



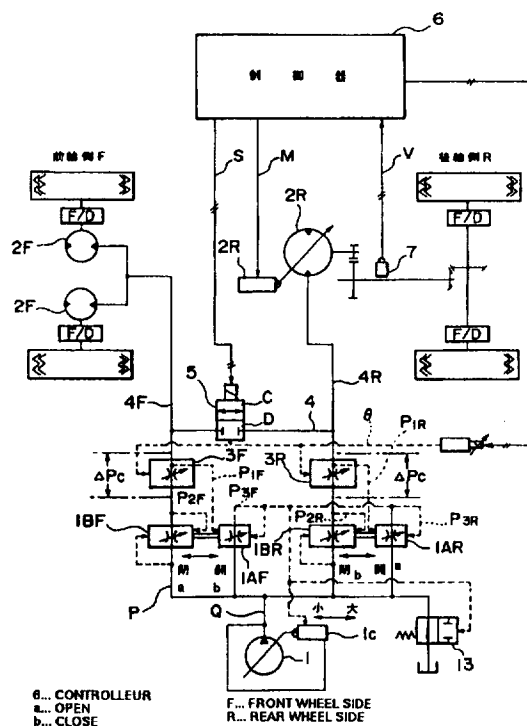
(51) 国際特許分類 B60K 17/356	A1	(11) 国際公開番号 WO98/04428 (43) 国際公開日 1998年2月5日(05.02.98)
(21) 国際出願番号 PCT/JP97/02657 (22) 国際出願日 1997年7月31日(31.07.97) (30) 優先権データ 特願平8/218019 1996年7月31日(31.07.96) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 株式会社 小松製作所(KOMATSU LTD.)(JP/JP) 〒107 東京都港区赤坂二丁目3番6号 Tokyo, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 金山 登(KANAYAMA, Noboru)(JP/JP) 〒923-03 石川県小松市符津町ツ23 株式会社 小松製作所 栗津工場内 Ishikawa, (JP) (74) 代理人 弁理士 橋爪良彦(HASHIZUME, Yoshihiko) 〒107 東京都港区赤坂二丁目3番6号 小松ビル8階内 Tokyo, (JP)		(81) 指定国 CN, RU, US, 欧州特許 (DE, FR, GB, IT). 添付公開書類 国際調査報告書

(54) Title: TRAVELLING EQUIPMENT FOR HYDRAULIC FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE

(54) 発明の名称 油圧式四駆車両の走行装置

(57) Abstract

A travelling equipment for hydraulic four-wheel drive vehicles which provides a stable traction and travelling speed even in travelling on a bumpy road surface, offers a long service life for hydraulic equipment, and is economical. The equipment, having a variable displacement hydraulic pump and front and rear wheel side hydraulic motors, comprises a closed center type front wheel side directional switching valve (3F) provided for the front wheel side hydraulic motor (2F), a closed center type rear wheel side directional switching valve (3R) provided for the rear wheel side hydraulic motor (2R), pump flow rate control means for controlling a pump discharge oil quantity so as to maintain differential pressures across the respective directional switching valves (3F, 3R) constant, and a communication valve (5) provided between an oil passage (4F) extending from the front wheel side directional switching valve to the front wheel side hydraulic motor and an oil passage (4R) extending from the rear wheel side directional switching valve to the rear wheel side hydraulic motor to provide communication or shut-off between these oil passages.



(57) 要約

凹凸路面を走行しても安定した牽引力と走行速度とが得られ、油圧機器の寿命も長く、且つ経済的な油圧式四駆車両の走行装置である。このために、可変容量形油圧ポンプ及び前、後輪側油圧モータを有する油圧式四駆車両の走行装置において、前輪側油圧モータ(2F)に対して設けたクローズドセンタ式前輪側方向切換弁(3F)と、後輪側油圧モータ(2R)に対して設けたクローズドセンタ式後輪側方向切換弁(3R)と、各方向切換弁(3F, 3R)の前後差圧を一定に保つようにポンプ吐出油量を制御するポンプ流量制御手段と、前輪側方向切換弁から前輪側油圧モータまでの油路(4F)と後輪側方向切換弁から後輪側油圧モータまでの油路(4R)との間に設けられ、これら油路を連通又は遮断する連通弁(5)とを備えている。

参考情報

PCTに基づいて公開される国際出願のパブリック第一頁に記載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	ES	スペイン	LR	リベリア	SG	シンガポール
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LS	レソト	SI	スロヴェニア
AT	オーストリア	FR	フランス	LT	リトアニア	SK	スロヴァキア共和国
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BA	ボスニア・エルツェゴビナ	GE	グルジア	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャード
BE	ベルギー	GM	ギニア	MG	マダガスカル	TG	トーゴ
BF	ブルキナ・ファソ	GN	ギニア	MK	マケドニア旧ユーゴス	TJ	タジキスタン
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ		ラヴィア共和国	TM	トルクメニスタン
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	ML	マリ	TR	トルコ
BR	ブラジル	ID	インドネシア	MN	モンゴル	TT	トリニダード・トバゴ
BY	ベラルーシ	IE	アイルランド	MR	モーリタニア	UA	ウクライナ
CA	カナダ	IL	イスラエル	MW	マラウイ	UG	ウガンダ
CF	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	MX	メキシコ	US	米国
CG	コンゴ	IT	イタリア	NE	ニジェール	UZ	ウズベキスタン
CH	スイス	JP	日本	NL	オランダ	VN	ベトナム
CI	コート・ジボアール	KE	ケニア	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラビア
CM	カメルーン	KG	キルギスタン	NZ	ニュージーランド	ZW	ジンバブエ
CN	中国	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PL	ポーランド		
CU	キューバ	KR	大韓民国	PT	ポルトガル		
CZ	チェコ共和国	KZ	カザフスタン	RO	ルーマニア		
DE	ドイツ	LC	セントルシア	RU	ロシア連邦		
DK	デンマーク	LI	リヒテンシュタイン	SD	スーダン		
EE	エストニア	LK	スリランカ	SE	スウェーデン		

明 細 書

油圧式四駆車両の走行装置

技 術 分 野

本発明は、油圧ポンプにより回転する前輪駆動用油圧モータと後輪駆動用油圧モータを備えた油圧式四駆車両の走行装置に関する。

背 景 技 術

油圧式四駆車両の走行装置は、油圧ポンプと、この油圧ポンプからの圧油を受けて回転する前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータとを有して四駆走行させるもので、次の技術が提案されている。

特開平 3 - 1 0 3 6 7 0 号公報には、可変容量形油圧ポンプからの圧油を直接受ける後輪側油圧モータと、連通弁を介して受ける前輪側油圧モータとを備え、連通弁を遮断位置にして二駆走行、又は連通位置にして四駆走行とし、さらに二駆走行時には前輪の転動による回転が前輪側油圧モータに伝えられて、この油圧モータが作動油を吸排することのないようにした吸排阻止手段を備えた構造が記載されている。即ち、連通弁は単に二駆、四駆切換え手段である。また、油圧モータは前後輪側が共に定容量形油圧モータである。

