(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

7 2 (19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012 年 1 月 12 日 (12.01.2012)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2012/005156 A1

(51) 国際特許分類：
B60T 11/20 (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP201 1/064953

(22) 国際出願日： 201 1 年 6 月 29 日 (29.06.201 1)

(25) 国際出願の言語： 日本語

(26) 国際公開の言語： 日本語

(30) 優先権データ：
特願 2010-153 144 2010 年 7 月 5 日 (05.07.2010) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について)：トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA jroosHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市 トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).

( ) 発明者 ;および
( ) 発明者/出願人 (米国についてのみ)：刑部 太郎 (OSAKABE, Taro) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市 トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 金子 孝之 (KANEKO, Takayuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市 トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人 :酒井 宏明 , 外 (SAKAI, Hiroaki et al.) ;〒1006020 東京都千代田区霞が関三丁目 2 番 5 号 霞が関ビルディング 酒井国際特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

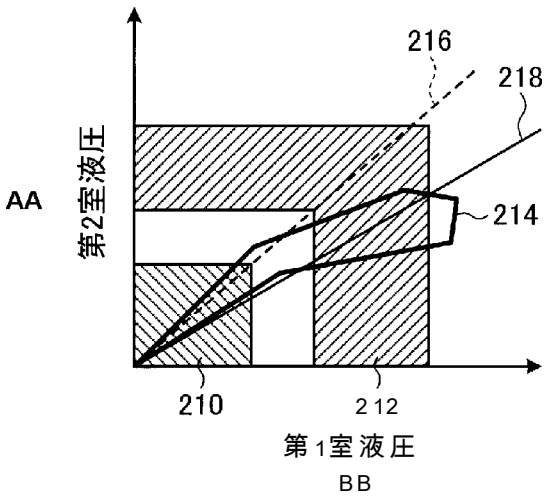
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可肯^: ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: BRAKING DEVICE, AND VEHICLE

(54) 発明の名称 :制動装置及び車両

[図5]



AA SECOND HYDRAULIC CHAMBER
BB FIRST HYDRAULIC CHAMBER

(57) Abstract: Disclosed is a braking device which can effectively suppress the leaning of a vehicle body during braking. The disclosed braking device is a drive device which imparts braking force on a first tyre and a second tyre which are arranged in a vehicle body so as to be rotatable, and comprises: a master cylinder provided with a first hydraulic chamber and a second hydraulic chamber for supplying hydraulic pressure; a piston which imparts external force on the first hydraulic chamber and the second hydraulic chamber; a first hydraulic braking unit which causes braking force to act on the first tyre on the basis of the hydraulic pressure supplied from the first hydraulic chamber; and a second hydraulic braking unit which causes braking force to act on the second tyre on the basis of the hydraulic pressure supplied from the second hydraulic chamber. In the master cylinder, when the piston stroke volume is high, the difference in the ratio of the pressure of the second hydraulic chamber and the pressure of the first hydraulic chamber is greater than the difference in the ratio of the pressures when the piston stroke volume is low.

(57) 要約： 本発明は、制動時の車体の偏向を効果的に抑制することができる制動装置を提供することを目的とする。 本発明の制動装置は、車体に回転自在に配置された第 1 タイヤと第 2 タイヤに制動力を付与する駆動装置であって、液圧を供給する第 1 液圧室と第 2 液圧室とを備えたマスタシリンダと、第 1 液圧室と第 2 液圧室とに外力を付与するピストンと、第 1 液圧室から供給された液圧に基づいて第 1 タイヤに制動力を作用させる第 1 油圧制動部と、第 2 液圧室から供給された液圧に基づいて第 2 タイヤに制動力を作用させる第 2 油圧制動部と、を有する。マスタシリンダは、ピストンのストローク量が大きくなると、第 2 液圧室の圧力と第 1 液圧室の圧力との比の差が、ピストンのストローク量が小さい場合の圧力の比の差よりも大きくなる。

WO 2012/005156 A1

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 国際調査報告 (条約第21条(3))

明　細　書

発明の名称　:制動装置及び車両

技術分野

[0001]　本発明は、減速時に制動力を作用させる制動装置及び車両に関する。

背景技術

[0002]　自動車等の車両には、走行中に減速、停止するために、ブレーキ等の制動装置が設けられている。制動装置は、回転するタイヤや、車軸、駆動機構に回転を抑制する方向に負荷を加えることで、車両を減速させ、停止させる。

[0003]　ここで、制動装置の制動力を制御する装置としては、例えば、特許文献 1 に、車輌のロール剛性を変更するロール剛性可変手段と、車輪に制駆動力を付与する制駆動力付与手段とを有する車輌用操舵制御装置に於いて、車輌のロール方向によつて車輌のロール剛性が異なる固着異常が前記ロール剛性可変手段に発生しているときには、車輌のロール方向に対する車輌のロール剛性のずれ量に基づいて車輌に作用する余分なヨーモーメント に対抗するに必要なヨーモーメント を演算し、前記必要なヨーモーメント を車輌に付与するよう左右輪の制駆動力差を制御する制御手段を有することを特徴とする車輌の走行制御装置が記載されている。特許文献 1 に記載の装置は、必要に応じて、左右輪の制動力を調整することで、直進走行性を向上させることができる。また、制動力を調整する装置としては、ＡＢＳ (Ant i- Lock Brake Sys tern) 制御や、ＶＣＳ (Veh i c l e Cont r o l System) 制御もある。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献１ :特開２００７_１６８６９４号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005]　ここで、車両は、制動時に偏向することがある。つまり、ブレーキをかけると、一方向に曲がりながら止まる挙動を示す場合がある。このような場合

も、特許文献１に記載の装置や、ＡＢＳ制御や、ＶＣＳ制御により制動力を制御することで、車両の偏向を抑制することができる。

[0006] しかしながら、特許文献１に記載の制御装置は、検出値に基づいて制御を行うため、制御開始前は、左右の車輪に同じ制動力がかかる。ここで、左右車輪と重心位置との距離が、左右で異なる距離となる。そのため、左右の車輪に同じ制動力がかかると回転モーメントが発生し、車体の偏向が発生する。

[0007] 本発明は、上記に鑑みてなされたものであって、制動時の車体の偏向を効果的に抑制することができる制動装置及び車両を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] 上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明は、車体に回転自在に配置された第１タイヤと第２タイヤに制動力を付与する駆動装置であって、液圧を供給する第１液圧室と第２液圧室とを備えたマスタシリンダと、前記第１液圧室と前記第２液圧室とに外力を付与するピストンと、前記第１液圧室から供給された液圧に基づいて第１タイヤに制動力を作用させる第１油圧制動部と、前記第２液圧室から供給された液圧に基づいて第２タイヤに制動力を作用させる第２油圧制動部と、を有し、前記マスタシリンダは、前記ピストンのストローク量が大きくなると、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力との比の差が、前記ピストンのストローク量が小さい場合の圧力の比の差よりも大きくなることを特徴とする。

[0009] また、前記マスタシリンダは、前記ピストンのストローク量が設定された値よりも小さい状態では、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力が同じ圧力となることが好ましい。

[001 0] また、前記マスタシリンダは、前記ピストンから外力が付与されると、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室との圧力が異なる圧力となることが好ましい。

[001 1] また、前記マスタシリンダは、前記第１液圧室及び前記第２液圧室の少な

くとも一方に、非線形のバネ特性を備えるリターンスプリング、または、多段バネを有することが好ましい。

[001 2] また、前記マスタシリンダは、前記ピストンの移動に対して前記第1液圧室内で発生する摺動抵抗と、前記ピストンの移動に対して前記第2液圧室内で発生する摺動抵抗とが、前記ピストンのストローク量によって変化することが好ましい。

[001 3] また、前記マスタシリンダは、前記第1液圧室が前記第2液圧室よりも前記ビストンから外力の入力側の端部により近い側に配置され、前記第2液圧室は、前記ピストンのストローク量が大きくなると、液圧室の体積が減少しにくくなる抵抗要素が設けられていることが好ましい。

[0014] 上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明は、車体と、前記車体に制動力を作用させる制動装置と、を有し、前記制動装置は、運転手が乗車した状態で、前記車体の進行方向に直交する方向において、重心に近い側の制動力が、重心に遠い側の制動力よりも大きくなる設定であり、前記制動装置は、前記制動力が大きくなると、重心に近い側の制動力と重心に遠い側の制動力との比の差が、前記制動力が小さい場合の重心に近い側の制動力と重心に遠い側の制動力との比の差よりも大きくなることを特徴とする。

[001 5] ここで、前記車体の重心に近い側に回転自在に配置された第1タイヤと、前記車体の重心に遠い側に回転自在に配置された第2タイヤとをさらに有し、前記制動装置は、液圧を供給する第1液圧室と第2液圧室とを備えたマスタシリンダと、前記第1液圧室から供給された液圧に基づいて第1タイヤに制動力を作用させる第1油圧制動部と、前記第2液圧室から供給された液圧に基づいて第2タイヤに制動力を作用させる第2油圧制動部と、を有し、前記制動力が大きくなると、前記第1液圧室の圧力が前記第2液圧室の圧力よりも高くなるように構成されていることを特徴とする。

[001 6] また、前記マスタシリンダは、前記第1液圧室を構成する第1ピストン及び第1シリンダと、前記第1ピストンを支持する第1スプリングと、前記第2液圧室を構成する第2ピストン及び第2シリンダと、前記第2ピストンを

支持する第2スプリングとを有し、前記第1スプリング及び前記第2スプリングの少なくとも一方が非線形のバネ特性を有し、前記制動力が大きくなると、前記第2スプリングが前記第1スプリングよりもバネ定数が大きくなることが好ましい。

[0017] また、前記第1タイヤ及び前記第2タイヤは、前記車体の進行方向において、前方にあることが好ましい。

発明の効果

[0018] 本発明にかかる制動装置及び車両は、制動時の車体の偏向を効果的に抑制することができるという効果を奏する。

図面の簡単な説明

[0019] [図1]図1は、制動装置を有する車両の概略構成を示す模式図である。

[図2]図2は、制動装置のマスタシリンダの概略構成を示す模式図である。

[図3]図3は、制動時に車体に作用する力を説明するための説明図である。

[図4]図4は、第2スプリングの荷重とストロークとの関係の一例を示すダラフである。

[図5]図5は、第1室液圧と第2室液圧との関係の一例を示すグラフである。

[図6]図6は、第1室液圧と第2室液圧との関係の他の例を示すグラフである。

[図7]図7は、制動装置の使用頻度と制動力との関係の一例を示すグラフである。

[図8]図8は、制動装置のマスタシリンダの概略構成の他の例を示す模式図である。

[図9]図9は、制動装置のマスタシリンダの概略構成の他の例を示す模式図である。

[図10]図10は、制動装置のマスタシリンダの概略構成の他の例を示す模式図である。

発明を実施するための形態

[0020] 以下、本発明につき図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、下記の発明

を実施するための形態（以下、実施形態という）により本発明が限定されるものではない。また、下記実施形態における構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、実質的に同一のもの、いわゆる均等の範囲のものが含まれる。さらに、下記実施形態で開示した構成要素は適宜組み合わせることが可能である。以下に、本発明にかかる車両の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。なお、この実施形態によりこの発明が限定されるものではない。

