(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3565355号
(P3565355)
(45)発行日　平成16年9月15日(2004.9.15)　(24)登録日　平成16年6月18日(2004.6.18)

(51)Int.Cl.[7]	F I	
B60T 13/72	B60T 13/72	
B60L 7/24	B60L 7/24	E
H02P 3/04	H02P 3/04	B

請求項の数 8　(全 21 頁)

(21)出願番号　特願平6-176402
(22)出願日　平成6年7月28日(1994.7.28)
(65)公開番号　特開平8-40252
(43)公開日　平成8年2月13日(1996.2.13)
審査請求日　平成13年3月26日(2001.3.26)

(73)特許権者　000003333
株式会社ボッシュオートモーティブシステム
東京都渋谷区渋谷３丁目６番７号
(74)代理人　100094787
弁理士　青木　健二
(74)代理人　100088041
弁理士　阿部　龍吉
(74)代理人　100092495
弁理士　蛭川　昌信
(74)代理人　100092509
弁理士　白井　博樹
(74)代理人　100095120
弁理士　内田　亘彦

最終頁に続く

(54)【発明の名称】回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
ブレーキを作動するためにブレーキを操作するブレーキ操作手段、
このブレーキ操作手段の操作時マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が伝達されてブレーキシリンダ圧を発生するとともにこのブレーキシリンダ圧により車輪と連動して回転する回転部材に摩擦部材を押圧するブレーキシリンダと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとの間に設けられかつ前記マスタシリンダ圧を前記ブレーキシリンダへ伝達する第１通路と、前記第１通路に設けられ、前記マスタシリンダ圧の前記ブレーキシリンダへの伝達を制御するブレーキ圧伝達制御装置とを少なくとも備えている摩擦ブレーキ装置、
車輪の回転で回転することにより発電するモータ、このモータにより発電された電力を貯える蓄電器および前記モータを作動制御するモータ制御用電子制御装置を少なくとも備えている回生ブレーキ装置、
前記ブレーキ操作手段のブレーキ操作を検出し、そのブレーキ操作検出信号を前記モータ制御用電子制御装置に出力するブレーキ操作検出手段を備えているとともに、
前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧が、ブレーキシリンダのロストロークが解消される第１設定圧以下では前記ブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が、前記第１設定圧より大きくかつ前記摩擦ブレーキ装置が作動しない状態が保持される第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるように前記ブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化

に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が、前記第２設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧とほぼ同圧になる第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段とを備えたことを特徴とする回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項２】

前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、この段付ピストンをバイパスして前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通するバイパス通路と、このバイパス通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きいときは閉じて、前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止する第１チェック弁と、前記段付ピストンを前記マスタシリンダ圧と対抗するように付勢するとともに、前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きいときに前記段付ピストンを作動するようにそのセット荷重が設定されているばねと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通する第２通路と、この第２通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧以下では閉じて前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止するとともに前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧が前記マスタシリンダ圧より大きいとき開く第２チェック弁とを備え、

前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段が前記第１チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きく前記第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きく前記第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであり、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段が前記第２チェック弁であることを特徴とする請求項１記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項３】

前記第２通路は前記段付ピストンを軸方向に貫通する貫通孔により形成されているとともに、前記第２チェック弁は前記段付ピストン内に設けられていることを特徴とする請求項２記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項４】

前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通する第２通路と、この第２通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きくかつ前記第３設定圧以下では閉じて前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止し、更に前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧が前記マスタシリンダ圧より大きいとき開く第３チェック弁とを備え、

前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段および前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段が前記第３チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きく前記第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きく前記第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マス

タシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであることを特徴とする請求項１記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項５】

前記第２通路は前記段付ピストンを軸方向に貫通する貫通孔により形成されているとともに、前記第３チェック弁は前記段付ピストン内に設けられていることを特徴とする請求項４記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項６】

前記段付ピストンは作動ストローク量が制限されているとともに、前記段付ピストンのフルストローク時に前記第２または第３チェック弁を開状態に保持するチェック弁制御手段が設けられていることを特徴とする請求項２ないし５のいずれか１記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項７】

ブレーキを作動するためにブレーキを操作するブレーキ操作手段、

このブレーキ操作手段の操作時マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が伝達されてブレーキシリンダ圧を発生するとともにこのブレーキシリンダ圧により車輪と連動して回転する回転部材に摩擦部材を押圧するブレーキシリンダと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとの間に設けられかつ前記マスタシリンダ圧を前記ブレーキシリンダへ伝達する通路と、前記通路に設けられ、前記マスタシリンダ圧の前記ブレーキシリンダへの伝達を制御するブレーキ圧伝達制御装置とを少なくとも備えている摩擦ブレーキ装置、

車輪の回転で回転することにより発電するモータ、このモータにより発電された電力を貯える蓄電器および前記モータを作動制御するモータ制御用電子制御装置を少なくとも備えている回生ブレーキ装置、

前記ブレーキ操作手段のブレーキ操作を検出し、そのブレーキ操作検出信号を前記モータ制御用電子制御装置に出力するブレーキ操作検出手段を備えているとともに、

前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧が、ブレーキシリンダのロストロークが解消される第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きくかつ前記摩擦ブレーキ装置が作動しない状態が保持される第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧とほぼ同圧になる第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときは前記マスタシリンダ圧の変化に対して一定にする、または前記マスタシリンダ圧の変化勾配より小さい変化勾配で変化させる手段とを備えたことを特徴とする回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【請求項８】

前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、この段付ピストンをバイパスして前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通するバイパス通路と、このバイパス通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きいときは閉じて、前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止する第１チェック弁と、前記段付ピストンを前記マスタシリンダ圧と対抗するように付勢するとともに、前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きいときに前記段付ピストンを作動するようにそのセット荷重が設定されているばねとを備え、

前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段が前記第１チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きく前記第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタ

シリンダ圧が前記第２設定圧より大きく前記第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で直線的に変化させる手段および前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときは前記マスタシリンダ圧の変化に対して一定にする、または前記マスタシリンダ圧の変化勾配より小さい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであることを特徴とする請求項７記載の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【産業上の利用分野】

本発明は、摩擦力によって車輪を制動する摩擦ブレーキ装置、およびこの摩擦ブレーキ装置を備えるとともに車両の制動の際、その制動エネルギを車両運転用エネルギとして利用するために回収する回生ブレーキ装置とを備えた回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムおよびこのシステムを用いた２系統ブレーキ制御システムに関するものである。

【０００２】

【従来の技術】

従来、電気自動車においては、所定の速度で走行中の制動時に車輪の回転により発電機のモータを回転駆動させて車輪の回転に対し抵抗を与えることにより減速するとともに、発電機のモータの回転駆動により発電させて制動エネルギを回収する回生ブレーキ装置が搭載されている。この回生ブレーキ装置によって回収された制動エネルギは、電気自動車の運転のためのエネルギとして有効に利用されるようになっている。

【０００３】

また、この電気自動車には、摩擦によって車輪の回転を減速または停止させる従来からある一般的な摩擦ブレーキ装置が搭載されている。この摩擦ブレーキ装置は、一般に回生ブレーキ装置においては、比較的低車速および比較的高車速の時に回生トルクが小さいのでブレーキ力が不足し、また例えば約５ｋｍ／ｈ以下の超低車速時に回生トルクが発生しないので、不足するブレーキ力を補うとともに超低車速時に車両の制動を確実に行わせるために回生ブレーキ装置に連動して作動するようにしている。

【０００４】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、このような回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムにおいては、制動エネルギをできるだけ効率よく回収して、車両運転のためのエネルギとして有効に利用するようにすることが望まれる。

【０００５】

しかしながら、従来の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムにおいては、回生ブレーキ装置および摩擦ブレーキ装置の連動制御が必ずしも適正に行われていなく、したがって回生ブレーキ装置による制動エネルギの回収が効率よく行われていなかった。

【０００６】

そこで、摩擦ブレーキ装置の作動を制限して回生ブレーキ装置を摩擦ブレーキ装置に対して優先的に作動させることにより、制動エネルギをより一層有効に回収することが考えられる。しかしながら、このように回生ブレーキ装置を優先させるようにすると、回生ブレーキ装置によるブレーキ力の不足により摩擦ブレーキ装置を作動させようとした場合、摩擦ブレーキが作動開始する時点ではマスタシリンダ圧が大きい割にはブレーキシリンダ圧が小さくなっている。ところが、従来の摩擦ブレーキ装置では、マスタシリンダ圧の上昇勾配とブレーキシリンダ圧の上昇勾配とが同じであるので、このようにブレーキシリンダ圧が小さいと、マスタシリンダ圧が上昇してもブレーキシリンダ圧は摩擦ブレーキが有効になる程度までにはなかなか上昇しない。このため、摩擦ブレーキ装置を効果的に使用することができないという問題が考えられる。

【０００７】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、回生ブレーキ装置により制動エネルギをより一層効率よく回収することができるようにしながら、しかも

