

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5030751号
(P5030751)

(45) 発行日 平成24年9月19日 (2012. 9. 19)

(24) 登録日 平成24年7月6日 (2012. 7. 6)

(51) Int. Cl.

B60T 8/17 (2006.01)

F 1

B60T 8/17

B

請求項の数 2 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2007-314417 (P2007-314417)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成19年12月5日 (2007. 12. 5)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2009-137377 (P2009-137377A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成21年6月25日 (2009. 6. 25)	(74) 代理人	100071870
審査請求日	平成21年11月27日 (2009. 11. 27)		弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(74) 代理人	100152227
			弁理士 ▲ぬで▼島 慎二
		(72) 発明者	石井 延之
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		審査官	小野田 達志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用ブレーキ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

電動モータ（32）でピストン（38A，38B）を作動させることでブレーキ液圧を発生する電動液圧発生手段（23）と、前記電動モータ（32）の作動を制御する電動モータ制御手段（U）とを備え、

前記電動モータ制御手段（U）は、運転者のブレーキ操作量に応じたブレーキ液圧を前記電動液圧発生手段（23）に発生させるための前記電動モータ（32）の目標回転角を算出し、前記電動モータ（32）の実回転角が前記目標回転角に一致するようにフィードバック制御する車両用ブレーキ装置であって、

前記電動モータ制御手段（U）は、前記電動液圧発生手段（23）に発生させるべき目標ブレーキ液圧と、前記電動液圧発生手段（23）が発生した実ブレーキ液圧との偏差に基づいて液圧補正量を算出し、この液圧補正量によって前記電動モータ（32）の目標回転角を補正する補正手段（M5）を備え、その補正された目標回転角に基づいて前記電動モータ（32）を駆動してブレーキ液圧を発生させ、

運転者がブレーキ操作を行わないとき、各車輪に対して個別にブレーキ液圧を供給可能なブレーキ液圧制御装置（24）を備え、前記補正手段（M5）は、前記ブレーキ液圧制御装置（24）に設けられた液圧センサ（Sa）の出力を用いて前記電動モータ（32）の目標回転角を補正することを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項2】

前記電動モータ制御手段（U）は、運転者のブレーキ操作量を前記目標ブレーキ液圧に

10

20

変換する変換手段（M1）を備えることを特徴とする、請求項1に記載の車両用ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電動モータでピストンを作動させることでブレーキ液圧を発生する電動液圧発生手段と、前記電動モータの作動を制御する電動モータ制御手段とを備え、前記電動モータ制御手段は、運転者のブレーキ操作量に応じたブレーキ液圧を前記電動液圧発生手段に発生させるための前記電動モータの目標回転角を算出し、前記電動モータの実回転角が前記目標回転角に一致するようにフィードバック制御する車両用ブレーキ装置に関する。

10

【背景技術】

【0002】

運転者の制動操作を電気信号に変換して電氣的液圧発生手段（スレーブシリンダ）を作動させ、このスレーブシリンダが発生するブレーキ液圧でホイールシリンダを作動させる、いわゆるBBW（ブレーキ・バイ・ワイヤ）式ブレーキ装置が、下記特許文献1により公知である。

【特許文献1】特開平2007-230435号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

20

ところで、上記従来のBBW式ブレーキ装置は、マスタシリンダが発生するブレーキ液圧を第1の液圧センサで検出するとともに、スレーブシリンダが発生するブレーキ液圧を第2の液圧センサで検出し、第2の液圧センサで検出したブレーキ液圧が、第1のブレーキ液圧センサで検出したブレーキ液圧に応じた値になるように、スレーブシリンダの電動モータの作動をフィードバック制御している。

【0004】

このように、ブレーキ液圧を用いてスレーブシリンダの電動モータの作動をフィードバック制御する場合、マスタシリンダやスレーブシリンダがブレーキ液圧を発生してから、そのブレーキ液圧が液圧センサによって検出されるまでに時間遅れが発生するため、スレーブシリンダの制御応答性が低下する問題がある。