[0021] [実施形態]

図１は、制動装置を有する車両の概略構成を示す模式図である。図１に示すように車両１０は、車体１１と、左フロントタイヤ１２と、右フロントタイヤ１４と、左リヤタイヤ１６と、右リヤタイヤ１８と、制動装置２０と、を有する。なお、図示は省略したが、車両１０は、上記構成以外にも、駆動源、動力伝達部、操作部、座席等、車両として必要な各種構成を備えている。

[0022] 車体１１は、車両１０の筐体、いわゆるボディーである。車体１１の内部には、駆動源、動力伝達部、操作部、座席等が設けられている。

[0023] 左フロントタイヤ１２と、右フロントタイヤ１４と、左リヤタイヤ１６と、右リヤタイヤ１８は、車体１１の四方に配置され、路面に接地している。左フロントタイヤ１２と、右フロントタイヤ１４と、左リヤタイヤ１６と、右リヤタイヤ１８は、駆動源及び動力伝達部により回転されることで、駆動力を路面に伝え、車体１１を路面に対して移動させる。

[0024] 制動装置２０は、運転者が操作するブレーキペダル２１と、ブレーキペダル２１に入力されたペダル踏力を倍化させる制動倍力装置（ブレーキブースタ）２２と、この制動倍力装置２２により倍化されたペダル踏力をブレーキ液の液圧（油圧）へと変換するマスタシリンダ２３と、マスタシリンダ２３から供給される油圧を流通させる第１油圧配管２４及び第２油圧配管２６と、各タイヤに対応して配置されており、第１油圧配管２４及び第２油圧配管２６から供給される油圧により制動力を発生させる油圧制動部28_{fl}、28_{fr}、28_{rl}、28_{rr}と、を有する。なお、第１油圧配管２４は、油圧制動部２

８ｒｆ及び油圧制動部２８ｌｒと接続されている。また第２油圧配管２６は、油圧制動部２８，ｆ及び油圧制動部２８ｒｒと接続されている。

[0025] ここで、油圧制動部２８ｌｆは、左フロントタイヤ１２に制動力を付与し、油圧制動部２８ｒｆは、右フロントタイヤ１４に制動力を付与し、油圧制動部２８ｌｒは、左リャタイヤ１６に制動力を付与し、油圧制動部２８〃は、右リャタイヤ１８に制動力を付与する。油圧制動部２８ｌｆは、第２油圧配管２６を介してマスタシリンダ２３から油圧が供給されるホイールシリンダ３０，ｆと、車輪 (左フロントタイヤ１２) とともに回転するプレーキロータ３２，ｆと、回転しないように車体１１に支持され、ホイールシリンダ３０，ｆにより位置が変化され制動時にプレーキロータ３２ !ｆと接触するブレーキパッド34けと、を有する。油圧制動部２８ｌｆは、以上のような構成であり、マスタシリンダ２３からより高い油圧 (制動時の油圧) が供給されると、ホイールシリンダ３０，ｆがプレーキパッド34 !ｆをプレーキロータ３２ !ｆに押し付ける方向に移動させる。これにより、ブレーキパッド34 ,fとプレーキロータ３２，ｆが接触し、プレーキロータ３２ !ｆに対して回転が停止する方向の力を付与する。油圧制動部２８ｌｆは、このようにして、マスタシリンダ２３から供給される油圧により、制動力を対向して配置されたタイヤに付与する。

[0026] 次に、油圧制動部２８ｒｆ、２８ｌｒ、２８ｒｒは、配置位置 (対応して配置されるタイヤ) が異なるのみで、基本的に油圧制動部２８ !ｆと同様の構成である。油圧制動部２８ｒｆは、第１油圧配管２４から供給される油圧によりホイールシリンダ３０ｒｆの位置が変動され、制動時は、第１油圧配管２４から、ホイールシリンダ３０ｒｆに高い油圧が供給され、プレーキパッド34ｒｆとプレーキロータ３２ｒｆとを接触させることで、右フロントタイヤ１４に制動力を付与する。油圧制動部２８，ｒは、第１油圧配管２４から供給される油圧によりホイールシリンダ３０，「の位置が変動され、制動時は、第１油圧配管２４から、ホイールシリンダ３０，ｒに高い油圧が供給され、プレーキパッド34，ｒとプレーキロータ３２，ｒとを接触させることで、左リャタイヤ１６に制動力を付与する。油圧制動部２８〃は、第２油圧配管２６から供給される油

圧によりホイールシリンダ３０$_{rr}$の位置が変動され、制動時は、第２油圧配管２６から、ホイールシリンダ３０$_{rr}$に高い油圧が供給され、プレーキパッド3４$_{rr}$とプレーキロータ３２$_{rr}$とを接触させることで、右リャタイヤ１８に制動力を付与する。

[0027] 次に、図２を用いてマスタシリンダ２３について説明する。ここで、図２は、制動装置のマスタシリンダの概略構成を示す模式図である。図２に示すようにマスタシリンダ２３は、シリンダ１１２、入力ピストン１１３と、加圧ピストン１１５と、第１スプリング１３８と、第２スプリング１３９と、リザーバタンク１４６とを有する。

[0028] シリンダ１１２は、基端部が開口して先端部が閉塞した円筒形状をなし、内部に入力ピストン１１３と加圧ピストン１１５が同軸上に配置されて軸方向に沿って移動自在に支持されている。

[0029] 入力ピストン１１３は、外周面がシリンダ１１２の円筒形状をなす内周面に移動自在に支持されている。入力ピストン１１３は、基端部 (シリンダ１１２の基端部側）に制動倍力装置２２ (図１参照）が連結されている。また、入力ピストン１１３は、先端側に、外周面がシリンダ１１２と接する円筒部と、円筒部の内部に配置された第１ピストン１２０が配置されている。第１ピストン１２０は、先端に他の部分よりも径が大きい円板が設けられている。つまり、第１ピストン１２０は、棒状の部材の一方の端部が入力ピストン１１３の基端部に連結され、他方の端部に円板が設けられた形状である。

[0030] 加圧ピストン１１５は、シリンダ１１２内にて、入力ピストン１１３の先端部側に配置されており、外周面がシリンダ１１２の内周面に移動自在に支持されている。この加圧ピストン１１５は、入力ピストン１１３側に、第１シリンダ１２２が設けられている。第１シリンダ１２２は、円筒状の部材であり、第１ピストン１２０の先端部、つまり円板が挿入されている。また、第１シリンダ１２２は、円筒の内径が第１ピストン１２０の円板と略同一径であり、また、入力ピストン１１３側の端部が、他の部分よりも径が小さくなっている。つまり、第１シリンダ１２２は、第１ピストン１２０の先端部

が、抜けない形状となっている。このように、第１シリンダ１２２の基端側の領域と第１ピストン１２０とで形成された空間が第１室（第１液圧室）R_1となる。なお、第１室Ｒ,の軸に直交する方向の面積、つまり、第１シリンダ１２２の開口面積は、開口面積Ａ,となる。また、第１室Ｒ,は、図示しない配管を介して第１油圧配管２４と接続している。

[0031] 次に、加圧ピストン１１５の先端側の形状は、入力ピストン１１３の先端部側と略同一形状であり、外周面がシリンダ１１２と接する円筒部と、円筒部の内部に配置された第２ピストン１２４が配置されている。第２ピストン１２４も、先端に他の部分よりも径が大きい円板が設けられている。

[0032] 次に、シリンダ１１２の円筒形状の内部の基端部、つまり、加圧ピストン１１５に向かい合う部分には、第２シリンダ１２６が設けられている。第２シリンダ１２６は、円筒状の部材であり、第２ピストン１２４の先端部、つまり円板が挿入されている。なお、第２シリンダ１２６は、シリンダ１１２に固定されている。また、第２シリンダ１２６も、円筒の内径が第２ピストン１２４の円板と略同一径であり、また、加圧ピストン１１５側の端部が、他の部分よりも径が小さくなつている。つまり、第２シリンダ１２６は、第２ピストン１２４の先端部が、抜けない形状となっている。このように、第２シリンダ１２６の基端側の領域と第２ピストン１２４とで形成された空間が第２室（第２液圧室）R_2となる。なお、第２室R_2の軸に直交する方向の面積、つまり、第２シリンダ１２６の開口の面積は、A_2となる。なお、本実施形態では、開口面積A_2は、開口面積Ａ,と同一面積となる。また、第２室R_2は、図示しない配管を介して第２油圧配管２６と接続している。

[0033] 第１スプリング１３８は、入力ピストン１１３と加圧ピストン１１５との間に配置されている。具体的には、入力ピストン１１３の円筒部の内周と、加圧ビストン１１５の第１シリンダ１２２の外周に配置されている。第１スプリング１３８は、リターンスプリングであり、軸方向において、入力ビストン１１３と加圧ピストン１１５が離れる方向に付勢力を付与する。なお、第１スプリング１３８は、非線形のバネ特性を有するバネである。第１スプ

リング１３８のバネ特性については、後述する。

[0034] 第２スプリング１３９は、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２の基端部との間に配置されている。具体的には、加圧ピストン１１５の円筒部の内周と、シリンダ１１２の第２シリンダ１２６の外周に配置されている。第２スプリング１３９も、リターンスプリングであり、軸方向において、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２の基端部とが離れる方向に付勢力を付与する。

[0035] リザーバタンク１４６は、作動油を貯留するタンクである。また、シリンダ１１２には、リリーフ配管１５５と、リリーフ配管１５９とが形成されている。リリーフ配管１５５は、入力ピストン１１３と加圧ピストン１１５との間の空間（第１スプリング１３８が配置されている空間）と、リザーバタンク１４６とを連結させている。また、リリーフ配管１５９は、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２との間の空間（第２スプリング１３９が配置されている空間）と、リザーバタンク１４６とを連結させている。これにより、シリンダ１１２の内部の２つの空間には作動油が供給される。

[0036] また、入力ピストン１１３とシリンダ１１２との接触部には、軸方向において、リリーフ配管１５５が作動油を上述した空間に供給する部分を挟むように、２つのシール部材１６３が配置されている。シール部材１６３は、入力ピストン１１３とシリンダ１１２との間から作動油が漏れることを抑制する。加圧ピストン１１５とシリンダ１１２との接触部には、軸方向において、リリーフ配管１５９が作動油を上述した空間に供給する部分を挟むように、２つのシール部材１６２が配置されている。シール部材１６２は、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２との間から作動油が漏れることを抑制する。

