

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第4648385号
(P4648385)

(45) 発行日 平成23年3月9日 (2011.3.9)

(24) 登録日 平成22年12月17日 (2010.12.17)

(51) Int.Cl.
B 6 2 D 5/083 (2006.01)

F I
B 6 2 D 5/083

請求項の数 5 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2007-507343 (P2007-507343)	(73) 特許権者	506335204
(86) (22) 出願日	平成17年3月23日 (2005.3.23)		アール. エイチ. シェパード カンパニー
(65) 公表番号	特表2007-531667 (P2007-531667A)		、インコーポレイテッド
(43) 公表日	平成19年11月8日 (2007.11.8)		アメリカ合衆国 1 7 3 3 1 - 0 8 7 7
(86) 国際出願番号	PCT/US2005/009828		ペンシルヴェニア、 ハノーバー、 フィラ
(87) 国際公開番号	W02005/100131		デルフィア ストリート 1 0 1、 ピー
(87) 国際公開日	平成17年10月27日 (2005.10.27)		. オー. ボックス 8 7 7
審査請求日	平成20年1月17日 (2008.1.17)	(74) 代理人	100066692
(31) 優先権主張番号	10/818,005		弁理士 浅村 皓
(32) 優先日	平成16年4月5日 (2004.4.5)	(74) 代理人	100072040
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 浅村 肇
		(74) 代理人	100087217
			弁理士 吉田 裕
		(74) 代理人	100072822
			弁理士 森 徹

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧式パワーステアリング装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 及び第 2 の油圧油チャンバを有する油圧モータの制御に好適な、車両のパワーステアリング用制御弁において、該制御弁が、

ハウジングと、

制御弁が中立状態と閉状態との間で変化するようにハウジング内で相対移動可能に支持された外側及び内側の弁部材と、

制御弁内へ流入する油圧油用の流入路及び制御弁から排出される油圧油を排出する排出路とを含んでおり、

前記内側及び外側の弁部材が、前記内側及び外側の弁部材間に第 1 及び第 2 の油路を画成するように構成され、前記第 1 及び第 2 の油路が、並列配置され、かつ前記流入路と前記排出路とを流体連通させ、

前記制御弁が、更に、前記第 1 油路と前記第 1 モータチャンバとの間に油圧油を流通させるための、前記第 1 油路から延びる第 1 モータチャンバ通路と、前記第 2 油路と前記第 2 モータチャンバ間に油圧油を流通させるための、前記第 2 油路から延びる第 2 モータチャンバ通路とを含み、

前記内側及び外側の弁部材が協働して、前記第 1 及び第 2 の油路の各々の内に、圧力オリフィスと、第 1 排出オリフィスと、第 2 排出オリフィスとを画成し、前記圧力オリフィスと前記第 1 排出オリフィスと前記第 2 排出オリフィスの各々が、外側弁部材と内側弁部材との間の相対移動に応じて流れ面積を変更可能であり、

10

20

前記第 1 油路と前記第 2 油路の各々の内の前記圧力オリフィスが前記流入路と前記第 1 モータチャンバ通路と前記第 2 モータチャンバ通路のそれぞれの一方との間に形成され、前記第 1 及び第 2 の排出オリフィスが前記第 1 油路と前記第 2 油路の各々の内に直列に形成され、前記第 1 排出オリフィスが前記圧力オリフィスと前記排出路との間に形成され、前記第 2 排出オリフィスが前記第 1 排出オリフィスと前記排出路との間に形成され、

前記第 1 油路と前記第 2 油路の各々において、前記第 2 排出オリフィスが、第 1 排出オリフィスより大きい流れ面積を有する、油圧モータの制御に好適な、車両のパワーステアリング装置用制御弁。

【請求項 2】

前記制御弁が前記第 1 油路と前記第 2 油路の一方のための中立状態から閉状態へ移動するにつれて、前記第 1 油路と前記第 2 油路の一方において、前記第 1 排出オリフィスが完全に閉じられる前に、前記圧力オリフィスが完全に閉じられる、請求項 1 に記載された制御弁。

【請求項 3】

前記第 1 油路と前記第 2 油路の一方の前記第 1 排出オリフィスが、前記第 1 油路と前記第 2 油路の当該一方のための中立状態から当該中立状態と前記第 1 油路と前記第 2 油路の当該一方のための閉状態との間の中間状態への制御弁の運動につれて、相対的に急速に閉じられ、かつ当該中間状態から前記第 1 油路と前記第 2 油路の当該一方のための閉状態への制御弁の運動につれて、相対的にゆっくりと閉じられる、請求項 1 又は請求項 2 に記載された制御弁。

【請求項 4】

前記第 1 油路と前記第 2 油路と、前記第 1 モータチャンバ通路と前記第 2 モータチャンバ通路とによりそれぞれ第 1 油圧回路と第 2 油圧回路とが形成され、前記第 1 及び第 2 の油圧回路の各々の前記第 1 及び第 2 の排出オリフィスが、該第 1 及び第 2 の排出オリフィス間に前記第 1 及び第 2 の油圧回路の各々の一部分を画成し、

前記制御弁が、複数の前記一部分を流体連通させる付加的油路を含み、これにより複数の前記一部分内の油圧が事実上均圧化される、請求項 1 から請求項 3 までのいずれか 1 項に記載された制御弁。

【請求項 5】

車輪付き車両のパワーステアリング装置内の制御弁を操作する方法において、該方法には、次の段階、すなわち

(A) 油圧油を制御弁の流入路と内側及び外側の弁部材との間とに供給する段階と、

(B) 外側弁部材に対し内側弁部材を移動させる段階とが含まれ、該移動が、中立状態から閉状態への制御弁の移動に相当し、また

(C) 両弁部材間に形成される第 1 及び第 2 の油路に油圧油を通過させる段階が含まれ、前記第 1 及び第 2 の油路が、並列配置され、かつ流入路を、制御弁から油圧油を排出する排出路と流体連通させ、更に

(D) 前記内側弁部材の相対運動に応じて第 1 油路内に圧力オリフィスを形成する段階と、

(E) 前記内側弁部材の相対運動に応じて第 2 油路内に第 1 排出オリフィス及び第 2 排出オリフィスを形成する段階とが含まれ、該第 2 排出オリフィスが第 1 排出オリフィスの下流に位置しており、更に

(F) 第 1 油路を油圧モータに流体連通させる第 1 モータチャンバ通路を介して第 1 油路に油圧油を送る段階が含まれ、該第 1 モータチャンバ通路が圧力オリフィスの下流に位置しており、更に

(G) 第 2 油路を油圧モータに流体連通させる第 2 モータチャンバ通路を介して第 2 油路から油圧油を流動させる段階が含まれ、該第 2 油路が第 1 排出オリフィスの上流に位置しており、更に

(H) 中立状態から閉状態へ制御弁が向うにつれて、第 1 及び第 2 の排出オリフィスが閉じられる段階と、

10

20

30

40

50

(I) 中立状態から閉状態へ内側弁部材が運動するにつれて、第 2 排出オリフィスの流れ面積を第 1 排出オリフィスの流れ面積より大きく維持する段階とが含まれる、車輪付き車両のパワーステアリング装置内の制御弁を操作する方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【 0 0 0 1 】

本発明は、車両のかじ取り可能な車輪を方向転換するための油圧ステアリング装置、より詳しく云えば、パワーステアリング装置の油圧モータへの油流を制御する制御弁に関するものである。

【背景技術】

【 0 0 0 2 】

トラック及び自動車は、普通、車両のかじ取り可能な車輪を方向転換する油圧式パワーステアリングを備えている。運転者がステアリングホイールを回すとパワーステアリング装置がアシスト力を発生させる。

通常の油圧式パワーステアリング装置は、油圧モータに高压油を送るポンプを含んでいる。油圧モータは、車両のステアリングリンク機構に接続された出力部材を駆動する可動ピストンを有している。車輪はステアリングリンク機構に取り付けられている。

