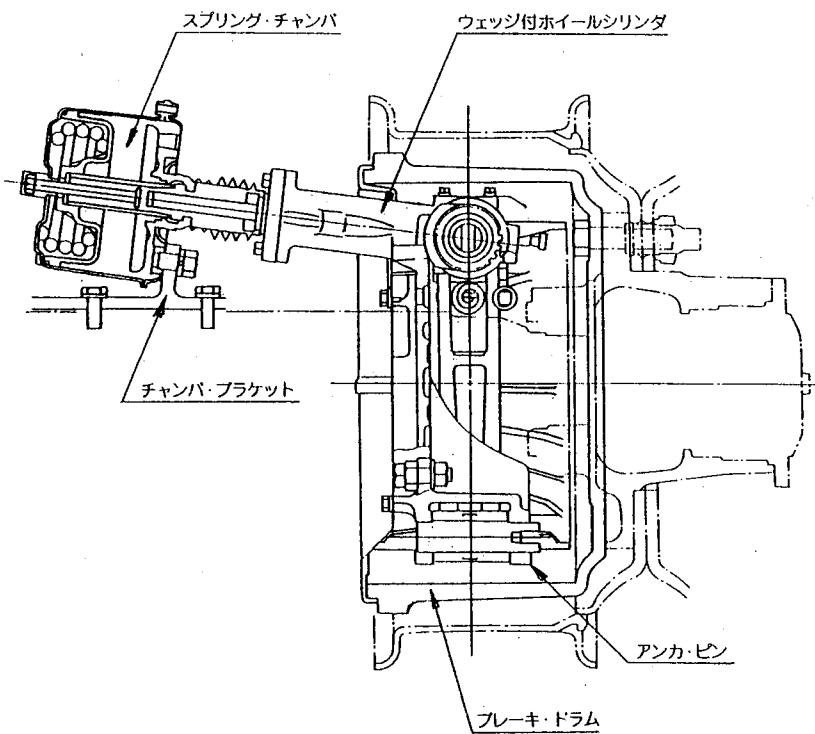


図 10.25 アクスル取付け状態

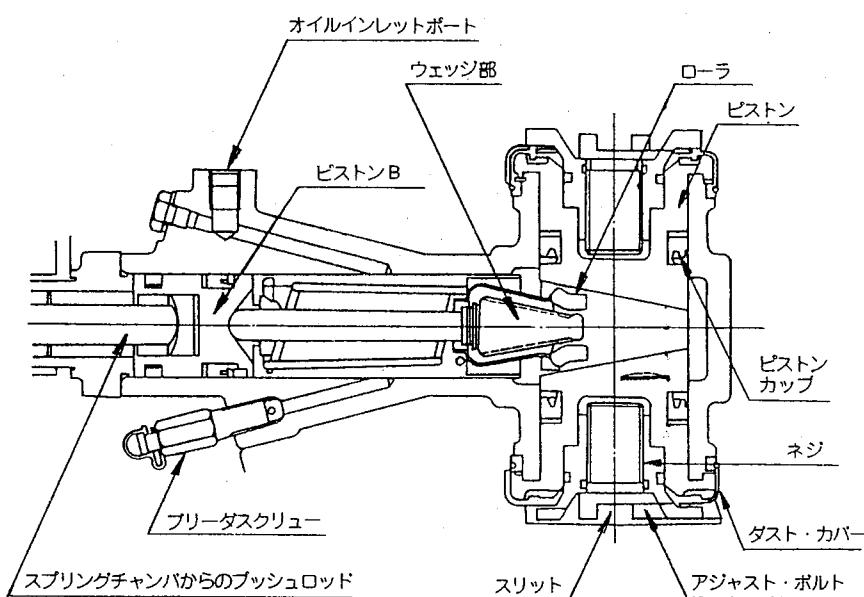


図 10.26 ウェッジ組込みホイールシリンダ

10.2.6 オートジャスタとパーキング機構内蔵ホイールシリンダ

フォード中型車のホイールブレーキは、フロントにディスクブレーキ、リヤーにデュアルツーリーディングブレーキを採用している。

リヤのデュアルツーリーディングブレーキの構造は、一個のホイールシリンダにオートジャスタを内蔵、他方のホイールシリンダにホイールパーキング機構を内蔵したシリンダを組み付けている。これはフロントのディスクブレーキのオートジャスト機能に適合させるためのものである。図10.27にブレーキの構造、図10.28にジャスタ組込みホイールシリンダ、図10.29にウェッジ組込みホイールシリンダを示す。

フオーワイドローティション

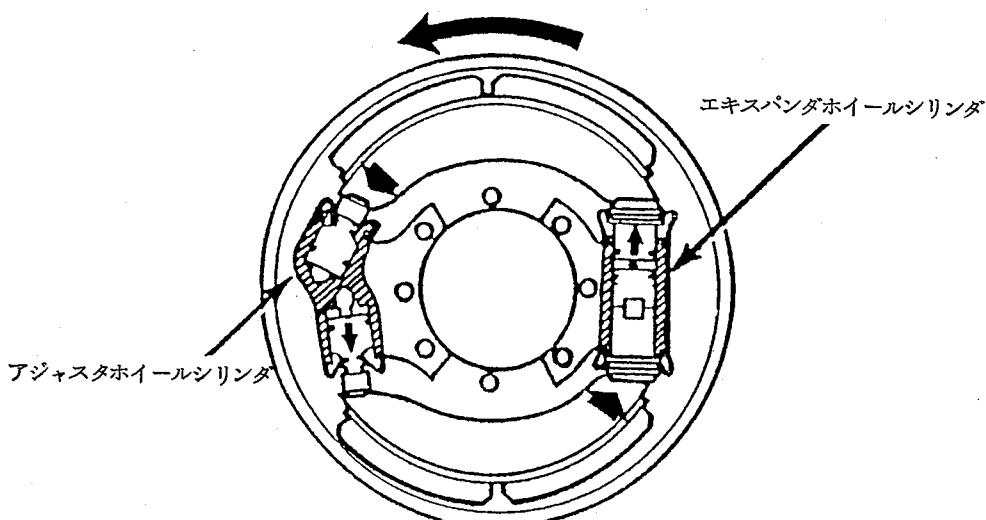


図10.27 ホイールブレーキ

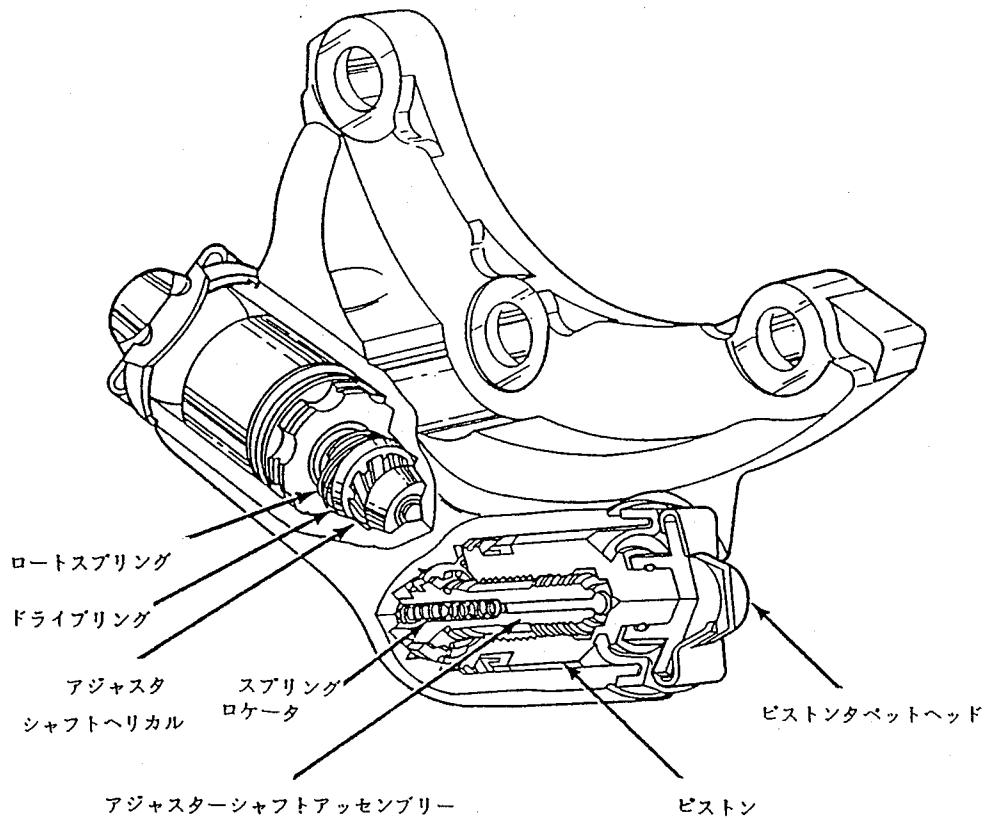


図10.28 アジャスター組込みホイールシリンダ

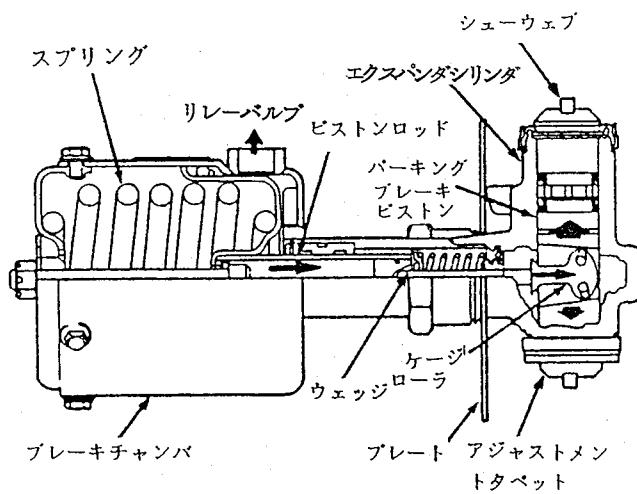


図10.29 ウェッジ組込みホイールシリンダ

10.3 建設機械のブレーキ装置

建設機械のブレーキ装置には中・大型車と同じくエアオーバハイドロリックブレーキシステムを採用しているものと、建設機械はほとんど油圧源を持っているのでハイドロリックブースタを使用したフルハイドロリックブレーキシステムを使用しているものがある。

また、使用しているホイールブレーキは機種により様々であり、ドラムブレーキ、ディスクブレーキ及び湿式多板ディスクブレーキ等を採用している。図10.30に湿式多板ディスクブレーキの例を示す。

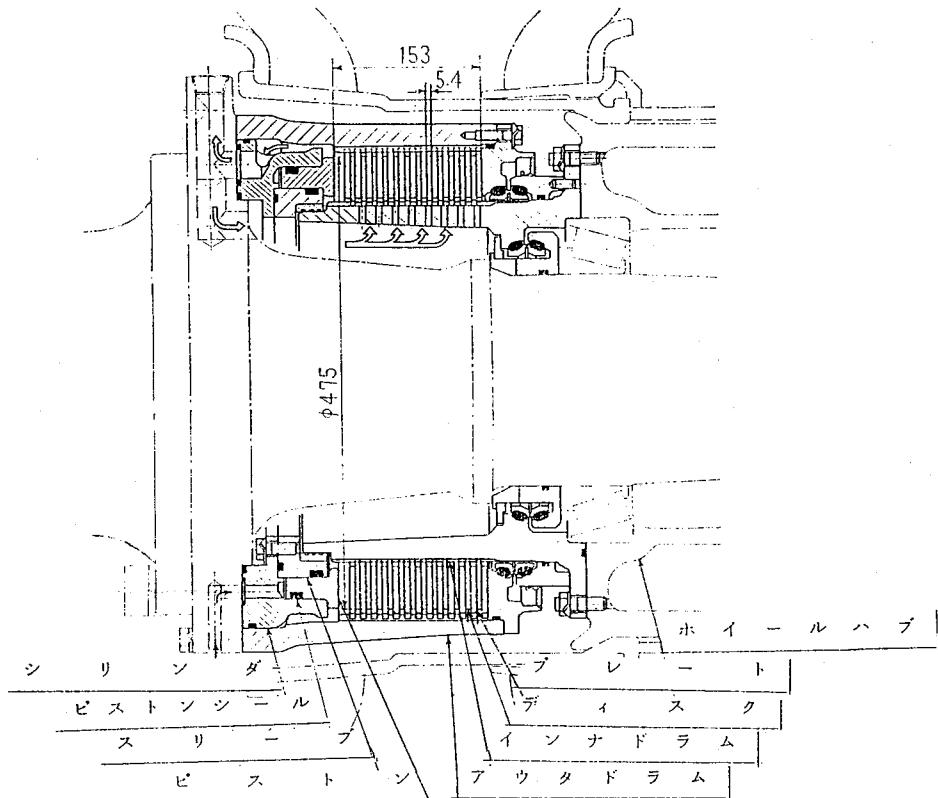


図10.30 湿式多板ディスクブレーキ

他のブレーキシステムとして、フルパワーブレーキシステムがある。このシステムはポンプから発生する油圧をブレーキバルブを通して直接、ブレーキシリンダ（又は、湿式多板ディスクブレーキ）へ送る方法で、このシステムにはアクチュエータ等の油圧保持機器を組み込んでいる。図 10.31 は、フルパワーブレーキシステムの 1 例である。