[0037] マスタシリンダ２３は、以上のような構成であり、乗員がブレーキペダル２１を踏むと、その操作力（踏力）が制動倍力装置２２に伝達され、操作力が倍力されてマスタシリンダ２３に伝達される。マスタシリンダ２３では、入力ピストン１１３が第１スプリング１３８の付勢力に杭して前進すると、第１室R_1が加圧される。すると、第１室R_1の油圧が第１油圧配管２４に吐出される。

[0038] また、入力ピストン１１３が前進すると、入力ピストン１１３は、第１スプリング１３８及び第１室Ｒ,を介して加圧ピストン１１５を押圧し、加圧ピストン１１５が第２スプリング１３９の付勢力に杭して前進する。すると、第２室$Ｒ_2$が加圧され、第２室$Ｒ_2$の油圧が第２油圧配管２６に吐出される。

[0039] 車両１０は、以上のような構成であり、乗員がブレーキペダル２１を踏むとマスタシリンダ２３から第１油圧配管２４及び第２油圧配管２６に油圧が吐出される。これにより、マスタシリンダ２３の第１室Ｒ,から吐出された油圧は、第１油圧配管２４を介して、油圧制動部２８_{rf}と油圧制動部$２８_{!r}$に供給される。マスタシリンダ２３の第２室$Ｒ_2$から吐出された油圧は、第２油圧配管２６を介して、油圧制動部$２８_{!f}$と油圧制動部２８_{rr}に供給される。このようにマスタシリンダ２３から各油圧制動部に油圧が吐出されることで、各油圧制動部のプレーキロータにプレーキパッドが接触し、タイヤに制動力を付与する。これにより、車両１０は、減速され、停止される。

[0040] このように、車両１０は、制動装置２０により各タイヤに制動力が付与される。つまり、図３に示すように、左フロントタイヤ１２には油圧制動部２８_{lf}により制動力ＦｘｌｆＦが付与され、右フロントタイヤ１４には油圧制動部２８_{rf}により制動力$Ｆ_{x}ｒ_{f}$が付与され、左リャタイヤ１６には油圧制動部$２８_{!r}$により制動力$Ｆ_{x}$ｌｒが付与され、右リャタイヤ１８には油圧制動部２８_{rr}により制動力ＦｘｒｒＦが付与される。ここで、図３は、制動時に車体に作用する力を説明するための説明図である。なお、制動時は、前輪により大きい制動力が付与される。つまり、制動力ＦｘｌｆＦと制動力ＦｘｒｆＦの方が、制動力ＦｘｌｒＦと制動力ＦｘｒｒＦよりも大きい力となる。ここで、制動力Ｆは、ブレーキパッドの受圧面積、ロータ径 (プレーキロータの径)、摩擦係数 (ブレーキパッドとプレーキロータの摩擦係数、μ)、油圧の大きさ、タイヤ径に基づいて算出することができる。具体的には、Ｆ＝（(プレ—キパッドの受圧面積）Ｘ（ロータ径）Ｘ（摩擦係数）Ｘ（油圧）Ｘ２）/（タイヤ径）で算出することができる。

[0041] 車両１０は、図３に示すように、運転手 (ドライバ)が乗車した状態で、

走行方向に直交する方向において、重心ｇは、中心（中央）よりも、右側（右タイヤ側）にずれた位置となる。このため、走行方向に直交する方向における、左側のタイヤ（左フロントタイヤ１２と左リャタイヤ１６）と重心ｇとの距離はＬｗｌとなり、右側のタイヤ（右フロントタイヤ１４と右リャタィャ１８）と重心ｇとの距離はＬｗｒとなる。ここで、距離Ｌｗｌと距離Ｌｗｒとの関係は、Ｌｗｒ＜Ｌｗｌとなる。

[0042] ここで、図３に示すように、重心ｇが中心にない車両１０、つまり、一方向にずれている車両１０が、ブレーキをかけると、回転モーメントＭｚが発生する。ここで、回転モーメントＭｚは、Ｍｚ＝（Ｆｘｌｆ＋Ｆｘｌｒ）ＸＬｗｌ—（Ｆｘｒｆ＋Ｆｘｒｒ）ＸＬｗｒとなる。ここで、（Ｆｘｌｆ＋Ｆｘｌｒ）＝（Ｆｘｒｆ＋Ｆｘｒｒ）となるため、距離が長い（Ｆｘｌｆ＋Ｆｘｌｒ）ＸＬｗｌの成分がより大きくなり、モーメントが発生する。なお、重心ｇのずれの距離が大きくなるほど発生するモーメントは大きくなる。このようにモーメントが発生するのに対して、第１室Ｒ,で発生する液圧と、第２室$Ｒ_2$で発生する液圧とが、略同一の圧力となる液圧をマスタシリンダ２３から出力させると、（$Ｆ_{x}Ｉ_{f}$＋$Ｆ_{x}Ｉ_{r}$）と、（Ｆｘｒｆ＋Ｆｘｒｒ）とが同じ値となるため、重心ｇが中心からずれている分、制動力が不均一となる。そのため、回転モーメントＭｚが発生するし、車両１０が偏向してしまう。つまり曲がってしまう。

[0043] これに対して、本実施形態の車両１０は、制動時に、第１室$Ｒ_1$で発生させる液圧と、第２室$Ｒ_2$で発生させる液圧とを異なる液圧とすることで、回転モ—メントＭｚの発生を抑制し、制動時に車両１０が偏向することを抑制する。以下、図４から図７を用いて、車両１０の制動装置２０について、説明する。

[0044] まず、図４を用いて、第２スプリング１３９について説明する。ここで、図４は、第２スプリングの荷重とストロークとの関係の一例を示すグラフである。なお、図４に示すグラフは、横軸をストロークとし、縦軸を荷重とした。また、ストロークとは、第２スプリング１３９の縮み量である。また、

図4には、比較のため、第２スプリング１３９の荷重とストロークとの関係に加え、第１スプリング１３８と同じバネ特性を示す線分２００と、第１スプリング１３８よりも変形しにくい（縮みにくい）バネ特性を示す線分２０２もあわせて示す。

[0045] 第２スプリング１３９は、図4に示す線分２０４のように、非線形のバネ特性を有するバネである。第２スプリング１３９は、図4の線分２０４に示すように、ストロークが一定以上となると、荷重に対するストローク量が小さくなる。つまり、第２スプリング１３９は、一定距離以上縮むと、それ以上は縮みにくくなる。ここで、本実施形態において、第２スプリング１３９の縮み量は、第２シリンダ１２６に対する第２ピストン１２４の移動量、つまり、第２シリンダ１２６と第２ピストン１２４との相対的な移動量となる。

[0046] したがって、マスタシリンダ２３は、入力ピストン１１３から外力が加わり、第１ピストン１２０と、加圧ピストン１１５と、第２ピストン１２４とが相対的に移動し、第１室R_1と第２室R_2の体積が減少し、第２室R_2の体積が一定体積以下となったら、第２スプリング１３９が縮みにくくなる。このように、第２スプリング１３９が縮みにくくなると、入力される力に対する第２室R_2の体積の減少量が少なくなる。これにより、相対的に、第２室R_2の体積の減少量が第１室Ｒ,の体積の減少量よりも少なくなるため、第２室R_2から排出される油圧が第１室Ｒ,から排出される油圧よりも低くなる。

[0047] 以上より、本実施形態の車両１０は、図5に示す液圧を供給する。ここで、図5は、第１室液圧と第２室液圧との関係の一例を示すグラフである。なお、図5に示すグラフは、横軸を第１室の液圧（油圧）[ＭＰａ]とし、縦軸を第２室の液圧（油圧）[ＭＰａ]とした。ここで、図5に示す領域２１０は、プレーキペダルの踏み込み量が少ない、つまり、マスタシリンダ２３の入力ピストン１１３から係る外力が小さい領域であり、領域２１２は、プレーキペダルの踏み込み量が多い、つまり、マスタシリンダ２３の入力ピストン１１３から係る外力が大きい領域である。領域２１０では、第１室液圧、第

２室液圧が共に低圧となり、領域２１２では、第１室液圧、第２室液圧が共に領域２１０よりも高圧となる。また、図５に示す太線２１４は、実際にプレーキペダル２１を踏みこみその後、開放した場合の圧力変化の一例を示している。また、図５に示す点線２１６は、第１室液圧と第２室液圧とが１対１で変化する関係を示す線であり、直線２１８は、第１室液圧の変化率が第２室液圧の変化率よりも一定割合高い関係を示す線である。

[0048] マスタシリンダ２３は、プレーキペダル２１の踏みこみが少ない状態では、図５の領域２１０に太線２１４で示すように、第１室液圧と、第２室液圧とは、点線２１６で示す１対１に近い値となる。その後、マスタシリンダ２３は、プレーキペダル２１の踏みこみが大きくなり、一定以上の踏み込み量、つまり、第２スプリング１３９のストローク量（縮み量）が一定以上となると、第２スプリング１３９が第１スプリング１３８に対して、受ける力に対する縮み量が少なくなる。このため、マスタシリンダ２３は、プレーキペダル２１の踏みこみが一定以上となると、図５の領域２１２に太線２１４で示すように、第２室液圧よりも第１室液圧の方が大きくなる。つまり、第２室液圧の変化率よりも第１室液圧の変化率の方が大きくなる。これにより、領域２１２での第１室液圧と第２室液圧との比の差は、領域２１０での第１室液圧と第２室液圧との比の差よりも大きくなり、点線２１６よりも直線２１８に近い関係となる。なお、本実施形態では、第１室の圧力の方が第２室の圧力よりも高くなる。

[0049] 制動装置２０及びそれを有する車両１０は、図５に示すように、ブレーキペダル２１の踏み込み量が一定以上（つまり、入力ピストン１１３の移動量が一定以上、すなわち、制動力が一定以上）となると、第２室R_2よりも第１室Ｒ,の方がより高い液圧を供給する設定となっている。より具体的には、踏み込み量が一定以上となると、第１室液圧と第２室液圧との比の差が、踏み込み量が一定未満の場合の第１室液圧と第２室液圧との比の差よりも大きくなる。

