

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2007-512457

(P2007-512457A)

(43) 公表日 平成19年5月17日(2007.5.17)

(51) Int. Cl. F I テーマコード (参考)
F O 1 L 9/02 (2006.01) F O 1 L 9/02 A 3 G O 1 8

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2006-540138 (P2006-540138)
 (86) (22) 出願日 平成16年11月19日 (2004.11.19)
 (85) 翻訳文提出日 平成18年3月30日 (2006.3.30)
 (86) 国際出願番号 PCT/CN2004/001314
 (87) 国際公開番号 W02005/052325
 (87) 国際公開日 平成17年6月9日 (2005.6.9)
 (31) 優先権主張番号 200310108911.8
 (32) 優先日 平成15年11月27日 (2003.11.27)
 (33) 優先権主張国 中国 (CN)

(71) 出願人 506108239
 ▲にん▼波▲ほあ▼液機器制造有限公司
 中国浙江省▲にん▼波市石▲ち▼▲じえん
 ▼雅源南路251号
 (74) 代理人 100070150
 弁理士 伊東 忠彦
 (74) 代理人 100091214
 弁理士 大貫 進介
 (74) 代理人 100107766
 弁理士 伊東 忠重
 (72) 発明者 凌 俊杰
 中国浙江省▲にん▼波市石▲ち▼▲じえん
 ▼雅源南路251号

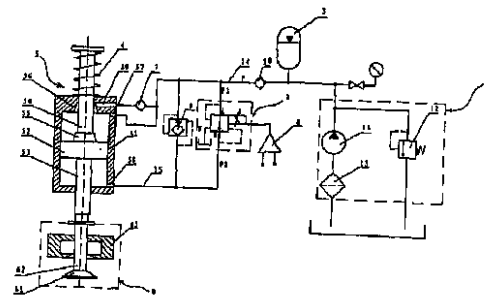
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 差圧式可変動弁制御システム

(57) 【要約】

差圧式可変動弁制御システムは、油圧供給装置と、弁と、油圧作動ユニットと、ピストンのバランスを制御するばねとを具え、また前記油圧作動ユニットには油圧シリンダとピストンとピストン棒が含まれて、前記ピストン棒と前記弁が連鎖動作され、前記油圧シリンダがピストンによって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、前記油圧供給装置が吸油マニホールドを経て前記油圧シリンダの上チェンバーに連結され、前記油圧シリンダの下チェンバーが差圧比例減圧弁によって前記油圧供給装置に連結されることを特徴とする。

差圧比例減圧弁を中核の制御要素にするので、弁開度がシステムの圧力に関せず、電気信号の変化だけによって油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの圧力差が変えられて、需要に応じて随時に弁揚程と正作動を変える目的が果たされる。そのため、システム応答速度が速くて、構造が簡単で、コストが低くて、信頼性が良く、システムのインターフェアが小さい。この発明は内燃機関のより速い作動速度の需要に応えられて、内燃機関への応用を広めることが期待される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

油圧供給装置（１）と、油圧作動ユニット（５）と、弁（６）と、ピストン（５２）のバランスを制御するばね（４）とを具え、前記油圧作動ユニット（５）に油圧シリンダ（５１）とピストン（５２）ならびにピストン棒（５３）が含まれて、ピストン棒（５３）が前記弁（６）と連鎖作動され、前記油圧シリンダ（５１）がピストン（５２）によって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、前記油圧供給装置（１）が吸油マニホールド（１４）を経て前記油圧シリンダ（５１）の上チェンバーに連結され、前記油圧シリンダ（５１）の下チェンバーが差圧比例減圧弁（２）によって前記油圧供給装置（１）に連結されることを特徴とする差圧式可変動弁制御システム。

10

【請求項 2】

前記差圧比例減圧弁（２）は差圧フィード・バック型制御すべり弁（２ａ）で、弁ボデー（２２）と、すべり弁の弁芯（２１）と、比例電磁石と、弁ボデーにあるオイル入口（Ａ）と、オイル出口（Ｂ）および油戻し口（Ｔ）が含まれて、前記弁ボデー（２２）内に前記すべり弁の弁芯（２１）とはまりあう水平方向の横通路（２２２）を設けて、前記すべり弁の弁芯（２１）に円柱形凸台（２１１）を設けて、同円柱形凸台が前記すべり弁の弁芯に従って移動できて、同円柱形凸台（２１１）と前記油戻し口（Ｔ）に連結される油制御口（c-c）を開閉させて、前記すべり弁の弁芯（２１）の一端が前記比例電磁石のジブ（２５）と同心にて接触し合って、もう一端がばね（２３）に支えられて、前記弁ボデー（２２）の左側に前記オイル入口（Ａ）によって前記油圧シリンダ（５１）の上チェンバーおよび前記油圧供給装置（１）に連結される左側通路（２２３）を設けて、前記弁ボデー（２２）の中央部に前記横通路（２２２）に連結され、かつオイル出口（Ｂ）によって前記油圧シリンダ（５１）の下チェンバーに連結されるたて通路（２２５）を設けて、前記左側通路（２２３）とたて通路（２２５）の間にダンピング作用があるダンピング通路（２２４）を設けて、前記たて通路（２２５）の上端が前記弁ボデー（２２）の右上側通路（２２１）の左端に連結されて、前記右上側通路（２２１）の右端が前記弁ボデー（２２）の右側通路（２２７）に連結されて、前記弁ボデー（２２）の右下側に一端が前記油戻し口（Ｔ）に連結され、もう一端が前記横通路に連結される右下側通路（２２６）を設けることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 記載の差圧式可変動弁制御システム。

20

【請求項 3】

前記ダンピング通路（２２４）内のダンピングがダンピング孔（２４）であることを特徴とする特許請求の範囲請求項 2 記載の差圧式可変動弁制御システム。

30

【請求項 4】

前記ダンピング通路（２２４）内のダンピングが前記円柱形凸台（２１１）と前記弁ボデー（２２）の間にある 2 つ目のスロットル・スロット（c2）によって形成されることを特徴とする特許請求の範囲請求項 2 記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項 5】

前記すべり弁の弁芯（２１）の両端に前記弁ボデー（２２）から突き出した気密の細棒（２１２）を設けて、前記比例電磁石ジブ（２５）がそれに対応する細棒（２１２）の一端に支えられることを特徴とする特許請求の範囲請求項 2、または請求項 3 または請求項 4 記載の差圧式可変動弁制御システム。

40

【請求項 6】

前記油圧シリンダ（５１）の上チェンバーと下チェンバーの間に差圧比例減圧弁（２）と並列して、油圧オイルを前記油圧シリンダ（５１）の上チェンバーから下チェンバーに流させる油圧制御の逆止め弁（９）を設けることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1、または請求項 2 または請求項 3 記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項 7】

前記ピストン（５２）の端部に突起部を設けて、それに対応して、前記油圧シリンダ（５１）のヘッド部にそれとはまりあうダンピング・チェンバー（５６）を設けて、そして前記油圧シリンダ（５１）に一端がダンピング・チェンバー（５６）に連結された油通路