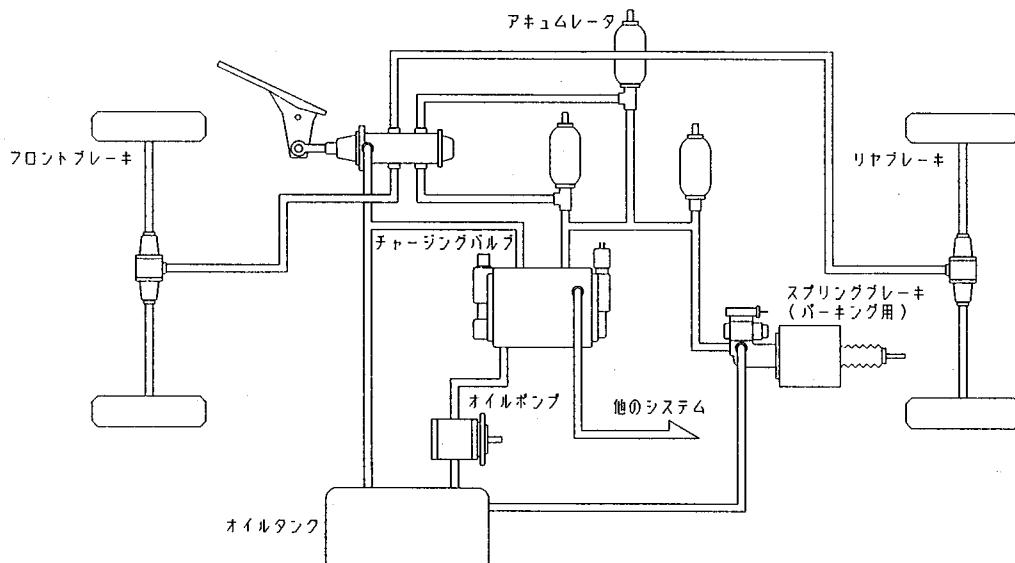


図 10.31 フルパワーブレーキシステムの回路

第11章 技術動向

第11章 技術動向

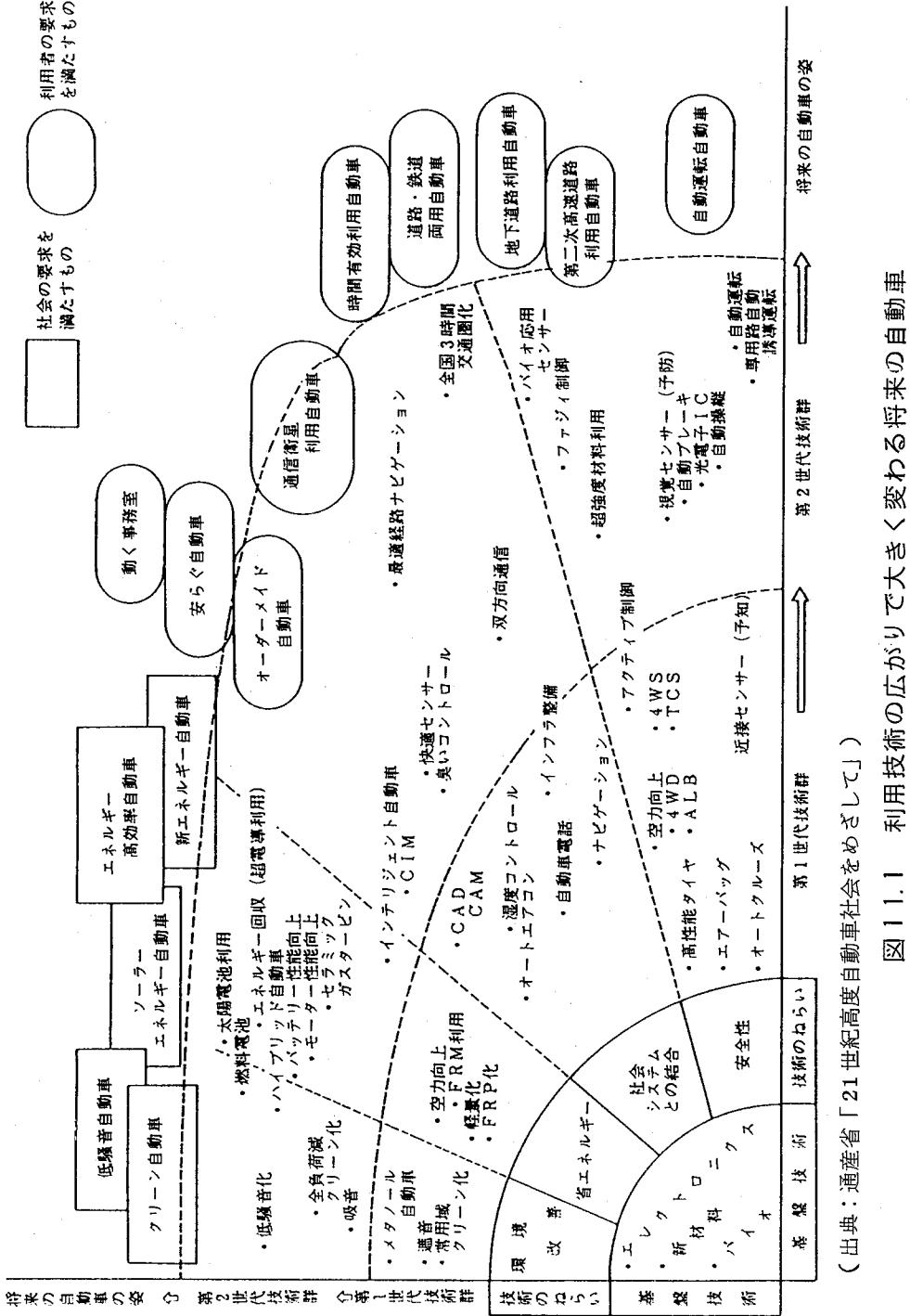
自動車技術の進歩は、高品質自動車を大量かつ安価に供給する生産技術の進歩と相俟って、自動車をより身近な存在へと近づけさせることに大きく貢献した。そして自動車は消費者ニーズに対応して、高速化、安全性向上、低公害化、小型軽量化、省燃費化、高性能化等へと大きく進展し、かつ多様化してきた。

(表 11.1 図 11.1)

表 11.1 自動車を取り巻く環境と自動車技術開発の動向（通産省）

年代	時代	個人の欲求	法令・道路他	自動車産業動向 社会現象等	自動車技術	キーテクノロジー
1955 (S 30)	自動車時夢物語	同一欲求の時代（人並み指向）	・通産国民車構想(57) ・高速自動車国道法(57)	・太陽族(55) ・神風タクシー横行	国産化・量産化・高出力化	品質管理
1960 (S 35)	マイカ時代	多様化欲求の時代（差別化指向）↓	・道路交通法(60) ・首都高開通(63) ・名神開通(64)	・所得倍増計画(60) ・月賦販売開始(60) ・乗用車保有 100万台超(63) ・東海道新幹線開通(64) ・東京オリンピック(64) ・初のスマッグ警報(65) ・新3種の神器 カラー・レビ・カー・クラー	高速化安全技術・公害対策技術	生産技術・燃焼制御・軽量化
1965 (S 40)	社会的練習的の時代	多様化欲求の時代（差別化指向）↓	・公害対策基本法(67) ・自動車取得税、米国自動車安全基準(68) ・東名全通(69) ・ESV 提唱(米、69) ・マスキー法(米、70)	・欠陥車ショック(69) ・ノーカー運動(71) ・ローマクラブ成長の限界(72) ・第一次オイルショック(73)	小型・軽量省燃費技術	エレクトロニクス
1970 (S 45)	成熟安定多様化時代	高度欲求の時代（快適環境指向）↓	・排ガス規制告示(74) ・排ガス規制(75) ・CAFE(米、75)	・中古車登録台数が新車を抜く(77) ・第二次オイルショック(79) ・世界一の自動車生産国(80) ・対米自主規制(81)	高出力・高性能・高度自動車技術	情報通信工学・新素材バイオ
1975 (S 50)			・省エネ法(79)	・多品種少量生産 ・海外生産活発化		人間工学・システム技術
1980 (S 55)			・中央自動車道全通(82) ・中国自動車道全通(83) ・関越自動車道全通(85)	・CO ₂ 問題提起(88) ↓		
1985 (S 60)	（高調度和自情・動報協同化・会貢献）					
1990 (H 2)						

（出典：通産省「21世紀高度自動車社会をめざして」）



ブレーキについては基本的構造は踏襲されるが、各コンポーネントのエレクトロニクス制御化は、更に進展し、これら各コンポーネント及びエンジン、トランスマッisionを含めた車両全体システムとしての総合最適制御が進展している。

また、顧客満足度を向上させるため、長寿命化や感性品質の向上が一層進むであろう。

一方、石油危機を契機とした、自動車の燃費改善の対応としての部品の軽量化は、最近の環境問題からの燃費規制の動きから、更に促進されると思われる。

以下、軽量化の動向や今後普及が予想される製品や実用化されるであろう技術について簡単に述べる。

11.1 軽量化

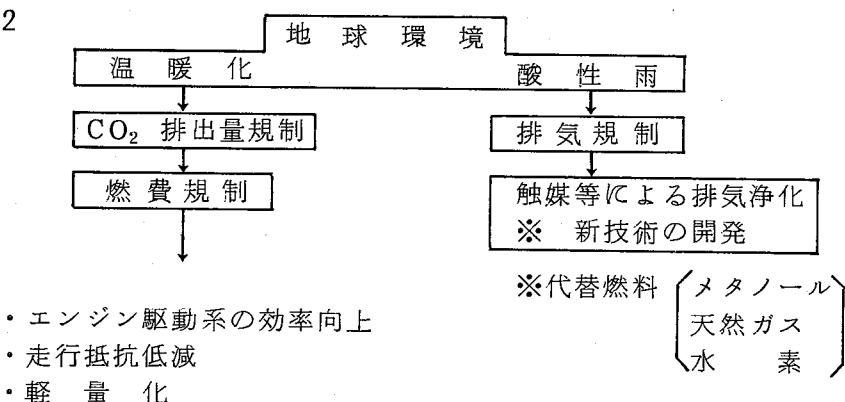
米国の燃費規制CAFE (CORPORATED AVERAGE FUEL-ECONOMY) の強化が、地球温暖化の一因と言われているCO₂ 対策として論じられている、その内容を表11.2に示す。また、温暖化と酸性雨に関する規制と対応策について図11.2に示す。

表11.2 CAFE規制

ブライアン(米国上院議員)法案
1988年型車実績値上に対する燃費の改善

1995年	20%改善
2001年	40%改善

図11.2



CAFE 規制をクリアするため、軽量化に対する要望はますます高まると思われる。

Al、Mg・合金のブレーキ部品への採用、高張力鋼板への置き換え、プラスチックピストンの採用も増加していくと思われる。さらにセラミックス、FRP、FRMなどの複合素材のブレーキ部品への適用の研究も進んでいくであろう。

11.2 リターダ

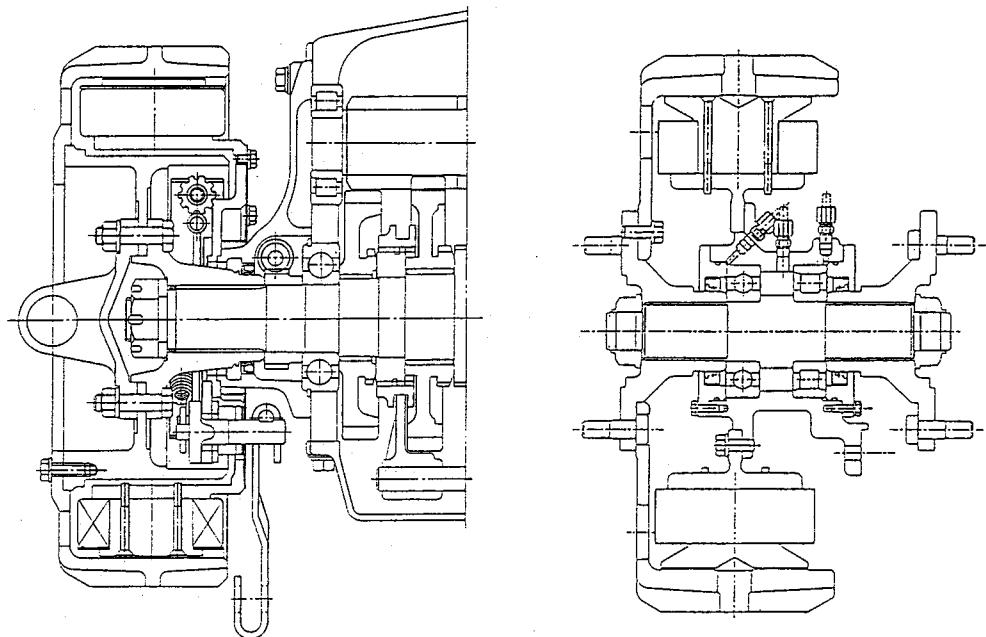
リターダはバスやトラックの減速(0.04～0.1G程度)に使われる補助ブレーキで、トランスミッションに取り付けるタイプとプロペラシャフトの中間に取り付けるタイプがあり、制御方式で電磁式と流体式がある。