摩擦ブレーキ装置をより一層効果的に使用することのできる回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムを提供することである。

【０００８】

前述の課題を解決するために、請求項１の発明は、ブレーキを作動するためにブレーキを操作するブレーキ操作手段、このブレーキ操作手段の操作時マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が伝達されてブレーキシリンダ圧を発生するとともにこのブレーキシリンダ圧により車輪と連動して回転する回転部材に摩擦部材を押圧するブレーキシリンダと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとの間に設けられかつ前記マスタシリンダ圧を前記ブレーキシリンダへ伝達する第１通路と、前記第１通路に設けられ、前記マスタシリンダ圧の前記ブレーキシリンダへの伝達を制御するブレーキ圧伝達制御装置とを少なくとも備えている摩擦ブレーキ装置、車輪の回転で回転することにより発電するモータ、このモータにより発電された電力を貯える蓄電器および前記モータを作動制御するモータ制御用電子制御装置を少なくとも備えている回生ブレーキ装置、前記ブレーキ操作手段のブレーキ操作を検出し、そのブレーキ操作検出信号を前記モータ制御用電子制御装置に出力するブレーキ操作検出手段を備えているとともに、前記ブレーキ圧伝達制御装置は、前記マスタシリンダ圧が、ブレーキシリンダのロスストロークが解消される第１設定圧以下では前記ブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が、前記第１設定圧より大きくかつ前記摩擦ブレーキ装置が作動しない状態が保持される第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるように前記ブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が、前記第２設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧とほぼ同圧になる第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段とを備えたことを特徴としている。

【０００９】

また請求項２の発明は、前記ブレーキ圧伝達制御装置が、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、この段付ピストンをバイパスして前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通するバイパス通路と、このバイパス通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きいときは閉じて、前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止する第１チェック弁と、前記段付ピストンを前記マスタシリンダ圧と対抗するように付勢するとともに、前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きいときに前記段付ピストンを作動するようにそのセット荷重が設定されているばねと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通する第２通路と、この第２通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧以下では閉じて前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止するとともに前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧が前記マスタシリンダ圧より大きいとき開く第２チェック弁とを備え、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段が前記第１チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きく前記第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きく前記第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであり、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧に変化させる手段が前記第２チェック弁であることを特徴としている。

【００１０】

更に請求項３の発明は、前記第２通路が前記段付ピストンを軸方向に貫通する貫通孔によ

り形成されているとともに、前記第２チェック弁は前記段付ピストン内に設けられていることを特徴としている。

【００１１】

更に請求項４の発明は、前記ブレーキ圧伝達制御装置が、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通する第２通路と、この第２通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きくかつ前記第３設定圧以下では閉じて前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止し、更に前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧が前記マスタシリンダ圧より大きいとき開く第３チェック弁とを備え、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段および前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときはブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段が前記第３チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きく前記第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きく前記第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであることを特徴としている。

【００１２】

更に請求項５の発明は、前記第２通路が前記段付ピストンを軸方向に貫通する貫通孔により形成されているとともに、前記第３チェック弁は前記段付ピストン内に設けられていることを特徴としている。

【００１３】

更に請求項６の発明は、前記段付ピストンが作動ストローク量が制限されているとともに、前記段付ピストンのフルストローク時に前記第２または第３チェック弁を開状態に保持するチェック弁制御手段が設けられていることを特徴としている。

【００１４】

更に請求項７の発明は、ブレーキを作動するためにブレーキを操作するブレーキ操作手段、このブレーキ操作手段の操作時マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が伝達されてブレーキシリンダ圧を発生するとともにこのブレーキシリンダ圧により車輪と連動して回転する回転部材に摩擦部材を押圧するブレーキシリンダと、前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとの間に設けられかつ前記マスタシリンダ圧を前記ブレーキシリンダへ伝達する通路と、前記通路に設けられ、前記マスタシリンダ圧の前記ブレーキシリンダへの伝達を制御するブレーキ圧伝達制御装置とを少なくとも備えている摩擦ブレーキ装置、車輪の回転で回転することにより発電するモータ、このモータにより発電された電力を貯える蓄電器および前記モータを作動制御するモータ制御用電子制御装置を少なくとも備えている回生ブレーキ装置、前記ブレーキ操作手段のブレーキ操作を検出し、そのブレーキ操作検出信号を前記モータ制御用電子制御装置に出力するブレーキ操作検出手段を備えているとともに、前記ブレーキ圧伝達制御装置が、前記マスタシリンダ圧が、ブレーキシリンダのロスストロークが解消される第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第１設定圧より大きくかつ前記摩擦ブレーキ装置が作動しない状態が保持される第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が前記第２設定圧より大きくかつ前記ブレーキシリンダ圧とほぼ同圧になる第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化させる手段と、前記マスタシリンダ圧が前記第３設定圧より大きいときは前記マスタシリンダ圧の変化に対して一定にする、または前記マスタシリンダ圧の変化勾配より小さい変化勾配で変化させる手段とを備えたことを特徴としている。

【００１５】
更に請求項８の発明は、前記ブレーキ圧伝達制御装置が、前記マスタシリンダ圧を受圧する大径部と前記ブレーキシリンダ圧を受圧する小径部とを有する段付ピストンと、この段付ピストンをバイパスして前記マスタシリンダと前記ブレーキシリンダとを連通するバイパス通路と、このバイパス通路に設けられ前記マスタシリンダ圧が第１設定圧以下では開いているとともに前記マスタシリンダ圧が第１設定圧より大きいときは閉じて、前記マスタシリンダから前記ブレーキシリンダへのブレーキ液の流れを阻止する第１チェック弁と、前記段付ピストンを前記マスタシリンダ圧と対抗するように付勢するとともに、前記マスタシリンダ圧が第２設定圧より大きいときに前記段付ピストンを作動するようにそのセット荷重が設定されているばねとを備え、前記マスタシリンダ圧が第１設定圧以下ではブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧と同圧にさせる手段が前記第１チェック弁であり、前記マスタシリンダ圧が第１設定圧より大きく第２設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置の作動が制限されるようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化に対して制御し、かつ前記マスタシリンダ圧が第２設定圧より大きく第３設定圧以下では、前記摩擦ブレーキ装置が作動するようにブレーキシリンダ圧を前記マスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で直線的に変化させる手段および前記マスタシリンダ圧が第３設定圧より大きいときは前記マスタシリンダ圧の変化に対して一定にする、または前記マスタシリンダ圧の変化勾配より小さい変化勾配で変化させる手段が前記段付ピストンであることを特徴としている。
【００１６】
【作用】
このような構成をした請求項１ないし８の発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムにおいては、通常のブレーキ作動時、ブレーキ圧伝達制御装置が摩擦ブレーキの作動を制限する。これにより、回生ブレーキ装置が摩擦ブレーキに優先して作動するようになる。したがって、この回生ブレーキ装置の作動により、制動エネルギがより一層効率よく回収される。また、制限後に摩擦ブレーキが作動開始すると、ブレーキシリンダ圧がマスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化するようになる。これにより、摩擦ブレーキが作動開始時にマスタシリンダ圧よりかなり小さくなっているブレーキシリンダ圧が急速に上昇し、比較的早くマスタシリンダ圧と同圧になる。したがって、摩擦ブレーキが効果的に作動するようになる。
【００１７】
また、請求項１ないし６の発明においては、摩擦ブレーキが作動開始してマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧とが同圧になった後、ブレーキシリンダ圧がマスタシリンダ圧と同圧でかつ比例して上昇するようになり、摩擦ブレーキは制限されないときと同様に作動するようになる。
【００１８】
一方、請求項７および８の発明においては、摩擦ブレーキが作動開始してマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧とが同圧になった後、ブレーキシリンダ圧はマスタシリンダ圧が上昇しても一定となるか、またはマスタシリンダ圧より小さく上昇する。
【００１９】
したがって、特にプロポーショニングバルブ（以下、Ｐバルブともいう）を必要とする後輪ブレーキ系統に請求項７ないし請求項８の発明の摩擦ブレーキ装置を設けると、摩擦ブレーキの作動制限後の摩擦ブレーキが効果的に作動するようになるとともに、Ｐバルブを設ける必要がなく部品点数を低減することができるようになる。
【００２０】
【実施例】
以下、図面を用いて本発明の実施例を説明する。
図１は本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムの第１実施例を示す回路図であり、図２はこの第１実施例におけるブレーキ圧力制御部を示す拡大詳細図、図３はこのブレーキ圧力制御部の入出力特性を示す図である。