実開昭 6 2 - 1 3 7 1 2 9 号公報には、可変容量形油圧ポンプからの圧油を直接受ける後輪側油圧モータと、連通弁を介して受ける前輪側油圧モータとを備え、変速機が低速度段のときは連通弁を連通させて四駆走行とし、高トルクを得、高速度段のときは連通弁を遮断させて二駆走行とし、高速走行する装置が記載されている。即ち、連通弁は変速機の色度段に対応して作動する二駆、四駆切換え手段である。また、油圧モータは前後輪側が共に定容量形油圧モータである。

実開平 5 - 3 7 5 4 2 号及び実開平 5 - 4 4 6 6 1 号公報には、後輪側の油圧モータ及び後輪側の可変容量形油圧ポンプと、前輪側の油圧モータ及び前輪側の

可変容量形油圧ポンプとからなる前後輪独立の油圧駆動回路とし、この油圧駆動回路における後輪駆動圧力と前輪駆動圧力とを一定比率に保つ圧力補償弁を備えている。これにより、前後輪のタイヤ径や軸荷重が異なっても前輪と後輪の牽引力のバランスを適正比率に保ち、安定した走行を行う装置が記載されている。尚、前後輪は互いに独立したポンプ・モータ系となっており、連通弁はない。

ところで、上記従来技術には次のような問題がある。

- (1) 特開平 3 - 1 0 3 6 7 0 号公報は、前輪側油圧モータを無負荷とする手段を備えたことにより後輪駆動による二駆走行時、前輪から回される前輪側油圧モータのロス馬力を解消しているが、連通弁は単なる二駆、四駆切換え手段である。他方、四駆走行時の空転に対しては何ら特別な構成を施していない。
- (2) 実開昭 6 2 - 1 3 7 1 2 9 号公報における連通弁も単なる二駆、四駆切換え手段である。尚、連通弁は、変速機が低速度段のときは連通弁を連通させて四駆走行とし、高トルクが得られる構成となっているが、この四駆走行時の空転に対しては何ら特別な構成を施していない。

即ち、(1)，(2) 公報によれば、四駆走行時は、例えば平坦路面でも前後輪での土質（粘着係数）の違い、カーブの有無や程度、前後輪のタイヤ径や磨耗状態の相違等により、前後輪に対する負荷が異なる。特に、凹凸路面を走行する建設機械では、四駆走行中に前後輪の負荷状態が変動する。例えば、前後輪のいずれか一方が空中に浮かんで無負荷となる場合が頻発する。このとき、圧油は軽負荷側の油圧モータに流れ込んでこれを高速回転させるため、油圧が低下する。そのために他方の油圧モータの油圧も低下し、駆動力が失われる。また、一旦空中に浮かんで無負荷となった車輪が接地すると、突然高負荷となり高速回転中の油圧モータを急減速又は急停止させる。このために、安定した牽引力と走行速度とが得られず、油圧機器の寿命も短いという問題がある。

- (3) 実開平 5 - 3 7 5 4 2 号及び実開平 5 - 4 4 6 6 1 号公報は、先ず互いに独立した前輪側のポンプ・モータ系と、後輪側のポンプ・モータ系とを有することを基本構成としいる。そして、後輪駆動圧力と前輪駆動圧力とを一定比率に保つ

ことにより、前後輪のタイヤ径が異なったり軸荷重が異なっている、前輪と後輪の牽引力のバランスを保ち、安定した走行状態を維持している。このことは、後輪駆動圧力と前輪駆動圧力との比率が1対1（即ち、同圧）である(1)，(2) 公報と同じ状態と言える。従って、(3) 公報においても前記(1)，(2) 公報で述べた問題が生じることになる。また、一定比率保持のためだけに前後輪側に可変容量形油圧ポンプを夫々配置することは、不経済である。

発 明 の 開 示

本発明は、かかる従来技術の問題点に鑑み、安定した牽引力と走行速度とが得られ、油圧機器の寿命も長く、且つ経済的な油圧式四駆車両の走行装置を提供することを目的とする。

第1発明は、可変容量形油圧ポンプと、この可変容量形油圧ポンプからの圧油を受けて回転する前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータとを有して四駆走行する油圧式四駆車両の走行装置において、前輪側油圧モータに対して設けたクローズドセンタ式前輪側方向切換弁と、後輪側油圧モータに対して設けたクローズドセンタ式後輪側方向切換弁と、各方向切換弁の前後差圧を一定に保つ流量となるように、ポンプ吐出油量を制御するポンプ流量制御手段と、前輪側方向切換弁から前輪側油圧モータまでの前輪側油路及び後輪側方向切換弁から後輪側油圧モータまでの後輪側油路を連通する連通油路と、この連通油路を連通又は遮断する連通弁とを備えている。

前輪及び後輪側方向切換弁と可変容量形油圧ポンプとによって「方向切換弁の通過流量 Q （即ち、走行速度）が方向切換弁の開口面積 A だけに比例する」という流量特性（ $Q \propto A$ ）が夫々の方向切換弁において得られる。但し、各方向切換弁の下流側油圧が相違するときは、小さい側の方向切換弁において圧力損失が生ずる。そこで本発明では連通弁を設けている。この連通弁を遮断位置にすると圧力損失の生ずる機会は増えるが、各油圧モータに対し独立した流量と牽引力とを与えることができる。他方、この連通弁を連通位置にすると圧力損失を解消しつ

つ、前記流量特性も得ることができる。

第2発明は、第1発明において車速を検出する車速検出手段と、この車速検出手段からの検出車速を受けて検出車速が基準車速以上であるとき、前記連通弁を連通位置とする制御手段とを備えている。

かかる構成において、この制御手段により検出車速 $\geq$ 基準車速のときに連通弁を連通位置とし、圧力損失を解消しつつ前記流量特性も得ている。ここで、検出車速 $<$ 基準車速のときは低速走行時と置き換えられ、検出車速 $\geq$ 基準車速のときは高速走行時と置き換えられる。低速走行時は大きな牽引力が必要とされ、前記流量特性を採用することで前輪側油圧モータの油量と後輪側油圧モータの油量との比が一定に保たれる。他方、高速走行時は油量比よりも各油圧モータの高速回転が必要とされ、圧力損失が生ずることは効率上好ましくない。本発明は、車速検出手段からの検出車速というパラメータを採用することで、第1発明をより具体化したものである。

第3発明は、第1発明において車速を検出する車速検出手段と、アクセル踏込角を検出するアクセル踏込角検出手段及び牽引力を検出する牽引力検出手段の少なくともいずれか一方と、この車速検出手段からの検出車速を受けて検出車速が基準車速となったとき前記連通弁を連通位置とすると共に、このアクセル踏込角検出手段からの検出踏込角及びこの牽引力検出手段からの検出牽引力の少なくともいずれか一方の信号を受け、この信号の値に応じて前記基準車速を変化させる制御手段とを備えている。

通常の低速走行時においても、車両の積載重量や路面状況によって基準車速を変更することが好ましい。ここで、連通弁を遮断位置にすることは各油圧モータをデフロック状態にしたことに相当し、連通弁を連通位置にすることは各油圧モータをデフ作動状態にしたことに相当する。例えば、車両が坂道を登坂又は降坂中に、低速走行時のデフロック状態を中速走行時まで持続したい場合がある。本発明は、車両の走行負荷を表す指標である牽引力やアクセル踏込角に基づいて基準車速を適宜変更できる制御手段を備えることで、路面状況が絶えず変化しても