(図11.3 11.4)

電磁式は制動エネルギーを過電流に変換して、熱として放散して制動を行なうタイプである。図11.3に示すように、リターダ内部にあるディスクはプロペラシャフトを介して常に回転している。リターダ本体はシャーシに固定したポールコアと、励磁コイルを持ったステータから構成されている。

励磁コイルに通電すると、電磁誘導作用によって回転するディスクに過電流が流れる。その過電流とポールコアとの相互作用によって生じるディスクの回転を止めようとする回転力を制動トルクとして利用しようというものである。

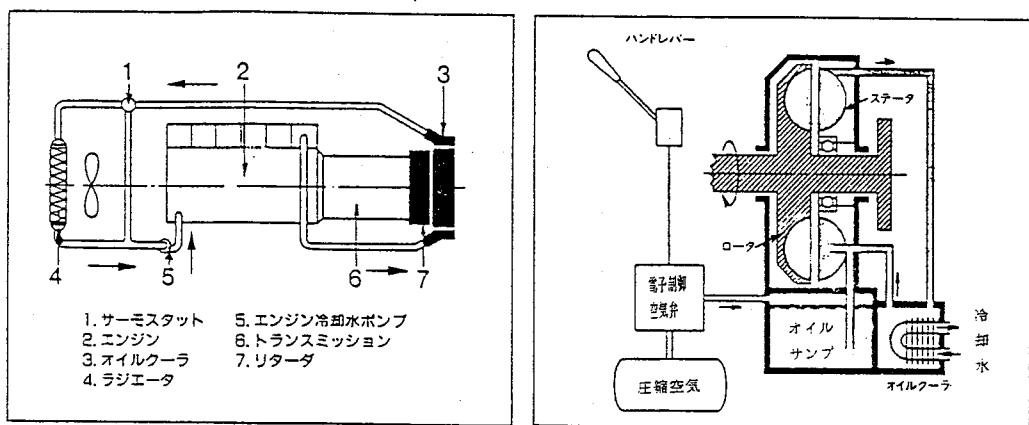
流体式は図11.4に示すように基本構造は油圧流体継手によく似ているが、ロータはプロペラシャフトに接続され、ステータはハウジングに固定されている。このロータとステータの間にオイルが充填されるとオイルはロータにより加速され、固定されたステータに押し出され大きな摩擦と剪断作用によりオイルへエネルギーを伝達してブレーキ力とする方式である。この時発生する制動エネルギーは熱としてラジエータにより放熱される。



ECタイプ (センタブレーキ付)

E、Mタイプ

図11.3 電磁式リターダの例



冷却システム

システムの作動

図11.4 流体式リターダの例

11.3 電子制御ブレーキ(ELB: Electronically Controled Brake)

ELBはエアブレーキ特有のブレーキ伝達遅れを改善するために電気指令でブレーキ圧を制御するシステムである。ELBの構成は図11.5に示すようにブレーキ指令を出すブレーキセンサ、込め弛めの圧力を調整するプレッシャモデューティングバルブ及び圧力をコントローラにフィードバックするプレッシャセンサから成っている。圧力発生源やブレーキシリンダは従来のエアブレーキシステムと同じである。

このシステムの特徴は車輪速センサを付加すればABS、TCSシステムとの併用が容易なことである。

図11.6に実車でのELBシステム構成を示す。

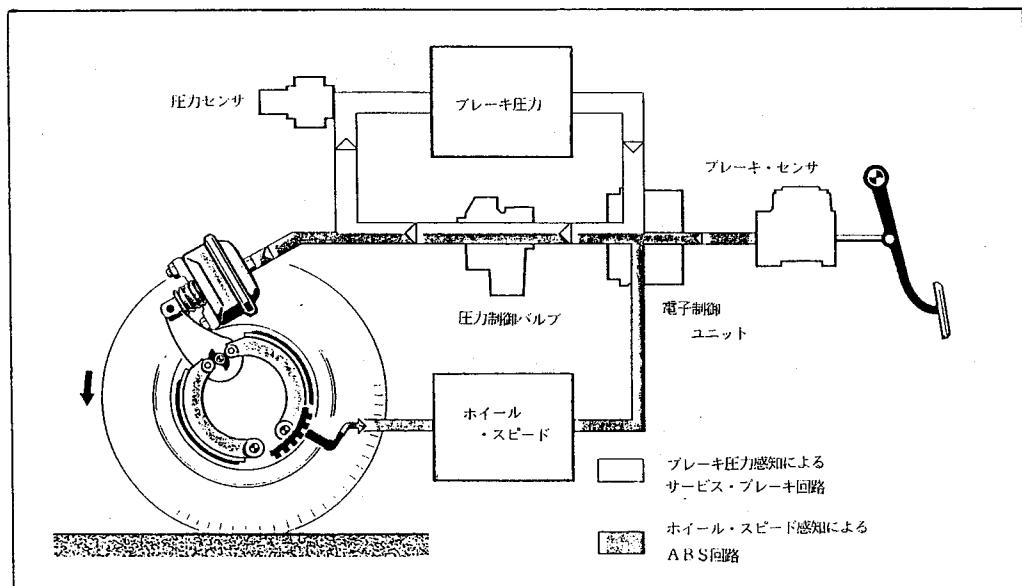


図11.5 商用車用電子制御ブレーキの主要動作

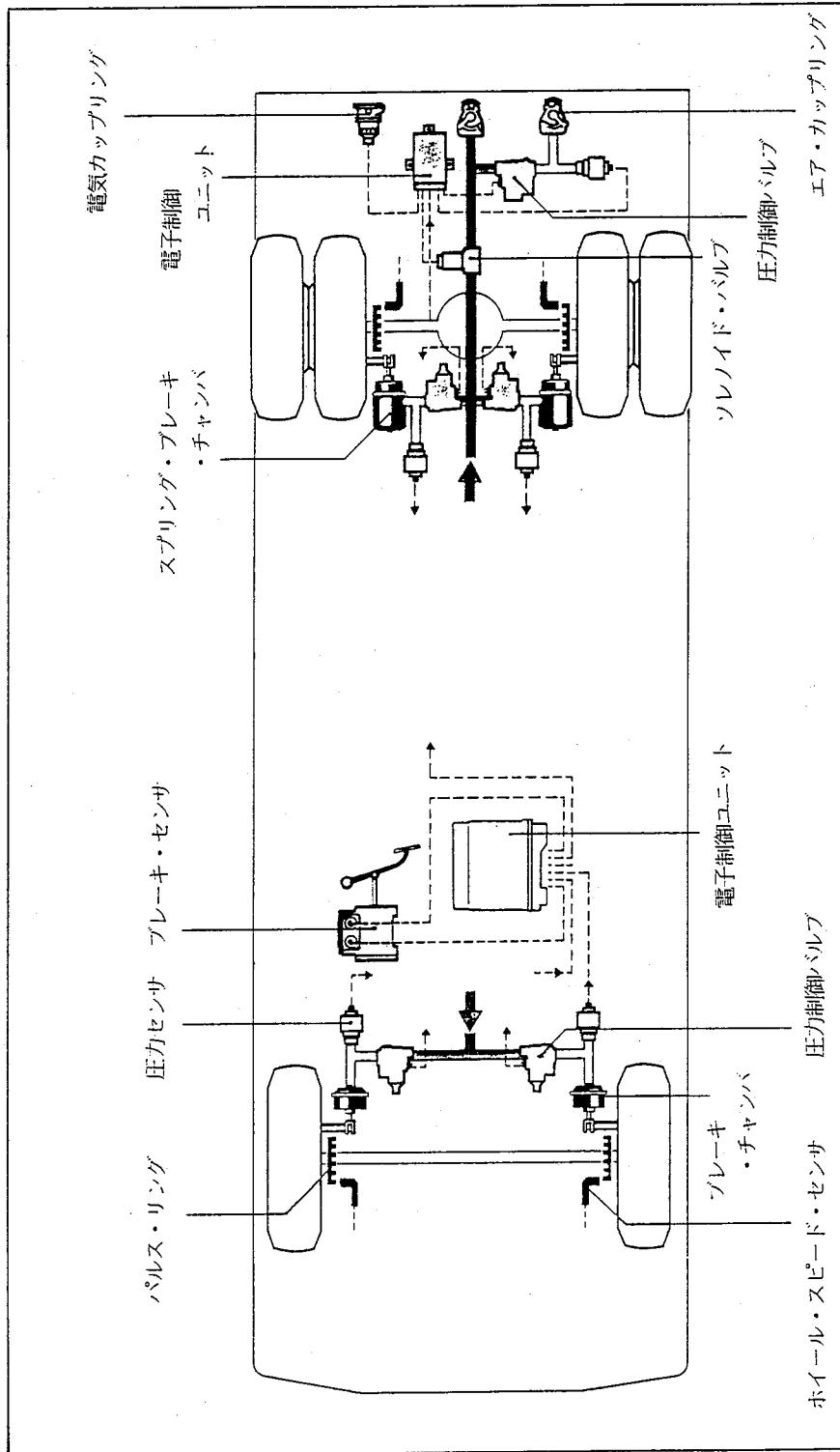


図 11.6 デジタル式軸制御 E-LB サービブレーキ・システム

11.4 その他

エレクトロニクス技術を利用したレーダブレーキシステム（図 11.7）の研究や、更に車両のもつ運動エネルギーを熱エネルギーに変換する現在の制動方式から省エネルギーを考慮して、制動エネルギーを回生しようとする研究（図 11.8 にフライホイール式の構想を示す）も進められている。

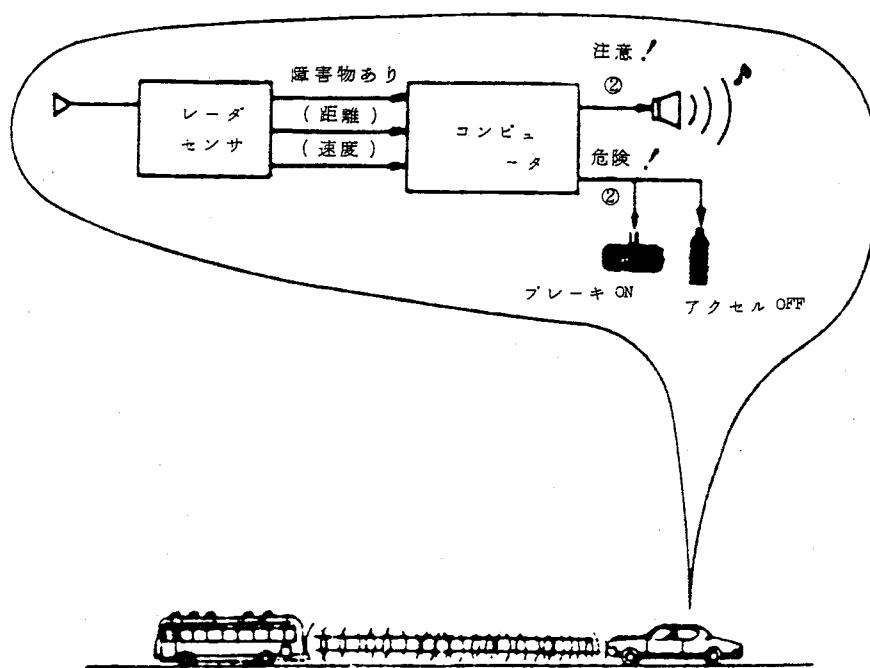


図 11.7 レーダブレーキ

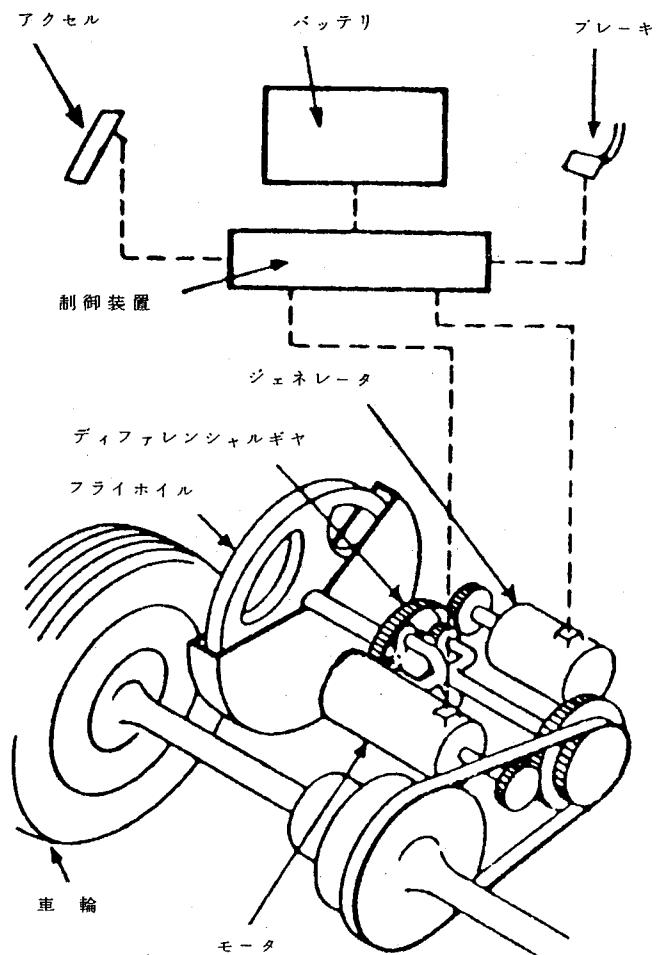


図 11.8 回生ブレーキの一例

付 錄

- (1) 関連規格及び法規（安全基準）
- (2) プレーキシリンド技術委員会の活動の歴史

関連規格及び法規（安全基準）

ブレーキシリンダに直接或いは間接的に関係する規格及び法規（安全基準）について概略紹介する。

1. 関連規格

一般に公布される規格としては、国際規格、国家規格、団体規格がある。

1.1 国際規格 (ISO : The International Organization for Standardization)