[0050] 次に、図６は、第１室液圧と第２室液圧との関係の他の例を示すグラフで

ある。なお、図６に示すグラフも、横軸を第１室の液圧（油圧）[ＭＰａ]とし、縦軸を第２室の液圧（油圧）[ＭＰａ]とした。図６に示すグラフは、第２スプリングとして、バネ特性が図４に示す線分２０２の関係を満たすバネを用いた場合の例である。つまり、図６に示すグラフは、入力に対して、第２室R_2で発生する液圧よりも第１室Ｒ，で発生する液圧の方がより高い液圧となり、かつ、第１室R_1の液圧と第２室R_2の液圧との比が一定となる設定の場合に、第１室R_1と第２室R_2とで発生する液圧、つまり第１油圧配管２４と第２油圧配管２６に吐出される油圧の関係を示すグラフである。また、太線２２０も、実際にブレーキペダル２１を踏みこみその後、開放した場合の圧力変化の一例を示している。また、図６に示す点線２１６は、第１室液圧と第２室液圧とが１対１で変化する関係を示す線であり、直線２１８は、第１室液圧の変化率が第２室液圧の変化率よりも一定割合高い関係を示す線である。なお太線２２０は、直線２１８の関係を中心として、つまり直線２１８の比を基準として第１室Ｒ，の液圧と第２室R_2の液圧との関係が変化する。図６に示すように、第１スプリングのバネ特性が図４に示す線分２０２に示すような線形の場合は、第２室R_2よりも第１室R_1の方がより高い液圧を供給することができる。

[0051] 制動装置２０及びそれを有する車両１０は、図５及び図６に示すように、マスタシリンダ２３で油圧を発生させることで、制動力F_{x}ｒｆと制動力F_{x}Ｉｒとを、制動力ＦｘＩｆと制動力Ｆｘｒｒよりも相対的に大きくすることができる。これにより、（Ｆｘｒｆ＋Ｆｘｒｒ）ＸＬｗｒの成分をより大きくし、（ＦｘＩｆ＋ＦｘＩｒ）ＸＬｗＩの成分をより小さくすることができるため、発生する回転モーメントＭｚを小さくすることができる。また、（Ｆｘｒｆ＋Ｆｘｒｒ）ＸＬｗｒ＝（ＦｘＩｆ＋ＦｘＩｒ）ＸＬｗＩとなる液圧差にすることで、回転モーメントＭｚをより小さく、理想的には０にすることができる。

[0052] このように、制動装置２０及びそれを有する車両１０は、第１室Ｒ，と第２室R_2で発生させる液圧に差をつけることで、制動時に発生する回転モーメン

トMｚを小さくすることができ、制動時に車両１０が偏向することを抑制することができる。また、車両１０及び制動装置２０は、機械的な構造（つまり、基準の設定、初期設定として）で発生させる制動力に差を発生させている。このため、センサ等を用いて制動力を調整する場合では、制御することができない時間帯、つまり、制動初期（制動開始時に演算開始してから制動力の制御を開始するまでの間）も、回転モーメントMｚを小さくすることができる。特に、軽い車両やホイールベースが短い車両の場合は、制動時の偏向が発生しやすくなるが、本実施形態のように、制動力に差を発生させることで、制動安定性を高くすることができる。

[0053] さらに、本実施形態の制動装置２０及びそれを有する車両１０は、第２スプリング１３９が、図４の線分２０４に示す特性を有し、プレーキペダルの踏み込み量に対して、図５の太線２１４に示す関係で第１室液圧、第２室液圧を発生させ、各油圧制動部に油圧を供給する。これにより、プレーキペダルの踏み込み量が小さいとき、つまり、制動力が小さい場合は、第１室液圧と第２室液圧との差（比の差）を小さくし、制動力が大きい場合は、第１室液圧と第２室液圧との差（比の差）を大きくすることができる。

[0054] ここで、図７は、制動装置の使用頻度と制動力との関係の一例を示すダラフである。なお、図７に示すグラフは、横軸を制動力（制動Ｇ）とし、縦軸を頻度とした。制動装置２０は、図７に示すように、制動力が小さい制動動作、つまり、図５に示す領域２１０の範囲の液圧を発生させる制動動作は、頻繁に行う。また、制動装置２０は、制動力が大きい制動動作、つまり、図５に示す領域２１２の範囲の液圧を発生させる制動動作は、一定の回数しか行われない。ここで、制動力が小さい制動動作は、スムーズな停止動作や、安定した走行時に予期した状態で行われる停止、減速動作であることが多い。これに対して、制動力が大きい制動動作は、急ブレーキ等の緊急時の動作であることが多い。このように、緊急時の動作であることが多く、急減速が伴うため、車両の挙動をより安定して制御する必要がある。このため、制動力が大きい制動動作は、制動安定性に対する影響が大きい制動安定性影響域

２３０となる。

[0055] また、制動力が小さい制動動作は、使用される回数が大きいため、制動装置、主にタイヤ、ブレーキパッド等の磨耗に対する影響が大きい。このため、制動力が小さい制動動作は、磨耗に対する影響が大きい磨耗影響域となる。なお、制動力が大きい制動動作は、使用される回数が少ないため、磨耗に対する影響は小さい。

[0056] これにより、本実施形態の制動装置２０及びそれを有する車両１０は、第２スプリング１３９のバネ特性を非線形とし、磨耗影響域２３２、つまり図５の領域２１０では、第１室液圧と第２室液圧との比を１対１に近い状態とすることで、制動装置の左右の対応する部品が不均一に磨耗することを抑制することができる。つまり、左右の対応する部品うち一方の部品のみが大きく磨耗する偏磨耗の発生を抑制することができる。また、本実施形態の制動装置２０及びそれを有する車両１０は、制動安定性影響域、つまり、領域２１２では、第１室液圧と第２室液圧との差（比の差）を大きくすることで、大きな制動力が発生させる場合に、左右で適切な制動力の差を発生させることができ、上述したように、制動時に発生する回転モーメントを小さくすることができる。これにより、制動動作を安定させることができる。

[0057] 以上より、本実施形態の制動装置２０及びそれを有する車両１０は、制動力が大きく、高い制動安定性が必要な状態では、制動安定性を高くすることができ、かつ、偏磨耗の発生も抑制することができる。つまり、制動安定性と偏磨耗の発生の抑制（装置耐久性の向上）を使用状態に合わせて、適正なバランスで実現することができる。

[0058] ここで、上記実施形態では、第２スプリングを非線形パネとすることで、磨耗影響域２３２と制動安定性影響域２３０とで、第１室液圧と第２室液圧との比の差が変化する設定としたが、本発明はこれに限定されない。制動装置は、磨耗影響域２３２と制動安定性影響域２３０とで、第１室液圧と第２室液圧との比の差が変化する、つまり、一方の制動部と他方の制動部で発生させる制動力の比の差が変化する、種々の構成を用いることができる。以下

、図８から図１０を用いて、制動装置に用いるマスタシリンダの他の例を説明する。図８から図１０は、それぞれ制動装置のマスタシリンダの概略構成の他の例を示す模式図である。また、図８から図１０に示すマスタシリンダは、第２スプリングを非線形バネとすることに代わる構成を加えた点を除いて他の構成は、図２に示すマスタシリンダと同様の構成である。したがって、以下では、各図のマスタシリンダに特有の構成について説明する。なお、図８から図１０に示すマスタシリンダの、第２スプリング１３９は、いずれも線形バネである。

[0059] 図８に示すマスタシリンダ３０２は、第２シリンダ１２６の内部に第３スプリング３１０を有する。第３スプリング３１０は、ホロースプリングであり、第２シリンダ１２６の内部に、第２シリンダ１２６に沿って配置されている。また、第３スプリング３１０は、第２シリンダ１２６と軸方向の長さよりも短い部材であり、一方の端部が第２ピストン１２４側に配置され、他方の端部が、シリンダ１１２の入力ピストン１１３側とは反対側の端部側に配置されている。

[0060] マスタシリンダ３０２は、入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第１ピストン１２０と第１シリンダ１２２とが相対的に移動する。以下、第２室R_2の体積が最大の状態から小さくなる方向に移動する場合として説明する。第３スプリング３１０は、第２室R_2の体積が減少しても第２室R_2の体積が一定体積となるまで、第２ピストン１２４の移動方向に力を作用させない状態で、第２シリンダ１２６内の第２ピストン１２４とシリンダ１１２との間に配置されている。なお、マスタシリンダ３０２は、第２室R_2の体積を減少させると共に、第１室R_1の体積も減少させる。これにより、上述したように所定の液圧を排出する。

[0061] その後、マスタシリンダ３０２は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第３スプリング３１０が、両端がそれぞれ第２ピストン１２４とシリンダ１１２とに接触する。その後、さらに入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第３スプリング３

１０は、徐々に縮む。なお、この時、第３スプリング３１０は、第２ピストン１２４と第２シリンダ１２６との相対的な移動に対する抵抗となる。これにより、マスタシリンダ３０２は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第２室R_2の体積の減少量に対して、第１室R_1の体積の減少量を多くすることができる。

[0062] このように、マスタシリンダ３０２のように、第３スプリング３１０を設けることでも、つまり、バネを多段で設ける構成とすることでも、上述と同様に、ブレーキペダル２１の踏み込み量が一定以上となったら、つまり、制動力が一定以上となったら、液圧の比の差をより大きくすることができる。つまり、制動力の差を大きくすることができる。

[0063] 図９に示すマスタシリンダ３２０は、第２シリンダ３２６が、内面のシリンダ１１２側（第２ピストン１２４側とは反対側）の領域３２４の面粗さ（面粗度）を、入力ピストン１１３（第１ピストン１２０）側の領域の面粗さよりも粗い構成となっている。

[0064] マスタシリンダ３２０は、入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第２ピストン１２４と第２シリンダ３２６とが相対的に移動する。以下、第１室R_1の体積が最大の状態から小さくなる方向に移動する場合として説明する。マスタシリンダ３２０は、入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダルが踏み込まれると、第２ピストン１２４と第２シリンダ３２６とが摺動しながら、相対的に移動し、第２室R_2の体積が減少する。なお、マスタシリンダ３２０は、第２室R_2の体積を減少させると共に、第１室Ｒ,の体積も減少させる。これにより、上述したように所定の液圧を排出する。

[0065] その後、マスタシリンダ３２０は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第２ピストン１２４の先端が、第２シリンダ３２６の領域３２４と接触する。その後、さらに入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第２ピストン１２４の先端が、第２シリンダ３２６の領域３２４と接触しながら、移動する。この時、領域３２

４は、他の領域よりも面粗さが粗いため、第２ピストン１２４と第２シリンダ３２６との相対的な移動に対する抵抗となる。これにより、マスタシリンダ３２０は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第２室R_2の体積の減少量に対して、第１室R_1の体積の減少量を多くすることができる。

[0066] このように、マスタシリンダ３２０のように、第２シリンダ３２６の第２ピストン１２４との接触面の面粗さを領域毎に変えることでも、上述と同様に、ブレーキペダルの踏み込み量が一定以上となったら、つまり、制動力が一定以上となったら、液圧の比の差をより大きくすることができる。つまり、制動力の差を大きくすることができる。