最適走行ができる。

第4発明は、第2又は第3発明において前記前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータの少なくともいずれか一方は可変容量形油圧モータであり、前記制御手段は前記連通弁を連通位置としたときにこの可変容量形油圧モータの押し退け容積を変化させる制御手段である。

かかる構成によれば、前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータの少なくともいずれか一方を可変容量形とし、且つ連通弁をを採用することで、可変容量ポンプの容積を大きくすることなしに、四駆走行時の車速を高めることができる。

また、前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータの両方を可変容量形とし、且つ連通弁をを採用することで、各油圧モータの容積比が一定にならなくても圧力損失による効率の低下を防止できる。

図面の簡単な説明

図1は本発明の実施例に係る油圧式四駆車両の走行装置の油圧回路図である。

図2は本実施例にアクセル踏込角検出手段を加えた油圧回路の説明図である。

図3は本実施例にアクセル踏込角検出手段及び牽引力検出手段を加えた油圧回路の説明図である。

図4は車速に対する連通弁の作動状態を示す図表である。

図5は車速に対する前、後輪側油圧モータのそれぞれの容積変化を示す図表である。

図6は車速に対する前輪側油圧モータへの流量を示す図表である。

図7は車速に対する後輪側油圧モータへの流量を示す図表である。

図8は、図6、7を重ね合わせた前、後輪側油圧モータへの流量を示す図表である。

発明を実施するための最良の形態

本発明の実施例に係る油圧式四駆車両の走行装置を、図1～図8を参照して説

明する。

本車両は凹凸路面を走行する装輪式油圧掘削車両であり、図1に示すように油圧ポンプ1と、この油圧ポンプ1からの圧油を受けて回転する前輪側Fの油圧モータ2F及び後輪側Rの油圧モータ2Rとを有し、四駆走行する。

油圧モータ2Fは定容量形であり、クローズドセンタ式の方方向切換弁3Fから圧油を受ける。他方、油圧モータ2Rは可変容量形であり、クローズドセンタ式の方方向切換弁3Rから圧油を受ける。各方向切換弁3F、3Rは、運転席に備えたアクセルペダル（図示せず）の踏込角信号 θ を受け、その大きさに応じて各開口面積Aを変化させ、油圧ポンプ1からの圧油を各油圧モータ2F、2Rに送って四駆走行させる。油圧ポンプ1は可変容量形であり、その吐出量Qは、各方向切換弁3F、3Rの前後差圧 ΔP が一定差圧 ΔP_c となるように制御されている。

方向切換弁3Fから油圧モータ2Fまでの油路4Fと、方向切換弁3Rから油圧モータ2Rまでの油路4Rとの間には連通油路4が設けられ、この連通油路4には連通弁5が介装されている。連通弁5は連通位置Cと遮断位置Dとを有し、制御手段である制御器6からの信号Sを受けている間は、連通位置Cに維持されている。

油圧モータ2Rの回転数は、車速検出手段である車速センサ7により車速信号Vとして検出され、制御器6に入力される。制御器6はマイコン等であって、予め基準車速信号 V_0 を記憶しており、この車速信号Vが基準車速信号 V_0 以上であるとき（ $V \geq V_0$ ）、連通弁5に信号Sを入力して連通弁5を連通位置Cとする。また、制御器6は連通弁5が連通位置Cのとき、アクセルペダルの踏込角信号 θ を受けて、その大きさに反比例した油圧モータ2Rの押し退け容積とするように、信号Mを油圧モータ2Rのサーボ機構2Rcに入力している。

ここで、各方向切換弁3F、3Rがクローズドセンタ式である理由を述べる。

一般にオリフィスの通過流量 Q_0 は、オリフィスの開口面積 A_0 と、オリフィスの前後差圧 ΔP の平方根との積に比例する。

$$Q_0 \propto A_0 \cdot \Delta P^{1/2}$$

ここで前後差圧 ΔP を一定差圧 ΔP_c とすることができれば、通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する。即ち、流量特性として

$$Q \propto A$$

が得られる。そして、このオリフィスの開口面積が本実施例の各方向切換弁 3 F、3 Rの開口面積に対応している。

ところで、一般に方向切換弁はオープンセンタ式とクローズドセンタ式とに大別される。オープンセンタ式は、方向切換が中立位置では、油圧ポンプからの油路がタンクに接続されて全量ドレーンするため、一定差圧 ΔP_c を初期値として得ることが困難である。次いで、中立位置から作動位置への切換え中も、一部油量がタンクにドレーンしているため、一定差圧 ΔP_c を得ることが困難である。即ち、オープンセンタ式では油圧ポンプからアクチュエータへの「通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する」という流量特性($Q \propto A$)を得ることが困難である。

他方、クローズドセンタ式は、方向切換が中立位置でも油圧ポンプからの油路がタンクに接続されていないため、初期値としての一定差圧 ΔP_c の確保が容易である。中立位置から作動位置への切換え中は、アンロード弁 1 3が閉じることにより全流量がアクチュエータに流れるため、このときの一定差圧 ΔP_c の確保も容易である。即ち、クローズドセンタ式では、「通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する」という流量特性($Q \propto A$)を得る制御が可能となる。これが各方向切換弁 3 F、3 Rをクローズドセンタ式とした理由である。

次に、各方向切換弁 3 F、3 Rの前後差圧 ΔP が一定差圧 ΔP_c となるように、吐出量 Q が制御された油圧ポンプ 1の構成を説明する。

油圧ポンプ 1から方向切換弁 3 Fまでの間には減圧弁 1 A F付きの可変絞り 1 B Fが設けてある。そして方向切換弁 3 Fの下流側の油圧 P 1 Fは減圧弁 1 A Fの図示左側に、方向切換弁 3 Fの上流側の油圧 P 2 Fは可変絞り 1 B Fの図示右側に、そして油圧ポンプ 1の吐出圧 P p は可変絞り 1 B Fの図示左側に夫々付勢力を

与えている。減圧弁 1 A F は、油圧 P 1 F を減圧値設定用の油圧力として受け、油圧ポンプ 1 の吐出圧 P_p を減圧してこの油圧 P 1 F と同圧の油圧 P 3 F を生成する (P 3 F = P 1 F)。この油圧 P 3 F は減圧弁 1 A F 自体の図示右側と、油圧ポンプ 1 のサーボ機構 1 c とに付勢力を与える。即ち、減圧弁 1 A F 付きの変換絞り 1 B F 全体は、各油圧によって

$$(P 3 F - P 1 F) = (P_p - P 2 F)$$

でバランスするように、図示左右方向に一体的に移動可能とされている。ここで変換絞り 1 B F は、右方向に移動して全開、また左方向に移動して全閉となる。また、減圧弁 1 A F は、左右の受圧面積が同じであり、

$$P 3 F = P 1 F$$

であるとき、変換絞り 1 B F を右方向に移動させて全開となるように、変換絞り 1 B F での左右の受圧面積が調整されている。尚、受圧面積を同じくして、図示右方向へ付勢する弱いバネを設けてもよい。後輪側 R は前輪側 F と同一構成のため、対応する要素には対応符号を付して説明を省略する。かかる構成により、油圧 P 3 F と油圧 P 3 R とを同一油路に発生させている。