ISO（国際標準化機構）は、標準化のための国際機関である。その目的は貿易の拡大、品質の改善、生産性の向上等を目指した全世界的な国際規格に関する合意である。ISOの業務は電気技術分野を除くあらゆる技術分野に及ぶもので、各種の標準化作業が行われている（制定された規格の見直し期間は5年）。

なお、東京ラウンド交渉において国際的合意をみたスタンダードコード（貿易の技術的障害に関する協定）に伴ない、国内の規格とISOとの整合性を図る必要があり、規格の制定、改正の際には十分注意する必要がある。

自動車関係の標準化は、TC22で進められており、ブレーキシリンダに関連する規格化はTC22 / SC2 / WG3で行われている。

現在規格又は最終規格案になっているものは次のとおり。

ISO 4927 Road vehicles - Elastomeric boots
for drum type hydraulic brake wheel
cylinders using a non-petroleum base
hydraulic brake fluid (Service temper-
ature 120 C max.)、

ISO 4928 Road vehicles-Elastomeric cups and
seals for cylinders for hydraulic
braking systems using a non-petroleum

		base hydraulic brake fluid (Service temperature 120°C max.)
I S O	4 9 2 9	Road vehicles-Diaphragm gaskets for hydraulic brake master cylinder reservoirs using a non-petroleum base hydraulic brake fluid
I S O	4 9 3 0	Road vehicles-Elastomeric seals for hydraulic disc brake cylinders using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 150°C max.)
I S O	4 9 2 5	Road vehicles-Non-petroleum base brake fluid
I S O	4 9 2 6	Road vehicles-Hydraulic brake systems-non-petroleum base reference fluids
I S O	6 1 1 7	Road vehicles-Elastomeric boots for drum type hydraulic brake wheel cylinders using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 100°C max.)
I S O	6 1 1 8	Road vehicles-Elastomeric cups and seals for hydraulic brake actuating cylinders using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 70°C max.)
I S O	6 1 1 9	Road vehicles-Elastomeric seals for hydraulic disc brake cylinder using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 120°C max.)
[
注	T C 2 2	: Technical committee 22-Road vehicles
S C	2	: Sub committee 2-Brake systems equipment and mechanical couplings
W G	3	: Working group 3-Fluids for brake
]		

1.2 国家規格

(1) 日本

我国においては、工業標準化法に基づいて日本工業規格（J I S Japanese Industrial Standard）が制定されている。前記スタンダードコードの成立に伴ない工業標準化法の改正が行われ、J I Sマーク表示制度の海外への公開、J I S見直し期間を5年に変更（従来の3年をI S Oに合せ5年とした）が行われた。

現在、ブレーキシリンダに関する規格として次のものが制定されている。

J I S D 2 6 0 3 自動車用非鉛油系液圧ブレーキマスターシリンダ

J I S D 2 6 0 4 自動車用非鉛油系液圧ブレーキホイールシリンダ

J I S D 2 6 0 5 自動車用非鉛油系液圧ブレーキシリンダのゴムカップ

J I S D 2 6 0 8 自動車用非鉛油系液圧ブレーキホイールシリンダのゴムブーツ

J I S D 2 6 1 0 自動車用非鉛油系液圧ブレーキマスターシリンダリザーバのダイヤフラムガスケット

J I S 2 2 3 3 自動車用非鉛油系ブレーキ液

(2) 外国

諸外国でもそれぞれ国家規格を制定している。その主なものを次に記す。

西ドイツ D I N : Deutsche Normen

アメリカ ANSI : American National Standard
Institute

イギリス BS : British Standard

フランス NF : Normes Francaises

1.3 団体規格

(1) 日本

我国においては、(社)自動車技術会が制定している自動車規格（J A S O : Japanese Automobile Standards）があり、J I Sの補完的な役割を果している。

ブレーキシリンダに関する規格として次のものが制定されている。

- JASO C 401 液圧ブレーキシリンダの形状・寸法
JASO C 103 液圧クラッチマスターシリンダ
JASO C 104 液圧クラッチオペレーティングシリンダ

(2) 外 国

諸外国でも団体規格を制定している例は多いが我国に最も影響を与える世界的に権威があるものとして広く活用されているものはアメリカのSAEである。例えば、ゴムカップに関する規格についても、JIS D 2605 ISO 4928等の骨組はSAE J 1601 (Rubber cups for hydraulic actuating cylinders) に非常に類似性の強いものとなっている。

外国の団体規格の例を次に示す。これらはそれぞれの国家規格制定、見直し時の参考とされ、国家規格へ編入されるケースも少なくない。

- SAE (アメリカ) : Society of Automotive Engineers
SMMT (イギリス) : The Society of Motor Manufacturers and Traders Ltd
BNA (フランス) : Bureau des Normes de l' Automobile

1.4 関連法規（安全基準）

自動車に関する安全基準は、自動車の安全に係る機能、構造の必要要件を統一的に決めたもので、世界各国でそれぞれ独自に発達を遂げ、更に強化される傾向にあり複雑化している。

従って、これによる不便さ、安全に対する問題点などを解消するために、各国基準の世界的統一と手続きの簡素化を希望する声も強い。

これらの各国安全基準で、ブレーキシリンダと直接係りのあるものは、2系統ブレーキシステム、警報装置、リザーバ、ブレーキ液等であり、その他はシステム的な要件から間接的に係るものである。

なお、ヨーロッパでは、各国の基準の他にECE規則とEEC指令がある。

ECE規則は、国連の組織で1958年のジュネーブ協定で定めているものである。

また、EEC指令は、EC加盟国で作ったものであり内容はECEとよく似ている。

以下に各国の主要法規を記す。

日 本 道路運送車両の保安基準
ア メ リ カ FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standard)
オーストラリア ADR (Australian Design Rules for Motor Vehicle Safety)
カ ナ ダ CMVSS (Canadian Motor Vehicle Safety Standard)
国連欧州経済委員会規則 (ECE Regulation)
欧州共同体指令 (EEC Directive)

1.5 今後の動向

規格類は、その時点の技術水準に合せて設定され、技術の進歩により変更されるが、各国の規格は、試験項目、内容、要求性能等において統一がとられておらずまちまちである。今後も ISO にできるだけ整合させる努力がなされて行くであろう。

また、ISO には、各国よりブレーキ部品の樹脂材に関する規格をはじめ、新しい規格提案が活発であり、日本もこれに合せてブレーキシリンドのリザーバ製品規格といった新規の提案（現在 SAE の場で検討中）を行うなかで、我国の意見を十分に主張し、世界をリードして行こうとしている。

法規は、安全性追及のため益々強化される傾向にあるが、規格同様各国法規の内容が不統一であることから、統一化の動きがある。例えば、ECE ではブレーキ性能に重要な役割を果たす前後配分について厳しく規制しており、方向安定性を重視して後輪先行ロックがあつてはならないとしている。

FMVSS では、こういった要求は現在のところないが、不統一による不便さ、安全に対する問題点を解消すべく、ECEを中心として日本を含む世界の主要国による統一化のための会議が開かれている。1980 年にフランスフルトで開催されたのを初めとし、現在も統一への努力が継続して行われている。

その中で、アメリカは、先ず乗用車関係について、FMVSS 105 (液圧ブレーキ、トラック、バスを含む) から分離し、FMVSS 135 として

独立させ、ECEとの調和を図ろうとしている。

その他関連法規の動向として、アスベスト規制がある。これは、ディスクブレーキのパッドやドラムブレーキのライニングに使用されているアスベスト材を公害問題から廃止しようとするもので、既に、スエーデン、デンマークといった欧州の一部で1988年より規制が実施された。続いて西独、イギリス、フランスといった諸国も規制化に動いており、アメリカも規制を実施する見込である。日本においては、遅くとも1994年頃までには非アスベストへ切替える予定である。

以上、主な規格、法規について簡単に紹介したが、以下にブレーキシリンダに係わりのある項目について、一覧表に示すとともに代表的な規格、法規の内容について比較表に記す。

これらは、ブレーキシリンダがシステムとして組み込まれた場合の各種の使われ方に対するシステム保証の見地から、設計上の安全をチェックする意味において参考とすべきものである。

ブレーキシリンダに関連する規格・安全基準類

J I S	J A S O	I S O	S A E	安全基準類
		ISO/R1186 Pressures in brake lines and braking efficiency		
		ISO 3803 Hydraulic pressure test connection for brake equipment		
J I S D 2603 自動車用非鉛油系液压ブレーキマッシュンダ	JASOC 401 液压ブレーキシリンダの形状、寸法		SAE J 1153 Hydraulic master cylinders for motor vehicle brakes-Test procedure SAE J 1154 Hydraulic master cylinders for motor vehicle brakes- performance requirements	2系統ブレーキ、 ペルウオーニング 道路運送車両の 保安基準 FMVSS № 105 ADR № 31,33, EEC № 71/320 CMVSS № 105 スウェーデン安全 基準 № 18
J I S D 2604 自動車用非鉛油系液压ブレーキホイールシリンド		ISO 4927 Road vehicles-Elastomeric boots for drum type hydraulic brake wheel cylinders using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (service temperature 120°C max)	SAE J 101a Hydraulic wheel cylinders automotive drum brakes SAE J 1601 Rubber cups for hydraulic actuating cylinders	
J I S D 2605 自動車用非鉛油系液压ブレーキシリンドのゴムカッブ		ISO 4928 Road vehicles-Elasto-	SAE J 1604 Rubber boots for drum type hydraulic brake wheel cylinders	

J I S	J A S O	I S O	S A E	安全基準類
JISD 2608 自動車用非鉛 油系液压ブレ ーキホイール シリコンダブル ムブーツ		meric cups and seals for cylinders for hydraulic braking systems using non- petroleum base hy- draulic brake fluid (Service temperature 120°C max)	SAE J 1605 Brake master cylin- der reservoir dia- phragm gasket	
JISD 2610 自動車用非鉛 油系液压ブレ ーキマスタシ リシリザー バのダイヤフ ラムガスケット		ISO 4929 Road vehicles-Dia- phragm gaskets for hydraulic brake master cylinder reservoirs using a non-petroleum base hydraulic brake fluid	ISO 4930 Road vehicles-Ela- stomeric seals for hy- draulic disc brake cylinders using a non- petroleum base hydr- aulic brake fluid (Service temperature 150°C max)	

J I S	J A S O	I S O	S A E	安全基準額
		a non petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 100°C max)		
		ISO 6118 Road vehicles-Elastomeric cups and seals for hydraulic brake actuating cylinders using a non petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 70°C max)		
		ISO 6119 Road vehicles-Elastomeric seals for hydraulic disc brake cylinder using a non-petroleum base hydraulic brake fluid (Service temperature 120°C max)		
JISK 2233 自動車用非鉱油系ブレーキ液		ISO 4925 Road vehicles-Non petroleum base brake fluid	SAE J 75 Motor vehicle brake fluid container compatibility	道路運送車両の保安基準 FMVSS # 105 # 116 CMVSS # 116
		ISO 4926 Road vehicles-Hydraulic brake systems	SAE J 76 Handling and dispensing of motor	

J I S	J A S O	I S O	S A E	安全基準類
		-non-petroleum base reference fluids	vehicle brake fluid	× ウエーデン安全基準 N 18
	ISO 3871	Road vehicles-Labelling of containers for petroleum or non-petroleum base brake fluid	SAE J 77 Service maintenance of motor vehicle brake fluid in motor vehicle brake actuating systems SAE J 1702f Motor vehicle brake fluid Arctic SAE J 1703f Motor vehicle brake fluid	
			SAE J 988 Labeling of motor vehicle brake fluid containers SAE J 291 Determination of brake fluid temperature J A S O M 307 プレーキ用ラバー潤滑剤 J A S O M 308 プレーキ用グリース	ISO 2974 Road vehicles-High pressure pipe fitting with 60 degrees for cone