50

(59)を設けて、油通路(59)のもう一端が第1逆止め弁(7)を経て油圧供給装置(1)に連結されることを特徴とする特許請求の範囲請求項1、または請求項2または請求項3または請求項4記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項8】

前記吸油マニホールド(14)に前記油圧シリンダ(51)の上チェンバーの油が油圧供給装置(1)に流れることを防ぐ第2逆止め弁(10)が組み立ててあることを特徴とする特許請求の範囲請求項1、または請求項2または請求項3または請求項4記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項9】

前記吸油マニホールド(14)に圧力アキュムレータ(3)が組み立てられることを特徴とする特許請求の範囲請求項1、または請求項2または請求項3または請求項4記載の差圧式可変動弁制御システム。 10

【請求項10】

前記ピストン棒(53)の反対側のピストン端面にピストン棒(53)と同軸で前記油圧シリンダ(51)から突き出した補助ピストン棒(54)を設けて、前記ばね(4)に前記油圧シリンダ(51)から突き出した補助ピストン棒(54)が嵌められることを特徴とする特許請求の範囲請求項1、または請求項2または請求項3または請求項4記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項11】

前記ばね(4)には前記油圧シリンダ(51)から突き出したピストン棒(53)が嵌められることを特徴とする特許請求の範囲請求項1、または請求項2または請求項3または請求項4記載の差圧式可変動弁制御システム。 20

【請求項12】

油圧供給装置(1)と、油圧作動ユニット(5)と、弁(6)と、ピストン(52)のバランスを制御するばね(4)とを具え、前記油圧作動ユニット(5)に油圧シリンダ(51)とピストン(52)ならびにピストン棒(53)が含まれて、ピストン棒(53)が前記弁(6)に連鎖作動され、前記油圧シリンダ(51)がピストン(52)によって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、前記上チェンバーと下チェンバーがそれぞれオイル吸い込みパイプ(16)とオイル吐き出しパイプ(15)とによって差圧比例減圧弁の圧力差がある第1油口(A1)と第2油口(B1)に連結されて、前記油圧供給装置(1)が吸油マニホールド(14)を経て前記差圧比例減圧弁(2)のオイル入り口(C)に連結されることを特徴とする差圧式可変動弁制御システム。 30

【請求項13】

前記差圧比例減圧弁(2d)は差圧フィード・バック型錐形弁(2d)で、錐形弁の弁ボデー(22d)と、錐形弁の弁芯(21d)と、比例電磁石と、錐形弁の弁ボデーにある前記オイル入口(C)と、第1油口(A1)と第2油口(B1)が含まれて、前記錐形弁の弁芯のヘッド部に錐形弁の弁ボデーの内孔(221d)の後部ポートとはまりあった円錐体(211d)を設けて、前記錐形弁の弁芯(21d)のテール部が前記比例電磁石ジブに支えられて、前記錐形弁の弁芯(21d)の外が、一端が前記錐形弁の弁ボデー(22d)に、もう一端が前記円錐体(211d)の端面に支えられるソフトばね(23d)に嵌められて、前記オイル入口(C)と第1油口(A1)がそれぞれ錐形弁の弁ボデーの内孔(221d)の前部と後部ポートに連結されて、前記第2油口(B1)と第1油口(A1)の間にダンピング孔(24d)がつけられる通路を設けて、また第2油口(B1)が油タンクに連結されることを特徴とする特許請求の範囲請求項12記載の差圧式可変動弁制御システム。 40

【請求項14】

前記ピストン(52)の端部に突起部を設けて、それに対応して、前記油圧シリンダ(51)のヘッド部にそれとはまりあうダンピング・チェンバー(56)を設けて、そして前記油圧シリンダ(51)に一端がダンピング・チェンバーに連結された油通路(59)を設けて、油通路(59)のもう一端が第1逆止め弁(7)を経て油圧供給装置(1)に 50

連結されることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 2 記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項 1 5】

前記油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に差圧比例減圧弁（2）と並列して、油圧オイルを前記油圧シリンダの上チェンバーから下チェンバーに流させる油圧制御の逆止め弁（9）を設けることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 2 記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項 1 6】

前記吸油マニホールド（1 4）に圧力アキュムレータ（3）が組み立てられることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 2 記載の差圧式可変動弁制御システム。

10

【請求項 1 7】

前記ピストン棒（5 3）の反対側のピストン端面にピストン棒と同軸で前記油圧シリンダ（5 1）から突き出した補助ピストン棒（5 4）を設けて、前記ばね（4）に前記油圧シリンダ（5 1）から突き出した補助ピストン棒（5 4）が嵌められることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 2、または請求項 1 3 または請求項 1 4 または請求項 1 5 または請求項 1 6 記載の差圧式可変動弁制御システム。

【請求項 1 8】

前記ばね（4）には前記油圧シリンダ（5 1）から突き出したピストン棒（5 3）が嵌められることを特徴とする特許請求の範囲請求項 1 2、または請求項 1 3 または請求項 1 4 または請求項 1 5 または請求項 1 6 記載の差圧式可変動弁制御システム。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

この発明は内燃機関の弁制御システムに、特に電気油圧型の内燃機関の可変動弁制御システムに関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

弁装置はエンジンの配気機構の一部で、エンジンの運転過程が吸入、圧縮、出力、排気の 4 行程からなり、その中に吸入と排気行程がエンジンの配気機構によって各シリンダの作動順番に従って正確に可燃混合気または新鮮な空気を供給され、燃焼後の廃気を排出され、その役割を果たす構成部分が配気機構の弁装置で、弁装置がエンジンの運転には重要な役に立つ。しかし、従来の弁装置はカム軸、弁揺れ腕、弁ばね、弁ガイド、弁本体および弁座からなり、このように構成された弁機構の作動がにぶくて、作動中弁の正作動（シーケンスコントロール）と揚程が作動の需要にしたがって随時に変化できないから、同時に高速回転と低速回転の需要に応えられない。そのため、ある可変動弁制御機構（V V A）がそのチャンスに応じて作り出された。その機構が作動原理によって機械式と機械電気式と油圧式とに 3 種類分けられる。機械式の可変動弁制御機構には、エンジンの弁装置があいかわらずカムによって駆動されて、位相器とカムの連鎖だけが加えられて、たとえばポルシェ（P o r s c h e）9 1 1 タービンエンジンが油駆動カム位相器によって正作動に変わるときと 2 種類設定される離散的な揚程制御を得られて、油駆動のジブスイッチ装置によって切り換えられる。このような弁機構が用いられて燃料消費が節約できて、廃気量が減られて、エンジンの性能が改善できるが、正作動に変わるときと揚程に変わる独立制御ができないので、エンジンの性能がいまなおあまり好ましくない。機械電気式 V V A 機構には、最初作動の構成部分が電気—機械作動の構成部分で、ばねがついた一對の電気磁石、すなわち電気磁気作動の構成部分を用いて、実験室の実験によると、燃料が 1 8 % も節約できて、炭化水素の発生が減られるが、実際に使われるとき、接極子が鉄のブロックに近づくとき、磁力が速く増えて、衝撃を避けるための制御がしにくいので、制御の信頼性と耐久性がよくないし、可変動揚程が提供できない。また、作動力を高めるために、もとに 1 2 V の蓄電池に電池の数を増やさざるを得ないが、現有の機構に増やす電池を組み立てる余分のスペースがないので、電池の数を増やしたら、本体の容積が拡大しなけ