次に、油圧ポンプ 1 のサーボ機構 1 c は、一定差圧 ΔP_c に相当する付勢バネ (図示せず) を備えると共に、油圧 P 3 F と、吐出圧 P_p とを受けて

$$(\Delta P_c + P 3 F) = P_p$$

を維持するように作動する。これを書き直して

$$(P_p - P 3 F) = \Delta P_c$$

となる。

そして、変換絞り 1 B F が全開であるために、 $P_p = P 2 F$, $P 3 F = P 1 F$, であるから

$$(P 2 F - P 1 F) = \Delta P_c$$

となる。また、 $(P 2 F - P 1 F) = \Delta P$, であるから

$$\Delta P = \Delta P_c$$

となる。

ここで、油圧P1Fが昇圧すると前後差圧 ΔP が小さくなるが($\Delta P < \Delta P_c$)、このときサーボ機構1cは油圧ポンプ1の容積を増加させて(即ち、吐出量を増加させて)吐出圧Ppを昇圧させる。この昇圧は $\Delta P = \Delta P_c$ となるまで行われる。

他方、油圧P1Fが降圧すると、前後差圧 ΔP は大きくなるが($\Delta P > \Delta P_c$)、このときサーボ機構1cは油圧ポンプ1の容積を減少させて(即ち、吐出量を減少させて)吐出圧Ppを降圧させる。この降圧は $\Delta P = \Delta P_c$ となるまで行われる。即ち、サーボ機構1cは $\Delta P = \Delta P_c$ を維持するように作動する。従って、方向切換弁3Fは「通過流量Qoが開口面積Aoだけに比例する」という流量特性($Q \propto A$)が得られるようになる。

以上は、前輪側Fと後輪側Rとが同負荷($P1F = P1R$)であるときの説明である。しかし、このような同負荷の状態は瞬間的には生じても現実的でない。現実には、 $P1F > P1R$ 、 $P1F \gg P1R$ 、 $P1F < P1R$ 、又は $P1F \ll P1R$ の状態である。かかる状態におけるサーボ機構1cと、減圧弁1AF付きの可変絞り1BF及び減圧弁1AR付きの可変絞り1BRとの協調作動を次に説明する。

先ず、後輪側Rの負荷のみが大きくなると($P1F < P1R$)、これに応じて $P3F < P3R$ となる。ここで前記「油圧P3Fと油圧P3Rとを同一油路に発生させている」との記載を思い起こす必要がある。高い方の油圧P3Rがサーボ機構1cを制御して、方向切換弁3Rの前後差圧 ΔP を一定差圧 ΔP_c とするように吐出圧Ppを昇圧させる。この吐出圧Ppは、同時に方向切換弁3Fにも加わろうとする。ところが、減圧弁1AFでは右側に油圧P3Rが、左側に油圧P1Fが付勢力として作用するため、可変絞り1BFは左方向へ移動するようになる。即ち、可変絞り1BFが吐出圧Ppの管路を全閉するようになり、それまで $Pp = P2F$ であったものが、 $Pp > P2F$ となる。そして

$$(P3F - P1F) = (Pp - P2F)$$

でバランスする絞り位置で、可変絞り1BFは作動を停止する。即ち、方向切換弁3Fで $\Delta P = \Delta P_c$ となる。

逆に、後輪側Rの負荷のみが小さくさくになると ($P_{1F} > P_{1R}$)、逆の作用により可変絞り1BRが絞られ、方向切換弁3Rで $\Delta P = \Delta P_c$ となる。

また、前輪側Fの負荷のみが大小変化するときも、前記後輪側Rのときと同じ作用により、各方向切換弁3F, 3Rで $\Delta P = \Delta P_c$ となる。

このように、各方向切換弁3F, 3Rでの負荷が大小変化しても、「通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する」という流量特性 ($Q \propto A$) が得られる。具体的には、前後輪に対する土質の違いや路面の凹凸等によって前後輪の負荷が異なっても、アクセルペダルの踏込角 θ に対応した流量により四駆走行させることができる。例えば、一方又は両方の車輪が軽負荷や無負荷となっても異常空転することがなく、どのような負荷変化に対しても安定した牽引力と走行速度とが得られ、且つ油圧機器の寿命も長くなる。しかも油圧ポンプは1個でよいため、経済的であるという諸効果を得られる。

なお、本実施例におけるポンプ吐出油量を制御するポンプ流量制御手段は、サーボ機構1cと、減圧弁1AF付きの可変絞り1BF及び減圧弁1AR付きの可変絞り1BRとを含むものとする。

ところで、各可変絞り1BF, 1BRが作動することは、ここで大きな圧力損失(エネルギーロス)が生じることを意味している。本実施例では前記効果を維持しつつこの圧力損失を無くするため、方向切換弁3Fから油圧モータ2Fまでの油路4Fと、方向切換弁3Rから油圧モータ2Rまでの油路4Rとの間に、連通弁5を設けている。

ここで、連通弁5を遮断位置Dとすれば、流量特性 ($Q \propto A$) が得られるが圧力損失を伴う。他方、連通弁5を連通位置Cとすれば、いかなる場合でも

$$P_{1F} = P_{1R}$$

となるので、各可変絞り1BF, 1BRは作動せず、圧力損失を無くすることができる。連通位置Cでは、この流量特性 ($Q \propto A$) が常時得られることになる。

また、本実施例では制御器6により連通弁5を最適作動制御している。即ち、油圧モータ2Rの出力軸に車速センサ7付設し、制御器6は車速センサ7からの

車速信号 V を受けて基準車速信号 V_0 と比較し、 $V < V_0$ であれば連通弁5を遮断位置 D とし、 $V \geq V_0$ であれば連通弁5を連通位置 C としている。かかる構成によれば、次のような効果を奏する。

(1) 低速走行時 ($V < V_0$)、例えば走行開始時、登坂時、凹凸路面走行時、積載量過大時等では、例えば可変絞り1BFで圧力損失が生じようとも、前後輪が互いに独立して高牽引力が必要である。即ち、低速走行時は連通弁5を遮断位置 D とすることにより、各油圧モータ2F、2Rに対し互いに独立した流量を与え、前後輪に対して互いに独立した高牽引力を与えることができる。

(2) 高速走行時 ($V \geq V_0$) は、前後輪が互いに独立した高牽引力を有する必要はなく、低トルクでも各油圧モータ2F、2Rが高速回転すれば良い。即ち、高速走行時は連通弁5を連通位置 C とすることにより、各油圧モータ2F、2Rに対し高速走行に見合った流量を与え、前後輪に対してバランスのとれた牽引力を与えることができる。

ここで、連通弁5切換えの判断基準である基準車速信号 V_0 は、車両の走行形態や路面状況によって適宜変更することが望ましい。即ち、連通弁5が遮断位置 D での走行は所謂デフロック走行に相当し、連通弁5が連通位置 C での走行はデフ走行に相当するが、例えば車両が坂道を上っている時には、中速であってもデフ走行を維持したい。このために、高牽引力の程度を示す指標を基に、基準車速信号 V_0 を適宜変更する必要がある。かかる指標としては、牽引力自体である油圧ポンプ1の吐出圧信号 P_p （又は各油圧モータ2F、2Rの入力圧信号）、及びアクセルペダルの踏込角信号 θ 等がある。基準車速信号 V_0 変更の概要を図2、3を参照して説明する。