自動車用フレア無管継手 JASO M 101 自動車配管用 金属管	ISO 4038 Road vehicles-Hydraulic braking systems pipe tapped holes and male fitting	SAE J 843d Brake system road test code-passenger and light duty truck SAE J 937b Service brake system performance requirements passenger car SAE J 667 Brake test code-Intia dynamometer SAE J 212 Brake system dynamometer test procedure-passenger car SAE J 155 Service brake system performance requirements-Light duty truck SAE J 229 Service brake structural integrity test procedure-passenger car	道路運送車両の 保安基準 FNVSS # 105 CMVSS # 105 EDC # 71/320 SAE J 843d Brake system road test code-passenger and light duty truck SAE J 937b Service brake system performance requirements passenger car SAE J 667 Brake test code-Intia dynamometer SAE J 212 Brake system dynamometer test procedure-passenger car SAE J 155 Service brake system performance requirements-Light duty truck SAE J 229 Service brake structural integrity test procedure-passenger car
JASO C402 C403 乗用車常用ブレーキ実車試験方法、要求性能 JASO C404 C405 トラック、バス常用ブレーキ実車試験方法、要求性能 JASO C406 乗用車ブレーキ装置ダイナモメータ試験方法 JASO C407 トラック、バスブレーキ装			

J I S	J A S O	I S O	S A E	安全基準類
	置ダイナモメータ試験方法 J A S O C 417 乗用車常用ブレーキ強度実車試験方法 J A S O C 419 乗用車常用ブレーキ装置強度ダイナモメータ試験方法 J A S O C 420 トランク、バス常用ブレーキ強度実車試験方法 J A S O C 421 トランク、バス常用ブレーキ装置強度ダイナモメータ試験方法 J A S O C 434 C 435 二輪自動車常用ブレーキ実車試験方法、		SAE J 294 Service brake structural integrity test procedure-Vehicles over 10000lb (4500kg) GVWR SAE J 1404 Service brake structural integrity requirement - Vehicles over 10000lb (4500kg) GVWR SAE J 108 a Brake system road test code - Motor cycles SAE J 109 a Service brake system performance requirements - Motorcycles and motor - driven cycles	

要求性能	JASO C 438 常用ブレー キ降板シミュレ ーション試験 方法	JASO C 441 常用ブレー キ装置繰返し強 度台上試験方 法	JASO C 442 駐車ブレー キ装置強度ダイ ナモーダ試 験方法	JASO C 443 常用ブレー キ降板シミュレ ーション、ダイ ナモーダ試 験方法
------	--	---	--	---

ブレーキシリンダ用ゴムカップ規格の整合性比較表

規格 項目	I S O - 1 9 8 0				S A E J 1 6 0 1 M A R 8 5		J I S D 2 6 0 5 - 8 8				
	条 件		要 求 性 能		条件	要 求 性 能	条 件			要 求 性 能	
	6 1 1 8	4 9 2 8	6 1 1 8	4 9 2 8			1 種	2 種	3 種	1 種	2 種
高温耐フルード性	70±2°C×120±2 h	120±2°C×70 h	(1)体積変化+1~16% (2)リップ直径変化 0~+5.75% (3)ベース直径変化 0~+5.75% (4)硬度 - 10~0 (IRHD)	+5~20% ← ← -15~0 (IRHD)	120±2°C×70 h	(1)体積変化+5~20% (2)リップ直径変化 0~+5.75% (3)ベース直径変化 0~+5.75% (4)硬度 - 15~0 (IRHD)	70±1°C ×120±2 h	120±2°C ×70±1 h	150±2°C ×70±1 h	(1)体積変化 0~+15% (2)リップ直径変化 0~+5% (3)ベース直径変化 0~+5% (4)硬度 - 10~0 (Hs)	0~+20% ← ← -15~0 (Hs)
沈殿	70±2°C×120±2 h	120±2°C×70 h	沈殿量 0.3%以下 (体積)	←	120±2°C×70 h	沈殿量 0.3%以下 (体積)	70±1°C ×120±2 h	120±2°C ×70±1 h	150±2°C ×70±1 h	沈殿量 0.3%以下 (体積)	
ホイールシリンダ高温作動耐久性	(1)温度×時間 70±2°C×120±2 h (2)ピストンストローク 3.8±1.7 mm (3)圧力 3.5±0.3 MPa (36±3 kg/cm²) (4)サイクル 1000±100回/h	120±2°C×70 h ← 7.0±0.3 MPa (71±3 kg/cm²) ←	(1)残留縮代 ≤25 mm 0.50 mm以上 25を超え38まで 0.65 mm以上 38を超え60まで 0.75 mm以上 (2)漏れのないこと (3)ピストン、シリンダ内径に腐食のないこと (4)カップに有害な変形、損耗等のないこと (5)硬度変化 10 (IRHD) 以下	≤25.4 0.51 mm以上 25.4を超えて38.1まで 0.635 mm以上 38.1を超えて60まで 0.76 mm以上 1000±100	(1)温度×時間 120±2°C×70 h (2)ピストン ストローク 3.8±1.7 mm (3)圧力 7.0±0.3 MPa (71±3 kg/cm²) (4)サイクル 回/h (5)硬度変化 15 (IRHD) 以下	(1)残留縮代 ≤25.4 0.508 mm以上 25.4を超えて38.1まで 0.635 mm以上 38.1を超えて50.8まで 0.762 mm以上 (2) (3) ISOに同じ (4) 1000±100	(1)温度×時間 70±5°C ×120±2 h (2)ピストン ストローク 4.8±0.5 mm (3)圧力 (a) 3.5±0.3 MPa (b) 7±0.3 MPa (4)サイクル 日/h (5)硬度変化 15 (IRHD) 以下	120±5°C ×70±1 h (2) (3) ISOに同じ (4) 10±0.5 MPa (5) 1000±100	150±5°C ×70±1 h (1)残留縮代 3/4以下 0.40 mm以上 13/16~1 0.51 mm 11/16~11/2 0.65 mm 1 5/8以上 0.75 mm (2) (3) ISOに同じ (4) (5)硬度変化 -10~0 (Hs)	-15~0 (Hs)	
マスターシリンダ高温作動耐久性	(1)温度×時間 70±2°C×120±2 h (2)ピストンストローク 90 %以上 (3)圧力 14~15 mmで 1 MPa (10.2 kg/cm²) 16~32 mmで 3.5±0.3 MPa (36±3 kg/cm²) (4)サイクル 1000±100回/h	120±2°C×70 h ← 7.0±0.3 MPa (71±3 kg/cm²) ←	(1)残留縮代 ≤25 mm 0.40 mm以上 25を超えて38まで 0.50 mm以上 38を超えて60まで 0.65 mm以上 (2) (3) 上記ホイールシリンダに同じ (4) (5)	≤25.4 0.38 mm以上 25.4を超えて38.1まで 0.51 mm以上 38.1を超えて60まで 0.64 mm以上 16~32 mmで 7.0±0.3 MPa (71±3 kg/cm²) (4)サイクル 1000±100回/h	(1)温度×時間 120±2°C×70 h (2)ピストン ストローク 90 %以上 (3)圧力 14~15 mmで 1 MPa (10.2 kg/cm²) 16~32 mmで 7.0±0.3 MPa (71±3 kg/cm²) (4)サイクル 1000±100回/h	(1)残留縮代 ≤25.4 0.381 mm以上 25.4を超えて38.1まで 0.508 mm以上 38.1を超えて50.8まで 0.635 mm (2) (3) 上記 ホイールシリンダに 同じ (4) (5)	(1)温度×時間 70±5°C ×120±2 h (2)ピストン ストローク 約 90 % (3)圧力 (a) 3.5±0.3 MPa (b) 7±0.3 MPa (4)サイクル 回/h (5) 1000±100	100±5°C ×70±1 h (2) (3) 上記ホイールシリンダに 同じ (4) 7±0.3 MPa (5) 1000±100	20±5°C ×70±1 h (1)残留縮代 3/4以下 0.30 mm以上 13/16~1 0.40 mm 1 1/16~1 1/2 0.51 mm 1 5/8以上 0.65 mm (2) (3) 上記ホイールシリンダに 同じ (4) (5)		
低温性能	(1)漏れ(-40~-43°C) ×120±2 h 0.7 MPa(7 kg/cm²) → 3.5 MPa(36 kg/cm²) ×6ストローク (at 72, 96, 120 h) (2)曲げ(-40~-43°C) ×120±2 h	(-40~-43°C)×120 h ← (-40~-43°C)×22 h	(1)漏れのないこと (2)曲げによるクラックのないこと 1 mm以内に原形に復すること	(1)漏れ(-40~-43°C) ×120 h 0.7 MPa(7 kg/cm²) ×6ストローク → 3.5 MPa(36 kg/cm²)×6ストローク (at 72, 96, 120 h) (2)曲げ(-40~-43°C) ×22 h	(1)漏れ(-40~-43°C) ×120 h 0.7 MPa(7 kg/cm²) ×6ストローク → 3.5 MPa(36 kg/cm²)×6ストローク (at 72, 96, 120 h)	(1) ISOに同じ (2)	(1)漏れ -40±2°C×120±2 h 0.7±0.2 MPa(7±2 kg/cm²)×6ストローク → 3.5±0.5 MPa(35±5 kg/cm²)×6ストローク (at 72, 96, 120 h) (2)曲げ -40±2°C×22±1 h		(1) ISOに同じ (2)		
熱老化性	70±2°C×120±2 h	100±2°C ×120±2 h	(1)硬度変化 ±5 (IRHD) 以内 (2)状態 カップに異常のないこと	100±2°C×70 h	ISOに同じ	70±1°C ×70±1 h	120±2°C ×70±1 h	150±2°C ×70±1 h	(1)硬度変化 ±5 (Hs) 以内 (2)状態 カップに異常のないこと		

腐食性 (金属片試験)	$70 \pm 2^{\circ}\text{C} \times 120 \pm 2\text{h}$	$100 \pm 2^{\circ}\text{C}$ $\times 120 \pm 2\text{h}$	腐食変化 ブリキ板 0.2 mg/cm ² 以内 鋼 0.2 " 黄銅 0.4 " アルミニウム 0.1 " 銅 0.4 "	$100 \pm 2^{\circ}\text{C}$ $\times 120 \pm 2\text{h}$	ISO 同じ	$100 \pm 2^{\circ}\text{C} \times 120 \pm 2\text{h}$	腐食変化 ブリキ板 0.2 mg/cm ² 以内 鋼 0.2 " 黄銅 0.4 " アルミニウム 0.1 " 銅 0.4 " 亜鉛 0.4 "
保存腐食性	(48±2°C×95±2% ×16±0.2 h →21±2°C×95±2% ×8±0.2 h) ×12サイクル	(46°C×95±2% ×16 h →21°C×95±2% ×8 h)×12サイクル	カップ接触部及び隣接部に腐食のないこと	(46±2°C×95% ×16 h →23±2°C×95% ×8 h)×12サイクル	ISO 同じ	(45±1°C×95±3%×16±1 h →20±1°C×95±3%×8±1 h)×12サイクル	ISO 同じ

ブレーキホイールシリンダ用ゴムブーツ規格の整合性比較表

規格 項目	I S O				S A E J 1 6 0 4 M A R 8 5		J I S D 2 6 0 8 - 8 8			要求性能						
	条件		要求性能		条件	要求性能	条件			1種	2種	3種	1種	2種	3種	
	6117-1980	4927-1978	6117-1980	4927-1978			1種	2種	3種							
高温耐フルード性	100±2°C×70±2h	120±2°C×70±2h	(1)体積変化 -10~+15% (2)硬度変化 -10~+10(IRHD)	←	120±2°C×70±2h	(1) ISOに同じ (2) ISOに同じ	100±2°C×70±1h	120±2°C×70±1h	150±2°C×70±1h	(1)体積変化 -15~+15% (2)硬度変化(参考) -10~+10(Hs)	←	→	-20~+15%			
高温作動耐久性	(1)温度×時間 100±2°C×22±1h (2)ストローク 4.75±0.25mm (3)サイクル 1000±100回/h	120±2°C×22±1h	(1)繰代を有すること (2)クラックのないこと		(1)温度×時間 120±2°C×22±1h (2)ストローク 3.8±1.7mm (3)サイクル 1000回/h	(1) ISOに同じ (2) ISOに同じ	(1)温度×時間 100±5°C×70±1h (2)ストローク 4.8±0.5mm (3)サイクル 1000±100回/h	120±5°C×70±1h	150±5°C×70±1h	(1) ISOに同じ (2) ISOに同じ	←	←	←			
低温作動性	(-40~-43°C)×70±2h後 ストローク 6回 (30秒間隔)		(1)クラックのないこと (2)外れないこと		ISOに同じ	(1) ISOに同じ (2) ISOに同じ	-40±2°C×22±1h後 ストローク 6回 (30秒間隔)			(1) ISOに同じ (2) ISOに同じ						
永久伸び性	(100±2°C×70±2h) ×(シール内径× 115%) → RT×(60±10min)	(120±2°C ×70±2h) ×(シール内径 ×115%) → RT×1h	$\frac{D_2 - D_1}{D_2 - D_1} \times 100 < 75\% ($ D ₁ : 試験前の内径 D ₂ : " 後の " D ₃ : マンドレルの径	(120±2°C ×70±2h) ×(シール内径 ×115%) → RT×1h	ISOに同じ	(100±2°C ×70±1h) ×(シール内径 ×115%) → RT×1h	(120±2°C ×70±1h) ×(シール内径 ×115%) → RT×1h	(150±2°C ×70±1h) ×(シール内径 ×115%) → RT×1h	ISOに同じ	-40±2°C×22±1h後 ストローク 6回 (30秒間隔)						
熱老化性	100±2°C×22±1h	120±2°C×22±1h	(1)状態 ・クラックのないこと ・極度の粘着のないこと (2)硬度変化 -5~+10(IRHD)	120±2°C×22±1h	(1)状態 ・クラックのないこと (2)硬度変化 -5~+10 (IRHD)	100±2°C×70±1h	120±2°C×70±1h	150±2°C×70±1h		(1)状態 ・クラックのないこと ・極度の粘着のないこと (2)硬度変化(参考) -5~+10(Hs)						
耐オゾン性	(シール内径×15~-3%)×RT×22±1h → (オゾン濃度 50±5pphm) × 40±2°C×70±2h	0	2倍の拡大鏡で確認 し表面にき裂、破損、 その他の異常のない こと		ISOに同じ	ISOに同じ	(シール内径×15~-3%)×RT×22±1h → (オゾン濃度 50±5pphm) × 40±2°C×70±2h			ISOに同じ						
低温曲げ性							-40±2°C×22±1h			(1)クラックのないこと (2)1min以内に原形に復すこと						
耐浸水性								(1) 測定条件 100±5°C×70±1h 120±5°C×70±1h 150±5°C×70±1h (2) 作動回数 500回 (3) 水深 300±30mm			ブーツ内径に水の浸入のないこと (ブーツ溝は可)					