30

40

50

ればならない。そのため構造上でこのような機械電気式VVA機構の広く応用されることが制限される。油圧式可変動弁制御機構には、最初作動の構成部分が油圧作動の構成部分で、たとえばアメリカの公開番号がUS2002/0184996A1である《Variable lift actuator》がその例の一つで、弁と油圧供給装置と圧力調整制御装置と油圧作動の構成部分と方向切り換え弁が含まれて、また前記油圧作動の構成部分には油圧シリンダと油圧シリンダにある同軸配置の作動ピストンと制御ピストンおよび制御ばねが含まれ、油圧シリンダが作動ピストンと制御ピストンにより作動チェンバーと制御チェンバーとオイル・リターン・チェンバーに分けられて、作動チェンバーが方向切り換え弁を経てそれぞれ油圧供給装置あるいは油タンクに連結され、制御チェンバーが圧力調整制御装置を経て油圧供給装置に連結され、オイル・リターン・チェンバーがオイル・リターン流量制限器を経て油タンクに連結され、ピストン棒の一端が作動ピストンにつながり、もう一端が弁ヘッドに固定され、制御ピストンがピストン棒にしたがって軸方向に移動できて、制御ばねがオイル・リターン・チェンバーの中にあり、制御ばねの両端がそれぞれ作動ピストンの下端と油圧シリンダの内底面に支えられる。作動の時、ある電気信号が方向切り換え弁と圧力調整制御装置に与えられて、方向切り換え弁に電気が通過または遮断させ、圧力調整制御装置により制御チェンバーの中の圧力が調整制御され、つまり作動チェンバーまたは油圧供給装置または油タンクに連結されて、ピストンが必要に応じて上下移動され、弁揚程と正作動が制御される。しかし、上述した特許がまだ実用化されていないが、研究分析によって、その理由は（１）技術の進歩に伴って、自動車エンジンの回転数がますます高まって、４行程の時間が０．００５秒だけで、方向切り換え弁の応答速度が速くされなければならないので、そんなに速い応答速度に応じられるため、方向切り換え弁の製作コストが大変高くなって、製品の値段が高くなって、大量生産できなくなるまでに至る。（２）油圧シリンダのなかに制御ピストンと制御チェンバーと制御ばねが設けられて、油圧回路に電気油圧式の圧力調節器などが設けられて、機構が割合に複雑されて、信頼性が劣る。（３）弁開度が油圧システムの圧力に関わり、システムのインタフェーランスに大きく影響されて、脈動が大きい。（４）それと同時に、油圧シリンダの容積に影響され、制御ばねの性能が制限されて、応答速度が速くならない。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００３】

この発明の目的は、上述した従来の技術の問題点に鑑み、構造が簡単で、コストが低くて、応答速度が速い差圧式可変動弁制御システムを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【０００４】

この目的の達成を図るため、この発明に用いられる技術手段として一つの提案は次のとおりである。この発明の差圧式可変動弁制御システムは、油圧供給装置と、弁と、油圧作動ユニットと、ピストンのバランスを制御するばねとを具え、また前記油圧作動ユニットには油圧シリンダとピストンとピストン棒が含まれて、前記ピストン棒と前記弁が連鎖作動され、前記油圧シリンダがピストンによって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、前記油圧供給装置が吸油マニホールドを経て前記油圧シリンダの上チェンバーに連結され、前記油圧シリンダの下チェンバーが差圧比例減圧弁によって前記油圧供給装置に連結されることを特徴とする

前記差圧比例減圧弁は差圧フィード・バック型制御滑り弁でもあり、弁ボデーと、すべり弁の弁芯と、比例電磁石と、弁ボデーにあるオイル入口（Ａ）と、オイル出口（Ｂ）および油戻し口（Ｔ）が含まれて、前記弁ボデー内に前記すべり弁の弁芯とはまりあう水平方向の横通路が設けられて、前記すべり弁の弁芯に円柱形凸台が設けられて、同円柱形凸台がすべり弁の弁芯に従って移動できて、同円柱形凸台と前記油戻し口（Ｔ）に連結される油制御口を開閉させて、前記すべり弁の弁芯の一端が前記比例電磁石ジブと同心にて接触し合っ、もう一端がばねに支えられて、前記弁ボデーの左側に前記オイル入口（Ａ）によって前記油圧シリンダの上チェンバーおよび前記油圧供給装置に連結される左側通路

が設けられて、前記弁ボデーの中央部に前記横通路に連結され、かつオイル出口（Ｂ）によって前記油圧シリンダの下チェンバーに連結されるたて通路が設けられて、前記左側通路とたて通路の間にダンピング作用があるダンピング通路が設けられて、前記たて通路の上端と前記弁ボデーの右上側通路の左端に連結されて、前記右上側通路の右端と前記弁ボデーの右側通路に連結されて、前記弁ボデーの右下側に一端が前記油戻し口（Ｔ）に連結され、もう一端が前記横通路に連結される右下側通路が設けられる。

【０００５】

前記ダンピング通路内のダンピングはダンピング孔であってもよいし、可変動ダンピングであってもよい。その可変動ダンピングは前記円柱形凸台と前記弁ボデーの間にある２つ目のスロットル・スロットによって形成される。それとともに、作動圧力差を高めるため、前記すべり弁の弁芯の両端に前記弁ボデーから突き出した気密の細棒が設けられて、前記比例電磁石ジブがそれに対応する細棒の一端に支えられる。

【０００６】

前記油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に差圧比例減圧弁と並列して、油圧オイルを前記油圧シリンダの上チェンバーから下チェンバーに流させる油圧制御の逆止め弁が設けられて、弁ヘッドの戻り速度が速くなる。

【０００７】

前記ピストンの端部に突起部が設けられて、それに対応して、前記油圧シリンダのヘッド部にそれに嵌りあうダンピング・チェンバーが設けられて、そして前記油圧シリンダに一端がダンピング・チェンバーに連結された油通路が設けられて、この油通路のもう一端が第１逆止め弁を経て油圧供給装置に連結される。

【０００８】

前記吸油マニホールドに圧力アキュムレータが組み立てられる。

【０００９】

前記ピストン棒の反対側のピストン端面にピストン棒と同軸で前記油圧シリンダから突き出した補助ピストン棒が設けられて、前記ばねには前記油圧シリンダから突き出した補助ピストン棒が嵌められてもよいし、前記油圧シリンダから突き出したピストン棒が嵌められてもよい。