【００２１】
図１に示すように、この回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム１は、摩擦ブレーキ装置２と回生ブレーキ装置３とから構成されており、更に摩擦ブレーキ２は、ブレーキ操作部４と、ブレーキ倍力部５と、ブレーキ圧伝達制御部６と、制動部７とから構成されている。
ブレーキ操作部４は、制動時運転者によって踏み込まれるとともに本発明のブレーキ操作手段であるブレーキペダル８から構成されている。
【００２２】
ブレーキ倍力部５は、ブレーキペダル８の踏み込み操作によって作動してペダル踏力を倍力して出力する従来周知の真空倍力装置９と、真空倍力装置９によって作動されてマスタシリンダ圧を発生する二つの液室１０ａ，１０ｂにマスタシリンダ圧を発生するタンデムマスタシリンダ１０とから構成されている。二つの液室１０ａ，１０ｂは、それぞれ第１ブレーキ系統Ａおよび第２ブレーキ系統Ｂに接続されているが、両ブレーキ系統Ａ，Ｂはまったく同じ構成を有しているので、以後第１ブレーキ系統Ａのみを説明かつ図示し、第２ブレーキ系統Ｂの説明および図示は省略する。
【００２３】
ブレーキ圧伝達制御部６は、液室１０ａに連通する第１通路１１に配設されたブレーキ圧伝達制御装置１２と、このブレーキ圧伝達制御装置１２をバイパスする通路１３に設けられ、遮断位置Ｉと連通位置ＩＩとの二位置が設定された常閉の第１電磁開閉弁１４と、摩擦ブレーキ制御用電子制御装置（以下、摩擦ブレーキＥＣＵともいう）１５とから構成されている。図２に示すように、ブレーキ圧伝達制御装置１２は、ハウジング１６と、ハウジング１６に形成され、液室１０ａに連通する入力口１７と、ハウジング１６に形成され、後述するブレーキシリンダに連通する出力口１８と、ハウジング１６内で入力口１７および出力口１８間の第３通路１９に摺動可能に設けられ、一面側に液室１０ａのマスタシリンダ圧を受圧するとともに他面側にブレーキシリンダ圧を受圧する段付ピストン２０と、段付ピストン２０をマスタシリンダ圧と対抗する方向に付勢する第１ばね２１と、段付ピストン２０をバイパスして入力口１７および出力口１８を連通する第４通路２２（本発明のバイパス通路に対応）に設けられ、開弁時第４通路２２を開通するとともに閉弁時入力口１７から出力口１８へのブレーキ液の流れを阻止する第１チェック弁２３と、入力口１７のマスタシリンダ圧が第１設定圧$Ｐ_1$以下のとき第１チェック弁２３を開くとともにマスタシリンダ圧が第１設定圧$Ｐ_1$を超えたとき第１チェック弁２３を閉じる第１チェック弁制御ピストン２４とから構成されている。
【００２４】
段付ピストン２０は、マスタシリンダ圧を受圧する部分が大径部２０ａに形成されているとともに、ブレーキシリンダ圧が受圧する部分が小径部２０ｂに形成されている。そして、マスタシリンダ圧が第１設定圧$Ｐ_1$より大きい第２設定圧$Ｐ_2$以下のときは、段付ピストン２０が図示の上限位置となり、またマスタシリンダ圧が第２設定圧$Ｐ_2$を超えると、段付ピストン２０が下動するように、段付ピストン２０の大径部２０ａおよび小径部２０ｂと第１ばね２１のセット荷重が設定されている。その場合、段付ピストン２０の段部２０ｃがハウジングの段部１６ａに当接することにより、段付ピストン２０はそれ以上の下動が規制されて下限位置となる。
【００２５】
また、段付ピストン２０の中心には軸方向に貫通する通路孔２５（本発明の第２通路に対応）が穿設されており、この通路孔２５には第２チェック弁２６が設けられている。この第２チェック弁２６は、段付ピストン２０が図示の上限位置にあるときには閉じて入力口１７から出力口１８へ向かう方向のブレーキ液の流れを阻止するとともに、段付ピストン２０が下限位置にあるときにはハウジング１６の設けられたチェック弁制御突起１６ｂにより開弁状態に保持されて通路孔２５を開通するようになっている。
【００２６】
この第１実施例のブレーキ圧伝達制御部６においては、第１電磁開閉弁１４がオフすなわ

ち遮断位置Ｉに設定されているときは、第２通路１３を通るブレーキ液の流れは遮断される。また、入力口１７の入力圧（すなわちマスタシリンダ圧）P_0が第２設定圧P_2以下のときには、段付ピストン２０が上限位置にあり、第２チェック弁２６が閉じている。更に、入力口１７の入力圧が第１設定圧P_1以下のときには、第１チェック弁制御ピストン２４が第１チェック弁２３を開いている。これにより、入力圧P_0が第１設定圧P_1以下のときには、マスタシリンダ１０からのブレーキ液は、入力口１７から第４通路２２を通って出力口１８へ流れ、更に出力口１８からブレーキシリンダ３０内に供給されるが、その場合ブレーキシリンダ３０のロスストローク分のブレーキ液が供給される。ブレーキシリンダ３０のロスストローク分のブレーキ液が完全に供給されると、ブレーキ力が発生する。したがって、ブレーキ圧伝達制御部６においては、入力圧が第１設定圧P_1を超えるまでは入力圧がそのまま出力口１８に伝達され、図３に実線で示すように第１設定圧P_1に対応する点イまで出力口１８の出力圧（すなわちブレーキシリンダ圧）Ｐが入力圧P_0と同圧で比例して上昇する。

【００２７】

入力圧が第１設定圧P_1を超えると、第１チェック弁制御ピストン２４が下動して第１チェック弁２３を閉じるので、第４通路２２を通るマスタシリンダ圧の伝達は阻止される。また、入力圧P_0が第１設定圧P_1を超えても第２設定圧P_2以下であることから段付ピストン２０は下動しないので、第２チェック弁２６は開かない。したがって、図３に実線ロで示すように第２設定圧P_2に対応する点ハまで入力圧P_0が上昇しても出力圧Ｐは上昇しなく一定となり、その結果入力圧P_0と出力圧Ｐとに差圧が生じるようになる。

【００２８】

入力圧P_0が更に上昇して第２設定圧P_2を超えると、入力圧P_0と出力圧Ｐとの差圧により段付ピストン２０に作用する下向きの力が第１ばね２１のセット荷重より大きくなるので、第１ばね２１が縮んで段付ピストン２０は下動する。この段付ピストン２０の下動により、再び出力圧Ｐが入力圧P_0に比例して上昇するようになる。このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図３において点ハから実線ニで示す特性となる。その場合、段付ピストン２０は入力圧受圧側が大径部２０ａで出力圧受圧側が小径部２０ｂとされているので、出力圧Ｐの上昇勾配は入力圧P_0の上昇勾配より大きい。具体的的には、出力圧Ｐは、入力圧P_0を受圧する段付ピストン２０の大径部の受圧面積をA_0、出力圧Ｐを受圧する段付ピストン２０の小径部の受圧面積をＡ、第１ばね２１のばね荷重をS_Pとすると、

$$P=(A_0/A)\cdot P_0 - S_P/A \qquad (A_0/A > 1)$$

で与えられる。こうして、ブレーキ圧伝達制御部６の出力圧Ｐは入力圧P_0に対して遅れてかつ１より大きい急勾配で上昇するようになる。

【００２９】

図３に示す第３設定圧P_3に対応する点ホで出力圧Ｐが入力圧P_0とほぼ同圧になると、第１および第２チェック弁２３，２６の少なくとも一つが開いて入力口１７と出力口１８とが連通する。この連通により、入力圧P_0と出力圧Ｐとが同圧となり、これにより、第１および第２チェック弁２３，２６のうち開弁したチェック弁が再び閉じる。そして、更に入力圧P_0が上昇すると、直ぐに出力圧Ｐが入力圧P_0よりチェック弁の開弁圧だけ大きくなるので、第１および第２チェック弁２３，２６の少なくとも一つが再び開く。このように点ホ以降は、入力圧P_0の上昇に伴い、第１および第２チェック弁２３，２６の少なくとも一つが開閉を繰り返しながら、段付ピストン２０は下動するようになる。これにより、図３に実線へで示すように入力圧P_0の上昇に伴い、出力圧Ｐが入力圧P_0と同圧で比例して上昇するようになる。

【００３０】

入力圧P_0の上昇に伴い段付ピストン２０がフルストロークして段部２０ｃが段部１６ａに当接した下限位置になると、入力圧P_0が更に上昇しても段付ピストン２０はそれ以上下動しないとともにこの下限位置に保持される。段付ピストン２０の下限位置では、チェック弁制御突起１６ａにより第２チェック弁２６が開状態に保持され、通路孔２５が開通

状態に保持される。したがって、入力圧P_0の更なる上昇に伴い、出力圧Ｐも入力圧P_0と同圧で比例して更に上昇する。

【００３１】

逆に、段付ピストン２０がフルストロークしている状態から、入力圧P_0が降下すると、第２チェック弁２６がチェック弁制御突起１６ａにより開状態に保持されているので、出力圧Ｐも図３の実線へに沿って同圧で降下する。そして、入力圧P_0が所定圧になると、この入力圧P_0の降下に伴い、段付ピストン２０が上動し、入力圧P_0が図３の点ホの第３設定圧P_3まで降下すると、段付ピストン２０は、チェック弁制御突起１６ａが第２チェック弁２６から離れて、第２チェック弁２６が閉じる位置まで上動する。