ピストンの運動により出力部材が駆動されて、車輪が左右に方向転換される。右へ方向転換の場合は、ピストンの一方の側に油圧油が流れ、車輪が右へ方向転換する方向へピストンを駆動する。左へ方向転換の場合は、油圧油はピストンの他方の側へ流れ、逆方向へピストンを駆動して、車輪を左へ方向転換する。

【 0 0 0 3 】

ポンプと油圧モータ間の流れは制御弁によって制御される。制御弁は、ポンプから流れを受け取り、油圧モータへの流れを制御する。制御弁の操作により、油流はピストンの一方の側又は他方の側へ向けられ、ピストンへの流量が制御される。

制御弁は、ステアリングホイールの回転により制御弁が操作されるように該ホイールに接続されている。直進駆動中、ステアリングホイールは中立状態に置かれる。制御弁が中立状態の場合、車輪は直進方向となる。ステアリングホイールが右へ回転されると、制御弁は非中立状態となり、ピストンの一方の側へ油圧油が流れる。これにより、車輪は右へ方向転換する。ステアリングホイールが左へ回転されると、制御弁は非中立状態となり、ピストンの他方の側へ油圧油が流れる。これにより、車輪は左へ方向転換する。

【 0 0 0 4 】

制御弁を操作することで、制御弁内の流量絞り部、つまり流量オリフィスが閉じられる。該オリフィスは、ピストンの一方の側又は他方の側へ油流を方向付ける。また、このオリフィスは、幾らかの油圧油が強制的にピストンへ流れるようにし、ピストンを移動させる。残りの油圧油はオリフィスをへてポンプへ戻される。このオリフィスは、ステアリングホイールの回転が増すと共に閉じられる可変流量オリフィスである。これによって、より多くの油圧油がピストンへ流れ、運転者を補助する動力が増す。

制御弁を通過する油圧油は、しかし騒音を発生することがある。騒音の一般的原因は、オリフィスを通過する油圧油のキャビテーションである。キャビテーションは、油圧油がオリフィスを通過するさいに、油圧油の静圧降下の結果として油圧油内に発生する泡が原因である。圧力降下が十分に大きいと、泡が発生し、油圧油がオリフィスから排出されるさいに内破する。この内破が、乗員室内に聞こえる騒音を発生させる。

【 0 0 0 5 】

特定油圧油がキャビテーションを発生させる可能性は、キャビテーション係数 C_a によって与えられる：

$$C_a = (P_a - P_v) \cdot A^2 / (1/2 \cdot p \cdot Q^2)$$

この式において、 P_a = オリフィスからの排出時の油圧油静圧

P_v = 油圧油の蒸気圧

A = オリフィスの横断面積

10

20

30

40

50

ピストン = 油圧油の質量密度

Q = オリフィスを通過する油圧油の体積流量、である。

【 0 0 0 6 】

キャビテーション係数が高くなれば、それだけキャビテーション発生の可能性は低くなる。キャビテーション係数は、流量Qが一定の場合、オリフィス横断面積Aが増し、かつ排出圧力が増すにつれて、高い値になる。臨界キャビテーション係数は、油圧油の場合、通常、0.2 ~ 1.5であり、通常、この値を超えるとキャビテーションは発生しない。

トラックの運転台や自動車の内部を、より静かにするため、製造者に対してパワーステアリングの騒音を低減することが要求されてきた。

10

パワーステアリングの騒音は、キャビテーションを減少させることで低減できる。キャビテーションを減らすために、幾つかの制御弁の場合、内部に2つのオリフィスが直列配置される。各オリフィスは、単独のオリフィスより大きくして、等体積の油流を通過させることができる。オリフィス横断面積を増すことによって、各オリフィスのキャビテーション係数が高くなり、キャビテーション発生の可能性が低くなる。更に、上流のオリフィスのほうが排出圧が高いので、そのキャビテーション係数は更に高くなる。

【 0 0 0 7 】

2つのオリフィスを直列配置することでキャビテーション係数を高くすることはできるが、公知の制御弁では、2つのオリフィスを騒音が最も効果的に最小化される構成にすることはできない。

20

或る公知の制御弁では、上流と下流両方のオリフィスが閉じられるが、寸法は互いに等しいままである。上流オリフィスのキャビテーション係数は、常に、下流オリフィスのキャビテーション係数より高い値である。これは、上流オリフィスの排出圧が常に下流オリフィスの排出圧より高いためである。下流オリフィスは、上流オリフィスよりキャビテーション発生の可能性が高い。このために、騒音低減するための2つのオリフィスの全体的効果が制限される。

【 0 0 0 8 】

別の公知制御弁では、下流オリフィスが最小面積まで閉じ、ステアリングホイールが更に回転しても、その最小面積は維持される。他方、上流オリフィスは閉じ続けるので、全体の圧力は、上流オリフィスを介して効果的に降下する。上流オリフィスが事実上単独オリフィスとして機能するわけである。したがって、直列配置された2オリフィスを有することの長所は失われる。

30

更に別の公知制御弁では、下流オリフィスが、常時、上流オリフィスより小さい。下流オリフィスのキャビテーション係数は、したがって2つの等寸法オリフィスを有する場合に比較して低い値になる。したがって、下流オリフィスのキャビテーション発生の可能性が高くなる。このため、下流オリフィスにより、騒音低減のための2オリフィスの効果が制限される。

加えて、直列配置の2オリフィスは、制御弁の信頼性に往々にして悪影響を及ぼす。製作公差によるオリフィス寸法の相違により、運転者がステアリングホイールを回転しようとするさいに、ステアリングホイールが「固着」(stick)することがある。

40

【 0 0 0 9 】

従来の制御弁は、弁内で油圧油が流れる2つ以上の油圧回路を有している。各油圧回路は、1組の上流及び下流のオリフィスを含んでいる。油圧回路は、ステアリングコラムに接続された内部の可動弁部材の周囲又はそれに沿って延びている。これらの油圧回路は対称的に構成されているので、弁部材に対して横力が発生することがない。

しかし、製作公差によるオリフィス寸法の相違のため、荷重の不均衡が発生することで、弁部材には横力が作用する。重負荷(ヘビーデューティ)用トラックのパワーステアリング装置が操作される高圧では、この横力が「粘着」(sticktion)、つまり弁運動に対する抵抗を生じさせ、それが、運転者にはかじ取りハンドル回転中に固着(sticking)と感じられる。

50

【 0 0 1 0 】

更に、制御弁は、通常、パワーステアリング装置の一部を形成するベアリングキャップ等に取り付けられる。ベアリングキャップは、リリーフ弁を制御弁と流体連通するように並列接続することができる。リリーフ弁は、油圧油の過圧が油圧モータに達するのを防止する。

ベアリング・キャップ内でのリリーフ弁の位置は、車両製造者の要求によって変更でき、製造者によっては、リリーフ弁をまったく使用しないこともある。異なる車両製造者の要求を満足させるためには、他の点では等しいベアリングキャップを幾種類か製造し、在庫品目に加えておかねばならない。

【 発明の開示 】

10

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 1 1 】

望ましいのは、静かで信頼性のある制御弁にリリーフ弁を組み込んで、在庫品目に加えねばならない異なる種類のベアリングキャップを減らし、それによって、パワーステアリング装置の全体的な費用を低減することである。

したがって、油圧パワーステアリング装置の騒音を低減するための改良型制御弁が必要である。この改良型制御弁は、重負荷の操作条件下で信頼性があり、リリーフ弁を有することで、在庫費用を低減するものでなければならない。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 1 2 】

20

本発明は、油圧式パワーステアリング装置内の騒音を低減する改良型制御弁である。この制御弁は、重負荷条件下で信頼性があり、在庫品目を減らすためリリーフ弁を含むことができる。

本発明による制御弁は、油路内に直列配置された第1及び第2のオリフィスを含んでいる。第1及び第2のオリフィスは各々、制御弁の操作により中立状態から閉じられる。オリフィスは、制御弁が中立状態から閉状態へ移動するのと同様の制御弁の運動で事実上完全閉状態まで閉じられる。