図2は、制御器6が図示しないアクセルペダルに付設されたアクセル踏込角検出手段であるアクセル踏込角センサ8から踏込角信号 θ を入力し、これを基にして連通弁切換マップ10に示すように、基準車速信号 V_0 を段階的に変更した例である。

図 3 は、制御器 6 が踏込角信号 θ に加えて、油圧ポンプ 1 に付設された牽引力検出手段であるポンプ吐出圧センサ 9 からの吐出圧信号 P_p （又は各油圧モータ 2 F, 2 R の入力圧信号）を入力し、これらを基にして連通弁切換マップ 11 に示すように、高圧時と低圧時の力の場合とに分け、基準車速信号 V_0 をより緻密に段階的に変更した例である。

なお、制御器 6 は図 2 に示す踏込角信号 θ に代えて、吐出圧信号 P_p （又は各油圧モータ 2 F, 2 R の入力圧信号）を入力して基準車速信号 V_0 を段階的に変更してもよい。このように基準車速信号 V_0 を適宜変更することにより、走行条件により合致した走行を行うことができる。

ところで、油圧ポンプ 1 の容積を、車速 V が基準車速 V_0 になっても最大容積とならない程大きくすれば、「通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する」という流量特性 ($Q \propto A$) が得られる制御を行える。しかし、油圧ポンプ 1 が 1 個ということそれ自体は経済的であるが、余裕を持たせるためにその容積をさらに大きくすることは、不経済である。

そこで、本実施例では油圧モータ 2 R は可変容量形油圧モータとし、且つ制御器 6 は、連通弁 5 が連通位置 C のとき、車速信号 V に応じて油圧モータ 2 R の押し退け容積を変化させるように、信号 M をサーボ機構 2 R1 に入力している。この作用を、図 4 ～図 8 を参照して説明する。

図 4 は車速 V に対する連通弁 5 の作動状態を示している。制御器 6 は、車速 V が低速側から基準車速 V_0 ($= 5.3 \text{ km/h}$) になると、連通弁 5 を遮断位置 D から連通位置 C に切換える。即ち、制御器 6 は基準車速 V_0 を予め記憶しておき、連通弁 5 を $V < V_0$ の時は OFF (遮断) し、 $V \geq V_0$ の時は ON (連通) する。

図 5 は車速 V に対する油圧モータ 2 F, 2 R の容積変化を示す。制御器 6 は、 $V < V_0$ の時に油圧モータ 2 R の容積を最大に固定するが、 $V \geq V_0$ の時に車速 V が大きくなる程、容積を漸減して高速走行を可能としている。油圧モータ 2 F

は定容量形であるから容積は一定である。

図6は車速 V に対する油圧モータ2Fへの流量 Q_F を示す。流量 Q_F は、 $V < V_0$ の時は、制御器6からの指令ではなく、アクセルペダルの踏込角 θ に基づく方向切換弁3Fの開口面積 A の大きさに比例して増減する。 $V \geq V_0$ の時は、連通弁5がONであり、後述する油圧モータ2Rの容積の減増分が加算されて増減する。尚、油圧モータ2Fは図1に示すように2個であり、図6の縦軸は2個の合計流量を記載してある。

図7は車速 V に対する油圧モータ2Rへの流量 Q_R を示す。 $V < V_0$ の時は、油圧モータ2Rの容積を最大に固定しているが、この間の流量 Q_R は制御器6からの指令ではなく、アクセルペダルの踏込角信号 θ に基づく方向切換弁3Fの開口面積 A の大きさに比例して増減する。 $V \geq V_0$ の時は、制御器6はアクセルペダルの踏込角 θ を受け、その大きさに反比例した油圧モータ2Rの押し退け容積となるように、信号 M を油圧モータ2Rのサーボ機構2Rcに入力している。即ち、アクセルペダルを踏み込むに従い、油圧モータ2Rの容積を漸減させ、車速を高速化している。

かかる構成による効果を、車速 V に対する各油圧モータ2F、2Rへの流量 Q ($= Q_F + Q_R$)を示す図8により説明する。

$V < V_0$ の時、流量 Q は一定である。即ち、本実施例では、車速 V が基準車速 V_0 となったときが油圧ポンプ1の最大吐出量 Q であり、言い換えれば、各方向切換弁3F、3Rの開口面積が最大であり、高速走行は油圧モータ2Rの容量を小さくすることで達成している。尚、各油圧モータ2F、2Rから前後輪までの減速比を夫々1として説明する。

(1) 前輪側油圧モータ2F及び後輪側油圧モータ2Rのいずれか一方を可変容量形油圧モータとし、且つ連通弁5を採用することにより、可変容量ポンプ1の容積を大きくすることなしに、四駆走行時の車速を高めることができる。

仮に連通弁5がなく、油圧モータ2Rも定容量形で車速制御する場合は、各方向切換弁3F、3R、及び各油圧モータ2F、2Rは、互いに同等サイズにする

必要がある。また、「通過流量 Q_0 が開口面積 A_0 だけに比例する」による流量特性($Q \propto A$)だけに車速 V が依存するから、四駆走行時の車速を高めるためにはポンプ吐出流量を大きくする必要がある。これに伴い油圧ポンプ1も大型化するので、極めて不経済である。しかし、連通弁5があり、油圧モータ2Rが可変容量形である場合は、油圧モータ2Rの容積を小さくし、連通弁5を連通状態にすることにより、ポンプ吐出容量を大きくすることなく、高速走行が可能となる。

(2) 前輪側油圧モータ2F及び後輪側油圧モータ2Rの両方を可変容積式油圧モータとし、且つ連通弁5を採用して連通位置Cとすることにより、各油圧モータ2F、2Rの容積比が一定にならなくても圧力損失による効率の低下を防ぐことができる。

仮に連通弁5がなく、前輪側油圧モータ2F及び後輪側油圧モータ2Rの両方を可変容積式油圧モータとして四駆走行時の車速を高める場合、各油圧モータ2F、2Rの容積を小さくすることにより実現できるが、各油圧モータ2F、2Rの容積及び容積比を一定としなければ圧力損失が発生するため、効率の低下は避けられない。しかし、連通弁5を設け、各油圧モータ2F、2Rの容量を小さくすると共にこれらを連通状態とすることにより、圧力損失が防げ、効率のよい四駆走行が実現できる。

尚、本実施例では各方向切換弁3F、3Rの上流側に各可変絞り1BF、1BRを設け、各可変絞り1BF、1BRは各方向切換弁3F、3Rの下流側の油圧の中から最大油圧を受けてその絞り具合を調整することにより、各可変絞り1BF、1BRから各方向切換弁3F、3Rまでの油圧を昇圧し、以て各方向切換弁3F、3Rの前後差圧 ΔP を一定差圧 ΔP_c とし、流量特性($Q \propto A$)を確保している。しかし、このような油圧回路に限定する必要は無く、例えば次のような油圧回路とし、且つ連通弁5等を設けても本実施例と同様の効果が得られる。即ち、

