

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5428201号
(P5428201)

(45) 発行日 平成26年2月26日(2014.2.26)

(24) 登録日 平成25年12月13日(2013.12.13)

(51) Int. Cl.	F 1
B60T 8/1761 (2006.01)	B60T 8/1761
B60T 13/74 (2006.01)	B60T 13/74 Z
B60T 8/44 (2006.01)	B60T 8/44

請求項の数 6 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2008-130327 (P2008-130327)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成20年5月19日 (2008.5.19)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2009-274684 (P2009-274684A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成21年11月26日 (2009.11.26)	(74) 代理人	100119644
審査請求日	平成23年4月25日 (2011.4.25)		弁理士 綾田 正道
		(72) 発明者	遠藤 康幸
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
			日産自動車株式会社
			内
		(72) 発明者	和田 辰也
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
			日産自動車株式会社
			内
		審査官	森本 康正
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動倍力式液圧ブレーキ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ブレーキ操作力に応動して押し込まれることでマスターシリンダ液圧を出力する主ピストンと、電動機によりストロークされるブーストピストンとを相互にストローク可能に嵌合して具え、前記ブーストピストンを前記電動機で前記主ピストンの押し込みストロークに追従する方向へ変位させることにより前記マスターシリンダ液圧を助勢する倍力作用を生起させるようにした電動式ブレーキ倍力装置付きマスターシリンダを具え、

前記マスターシリンダ液圧に応じたブレーキ液圧により車輪を制動し、

該車輪の制動ロック時に、前記ブレーキ液圧をアンチスキッド制御ユニットにより低下させて該制動ロックを防止するようにした電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記主ピストンの押し込み方向と逆方向への前記ブーストピストンのストロークを、これら主ピストンおよびブーストピストン間に介在させた弾性手段に抗し制限範囲内で行わせることによりブレーキペダル踏力の変化を補償するよう構成し、

前記アンチスキッド制御ユニットの作動中、前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力を低下させるよう構成し、

該電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下量は、

前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲以上である場合、この制限範囲のブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助

勢力低下量とし、

前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲未満である場合、前記前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下に必要なブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量としたことを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

【請求項 2】

請求項1に記載の電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下量は、現在の路面摩擦係数のもとで前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量であることを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

10

【請求項 3】

請求項2に記載の電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記路面摩擦係数は、予め求めておいた、車輪スリップ率と路面摩擦係数との関係をもとに、車輪スリップ率演算値から求めるものであることを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

【請求項 4】

請求項2または3に記載の電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記マスターシリンダ液圧をモニタしながら、該マスターシリンダ液圧が前記マスターシリンダ液圧の低下に対応したものになるよう、前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下を行うものであることを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

20

【請求項 5】

請求項2または3に記載の電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記ブーストピストンのストロークをモニタしながら、該ブーストピストンのストロークが前記マスターシリンダ液圧の低下に対応したものになるよう、前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下を行うものであることを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

【請求項 6】

請求項2または3に記載の電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記電動機の消費電流をモニタしながら、該消費電流が前記マスターシリンダ液圧の低下に対応したものになるよう、前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下を行うものであることを特徴とする電動倍力式液圧ブレーキ装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ブレーキ操作力に応動するマスターシリンダからのマスターシリンダ液圧を電動式ブレーキ倍力装置により助勢してブレーキ操作を軽快に行い得るようにした電動倍力式液圧ブレーキ装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

電動倍力式液圧ブレーキ装置の電動式ブレーキ倍力装置としては従来から様々なものが提案されているが、例えば特許文献1に記載のように、ブレーキ操作を検知して電動機によりマスターシリンダ液圧増圧方向に押し込まれるブーストピストンでマスターシリンダ液圧を助勢するよう構成するのが一般的である。

40

そして電動倍力式液圧ブレーキ装置は、かように助勢されたマスターシリンダ液圧に応じて制御されるブレーキ液圧により車輪を制動する配管構成となす。

【特許文献1】特開平10-138909号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

50

しかし従来の電動倍力式液圧ブレーキ装置にあっては、電動式ブレーキ倍力装置がブレーキ操作力に応じたマスターシリンダ液圧の助勢を継続的に行うものであるため、

ブレーキ操作力による制動中、常に電動式ブレーキ倍力装置の電動機にブレーキ操作力対応の電流を供給し続けることとなり、電動式ブレーキ倍力装置（電動機）の消費電力が多くなるという問題があった。

【0004】

つまり液圧ブレーキ装置は、制動中に車輪がロックした時、マスターシリンダ液圧に応じたブレーキ液圧をアンチスキッド制御ユニットにより低下させて該車輪の制動ロックを防止し、制動距離が路面摩擦係数ごとの最短距離となるよう構成することが多く、電動倍力式液圧ブレーキ装置もその例外ではない。

10

このアンチスキッド制御中は、運転者がブレーキペダル踏力（ブレーキ操作力）を保っていても、ブレーキ液圧を上記のごとく低下させるべきであることを考慮すると、その上流側におけるマスターシリンダ液圧がブレーキ液圧に対して高すぎることを意味する。

【0005】

しかし従来の電動倍力式液圧ブレーキ装置にあっては前記のごとく、電動式ブレーキ倍力装置がブレーキ操作力に応じたマスターシリンダ液圧の助勢を継続的に行うものであるため、

アンチスキッド制御中も常に電動式ブレーキ倍力装置の電動機にブレーキ操作力対応の電流を供給し続け、マスターシリンダ液圧を不要に高くしていることとなり、その分だけ電動式ブレーキ倍力装置（電動機）の電力が無駄に消費され、消費電力が多くなるという問題があった。

20

【0006】

図9により付言するに、この図は、運転者がブレーキペダル踏力（ブレーキ操作力） F を図示のように時系列変化させて tG で示すような車両減速度を要求するブレーキ操作を行った場合の動作タイムチャートである。

従来は、図9の瞬時 $t1 \sim t6$ におけるアンチスキッド制御中も倍力用電動機にブレーキペダル踏力 F （ブレーキ操作力）対応の電流 I を破線で示すように供給し続け、マスターシリンダ液圧 Pm を破線で示すように不要に高くして、その分だけ電動式ブレーキ倍力装置（電動機）の電力が無駄に消費され、消費電力が多くなる。

【0007】

30

本発明は、上述のごとくアンチスキッド制御中はブレーキ液圧が低下されているため、マスターシリンダ液圧をブレーキ操作力相当の高い値にする必要がないとの事実認識に基づき、

この間、電動式ブレーキ倍力装置への電力供給を低下させて電力の無駄な消費を抑制し、これにより消費電力に関する上記の問題を解消可能な電動倍力式液圧ブレーキ装置を提案することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この目的のため本発明による電動倍力式液圧ブレーキ装置は、請求項1に記載のごとく、