第2オリフィスは、第1オリフィスの下流にあり、第1及び第2のオリフィスが完全には閉状態にない場合、第1オリフィスより、事実上大きい横断面積を有している。

【 0 0 1 3 】

30

下流オリフィスが上流オリフィスより大きい横断面積を維持することで、オリフィスが開の場合、騒音低減が最大となる。前述のように、2オリフィスが等寸法を有する結果、上流オリフィスでは、常に、下流オリフィスよりキャピテーション係数が高い値となる。上流オリフィスを縮小し、下流オリフィスを拡大することで、上流オリフィスのキャピテーション係数は低い値となり、下流オリフィスのキャピテーション係数は高い値となる。

上流と下流のオリフィスの相対寸法は、2オリフィスのキャピテーション係数に最もよく適合するように選択され、キャピテーション発生の全体的な可能性が低減される。上流オリフィスと下流オリフィスとの比寸法は、好ましくは、制御弁を組み込んだ特定パワーステアリング装置の要求する流量と圧力とに基いて決定される。

【 0 0 1 4 】

40

双方のオリフィスを一緒に閉じることで、全体の圧力降下が、両オリフィスが完全閉状態に近づいている場合でも、事実上両オリフィスによって分担される。これによって、動力の補助が最大かつキャピテーションの可能性が最大の時に、騒音の最小化が助成される。

制御弁の一好適実施例は、少なくとも2つの油圧回路を含み、各回路が1組の上流及び下流のオリフィスを有している。各組のオリフィスは、オリフィス間に中間圧区域を有している。これら複数中間圧区域が均圧路によって流体連通させられ、該中間圧区域内の圧力の均圧化が保証される。これによって、他の場合には、製作公差によるオリフィス寸法の相違に起因すると思われる粘着 (s t i c t i o n) が防止される。それにより、重負荷作業状態での制御弁の信頼性が高まる。

50

【 0 0 1 5 】

制御弁の更に別の実施例では、中間圧区域が、付加的な圧力降下を生じさせる少なくとも1つの付加的な流量絞り部を含んでいる。上流及び下流のオリフィスによる圧力降下の合計は、中間圧区域を介した圧力降下によって増大し、それによりキャビテーション及び騒音の可能性も減少する。これらの付加的流量絞り部は、上流及び下流のオリフィス間の流れ方向の変更により、又は上流及び下流のオリフィス間に付加的なオリフィスを設けることにより、形成できる。

制御弁の付加的な実施例では、制御弁に、油圧油の過圧が油圧モータへ達するのを防止するリリーフ弁が含まれている。リリーフ弁はバイパス通路を含み、該バイパス通路が制御弁内で弁の入口と排出口間に油路と並列的に延在している。バイパス通路内に配置された可動の弁作用部材は、バイパス通路を閉じる常時閉位置に維持される。油圧油の過圧は弁作用部材を移動させ、バイパス通路を開き、過圧状態を減圧する。リリーフ弁の作業特性は、異なるパワーステアリング装置に適合させることができ、しかも、ベアリング・キャップ又は他の装置構成部品を変更する必要がない。

【 0 0 1 6 】

本発明のこのほかの目的及び特徴は、特に、本発明の3実施例を示す17ページにわたる添付図面を参照して行う説明により明らかになるう。

【 実施例 1 】

【 0 0 1 7 】

図1は、本発明による制御弁10の第1実施例を示したものである。制御弁10は、自動車のかじ取り可能な車輪を方向転換させる油圧パワーステアリング装置12の一部を形成している。パワーステアリング装置12はポンプ14を含み、該ポンプが、パワーステアリングの油圧油を油タンク16から、高压ステアリングギヤ20内に形成される油圧モータ18へ送る。ステアリングギヤ20は、本発明の譲受人であるペンシルヴェニア州ハノーヴァー所在のR・H・シェパード社製のMシリーズ・ステアリングギヤでよいだろう。油圧モータ18は、車輪の方向転換のために車両のステアリングリンク機構に接続されたピットマン・アーム22を駆動する。

制御弁10はステアリングギヤ20内に組みつけられ、ポンプ14から油圧モータ18への油流を制御する。供給管路24には、ポンプ14から制御弁10へ油圧油が流れ、戻し管路26には、制御弁10から油タンク16へ油圧油が流れる。

【 0 0 1 8 】

ステアリングギヤ20は、チャンバ30を形成するハウジング28を含んでいる。図2に見られるように、ベアリングキャップ32がチャンバの一端を閉じ、シリンダヘッド34がチャンバの他端を閉じている。油圧モータ18は、軸方向に可動なモータピストン36を含み、該モータピストンが、チャンバ30を密封分割して、ピストンの両側に第1及び第2の油圧モータチャンバ38, 40を形成している。第1モータチャンバ38はベアリングキャップに隣接し、第2モータチャンバ40はシリンダヘッドに隣接している。ピストンの一方の側に形成された歯付きラック42は、ハウジング内へ延びる出力軸46に取り付けられたセクター歯車44と噛み合っている。ステアリングギヤ20とは反対側の出力軸46には、ピットマン・アーム22が取り付けられている。

【 0 0 1 9 】

制御弁10はベアリングキャップ32内に保持されている。ベアリングキャップ32は、供給管路24から制御弁へ油圧油が流入する流入路48と、制御弁から戻し管路26へ油圧油を排出する排出路50とを含んでいる。第1モータチャンバ通路52がベアリングキャップを貫通して延びることで、制御弁10と第1モータチャンバ38間に油圧油が流動可能である。第2モータチャンバ通路54がベアリングキャップとギヤハウジング28とを貫通して延びることで、制御弁10と第2モータチャンバ40間に油圧油が流動可能である。

【 0 0 2 0 】

ベアリングキャップ32は制御弁10のハウジングとして機能し、外側弁部材、つまり

10

20

30

40

50

弁スリーブ５６と、内側弁部材、つまり弁コア５８とを収容している。弁コア５８は、回転軸線を中心として回転するように弁スリーブ５６内に同軸線的に組み付けられている。弁コア５８は、制御弁操作のため、弁スリーブ５６に対し中立状態からの回転が制限されている。弁コア５８の端部６０は、ベアリングキャップ３２から外部へ延び、自動車のステアリングホイールを担持するステアリングコラムに接続されるように従来形式で構成されている。

同軸線的な管状作動軸６２は、弁スリーブ５６から延び、ピストン３６を担持する従来式の再循環ボール組立体６４と係合している。作動軸６２は、ボール組立体６４のボールとねじ係合する雄ねじ面を有している。作動軸６２と弁スリーブ５６とは、好ましくは一体部材として形成される（図３も参照のこと）。 10

【００２１】

作動軸６２内のトーションバー６８は、作動軸６２と弁コア５８とを結合している。トーションバーにより、弁部材５６，５８は制御弁１０が中立状態となるように付勢されている。トーションバーの一端は、作動軸６２にピンで固定されている。トーションバーの他端は、弁コア５８の内端の盲孔内へ挿入され、弁コア５８にピンで固定されている。中立状態からの弁コア５８の回転によりトーションバーにはね撥じりが与えられ、これにより付勢力が発生し、弁部材５６，５８は中立状態へ戻るよう強制される。

ステアリングホイールの回転により制御弁１０が作動し、弁コア５８が中立位置、つまり非かじ取り位置から回転する。これにより制御弁１０は、中立状態から非中立状態に変わる。それによって高圧の油圧油が、制御弁１０から第１及び第２のモータチャンバ通路５２，５４をへて、ピストン３６の一方の側の、モータチャンバ３８，４０の一方へ送られる。ピストン３６は、次いで左方か右方へ移動し、油圧油を他方のモータチャンバ４０，３８から排出する。他方のモータチャンバから戻される油圧油は、第１又は第２モータチャンバ通路５４，５２をへて制御弁１０へ還流する。 20