【００３２】

更にマスタシリンダ圧が降下すると、段付ピストン２０も更に上動するが、このとき第２チェック弁２６が閉じているので、出力圧Ｐは入力圧の降下の勾配より大きい勾配で降下するようになり、すなわち図３の点ホから実線ニにほぼ沿って降下する。更に入力圧P_0が図３の点ハの第２設定圧P_2に降下すると、段付ピストン２０が上限位置となり、入力圧P_0が更に降下しても段付ピストン２０はそれ以上上動しない。この状態では、入力圧P_0が出力圧Ｐより大きいので、第１および第２チェック弁２３，２６はともに開かない。したがって、入力圧P_0が更に降下しても、出力圧は降下しなく実線ロに沿って一定となる。

【００３３】

入力圧P_0が点イの第１設定圧P_1以下になると、第１チェック制御ピストン１４が上動し、第１チェック弁２３を開弁し、入力口１７と出力口１８とが連通する。したがって、出力圧Ｐは入力圧P_0と同圧で比例して降下する。このように、ブレーキ圧伝達制御装置１２の戻り時の入出力特性は、摩擦等の機械的なヒステリシスが若干あるにしても、降下時の出力圧Ｐは入力圧P_0の上昇時とほぼ同じ経路をたどる特性となる。

【００３４】

また、第１電磁開閉弁１４がオンすなわち連通位置ＩＩに設定されているときは、マスタシリンダ１０の液室１０ａ内に発生したマスタシリンダ圧は第２通路１３と第１電磁開閉弁１４とを通ってブレーキシリンダ３０に伝達され、このブレーキシリンダ３０内にブレーキシリンダ圧が発生する。この場合のブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、入力圧P_0と出力圧Ｐとが同勾配で比例した図３に点線トで示す特性となる。したがって、ブレーキシリンダ圧はマスタシリンダ圧の上昇にともなって何ら制限されることなく上昇するようになる。

【００３５】

制動部７は、車輪２７の車軸２８に固設された本発明の回転部材であるブレーキディスク２９と、ブレーキ圧伝達制御装置１２の出力口１８に連通し、摩擦部材を有するキャリパ等のブレーキシリンダ３０とから構成されている。ブレーキシリンダ３０は、出力口１８からのブレーキ圧が導入されることによりその摩擦部材でブレーキディスク２９を挟圧してその摩擦力によりブレーキディスク２９の回転を減速または停止するようになっている。なお、図示しないがもう一つの車輪に対する制動部も同様の構成となっている。

【００３６】

回生ブレーキ装置３は、車軸２８の回転により回転駆動されるモータ３１と、交流を直流に変換するインバータ３２を介してモータ３１の磁石とコイルとの位相を後述するストロークセンサ３３からのブレーキペダル８の踏み込みストローク信号に基づいて制御してその発電量を制御するモータ制御用電子制御装置（以下、モータＥＣＵともいう）３４と、インバータ３２に接続された蓄電器３５とから構成されている。

【００３７】

モータＥＣＵ３４には摩擦ブレーキＥＣＵ１５が接続されているとともに、ブレーキペダル８の踏み込みストロークを検出してブレーキ操作検出信号を出力する本発明のブレーキ操作検出手段であるストロークセンサ３３が接続されている。

【００３８】

更に、車輪２７の車輪速を検出する車輪速センサ３６が車輪２７の近傍に設けられており、検出した車輪速信号がモータＥＣＵ３４に入力されるようになっている。
なお、摩擦ブレーキＥＣＵ１５、インバータ３２、モータＥＣＵ３４および蓄電器３５は第１、第２ブレーキ系統Ａ、Ｂに共通に設けられている。

【００３９】
このように構成された本実施例の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキ１における摩擦ブレーキ装置２および回生ブレーキ装置３の個々の基本的な作用について説明する。

【００４０】
まず、摩擦ブレーキ装置２について説明する。摩擦ブレーキを制限して作動させる場合、第１電磁開閉弁１４が遮断位置Ｉに設定される。したがって、ブレーキ伝達制御部６の入出力は図３に実線Ｏイロハニホヘで示す特性となる。前述のようにマスタシリンダ圧が第１設定圧$Ｐ_1$になるまでにブレーキシリンダ３０のロスストロークが解消されるが、これによりブレーキブレーキペダル８の踏み込み時、ペダルストロークが確保されるようになる。またブレーキシリンダ３０内に若干のブレーキシリンダ圧が発生するが、摩擦ブレーキは実質的に作動しない状態となり、マスタシリンダ圧が第２設定圧$Ｐ_2$を超えるまでこの状態が保持される。

【００４１】
マスタシリンダ圧が第２設定圧$Ｐ_2$を超えると、ブレーキシリンダ圧が上昇して摩擦ブレーキが作動するが、このときにはブレーキシリンダ３０のロスストロークが解消しているので、摩擦ブレーキが直ちに作動する。したがって、摩擦ブレーキ装置２は応答性が良好になっている。このように、摩擦ブレーキ装置２は、マスタシリンダ圧が第２設定圧$Ｐ_2$を超えたときに作動されるようになり、換言すれば制限されて作動されるようになる。この場合、ブレーキシリンダ圧はマスタシリンダ圧と等しくなるまで実線ニに沿ってすなわちマスタシリンダ圧の上昇に比し１より大きい急勾配で上昇し、マスタシリンダ圧と等しくなると、実線ヘに沿ってすなわち同圧比例して上昇するようになる。このように、ブレーキシリンダ圧をマスタシリンダ圧の上昇に比し１よい大きい急勾配で上昇させることにより、制限されてマスタシリンダ圧に比し小さい値となっているブレーキシリンダ圧はできるだけ早くマスタシリンダ圧と同圧になるようにされる。すなわち、摩擦ブレーキが制限されて作動したとき、この摩擦ブレーキはできるだけ早く制限されないときの状態となるようにされている。これにより、摩擦ブレーキをより一層効果的に使用することができるようになる。

【００４２】
ブレーキ作動解除のため、ブレーキペダル８を解放すると、マスタシリンダ圧が低下するので、ブレーキシリンダ圧が図３に示す実線ヘホニハロイ０の経路にほぼ沿って降下する。

【００４３】
摩擦ブレーキを制限することなく作動させる場合、第１電磁開閉弁１４が連通位置ＩＩに設定され、したがって、前述のようにブレーキ伝達制御部６の入出力が図３に点線トで示す特性となる。これにより、マスタシリンダ圧と同圧で比例して上昇するブレーキシリンダ圧により、ブレーキシリンダ３０は摩擦部材を作動してブレーキディスク２９を挟圧する。したがって、その摩擦力で制動が制限されることなく行われる。

【００４４】
一方、回生ブレーキ装置３は、制動時ブレーキペダル８が踏み込まれると、ストロークセンサ３３がこのブレーキペダル３０の踏み込みストロークを検出して、モータＥＣＵ３４へストローク信号を出力する。このストローク信号を受けて、モータＥＣＵ３４は作動制御信号を出力し、この作動制御信号により、モータ３１の磁石とコイルとの位相が制御され、モータ３１が発電を行う。このモータ３１の発電の際の抵抗により車軸２８の回転が抑制されて減速される。こうして回生ブレーキによる制動が行われる。モータ３１によって発電された交流電力はインバータ３２によって直流電力に変換されて蓄電器３５に蓄電される。蓄電器３５に蓄電された直流電力は、車両の運転のためのエネルギとして利用さ

れる。

【００４５】

このような回生ブレーキにおける最大回生トルクＴｍａｘは、図４に示すように車速あるいはモータ回転数によって変化する特性を呈する。すなわち、車速が例えば約５ｋｍ／ｈ以下の低速域では回生トルクはほとんど発生しなく、車速が約５ｋｍ／ｈを超えると回生トルクが発生するようになる。そして、その車速に対応する最大回生トルクＴｍａｘは車速の増加に比例して増大していくとともに、車速が約１３ｋｍ／ｈ前後で一定となる。更に、最大回生トルクＴｍａｘは、車速が約３０ｋｍ／ｈ前後から曲線的に徐々に減少し、更に車速が約４５ｋｍ／ｈ前後からは直線的に減少する。更に、車速が約５０ｋｍ／ｈ前後で回生トルクはほとんど発生しなくなる。

【００４６】

本実施例では、回生トルクが発生する車速領域で、回生トルクがブレーキペダル８のストローク量に応じてT_1，T_2，T_3，T_4と最大回生トルクＴｍａｘまで上昇していくようにしている。この回生トルクが最大回生トルクＴｍａｘまで達した後、更にブレーキペダル８を踏み込んでも回生トルクは上昇しなく、その最大回生トルクＴｍａｘで回生ブレーキが作動するようになる。