40

ブレーキ操作力に応動して押し込まれることでマスターシリンダ液圧を出力する主ピストンと、電動機によりストロークされるブーストピストンを相互にストローク可能に嵌合して見え、前記ブーストピストンを前記電動機で前記主ピストンの押し込みストロークに追従する方向へ変位させることにより前記マスターシリンダ液圧を助勢する倍力作用を生起させるようにした電動式ブレーキ倍力装置付きマスターシリンダを具備、

前記マスターシリンダ液圧に応じたブレーキ液圧により車輪を制動し、

該車輪の制動ロック時に、前記ブレーキ液圧をアンチスキッド制御ユニットにより低下させて該制動ロックを防止するようにした電動倍力式液圧ブレーキ装置において、

前記主ピストンの押し込み方向と逆方向への前記ブーストピストンのストロークを、これら主ピストンおよびブーストピストン間に介在させた弾性手段に抗し制限範囲内で行わ

50

せることによりブレーキペダル踏力の変化を補償するよう構成し、

前記アンチスキッド制御ユニットの作動中、前記電動式ブレーキ倍力装置の助勢力を低下させるよう構成し、

該電動式ブレーキ倍力装置の助勢力低下量は、

前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲以上である場合、この制限範囲のブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量とし、

前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲未満である場合、前記前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下に必要なブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量としたことを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0009】

上記した本発明の電動倍力式液圧ブレーキ装置によれば、

主ピストンの押し込み方向と逆方向へのブーストピストンのストロークを、これら両ピストン間に介在させた弾性手段に抗し制限範囲内で行わせることによりブレーキペダル踏力の変化を補償するよう構成し、

マスターシリンダ液圧に応じたブレーキ液圧により制動されている車輪が制動ロックを生じたことでアンチスキッド制御ユニットが、ブレーキ液圧を低下させて当該車輪の制動ロックを防止するよう作動しているアンチスキッド制御中、マスターシリンダ液圧に対する電動式ブレーキ倍力装置の助勢力を低下させ、このときの助勢力低下量を以下のように定めるため、

つまり、前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲以上である場合、この制限範囲のブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量とし、

前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生起させるブーストピストンストロークに伴うブレーキペダル踏力変化を補償するのに必要な踏力変化補償用ペダルストロークが前記制限範囲未満である場合、前記前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下に必要なブーストピストンストロークによって得られるマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量とするため、

アンチスキッド制御中、マスターシリンダ液圧をブレーキ操作力相当の高い値にする必要がないのに、マスターシリンダ液圧をこの高い値にすべく電動式ブレーキ倍力装置へ無駄に電力が供給されて、電力消費が大きくなるという前記の問題を解消することができると共に、この作用効果をブレーキ操作力の変化無しに達成することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

以下、本発明の実施の形態を、図面に示す実施例に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施例になる電動倍力式液圧ブレーキ装置のシステム図で、

本実施例においては、車両のブレーキ液圧系を、左前輪および右後輪用のブレーキ液圧系と、右前輪および左後輪用のブレーキ液圧系との2系統に分離させた、X配管式液圧ブレーキ装置として電動倍力式液圧ブレーキ装置を構成し、

更にこれら2系統のブレーキ液圧を、運転者によるブレーキ操作力によるだけでなく、

10

20

30

40

50

これから切り離して個別に電子制御可能となるよう構成する。

【 0 0 1 1 】

図1において1は、運転者が希望する車両の要求減速度に応じて踏み込むブレーキペダルで、

図1の電動倍力式液圧ブレーキ装置は、該ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）に応動するマスターシリンダ2を具える。

このマスターシリンダ2は、ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）に連動して図の左方へ押し込まれる方向へストロークする主ピストン3を具え、この主ピストン3が押し込みストローク時に図示せざるレリーフポートを閉じて、リザーバタンク4からのブレーキ液を媒体とするマスターシリンダ液圧 P_m を、フリーピストン5の両側におけるシリンダ室6,7内に発生させるものとする。

10

【 0 0 1 2 】

シリンダ室6,7内に発生するマスターシリンダ液圧 P_m はそれぞれ、フリーピストン5の存在によって常に同じ圧力値を呈し、これらシリンダ室6,7内に発生したマスターシリンダ液圧 P_m を、個々のブレーキ液圧系8,9に出力する。

【 0 0 1 3 】

マスターシリンダ2には電動式ブレーキ倍力装置11を内蔵し、この電動式ブレーキ倍力装置11をブーストピストン12と、ボールナット13と、電動機14とで構成する。

ブーストピストン12は筒状ピストンとし、その中心孔内に前記の主ピストン3を摺動自在に嵌合し、ブーストピストン12の外周をマスターシリンダ2内に回転不能にして摺動自在に嵌合させる。

20

【 0 0 1 4 】

ボールナット13は軸線方向位置を固定してブーストピストン12の外周にボール15を介し螺合させ、ボールナット13が回転するとき、その回転方向に応じた方向へブーストピストン12をストロークさせ得るようにする。

電動機14は、ボールナット13を回転させ得るためのもので、マスターシリンダ2内に固設する。

主ピストン3およびブーストピストン12の接近方向相対ストロークが制限範囲 S に限られるよう、主ピストン3に大径段差部3aを設定して、この大径段差部3aと、ブーストピストン12の対応端面との間に、後述の用をなす弾性手段としての踏力補償バネ16を介在させる。

30

【 0 0 1 5 】

上記した電動式ブレーキ倍力装置11の作用を以下に説明する。

ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）に連動して主ピストン3が図1の左方（押し込まれる方向）へストロークすることでシリンダ室6,7内にマスターシリンダ液圧 P_m を発生させるとき、

かかるブレーキ操作を検知して電動機14が、ブーストピストン12をマスターシリンダ液圧増圧方向（図1の左方）に押し込むべくボールナット13を回転させる。

【 0 0 1 6 】

ブーストピストン12はかかるストローク時に、リザーバタンク4と通じた図示せざるレリーフポートを閉じた後にシリンダ室6の容積減少を惹起し、これによりマスターシリンダ液圧 P_m を助勢する。

40

よって、要求するマスターシリンダ液圧 P_m をブレーキペダル1の小さな踏力（ブレーキ操作力）により発生させることができ、軽快なブレーキ操作を実現することができる。

【 0 0 1 7 】

なお、かかる倍力作用中シリンダ室6内の液圧助勢分が主ピストン3の内端面に作用してブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）を増大させようとするが、

この間ブーストピストン12が主ピストン3に対し遠ざかる方向（図1の左方）へ相対ストロークすることから、

踏力補償バネ16が主ピストン3に付与している弾性反力を低下され、液圧助勢分による

50

ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）増大を相殺して、ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）を不変に保つ踏力補償機能を得ることができる。

【0018】

ちなみに、ブーストピストン12が主ピストン3に対し逆に接近する方向（図1の右方）へ相対ストロークして、シリンダ室6の容積減少によりシリンダ室6内のマスターシリンダ液圧 P_m を低下させる場合においても、以下のようにして所定の踏力補償機能を得ることができる。