リザーバダイヤフラムガスケット規格の整合性比較表

規格 項目	I S O 4 9 2 9 - 1 9 7 8		S A E J 1 6 0 5 M A R 8 5		J I S D 2 6 1 0 - 8 2		要求性能 1種 2種	
	条件	要求性能	条件	要求性能	条件	1種		
					1種	2種		
高温耐フルード性	120±2°C×70h	(1)体積変化 -10~-+20% (2)硬度変化 -10~-+5(IRHD)	ISOに同じ	(1),(2) ISOに同じ	70±1°C×120±2h	120±2°C×70±1h	(1)体積変化 -10~-+20% (2)硬度変化 -10~-+5(Hs) (3)状態、極度の粘着のないこと、外観異常のないこと	
沈殿	120±2°C×70h	沈殿量 0.3%以下(体積)	ISOに同じ	沈殿量 ごく少量	70±1°C×120±2h	120±2°C×70±1h	有害な沈殿物のないこと	
熱老化性	100±2°C×70h	硬度変化 0~-+10(IRHD)	ISOに同じ	ISOに同じ	70±1°C×120±2h	100±2°C×70±1h	(1)硬度変化 -5~-+10(Hs) (2)状態 極度の粘着、その他外観に異常のないこと	
低温曲げ性	(-40~-43°C)×22h	(1)クラックのないこと (2)1min以内に原形に復すること	ISOに同じ	ISOに同じ	-40±2°C×22±1h		ISOに同じ	
高温耐久性	(1)温度×時間 120±2°C×70h (2)ストローク 全ストロークの90% (3)サイクル 1000±50回/h	ダイアフラムの上面側にフルードのぬれがないこと	ISOに同じ	ISOに同じ	(1)温度×時間 70±5°C×120±2h (2)ストローク 全ストロークの90% (3)サイクル 1000±100回/h	120±5°C×70±1h	ISOに同じ	
耐オゾン性	15%伸張×40±2°C×70h ×オゾン濃度50±5pphm	2倍の拡大鏡で確認し、表面にクラック、破損その他の異常のないこと	ISOに同じ	ISOに同じ	15%伸張×40±2°C×70±1h ×オゾン濃度50±5pphm		ISOに同じ	
ダイヤフラム機能	(1)マスタシリンダとリザーバに液を充満させる (2)マスタシリンダの出口とリザーバ間に30cmの液差を設ける。 (3)室温で200回/hを超えない範囲で出口から液が出なくなるまでストロークさせる。 (4)マスタシリンダのカバーを外してダイヤフラムの変位とリザーバ内のフルードレベルを調べる	ダイヤフラムの屈曲部が充分拡がるか、又はフルードレベルはマスタシリンダのポートのより3.2mm以下のこと	ISOに同じ	ISOに同じ	ISOに同じ		ISOに同じ	

ディスクブレーキ用ゴムシール規格の整合性比較表

規格 項目	I S O				S A E J 1 6 0 3 M A R 8 5		J I S D 2 6 0 9 - 8 2			
	条 件		要 求 性 能		条 件	要 求 性 能	条 件		要 求 性 能	
	6 1 1 9 - 1 9 8 0	4 9 3 0 - 1 9 7 8	6 1 1 9 - 1 9 8 0	4 9 3 0 - 1 9 7 8			1 種	2 種	1 種	2 種
高温耐フルード性	120±2°C×70 h	←	(1)体積変化 0~+15% (2)硬度変化 -15~0 (IRHD)	←	ISOに同じ	ISOに同じ	120±2°C×70±1 h	←	ISOに同じ	←
沈殿	120±2°C×70 h	←	沈殿量 0.3%以下 (体積)	0.05%以下 (体積)	ISOに同じ	沈殿量 0.05%以下 (体積)	120±2°C×70±1 h	←	沈殿量 0.3%以下 (体積)	0.05%以下 (体積)
熱老化性	120±2°C×70 h	175±2°C×22 h	(1)硬度変化 0~+15 (IRHD) (2)状態 き裂、変形、ふくれ等なきこと	175±2°C×22 h	ISOに同じ	ISOに同じ	120±2°C×70±1 h	175±2°C×22±1 h	(1)硬度変化 0~+15 (IRHD) (2)状態 極度の粘着のないこと、外観異常ないこと	←
常温作動耐久性	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 18~32°C (2)液圧 7.0±0.3MPa (71±3kg/cm²) (3)サイクル 3600±10%回/h (4)作動回数 50万回 (5)昇圧速度 21.0±1.4MPa/S (214±14kg/cm²/S)	(1)高圧漏れなきこと 0.7MPa (7kg/cm²) × 5mm (2)低圧漏れなきこと 10±1.75KPa (0.1kg/cm²) × 24h (3)シールIC有害な変形、損傷、その他の欠陥のないこと	ISOに同じ	ISOに同じ	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 4~35°C (2)液圧 ① 70±3kg/cm² (6.86±0.29MPa) ② 35±3kg/cm² (3.43±0.29MPa) (3)サイクル 1000±100回/h (4)作動回数 ① 50万回 ② 30万回 (5) —	ISOに同じ	ISOに同じ	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 4~35°C (2)液圧 ① 70±3kg/cm² (6.86±0.29MPa) ② 35±3 " (3.43±0.29 ") (3)サイクル 1000±100回/h (4)作動回数 ① 50万回 ② 30万回 (5) —	(1)~(3) ISOに同じ (4)硬度変化 -15~0 (IRHD)	常温作動耐久性
高温作動耐久性	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 120±2°C (2)液圧 7.0±0.3MPa (71±3kg/cm²) (3)時間 70 h (4)作動回数 7±0.5万回 (5)昇圧速度 7.0MPa/S (71kg/cm²/S)	常温作動耐久性に 同 じ	ISOに同じ	ISOに同じ	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 120±5°C (2)液圧 ① 70±3kg/cm² (6.86±0.29MPa) ② 35±3 " (3.43±0.29 ") (3)サイクル 1000±100回/h (4)作動回数 7万回 (5) —	ISOに同じ	ISOに同じ	・半摩耗パッドの状態 (1)温度 120±5°C (2)液圧 ① 70±3kg/cm² (6.86±0.29MPa) ② 35±3 " (3.43±0.29 ") (3)サイクル 1000±100回/h (4)作動回数 7万回 (5) —	常温作動耐久性に 同 じ	常温作動耐久性
低温性能	(1)漏れ (-40~-43)°C×120 h 1±0.07MPa (10kg/cm²) × 6ストローク → 4.2±0.35MPa (43kg/cm²) × 6ストローク 最初の72 hは新品パッド → 96 h~、 $\frac{2}{3}$ 摩耗パッド → 120 h~、全摩耗パッド (2)曲げ (-40~-43)°C×22 h	(1)漏れのないこと (2)1mm、以内に原形に復すること	ISOに同じ	ISOに同じ	(1)漏れ (-40~-43)°C×120±2 h 10±0.7kg/cm² (0.98±0.07MPa) × 6ストローク → 43±3.5kg/cm² (4.21±0.34MPa) × 6ストローク 最初の72 hは新品パッド → 96 h~、 $\frac{2}{3}$ 摩耗パッド → 120 h~、全摩耗パッド (2) -40~-43°C×22±1 h	ISOに同じ	ISOに同じ	(1)漏れ (-40~-43)°C×120±2 h 10±0.7kg/cm² (0.98±0.07MPa) × 6ストローク → 43±3.5kg/cm² (4.21±0.34MPa) × 6ストローク 最初の72 hは新品パッド → 96 h~、 $\frac{2}{3}$ 摩耗パッド → 120 h~、全摩耗パッド (2) -40~-43°C×22±1 h	(1) (2) } ISOに同じ	常温作動耐久性
保存腐食性	[(43~46°C)×95±2%×16 h → (18~21°C)×95±2%×8 h] × 12 サイクル	腐食、べとつき、固着等のないこと	ISOに同じ	ISOに同じ	(45±1°C×95±3%×16±1 h → 20±1°C×95±3%×8±1 h) × 12 サイクル	ISOに同じ	ISOに同じ	(45±1°C×95±3%×16±1 h → 20±1°C×95±3%×8±1 h) × 12 サイクル	ISOに同じ	常温作動耐久性
金属腐食性					100±2°C×120±2 h			100±2°C×120±2 h	・腐食変化 ブリキ板 ±0.2mg/cm² 鋼鉄 ±0.2 " 銅 ±0.2 " 黄銅 ±0.4 " アルミ ±0.1 " 銅 ±0.4 " ニッケル	常温作動耐久性

乗用車用液圧ブレーキ法規の整合性比較表

法規・規格名		法 規 (安全基準)					団体規格	
項目		道路運送 車両の保 安基準	FMVSS No.105	CMVSS No.105	ADR No.31	EEC No.71/320 ECE No.13	JASO C 402 C 403	SAE J 843 J 937
2系統ブレーキシステム		○	○	○	○	○	—	—
警報装置	故障感知	①	②	②	②	②	③(C453)	—
	パーキング・ブレーキ作用	—	○	○	○	—	—	—
	報知手段	① ¹	④	④	④	⑤	—	—
	ランプ機能チェック	—	○	○	○	○	—	—
リザーバ	最小容量	—	○	○	○	—	—	—
	ラベリング	—	○	○	○	—	—	—
	ブレーキ・フルード	○	⑥(No.116)	⑦(No.116)	—	—	—	⑥(J 1703 J 988) 他
	ブレーキ・ホース	—	⑧(No.106)	⑧(No.106)	⑧(No. 7)	—	—	⑧(J 1401) 他
ブレーキ性能要件	摩擦材摺合せ前効力	—	⑨	⑨	⑩	—	⑬	⑬
	摩擦材摺合せ後効力	⑨	⑨	⑨	⑩	⑪	⑬	⑬
	フェード・リカバリ	—	⑬	⑬	⑬	⑪	⑬	⑬
	フェード後効力	—	⑨	⑨	⑩	—	⑬	⑬
	ウォータ・リカバリ	—	⑬	⑬	⑬	—	⑬	⑬
緊急補助キ	パーシャル時効力	—	⑨	⑨	⑩	⑪	⑬(C439 C440)	⑬
	パワー・アシスト失陥時効力	—	⑫	⑫	⑩	⑪	⑬(C432 C433)	⑬
	パーキング・ブレーキ	⑭	⑭	⑭	⑭	⑭	⑭	⑭(J 360 J 293)

備考)

- (1) 表中「○」は規定あり、「—」は規定なしを示す。
- (2) ①は、フルードの漏れで制動効果に支障が生じた時、①のブザその他の装置で警報
- (3) ②は、圧力ロス、またはリザーバ容量低下を感知
- (4) ③は、「JASO C 453 ブレーキ液面低下警報装置の試験方法」でリザーバ容量低下感知装置を記述
- (5) ④は、赤色ランプと文字表示、⑤は赤色ランプで報知
- (6) ⑥⑦は、沸点、粘度、PH値等を、⑥は容器のラベリングも規定
- (7) ⑧は、強度、ブレーキ・フルードとの適合性、メーカー表示等を規定
- (8) ⑨は、車両重量、制動初速度、踏力等の条件のもとで、停止距離を規定
- (9) ⑩は、" " " " 平均減速度を規定
- (10) ⑪は、" " " " 平均減速度から計算される停止距離を規定
- (11) ⑫は、" " " " 停止距離か平均減速度かの選択
- (12) ⑬は、" " 減速度等の条件のもとで踏力を規定
- (13) ⑭は、車両重量、路面勾配等の条件のもとで操作力を規定