【００４７】

そして、本実施例の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキにおいては、通常時は第１電磁開閉弁１４は遮断位置Ｉに設定されて、通常ブレーキ時はブレーキ圧伝達制御部６の入出力が図３の実線Ｏイロハニホヘで示す特性にされる。また、通常ブレーキのブレーキペダル８の踏み込み時に、ストロークセンサ３３からのブレーキペダル８のストローク信号により回生ブレーキが作動するようにしている。したがって、ブレーキペダル８の踏み込みにより、マスタシリンダ圧が第２設定圧P_2を超えるまでは、摩擦ブレーキが制限されて実質的に作動しなく、回生ブレーキが優先して作動するようになる。マスタシリンダ圧が第２設定圧P_2を超えると、摩擦ブレーキが実質的に作動するようになり、その場合マスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧とが等しくなるまでは、ブレーキシリンダ圧はマスタシリンダ圧の上昇勾配より大きい勾配で上昇するようになる。

また、第２設定圧P_2は回生トルクが最大回生トルクT_{max}に達するときのマスタシリンダ圧に設定されている。

【００４８】

更に、本実施例においては、第１電磁開閉弁１４を次のように制御することにより、摩擦ブレーキを制限して回生ブレーキを優先させるばかりではなく、回生ブレーキが有効に作動しない状況では、第１電磁開閉弁１４をオンして摩擦ブレーキを制限することなく作動させるように回生ブレーキ装置３と摩擦ブレーキ装置２との連動制御を行って摩擦ブレーキにより車両のブレーキを確実に作動できるようにしている。

【００４９】

このような回生ブレーキ装置３と摩擦ブレーキ装置２との連動制御を行うために、図１に示すようにモータＥＣＵ３４内に車速監視制御手段３７が設けられており、この車速監視制御手段３７は、車輪速センサ３６からの車輪速信号に基づいて、車速が設定速度V_0ｋｍ／ｈ（例、５ｋｍ／ｈ）以下の超低速である判断したときは、第１電磁開閉弁１４をオンにし、ブレーキシリンダ３０のブレーキ圧を制限しないで上昇させて摩擦ブレーキを何ら制限することなく作動するようにしている。これは、図４に示すように車速が例えば約５ｋｍ／ｈ以下のときは、回生ブレーキの回生トルクが０になって回生ブレーキが作動しなくなるために、摩擦ブレーキを作動させて車両を確実に制動または停止しようとするものである。

【００５０】

また、図１に示すようにモータＥＣＵ３４内にブレーキ操作量増加速度算出手段３８が設けられており、このブレーキ操作量増加速度算出手段３８は、ストロークセンサ３３からのブレーキペダル８の踏み込みストローク信号に基づいてストローク増加速度を算出し、算出したストローク増加速度が設定値を超えるときも、第１電磁開閉弁１４をオンにして

、前述と同様に摩擦ブレーキを何ら制限しないで作動するようにしている。これは、ブレーキペダル８のストローク速度が設定値を超えたと判断したときは急ブレーキ作動のときであるが、回生ブレーキが減速機的な作用を行うものであるためこの急ブレーキに対応することができないので、急ブレーキ作動時には摩擦ブレーキを作動させて車両の急ブレーキを確実に行うことができるようにするものである。
これらの車速監視制御手段３７、ブレーキ操作量増加速度算出手段３８は、摩擦ブレーキＥＣＵ１５に設けることもできる。

【００５１】

更に、図１に示すようにモータＥＣＵ３４内に回生トルク監視制御手段４０が設けられており、この回生トルク監視制御手段４０は、回生ブレーキの作動時に、モータ３１の発電量を監視して発電量の減少が検出されたとき、換言すれば回生ブレーキの回生トルクを監視して、回生トルクの減少が検出されたときは、第１電磁開閉弁１４をデューティ制御によりオン・オフ（すなわち開閉）してブレーキシリダ３０のブレーキ圧をデューティ制御により上昇させて摩擦ブレーキをデューティ制御により作動するようにしている。その場合、回生トルク監視制御手段４０は、デューティ制御のデューティ比が回生トルクの減少率すなわちモータ３１の発電量の減少率を算出して、この減少率に基づいてデューティ比を決定するようにしている。このように第１電磁開閉弁１４のデューティ制御を行うようにするのは、図４に示すように車速が低速になると回生トルクが低下して、回生ブレーキのみでは車両のブレーキ力が不足するので、摩擦ブレーキを作動させて回生ブレーキにおける回生トルク減少時の車両のブレーキを確実に行うことができるようにするためである。

【００５２】

そして、上記の回生ブレーキが有効に作動しない状況以外では、第１電磁開閉弁１４をオフにして摩擦ブレーキを制限し、回生ブレーキのみを摩擦ブレーキに優先させて作動させるようにしている。この第１電磁開閉弁１４の開閉制御の例では、通常走行中における車両の通常のブレーキは回生ブレーキで行われる場合が多くなり、制動エネルギを効率よく回収することができ、しかも回生ブレーキが有効でない場合は、摩擦ブレーキにより車両のブレーキが確実に行われるようになる。更に、回生ブレーキのみによるブレーキに続く摩擦ブレーキの作動時、摩擦ブレーキが作動を開始すると、ブレーキシリンダ圧がマスタシリンダ圧の上昇勾配より大きな勾配で上昇するようになり、制限後の摩擦ブレーキが比較的早く制限されない摩擦ブレーキの入出力特性になる。

【００５３】

図５は、第１実施例における第１電磁開閉弁１４の開閉制御の一例のフローを示す図である。
図５に示すように、この例では、まずステップＳ１においてブレーキ操作が行われたか否かが判断される。このブレーキ操作の検出はストロークセンサ３３のペダルストロークを検出することにより行われる。なお、ブレーキ操作の検出はこれ以外に例えば図示しないストップランプスイッチのオンを検出したりあるいは圧力センサによりマスタシリンダ１０の圧力を検出するようにすることもできる。

【００５４】

ブレーキ操作が行われたと判断されると、ステップＳ２において車速が設定速度V_0ｋｍ／ｈ（例、５ｋｍ／ｈ）以下であるか否かが判断され、車速が設定速度V_0ｋｍ／ｈ以下でない、すなわち低速でないと判断されると、ステップＳ３においてストロークセンサ３３のストローク増加速度が設定値より大きいか否かが判断される。ストローク増加速度が設定値より大きくないと判断されると、ステップＳ４において回生トルクが減少しているか否かが判断される。回生トルクが減少していないと判断されると、ステップＳ５において第１電磁開閉弁１４がオフされて、摩擦ブレーキ装置２は図３に実線Ｏイロハニホヘで示すブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性にしたがって制限されて作動する。したがって、通常走行中の通常のブレーキ作動時には、回生ブレーキが摩擦ブレーキに優先して作動するようになる。

【００５５】
ステップＳ４において回生トルクが減少していると判断されると、ステップＳ６において回生トルクの減少率が算出され、次いでステップ７において算出された回生トルク減少率に基づいて第１電磁開閉弁１４のデューティ制御のためのデューティ比が決定される。そして、ステップＳ８において第１電磁開閉弁１４が決定されたデューティ比のデューティ制御によりオン・オフ制御される。これにより、回生トルクの減少による回生ブレーキのブレーキ力不足時、回生トルクの減少に応じて摩擦ブレーキが作動するようになる。
【００５６】
また、ステップＳ３でストロークセンサ３３のストローク増加速度が設定値より大きいと判断されたとき、あるいは車速が設定速度V_0ｋｍ／ｈより大きいと判断されると、ステップＳ９において第１電磁開閉弁１４がオンにされて摩擦ブレーキの作動は何ら制限されない。
【００５７】
図６は本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムの第２実施例におけるブレーキ圧力制御部を示す拡大詳細図である。なお、前述の第１実施例の構成要素と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。
【００５８】
前述の第１実施例では、第１および第２チェック弁２３，２６の二つのチェック弁を備えているが、この第２実施例では、図６に示すように段付ピストン２０内に設けられている第３チェック弁４３のみを備え、第１実施例における第１および第２チェック弁２３，２６を兼用するようにしている。そして、この第３チェック弁を開閉制御する第３チェック弁制御ピストン４１が、段付ピストン２０内に摺動可能に設けられている。また、この第２実施例の他の構成は第１実施例の構成と同じであり、その説明は省略する。
【００５９】
この第３チェック弁制御ピストン４１は、前述の第１チェック弁制御ピストン２４およびチェック弁制御突起１６ａと同様の機能を行うようになっている。すなわち、第３チェック弁制御ピストン４１は、入力口１７のマスタシリンダ圧が第１設定圧P_1以下のとき第３チェック弁４３を開くとともに、マスタシリンダ圧が第１設定圧P_1を超えたとき下動することにより第３チェック弁４３を閉じるようになっている。更に、第３チェック弁制御ピストン４１がハウジング１６の底部１６ｂに当接した後、段付ピストン２０がフルストロークしてその段部２０ｃがハウジングの段部１６ａに当接したとき、第３チェック弁制御ピストン４１が段付ピストン２０に対して相対的に第３チェック弁４３の方へ移動して第３チェック弁４３を開弁状態に保持するようになっている。
【００６０】
このブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、前述の第１実施例とほぼ同じである。すなわち、第１電磁開閉弁１４がオフのとき、通路１３を通るブレーキ液の流れは遮断される。入力圧P_0が第１設定圧P_1以下のときには、第３チェック弁４３が開いて通路孔２５が開通しているので、ブレーキシリンダ３０のロスストローク分のブレーキ液が、入力口１７、第３通路１９、通路孔２５、第３通路１９、出力口１８を通ってブレーキシリンダ３０内に供給される。したがって、ブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は図３に実線０イで示す特性となる。
【００６１】
入力圧が第１設定圧P_1を超えると、第３チェック弁制御ピストン４１が下動して第３チェック弁４３を閉じるので通路孔２５が遮断するとともに、入力圧P_0が第２設定圧P_2以下であるので、段付ピストン２０は下動しない。したがって、入力圧P_0が上昇しても出力圧Ｐは上昇しなく一定となる。すなわち、ブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は図３に実線ロで示す特性となる。入力圧P_0が点ハの第２設定圧P_2を超えると、段付ピストン２０は下動して、再び出力圧Ｐが入力圧P_0に比例して上昇し、このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図３に実線ニで示す特性となる。すなわち、出力圧Ｐは入力圧P_0の上昇勾配より大きい勾配で上昇する。