かかるシリンダ室6内の液圧低下は主ピストン3を介してブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）を低下させようとするが、

この間ブーストピストン12が主ピストン3に対し接近する方向（図1の右方）へ相対ストロークすることから、踏力補償バネ16が主ピストン3に付与している弾性反力を増大され、シリンダ室6内の液圧低下によるブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）低下を相殺して、ブレーキペダル1の踏力（ブレーキ操作力）を不変に保つ踏力補償機能を得ることができる。

10

【0019】

マスターシリンダ室6に係わるブレーキ液圧系8は、右前輪および左後輪用のブレーキ液圧系とし、マスターシリンダ室7に係わるブレーキ液圧系9は、左前輪および右後輪用のブレーキ液圧系とする。

このため後者のブレーキ液圧系9は、左前輪21FLのホイールシリンダ22FLおよび右後輪21RRのホイールシリンダ22RRに接続し、前者のブレーキ液圧系8は、図示せざる右前輪ホイールシリンダおよび左後輪ホイールシリンダに接続する。

20

【0020】

これら両ブレーキ液圧系8,9と、これらに係わるホイールシリンダとの接続に際しては、アンチスキッド制御ユニット23を介して当該接続を行う。

アンチスキッド制御ユニット13は、両ブレーキ液圧系8,9用のアンチスキッド制御部を同様な構成とし、ブレーキ液圧系9に関するアンチスキッド制御部につき以下、代表的に説明する。

【0021】

アンチスキッド制御ユニット13内のアンチスキッド制御部は、マスターシリンダ液圧 P_m に応じて左前輪ホイールシリンダ22FLおよび右後輪ホイールシリンダ22RRへのブレーキ液圧 P_w （便宜上、両輪のブレーキ液圧を同じ符号 P_w で示す）を個々に電子制御するものとする。

30

ブレーキ液圧系9に遮断弁24を挿置し、これを、ソレノイドON時に閉じる常開電磁弁とする。

遮断弁24よりも下流においてブレーキ液圧系9を、左前輪ホイールシリンダ22FLに至るブレーキ液圧系9FLと、右後輪ホイールシリンダ22RRに至るブレーキ液圧系9RRとに分岐させる。

【0022】

左前輪ブレーキ液圧系9FLおよび右後輪ブレーキ液圧系9RRにそれぞれ増圧弁25FL,25RRを挿置し、これら増圧弁25FL,25RRを、ソレノイドON時に閉じる常開電磁弁とする。

40

左前輪ブレーキ液圧系9FLおよび右後輪ブレーキ液圧系9RRには更に、増圧弁25FL,25RRに対し並列となるよう逆止弁26FL,26RRを接続し、

これら逆止弁26FL,26RRは対応するホイールシリンダ22FL,22RRへのブレーキ液流を阻止する向きに配置する。

【0023】

増圧弁25FL,25RRよりも下流側における左前輪ブレーキ液圧系9FLおよび右後輪ブレーキ液圧系9RRの箇所はそれぞれ、減圧弁27FL,27RRを介して共通なりザーバ28に通じさせ、これら減圧弁27FL,27RRを、ソレノイドON時に開く常閉電磁弁とする。

遮断弁24の下流側におけるブレーキ液圧系9の箇所と、上記りザーバ28との間を管路29に接続し、この管路29中に、遮断弁24の側から順に逆止弁31~33を挿置し、これら逆止弁

50

31～33はそれぞれ、リザーバ28へのブレーキ液流を阻止する向きに配置する。

【0024】

遮断弁24の上流側におけるブレーキ液圧系9の箇所は、吸入弁34を介して、逆止弁32,33間における管路29の箇所に通じさせ、この吸入弁34を、ソレノイドON時に開く常閉電磁弁とする。

そして、逆止弁31,32間における管路29の箇所に、専用のモータ35で駆動されるポンプ36を接続して設ける。

【0025】

上記したアンチスキッド制御ユニット23のアンチスキッド制御作用は周知であり、その詳細な説明を省略するが、概略を説明すると以下の通りである。

マスターシリンダ液圧Pmをそのまま用いて左前輪21FLおよび右後輪21RRを制動する場合は、遮断弁24をOFFにより開通させておき、吸入弁34をOFFにより遮断しておく。

この場合、ブレーキ液圧系9のマスターシリンダ液圧Pmが、分岐したブレーキ液圧系9FL,9RRから、増圧弁25FL,25RR（OFFで開状態）を経て左前輪ホイールシリンダ22FLおよび右後輪ホイールシリンダ22RRに達し、左前輪21FLおよび右後輪21RRを制動することができる。

【0026】

この間、車輪が制動ロックしなければ（スリップ率が、最大摩擦係数に対応した理想スリップ率を超えていなければ）、減圧弁27FL,27RRがOFFにより閉状態にされていることから、増圧弁25FL,25RRのOFF（開状態）と減圧弁27FL,27RRのOFF（閉状態）とでアンチスキッド制御が行われず、

マスターシリンダ液圧Pmがそのままブレーキ液圧Pwとして対応するホイールシリンダ22FL,22RRに達し、左前輪21FLおよび右後輪21RRの制動に供される。

【0027】

車輪が制動ロックすると（スリップ率が、最大摩擦係数に対応した理想スリップ率を超えると）、先ず増圧弁25FL,25RRがONにより閉状態にされ、減圧弁27FL,27RRのOFF（閉状態）と相まってアンチスキッド制御が開始され、マスターシリンダ液圧Pmの上昇に関係なくブレーキ液圧Pwがこの時の値に保圧される。

かかるブレーキ液圧Pwの保圧によっても車輪スリップ率が增大する時、車輪の制動ロックが確実なものであるとの認定により、今度は減圧弁27FL,27RRもONして開状態に切り替え、この減圧弁27FL,27RRを経てブレーキ液圧Pwを減圧するアンチスキッド制御の開始により車輪の回転を回復させる（スリップ率を最大摩擦係数に対応した理想スリップ率に向かわせる）。

【0028】

なお減圧弁27FL,27RRによる減圧分はリザーバ28に蓄圧され、車輪の回転回復後に減圧弁27FL,27RRのOFF（閉状態）と増圧弁25FL,25RRのOFF（開状態）とで行われるブレーキ液圧Pwの再増圧に供される。

よって、上記したアンチスキッドサイクルが繰り返され、車輪のスリップ率が最大摩擦係数に対応した理想スリップ率に保たれるよう（制動距離が最短になるよう）ブレーキ液圧Pwを制御しつつ車輪の制動ロックを防止することができる。

【0029】

なお図1の電動倍力式液圧ブレーキ装置は、マスターシリンダ液圧Pmを元圧とせずポンプ36からの吐出ブレーキ液を媒体としてブレーキ液圧Pwを電子制御することもできる。