【００１０】

この発明に用いられる技術手段としても一つの提案は次のとおりである。この差圧式可変動弁制御システムが油圧供給装置と、油圧作動ユニットと、弁と、ピストンのバランスを制御するばねとを具え、また前記油圧作動ユニットには、油圧シリンダとピストンならびに弁と連鎖作動するピストン棒が含まれて、前記油圧シリンダがピストンによって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、前記上チェンバーと下チェンバーがそれぞれオイル吸い込みパイプとオイル吐き出しパイプとによって差圧比例減圧弁の圧力差がある第１油口と第２油口とに連結されて、前記油圧供給装置が吸油マニホールドを経て前記差圧比例減圧弁のオイル入り口に連結されることを特徴とする。

【００１１】

前記差圧比例減圧弁は差圧フィード・バック型錐形弁であってもよく、錐形弁の弁ボデーと、錐形弁の弁芯と、比例電磁石と、錐形弁の弁ボデーにある前記オイル入口と、第１油口と第２油口が含まれて、前記錐形弁の弁芯のヘッド部に錐形弁の弁ボデーの内孔の後部ポートとはまりあった円錐体が設けられて、前記錐形弁の弁芯のテール部が前記比例電磁石ジブに支えられて、また前記錐形弁の弁芯の外が、一端が前記錐形弁の弁ボデーに、もう一端が前記円錐体の端面に支えられるソフトばねに嵌められて、前記オイル入口と第１油口がそれぞれ錐形弁の弁ボデーの内孔の前部と後部ポートに連結されて、第２油口と第１油口の間にダンピング孔がつけられる通路が設けられて、また第２油口が油タンクに連結されることを特徴とする。

【００１２】

従来の技術に比べれば、この発明の長所は、差圧比例減圧弁を中核の制御要素にするので、弁開度がシステムの圧力に関せず、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間

の圧力差だけによって決められて、変位センサーによるクローズド・ループ制御が要らず、電気信号の変化だけによって油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの圧力差が変えられて、需要に応じて随時に弁揚程と正作動を変える目的が果たされる。そのため、差圧比例減圧弁が方向切り換え弁に代わって、システム応答速度が速くて、制御が簡単で、コストが低くて、信頼性が良くて、そして差圧比例減圧弁の作動方式が常開型で、デッド・センターがなくて、そのままシリンダのそばに組み立てられて、作動油通路が短くて、システムのインターフェアが小さくて、また、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に油圧制御の逆止め弁が設置されて、ピストンの戻り速度が速くなるから、応答速度が高められる。制御ばねが油圧シリンダの外に設けられて、ばねの性能が油圧シリンダの容積に制限されないの、さらにシステムの応答速度を高めるのに有益である。そのため、この発明は内燃機関のより速い作動速度の需要に応えられて、内燃機関への応用を広めることが期待される。

10

【実施例】

【0013】

以下、図面を参照してこの発明の実施例につき説明する。

【0014】

第一実施例は図1に示すようである。差圧式可変動弁制御システムは、油圧供給装置1と、油圧作動ユニット5と、弁6と、ピストンのバランスを制御するばね4とを具え、また、前記油圧作動ユニット5には油圧シリンダ51と、ピストン52およびピストン棒53が含まれて、弁6には弁ヘッド61と、弁軸62と、弁座63が含まれて、油圧供給装置1には油圧ポンプ11と圧力制御弁12が含まれて、ピストン棒53と弁軸62の間に通常技術で連結され、または自由浮動式で力を伝達して、ピストン棒53と弁ヘッド61を連鎖作動させる。油圧シリンダ51がピストン52によって上チェンバーと下チェンバーに分けられ、油圧シリンダ51の上チェンバーは、油圧シリンダの内壁にある上油口57と吸油マニホールドによって油圧ポンプ11のオイル出口に連結され、油圧シリンダ51の下チェンバーは、油圧シリンダの内壁にある下油口58とオイル吐き出しパイプ15と差圧比例減圧弁2によって、油圧ポンプ11のオイル出口に連結され、油圧ポンプ11のオイル入り口はフィルター13によって油タンクに連結され、圧力制御弁12が平常連結されて、その油戻し口も油タンクに連結される。前記ばね4は油圧シリンダ51の外にあり、この実施例の中では、ピストン52の上端面に、ピストン棒53と同軸で油圧シリンダ51から突き出した補助ピストン棒54が設けられて、前記ばね4には油圧シリンダから突き出した補助ピストン棒54が嵌められてもよいし、前記油圧シリンダから突き出したピストン棒53が嵌められてもよい。そのため、前記ばね4の性能が油圧シリンダ51の容積に制限されず、システムの応答速度が速くなる。

20

30

【0015】

システムの作動圧力の脈動を減少し、油圧システムのパワーを減らすために、前記吸油マニホールド14に圧力アキュムレータ3が組み立てられる。それとともに、油が油圧シリンダの上チェンバーから油圧供給装置へ流れることを防ぐために、吸油マニホールド14に第2逆止め弁10が組み立てられる。

【0016】

弁6が閉じるとき、ピストン52が油圧シリンダ51の端部内壁にぶつかることを避けるために、ピストンの端部に突起部が設けられて、この突起部が錐形突起部55になり、それに対応して油圧シリンダのヘッド部にそれと嵌りあう緩和用錐形ダンピング・チェンバー56が設けられて、そして油圧シリンダ51に一端がダンピング・チェンバー56に連結された油通路59が設けられて、この油通路59の另一端が油圧オイルを油圧シリンダの上チェンバーに流させる第1逆止め弁7を経て油圧ポンプ11のオイル出口に連結される。ダンピングの役を果たすことができる限り、前記突起部が円柱形などの形にしてもよい。また、ピストン52の戻り速度を高めるために、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に差圧比例減圧弁2と並列する油圧制御の逆止め弁9が設けられて、この油圧制御の逆止め弁の弁芯がばねによって逆止め弁の弁ボデーに支えられて、また、油

40

50

圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーが第1制御油通路と第2制御油通路によって油圧制御の逆止め弁の弁芯の前後端に連結されて、その油圧制御の逆止め弁の開放の圧力差がその前後端のシステムの最大作動圧力差 ΔP_{max} より大きいと設計される。

【0017】

この実施例には、差圧比例減圧弁2は当会社の出願した公開番号が1337539である「差圧フィード・バック型リード制御滑り弁」に書いた製品を用いてもよい。差圧フィード・バック型リード制御滑り弁は図2に示すようであり、この実施例のなかには、リード制御滑り弁は制御滑り弁2aとして独立使用されて、弁ボデーと、すべり弁の弁芯と、比例電磁石と、弁ボデーにあるオイル入口Aと、オイル出口Bおよび油戻し口Tが含まれて、前記弁ボデー22の横方向の中央部に前記すべり弁の弁芯21とはまりあう水平方向の横通路222が設けられて、すべり弁の弁芯21に円柱形凸台211が設けられて、同円柱形凸台211がすべり弁の弁芯(21)に従って移動できて、すべり弁の弁芯21と油戻し口(T)に連結される制御油口c-cを開閉させて、すべり弁の弁芯21の右端が比例電磁石ジブ25と同心にて接触し合って、その左端がリセットばね23に支えられて、前記弁ボデー22の左側にオイル入口Aによって油圧シリンダの上チェンバーおよび油圧ポンプ11のオイル出口Bに連結される左側通路223が設けられて、弁ボデー22の縦方向中心線のところに横通路222に連結され、かつオイル出口Bによって油圧シリンダの下チェンバーに連結されるたて通路225が設けられて、前記左側通路223とたて通路225の間の弁ボデーに左下側通路224が設けられて、左下側通路にダンピング孔24が設けられて、たて通路225の上端が弁ボデー22の右上側通路221の左端に連結されて、右上側通路221の右端が前記弁ボデーの右側通路227に連結されて、弁ボデーの右下側に一端が前記油戻し口に連結され、もう一端が前記横通路222に連結される右下側通路226が設けられる。