[0067] 図１０に示すマスタシリンダ３４０は、第２シリンダ３４２が、シリンダ１１２側に、入力ピストン１１３（第２ピストン１２４）側よりも径が短くなる突起３４４を設ける構成となっている。なお、突起３４４は、変形可能な形状であり、第２ピストン１２４の通過の抵抗となるが、第２ピストン１２４を移動不可能にはしない。つまり、第２ピストン１２４は、突起３４４と接触しつつ、第２シリンダ３４２に対してシリンダ１１２側に移動することができる。

[0068] マスタシリンダ３４０は、入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第２ピストン１２４と第２シリンダ３４２とが相対的に移動する。以下、第２室R_2の体積が最大の状態から小さくなる方向に移動する場合として説明する。マスタシリンダ３４０は、入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまりブレーキペダル２１が踏み込まれると、第２ピストン１２４と第２シリンダ３４２とが摺動しながら、相対的に移動し、第２室R_2の体積が減少する。なお、マスタシリンダ３４０は、第２室R_2の体積を減少させると共に、第１室R_1の体積も減少させる。これにより、上述したように所定の液圧を排出する。

[0069] その後、マスタシリンダ３４０は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第２ピストン１２４の先端が、第２シリンダ３４２の突起３４４と接触する。その後、さらに入力ピストン１１３から外力が作用されると、つまり

プレーキペダルが踏み込まれると、第２ピストン１２４の先端が、第２シリンダ３４２の突起３４４と接触しながら、移動する。この時、突起３４４は、他の領域よりも第２シリンダ３４２の径を小さくしているため、第２ピストン１２４と第２シリンダ３４２との相対的な移動に対する抵抗となる。これにより、マスタシリンダ３４０は、第２室R_2の体積が一定体積以下となると、第２室R_2の体積の減少量に対して、第１室R_1の体積の減少量を多くすることができる。

[0070] このように、マスタシリンダ３４０のように、第２シリンダ３４２の第２ピストン１２４との接触面に突起部を設けることでも、上述と同様に、プレーキペダル２１の踏み込み量が一定以上となったら、つまり、制動力が一定以上となったら、液圧の比の差をより大きくすることができる。つまり、制動力の差を大きくすることができる。なお、突起部の形状は特に限定されない。また形状も特に限定されない。

[0071] なお、上記実施形態では、車両を構成する4つの車輪の制動力から回転モーメントMzを算出し、ドライバが乗車している場合に発生する回転モーメントMzを抑制する液圧差を算出したが、制動力がより大きくなる前輪のみで回転モーメントMzを抑制する液圧差を算出してもよい。つまり、式、$Mz = \bar{F}_x \, If \, XLwl - Fxrf \, XLwr$を用いて、$Fx \, If \, XLwl = Fxrf \, XLwr$となる、制動力の関係を算出し、その関係に基づいて液圧差を設定してもよい。

[0072] また、制動装置は、磨耗影響域（制動力、液圧が低い領域）では、第１室と第２室の液圧差が発生しない、つまり、第１室液圧と第２室液圧との関係が１対１となる設定とすることが好ましい。このように、磨耗影響域では、第１室液圧と第２室液圧との関係を１対１とすることで、偏磨耗の発生をより確実に抑制することができる。

[0073] また、制動装置は、上記実施形態のように、入力ピストン側の液圧室（本実施形態では第１室R，）をより高い液圧を発生させる液圧室とすることが好ましい。つまり、より高い液圧を発生させる必要がある液圧室を、入力ピス

トンに近い側に配置することが好ましい。これにより、構造上、液圧が高くなりやすい側の液圧室を、より高い液圧を発生させる液圧室とすることができるため、より簡単な構成で、該当する液圧室で高い液圧を発生させることができる。なお、より高い液圧を発生させる液圧室は、基本的に、車両の前輪のうち、重心に近い側のタイヤに制動力を作用させる液圧を供給する液圧室である。なお、上述したような効果を得ることができるため、液圧を供給する液圧室とタイヤ（油圧制動部）との関係は、本実施形態のようにすることが好ましいが、逆にしてもよい。

[0074] また、制動装置は、上記実施形態のように、液圧が相対的により低くなる液圧室に、液圧室の体積が減少しにくくなる構成（非線形バネ、多段バネ、抵抗）を設けることが好ましい。これにより、簡単な構成で液圧を変化させることができる。なお、本実施形態はこれに限定されず、液圧が相対的に高くなる液圧室に液圧室の体積が減少しやすくなる。つまり、ピストンの移動の抵抗が小さくなる構成としてもよい。例えば、ピストンが移動したら、摺動抵抗が小さくなるような構成としてもよい。

[0075] また、制動装置は、第１室と第２室の液圧差、つまり制動力差が常に発生する設定とし、かつ、制動力が一定以上となったら、第１室と第２室の液圧差がより大きく、つまり、第１室液圧と第２室液圧との比の差がより大きくなるようにしてもよい。このように、常に液圧差が発生する設定とした場合は、磨耗影響域での制動安定性を高くすることができる。なお、この場合も液圧差（または液圧の比の差）を小さくすることで、偏磨耗の発生を抑制することができる。

[0076] なお、第１室と第２室の液圧差を常に発生させる場合、液圧差（つまり制動力差）は、第１スプリング１３８のスプリング荷重をＧい 第２スプリング１３９のスプリング荷重をG_2、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２との摺動抵抗をN_2、第１シリンダ１２２と第２シリンダ１２６の面積をＡとしたら、液圧差 （（第１室の液圧）－（第２室の液圧））＝（$G_2 - G_1 + N_2$）／Ａで算出することができる。つまり、液圧差は、第１スプリング１３８、第２

スプリング１３９のスプリング荷重と、加圧ピストン１１５とシリンダ１１２との摺動抵抗とにより調整することができる。

[0077] また、上記実施形態では、第１シリンダ１２２の開口面積Ａ,と、第２シリンダ１２６の開口面積Ａ$_2$とを同一面積としたが、２つの開口面積によっても、液圧差を調整することができる。なお、マスタシリンダ２３の第１室Ｒ,で発生させる液圧と、第２室Ｒ$_2$で発生させる液圧を異なる液圧とする方法は、これにも種々の方法を用いることができる。

[0078] また、上記実施形態では、制御がしやすく、車両バランスへの影響を少なくできるため、マスタシリンダから供給する液圧差、油圧の差で制動力差を設けることが好ましいが、制動力差を常に発生させる設定は、これに限定されない。制動力差は、制動力に影響がある各種条件を左右（走行方向に直交する方向において、重心から近い方と、遠い方）で異なる設定とすることで、発生させることができる。具体的には、ブレーキパッドの受圧面積、ローター径、摩擦係数、タイヤ径を左右で異なる値とすることで、制動力差を発生させることができる。なお、タイヤ径は、異なるタイヤ径とすると、走行性が低下するため、タイヤ径以外の対象を調整することが好ましい。

[0079] ここで、上記実施形態では、運転手（ドライバ）のみが車両に乗車している状態、つまり、１名のみが車両に乗車している状態を想定して、第１室と第２室とで発生させる液圧差、つまり、車両の右側のタイヤで発生させる制動力と、車両の左側のタイヤで発生させる制動力との差（「制動力差」ともいう。）を決定したが、制動力差は、種々の重心位置を想定して算出することが好ましい。このように、種々の重心位置、つまり種々の使用状態を想定して、制動力差を設定することで、いずれの使用状態でも、発生する回転モーメントＭｚを小さくすることができる。ここで、種々の重心位置を想定して制動力差を算出する場合は、発生する回転モーメントＭｚが設定された範囲内となるように制動力差を設定することが好ましい。これにより、いずれの場合でも制動時に発生する回転モーメントＭｚを一定範囲内（略同じ）とすることができる。これにより使用状態によらず、同様の条件で走行を行う

ことができる。

[0080] また、車両１０は、１名乗車の場合と２名乗車との場合で、回転モーメントＭｚが略同じ (または同一）となる制動力差に設定することが好ましい。このように、１名乗車と２名乗車との場合を加味することで、車両の右側と左側とで、乗車人数が同じ場合と、一名違う場合とを想定することができる。これにより、３名乗車、４名乗車の場合も重心バランスは略同じとなり、回転モーメントＭｚが大きく発生する使用状態の発生を抑制することができる。

産業上の利用可能性

[0081] 以上のように、本発明にかかる制動装置及び車両は、走行中の車両を減速させるのに有用である。

符号の説明

[0082] １０ 車両

１１ 車体

２０ 制動装置

２３ マスタシリンダ

２４ 第１油圧配管

２６ 第２油圧配管

28_{lf}、28_{rf}、28_{lr}、28_{rr} 油圧制動部

請求の範囲

[請求項1] 車体に回転自在に配置された第１タイヤと第２タイヤに制動力を付与する駆動装置であって、

液圧を供給する第１液圧室と第２液圧室とを備えたマスタシリンダと、

前記第１液圧室と前記第２液圧室とに外力を付与するピストンと、

前記第１液圧室から供給された液圧に基づいて第１タイヤに制動力を作用させる第１油圧制動部と、

前記第２液圧室から供給された液圧に基づいて第２タイヤに制動力を作用させる第２油圧制動部と、を有し、

前記マスタシリンダは、前記ピストンのストローク量が大きくなると、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力との比の差が、前記ピストンのストローク量が小さい場合の圧力の比の差よりも大きくなることを特徴とする制動装置。

[請求項2] 前記マスタシリンダは、前記ピストンのストローク量が設定された値よりも小さい状態では、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力が同じ圧力となることを特徴とする請求項１に記載の制動装置。

[請求項3] 前記マスタシリンダは、前記ピストンから外力が付与されると、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室との圧力が異なる圧力となることを特徴とする請求項１に記載の制動装置。

[請求項4] 前記マスタシリンダは、前記第１液圧室及び前記第２液圧室の少なくとも一方に、非線形のバネ特性を備えるリターンスプリング、または、多段バネを有することを特徴とする請求項１から３のいずれか１項に記載の制動装置。

[請求項5] 前記マスタシリンダは、前記ピストンの移動に対して前記第１液圧室内で発生する摺動抵抗と、前記ピストンの移動に対して前記第２液圧室内で発生する摺動抵抗とが、前記ピストンのストローク量によって変化することを特徴とする請求項２から４のいずれか１項に記載の

制動装置。

[請求項6] 前記マスタシリンダは、前記第１液圧室が前記第２液圧室よりも前記ピストンから外力の入力側の端部により近い側に配置され、

前記第２液圧室は、前記ピストンのストローク量が大きくなると、液圧室の体積が減少しにくくなる抵抗要素が設けられていることを特徴とする請求項１から５のいずれか１項に記載の制動装置。

[請求項7] 車体と、

前記車体に制動力を作用させる制動装置と、を有し、

前記制動装置は、運転手が乗車した状態で、前記車体の進行方向に直交する方向において、重心に近い側の制動力が、重心に遠い側の制動力よりも大きくなる設定であり、

前記制動装置は、前記制動力が大きくなると、重心に近い側の制動力と重心に遠い側の制動力との比の差が、前記制動力が小さい場合の重心に近い側の制動力と重心に遠い側の制動力との比の差よりも大きくなることを特徴とする車両。