30

【0005】

これを解消するために、運転者のブレーキ操作量を例えばブレーキペダルのストロークセンサで検出し、このブレーキペダルのストロークに対応するブレーキ液圧をスレーブシリンダに発生させるのに必要な電動モータの回転角を算出し、この回転角が得られるように電動モータの作動を制御することが考えられる。

【0006】

しかしながら、電動モータの実回転角が目標回転角になるようにフィードバック制御する場合、ブレーキキャリパの剛性の変化やブレーキパッドの摩耗のような経年変化により、電動モータの回転角とスレーブシリンダが実際に発生するブレーキ液圧との関係が次第に変化してしまう可能性がある。

40

【0007】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、電動液圧発生手段が発生するブレーキ液圧を電動モータの回転角フィードバックで制御する場合に、前記回転角と発生するブレーキ液圧との関係を一定に維持すること目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、電動モータでピストンを作動させることでブレーキ液圧を発生する電動液圧発生手段と、前記電動モータの作動を制御する電動モータ制御手段とを備え、前記電動モータ制御手段は、運転者のブレーキ操作量に応じたブレーキ液圧を前記電動液圧発生手段に発生させるための前記電動モータ

50

タの目標回転角を算出し、前記電動モータの実回転角が前記目標回転角に一致するようにフィードバック制御する車両用ブレーキ装置であって、前記電動モータ制御手段は、前記電動液圧発生手段に発生させるべき目標ブレーキ液圧と、前記電動液圧発生手段が発生した実ブレーキ液圧との偏差に基づいて液圧補正量を算出し、この液圧補正量によって前記電動モータの目標回転角を補正する補正手段を備え、その補正された目標回転角に基づいて前記電動モータを駆動してブレーキ液圧を発生させ、運転者がブレーキ操作を行わないとき、各車輪に対して個別にブレーキ液圧を供給可能なブレーキ液圧制御装置を備え、前記補正手段は、前記ブレーキ液圧制御装置に設けられた液圧センサの出力を用いて前記電動モータの目標回転角を補正することを特徴とする車両用ブレーキ装置が提案される。

【0009】

10

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記電動モータ制御手段は、運転者のブレーキ操作量を前記目標ブレーキ液圧に変換する変換手段を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置が提案される。

【0010】

尚、実施の形態のスレーブシリンダ23は本発明の電動液圧発生手段に対応し、実施の形態のVSA装置24は本発明のブレーキ液圧制御装置に対応し、実施の形態の後部ピストン38Aおよび前部ピストン38Bは本発明のピストンに対応し、実施の形態のストローク液圧変換手段M1は本発明の変換手段に対応し、実施の形態の液圧補正量算出手段M5は本発明の補正手段に対応し、実施の形態の電子制御ユニットUは本発明の電動モータ制御手段に対応する。

20

【発明の効果】

【0011】

請求項1の構成によれば、電動液圧発生手段の電動モータでピストンを作動させて運転者のブレーキ操作量に応じたブレーキ液圧を発生させるべく、電動液圧発生手段の電動モータの目標回転角を算出し、その目標回転角に電動モータの実回転角が一致するようにフィードバック制御するので、液圧センサがブレーキ液圧を検出するタイムラグを補償してスレーブシリンダの制御応答性を高めることができる。この場合、ブレーキキャリパの剛性の変化やブレーキパッドの摩耗のような経年変化により、電動モータの回転角とスレーブシリンダが実際に発生するブレーキ液圧との関係が変化するが、補正手段が、電動液圧発生手段に発生させるべき目標ブレーキ液圧と、電動液圧発生手段が発生した実ブレーキ液圧との偏差に基づいて電動モータの目標回転角を補正し、その補正された目標回転角に基づいて電動モータを駆動してブレーキ液圧を発生させるので、前記回転角と実ブレーキ液圧との関係を一定に維持することができる。しかも運転者がブレーキ操作を行わないときに各車輪に個別にブレーキ液圧を供給するブレーキ液圧制御装置に設けられた液圧センサを利用し、その液圧センサの出力を用いて電動モータの目標回転角を補正するので、特別の液圧センサを設ける必要をなくして部品点数の削減を図ることができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