【００２２】

ピストンの運動により、ラック４２がセクター歯車４４を駆動し、ピットマン・アーム２２を揺動させ、車輪が左又は右へ方向転換する。ピストンの運動により、また再循環ボール組立体６４が、弁コア５８に対し作動軸６２と弁スリーブ５６とを回転させる。弁コア５８は、車輪がステアリングホイールの回転に対応する程度だけ旋回すると、弁スリーブ５６に対し中立位置へ戻される。これにより、制御弁１０は従来の形式で中立状態へ戻る。 30

図３には、弁コア５８と部材６６とが示されている。弁スリーブ５６は、概して円筒形の外周部７２と、概して円筒形の内周部７４（図２参照）とを有している。弁コア５８は、弁スリーブ５６の内周部と協働する概して円筒形の外周部７６を有し、これにより、弁部材５６，５８間に内部油路７８（図２及び図４参照）が画成される。

【００２３】

弁スリーブ５６の外周部７２は、軸方向に間隔を置いた若干の環状溝８０，８２，８４，８６を含んでいる。これらの溝は、ベアリングキャップ３２と協働して、制御弁１０を出入する油圧油の油路を画成する。流入溝８０は、ベアリング流入路４８と整合し、ポンプ１４から制御弁内へ流入する油圧油を受け取る。排出溝８２は、ベアリング排出路５０と整合し、制御弁１０から油圧油をタンク１６へ排出する。第１モータチャンバ溝８４は、第１モータチャンバ通路５２と整合し、制御弁１０と第１モータチャンバ３８間に油圧油を流通させる。第２モータチャンバ溝８６は、第２モータチャンバ通路５４と整合し、制御弁１０と第２モータチャンバ４０間に油圧油を流通させる。 40

【００２４】

図４は、中央位置、つまり中立位置の制御弁１０を示している。弁コア５８は、弁スリーブ５６に対し中立位置にある。弁コアの外周部を油路７８が取り囲んでいる。図４に示すように、油路７８の上半部は、第１油路又は油圧回路８８の一部分を形成し、下半部は、同様の第２油路又は油圧回路９０の一部分を形成している。油圧回路８８又は９０は、詳しくは後述するが、並列配置されて、油路７８とモータチャンバ３８，４０間の油流を 50

方向付けている。

【 0 0 2 5 】

弁スリーブ 5 6 は複数組のポートを含み、該ポートの各々が、各油圧回路 8 8 又は 9 0 と組み合わせられ、それによって回路が環状溝 8 0 - 8 6 と接続される。ポートの各組は、流入溝 8 0 からの油圧油を回路内へ流入させる流入ポート 9 2 a , 9 2 b と、1 対の排出ポート 9 4 a , 9 4 b とを含み、該排出ポートは、対応する流入ポート 9 2 a 又は 9 2 b から 9 0 度の位置に配置されている。排出ポート 9 4 a , 9 4 b は、双方の油圧回路により分け持たれ、油圧油を回路から排出溝 8 2 内へ排出する。第 1 モータポート 9 6 a 又は 9 6 b は、対応流入ポート 9 2 a , 9 2 b の一方の側に配置され、油圧油を油圧回路と第 1 モータチャンバの溝 8 4 との間に流通させる。第 2 モータポート 9 8 a 又は 9 8 b は、対応流入ポート 9 2 の他方の側に配置され、油圧回路と第 2 モータチャンバ溝 8 6 間に油圧油を流通させる。

10

【 0 0 2 6 】

弁スリーブ 5 6 は、8 個のランド 1 0 0 a , 1 0 0 b , 1 0 0 c , 1 0 0 d , 1 0 2 a , 1 0 2 b , 1 0 2 c , 1 0 2 d を有し、これらのランドが、軸方向に延在し、かつ内周部 7 4 に周方向に間隔をおいて設けられている。ランド 1 0 0 , 1 0 2 は、周方向に間隔をおいた軸方向の溝 1 0 4 a , 1 0 4 b , 1 0 4 c , 1 0 6 a , 1 0 6 b , 1 0 6 c , 1 0 8 a , 1 0 8 b を 1 ランドおきに画成している。ランド 1 0 0 及び溝 1 0 4 は、第 1 油圧回路 8 8 と組み合わせられ、ランド 1 0 2 及び溝 1 0 6 は、第 2 油圧回路 9 0 と組み合わせられ、溝 1 0 8 は双方の油圧回路間で分け持たれている。流入ポート 9 2 a , 9 2 b は各溝 1 0 4 a , 1 0 6 a に開口し、排出ポート 9 4 a , 9 4 b は各溝 1 0 8 a , 1 0 8 b に開口している。第 1 モータポート 9 6 a , 9 6 b は、各ランド 1 0 0 a , 1 0 2 a を貫通して延び、第 2 モータポート 9 8 a , 9 8 b は各ランド 1 0 0 b , 1 0 2 b を貫通して延びている。

20

【 0 0 2 7 】

弁コア 5 8 は、8 個のランド 1 1 0 a , 1 1 0 b , 1 1 0 c , 1 1 2 a , 1 1 2 b , 1 1 2 c , 1 1 4 a , 1 1 4 b を有し、これらのランドが、軸方向に延在し、かつ周方向に間隔をおいて外周部 7 6 に設けられている。ランド 1 1 0 , 1 1 2 , 1 1 4 は、周方向に間隔をおいた軸線方向溝 1 1 6 a , 1 1 6 b , 1 1 6 c , 1 1 6 d , 1 1 8 a , 1 1 8 b , 1 1 8 c , 1 1 8 d を 1 ランドおきに画成している。ランド 1 1 0 と溝 1 1 6 とは、第 1 油圧回路 8 8 と組み合わせられ、ランド 1 1 2 と溝 1 1 8 とは第 2 油圧回路 9 0 と組み合わせられている。

30

流入ポート 9 2 a , 9 2 b は、各弁コアのランド 1 1 0 a , 1 1 2 a と対向している。排出ポート 9 4 a , 9 4 b は、各弁コアのランド 1 1 4 a , 1 1 4 b と対向している。第 1 モータポート 9 6 a , 9 6 b は、各弁コアの溝 1 1 6 a , 1 1 8 a と対向している。第 2 モータポート 9 8 a , 9 8 b は各弁コア溝 1 1 6 a , 1 1 8 b と対向している。

【 0 0 2 8 】

軸線方向に間隔をおいた 1 対の均圧路 1 2 0 , 1 2 2 が、各対の弁コア溝 1 1 6 d , 1 1 8 d と 1 1 6 c , 1 1 8 c とを流体連通させている。各油路 1 2 0 , 1 2 2 は完全に弁コア 5 8 内にあり、弁コア直径に沿って延在する貫通孔として形成されている。均圧路 1 2 0 , 1 2 2 の機能は、詳しく後述する。

40

弁スリーブ 5 6 及び弁コア 5 8 は、制御弁 1 0 が中立状態にある場合、共通の軸方向中心平面 1 4 0 に関して各々対称である。弁コアのランド 1 1 0 a は、弁スリーブ溝 1 0 4 a 内でセンタリングされ、弁コアのランド 1 1 4 a , 1 1 4 b は、弁スリーブ溝 1 0 8 a , 1 0 8 b 内でそれぞれセンタリングされている。弁コアのランド 1 1 0 b , 1 1 0 c は、しかし、各々、隣接スリーブのランド 1 0 0 b 又は 1 0 0 a の側へ片寄っている。油圧回路 9 0 内の対応する弁コアのランドと弁スリーブのランドとは、同じような形式に構成されている。

【 0 0 2 9 】

弁コアのランド 1 1 0 , 1 1 2 , 1 1 4 は、弁スリーブのランド 1 0 0 , 1 0 2 と協働

50

して油圧回路 88, 90 内に可変寸法の絞り部、つまり可変流量オリフィスを画成する。図 5 は、上部油圧回路 88 内の流量オリフィス 124 - 136 を示すものだが、以下の説明は、同じように下部油圧回路 90 にも当てはまることを理解されたい。