【0018】

作動するには、ある電気信号を制御器8に与えて、すなわち制御滑り弁2aの比例電磁石に一定の電流が流れて、電流に正比例する電磁推力Fになって、この推力Fがすべり弁の弁芯21および円柱形凸台211を左へ移動させて、油制御口c-cが開かれて、圧力油 P_1 (システム圧力と同じ)の一部が左側通路223を経てすべり弁の弁芯21の左側に働いて、またダンピング孔24とすべり弁の弁芯21の油制御口c-cと右下側通路226を経て油タンクに流れる。ダンピング孔24を経て、圧力油の圧力が P_1 から P_2 まで低下され、制御滑り弁2aのオイル入口Aとオイル出口Bの圧力がそれぞれ P_1 と P_2 で、もし $\Delta P = P_1 - P_2$ 、また、右上側通路221と右側通路227に圧力が P_2 である油が満ちて、すなわち圧力が P_2 である油がすべり弁の弁芯の右端に働くとすれば、圧力差 ΔP がすべり弁の弁芯の両端に加わって、右向きの働く力になって、電磁推力Fを克服して、すべり弁の弁芯21が円柱形凸台211を右へ移動させて、油制御口c-cの開放が小さくなって、制御油の流量が減少され、それにしたがって圧力差 ΔP も低下され、すべり弁の弁芯21の左右端の圧力差が電磁推力Fとバランスになるまでに至って、すなわちダイナミック・バランスに達する。制御滑り弁のオイル入口Aは吸油マニホールド14を経て、上油口57と油圧シリンダの上チェンバーに連結されて、オイル出口Bはオイル吐き出しパイプ15を経て、下油口58と油圧シリンダの下チェンバーに連結されて、すなわち電気信号の変化とともに、オイル入口Aとオイル出口Bの間の圧力差 ΔP の変化がただちに油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーに加わって、合力が大きくなったら、ばね4がだんだん圧縮されて、ピストン52が下へ移動されて、ピストン棒53を経て、弁ヘッド61が下へ移動されて、合力がばね4の働く力とバランスになるまでに至る。それと同じように、合力が小さくなれば、ばね4の回復力の働きによって、ピストン52が上へ移動されて、弁ヘッド61が上へ移動されて、合力がばね4の働く力とバランスになるまでに至る。以上二つの状態で、ピストン52が静止で動かなくて、弁ヘッド61と弁座63の間にそれに対応する間隔が得られる。

【0019】

上記ダイナミック・バランスの状態であれば、制御器8の電気信号が大きくなるに従っ

て、比例電磁石に流れる電流が増大し、電磁推力 F がすべり弁の弁芯 21 の左右端に働く圧力差 ΔP を克服して、すべり弁の弁芯 21 が押されて円柱形凸台 211 を左へ移動させて、油制御口 c-c 開放が大きくなって、油圧力 P_1 がダンピング孔 24 を経て、圧力差 ΔP も増大し、すなわち制御滑り弁 2a のオイル入口 A とオイル出口 B の間の圧力差 ΔP が増大し、オイル入口 A からオイル出口 B に流れる制御油流量が比例的に増大する。それとともに、その圧力差 ΔP がすべり弁の弁芯 21 の左右端に働いて、すべり弁の弁芯 21 を右向きに移動させて、もう一度電磁推力 F とのイナミック・バランスになるまでに至る。それとともに、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの圧力差も増大し、合力が増大し、ばね 4 の働く力を克服し、ピストン 52 が下へ移動されて、あらためてばね 4 とバランスになるまでに至る。その際には、ピストン 52 がもう一度静止な状態にあり、弁ヘッド 61 と弁座 63 の間にそれに対応する適当な間隔が得られる。 10

【0020】

それに対して、制御器 8 の電気信号が小さくなるに従って、比例電磁石に流れる電流が減少し、すべり弁の弁芯 21 の左右端の圧力差 ΔP が働いて、すべり弁の弁芯 21 が押されて円柱形凸台 211 を右へ移動させて、油制御口 c-c 開放が小さくなって、油圧力 P_1 がダンピング孔を経て、圧力差 ΔP も減少し、すなわち制御滑り弁 2a のオイル入口 A とオイル出口 B の間の圧力差 ΔP も減少し、オイル入口 A からオイル出口 B に流れる制御油流量が比例的に減少する。それとともに、その減少した圧力差 ΔP がすべり弁の弁芯の左右端に働いて、すべり弁の弁芯 21 の右向きの移動を停止させて、もう一度電磁推力 F とのイナミック・バランスになるまでに至る。それと同時に、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの圧力差も減少し、合力が減少し、ばね 4 の回復力の働きによって、ピストン 52 が上へ移動されて、あらためてばね 4 とバランスになるまでに至る。その際には、ピストン 52 がもう一度静止な状態にあって、弁ヘッド 61 と弁座 63 の間にそれに対応する適当な間隔が得られる。 20

【0021】

このように、ピストン 52 が外部の電気信号の変化に従って速く上下へ移動されて、弁ヘッド 61 と弁座 63 の間にそれに対応する適当な開度が得られて、ピストン 52 が油圧シリンダ 51 の下端の終点に移動されて、上へ移動しようとするところで、電磁推力 F がゼロになって、制御滑り弁 2a に流れる制御油の流量が突然ゼロに低下されて、 $\Delta P = 0$ 、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの油圧力が等しくなると、ばね 4 の回復力の働きによって、ピストン 52 が速く上へ移動されて、制御滑り弁 2a が閉じる状態にあるので、オイル入口 A とオイル出口 B の間にダンピング孔を経て圧力の低下が著しくなると、その圧力の低下がシステムの最大圧力差 ΔP_{max} を超えて、油圧制御の逆止め弁 9 の第 1 制御油通路と第 2 制御油通路によって油圧制御の逆止め弁 9 を開放させて、油圧シリンダの上チェンバーの油が油圧制御の逆止め弁 9 によって、速く油圧シリンダの下チェンバーに流れて、やはり弁戻り速度が速くなる目的を達する。 30