以下、本発明の実施の形態を添付の図面に基づいて説明する。

【0013】

40

図1～図4は本発明の実施の形態を示すもので、図1は車両用ブレーキ装置の正常時の液圧回路図、図2は図1に対応する異常時の液圧回路図、図3は制御系のブロック図、図4は電子制御ユニットの回路構成を示す図である。

【0014】

図1に示すように、タンデム型のマスタシリンダ11は、運転者がブレーキペダル12を踏む踏力に応じたブレーキ液圧を出力する二つの液圧室13A、13Bを備えており、一方の液圧室13Aは液路Pa、Pb、Pc、Pd、Pe（第1系統）を介して例えば左前輪および右後輪のディスクブレーキ装置14、15のホイールシリンダ16、17に接続されるとともに、他方の液圧室13Bは液路Qa、Qb、Qc、Qd、Qe（第2系統）を介して例えば右前輪および左後輪のディスクブレーキ装置18、19のホイールシリ

50

ンダ 20, 21 に接続される。

【0015】

液路 P a, P b 間に常開型電磁弁である遮断弁 22 A が配置され、液路 Q a, Q b 間に常開型電磁弁である遮断弁 22 B が配置され、液路 P b, Q b と液路 P c, Q c との間にスレーブシリンダ 23 が配置され、液路 P c, Q c と液路 P d, P e ; Q d, Q e との間に V S A (ピークル・スタビリティ・アシスト) 装置 24 が配置される。

【0016】

液路 Q a から分岐する液路 R a, R b には、常閉型電磁弁である反力許可弁 25 を介してストロークシミュレータ 26 が接続される。ストロークシミュレータ 26 は、シリンダ 27 にスプリング 28 で付勢されたピストン 29 を摺動自在に嵌合させたもので、ピストン 29 の反スプリング 28 側に形成された液圧室 30 が液路 R b に連通する。

10

【0017】

スレーブシリンダ 23 のアクチュエータ 31 は、電動モータ 32 の出力軸に設けた駆動ベベルギヤ 33 と、駆動ベベルギヤ 33 に噛合する従動ベベルギヤ 34 と、従動ベベルギヤ 34 により作動するボールねじ機構 35 とを備える。

【0018】

スレーブシリンダ 23 のシリンダ本体 36 の後部および前部に、それぞれリターンズプリング 37 A, 37 B で後退方向に付勢された後部ピストン 38 A および前部ピストン 38 B が摺動自在に配置されており、後部ピストン 38 A および前部ピストン 38 B の前面にそれぞれ後部液圧室 39 A および前部液圧室 39 B が区画される。

20

【0019】

後部液圧室 39 A は入力ポート 40 A を介して液路 P b に連通するとともに、出力ポート 41 A を介して液路 P c に連通し、また前部液圧室 39 B は入力ポート 40 B を介して液路 Q b に連通するとともに、出力ポート 41 B を介して液路 Q c に連通する。

【0020】

しかして、図 1 において、電動モータ 32 を一方向に駆動すると、駆動ベベルギヤ 33、従動ベベルギヤ 34 およびボールねじ機構 35 を介して後部および前部ピストン 38 A, 38 B が前進し、液路 P b, Q b に連なる入力ポート 40 A, 40 B が閉塞された瞬間に後部および前部液圧室 39 A, 39 B にブレーキ液圧を発生させ、そのブレーキ液圧を出力ポート 41 A, 41 B を介して液路 P c, Q c に出力することができる。

30

【0021】

V S A 装置 24 の構造は周知のもので、左前輪および右後輪のディスクブレーキ装置 14, 15 の第 1 系統を制御する第 1 ブレーキアクチュエータ 51 A と、右前輪および左後輪のディスクブレーキ装置 18, 19 の第 2 系統を制御する第 2 ブレーキアクチュエータ 51 B とに同じ構造のものが設けられる。