オリフィス 124 は、流入ポート 92 a と第 2 モータポート 98 a 間に位置し、弁コアのランド 110 a とスリーブのランド 100 b とにより形成される。オリフィス 126, 128 は、双方とも第 1 モータポート 96 a と排出ポート 94 a 間に形成される。オリフィス 126 は、弁コアのランド 110 c と弁スリーブのランド 100 a とにより形成され、オリフィス 128 は、弁コアのランド 114 a と弁スリーブのランド 100 c とによって形成される。

【0030】

オリフィス 130 は、流入ポート 92 a と第 1 モータポート 96 a 間に位置し、かつ弁コアのランド 110 a と弁スリーブのランド 100 a とにより形成される。オリフィス 132, 134 は、双方とも第 2 モータポート 98 a と排出ポート 94 b 間に位置している。オリフィス 132 は、弁コアのランド 110 b と弁スリーブのランド 100 b とによって形成され、オリフィス 134 は、弁コアのランド 114 b と弁スリーブのランド 100 d とにより形成される。

図 5 に示すように、オリフィス 124 - 134 は各々、弁コア 58 が中立位置にある場合に開かれる。各オリフィスの寸法は、事実上、オリフィスを形成する弁スリーブ及び弁コアのランドの関連対間の周方向間隔によって決定される。

ポンプ 14 からの油圧油は、流入ポート 92 a をへて油圧回路 88 に流入する。油圧回路 88 は、モータの流入ポート 92 a に関して対称であり、流入ポート 92 a は、油圧回路 88 を、流入ポート 92 a から排出ポート 94 a まで延びる第 1 油路 136 と、流入ポート 92 a から排出ポート 94 b まで延びる第 2 油路 138 とに分岐させる。

【0031】

オリフィス 124 は、第 2 油路 138 の入口に位置し、オリフィス 130 は、第 1 油路 136 の入口に位置する。オリフィス 124, 130 は、ここでは圧力オリフィスと呼ぶ。なぜなら、これらのオリフィスは、詳しくは後述するが、モータポートを加圧する作用を有するからである。オリフィス 126, 128 及び 130, 132 は、各油路内に直列配置され、油圧油を排出する。オリフィス 126 は、油路 136 内でオリフィス 128 の上流に位置し、オリフィス 132 は、油路 138 内でオリフィス 134 の上流に位置している。これらオリフィスの相対的位置のため、オリフィス 126, 132 を、ここでは上流排出オリフィスと呼び、オリフィス 128, 134 を下流排出オリフィスと呼ぶ。

【0032】

油路 136, 138 を通過する油流は、制御弁 10 が中立位置にあれば、事実上、釣り合いが取れ、均圧である。第 1 モータポート 96 a のところでの油圧は、第 2 モータポート 98 a のところでの油圧と事実上等しい。

油圧回路 90 を通過する油流は、油圧回路 88 と同じように釣り合わされている。結果として、モータチャンバ 38, 40 内の油圧は、事実上均圧であり、ピストン 36 は不動である。

ステアリングホイールの回転により、弁コア 58 は、その中立位置から回転せしめられる。これにより、油圧回路 88, 90 内のオリフィスのうちの幾つかは閉じられ、他は開かれる。回路 88 を通過する油流については後述するが、その説明は、油圧回路 90 にも妥当するものと理解されたい。

【0033】

図 5 から分かるように、弁コア 58 を逆時計回りに回転させると、オリフィス 124, 126, 128 は閉じられるが、オリフィス 130, 132, 134 は開かれる。時計回りに回転させれば、オリフィス 130, 132, 134 が閉じられ、オリフィス 124, 126, 128 が開かれる。閉じつつあるオリフィスにより油流は絞られる。これによって、圧力の不均衡が発生し、一方のモータポート 96 a 又は 98 a が加圧され、そのモータポートに接続されたモータチャンバ内へ高圧の油圧油が流入する。他方の低圧のモータ

10

20

30

40

50

チャンバからは、他方のモータポート 9 8 a 又は 9 6 a をへて油圧油が流出する。開いているオリフィスは、事実上油流を妨害又は制限しない。逆時計回りの操作の場合の油圧油の流れについては次に説明するが、その説明は、時計回りの回転にも適用できるものと理解されたい。

【 0 0 3 4 】

図 6 は、弁コア 5 8 を、倍力かじ取りのため、直進の中立位置から逆時計回りに作動位置へ回転させた状態を示している。制御弁 1 0 は、いまや、図 5 に示した中立状態と比較すると、中央を外れた状態にある。

回転により、オリフィス 1 2 4 , 1 2 6 , 1 2 8 は絞られ、オリフィス 1 3 0 , 1 3 2 , 1 3 4 は拡大される。オリフィス 1 3 0 は、第 1 油路 1 3 6 の入口にあり、開かれることで、油流が事実上妨げられずに流入ポート 9 2 a から油路 1 3 6 へ流入できる。圧力オリフィス 1 2 4 は、第 2 油路 1 3 8 の入口にあり、流入ポート 9 2 a から第 2 油路 1 3 8 への油流を制限する。結果として、流入ポート 9 2 a から第 1 油路 1 3 6 への流量が増し、第 2 油路 1 3 8 への流量が減る。これにより、弁コア溝 1 1 6 a が加圧され、油圧油が第 1 モータポート 9 6 a から第 1 モータチャンバ 3 8 へ流れ、ピストン 3 6 が、図 2 に見られるように左方へ移動する。

【 0 0 3 5 】

ピストン 3 6 は、油圧油を第 2 モータチャンバ 4 0 から第 2 モータポート 9 8 a をへて第 2 油路 1 3 8 へ強制的に送入する。第 2 油路 1 3 8 内の、第 2 モータポート 9 8 a の下流のオリフィス 1 3 2 , 1 3 4 は開かれ、油流は事実上妨げられずに排出ポート 9 4 b へ戻される。

図 6 で注意すべき点は、弁コアのランド 1 1 0 b の前縁が十分に弁スリーブのランド 1 0 0 d から間隔をおいて位置しているため、弁コア 5 8 の逆時計回りの回転によってランド 1 1 0 b 、 1 0 0 d 間に流れを絞るオリフィスが形成されない点である。第 2 モータポート 9 8 a の下流で油路 1 3 8 内の流れを絞ることが望まれる場合には、ランド 1 1 0 b , 1 0 0 d を、そのような流量絞り部を形成するように寸法付けすることができる。

【 0 0 3 6 】

上流の排出オリフィス 1 2 6 と下流の排出オリフィス 1 2 8 とは、既述のように、第 1 モータポート 9 6 a より下流の第 1 油路 1 3 6 内に直列に配置されている。オリフィス 1 2 6 , 1 2 8 が、弁コア溝 1 1 6 a 内に圧力を発生させることで、第 1 モータポート 9 6 a を通る油流は事実上制御される。オリフィス 1 2 6 , 1 2 8 は、制御弁 1 0 が完全に閉じるまで、回転につれて連続的に閉じられる。

排出オリフィス 1 2 6 , 1 2 8 は、始めは事実上開状態で、相対的に低い背圧を発生させる。油路 1 3 6 の流量の大部分は、オリフィス 1 2 6 , 1 2 8 を流過し、相対的に小部分の圧力がモータポート 9 6 a に作用する。この状態では、動力補助は小さい。オリフィス 1 2 6 , 1 2 8 が閉じるにつれて、圧力が増し、モータポート 9 6 a への圧力が増し、動力補助が大となる。完全閉状態では、流入ポート 9 2 a からの全流量（閉じたオリフィスからの漏れは除く）が、モータポート 9 6 a を流過し、動力補助が最大となる。