【００６２】
図３に示す点ホの第３設定圧P_3で出力圧Ｐが入力圧P_0とほぼ同圧になると、これ以後第３チェック弁４３が開閉しながら、段付ピストン２０が下動し、出力圧Ｐが入力圧P_0と同圧で比例して上昇する。このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図３に実線へで示す特性となる。段付ピストン２０の下動で第２チェック弁制御ピストン４１の下端がハウジング１６の底部１６ｂに当接すると、段付ピストン２０のみが更にフルストロークし下限位置となる。第３チェック弁制御ピストン４１は段付ピストン２０に対して相対的に上動して第３チェック弁４３を開いた状態に保持する。
ブレーキ圧伝達制御部６の戻り過程および第１電磁開閉弁１４のオン時の入出力特性も前述の第１実施例と同じであるので、その説明は省略する。

【００６３】
図７は本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムの第３実施例におけるブレーキ圧力制御部を示す拡大詳細図である。なお、前述の第１実施例の構成要素と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。

【００６４】
前述の第１実施例では、段付ピストン２０内に設けた第２チェック弁２６を備えているが、この第３実施例では、図７に示すようにこの第２チェック弁２６は設けられていなく、段付ピストン２０には通路孔２５は穿設されていない。また、段付ピストン２０は、入力圧が第３設定圧P_3のときその段部２０ｃがハウジング１６の段部１６ａに当接し、すなわちフルストロークして下限位置となり、このときに入力圧と出力圧とがほぼ同圧となるように、その大径部２０ａの受圧面積、小径部２０ｂの受圧面積およびフルストローク量が設定されている。また、この第３実施例の他の構成は第１実施例の構成と同じであり、その説明は省略する。

【００６５】
このブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、前述の第１実施例と点ホまではほぼ同じである。すなわち、第１電磁開閉弁１４がオフのとき、通路１３を通るブレーキ液の流れは遮断される。入力圧P_0が第１設定圧P_1以下のときには、第１チェック弁２３が第１チェック弁制御ピストン２４により開いて第２通路２２が開通しているので、ブレーキシリンダ３０のロスストローク分のブレーキ液が、入力口１７、第３通路１９、第４通路２２、第３通路１９、出力口１８を通ってブレーキシリンダ３０内に供給される。したがって、ブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は図８に実線０イで示す特性となる。

【００６６】
入力圧が第１設定圧P_1を超えると、第１チェック弁制御ピストン２４が下動して第１チェック弁２３を閉じるので第４通路２２が遮断するとともに、入力圧P_0が第２設定圧P_2以下であるので、段付ピストン２０は下動しない。したがって、入力圧P_0が上昇しても出力圧Ｐは上昇しなく一定となる。すなわち、ブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は図８に実線ロで示す特性となる。入力圧P_0が点ハの第２設定圧P_2を超えると、段付ピストン２０は下動して、再び出力圧Ｐが入力圧P_0に比例して上昇し、このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図８に実線ニで示す特性となる。すなわち、出力圧Ｐは入力圧P_0の上昇勾配より大きい勾配で上昇する。

【００６７】
段付ピストン２０は、図８に示す点ホの第３設定圧P_3でフルストロークして下限位置となり、このとき出力圧Ｐが入力圧P_0とほぼ同圧になる。これ以後、入力圧P_0が上昇しても、段付ピストン２０は下動しなく、したがって出力圧Ｐは点ホの圧力に保持され一定となる。このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図８に実線チで示す特性となる。

【００６８】
ブレーキ圧伝達制御部６の戻り過程においては、段付ピストン２０の下限位置から入力圧P_0が降下しても、点ホの第３設定圧P_3になるまでは、段付ピストン２０は上動しない。すなわち、出力圧Ｐは入力圧P_0の降下にともなって図８に示す実線チに沿うようにな

る。入力圧P_0が第３設定圧P_3より降下すると、段付ピストン２０が上動する。その場合、受圧面積の差により、出力圧Ｐは入力圧P_0の降下勾配より大きな勾配で降下するようになる。このときのブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図８に実線ニで示す特性となる。

【００６９】

入力圧P_0が点ハの第２設定圧P_2になると、段付ピストン２０は上限位置となり、それ以上上動しない。したがって、入力圧P_0が更に降下しても出力圧Ｐは降下しなく一定となり、ブレーキ圧伝達制御部６の入出力特性は、図８に実線ロで示す特性となる。入力圧P_0が点イの第１設定圧P_1になると、第１チェック弁制御ピストン２４が第１チェック弁２３を開くので、第４通路２２が開通し、入力圧P_0と出力圧Ｐとが同圧となる。入力圧P_0が更に降下すると、出力圧も同圧で比例して降下し、実線イ０で示す特性となる。また第１電磁開閉弁１４のオン時の入出力特性も前述の第１実施例と同じであるので、その説明は省略する。

【００７０】

図９は本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムの応用例を示すブレーキ回路図である。なお、前述の各実施例と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。また図中、Ｆは前輪側を、Ｒは後輪側を、ＦＲは前輪右側を、ＲＲは後輪右側をそれぞれ表している。

【００７１】

図９に示すように、この応用例では第１ブレーキ系統Ａを前輪ブレーキ系統として用い、第２ブレーキ系統Ｂを後輪ブレーキ系統として用いるようにしている。この後輪ブレーキ系統は回生ブレーキ装置３の構成要素である発電用のモータ３１を備えていないが、ブレーキ圧伝達制御装置１２および電磁開閉弁１４等の摩擦ブレーキ装置２の構成要素は前輪ブレーキ系統とまったく同じ構成要素を備えている。

【００７２】

前後輪ブレーキ系統には、それぞれ前述の第１および第３実施例のブレーキ圧伝達制御装置１２のいずれかが用いられる。その場合、前輪ブレーキ系統と後輪ブレーキ系統とで、同じブレーキ圧伝達制御装置１２を用いてもよいし、異なるブレーキ圧伝達制御装置１２を用いてもよい。

【００７３】

前輪ブレーキ系統のマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧との間の関係は、ブレーキ圧伝達制御装置１２Ｆに第１および第２実施例のブレーキ圧伝達制御装置のいずれかを用いた場合には図３に示す特性と同じになり、第３実施例のブレーキ圧伝達制御装置を用いた場合には図８に示す特性と同じになる。

【００７４】

一方、後輪ブレーキ系統のブレーキ圧伝達制御装置１２Ｒに第１および第２実施例のブレーキ圧伝達制御装置のいずれかを用いた場合には、後輪ブレーキ系統に、そのブレーキ圧伝達制御装置１２Ｒの出力口に隣接して従来の周知のプロポーショニングバルブ（以下、Ｐバルブともいう）４２が設けられる。このＰＶバルブ４２は、マスタシリンダ圧が所定圧以上大きくなったときに、後輪の摩擦ブレーキによるブレーキ圧の上昇勾配をマスタシリンダ圧の上昇勾配より小さく抑制するＰＶ特性を呈するようになっている。このＰＶ特性により、制動時後輪の早期ロックが抑制されるようになる。