【0022】

ピストン 52 が移動中で、油圧シリンダ 51 の上端の行程終点に近づくとき、前記錐形突起部 55 が環形ダンピング・チェンバー 56 に入り込んで、油路 59 が逆止め弁 7 によって閉じられて、ダンピング・チェンバー 56 内の油が隙間を経て、上油口 57 から流れ出て、制動抵抗力になる。ピストン 52 が下向きに移動するとき、圧力 P_1 の油が上油口 57 を経て、油圧シリンダの上チェンバーに入り、それとともに圧力油 P_1 が第 1 逆止め弁 7 と油路 59 を経てダンピング・チェンバー 56 内に入り、ピストン 52 が下向きに移動するとき抵抗されないようになる。 40

【0023】

第二実施例については、上述した構造の制御滑り弁 2a が滑り弁の弁芯 21 の面積によって制限されて、同様な電磁推力が働く時、圧力差が比較的小さくて、その作動圧力差を増やして、場合による弁作動の需要に応えるために、その制御滑り弁 2a の代わりに、図 3 に示すような次の構造の滑り弁 2b が用いられる。この滑り弁 2b が上述した構造の制御滑り弁 2a と違うところは次のとおりで、滑り弁の弁芯 21 の両端には、弁ボデー 2 50

2 から気密で突き出した細棒 2 1 2 が設けられて、滑り弁の弁芯 2 1 の両端の圧力差が滑り弁の弁芯 2 1 の外円と細棒 2 1 2 の間形成された環状面積だけに働いて、そうして、異なる断面積の細棒 2 1 2 を選べば、違う大きさの環状面積が得られて、電磁推力 $F = \Delta P \times S$ 、（その中に、 S は滑り弁の弁芯の外円と細棒の間に形成された環状面積で）、電磁推力 F が不変の場合で、細棒 2 1 2 の断面積が大きくなったら、環状面積が小さくなり、滑り弁の弁芯 2 1 の両端に働く圧力差 ΔP が大きくなって、滑り弁 2 b に流れる流量も増えて、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に働く圧力差が大きくなって、したがって、応答速度が速くされる。その作動原理は上述した第一実施例と同じで、ここで繰り返して述べない。

【0024】

第三実施例については、差圧比例減圧弁 2 は図 4 に示すような構造の差圧フィード・バック型滑り弁 2 c が用いられて、この滑り弁 2 c の構造が第一実施例に述べた制御滑り弁 2 a と違うところは次のとおりで、ダンピング通路に可変ダンピングが用いられて、この可変ダンピングが円柱形凸台 2 1 1 と弁ボデーの間にある 2 つ目のスロットル・スロット c 2 によって形成されて、すなわち円柱形凸台 2 1 1 と弁ボデーの間に二つのスロットル・スロットが形成され、一つ目のスロットル・スロット c 1 が常閉口で、二つ目のスロットル・スロット c 2 が常開口で、たて左側通路 2 2 3 と横通路 2 2 2 の間に圧力油 P_1 が二つ目のスロットル・スロットを流れる通路 2 4 c が設けられて、電磁石の最初推力 F が小さくて、一つ目のスロットル・スロット c 1 に流量が流れる場合では、二つ目のスロットル・スロット c 2 に圧力差があり、前の第一実施例に述べたように、その圧力差がすべり弁の弁芯 2 1 を右向きに移動させて、一つ目のスロットル・スロット c 1 を閉じさせて、電磁推力 F が大きくなる場合では、すべり弁の弁芯を左向きに移動させて、二つ目のスロットル・スロット c 2 に流量が流れて、圧力差 ΔP が形成されて、 $\Delta P = P_1 - P_2$ で、前の第一実施例に述べたように、その圧力差 ΔP がすべり弁の弁芯 2 1 の左右端面を経て電磁石の力とバランスになって、それとともに、その圧力差もただちに油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーに加わって、ばね 4 の働きによって、弁ヘッド 6 1 と弁座 6 3 の間に適当な間隔が得られて、その作動の過程が前に述べた第一実施例と同様であるが、電磁推力 F が減ってゼロになる場合、弁 6 およびピストン 5 2 がばね 4 の働きを受けて油圧シリンダの上チェンバーの油がオイル入口 A からオイル出口 B に流れるとき、二つ目のスロットル・スロット c 2 に圧力差が加わって、この圧力差がすべり弁の弁芯 2 1 の端面を経て、すべり弁の弁芯 2 1 の両端面に働いて、すべり弁の弁芯 2 1 を右向きに移動させて、二つ目のスロットル・スロット c 2 が大きくなって、流量がスムーズに流れて、弁 6 が速く戻って、この実施例では、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの間に差圧比例すべり弁と並列する油圧制御逆止め弁を設ける必要がないから、システムの構造が簡単になるが、やはり弁が速く戻る目的を遂げることができる。

【0025】

第四実施例については、差圧比例減圧弁 2 は図 5 に示すような差圧フィード・バック型錐形弁 2 d が用いられて、錐形弁の弁ボデー 2 2 d と、錐形弁の弁芯 2 1 d と、比例電磁石と、錐形弁の弁ボデーにあるオイル入口 C と、第 1 油口 A 1 と第 2 油口 B 1 が含まれて、前記錐形弁の弁芯 2 1 d のヘッド部に錐形弁の弁ボデーの内孔 2 2 1 d の後部ポートにはまりあった円錐体 2 1 1 d が設けられて、前記錐形弁の弁芯のテール部が比例電磁石ジブに支えられて、また前記錐形弁の弁芯 2 1 d の外が、一端が前記錐形弁の弁ボデー 2 2 d に、もう一端が前記円錐体 2 1 1 d の端面に支えられるソフトばね 2 3 d に嵌められて、前記オイル入口 C と第 1 油口 A 1 がそれぞれ錐形弁の弁ボデーの内孔 2 2 1 d の前部と後部ポートに連結されて、前記第 2 油口 B 1 と第 1 油口 A 1 の間にダンピング孔 2 4 d がつけられる通路が設けられて、また第 2 油口 B 1 が油タンクに連結される。それが制御システムに連結されるとき、図 6 に示すようである。第一実施例のシステム図と違うところは次のとおりで、第 1 油口 A 1 がオイル吸い込みパイプ 1 6 を経て、油圧シリンダの上チェンバーに連結されて、第 2 油口 B 1 がオイル吐き出しパイプ 1 5 を経て、油圧シリンダの下チェンバーに連結されて、差圧フィード・バック型錐形弁 2 d のオイル入口 C が吸油

10

20

30

40

50

マニホールド 1 4 を経て油圧ポンプ 1 1 のオイル出口に連結される。

【0026】

差圧フィード・バック型錐形弁 2 d が作動しないとき、システムの圧力が P で、ある電気信号を制御器 8 に与えて、差圧フィード・バック型錐形弁 2 d の比例電磁石には最大電磁推力 F_{max} があり、錐形弁の弁芯 2 1 d がその電磁推力 F_{max} に働かれて、システムの圧力 P を克服して、錐形弁の弁芯の円錐体 2 1 1 d が弁ボデーの内孔 2 2 1 d の後部ポートが閉じられて、クローズドの状態にある。