ブレーキシリンダ技術委員会の活動の歴史

昭和29年頃より昭和37年頃までの間、部品工業会としてのブレーキシリンダに関する技術活動としては、外国自動車部品の研究、規格統一、単純化、JIS化など問題がある度ごと必要に応じ「ブレーキシリンダ委員会」の名のもとに、関係会員メーカーの技術者を招集し問題に対応してきた。その間、このグループは機械試験所（現機械技術研究所）の伊藤文蔵技官（故人、昭和50年1月逝去）より中立的立場の研究者として多くの技術指導をも受けってきたのであった。特に、伊藤技官によるストローキングテスタの試作研究などは、このグループを裨益するところまことに大なるものがあった。

この間に行われた主な「ブレーキシリンダ委員会」の業績を年次別に次に示す。

なお、このグループは、昭和38年に正式に前記伊藤技官を委員長とし、「ブレーキシリンダ技術委員会」として発足をみたのであった。

ブレーキシリンダ委員会の業績

- | | |
|------------------|---|
| 昭和 29
～ 30 年度 | • 外国自動車部品の研究
G M、フォード、クライスラー車用ブレーキシリンダ |
| 昭和 31 年度 | • (社) 自動車技術会部品規格統一委員会ブレーキシリンダ
分科会に参加 |
| 昭和 32 年度 | • ブレーキシリンダの単純化について調査検討を開始
• ブレーキシリンダ JIS 輸出規格原案を作成、工業技術院へ
提出。 |

下記 2 規格制定される (3.3.3)。

J ISD7312 自動車用油圧ブレーキ親シリンダ
(輸出用)

J ISD7313 自動車用油圧ブレーキ車輪シリンダ
(輸出用)

- 昭和 33 年度
- (社) 自動車技術会自動車部品製造品種単純化委員会の要請を受け、ブレーキシリンダ（マスターシリンダ及びホイールシリンダ）の単純化規格原案を作成。
- 昭和 34 年度
- 工業技術院からの委託によりマスターシリンダ及びホイールシリンダの JIS 原案を作成。
 - 外国自動車部品の調査研究
ダッヂ及びフォードのトラック用ブレーキシリンダ
 - ブレーキシリンダ単純化規格（単純化 122-1959）制定される。
- 昭和 35 年度
- 外国自動車部品の調査研究
フォードファルコン、クライスラー・バリアント、GMコルベア用ブレーキシリンダ
 - JIS ブレーキシリンダ専門委員会の審議に参加協力
- 昭和 36 年度
- 外国自動車部品の調査研究
フィアット 600 D (イタリア)
 - ブレーキシリンダ JIS 規格制定される (36.9.1)
JIS D 2603 自動車用油圧ブレーキマスターシリンダ
JIS D 2604 自動車用油圧ブレーキホイールシリンダ
 - ブレーキシリンダ単純化規格見直し審議
- 昭和 37 年度
- 工業技術院からの委託によりブレーキシリンダゴムカップの JIS 原案を作成
 - 外国自動車部品の調査研究
モーリス 1100 (英國)
 - ブレーキシリンダ単純化規格見直し審議
 - ブレーキ液 JIS 原案作成に参加協力

ブレーキシリンドラ技術委員会の業績

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリンドラ技術委員会の活動	関 連 事 項	
			第 1 回	第 10 回全日本自動車ショーア
昭和 38 年度	第 1 回 39. 1.22	<ul style="list-style-type: none"> • ブレーキシリンドラ技術委員会発足 (昭和 38 年 7 月) • 昭和 38 年度外国自動車部品の調査研究 タウナス 12M (西独) 		
昭和 39 年度	第 2 回 39. 6.12	<ul style="list-style-type: none"> • JISD2603 (マスターシリンダ) 及び JISD2604 (ホイールシリンドラ) の 改正原案を作成 • 昭和 39 年度外国自動車部品の調査研究 フオードコルチナ 1500 (英国) • ブレーキシリンドラゴムカッブの JIS 規 格制定される。 (3.9.1.0.1) 	<ul style="list-style-type: none"> • 名神高速道路全通 • 東京オリンピック • 第 11 回東京モーターショー (今回から 名称が変る) • ディスクブレーキ量産車に装着 • タンデムマスターシリンダ量産車に装着 	
	3 7.17			
	4 8.26			
	5 9.29			
	6 11.5			
	7 12.3			
昭和 40 年度	第 8 回 40. 5.18	<ul style="list-style-type: none"> • 昭和 40 年度外国自動車部品の調査研究 フォルクスワーゲン 1500 (西独) 		<ul style="list-style-type: none"> • ISO/TC22 (自動車) の P メンバーと なる。

昭和 40 年度	第 9 回	40. 7. 2 ~3	<ul style="list-style-type: none"> 自動車部品の高温及び低温試験方法 JIS 原案作成に参加協力 JISD2603 (マスタシリソダ) 及び JISD2604 (ホイールシリソダ) 改正される。(4.1.1.1) 	<ul style="list-style-type: none"> 第 12 回東京モーターショー
				<ul style="list-style-type: none"> 機械工業振興臨時措置法施行延長 (昭和 46 年 3 月まで) 米国自動車安全基準公布 日産ープリオス合併 第 13 回東京モーターショー
昭和 41 年度	第 10 回	41. 11. 4	<ul style="list-style-type: none"> 米国自動車安全基準について調査検討 (ブレーキ関係) 自動車部品の耐候性試験方法 JIS 原案作成に参加協力 	<ul style="list-style-type: none"> 道路運送車両の保安基準改正公布
		11 42. 1. 27 ~28		<ul style="list-style-type: none"> 大型車に二重安全ブレーキの装着義務づけ 自動車工業会 - 日本小型自動車工業会合併 (社) 日本自動車工業会発足 プロボーシヨニングペルプ量産車に装着 第 14 回東京モーターショー 年間生産台数 (四輪車) 300 万台突破
昭和 42 年度	第 12 回	42. 5. 25	<ul style="list-style-type: none"> JASO6318 (ブレーキシリソダ) の形状寸法) 改正原案を作成 米国自動車安全基準について調査検討 (ブレーキ関係) 	<ul style="list-style-type: none"> 道路運送車両の保安基準改正公布
		13 7. 5		<ul style="list-style-type: none"> 大型車に二重安全ブレーキの装着義務づけ 自動車工業会 - 日本小型自動車工業会合併 (社) 日本自動車工業会発足 プロボーシヨニングペルプ量産車に装着 第 14 回東京モーターショー 年間生産台数 (四輪車) 300 万台突破

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリンドラ技術委員会の活動	関 連 事 項
昭和 42 年度			• 保有台数（四輪車）1000万台突破
昭和 43 年度	第17回 44. 2. 21	• 道路運送車両の保安基準改正案について検討（ブレーキ関係） • ブレーキ液 JIS 改正案作成に参加協力	• 第 15 回東京モーターショー
昭和 44 年度	第18回 44. 8. 8 19 9. 26 20 10. 29 21 11. 25 22 45. 2. 26	• 工業技術院からの委託により、JIS D 2605（ゴムカッブ）の改正原案を作成	<ul style="list-style-type: none"> • 自動車部品工業会改組、（社）日本自動車部品工業会となる。 • （財）日本自動車研究所発足 • 道路運送車両の保安基準改正公布 • エアープレーキのタンク容量の規制、圧力減少警報装置の装着義務づけ • 二輪車に液圧ブレーキ装着 • 自動車安全対策協議会発足 • 定期交換部品基準を設定 • 第 16 回東京モーターショー
昭和 45 年度	第23回 45. 4. 24 ~ 25	• 昭和 45 年度外国自動車部品の調査研究 フオードマベリック（米国）	<ul style="list-style-type: none"> • GM社小型車（シボレー、ペガ）発表 • 米国マスキー法（大気清浄法改正）成立

昭和 45 年度	第24回	45. 6. 17	<ul style="list-style-type: none"> 日本規格協会からの委託により、ブレーキシリコンダ JIS 規格の見直し作業を行う。 	<ul style="list-style-type: none"> ブレーキ液面警報装置量産車にて装着 第 17 回東京モーターショー 年間生産台数（四輪車）500万台突破
	第25回	46. 4. 23 ～24	<ul style="list-style-type: none"> 昭和 46 年度外国自動車部品の調査研究 G.M. シボレー ミガ (米国) JASO6318 (ブレーキシリコンダ) の形状寸法 改正原案作成に参加協力 米国安全基準について検討 (ブレーキ液) し、自工会コメント分科会に協力 JISD2605 (ゴムカッブ) 改正される (46. 7. 1) 	<ul style="list-style-type: none"> 特定電子工業及び特定機械工業振興臨時措置法施行 第 18 回東京モーターショー
昭和 46 年度	26	8. 11		
	27	47. 3. 17 ～18		
昭和 47 年度	第28回	47. 7. 25	<ul style="list-style-type: none"> 工業技術院からの委託により、JIS D 2603 (マスターシリンダ) 及び JIS D 2604 (ホイールシリコンダ) の改正原案を作成 	<ul style="list-style-type: none"> 沖縄返還される 運輸技術審議会、自動車の安全確保のための技術の方策を答申 第 19 回東京モーターショー 円形動相場制(移行 保有台数（四輪車）2000万台突破
	29	8. 30		
	30	10. 11		
	31	11. 28		
	32	48. 2. 14		

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリング技術委員会の活動	関 連 事 項
昭和 48 年度	第33回 48. 4.13 ~14 34 11. 14 行う	・工業技術院からの委託により、JISD 2605(ゴムカッブ) の見直し作業を 2605 (ゴムカッブ) の見直し作業を行 行う	・道路運送車両の保安基準改正公布 二重安全ブレーキ装着範囲拡大(大型車) 以外にも装着義務づけ ・軽自動車の車検制度実施 ・第 20 回東京モーターショー ・石油危機 ・年間生産台数(四輪車) 700万台突破
昭和 49 年度	第35 49. 7.11 ~12 36 9. 9 37 10. 9 38 11. 21 39 50. 2.27	・工業技術院からの委託により、JISD 2605(ゴムカッブ) 改正原案を作成 ・JISD2603(マスタシリンド)及び JISD2604(ホイールシリンド)改 正される(49. 5. 1)	・道路運送車両の保安基準改正公布 ブレーキ液もれ警報装置の装着義務づ け ・モーターショー中止 ・年間生産台数(四輪車) 減少
昭和 50 年度	第40回 50. 8.29 41 10. 8 42 11. 5 43 12. 23	・(社) 日本機械工業連合会からの委託 による標準化推進事業に参加 ブレーキシリンド及びゴムカップの 標準化について検討し、標準化推進 項目を選定	・(社) 日本機械工業連合会「機械工業の 標準化推進」を提唱 ・GM社、小型車シケット発表 ・第 21 回東京モーターショー

昭和 50 年度	第44回 45 46	51. 1. 22 2. 29 3. 19		• モーターショー隔年開催に決定
昭和 51 年度	第47回 48 49 50 51 52	51. 5. 20 8. 25 10. 6 11. 9 1. 20 2. 24	<ul style="list-style-type: none"> • 昭和 50 年度に引き続き標準化推進事業に参加 • ブレーキシリンドラ及びゴムカッブの標準化推進事項をまとめる • 昭和 51 年度外国自動車部品の調査研究 • GM シベット (米国) • (社) 自動車技術会 ISO 活動に協力 <ul style="list-style-type: none"> ゴムカッブ、シール、ペーツの ISO / DIS (原案) について検討し、ISOへの回答原案をまとめる • JIS D 2605 (ゴムカッブ) 改正される (51. 5. 1) • ブレーキ液 JIS 改正原案作成に参加協力 	<ul style="list-style-type: none"> • 保有台数 (四輪車) 3000 万台突破
昭和 52 年度	第53回	52. 4. ~1	<ul style="list-style-type: none"> • (社) 自動車技術会からの委託により、 • 第 22 回東京モーターショー 	

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリソタ技術委員会の活動	開 連 事 項
昭和52年度	第54回 52. 6. 9 55 8. 23 56 11. 15	JASO C 401 (ブレーキシリソタ) の形状寸法) 改正原案を作成 • JASOブレーキシリソタ分科会に参加 協力	• 年間生産台数(四輪車) 800万台突破
昭和53年度	第57 53. 4. 13 ~14 58 6. 7 59 8. 25 60 9. 29 61 12. 8 62 54. 3. 23	• ブレーキシリソタ技術マニュアルの作 成(C着手 し 昭和54年度)に改正原案をまとめる方 向で調査検討	• 沖縄県通行区分変更(車 右→左)
昭和54年度	第63回 54. 5. 17 ~18 64 7. 13 65 9. 7 66 10. 12 67 11. 8	• ブレーキシリソタ技術マニュアルの作 成作業 • JISD2605 (ゴムカッブ) 改正案 の作成 • (社)自動車技術会のISO活動に協 力、ブレーキ液分科会協力	• 第23回東京モーターショー