この場合、遮断弁24をONにより遮断し、吸入弁34をOFFにより遮断しておき、ポンプ36からの吐出ブレーキ液をブレーキ液圧系9FL,9RRにより増圧弁25FL,25RR（OFFで開状態）を経て左前輪ホイールシリンダ22FLおよび右後輪ホイールシリンダ22RRに向かわせ、ブレーキ液圧Pwを発生させる。

【0030】

一方で、マスターシリンダ液圧Pmを検出する圧力センサ41を設け、ブレーキ液圧Pwが当該センサ41で検出したマスターシリンダ液圧Pmに一致するよう、前記したアンチスキッド

10

20

30

40

50

ド制御時と同様な増圧弁25FL, 25RRのOFF, ON制御と減圧弁27FL, 27RRのOFF, ON制御とによりブレーキ液圧Pwを電子制御下に増減圧する。

よって、ブレーキ液圧Pwがマスターシリンダ液圧Pmと同じになるよう制御され、マスターシリンダ液圧Pmをそのままブレーキ液圧Pwとしてホイールシリンダ22FL, 22RRへ供給する場合と同様に左前輪21FLおよび右後輪21RRを制動することができる。

【0031】

この制動中に車輪がロックすると、前記したと同様な増圧弁25FL, 25RRのOFF, ONと減圧弁27FL, 27RRのOFF, ONとを介したアンチスキッド制御によりブレーキ液圧Pwを、マスターシリンダ液圧Pmの上昇に関係なく保圧したり、減圧したり、再増圧して、車輪のスリップ率が最大摩擦係数に対応した理想スリップ率に保たれるよう(制動距離が最短になるよう)な態様で車輪の制動ロックを防止することができる。

10

【0032】

ところで本実施例においては、電動式ブレーキ倍力装置11の消費電流を節約するため、特に以下の構成とする。

この目的のため図1に示すごとく、マスターシリンダ液圧Pmを検出する前記圧力センサ41の他に、

車輪速Vw(全車輪の車輪速を便宜上同じVwで示した)を検出する車輪速センサ42FL, 42RR(実際はアンチスキッド制御ユニット23に既存するから、それを用いる)と、

電動機14の回転位置(ボールナット13の回転によるブーストピストン12のストローク位置)を検出するレゾルバ43と、

20

電動機14への供給電流(消費電流)Iを検出する電流センサ44と、

ブレーキペダル1のストロークを検出するブレーキストロークセンサ45とを設ける。

【0033】

図1の電動式ブレーキ倍力装置は、図示せざるコントローラを具え、このコントローラは上記した各センサからの信号をもとに図2に示す制御プログラムを実行して、以下のように電動式ブレーキ倍力装置11の消費電流を節約する。

ステップS11においては、アンチスキッド制御ユニット23による前記したアンチスキッド制御(ブレーキ液圧Pwの減圧)が開始されたか否かをチェックし、アンチスキッド制御(ブレーキ液圧Pwの減圧)が開始されていないならば、

本発明が狙いとする電動式ブレーキ倍力装置11の消費電流節約制御を行い得ないから、ステップS22において、センサ45で検出したブレーキペダルストロークに応じたブレーキ倍力作用が得られるよう通常通りに電動式ブレーキ倍力装置11(電動機14)への供給電流Iを決定し、ステップS21においてこの電流Iを電動式ブレーキ倍力装置11(電動機14)に供給する。

30

【0034】

ステップS11でアンチスキッド制御(ブレーキ液圧Pwの減圧)が開始されたと判定するとき、制御をステップS12に進め、以下のようにして、本発明が狙いとする電動式ブレーキ倍力装置11の消費電流節約制御を行う。

つまり先ずステップS12において、当該アンチスキッド制御(ブレーキ液圧Pwの減圧)の開始時におけるマスターシリンダ液圧Pmおよび電動式ブレーキ倍力装置11(電動機14)の消費電流Iをそれぞれ、アンチスキッド制御(減圧)開始時マスターシリンダ液圧P0およびアンチスキッド制御(減圧)開始時ブースタ供給電流I0として記憶する。

40

【0035】

次のステップS13においては、路面摩擦係数 μ を算出する。

この算出に当たっては、車輪速Vwをもとにアンチスキッド制御で行われていると同様な要領で車輪スリップ率SLipを演算し、この車輪スリップ率SLipと、路面摩擦係数 μ との関係を表す、図3に例示したごとき μ -SLipマップ(予め実験などにより求めておく)をもとに、上記演算した車輪スリップ率SLipから、路面摩擦係数 μ をマップ検索し、これをアンチスキッド制御(減圧)開始時路面摩擦係数 μ_0 とする。

【0036】

50

次のステップS 14においては、減速度が変化しない範囲で最大限可能なマスターシリンダ液圧低下幅である減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P を以下のようにして算出する。

先ず、ステップS 13で求めたアンチスキッド制御（減圧）開始時路面摩擦係数 μ_0 において得られる μ_0 時減速度を発生させるのに必要な図4に二点鎖線で示す μ_0 時減速度発生用前後輪制動力特性と、同図に実線で示す実車の前後輪制動力配分特性との交点における後輪制動力を求める。

【 0 0 3 7 】

そして、当該交点における後輪制動力から、図4に一点鎖線で示す前後輪同時ロック前後輪制動力特性をもとに、前後輪が同時ロックする態様で μ_0 時減速度を発生させるのに必要なマスターシリンダ液圧（ μ_0 時減速度用前後輪同時ロックマスターシリンダ液圧） P' を求める。

10

従って、当該 μ_0 時減速度用前後輪同時ロックマスターシリンダ液圧 P' は、アンチスキッド制御（減圧）開始時路面摩擦係数 μ_0 において得られる μ_0 時減速度を発生させるのに必要なマスターシリンダ液圧の限界値を意味し、

マスターシリンダ液圧 P_m が当該 μ_0 時減速度用前後輪同時ロックマスターシリンダ液圧 P' よりも低くなると、車両の減速度が低下する。

【 0 0 3 8 】

一方、ステップS 12で求めたアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 は、図4に一点鎖線で示す前後輪同時ロック前後輪制動力特性上に表示すると、「マスターシリンダ液圧 P_0 時制動力」の点として示すようなものとなり、

20

減速度が変化しない範囲で最大限可能なマスターシリンダ液圧低下幅である減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P は、アンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、上記 μ_0 時減速度用前後輪同時ロックマスターシリンダ液圧 P' を差し引いて求めることができる。

【 0 0 3 9 】

次のステップS 15においては、減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P だけマスターシリンダ液圧 P_m を低下させるべくブーストピストン12を図1の右方へストロークさせた時における踏力変化を無くすのに必要な踏力補償用ペダルストローク L を算出する。