各方向切換弁3F、3Rの下流側に可変絞り1BF、1BRを設け、各可変絞

り1BF, 1BRは各方向切換弁3F, 3Rの下流側の油圧の中から最大油圧を受けてその絞り具合を調整することにより、各方向切換弁3F, 3Rから各可変絞り1BF, 1BRまでの油圧を昇圧し、以て各方向切換弁3F, 3Rの前後差圧 ΔP を一定差圧 ΔPc とし、流量特性($Q \propto A$)を確保する油圧回路とする。
又は

各油圧モータ2F, 2Rのメータイン側に各方向切換弁3F, 3Rを設け、メータアウト側には各方向切換弁3F, 3Rの下流側の油圧の中から最大油圧を受けてその絞り具合を調整する各可変絞り1BF, 1BRを設け、これによりメータアウト側の油圧を高めて前後差圧 ΔP を一定差圧 ΔPc とし、流量特性($Q \propto A$)を確保する油圧回路とする。

産業上の利用可能性

本発明は、凹凸路面を走行しても安定した牽引力と走行速度とが得られ、油圧機器の寿命も長く、且つ経済的な油圧式四駆車両の走行装置として有用である。

請求の範囲

1. 可変容量形油圧ポンプと、この可変容量形油圧ポンプからの圧油を受けて回転する前輪側油圧モータ及び後輪側油圧モータとを有して四駆走行する油圧式四駆車両の走行装置において、

前輪側油圧モータ(2F)に対して設けたクローズドセンタ式前輪側方向切換弁(3F)と、後輪側油圧モータ(2R)に対して設けたクローズドセンタ式後輪側方向切換弁(3R)と、各方向切換弁(3F, 3R)の前後差圧を一定に保つ流量となるように、ポンプ吐出油量を制御するポンプ流量制御手段と、前輪側方向切換弁から前輪側油圧モータまでの前輪側油路(4F)、及び後輪側方向切換弁から後輪側油圧モータまでの後輪側油路(4R)を連通する連通油路(4)と、この連通油路を連通又は遮断する連通弁(5)とを備えたことを特徴とする油圧式四駆車両の走行装置。

2. 車速を検出する車速検出手段(7)と、この車速検出手段からの検出車速を受けて検出車速が基準車速以上であるとき、前記連通弁(5)を連通位置とする制御手段(6)とを備えたことを特徴とする請求の範囲1記載の油圧式四駆車両の走行装置。

3. 車速を検出する車速検出手段(7)と、アクセル踏込角を検出するアクセル踏込角検出手段(8)及び牽引力を検出する牽引力検出手段(9)の少なくともいずれか一方と、この車速検出手段からの検出車速を受けて検出車速が基準車速となったとき前記連通弁(5)を連通位置とすると共に、このアクセル踏込角検出手段からの検出踏込角及びこの牽引力検出手段からの検出牽引力の少なくともいずれか一方の信号を受け、この信号の値に応じて前記基準車速を変化させる制御手段(6)とを備えたことを特徴とする請求の範囲1記載の油圧式四駆車両の走行装置。

4, 前記前輪側油圧モータ(2F)及び後輪側油圧モータ(2R)の少なくともいずれか一方は可変容量形油圧モータであり、前記制御手段(6)は前記連通弁(5)を連通位置としたときにこの可変容量形油圧モータの押し退け容積を変化させる制御手段であることを特徴とする請求の範囲2又は3記載の油圧式四駆車両の走行装置。