【0022】

以下、その代表として左前輪および右後輪のディスクブレーキ装置 14, 15 の第 1 系統の第 1 ブレーキアクチュエータ 51 A について説明する。

【0023】

第 1 ブレーキアクチュエータ 51 A は、上流側に位置するスレーブシリンダ 23 の出力ポート 41 A に連なる液路 P c と、下流側に位置する左前輪および右後輪のホイールシリンダ 16, 17 にそれぞれ連なる液路 P d, P e との間に配置される。

40

【0024】

第 1 ブレーキアクチュエータ 51 A は左前輪および右後輪のホイールシリンダ 16, 17 に対して共通の液路 52 および液路 53 を備えており、液路 P c および液路 52 間に配置された可変開度の常開ソレノイドバルブよりなるレギュレータバルブ 54 と、このレギュレータバルブ 54 に対して並列に配置されて液路 P c 側から液路 52 側へのブレーキ液の流通を許容するチェックバルブ 55 と、液路 52 および液路 P e 間に配置された可変開度の常開型ソレノイドバルブよりなるインバルブ 56 と、このインバルブ 56 に対して並列に配置されて液路 P e 側から液路 52 側へのブレーキ液の流通を許容するチェックバル

50

ブ５７と、液路５２および液路Ｐｄ間に配置された可変開度の常開型ソレノイドバルブよりなるインバルブ５８と、このインバルブ５８に対して並列に配置されて液路Ｐｄ側から液路５２側へのブレーキ液の流通を許容するチェックバルブ５９と、液路Ｐｅおよび液路５３間に配置された可変開度の常閉型ソレノイドバルブよりなるアウトバルブ６０と、液路Ｐｄおよび液路５３間に配置された可変開度の常閉型ソレノイドバルブよりなるアウトバルブ６１と、液路５３に接続されたりザーバ６２と、液路５３および液路５２間に配置されて液路５３側から液路５２側へのブレーキ液の流通を許容するチェックバルブ６３と、このチェックバルブ６３および液路５２間に配置されて液路５３側から液路５２側へブレーキ液を供給するポンプ６４と、このポンプ６４を駆動する電動モータ６５と、チェックバルブ６３およびポンプ６４の中間位置と液路Ｐｃとの間に配置された常閉型ソレノイドバルブよりなるサクションバルブ６６とを備える。

10

【００２５】

尚、前記電動モータ６５は、第１、第２ブレーキアクチュエータ５１Ａ、５１Ｂのポンプ６４、６４に対して共用化されているが、各々のポンプ６４、６４に対して専用の電動モータ６５、６５を設けることも可能である。

【００２６】

VSA装置２４の入口側の液路Ｐｃ、Ｑｃにスレーブシリンダ２３が発生するブレーキ液圧を検出する液圧センサＳａ、Ｓａが設けられ、ブレーキペダル１２にペダルストローク、つまり運転者のブレーキ操作量を検出するストロークセンサＳｂが設けられ、四輪のそれぞれに車輪速センサＳｃ…が設けられ、スレーブシリンダ２３の電動モータ３２に回

20

【００２７】

図３は、図１で説明したブレーキ装置の制御系のブロック図であって、前記液圧センサＳａ、Ｓａ、ストロークセンサＳｂ、車輪速センサＳｃ…および回転角センサＳｄからの信号が入力される電子制御ユニットＵは、遮断弁２２Ａ、２２Ｂ、VSA装置２４、反力許可弁２５および電動モータ３２の作動を制御する。

【００２８】

図４に示すように、電子制御ユニットＵは、ストロークー液圧変換手段Ｍ１と、液圧ー回転角変換手段Ｍ２と、実液圧推定手段Ｍ３と、減算手段Ｍ４と、液圧補正量算出手段Ｍ５と、加算手段Ｍ６と、減算手段Ｍ７と、モータ制御手段Ｍ８とを備える。