【００７５】

この場合の後輪ブレーキ系統のマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧との間の関係は、図１０に示すようにマスタシリンダ圧が点ホの第３設定圧P_3を超えた実線への途中までは図３に示す特性と同じであるが、マスタシリンダ圧が点リの第４設定圧P_4になると、ブレーキシリンダ圧の上昇が緩やかになる。すなわち、入力圧が第３設定圧P_3を超えた後、ブレーキシリンダ圧Ｐがマスタシリンダ圧P_0の上昇にともなって図１０に示す実線ヘに沿ってマスタシリンダ圧P_0と同圧で上昇するが、Ｐバルブ４２の設定圧である第４設定圧P_4を超えると、ＰバルブがＰＶ特性を発揮するようになり、ブレーキシリン

ダ圧はマスタシリンダ圧P_0の上昇勾配に対して小さい図１０に示す実線ヌに沿った緩やかな勾配で上昇するようになる。

【００７６】

また、後輪ブレーキ系統のブレーキ圧伝達制御装置１２Ｒに第３実施例のブレーキ圧伝達制御装置を用いた場合には、後輪ブレーキ系統にＰバルブ４２を設ける必要はない。これにより、部品点数を低減することができる。このようにＰバルブ４２を設ける必要がない理由は、図８に示す第３実施例のブレーキ圧伝達制御装置１２の入出力特性と図１０に示す第１および第２実施例のブレーキ圧伝達制御装置およびＰバルブ４２を組み合わせた入出力特性とがほぼ近似しているため、換言すれば第３実施例のブレーキ圧伝達制御装置１２がＰバルブ４２の特性にほぼ類似した特性も有しているためである。

【００７７】

なお前述の各実施例のいずれにおいても常閉の電磁開閉弁１４を設けるものとしているが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち、回生ブレーキが有効に作動しない場合でも、摩擦ブレーキを制限した後作動させることはでき、しかも摩擦ブレーキの作動後出力を入力に対して１より大きい勾配で上昇させることができるので、作動電磁開閉弁１４は必ずしも設ける必要はない。しかし、回生ブレーキが有効に作動しない場合で、摩擦ブレーキを制限することなく作動させる方が望ましいので、作動電磁開閉弁１４を設けることが望ましい。

【００７８】

また、前述の各実施例では入力圧の上昇勾配より出力圧の上昇勾配を大きくするために段付ピストン２０を用いるものとしているが、他の手段でもよい。

【００７９】

更に、前述の各実施例では真空倍力によるハイドロリックブレーキシステムを用いるものとしているが、本発明は、エアオーバハイドロリックブレーキシステムにも適用することができる。

【００８０】

【発明の効果】

以上の説明から明らかなように、請求項１ないし８の発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムによれば、通常のブレーキ作動時、ブレーキ圧伝達制御装置が摩擦ブレーキの作動を制限するようにしているので、回生ブレーキ装置が摩擦ブレーキに優先して作動するようになり、制動エネルギをより一層効率よく回収できるようになる。また、制限後の摩擦ブレーキの作動時にブレーキシリンダ圧をマスタシリンダ圧の変化勾配より大きい変化勾配で変化するようにしているので、摩擦ブレーキの作動開始時にマスタシリンダ圧よりかなり小さくなっているブレーキシリンダ圧を急速に上昇させて、比較的早くマスタシリンダ圧と同圧とすることができる。したがって、摩擦ブレーキを効果的に作動させることができる。

【００８１】

また、請求項１ないし６の発明によれば、摩擦ブレーキの作動開始してマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧とが同圧になった後は、ブレーキシリンダ圧をマスタシリンダ圧と同圧でかつ比例して上昇するようにしているので、摩擦ブレーキを制限しないときと同様に作動させることができる。

【００８２】

更に、請求項７および８の発明によれば、摩擦ブレーキが作動開始してマスタシリンダ圧とブレーキシリンダ圧とが同圧になった後は、ブレーキシリンダ圧をマスタシリンダ圧が上昇しても一定とするか、またはマスタシリンダ圧より小さく上昇するようにしているので、ブレーキシリンダ圧の上昇を抑制することができる。

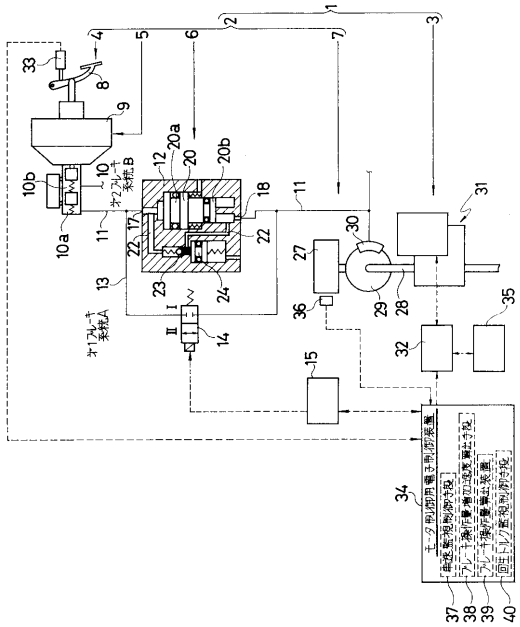
【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムの第１実施例を示す回路図である。

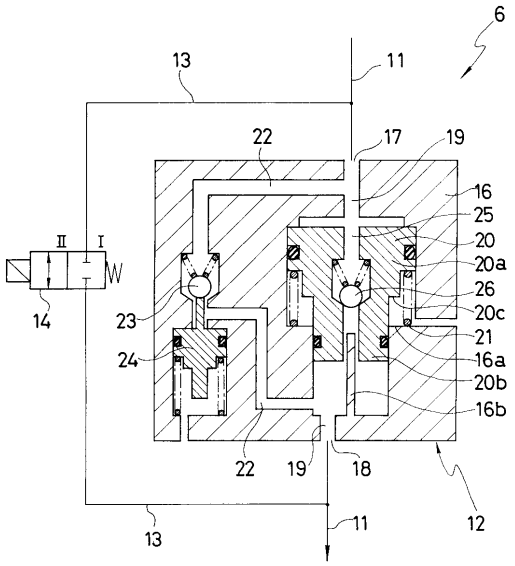
【図２】第１実施例におけるブレーキ圧伝達制御部を示す図である。

【図３】第１および第２実施例におけるブレーキ圧伝達制御部の入出力特性を示す図である。
【図４】回生ブレーキの車速による回生トルクの特性を示す図である。
【図５】第１実施例における電磁開閉弁の開閉制御の一例のフローを示す図である。
【図６】本発明の第２実施例におけるブレーキ圧伝達制御部を示す図である。
【図７】本発明の第３実施例におけるブレーキ圧伝達制御部を示す図である。
【図８】第３実施例におけるブレーキ圧伝達制御部の入出力特性を示す図である。
【図９】本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムを用いた２系統ブレーキ制御システムの一例を示す回路図である。
【図１０】本発明の回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステムを用いた２系統ブレーキ制御システムの他の例を示す回路図である。
【符号の説明】
１…回生ブレーキ連動摩擦ブレーキシステム、２…摩擦ブレーキ装置、３…回生ブレーキ装置、４…ブレーキ操作部、５…ブレーキ倍力部、６…ブレーキ圧伝達制御部、７…制動部、８…ブレーキペダル、９…真空倍力装置、１０…タンデムマスタシリンダ、１２…ブレーキ圧伝達制御装置、１４…電磁開閉弁、１５…摩擦ブレーキ制御用電子制御装置、２０…段付ピストン、２１…第１ばね、２３…第１チェック弁、２４…第１チェック弁制御ピストン、２５…通路孔、２６…第２チェック弁、２７…車輪、２８…車軸、２９…ブレーキディスク、３０…ブレーキシリンダ、３１…モータ、３２…インバータ、３３…ストロークセンサ、３４…モータ制御用電子制御装置、３５…蓄電器、３６…車輪速センサ、４１…第１チェック弁制御ピストン、４２…プロポーショニングバルブ、４３…第３チェック弁