[請求項8] 前記車体の重心に近い側に回転自在に配置された第１タイヤと、前記車体の重心に遠い側に回転自在に配置された第２タイヤとをさらに有し、

前記制動装置は、液圧を供給する第１液圧室と第２液圧室とを備えたマスタシリンダと、

前記第１液圧室から供給された液圧に基づいて第１タイヤに制動力を作用させる第１油圧制動部と、

前記第２液圧室から供給された液圧に基づいて第２タイヤに制動力を作用させる第２油圧制動部と、を有し、

前記制動力が大きくなると、前記第１液圧室の圧力が前記第２液圧室の圧力よりも高くなるように構成されていることを特徴とする請求項７に記載の車両。

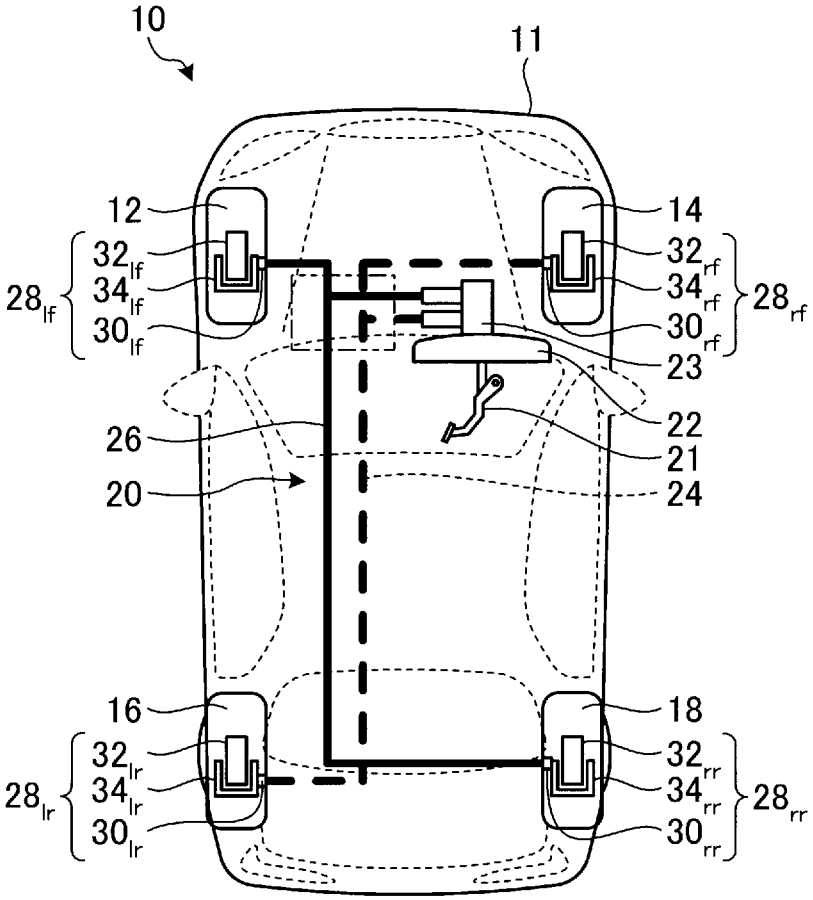
[請求項9] 前記マスタシリンダは、前記第１液圧室を構成する第１ピストン及

び第１シリンダと、前記第１ピストンを支持する第１スプリングと、前記第２液圧室を構成する第２ピストン及び第２シリンダと、前記第２ピストンを支持する第２スプリングとを有し、

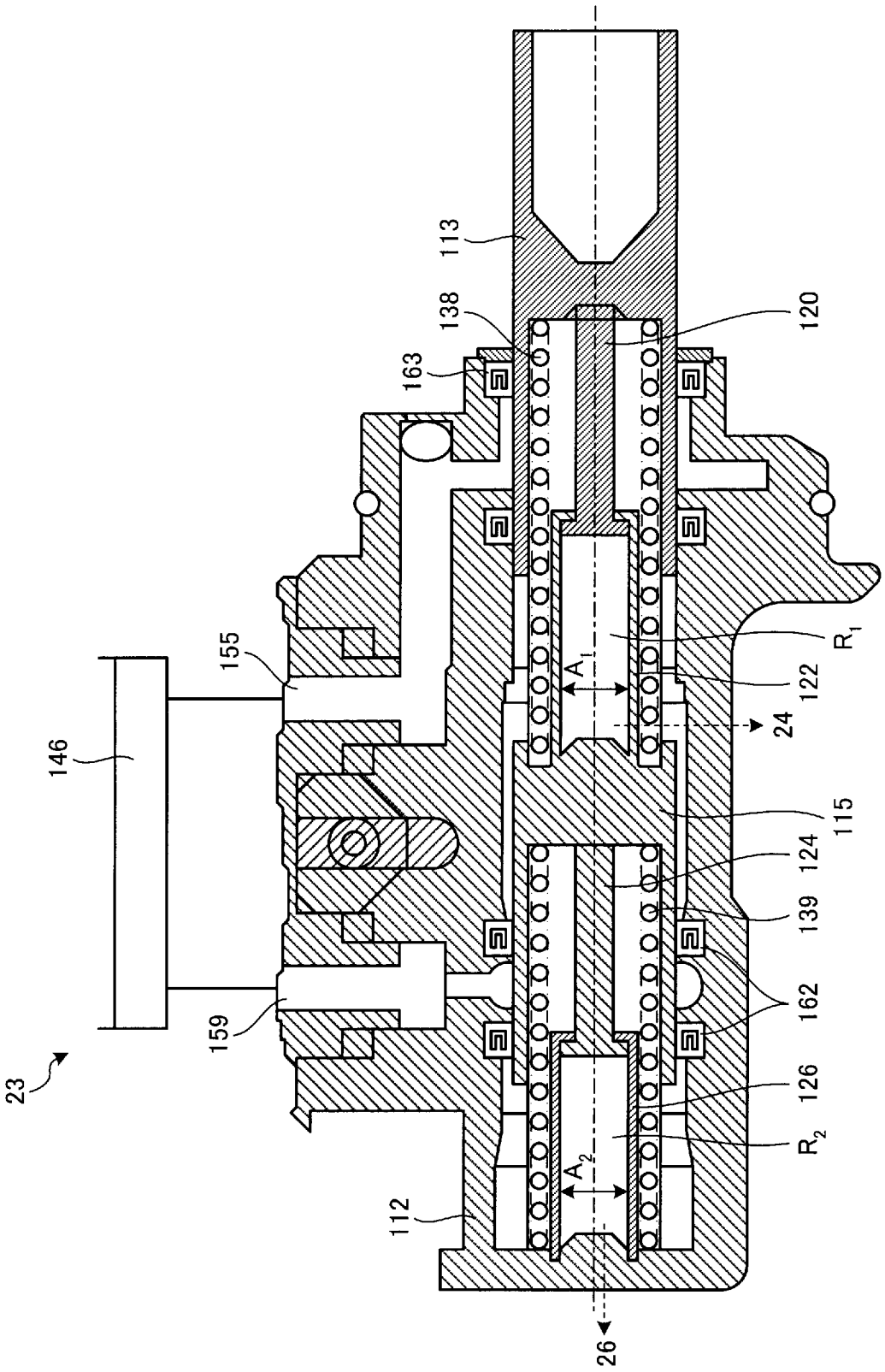
前記第１スプリング及び前記第２スプリングの少なくとも一方が非線形のバネ特性を有し、前記制動力が大きくなると、前記第２スプリングが前記第１スプリングょりもバネ定数が大きくなることを特徴とする請求項８に記載の車両。

[請求項10] 前記第１タイヤ及び前記第２タイヤは、前記車体の進行方向において、前方にあることを特徴とする請求項８または９に記載の車両。

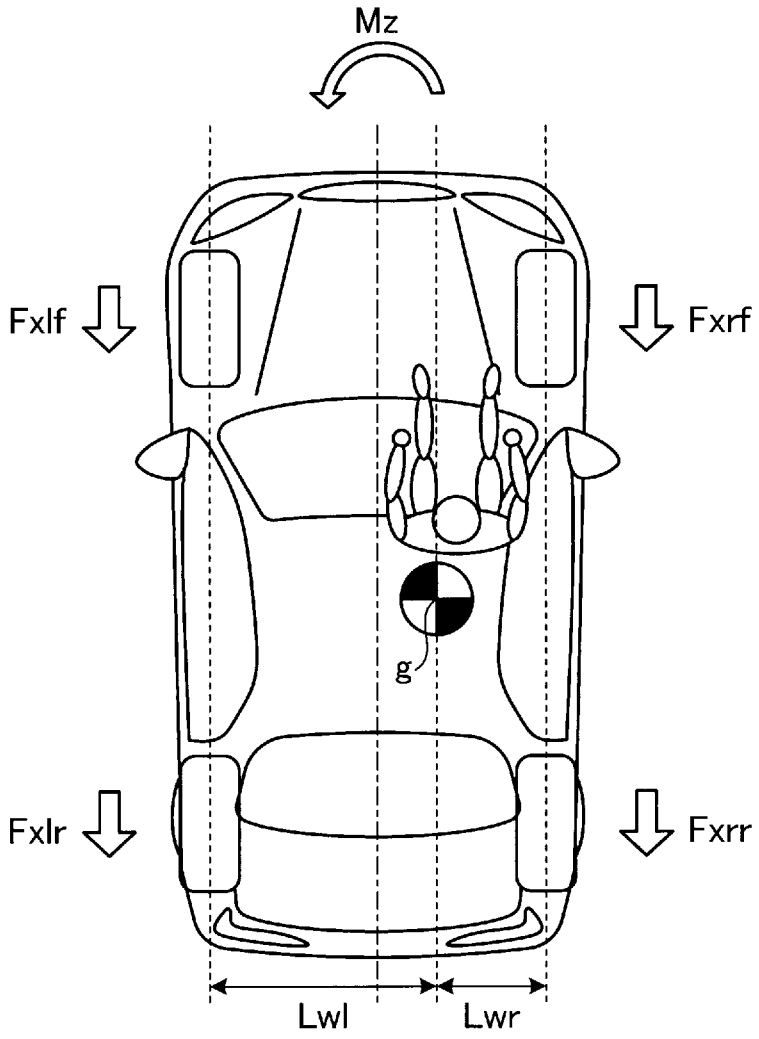
[図1]


10
11
12
14
32lf
34lf
30lf
28lf
32rf
34rf
30rf
28rf
23
22
26
21
20
24
16
18
32lr
34lr
30lr
28lr
32rr
34rr
30rr
28rr