【0027】

作動するとき、ある電気信号を制御器 8 に与えて、差圧フィード・バック型錐形弁の電磁推力を減らせて、システムの圧力 P の働きによって、錐形弁の弁芯 2 1 d が右向きに移動されて、円錐体 2 1 1 d が錐形弁の弁ボデーの内孔 2 2 1 d から離れて、差圧フィード・バック型錐形弁 2 d が開放されて、弁を流れる流量が Q とすると、その流量がダンピング孔 2 4 d を流れてから、ダンピング孔 2 4 d の前後に圧力差 ΔP が形成されて、 $\Delta P = P_1 - P_2$ 、すなわち第 1 油口 A 1 と第 2 油口 B 1 の間に圧力差 ΔP が形成されて、第 2 油口 B 1 が油タンクに連結されるから、

【0028】

【数 1】

$$P_2 \approx 0, \Delta P \approx P_1$$

になるが、錐形弁のバランスの条件は $F = \pi d^2 (P - P_1) / 4$ で、（油動力が無視できる）、 $P_1 = P - F / (\pi d^2 / 4)$ 、（その中に d は錐形弁の弁ボデーの内孔の直径である）、それによって、圧力差 ΔP が電磁推力 F の減少にしたがって増大する。第 1 油口 A 1 と第 2 油口 B 1 がそれぞれ油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーに連結されて、すなわち電気信号の変化に伴って、第 1 油口 A 1 と第 2 油口 B 1 の圧力差の変化がたたちに油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーに加わって、合力が大きくなったら、ばね 4 がだんだん圧縮されて、ピストン 5 2 が下へ移動されて、ピストン棒 5 3 を経て、弁ヘッド 6 1 が下へ移動されて、合力がばね 4 の働く力とバランスになるまでに至る。その場合ピストン 5 2 が静止で動かなくて、弁ヘッド 6 1 と弁座 6 3 の間にそれに対応する間隔が得られる。合力が小さくなれば、ばね 4 の回復力の働きによって、ピストン 5 2 が上へ移動されて、改めてダイナミック・バランスになるまでに至って、適当な弁開度が得られる。

【0029】

上述したように、外の電気信号の変化に伴って、ピストン 5 2 が速く上下へ移動されて、弁ヘッド 6 1 と弁座 6 3 の間にそれに対応する弁開度が得られる。ピストン 5 2 が油圧シリンダ 5 1 の下端の終点に移動されて、上へ移動しようとするところで、電磁推力 F が最大になって、差圧フィード・バック型錐形弁 2 d に流れる制御油の流量が突然ゼロに低下されて、 $\Delta P = 0$ 、油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバーの油圧力が等しくなると、ばね 4 の回復力の働きによって、油圧ピストンが速く上へ移動されて、差圧フィード・バック型錐形弁 2 d が閉じる状態にあるので、第 1 油口 A 1 と第 2 油口 B 1 の間に圧力の低下が著しくなると、その圧力の低下がシステムの最大圧力差 ΔP_{max} を超えて、油圧制御逆止め弁 9 の第 1 制御油通路と第 2 制御油通路によって油圧制御逆止め弁 9 を開放させて、油圧シリンダの上チェンバーの油が油圧制御逆止め弁 9 によって速く油圧シリンダの下チェンバーに流れて、やはり弁戻り速度が速くなる目的を達する。

【0030】

ピストン 5 2 が移動中で油圧シリンダ 5 1 の上端の行程終点に近づくとき、前記錐形突起部 5 5 が環形ダンピング・チェンバー 5 6 に入り込んで、そのダンピング作動原理は上述した第一実施例と同じで、ここで繰り返して述べない。

【0031】

前に述べたように、この発明では、弁解度が油圧シリンダの上チェンバーと下チェンバ

一の間の圧力差だけに関して、差圧比例減圧弁の油口間の圧力差だけに関して、システムの圧力とは無関係で、作動するとき、システムの圧力が変化されても、ピストンがあまり影響されない。システムの基本的な作動条件は周波数変動（約10Hz～200Hz）の振動で、制御信号は調和関数あるいはパルス巾変調方形波などで、エネルギーを節約するため油圧ポンプは可変容量ポンプが用いられて、上述した提案もこの発明の特許請求範囲である。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】 この発明の第一実施例のシステムを示す図である。