1 / 5

FIG. 1

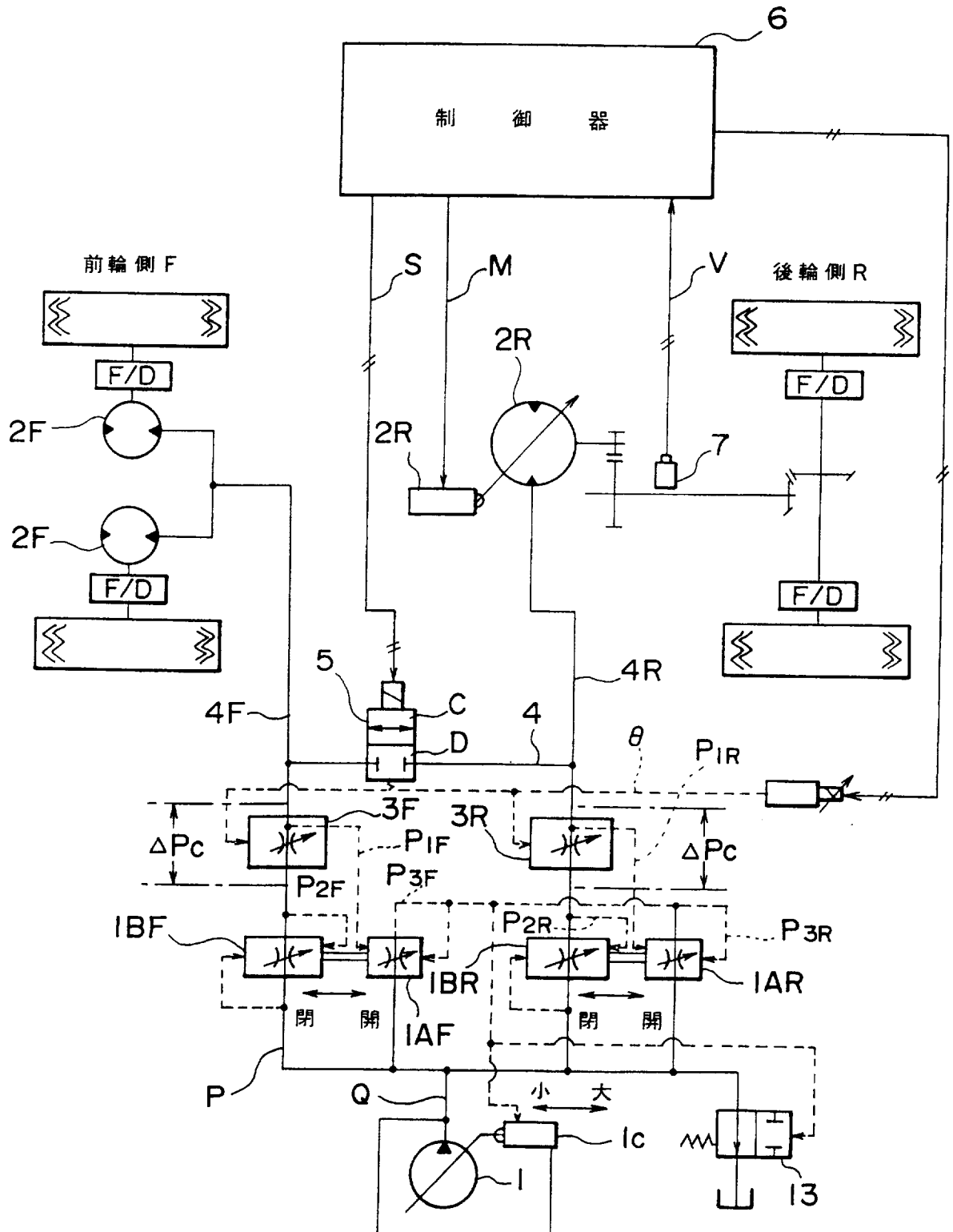


FIG. 2

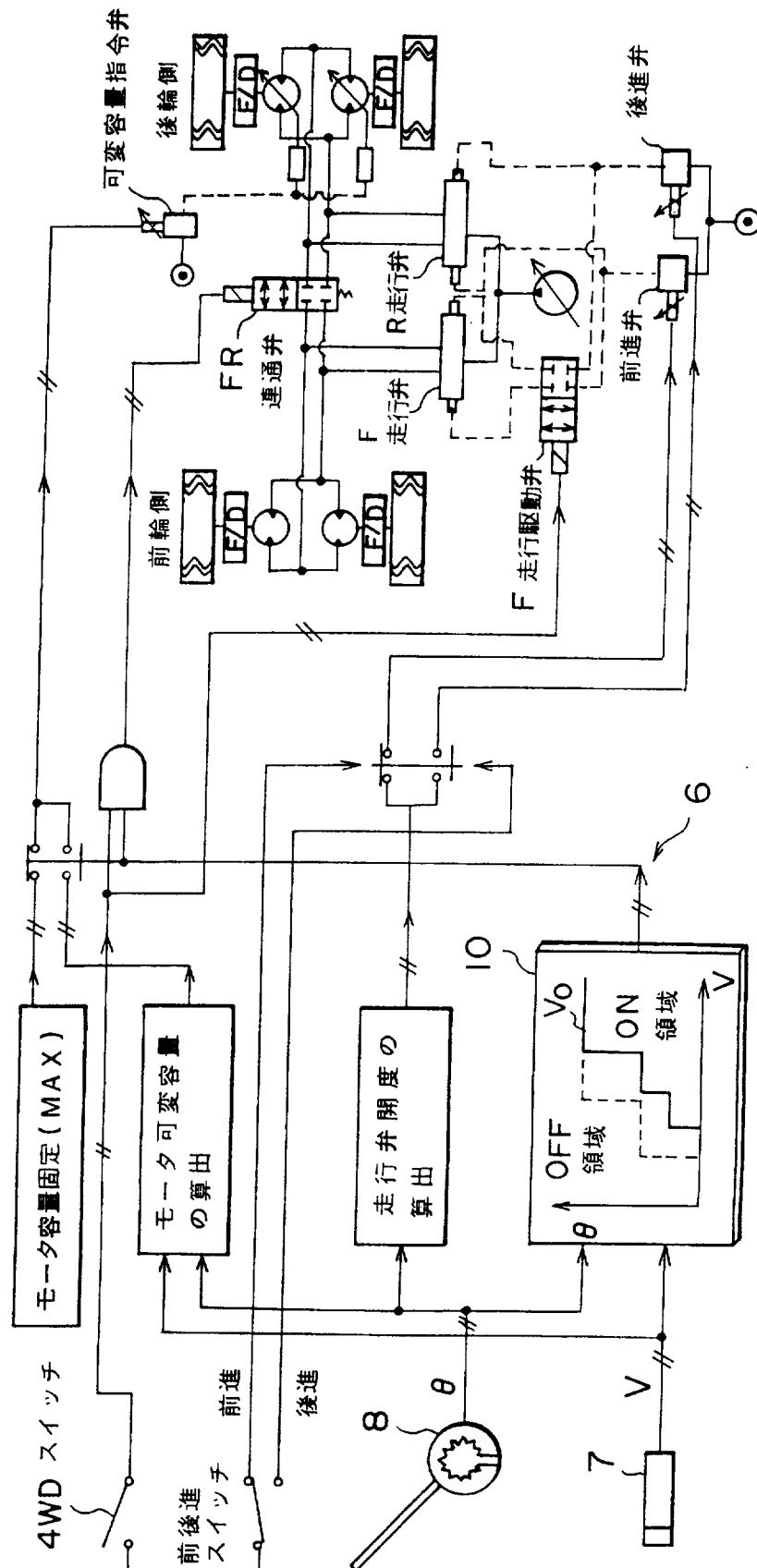


FIG. 3

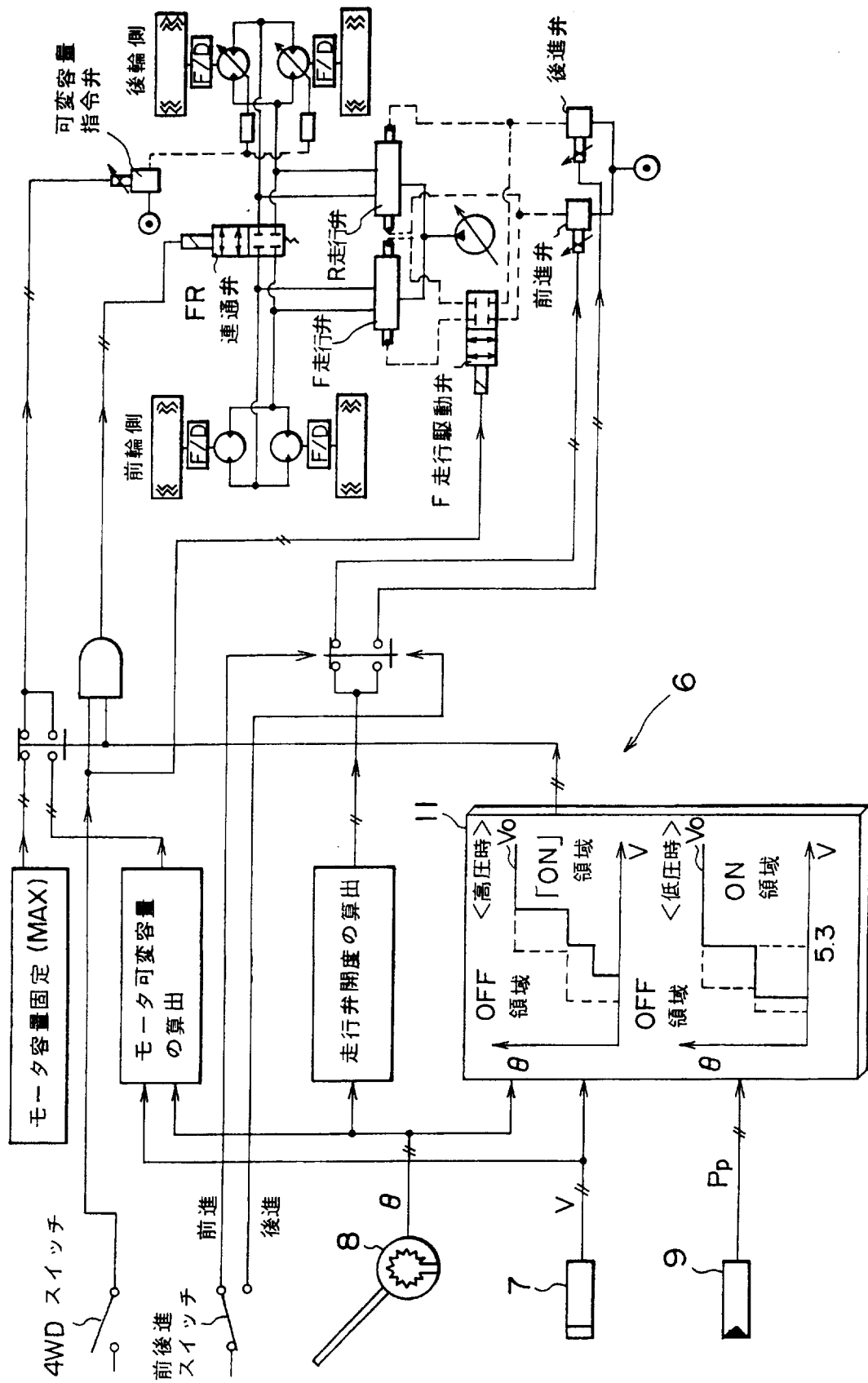


FIG. 4

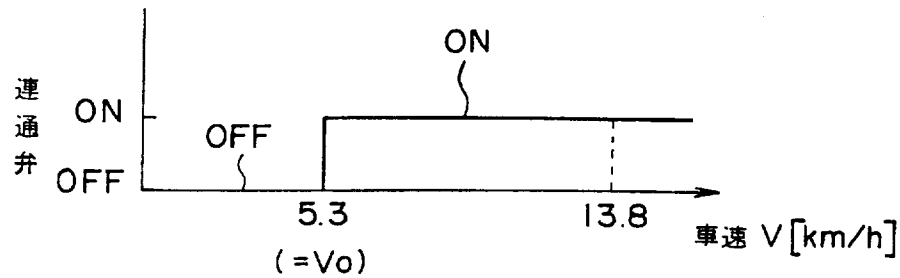


FIG. 5

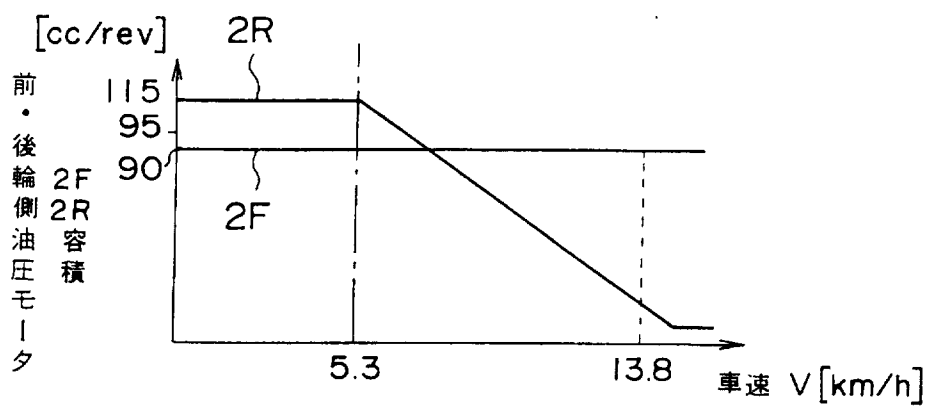


FIG. 6

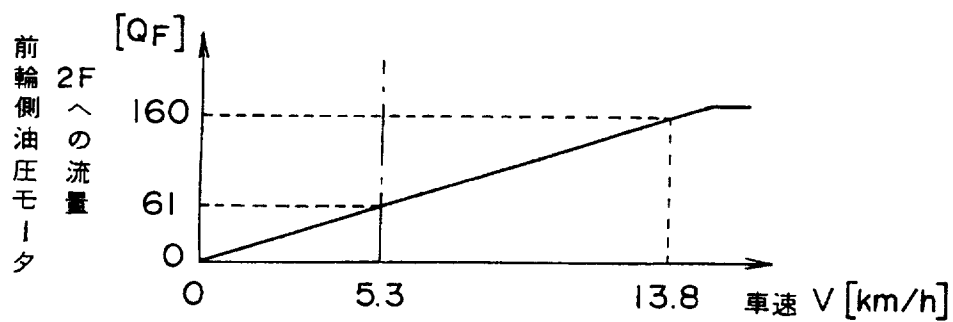


FIG. 7

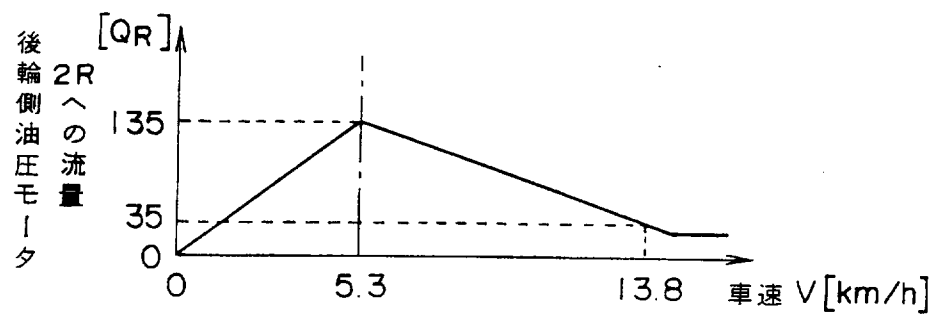
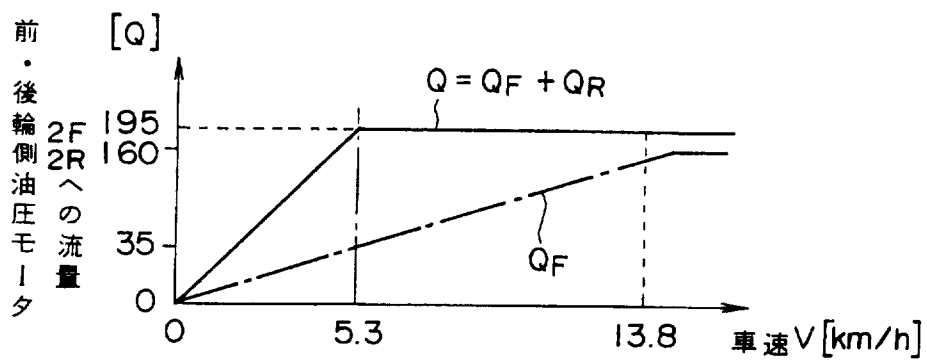


FIG. 8



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP97/02657

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁶ B60K17/356

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)

Int. Cl⁶ B60K17/356

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926 - 1997	Jitsuyo Shinan Toroku
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971 - 1997	Koho
Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994 - 1997	1996 - 1997

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.
A	JP, 8-132902, A (Ishikawajima Shibaura Machinery Co., Ltd.), May 28, 1996 (28. 05. 96)	1
A	JP, 5-37542, U (Sumitomo Construction Machinery Co., Ltd.), May 21, 1993 (21. 05. 93)	1

☐ 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 document 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, exhibition 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 the 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
October 23, 1997 (23. 10. 97)

Date of mailing of the international search report
November 5, 1997 (05. 11. 97)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))		
Int. cl 6 B60K17/356		
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 6 B60K17/356		
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 1926-1997年 日本国公開実用新案公報 1971-1997年 日本国登録実用新案公報 1994-1997年 日本国実用新案登録公報 1996-1997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 請求の範囲の番号
A	JP, 8-132902, A (石川島芝浦機械株式会社), 28. 5月. 1996 (28. 05. 96)	1
A	JP, 5-37542, U (住友建機株式会社), 21. 5月. 1993 (21. 05. 93)	1
☐ 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」 先行文献ではあるが、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	国際調査報告の発送日	
23. 10. 97	05.11.97	
国際調査機関の名称及びあて先	特許庁審査官 (権限のある職員)	
日本国特許庁 (ISA/JP)	亀丸広司	
郵便番号100	3J 7814	
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	電話番号 03-3581-1101 内線 3328	