この算出に際しては、図5に実線で例示するようなブーストピストンストローク ST_b とマスターシリンダ液圧 P_m との関係を表した $ST_b - P_m$ 特性と、同図に一点鎖線で例示するようなブレーキペダルストローク ST_p とブレーキペダル踏力 F との関係を表した $ST_p - F$ 特性とを用いる。

30

【 0 0 4 0 】

先ず、 $ST_b - P_m$ 特性をもとに、アンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、 μ_0 時減速度用前後輪同時ロックマスターシリンダ液圧 P' へのマスターシリンダ液圧低下 P によるブレーキペダル踏力 F の変化 ΔF を求める。

次に $ST_p - F$ 特性から、上記のブレーキペダル踏力変化 ΔF を無くすのに必要な踏力変化補償用ペダルストローク L を求める。

【 0 0 4 1 】

40

次のステップS 16においては、図1のレゾルバ43で検出した電動機14の回転位置からボールナット13の回転位置、つまり、ブーストピストン12のストローク位置を割り出し、電動式ブレーキ倍力装置11内における主ピストン3およびブーストピストン12間の軸線方向ギャップ（相互接近方向制限範囲：踏力変化補償ギャップ） S を算出する。

次いでステップS 17において、踏力変化補償用ペダルストローク L が主ピストン3およびブーストピストン12間の踏力変化補償ギャップ S 以上であるか否かを、つまり、マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 以上であるか否かをチェックする。

【 0 0 4 2 】

図5に示すように、踏力変化補償用ペダルストローク L が踏力変化補償ギャップ S 以上

50

である（マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 以上である）場合、

ブーストピストン12が踏力補償バネ16を圧縮し切って、踏力補償バネ16による前記した踏力補償を期待できず、上記のマスターシリンダ液圧低下 P をそのまま実行すると、ブレーキペダル踏力が変化して違和感となる。

【0043】

そこで、ステップ S 17において踏力変化補償用ペダルストローク L が踏力変化補償ギャップ S 以上である（マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 以上である）と判定する場合、制御をステップ S 18に進める。

10

このステップ S 18においては、ブーストピストン12が踏力補償ギャップ S だけストロークした場合のマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P_0 を算出する。

この算出に際しては、図5の $STp - F$ 特性から、踏力補償ギャップ S 分で補償できる踏力変化量 f を求め、かかる踏力変化量 f のマスターシリンダ液圧変化量換算値を上記のマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P_0 と定める。

【0044】

次のステップ S 19においては、マスターシリンダ液圧 P_m と、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I との関係を表す図6に例示した予定のマップをもとに、

マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から上記のマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P_0 だけ低下させるのに必要な電流低下幅 i を求め、

20

マスターシリンダ液圧 P_m を $(P_0 - P_0) = P_0'$ （図5も参照）へ低下させる電流 i' を、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I と定める。

そしてステップ S 21で、この電流 I を電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）に供給する。

【0045】

減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P が図5におけるように小さくなく、これにより決まる踏力変化補償用ペダルストローク L が小さくて、図2のステップ S 17で踏力変化補償用ペダルストローク L が主ピストン3およびブーストピストン12間の踏力変化補償ギャップ S 未満であると判定する場合は、つまり、マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 未満である場合は、制御をステップ S 20に進めて以下のように電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）の節電制御を行う。

30

【0046】

上記のように、減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P が図5におけるように小さくなく、踏力変化補償用ペダルストローク L が主ピストン3およびブーストピストン12間の踏力変化補償ギャップ S 未満である場合、

マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 未満であって、ブーストピストン12が踏力補償バネ16を圧縮し切ることがなくて、踏力補償バネ16による前記した踏力補償機能が得られるため、上記のマスターシリンダ液圧低下 P をそのまま実行しても、ブレーキペダル踏力が変化することがなくて違和感を生じない。

40

【0047】

よって、ステップ S 17で踏力変化補償用ペダルストローク L が踏力変化補償ギャップ S 未満である（マスターシリンダ液圧低下 P に必要なブーストピストン12のストローク量が踏力変化補償ギャップ S 未満である）と判定する場合、

ステップ S 20において、マスターシリンダ液圧 P_m と、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I との関係を表す図6に例示した予定のマップをもとに、

マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から上記のマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P だけ低下させるのに必要な電流低下

50

幅 I を求め、

マスターシリンダ液圧 P_m を $(P_0 - P) = P'$ へ低下させる電流 I' を、電動式ブレーキ倍力装置 11 (電動機 14) への供給電流 I と定める。

そしてステップ S 21 で、この電流 I を電動式ブレーキ倍力装置 11 (電動機 14) に供給する。

【 0 0 4 8 】

図 2 ~ 6 につき上述した電動式ブレーキ倍力装置 11 の消費電流節約制御によれば、

図 9 に示すごとく瞬時 t_1 に前輪がアンチスキッド制御 (ABS) を開始され、瞬時 t_2 に後輪がアンチスキッド制御 (ABS) を開始され、瞬時 t_3 にアンチスキッド制御 (ABS) によるブレーキ液圧 P_w の減圧が開始され、瞬時 t_4 にブレーキペダル 1 の戻し操作が開始され、瞬時 t_5 にアンチスキッド制御 (ABS) によるブレーキ液圧 P_w の減圧が終了し、瞬時 t_6 にアンチスキッド制御ユニット 23 が非作動にされた場合につき説明すると、

アンチスキッド制御 (ABS) によるブレーキ液圧 P_w の減圧が開始された瞬時 t_3 から、アンチスキッド制御 (ABS) によるブレーキ液圧 P_w の減圧が終了する瞬時 t_5 までの間、

当該ブレーキ液圧 P_w の減圧に呼応してマスターシリンダ液圧 P_m を、アンチスキッド制御 (減圧) 開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最大限、 P_0' または P' へと低下させるべく、電動式ブレーキ倍力装置 11 (電動機 14) への供給電流 I をマスターシリンダ液圧 P_0 対応の I_0 から i' または I' へと低下させて、電動式ブレーキ倍力装置 11 によるマスターシリンダ液圧助勢力を低下させるため、

アンチスキッド制御中、マスターシリンダ液圧 P_m をブレーキ操作力相当の高い値にする必要がないのに、マスターシリンダ液圧 P_m をこの高い値にすべく電動式ブレーキ倍力装置 11 へ無駄に電力が供給されて、その電力消費が大きくなるという問題を解消することができる。

【 0 0 4 9 】

しかも、電動式ブレーキ倍力装置 11 によるマスターシリンダ液圧助勢力低下量 (電動式ブレーキ倍力装置 11 への供給電流 I の低下量 i または I によるマスターシリンダ液圧低下量 P_0 または P) を、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最も大きな低下量としたため、