【図2】 図1の中の制御滑り弁2aの構造を示す図である。

【図3】 この発明の第二実施例の中の滑り弁2b部分のシステムを示す図である。

【図4】 この発明の第三実施例の中の差圧フィード・バック型滑り弁2cの構造を示す図である。

【図5】 この発明の第四実施例の中の差圧フィード・バック型錐形弁2dの構造を示す図である。

【図6】 差圧フィード・バック型錐形弁2dが用いられるシステムを示す図である。

【図1】

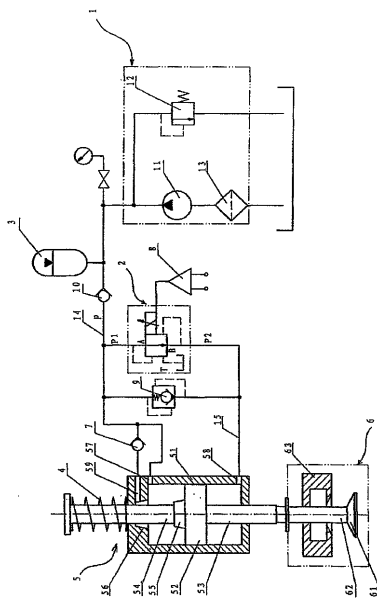


図1

【図2】

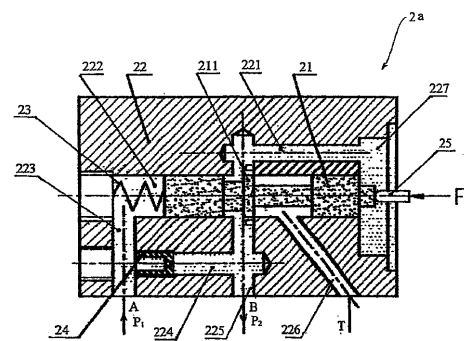


図2

【図3】

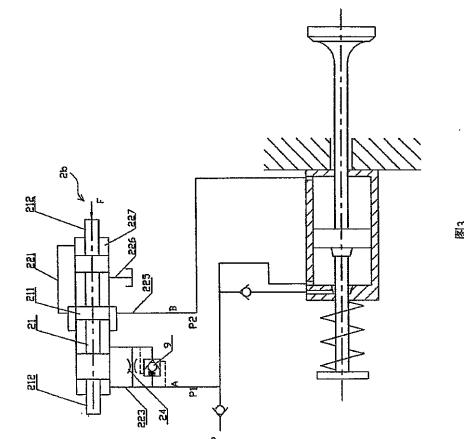


図3

【図 4】

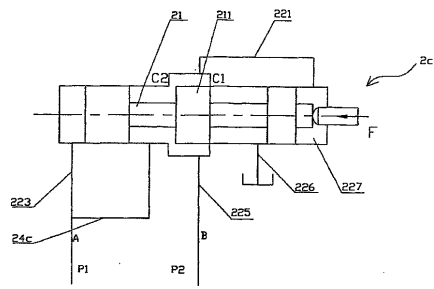


图4

【図 5】

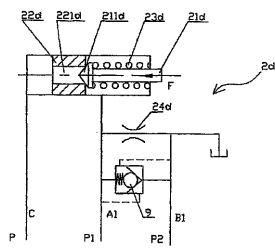


图5

【図 6】

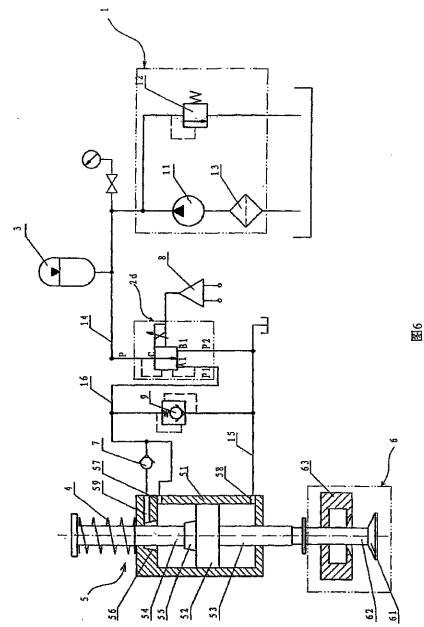


图6

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/CN2004/001314
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
IPC ⁷ F01L9/02		
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)		
IPC ⁷ F01L9/02		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Chinese inventions and chinese utility models		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
Databases: EPODOC WPI PAJ CNPAT keywords: valve proportion+ pressure hydraul+		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US,A,5275136 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 4.Jan.1994 (04-01-1994) Fig. 5a, and column 3 line 58 - column 6 line 46	1-3,9,12,16
Y	CN,A,1337539 (NINGBO HOYEA MACHINERY MANUFACTURE CO.,LTD.) 27.Feb.2002 (27-02-2002), fig.1 and claims	1-3,9
Y	US,A,5456222 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 10.Oct.1995 (10-10-1995) Fig.1	9,16
Y	US,A,5335633 (THIEN J L) 9.Aug.1994 (09-08-1994), figs.1-2, and column 3, line 57 - column 5, line 18	12,16
☒ 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, 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 06.Feb.2005 (06.02.2005)		Date of mailing of the international search report 03 · MAR 2005 (03 · 03 · 2005)
Name and mailing address of the ISA/CN 6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District, 100088 Beijing, China Facsimile No. 86-10-62019451		Authorized officer Telephone No. 86-10-62085391

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2004/001314

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US,A,5375419 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 27.Dec.1994 (27-12-1994) See whole document	1-18

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2004/001314

US5275136A	4.Jan.1994 (04-01-1994)	DE4411857 C2	4.Oct.2001 (04-10-2001)
		GB2277777 A	9.Nov.1994 (09-11-1994)
		DE4411857 A1	10.Nov.1994 (10-11-1994)
		GB2277777 B	27.Mar.1996 (27-03-1996)
CN1337539A	27.Feb.2002 (27-02-2002)	none	
US5456222A	10.Oct.1995 (10-10-1995)	EP0721058 A1	10.July1996 (10-07-1996)
		CA2165849 A	7.Jul.1996 (07-07-1996)
		EP0721058 B1	31. Mar.1999 (31-03-1999)
		DE69508728E	6.May1999 (06-05-1999)
US5335633A	9.Aug.1994 (09-08-1994)	none	
US5375419A	27.Dec.1994 (27-12-1994)	EP0659983 A1	28.June1995 (28-06-1995)
		EP0659983 B1	15.Jul.1998 (15-07-1998)
		DE69411693E	20.Aug.1998 (20-08-1998)

国际检索报告		国际申请号 PCT/CN2004/001314
A. 主题的分类 IPC⁷ F01L9/02 按照国际专利分类表(IPC)或者同时按照国家分类和 IPC 两种分类		
B. 检索领域 检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号) IPC⁷ F01L9/02		
包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献 中国发明专利和实用新型专利		
在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用)) valve proportion+ pressure hydraulic+ 阀 压 比例		
C. 相关文件		
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
Y	US,A,5275136 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 4.1 月,1994 (04-01-1994) 附图 5a 及第 3 栏第 58 行至第 6 栏第 46 行	1-3,9, 12,16
Y	CN,A,1337539 (宁波华液机器制造有限公司) 27.2 月 2002 (27-02-2002), 附图 1 及权利要求	1-3,9
Y	US,A,5456222 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 10.10 月,1995 (10-10-1995), 附图 1	9,16
Y	US,A,5335633 (THIEN J L) 9.8 月 1994 (09-08-1994), 附图 1-2 及 及第 3 栏 57 行至第 5 栏第 18 行	12,16
A	US,A,5375419 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 27.12 月 1994 (27-12-1994) 全文	1-18
☐ 其余文件在 C 栏的续页中列出。 ☒ 见同族专利附件。		
* 引用文件的具体类型: “A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件 “E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利 “L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 “O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 “P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件 “T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件 “X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性 “Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性 “&” 同族专利的文件		
国际检索实际完成的日期 06.2 月 2005 (06.02.2005)		国际检索报告邮寄日期 03.3 月 2005 (03.03.2005)
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路 6 号 100088 传真号: (86-10)62019451		授权官员  电话号码: (86-10)62085391

国际检索报告 关于同族专利的信息			国际申请号 PCT/CN2002/001312
检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
US5275136A	4.1 月 1994 (04-01-1994)	DE4411857 C2	4.10 月 2001 (4-10-2001)
		GB2277777 A	9.11 月 1994 (9-11-1994)
		DE4411857 A1	10.11 月 1994 (10-11-1994)
		GB2277777 B	27.3 月 1996 (27-3-1996)
CN1337539A	27.2 月 2002 (27-02-2002)	没有	
US5456222A	10.10 月 1995 (10-10-1995)	EP0721058 A1	10.7 月 1996 (10-7-1996)
		CA2165849 A	7.7 月 1996 (7-7-1996)
		EP0721058 B1	31. 3 月 1999 (31-03-1999)
		DE69508728E	6.5 月 1999 (6-05-1999)
US5335633A	9.8 月 1994 (09-08-1994)	没有	
US5375419A	27.12 月 1994 (27-12-1994)	EP0659983 A1	28.6 月 1995 (28-06-1995)
		EP0659983 B1	15.7 月 1998 (15-07-1998)
		DE69411693E	20.8 月 1998 (20-8-1998)

フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), EP(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW

(72)発明者 翁 振涛

中国浙江省▲にん▼波市石▲ち▼▲じえん▼雅源南路251号

Fターム(参考) 3G018 AB12 AB16 BA38 CA19 DA51 DA52 DA53 DA54 DA56 DA58
DA59 DA60 DA62 DA63 DA65 DA84 DA85 FA01 FA06 FA07
GA02 GA04 GA15 GA18 GA31