30

【００２９】

次に、上記構成を備えた本発明の実施の形態の作用を説明する。

【００３０】

ストロークー液圧変換手段Ｍ１は、ストロークセンサＳｂで検出したブレーキペダル１２のストロークを、スレーブシリンダ２３に発生させるべきブレーキ液圧（目標ブレーキ液圧）に変換する。スレーブシリンダ２３に発生させるべきブレーキ液圧は、基本的にブレーキペダル１２のストロークの増加に応じて増加する。

【００３１】

液圧ー回転角変換手段Ｍ２は、スレーブシリンダ２３の電動モータ３２の回転角とスレーブシリンダ２３の後部および前部ピストン３８Ａ、３８Ｂのストロークとが所定の対応関係にあることから、ストロークー液圧変換手段Ｍ１で変換したブレーキ液圧を、スレーブシリンダ２３の電動モータ３２の回転角（目標回転角）に変換する。その変換特性は、ブレーキ液圧の増加に応じて、目標回転角の増加率が次第に小さくなるように設定される。

40

【００３２】

実液圧推定手段Ｍ３は、液圧センサＳａ、Ｓａの出力に、液路Ｐｃ、Ｑｃにおけるブレーキ液圧の立ち上がり遅れを補償するための一次遅れフィルタ処理を施すことで、スレーブシリンダ２３が発生する実ブレーキ液圧を推定する。

【００３３】

減算手段Ｍ４は、ストロークー液圧変換手段Ｍ１が出力する目標ブレーキ液圧から、実

50

液圧推定手段M3が出力する実ブレーキ液圧を減算し、その偏差を出力する。

【0034】

液圧補正量算出手段M5は、減算手段M4が出力する目標ブレーキ液圧と実ブレーキ液圧との偏差に基づいて、電動モータ32の回転角に換算した液圧補正量を算出する。前記偏差はブレーキキャリパの剛性の変化やブレーキパッドの摩耗のような経年変化により発生するものであり、前記液圧補正量は前記経年変化による目標ブレーキ液圧と実ブレーキ液圧との偏差を補償するように設定される。この液圧補正量を算出するとき、液圧補正量算出手段M5は電動モータ32の作動遅れを補償するための一次遅れフィルタ処理を併せて実行する。

【0035】

10

加算手段M6は、液圧一回転角変換手段M2が出力する電動モータ32の目標回転角に、液圧補正量算出手段M5が出力する電動モータ32の回転角に換算した液圧補正量を加算し、その加算値を出力する。加算手段M6が出力する前記加算値は、電動モータ32の最終的な目標回転角となる。

【0036】

減算手段M7は、加算手段M6が出力する前記加算値、つまり電動モータ32の最終的な目標回転角を、回転角センサSdで検出した電動モータ32の実回転角から減算し、その偏差を出力する。

【0037】

モータ制御手段M8は、減算手段M7が出力する偏差が0に収束するように、電動モータ32の作動をフィードバック制御する。

20

【0038】

次に、図1に示す油圧回路の具体的な作用を説明する。

【0039】

システムが正常に機能する正常時には、常開型電磁弁よりなる遮断弁22A、22Bが消磁されて開弁し、常閉型電磁弁よりなる反力許可弁25が励磁されて開弁する。この状態でブレーキペダル12に設けたストロークセンサSbが運転者によるブレーキペダル12の踏み込みを検出すると、スレーブシリンダ23のアクチュエータ31が作動して後部および前部ピストン38A、38Bが前進することで、後部および前部液圧室39A、39Bにブレーキ液圧が発生する。このブレーキ液圧はVSA装置24の開弁したインバルブ56、56;58、58を介してディスクブレーキ装置14、15、18、19のホイールシリンダ16、17、20、21に伝達され、各車輪を制動する。

30

【0040】

スレーブシリンダ23の後部および前部ピストン38A、38Bが僅かに前進すると、液路Pb、Qbと後部および前部液圧室39A、39Bとの連通が遮断されるため、マスタシリンダ11が発生したブレーキ液圧はディスクブレーキ装置14、15、18、19に伝達されることはない。このとき、マスタシリンダ11の他方の液圧室13Bが発生したブレーキ液圧は開弁した反力許可弁25を介してストロークシミュレータ26の液圧室30に伝達され、そのピストン29をスプリング28に抗して移動させることで、ブレーキペダル12のストロークを許容するとともに擬似的なペダル反力を発生させて運転者の違和感を解消することができる。