図 9 の瞬時 $t_3 \sim t_5$ 間における実減速度 G ブレーキペダル踏力 F の時系列変化から明らかのように、車両減速度 G の変化やブレーキ操作力 F の変化を生じないようにしつつ、電動式ブレーキ倍力装置 11 の節電効果を最も高くすることができる。

【 0 0 5 0 】

また上記の目的のため車両減速度およびブレーキ操作力が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量 (電動式ブレーキ倍力装置 11 への供給電流 I の低下量 i または I によるマスターシリンダ液圧低下量 P_0 または P) を求めるに際し、

まず、車両減速度が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量 (マスターシリンダ液圧低下量 P) を求め、

これがブレーキ操作力を変化させなければ当該低下量を、車両減速度およびブレーキ操作力が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量 (電動式ブレーキ倍力装置 11 への供給電流 I の低下量 I によるマスターシリンダ液圧低下量 P) とし、

車両減速度が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量 (マスターシリンダ液圧低下量 P) だとブレーキ操作力が変化す場合は、当該低下量に代えて、ブレーキ操作力が変化しない範囲で最大のマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量を、車両減速度およびブレーキ操作力が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量 (電動式ブレーキ倍力装置 11 への供給電流 I の低下量 i によるマスターシリンダ液圧低下量 P_0) としたため、

車両減速度およびブレーキ操作力が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置 11 の助勢力低下量を簡単な順次の演算により確実に求めることができ、演算負荷を減ずることができる。

【 0 0 5 1 】

10

20

30

40

50

なお、車両減速度が変化しない範囲で最大の電動式ブレーキ倍力装置11の助勢力低下量（マスターシリンダ液圧低下量 P ）は、

現在の路面摩擦係数 μ_0 のもとで前後輪が同時に制動ロックするマスターシリンダ液圧値へのマスターシリンダ液圧低下を生じさせる助勢力低下量としたため、

あらゆる路面摩擦係数 μ のもとで、上記の作用効果を確実に達成することができて、広範囲の走行条件で電動式ブレーキ倍力装置11の上記節電効果を享受し得る。

【0052】

さらに、路面摩擦係数 μ を求めるに際し、図3に例示する車輪スリップ率 $SLip$ と路面摩擦係数 μ との関係をもとに、車輪スリップ率演算値 $SLip$ からマップ検索するため、

路面摩擦係数 μ を簡単、且つ、正確に求めることができ、演算負荷を減ずることができる。

10

【0053】

なお上記した実施例では、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）の消費電流 I をモニタしながら、この消費電流 I が前記したマスターシリンダ液圧の低下 P_o および P に対応したものになるよう、電動式ブレーキ倍力装置11の助勢力低下を行うよう構成したが、

この代わりに、マスターシリンダ液圧 P_m をモニタしながら、このマスターシリンダ液圧 P_m が前記したマスターシリンダ液圧の低下 P_o および P に対応したものになるよう、電動式ブレーキ倍力装置11の助勢力低下を行うような構成にしたり、

ブーストピストン12のストローク ST_b をモニタしながら、このブーストピストンストローク ST_b が前記したマスターシリンダ液圧の低下 P_o および P に対応したものになるよう、電動式ブレーキ倍力装置11の助勢力低下を行うような構成にすることができる。

20

【0054】

前者の場合、節電制御プログラムを図7に示すごときものとし、後者の場合、節電制御プログラムを図8に示すごときものとする。

これら図7,8は、図2の代わりに実行する節電制御プログラムであるが、図2におけると同様なステップには同一符号を付して示し、その説明を省略した。

【0055】

図7の節電制御プログラムは、図2におけるステップS19をステップS31に置換し、ステップS20をステップS32に置換したものである。

ステップS31においては、マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、ステップS18で求めたマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P_o だけ低下させて、 $P_o' = P_0 - P_o$ に一致させるフィードバック制御により電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I を決定する。

30

またステップS32においては、マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、ステップS14で求めた減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P だけ低下させて、 $P' = P_0 - P$ に一致させるフィードバック制御により電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I を決定する。

ステップS31またはステップS32で求めた電流 I を、ステップS21において電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）へ出力する。

【0056】

40

かかる節電制御によっても、図9に示すごとく、アンチスキッド制御（ブレーキ液圧 P_w の減圧）開始瞬時 t_3 から減圧終了瞬時 t_5 までの間、ブレーキ液圧 P_w の減圧に呼応してマスターシリンダ液圧 P_m を、アンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最大限、 P_o' または P' へと低下させるべく、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I を低下させて電動式ブレーキ倍力装置11によるマスターシリンダ液圧助勢力を低下させることになるため、

アンチスキッド制御中、マスターシリンダ液圧 P_m をブレーキ操作力相当の高い値にする必要がないのに、マスターシリンダ液圧 P_m をこの高い値にすべく電動式ブレーキ倍力装置11へ無駄に電力が供給されて、その電力消費が大きくなるという問題を解消することができる。

50

【 0 0 5 7 】

しかも、電動式ブレーキ倍力装置11によるマスターシリンダ液圧助勢力低下量（マスターシリンダ液圧低下量 P_0 または P ）を、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最も大きな低下量としたため、

図9の瞬時 $t_3 \sim t_5$ 間における実減速度 G ブレーキペダル踏力 F の時系列変化から明らかのように、車両減速度 G の変化やブレーキ操作力 F の変化を生じないようにしつつ、電動式ブレーキ倍力装置11の節電効果を最も高くすることができる。

【 0 0 5 8 】

図8の節電制御プログラムは、図2のステップS12およびステップS13間にステップS41を追加し、図2におけるステップS19をステップS42に置換し、ステップS20をステップS43に置換したものである。

ステップS41においては、アンチスキッド制御（ブレーキ液圧 P_w の減圧）の開始時におけるブーストピストンストローク位置 ST_b （図1のレゾルバ43の検出値から演算する）を、アンチスキッド制御（減圧）開始時ブーストピストンストローク位置 X_0 （図5参照）として記憶する。

【 0 0 5 9 】

ステップS42においては、図5の $ST_b - P_m$ 特性をもとに、マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、ステップS18で求めたマスターシリンダ液圧変化（低下）幅 P_0 だけ低下させて P_0' とするのに必要なブーストピストンストローク変化量 X_0 を求め、

ブーストピストンストローク位置 ST_b を $(X_0 - X_0) = X_0'$ にするための電流 i' （図6に示されている）を、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I と定める。

【 0 0 6 0 】

ステップS43においては、図5の $ST_b - P_m$ 特性をもとに、マスターシリンダ液圧 P_m をアンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、ステップS14で求めた減速度不変用マスターシリンダ減圧許容幅 P だけ低下させて P' とするのに必要なブーストピストンストローク変化量 X を求め、

ブーストピストンストローク位置 ST_b を $(X_0 - X) = X'$ にするための電流 I' （図6に示されている）を、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I と定める。

ステップS42またはステップS43で求めた電流 I を、ステップS21において電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）へ出力する。