【 0 0 3 7 】

オリフィス 1 2 4 , 1 2 6 , 1 2 8 の閉じ速度は、該オリフィスを形成する弁のランドの周方向間隔とオリフィスを形成する弁のランド縁部の形状との関数である。弁のランドの構成と形状とによって、制御弁の回転による閉じ速度を確定かつ変更することは、当業者には周知なので、ここでは詳述はしない。

【 0 0 3 8 】

図 7 a , 7 b , 7 c は各々オリフィス 1 2 4 , 1 2 6 , 1 2 8 の拡大図である。図示の実施例では、弁コアのランド 1 1 0 a は、弁スリーブのランド 1 0 0 b の内半径より僅かに小さな一様又は一定の外半径を有している。図 7 a 参照。弁コアのランド 1 1 0 c は、弁スリーブのランド 1 0 0 a に対向する制御縁 1 4 2 を含んでいる。図 7 b 参照。制御縁 1 4 2 は、図示のように、半径から 7 0 . 3 度の角度 1 4 3 だけ傾斜している。弁コアのランド 1 1 0 b は、制御縁 1 4 2 に似た制御縁 1 4 4 （図 5 参照）を含むが、弁スリーブ

10

20

30

40

50

のランド１００ｂと対向している。弁コアのランド１１４ａは、弁スリーブのランド１００ｃに対向する制御縁１４６を含んでいる。図７ｃ参照。制御縁１４６は、図示のように、半径から４８．５度の角度１４７だけ傾斜している。弁コアのランド１１４ｂは、制御縁１４６に似た制御縁１４８（図５参照）を含むが、弁スリーブのランド１００ｄに対向している。

【００３９】

各制御縁１４２，１４４，１４６，１４８は、ランドに沿って軸方向に延在する平らな面であり、ランドのコーナーは面取りされるか斜角が付けられている。別の実施例では、制御縁は、曲面を含むか、弁スリーブのランドにのみ設けられるか、弁スリーブと弁コア双方のランドに設けられるか、いずれかが可能である。

10

図８は、制御弁１０の弁曲線である。この曲線は、変向角度（中立状態からの弁コア５８の相対回転角度）の関数であるオリフィス１２４，１２６，１２８の寸法をプロットしたものである。オリフィス寸法は、弁軸線と直角方向の、オリフィス横断面の最小幅である。各オリフィスの軸線方向長さは前記幅よりはるかに大きいので、各オリフィスの有効流れ面積は、オリフィス寸法と事実上直接に比例する。

【００４０】

圧力オリフィス１２４は、制御弁１０の初期中立状態から迅速に閉じられるのが好ましい。弁コアのランド１１０ａは、当初、弁スリーブのランド１００ｂから間隔を有していて、オリフィス１２４の初期寸法を画成する。オリフィス１２４は、弁コアのランド１１０ａが弁スリーブのランド１００ｂに接近するにつれて、閉じられる。オリフィス１２４は、図示のように、事実上一定速度１５１で閉じられる。弁コアのランド１１０ａの前縁は、約１．５度回転すると、弁スリーブのランド１００ｂの下になって、オリフィス１２４が完全に閉じられる。これが、制御弁１０の第１操作状態１５２である。圧力オリフィス１２４の迅速な閉鎖により、「ゴトゴト」（grump）という音、すなわち油圧パワーステアリング方式の場合に知られている不安定な流れ状態の防止が助成される。

20

【００４１】

上流の排出オリフィス１２６は、初期寸法が圧力オリフィス１２４と等しい。オリフィス１２６は、始めは圧力オリフィス１２４の閉じ速度と事実上等しい第１閉じ速度で閉じられる。制御弁１０が操作位置１５２に達すると、オリフィス１２６は、より低速の第２閉じ速度で閉じ始める。オリフィス１２６は、制御弁が約４度の回転で完全閉鎖状態１５６に達するまで、この事実上一定の第２閉じ速度で閉じられる。制御弁１０は、完全閉位置を超えて回転を続けることができる。

30

図示の実施例では、上流排出オリフィス１２６の初期閉じ速度は、弁スリーブのランド１００ａからの弁コアのランド１１０ｃの周方向間隔によって決定される。制御縁１４２が弁スリーブのランド１００ａの下に移動すると、制御縁１４２の傾斜により第２閉じ速度が確定する。別の実施例の場合には、他のランド間隔の構成及び多くの傾斜面を有する制御縁を含む制御縁構成も使用可能だろう。

【００４２】

下流排出オリフィス１２８は、上流排出オリフィス１２６と共に閉じられる。オリフィス１２８は、制御弁が完全閉状態１５６に達すると、完全に閉じられるが、中立状態１５０から完全閉状態１５６まで事実上一定の閉じ速度１５７で閉じられる。閉じ速度は、弁スリーブのランド１００ｃからの弁コアのランド１１４ａの初期間隔と制御縁１４６の勾配とによって確定する。両オリフィスが完全に閉じられるまでは、下流オリフィス１２８の開きは上流排出オリフィス１２６より大きい。

40

第１操作状態１５２と完全閉状態１５６との間では、下流排出オリフィス１２８の開きは、上流排出オリフィス１２６より約３倍大きい。オリフィス１２６，１２８は約４度で完全に閉鎖されるので、下流排出オリフィス１２８の閉じ速度は、操作状態１５２，１５４間での上流排出オリフィス１２６の閉じ速度より約３倍大きい。

【００４３】

排出オリフィス１２６，１２８は協働して、変向角度が小さいときには相対的に小さい

50

動力補助を発生させ、低速でのパーキングや急旋回時には、より大きい変向角度で、より大きい動力補助を発生させる。運転者は、概して、これらのかじ取り特性を有するパワーステアリング装置を好む。

図 9 は、制御弁 10 が図 6 に示した中立状態を外れた場合の、制御弁 10 内の油圧回路 88, 90 をホイートストーン図で示したものである。油圧回路 88, 90 は流入路 80 と排出路 82 との間に並列配置されている。オリフィス 130, 132, 134 は、回転が進むにつれて開くため、この図からは省略されている。

上流及び下流の排出オリフィス 126, 128 の構成を得るために、油圧回路 88, 90 の数学的モデルを使用した。このモデルにより、異なる変向角度のために提案された構成の場合のオリフィス寸法が計算された。計算された面積の値は、各回路の異なる部分を通過する流量の連立方程式を解くことにより油圧回路 88, 90 の通過流量を計算するのに使用される。

【0044】

オリフィス 126, 128 の寸法は、油圧が平方インチ (6.45 cm 平方) 当り約 1500 ポンド (679.5 kg)、流量が毎分約 3.7 ガロン (14 リットル) の場合に、排出オリフィス 126, 128 を介してキャビテーション係数を最大化するようにして決められた。これは、重負荷トラックの場合の通常の出力量であり、トルクの全出力ではない。図示の実施例では、パワーステアリング装置 12 の通常の作動条件で騒音を最小化することが望まれている。別の実施例では、制御弁分析の出発点として、工学的判断と比圧力及び比流量の要求とに基づいて異なる複数操作条件を使用することができる。

図示の実施例の場合、下流排出オリフィス 128 の寸法は、選択された操作条件で、上流排出オリフィス 126 の寸法の約 3 倍とすべきであることが決められた。これにより、同じ操作条件での従来式単段制御弁に比較して、制御弁 10 からの感覚騒音レベルが半減する。

目標弁曲線を得るために、排出オリフィス 126, 128 に関連する弁コアと弁スリーブとのランド間隔と、制御縁 142, 146 の傾斜とを選択した。

【0045】

図 10 は、弁コア 58 が図 6 に示すように非中立状態にある場合、弁コア 58 周囲に延びる油圧回路 88, 90 を示す図である。各回路 88, 90 は、弁コア 58 の周囲に 180 度にわたって延在している。回路 88 内では、圧力オリフィス 124 と上流排出オリフィス 126 とが、これらオリフィス間に高圧区域 156 a を画成している。上流及び下流の排出オリフィス 126, 128 間には、中間圧区域 158 a が画成されている。下流排出オリフィス 128 から排出ポート 94 a へは、低圧区域 160 a が延びている。油圧回路 90 内にも、同じような高圧区域 156 b、中間圧区域 158 b、低圧区域 160 b が設けられている。油圧回路 90 内の対応するオリフィス及び圧力区域には、プライムを付した同じ符号が付されている。