40

【0041】

このとき、図4で説明したように、運転者のブレーキペダル12の操作量であるストロークセンサSbの出力に応じたブレーキ液圧をスレーブシリンダ23に発生させるべく、スレーブシリンダ23の電動モータ32の目標回転角を算出し、その目標回転角に電動モータ32の実回転角が一致するようにフィードバック制御するので、液圧センサがブレーキ液圧を検出するタイムラグを補償してスレーブシリンダ23の制御応答性を高めることができる。

【0042】

またブレーキキャリパの剛性の変化やブレーキパッドの摩耗のような経年変化により、

50

電動モータ 3 2 の回転角とスレーブシリンダ 2 3 が実際に発生するブレーキ液圧との関係が変化するが、液圧補正量算出手段 M 5 が目標ブレーキ液圧と実ブレーキ液圧との偏差に基づいて電動モータ 3 2 の目標回転角を補正するので、前記回転角と実ブレーキ液圧との関係を一定に維持し、スレーブシリンダ 2 3 が発生するブレーキ液圧を精度良く制御することができる。

【0043】

また運転者がブレーキ操作を行わないときに各車輪に個別にブレーキ液圧を供給する V S A 装置 2 4 に設けられた液圧センサ S a, S a を利用し、その液圧センサ S a, S a の出力を用いて電動モータ 3 2 の目標回転角を補正するので、特別の液圧センサを設ける必要をなくして部品点数の削減を図ることができる。

10

【0044】

次に、V S A 装置 2 4 の作用を説明する。

【0045】

運転者が制動を行うべくブレーキペダル 1 1 を踏んだときには、電動モータ 6 5 が作動を停止し、レギュレータバルブ 5 4, 5 4 が消磁して開弁し、サクシヨナルバルブ 6 6, 6 6 が消磁して閉弁し、インバルブ 5 6, 5 6 ; 5 8, 5 8 が消磁して開弁し、アウトバルブ 6 0, 6 0 ; 6 1, 6 1 が消磁して閉弁する。従って、作動中のスレーブシリンダ 2 3 の出力ポート 4 1 A, 4 1 B から出力されたブレーキ液圧は、レギュレータバルブ 5 4, 5 4 から開弁状態にあるインバルブ 5 6, 5 6 ; 5 8, 5 8 を経てホイールシリンダ 1 6, 1 7, 2 0, 2 1 に供給され、四輪を制動することができる。

20

【0046】

運転者がブレーキペダル 1 1 を踏んでいないときには、サクシヨナルバルブ 6 6, 6 6 を励磁して開弁した状態で電動モータ 6 5 でポンプ 6 4, 6 4 を駆動すると、スレーブシリンダ 2 3 側からサクシヨナルバルブ 6 6, 6 6 を経て吸入されてポンプ 6 4, 6 4 で加圧されたブレーキ液が、レギュレータバルブ 5 4, 5 4 およびインバルブ 5 6, 5 6 ; 5 8, 5 8 に供給される。従って、レギュレータバルブ 5 4, 5 4 を励磁して開度を調整することで液路 5 2, 5 2 のブレーキ液圧を調圧するとともに、そのブレーキ液圧を励磁により所定の開度に開弁したインバルブ 5 6, 5 6 ; 5 8, 5 8 を介してホイールシリンダ 1 6, 1 7, 2 0, 2 1 に選択的に供給することで、運転者がブレーキペダル 1 1 を踏んでいない状態でも、四輪の制動力を個別に制御することができる。

30

【0047】

従って、第 1、第 2 ブレーキアクチュエータ 5 1 A, 5 1 B により四輪の制動力を個別に制御し、旋回内輪の制動力を増加させて旋回性能を高めたり、旋回外輪の制動力を増加させて直進安定性能を高めたりすることができる。