【 0 0 6 1 】

かかる節電制御によっても、図9に示すごとく、アンチスキッド制御（ブレーキ液圧 P_w の減圧）開始瞬時 t_3 から減圧終了瞬時 t_5 までの間、ブレーキ液圧 P_w の減圧に呼応してマスターシリンダ液圧 P_m を、アンチスキッド制御（減圧）開始時マスターシリンダ液圧 P_0 から、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最大限、 P_0' または P' へと低下させるべく、電動式ブレーキ倍力装置11（電動機14）への供給電流 I を低下させて電動式ブレーキ倍力装置11によるマスターシリンダ液圧助勢力を低下させることになるため、

アンチスキッド制御中、マスターシリンダ液圧 P_m をブレーキ操作力相当の高い値にする必要がないのに、マスターシリンダ液圧 P_m をこの高い値にすべく電動式ブレーキ倍力装置11へ無駄に電力が供給されて、その電力消費が大きくなるという問題を解消することができる。

【 0 0 6 2 】

しかも、電動式ブレーキ倍力装置11によるマスターシリンダ液圧助勢力低下量（マスターシリンダ液圧低下量 P_0 または P ）を、車両減速度およびブレーキペダル踏力が変化しない範囲で最も大きな低下量としたため、

図9の瞬時 $t_3 \sim t_5$ 間における実減速度 G ブレーキペダル踏力 F の時系列変化から明らかのように、車両減速度 G の変化やブレーキ操作力 F の変化を生じないようにしつつ、電動式ブレーキ倍力装置11の節電効果を最も高くすることができる。

【 図面の簡単な説明 】

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

【図 1】本発明の一実施例になる電動倍力式液圧ブレーキ装置のシステム図である。

【図 2】同ブレーキ装置におけるコントローラが、電動式ブレーキ倍力装置の節電用に実行する節電制御プログラムのフローチャートである。

【図 3】車輪スリップ率と路面摩擦係数との関係を例示する特性線図である。

【図 4】マスターシリンダ液圧により得られる制動力変化特性を併記して示す前後輪制動力配分特性図である。

【図 5】ブレーキペダルのストロークと踏力との関係、および、ブーストピストンストロークとマスターシリンダ液圧との関係を示す特性線図である。

【図 6】マスターシリンダ液圧と、電動式ブレーキ倍力装置への供給電流との関係を示す特性線図である。 10

【図 7】本発明の他の実施例を示す、図2と同様な節電制御プログラムのフローチャートである。

【図 8】本発明の更に他の実施例を示す、図2と同様な節電制御プログラムのフローチャートである。

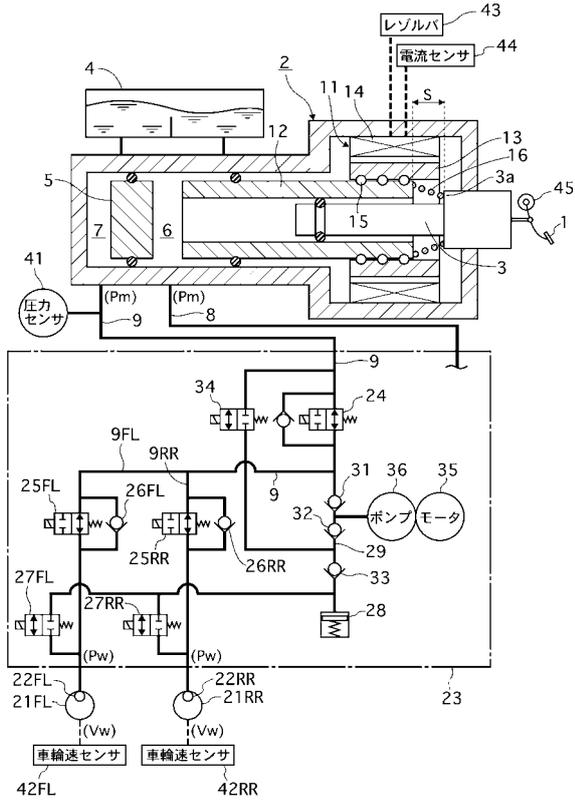
【図 9】図示例の節電制御プログラムによる動作を示す動作タイムチャートである。

【符号の説明】

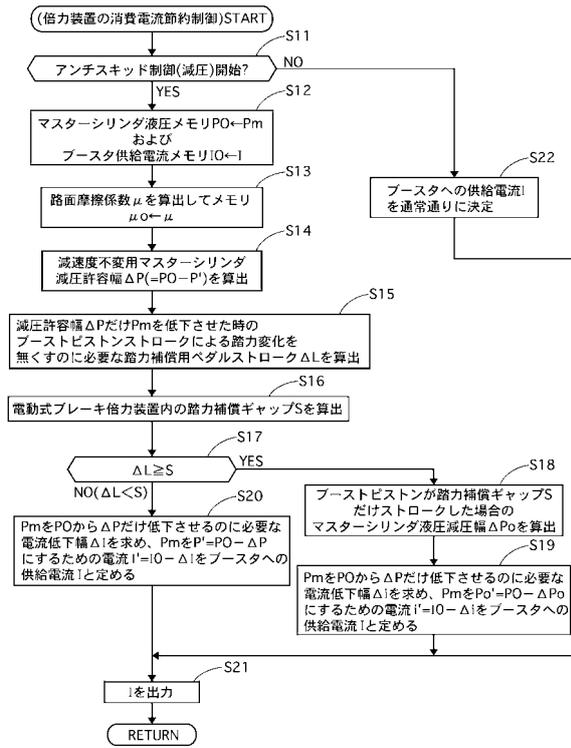
【 0 0 6 4 】

- | | | |
|-----------|---------------|----|
| 1 | ブレーキペダル | |
| 2 | マスターシリンダ | 20 |
| 3 | 主ピストン | |
| 4 | リザーバタンク | |
| 5 | フリーピストン | |
| 8,9 | ブレーキ液圧系 | |
| 11 | 電動式ブレーキ倍力装置 | |
| 12 | ブーストピストン | |
| 13 | ボールナット | |
| 14 | 電動機 | |
| 15 | ボール | |
| 16 | 踏力補償バネ | 30 |
| S | 踏力補償ギャップ | |
| 21FL | 左前輪 | |
| 22FL | 左前輪ホイールシリンダ | |
| 21RR | 右後輪 | |
| 22RR | 右後輪ホイールシリンダ | |
| 23 | アンチスキッド制御ユニット | |
| 24 | 遮断弁 | |
| 25FL,25RR | 増圧弁 | |
| 27FL,27RR | 減圧弁 | |
| 28 | リザーバ | 40 |
| 34 | 吸入弁 | |
| 36 | ポンプ | |
| 41 | 圧力センサ | |
| 42FL,42RR | 車輪速センサ | |
| 43 | レゾルバ | |
| 44 | 電流センサ | |
| 45 | ブレーキストロークセンサ | |