【0046】

圧力域 156, 158, 160 の対応する対は、弁コア 58 上で互いに直径方向で対向位置にある。結果として、弁コア 58 に作用する正味半径方向力は、理論的にはゼロである。粘着 (stiction)、つまり相対回転に対する抵抗は、中間圧区域 158 内の圧力が相対的に高い場合に、弁コア 58 と弁スリーブ 56 間に発生することがある。この粘着 (stiction) は、中間圧区域 158 a、158 b 間の圧力差により発生する、弁コア 58 に作用する正味半径方向力に起因すると思われる。

高圧区域 156 a, 156 b は双方とも、各流入ポート 92 a, 92 b により弁の共通の流入路 80 に流体連通されている。低圧区域 160 a, 160 b は双方とも、各排出ポート 94 a, 94 b により共通の排出路 82 に流体連通されている。圧力区域 156, 160 内の圧力は流入圧力と排出圧力とにより確定され、したがって、各対の圧力区域 156, 160 の個別区域内の圧力は互いに等しい。

【0047】

各中間圧区域 158 a 又は 158 b 内の圧力は、中間圧区域を画成する上流及び下流の

排出オリフィスの関数である。２油圧回路８８，９０内の対応排出オリフィスは、理論的には互いに等しく、したがって、中間圧区域１５８ａ，１５８ｂ内の圧力も理論的には等しい。

しかし、製作公差により、一方の油圧回路内の一方の又は両方のオリフィスが、他方の油圧回路９０内の対応オリフィスより大又は小となる可能性がある。

これらの製作公差の結果、中間圧区域１５８ａ，１５８ｂ内の圧力は、おそらく等しくはならない。この圧力差が、一方の側へ弁コア５８を強制する正味半径方向力を発生させる。この力が、観察された粘着（sticktion）を発生させると思われる。

均圧路１２０は、弁コア５８が逆時計回りに回転する場合に形成される中間圧区域１５８ａと１５８ｂとを流体連通させる。これによって、オリフィス寸法の相違にもかかわらず両中間圧区域が均圧化される。均圧路１２２により両低圧区域は流体連通する。

【００４８】

図１１は、図１０と似ているが、弁コア５８が時計回りに回転した場合を示した図である。各油圧回路内の中間圧区域１５８は均圧路１２２により流体連通している。均圧路１２０は両低圧区域を流体連通させる。均圧路１２０，１２２は、協働して、ステアリングホイールの回転方向とは無関係に、制御弁１０の粘着（sticktion）を事実上除去する。

図示の実施例では、均圧路１２０，１２２は、弁コア５８に完全に内包された直径方向貫通孔である。別の実施例の場合、均圧路は、弁スリーブ５６内に完全に又は部分的に形成されるか、又は弁ハウジングから外部へ延びる導管を含むようにして、両中間圧区域を流体連通させることができよう。

制御弁１０が、弁スリーブと弁コア間に並列配置された１対の油圧回路８８，９０を画成することで、制御弁と油圧モータ１８間に油圧油が流通する。別の実施例では、好ましくは弁コアの周囲に対称的に延びる付加的な油圧回路を形成できる。図示の均圧路１２０，１２２と機能的に等価の均圧路により、付加回路の対応する両中間圧区域が相互接続され、既述のように、均圧が保証されよう。

【００４９】

ベアリングキャップ３２は、従来式のもので、キャップの一方の側に取り付けられたリリーフカートリッジ１６２（図１参照）を含んでいる。リリーフカートリッジ１６２内には、常時閉リリーフ弁（図示せず）が組み付けられ、該リリーフ弁が、バイパス回路（図示せず）内に配置され、該バイパス回路が、流入路４８と排出路５０とを制御弁１０に並列接続する。ポンプ１４からの過圧が生じた場合、リリーフ弁が開かれる。油圧油は、バイパス回路を通過し、制御弁１０を迂回する。これにより、ステアリングギヤの操作圧力が制限され、制御弁１０から油圧モータ１８へ過圧が送られるのが防止される。

ベアリングキャップ３２内でのリリーフカートリッジ１６２の配置は、車両製造者の要求に応じて変更できる。加えて、製造者がリリーフ弁を使用せず、したがってカートリッジ１６２を省いた装置を製造する場合もある。結果として、他の点では等しい多くのベアリングキャップ３２を製造し、在庫品に加えねばならない。

【実施例２】

【００５０】

図１２ - 図１６は、本発明による制御弁の第２実施例２１０の部品を示したものである。制御弁２１０は、弁部材６６に似た外側弁部材２１２と、弁スリーブ５６に似た弁スリーブ２１４とを含んでいる。弁コア２１６はリリーフ弁２１８を内蔵している。制御弁２１０内にリリーフ弁を配置することにより、リリーフカートリッジ１６２とこれに関連するバイパス回路とをベアリングキャップ３２から除去できる。

弁コア２１６は、弁コア５８に似ているので、異なる点のみを説明する。バイパス通路２２０は、弁コア２１６を貫通して延在し、流入ポートを弁スリーブ２１４内の排出ポートと接続している。バイパス通路２２０は、弁作動時、油圧回路８８，９０に対応する油圧回路と並列配置されている。

【００５１】

リリース弁 218 は、バイパス通路 220 内に配置され、弁作用部材 222 を含んでいる。図示の弁作用部材 222 は鋼製ボールベアリングとして構成されているが、弁作用部材には別の形状及び材料の使用も可能である。弁作用部材 222 は、バイパス通路 220 内に形成された弁座 224 に対する閉位置と、弁座から離間した開位置との間で可動である。圧縮コイルばねとして構成されたばね部材 226 により、弁作用部材 222 は弁座 224 に対し押し付けられる。

バイパス通路 220 は、第 1 孔 228 と第 2 孔 230 とを含み、該孔が、各々弁コア 216 を貫通している。第 1 孔 228 は、弁スリーブ流入ポートと軸線方向に整合し、流入ポートから油流を受け取る。第 2 孔 230 は、第 1 孔 228 から軸線方向に間隔をおいて位置し、弁スリーブ排出ポートと整合し、油流を排出ポートへ排出する。孔 228, 230 は、互いに周方向に 90 度ずらされており、それぞれ流入ポートと排出ポートとに隣接している。

【0052】

ステアリングホイール端部 234 から弁コア 216 内へは、第 3 の孔 232 が軸線方向に延び、第 1 孔 228 及び第 2 孔 230 と交差している。弁座 224 は、第 3 孔 232 内に、それも第 1 孔 228 と第 2 孔 230 との間に形成されている。弁コアの反対側の端部から弁コア内へ軸線方向に延びる盲孔 236 には、従来形式のトーションバーの端部が受容される。

ばね部材 226 は、第 3 孔 232 内に、それも弁部材 222 とプラグ 238 との間に挟入され、プラグは、第 3 孔 232 を密封する Oリングを担持している。プラグ 238 の軸線方向位置は、弁作用部材 222 に対するばね部材 226 の予圧の変更を望む場合には、変更できる。ばね部材 226 は、正常作業圧下でリリース弁を閉状態に維持するのに十分な力を弁作用部材 222 に対し加えることができる。

過圧発生時には、バイパス通路 228 を通過しようとする油流は、ばね部材 226 の力を克服する。これにより、弁作用部材 222 は弁座 224 から離間し、リリース弁 218 が開く。バイパス通路 220 の通過流は、弁スリーブ 214 と弁コア 216 間の油圧回路を事実上迂回することで、過圧状態が解消される。