【0048】

また衝突を回避するために運転者がブレーキペダル 1 1 を急激に踏んだときには、スレーブシリンダ 2 3 が発生するブレーキ液圧がポンプ 6 4, 6 4 によって更に増圧され、その増圧されたブレーキ液圧でホイールシリンダ 1 6, 1 7, 2 0, 2 1 に最大限の制動力を発生させる。即ち、レギュレータバルブ 5 4, 5 4 を励磁して閉弁し、かつサクシヨナルバルブ 6 6, 6 6 を励磁して開弁した状態で電動モータ 6 5 でポンプ 6 4, 6 4 を駆動すると、スレーブシリンダ 2 3 が発生したブレーキ液圧はサクシヨナルバルブ 6 6, 6 6 を経てポンプ 6 4, 6 4 に吸入され、そこで更に加圧された状態でインバルブ 5 6, 5 6 ; 5 8, 5 8 を経てホイールシリンダ 1 6, 1 7, 2 0, 2 1 に供給されることで、運転者のブレーキ操作をアシストして衝突回避のための大きな制動力を発生することができる。

40

【0049】

また運転者がブレーキペダル 1 2 を踏んでの制動中に、例えば左前輪が低摩擦係数路を踏んでロック傾向になったことを車輪速センサ S c … の出力に基づいて検出した場合には、第 1 ブレーキアクチュエータ 5 1 A の一方のインバルブ 5 8 を励磁して閉弁するとともに、一方のアウトバルブ 6 1 を励磁して開弁することで、左前輪のホイールシリンダ 1 6 のブレーキ液圧をリザーバ 6 2 に逃がして所定の圧力まで減圧した後、アウトバルブ 6 1

50

を消磁して閉弁することで、左前輪のホイールシリンダ16のブレーキ液圧を保持する。その結果、左前輪のホイールシリンダ16のロック傾向が解消に向かうと、インバルブ58を消磁して開弁することで、スレーブシリンダ23の出力ポート41Aからのブレーキ液圧を左前輪のホイールシリンダ16に供給して所定の圧力まで増圧することで、制動力を増加させる。

【0050】

この増圧によって左前輪が再びロック傾向になった場合には、前記減圧→保持→増圧を繰り返すことにより、左前輪のロックを抑制しながら制動距離を最小限に抑えるABS（アンチロック・ブレーキ・システム）制御を行うことができる。

【0051】

以上、左前輪のホイールシリンダ16がロック傾向になったときのABS制御について説明したが、右後輪のホイールシリンダ17、右前輪のホイールシリンダ20、左後輪のホイールシリンダ21がロック傾向になったときのABS制御も同様にして行うことができる。

【0052】

上述したVSA制御（ABS制御を含む）を実行している間、遮断弁22A、22Bが閉弁状態に維持されることで、VSA装置24の作動による液圧変化がキックバックとなってマスタシリンダ11からブレーキペダル12に伝達されるのを防止することができる。

【0053】

さて、電源が失陥すると、図2に示すように、常開型電磁弁よりなる遮断弁22A、22Bは自動的に開弁し、常閉型電磁弁よりなる反力許可弁25は自動的に閉弁し、常開型電磁弁よりなるインバルブ56、56；58、58は自動的に開弁し、常閉型電磁弁よりなるアウトバルブ60、60；61、61は自動的に閉弁する。この状態では、マスタシリンダ11の二つの液圧室13A、13Bにおいて発生したブレーキ液圧は、ストロークシミュレータ26に吸収されることなく、遮断弁22A、22B、スレーブシリンダ23の後部および前部液圧室39A、39Bおよびインバルブ56、56；58、58を通して各車輪のディスクブレーキ装置14、15、18、19のホイールシリンダ16、17、20、21を作動させ、支障なく制動力を発生させることができる。