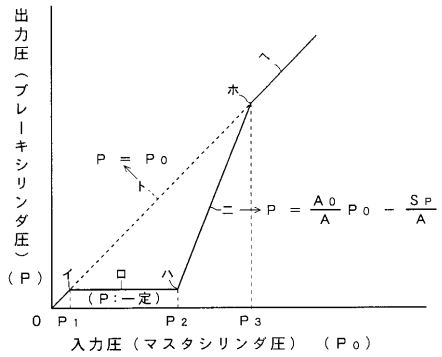
【図１】



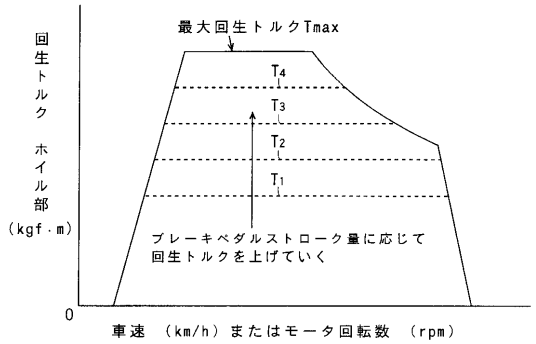
【図２】



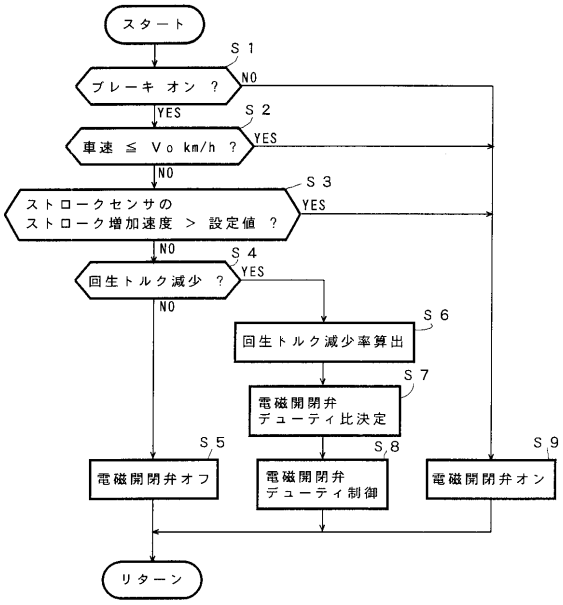
【図３】


出力圧（ブレーキシリンダ圧）（Ｐ）
イ
ロ
ハ
ニ
ホ
ヘ
ト
Ｐ ＝ Ｐ０
Ｐ ＝ Ａ０/Ａ Ｐ０ － Ｓｐ/Ａ
（Ｐ：一定）
０
Ｐ１
Ｐ２
Ｐ３
入力圧（マスタシリンダ圧）（Ｐ０）

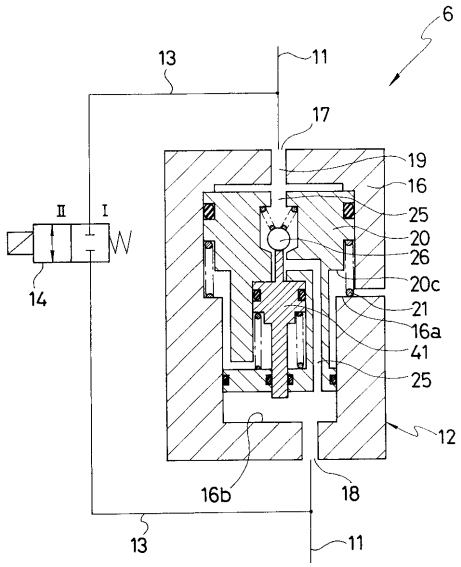
【図４】


回生トルク ホイル部（kgf・m）
最大回生トルクTmax
T4
T3
T2
T1
ブレーキペダルストローク量に応じて
回生トルクを上げていく
0
車速（km/h）またはモータ回転数（rpm）

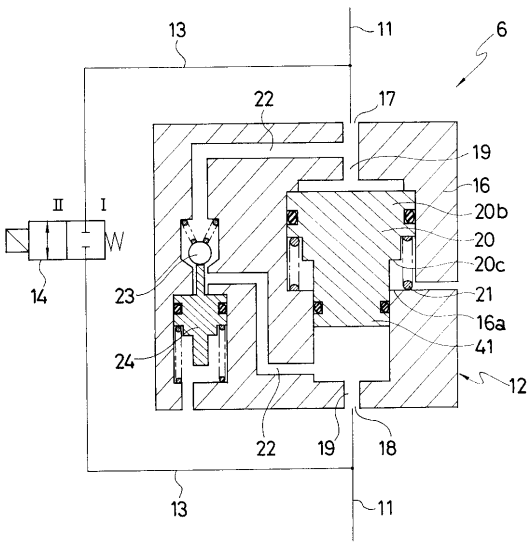
【図５】


スタート
S１
ブレーキ オン ？
NO
YES
S２
車速 ≦ Ｖ０ km/h ？
YES
NO
S３
ストロークセンサの
ストローク増加速度 ＞ 設定値 ？
YES
NO
S４
回生トルク減少 ？
YES
NO
S６
回生トルク減少率算出
S７
電磁開閉弁
デューティ比決定
S５
電磁開閉弁オフ
S,８
電磁開閉弁
デューティ制御
S９
電磁開閉弁オン
リターン

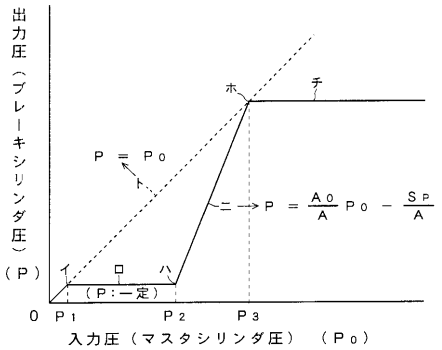
【図６】


6
13
11
17
19
16
25
20
26
20c
21
16a
41
25
12
Ⅱ
Ⅰ
14
16b
18
13
11

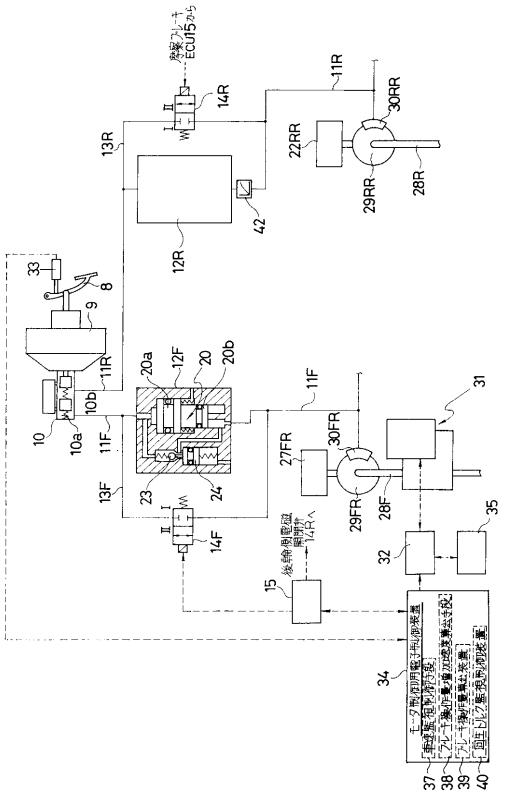
【図７】


13
11
6
22
17
19
16
20b
20
20c
21
16a
41
12
Ⅱ
Ⅰ
14
23
24
22
19
18
13
11

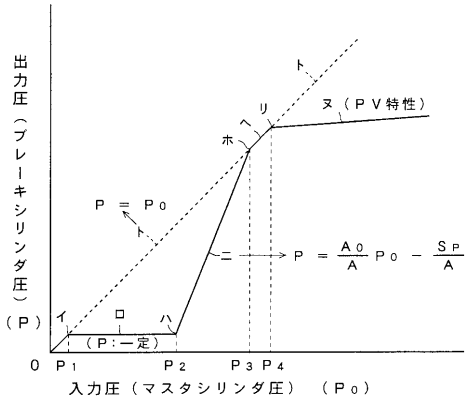
【図８】


出力圧（ブレーキシリンダ圧）（Ｐ）
ホ
チ
Ｐ ＝ Ｐ０
ト
ニ → Ｐ ＝ Ａ０／Ａ Ｐ０ － Ｓｐ／Ａ
イ
ロ
ハ
（Ｐ：一定）
０ Ｐ１ Ｐ２ Ｐ３
入力圧（マスタシリンダ圧）（Ｐ０）

【図９】


11R
30RR
22RR
29RR
28R
13R
14R
42
12R
33
8
9
11R
20a
12F
20
20b
11F
31
10
10a
10b
11F
27FR
30FR
13F
23
24
29FR
28F
35
14F
32
15
34
37
38
39
40

【図１０】


出力圧（ブレーキシリンダ圧）（Ｐ）
ト
リ
ヌ（ＰＶ特性）
ホ
Ｐ ＝ Ｐ０
ト
ニ → Ｐ ＝ Ａ０／Ａ Ｐ０ － Ｓｐ／Ａ
イ
ロ
ハ
（Ｐ：一定）
０ Ｐ１ Ｐ２ Ｐ３ Ｐ４
入力圧（マスタシリンダ圧）（Ｐ０）

フロントページの続き

(74)代理人　100095980
弁理士　菅井　英雄
(74)代理人　100097777
弁理士　韮澤　弘
(74)代理人　100091971
弁理士　米澤　明
(72)発明者　高崎　良保
埼玉県東松山市神明町２丁目１１番６号　自動車機器株式会社　松山工場内

審査官　村上　聡

(56)参考文献　特開平０５－１９９６０５（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.^{7}，ＤＢ名)
B60T 13/72
B60L 7/24
H02P 3/04