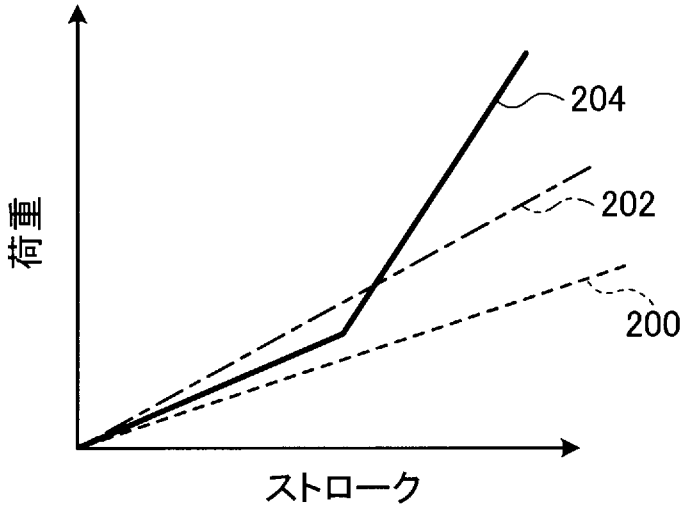
[図2]


113
138
120
163
155
R_1
A_1
122
24
146
115
124
139
159
162
126
R_2
A_2
112
23
26

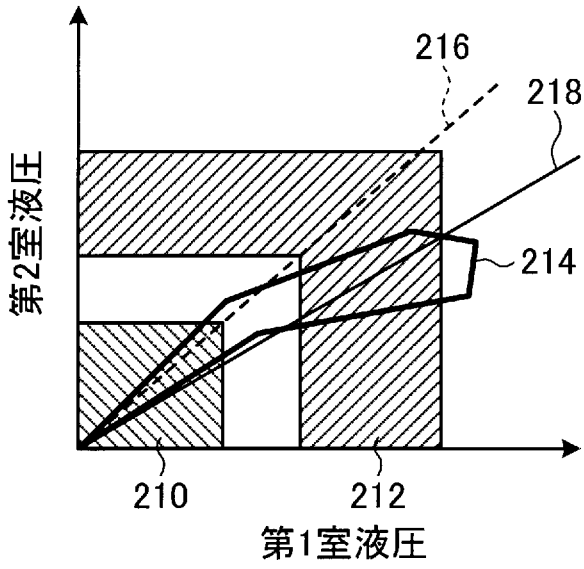
[図3]



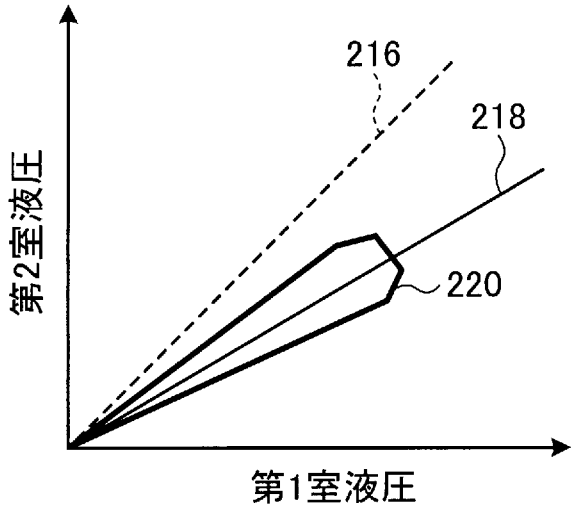
[図4]



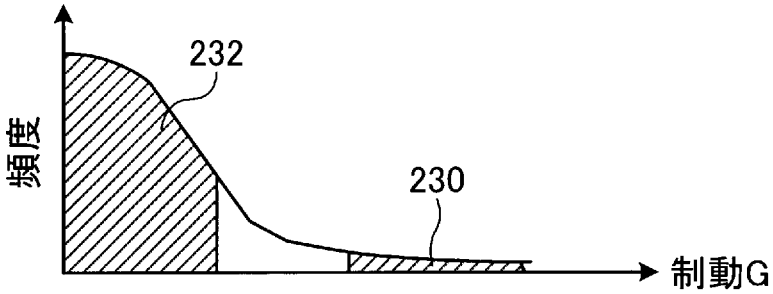
[図5]



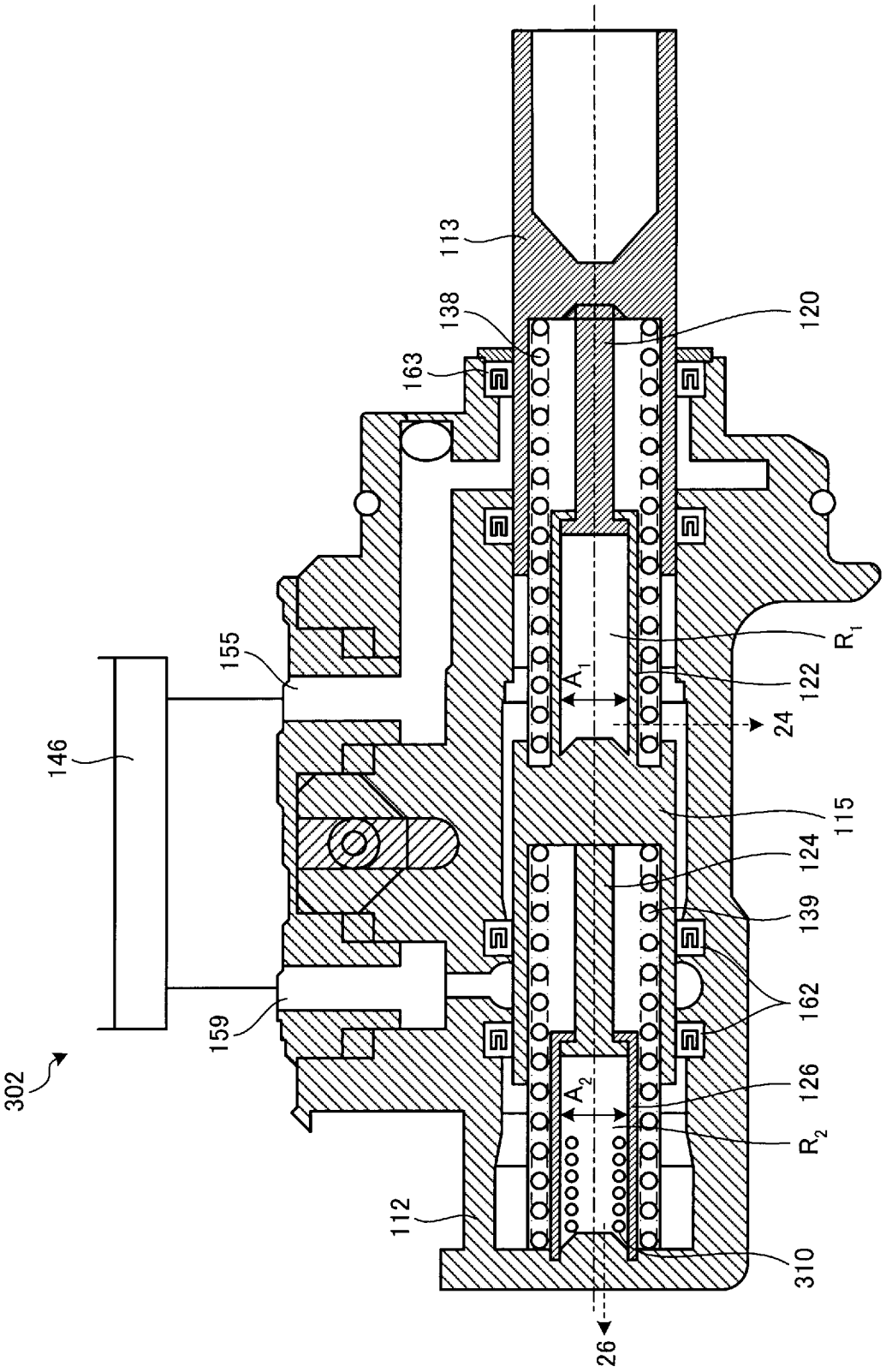
[図6]



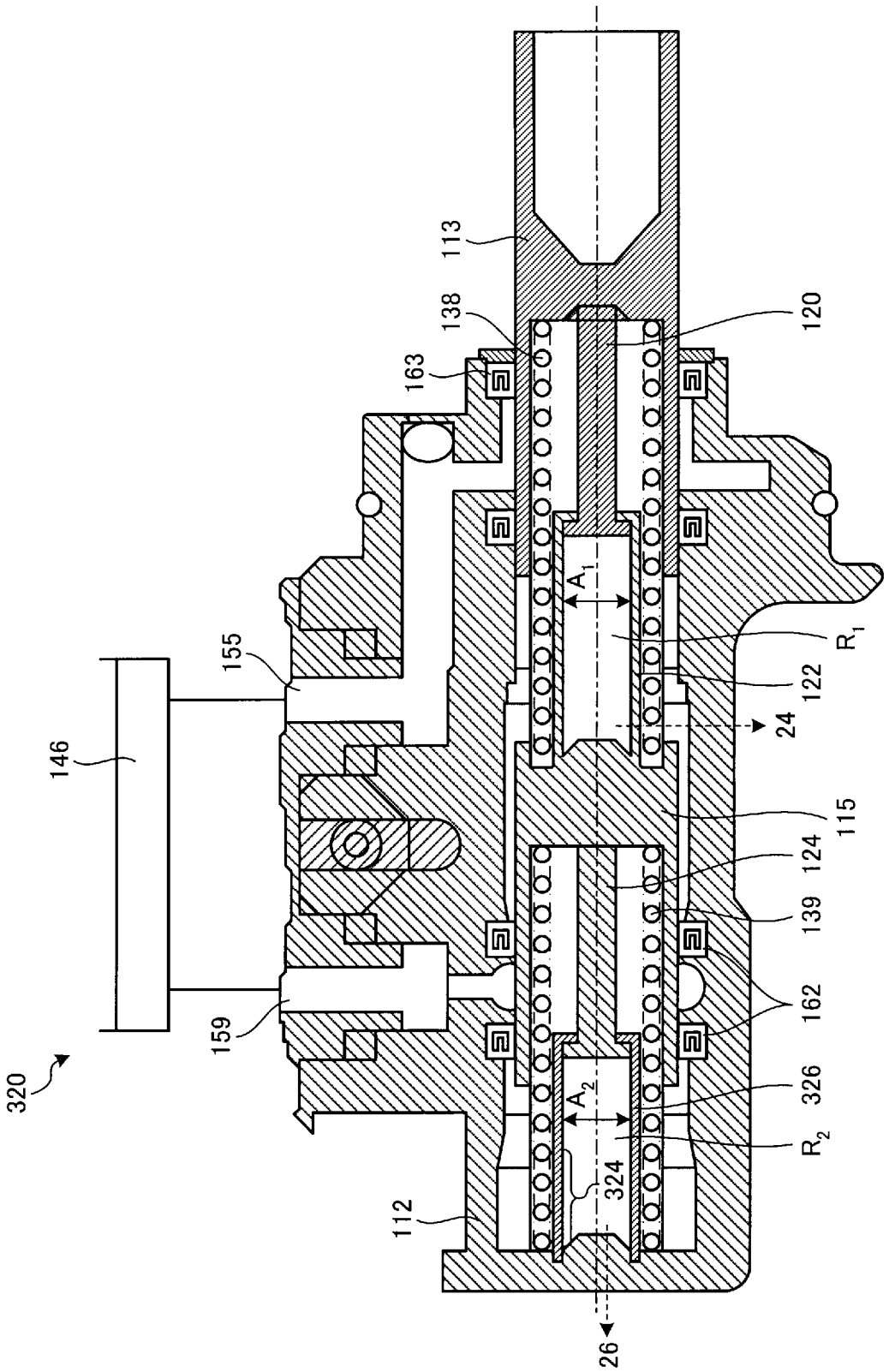
[図7]