	第68回 69	55. 12. 19 3. 18		
昭和 55 年度	第70回	55. 4. 24 71 5. 22 72 6. 27 73 7. 30 74 8. 27 75 9. 25 76 10. 28 77 11. 28 78 56. 1. 29 79 3. 10	<ul style="list-style-type: none"> ・工業技術院からの委託により、JISD 2603 (マスタリング) 及び JISD 2604 (ホイールシリンド) の改正案並びにホイールシリンド用ゴムブーツの JIS 原案を作成 ・ブレーキシリンド技術マニュアルの作成作業 ・(社)自動車技術会の ISO 活動に協力 	<ul style="list-style-type: none"> ・運輸技術審議会、自動車安全基準第 2 次拡充強化目標決定 ・四輪車生産台数世界 1 位になる ・デジタル式速度計技術基準制定 ・道路運送車両の保安基準改正公布 ・乗用車騒音規制の強化
昭和 56 年度	第80回	56. 5. 14 ~15 81 7. 9 82 8. 25 83 9. 4 84 10. 6	<ul style="list-style-type: none"> ・ブレーキシリンド技術マニュアル完成 ・工業技術院からの委託により、マスタリング用ダイヤフラムガスケットの JIS 原案を作成 ・自工会のブレーキゴム部品耐久性調査に協力し、市場回収品の台上試験による耐久性を調査 	<ul style="list-style-type: none"> ・対米自動車輸出自乗措置発表 (168万台/年) ・道路運送車両の保安基準改正公布 ・トラック、バスの騒音規制の強化、ディーゼル排ガス規制の強化 ・運輸技術審議会、自動車の検査、整備の

年 度	技術委員会開催状況	プレーキシリングダ技術委員会の活動	関 連 事 項
昭和56年度	第85回 56. 11. 5 86 57. 1.26 87 3. 10	• (社) 自動車技術会の ISO活動に協力 • J ISD2603 (マスタシリソダ)、 J ISD2604 (ホイールシリソダ) 改正、J ISD2608 (ホイールシリソダのゴムブーツ) 制定 (57. 3. 1)	あり方にについて中間答申 • 第24回東京モーターショー
昭和57年度	第88回 57. 5.20 ~21 89 7. 21 90 9. 21 91 10. 28 92 12. 15 93 58. 2. 17	• ピストン行程 一 液圧線図の見直し、 沈殿量の定量化のため調査、確認実験 を行う	• 道路運送車両の保安基準改正公布 トラック、バスの騒音規制強化 • ドアミラー技術基準制定し、ドアミラー を認可
昭和58年度	第94回 58. 5.20 ~21 95 7. 15	• ピストン行程 一 液圧線図の見直し、 沈殿量の定量化について調査検討 • ホイールシリソダゴムブーツ耐浸水性	• 道路運送車両法改正可決成立 新車車検3年、点検項目簡素化など • トヨタ自動車工業、トヨタ自動車販売合 併、トヨタ自動車発足 • 道路運送車両法改正法施行 新車車検3年に延長 • エアスピイラの構造基準制定

昭和 58 年度	第96回	58. 9. 14	確認実験及び規格化の検討	<ul style="list-style-type: none"> ・オートケミカル工業会と意見交換 ブレーキ装置懇話会発足（58.7.14） 	<ul style="list-style-type: none"> ・道路運送車両の保安基準改正公布 ランプ関係、タイヤ摩耗限度の新設、速度計、騒音規制強化など ・スペイクタイヤ使用期間制限を通達 ・第 25 回東京モーターショー
	97	11. 4			
	98	59. 1. 27			
	99	3. 23			
昭和 59 年度	第100回	59. 5. 18 ～19	・第 100 回記念会議を開催（広島、マツダ本社工場見学）	<ul style="list-style-type: none"> ・耐熱カッブ規格化の調査検討 ・ J ISD2603 (マスタシリンド)、J ISD2604 (ホイールシリンド)、J ISD2605 (ゴムカッブ) の改正について検討 ・オートケミカル工業会、シリコンプレーキ液研究分科会に協力 ・(社) 自動車技術会の ISO 活動に協力 	<ul style="list-style-type: none"> ・道路運送車両の保安基準改正公布 大型車の騒音規制強化、ディーゼル乗用車の排ガス規制強化 ・三菱自動車工業、三菱自動車販売合併、三菱自動車工業新発足
	101	6. 26			
	102	9. 28			
	103	11. 27			
	104	60. 1. 25			
	105	3. 26			
昭和 60 年度	第106回	60. 5. 17 ～18	・ J ISD2603 (マスタシリンド)、J ISD2604 (ホイールシリンド)、J ISD		

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリコンダ技術委員会の活動	関 運 事 項
昭和 60 年度	第107回 60. 7.12 108 9. 12 109 11. 1 110 61. 1.24 111 3. 20	2605 (ゴムカッフ) 改正案審議 • (社) 自動車技術会の ISO 活動に協力 • (社) 自動車技術会、ブレーキ用ブリース JIS 原案作成に協力	駐車灯、速度計等について • 第 26 回東京モーターショー • 科学万博
昭和 61 年度	第112回 61. 5.16 ~17 113 6. 19 114 9. 12 115 11. 13 116 62. 1.29 117 3. 20	• JISD2603 (マスタリング) 、JISD2605 (ゴムカッフ) の改正案を作成 • (社) 自動車技術会からの要請により、プラスチックリザーバの規格化について検討 (SAEへの提案のため) • (社) 自動車技術会の ISO 活動に協力 • (社) 自動車技術会ブレーキシリコンダ分科会に参加協力	• 道路運送車両の保安基準改正公布 排ガス規制の強化 • 日米自動車部品 MOSS 協議開始 • 道路交通法改正、シートベルト着用義務化
昭和 62 年度	第118回 62. 5.22 ~23	• 工業技術院からの委託により、JISD2604 (ホイールシリコンダ) JISD2608 (ホイールシリコンダのゴムブーツ) の改正	• 自動車基準認証国際化研究センター (JASICO) 設立 • 道路運送車両の保安基準改正公布

昭和 62 年度	第119回 62. 7. 29	案を作成	騒音規制強化、近接測定法採用
	120 9. 18	・プラスチクリザーバの規格化について、確認実験を行い、SAE提出用の原案をまとめる。	・A T 車事故問題発生
	121 10. 30		・第 27 回東京モーターショー
	122 12. 10		
	123 63. 1. 27	・自動車基準認証国際化研究センター（JASIC）の JGRRF 分科会にて参加	
	124 2. 10 125 3. 25	協力 ・自動車技術会の ISO 活動にて協力 ・JISD2603（マスタシンダ）、JISD2605（ゴムカッブ）改正（63. 3. 1）	
昭和 63 年度	第126回 63. 5. 13 ～14	・プラスチクリザーバ規格化について検討し、アイシン精機中村課長が SAE 会議に出席	・道路運送車両の保安基準改正公布 リヤフォグラント新設、着色フィルム等の規制、排ガス規制の強化
	127 7. 7		・四輪車保有 5000 万台突破
	128 9. 8	・ISO/TC22/SC2/WG3 にてアイシン精機中村課長が出席	・交通事故死者 1 万人突破
	129 10. 28		・元号「平成」となる。
	130 元 3. 22	・ブレーキシリンドラ技術マニュアル改訂作業にて着手	（社）自動車技術会の ISO 活動に協力

年 度	技術委員会開催状況	ブレーキシリンドラ技術委員会の活動	関 連 事 項
平成元年度	第131　元 4.27 132 5.26～27	• プラスチックリザーバ規格化について 検討し、SAEへ意見を提出すると共に アイシン精機中村氏が SAE会議に出席 大型車にABS装着義務化方針を発表 （1991年秋からを予定）	• 道路運送車両の保安基準改正公布 消音器不正改造防止
	133 7.21 134 9.13	• ブレーキシリンドラ技術マニュアル改訂審 議	• 第28回東京モーターショー、幕張メッセ で開催
	135 11. 1 136 2. 1.25 137 3.22	• (社)自動車技術会のISO活動に協 力	
平成2年度	第138回 2. 5.18～19 139 7. 13 140 9. 7 141 11.13 142 3. 1.14 143 3.22	• プラスチックリザーバ規格化について 検討、SAE会議にアイシン精機中村氏 出席 • リザーベガロメットシール規格化作業 開始 • ブレーキシリンドラ技術マニュアル改訂 審議 • (社)自動車技術会のISO活動に協 力	• 不正改造車排除運動 • 道路運送車両の保安基準改正公布 大型車へのABS装着義務付

あとがき

あとがき

1981年（昭和56年）に刊行した技術マニュアル「自動車用ブレーキシリンダ」は、ブレーキシリンダを主体としたブレーキシステム入門書的性格を具備した解説書として、新たにブレーキ業務に携わる人の教育用等に用いられ好評であった。

しかし、旧版は刊行から9年を経、その後アンチロックブレーキシステムやトラクションコントロールシステム等電子制御ブレーキシステムの登場と普及、またコンパクト化や軽量小型化のための新技術開発等、技術の進歩により、大幅な見直しが必要とされるに至った。

今回の見直しは、アンチロックブレーキシステム等の他、ホイールブレーキユニット（ディスクブレーキ、ドラムブレーキ）、大型車用ブレーキシステム等ブレーキシステム全般をとりあげ、ブレーキシステムの入門書として再構築を行う大幅なものとなった。

またブレーキシリンダに関する項目にも新たに登場したシリンダ類ができるだけ多く取り入れ、それ等の図版も多く取り上げて充実を図った。

更に、既に歴史の中に入った古いシリンダ類の図版も可能な限り集めて掲載し、ブレーキの発展の歴史を感じることができるように配慮した。

このため、新版は表題を「自動車用液圧ブレーキシリンダ」から「自動車用液圧ブレーキシステム」と改題し、ブレーキシステム解説書としての性格を明確にした。本書がブレーキシステムの入門書あるいは技術解説書として、有効に活用していただければ幸いである。

この技術マニュアルをまとめたブレーキシリンダ技術委員会は、ブレーキシリンダに関しその標準化、外車部品の調査、J I S、I S O等規格作成への参画等活発な技術活動を続け成果をあげてきたが、ここにブレーキシステムの技術マニュアルとして旧版から更に発展させ、このようなブレーキシステム及びコンポーネントであるシリンダ類の総合的な解説書として完成をみたことは、委員会活動の貴重な成果といえる。

終りに、貴重な資料を提供して頂いた当技術委員会メンバ各位、各項原稿の執筆に当った方々、編集作業に当った日本エヤーブレーキ亀本氏、アイシン精機中村氏、トキコ林田氏に大いなる感謝の意を表します。

(社) 日本自動車部品工業会 ブレーキシリンダ技術委員会
メンバー会社一覧 (順不同)

日本エヤーブレーキ	株	
273	横須賀市浦郷町 5-2931	0468-65-5201
ア イ シ ン 精 機	株	
448	刈谷市朝日町 2-1	0566-24-8340
ト キ コ	株	
400-03	山梨県中巨摩郡檜形町吉田 1000	0552-84-2881
埼 玉 機 器	株	
338	与野市下落合 7-1-3	0488-31-4801
鬼 怒 川 ゴ ム 工 業	株	
281	千葉市長沼 330	0472-59-3115
豊 田 合 成	株	
492	稻沢市北島町西の町 30	0587-36-1122
東京部品工業	株	
242	大和市つきみ野 1-6-1	0462-73-8811
日 信 工 業	株	
386-01	上田市国分 840	0268-24-3111
ミ ャ コ 自 動 車 工 業	株	
105	東京都港区西新橋 2-13-6	03-3591-2271
自 動 車 機 器	株	
151	東京都渋谷区代々木 2-10-12	03-3379-2211
千 曲 製 作 所	株	
621	亀岡市大井町並河 3-15-1	07712-4-7211
辰 栄 工 業	株	
729-16	東広島市高屋町大字高屋東 116-31	0824-34-5511
曙 ブ レ ー キ 工 業	株	
103	東京都中央区日本橋小網町 19-5	03-3668-5171
リズム自動車部品製造	株	
430	浜松市三島町 45	0534-41-5111
(事務局)		
(社) 日本自動車部品工業会		
108	東京都港区高輪 1-16-15	03-3445-4211

編 集 員

(順不同、敬称略)

日本エヤーブレーキ株	龜 中	本 柳	勝 昭	研
アイシン精機株	古 中	田 村	陽 一	薰
トキコ株	林 興	田 水	吉 長	弘 典
埼玉機器株	清 宮	官 一	郎 郎	
鬼怒川ゴム工業株	田 辺	茂 雄		
豊田合成株	鈴 加	木 藤	孝 善	昌 久
東京部品工業株	梶 原	原 勝	治	
日信工業株	鈴 小	木 林	三 清	郎 孝
ミヤコ自動車工業株	斎 藤	藤 和	男	
自動車機器株	遠 森 坂	藤 口	和 幸 省	徳 平 三
千曲製作所	田 井	井 浩	美	
辰栄工業株	荒 木	木 義	晴	
曙ブレーキ工業株	石 井	井 紀	雄	
リズム自動車部品製造株	石 竹	原 本	郁	丘 男
(社)日本自動車部品工業会	小 島	島 克	己	

自動車用液圧ブレーキシステム

発行日：第1版 1981年(昭和56年)5月1日

改訂版 1991年(平成3年)3月1日

発行人：村岡良三

編集：(社)日本自動車部品工業会
ブレーキシリンダ技術委員会

発行所：(社)日本自動車部品工業会

〒108 東京都港区高輪1-16-15

TEL. 03-3445-4211