【0054】

以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0055】

例えば、実施の形態のブレーキ装置はVSA装置24を備えているが、VSA装置24の代わりにABS装置を備えていても良い。

【図面の簡単な説明】

【0056】

【図1】車両用ブレーキ装置の正常時の液圧回路図

【図2】図1に対応する異常時の液圧回路図

【図3】制御系のブロック図

【図4】電子制御ユニットの回路構成を示す図

【符号の説明】

【0057】

- 23 スレーブシリンダ（電動液圧発生手段）
- 24 VSA装置（ブレーキ液圧制御装置）
- 32 電動モータ
- 38A 後部ピストン（ピストン）
- 38B 前部ピストン（ピストン）
- M1 ストローク-液圧変換手段（変換手段）
- M5 液圧補正量算出手段（補正手段）

10

20

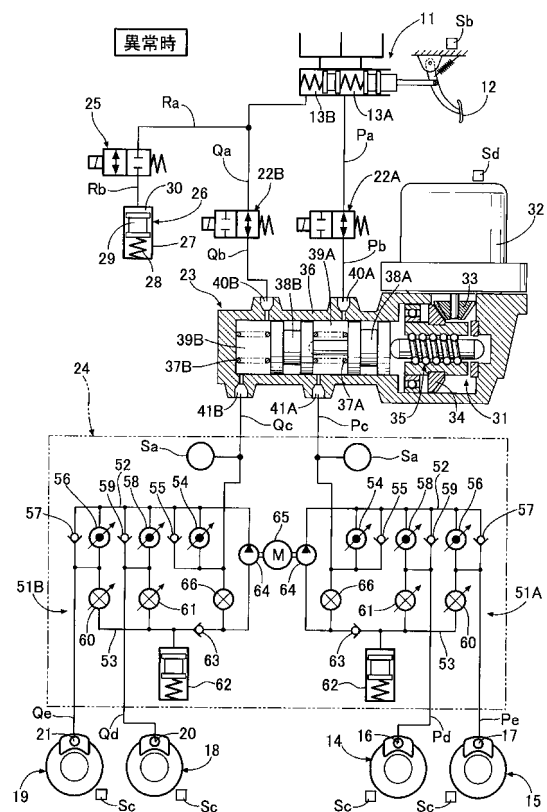
30

40

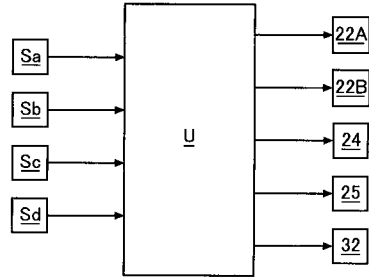
50

U 電子制御ユニット（電動モータ制御手段）

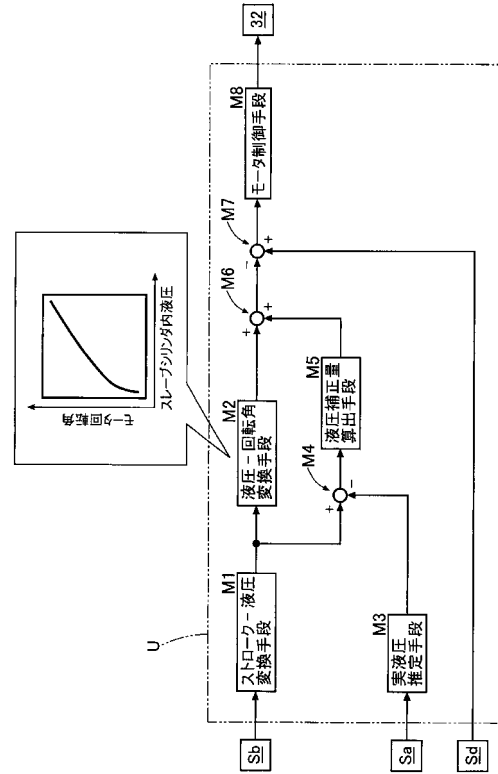
【図 2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2006-175887 (JP, A)
特開2003-205836 (JP, A)
特開2000-130482 (JP, A)
特開2006-161899 (JP, A)
特開2004-192194 (JP, A)
特開平10-119748 (JP, A)
特開2007-161154 (JP, A)
特開平11-099933 (JP, A)
特開2003-034244 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60T 8/17