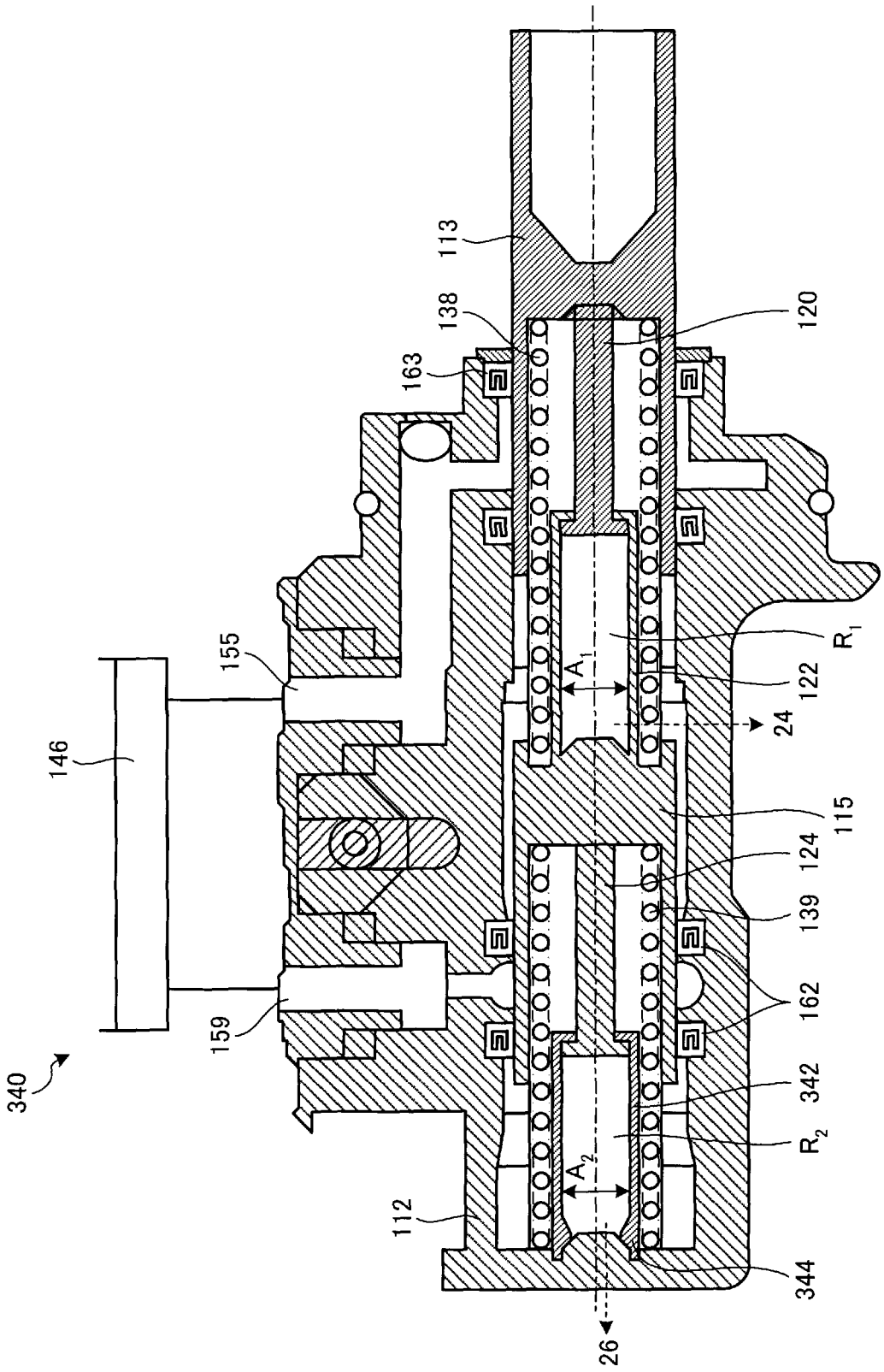
[図8]


113
138
120
163
155
R_1
A_1
122
24
146
115
124
139
162
159
126
A_2
R_2
302
112
310
26

[図9]


113
138
120
163
155
146
159
320
A_1
R_1
122
24
115
124
139
162
326
A_2
R_2
324
112
26

[図10]


113
138
120
163
155
R_1
A_1
122
24
146
115
124
139
162
159
340
342
R_2
A_2
112
344
26

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/064953

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B60T11/20 (2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
B60T11/20

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2011 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 110202/1977 (Laid-open No. 30092/1978) (Jidosha Kiki Co., Ltd.), 15 March 1978 (15.03.1978), fig. 1 to 2; entire text (Family: none)	1-2, 6
A	JP 2008-37259 A (Toyota Motor Corp.), 21 February 2008 (21.02.2008), paragraph [0046] (Family: none)	1-10

[X] Further documents are listed in the continuation of Box C. [ ] See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibnion or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying tiie invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
20 September, 2011 (20.09.11)	04 October, 2011 (04.10.11)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 2009)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/064953

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 63-64862 A (Toyota Motor Corp.), 23 March 1988 (23.03.1988), page 2, upper right column, lines 6 to 18 (Family: none)	1-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/064953

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. ☐ Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. ☐ Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

Disclosed in the document 1 (micro film of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 110202/1977 (Laid-open No. 30092/1978)) is the invention of a brake system with a master cylinder wherein the difference in ratio between the pressure of a first hydraulic chamber and the pressure of a second hydraulic chamber becomes greater, as the stroke of a piston is increased, than the difference in ratio therebetween when the stroke of the piston is decreased.

(continued to extra sheet)

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.

2. [x] As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.

3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.

☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.

☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.

C ti ti I ti ti ir h t(2)

Therefore, th b b
th ht th b t t t
h p h t t g p
h g p h i t b th
groups h th 1-2
h g p t t t th
t p

t t t h th g p
g th t 2, th t
4-5, 7-10.

b k t pp b k g t t
t h h t t b p b , th b k t
h terized by g p th t
h h h h pp
p t pp h
h th h h h b
ting b k p th t t t b h
th t h h
b ti g b k g p th th
b p pp th h h
h th t pt th t th rati
bet th p th t h th p
th h h g , th t k th
p t th th p t th b t
h th t k th p t h pt
th t th p th t h h th p
th h th th th t k th p t
th pre t th t pt
t t t t th t h th
h p d th p h h h p
prop ti t p

国際調査報告

国際出願番号 PCT／JP2011/064953

A． 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. B60T1 1/20 (2006. 01) i

B． 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. B60T1 1/20

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922—1996年
日本国公開実用新案公報	1971—2011年
日本国実用新案登録公報	1996—2011年
日本国登録実用新案公報	1994—2011年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C． 関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
X	日本国実用新案登録出願52-1 10202号 (日本国実用新案登録出願公開53-30092号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (自動車機器株式会社) 1978. 03. 15, 第1—2図, 全文 (ファミリーなし)	1-2, 6
A	JP 2008-37259 A (トヨタ自動車株式会社) 2008. 02. 21, 段落【0046】 (ファミリーなし)	1-10
A	JP 63-64862 A (トヨタ自動車株式会社) 1988. 03. 23, 公報第2ページ右上欄第6—18行 (ファミリーなし)	1-10

☐ c欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 20. 09. 2011	国際調査報告の発送日 04. 10. 2011
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA／JP) 郵便番号100—8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 3W 3631 河内 誠 電話番号 03—3581—1101 内線 3368

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP2011/064953

第Ⅱ欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項 (PCT 17条(2)(a)) の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. Γ" 請求項 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。
つまり、

2. ⬚ 請求項 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、

3. ⬚ 請求項 _____ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第Ⅲ欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるとこの国際調査機関は認めた。

文献1 (日本国実用新案登録出願52-1 10202号 (日本国実用新案登録出願公開53-30092号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム)には、マスタシリンダが、ビストンのストローク量が大きくなると、第1液圧室の圧力と第2液圧室の圧力との比の差が、ビストンのストローク量が小さい場合の圧力の比の差よりも大きくなる制動装置の発明が記載されている。したがって、請求項1に係る発明は、文献1に記載された発明に対して新規性が認められず、特別な技術的特徴を有しない。よって、請求の範囲には、以下の特別な技術的特徴を有する主発明とそれ以外の発明とがある。なお、特別な技術的特徴を有しない請求項1-2, 6に係る発明は、主発明に区分する。

(主発明)請求項1―2, 6に係る発明及び請求項4―5, 7―10に係る発明のうち以下の特別な技術的特徴を有する発明

1. ⬚ 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。

2. P 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。

3. ⬚ 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。

4. ⬚ 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

□ 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。

⬚ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあつたが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。

⬚ 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。

第III欄の続き

車体に回転自在に配置された第１タイヤと第２タイヤに制動力を付与する駆動装置であつて、液圧を供給する第１液圧室と第２液圧室とを備えたマスタシリンダと、前記第１液圧室と前記第２液圧室とに外力を付与するピストンと、前記第１液圧室から供給された液圧に基づいて第１タィヤに制動力を作用させる第１油圧制動部と、前記第２液圧室から供給された液圧に基づいて第２タィヤに制動力を作用させる第２油圧制動部と、を有し、前記マスタシリンダは、前記ビストンのストローク量が大きくなると、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力との比の差が、前記ビストンのストローク量が小さい場合の圧力の比の差よりも大きくなり、前記マスタシリンダは、前記ビストンのストローク量が設定された値よりも小さい状態では、前記第１液圧室の圧力と前記第２液圧室の圧力が同じ圧力となり、前記マスタシリンダは、前記第１液圧室及び前記第２液圧室の少なくとも一方に、非線形のパネ特性を備えるリターンスプリング、または、多段パネを有することを特徴とする制動装置。