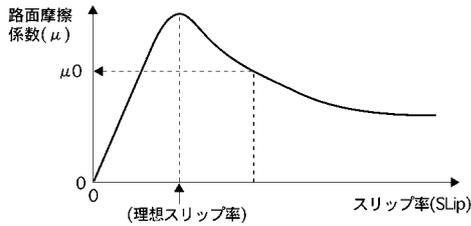
【図1】



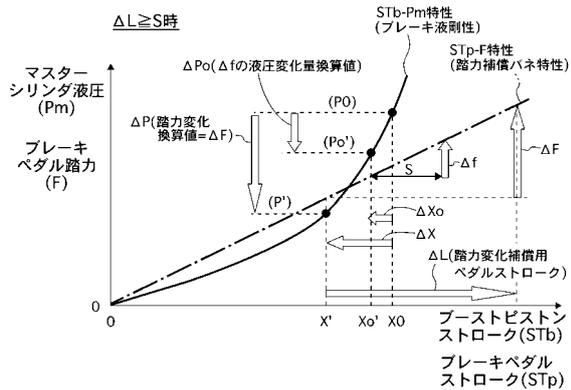
【図2】



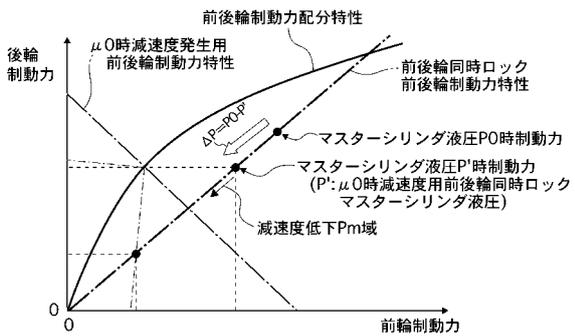
【図3】



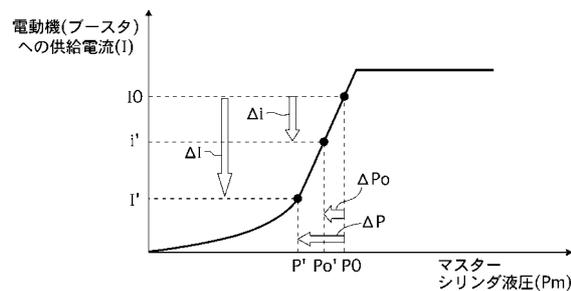
【図5】



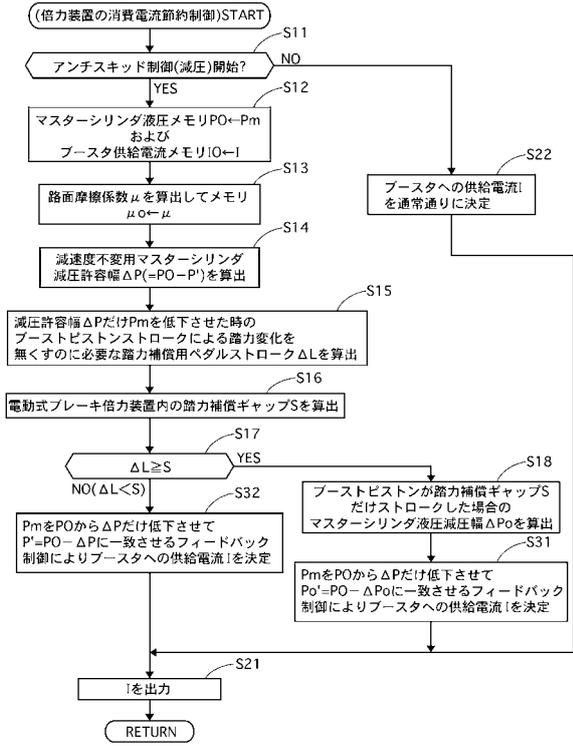
【図4】



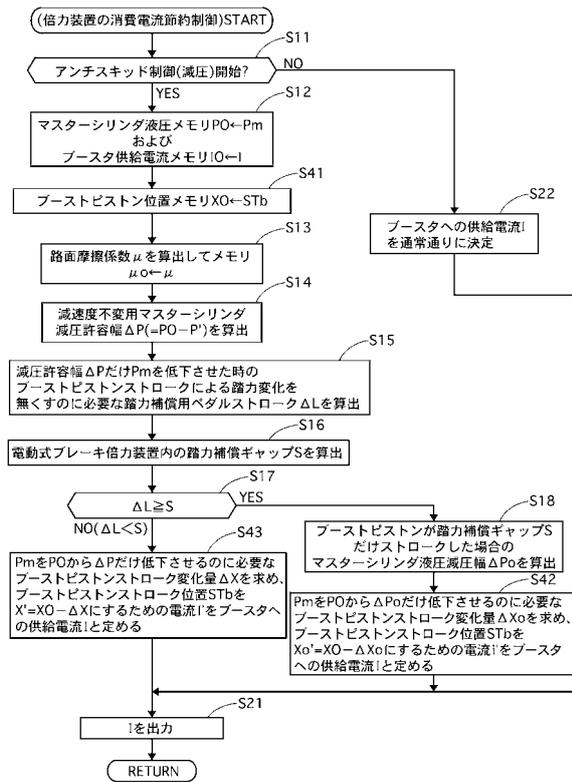
【図6】



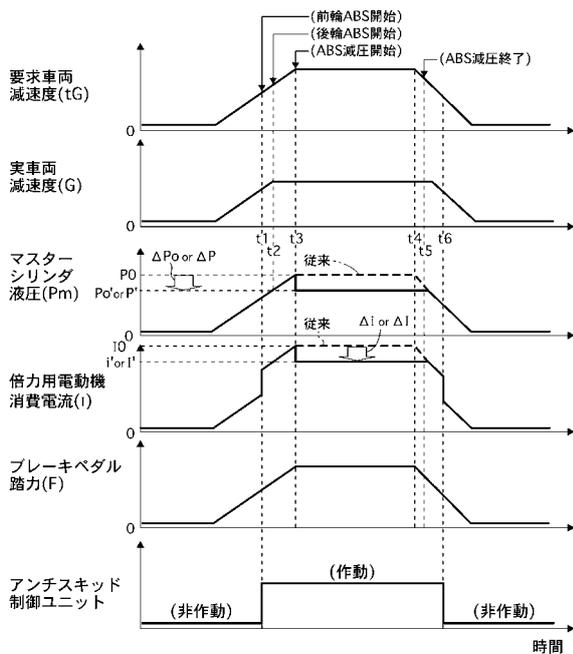
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平09-175360(JP,A)
特開平09-226553(JP,A)
特開平07-128221(JP,A)
特開2007-296963(JP,A)
特開2004-210205(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T 7/12 - 8/96

B60T 13/00 - 13/74