【0053】

リリース弁 218 は、別のパワーステアリング装置の場合には、ベアリングキャップ 32 及び他の装置構成部材を変更することなしに、変更又は除去できる。例えば、ばね部材 226 の長さ、弾発率、予圧力を変更することにより、異なる操作圧力用の弁作用部材 222 に対する予圧を変更でき、しかも弁スリーブ 214 又は弁コア 216 の寸法を変更する必要がない。このため、同じベアリングキャップ 32 を異なるパワーステアリング装置に使用し、加えて製造者の要求を完全に満足させることができる。

制御弁 10, 210 内に画成される複数排出オリフィスは、事実上、該オリフィスを画成する弁コアのランドの軸線方向全長に沿って延在する。排出オリフィス間の油圧油は、事実上週方向流であり、事実上、軸線方向流の成分を欠いている。

【実施例 3】

【0054】

図 17 - 図 21 には、本発明による制御弁の第 3 実施例 310 が示されている。制御弁 310 は、制御弁 10 に似ており、油圧回路 88, 90 に似た 1 対の油圧回路 312, 314 (図 8 参照) を画成している。制御弁 10 の中間圧区域内の油圧油は作業せず、油圧モータへ排出されない。これにより、制御弁 310 内の中間圧区域に付加的な流量絞り部を設ける可能性が与えられ、しかも、その場合、油圧モータへの圧力を減じることなく、またパワーステアリング装置内に背圧が増すこともない。これらの付加的な流量絞り部は、既述の数学的モデルに含まれ、排出オリフィス面積と閉じ速度とを最適化できる。

制御弁 310 は、弁スリーブ 318 を有する外側部材 316 と弁コア 320 とを含んでいる。図 17 参照。弁スリーブ 318 と弁コア 320 とは、弁スリーブ 56 と弁コア 58 とに似ているので、異なる点だけを詳説する。

【0055】

10

20

30

40

50

図 18 に示されているように、弁スリーブ 318 は、油圧回路 312 に関係するランド 322a, 322b, 322c, 322d と、油圧回路 314 に関係するランド 324a, 324b, 324c, 324d とを含んでいる。ランド 322a - d 及び 324a - d は、弁スリーブ 56 のランド 100a - d 及び 102a - d と等しい寸法及び間隔を有している。

弁コア 320 は、油圧回路 312 に関係するランド 326a, 326b, 326c と、油圧回路 314 に関係するランド 328a, 328b, 328c とを有している。弁コアのランド 330a, 330b は両回路間で分け合っている。ランド 326a - c, 328a - c, 330a - b は、弁コア 58 の各ランド 110a - c, 112a - c, 114a - b 同様の寸法及び間隔を有している。

10

【0056】

図 18 は、非中立状態の制御弁 310 を示している。弁コア 320 は、図で分かるように、弁スリーブ 318 に対し逆時計回りに回転している。ランド 322b, 326a は圧力オリフィス 332 を画成する。ランド 322a, 326c は上流排出オリフィス 334 を画成し、ランド 322c, 330b は下流排出オリフィス 336 を画成する。

逆時計回りの回転により、油圧回路 312 内のオリフィス 332, 334, 336 と、油圧回路 314 内の対応オリフィス（符号なし）とが閉じられる。時計回りの回転時には、これらのオリフィスが開き、油圧回路内の他の圧力オリフィス及び排出オリフィスが閉じられることは理解されよう。これは、制御弁 10 の場合に既に説明したとおりである。制御弁 310 の弁曲線は、制御弁 10 の弁曲線と類似している。

20

オリフィス 334, 336 の特徴及びこれらのオリフィス間の中間圧区域については、詳しくは後述するが、その説明は、油圧回路 312 の他の分岐路及び油圧回路 314 の両分岐路の対応特徴にも妥当すると理解されたい。

【0057】

図 19 は弁コア 320 を示している。ランド 326c は、制御弁 10 の制御縁 142 に対応する制御縁 338 を有している。制御縁 338 は、弁コアの内端に隣接し、前記ランドに沿って相対的に短距離だけ軸線方向に延在している。この点は、事実上ランド全長にわたって延びる制御縁 142 と異なっている。制御縁 338 は、ランド 326c 内に溝 339 を画成し、該溝が周方向にランド内へ延びている。

ランド 330b は、制御弁 10 の制御縁 146 に対応する制御縁 340 を有している。制御縁 340 は、相対的に短距離だけランド 330b に沿って軸線方向に延び、制御弁のステアリングホイール端に向かって制御縁 338 から軸線方向に間隔をおいて位置している。

30

【0058】

図 18 に戻ると、オリフィス 334, 336 の機能は、制御弁 310 が中立状態にある場合は、対応オリフィス 126, 128 の機能と事実上等しい。弁スリーブと弁コアとのランド対 322a / 326c と 322c / 330b とは、互いに間隔をおいて配置され、オリフィス 334, 336 を通過する油流は、該ランドの軸線方向全長にわたって事実上周方向に流れる。

弁コア 320 が図示の非中立状態へ回転すると、弁コアのランド 326c, 330b は、それぞれ弁スリーブのランド 322a, 322c の下へ移動する。オリフィス 334 を通過する流れは、ランドの重なりにより制限され、溝 339 を通る周方向の流れとなり、オリフィス 336 を通る流れは、重なるランドにより制限されて、溝 341 を通る周方向の流れとなる（ランド間の漏れは、より少ない）。制御縁 338, 340 は、オリフィス 334, 336 の流れ面積と閉じ速度とが、制御弁 10 内の対応オリフィス 126, 128 の流れ面積及び閉じ速度と事実上等しくなるように構成されている。

40

【0059】

弁スリーブの溝 342 及び弁コアの溝 344 は協働して軸線方向の油路 346 を画成し、該油路が、オリフィス間に中間圧区域を含んでオリフィス 334 からオリフィス 336 まで延びている。オリフィス 334 から排出される周方向の流れは、油路 346 を軸線方

50

向に通過しオリフィス 3 3 6 へ流れるように強制される。油路 3 4 6 を通る軸線方向流は、オリフィス 3 3 6 を通過する周方向流に強制的に変向される。

オリフィス 3 3 4 , 3 3 6 間の流れ方向の変更により、オリフィス 3 3 4 からの排出時とオリフィス 3 3 6 への流入時とに中間圧区域で付加的降圧が発生する。これらの付加的な降圧は、排出オリフィス 3 3 4 , 3 3 6 による降圧と一続きで発生し、騒音及びオリフィスによるキャビテーションの可能性を低減する。

制御弁 3 1 0 は、また詳しくは後述される中間圧区域に付加的な軸線方向オリフィス 3 4 8 (図 2 0 参照) を含んでいる。オリフィス 3 4 8 を通過する流れは付加的な降圧を発生させ、それにより更に、制御弁 3 1 0 内の騒音とキャビテーションの可能性との低減が助成される。

10

【 0 0 6 0 】

図 1 9 に見られるように、弁コアのランド 3 2 6 c , 3 3 0 b 間には周方向壁部 3 5 0 が延びている。壁部 3 5 0 は、制御縁 3 3 8 , 3 4 0 のほぼ中間に位置し、弁コアの溝 3 4 2 を遮断している。壁部頂面に開かれた軸線方向スロット 3 5 2 が壁部の全厚にわたって延びている。弁スリーブ 3 1 8 は、周方向壁部 3 5 4 を含み、該壁部が弁スリーブのランド 3 2 2 a , 3 2 2 c の間に延び、弁スリーブの溝 3 4 6 を遮断している。図 2 0 及び図 2 1 参照。

壁部 3 5 4 は、壁部 3 5 0 に重なり、スロット 3 5 2 を覆い、固定面積オリフィス 3 4 8 を画成する。壁部 3 5 0 , 3 5 4 は、中間圧区域を、排出オリフィス 3 4 からの油圧油を受け取る上流区域 3 5 6 と、下流排出オリフィス 3 3 6 へ油圧油が流れる減圧下流区域 3 5 8 とに分割している。2 油圧回路内の複数下流区域は、均圧路により相互接続され、上流区域も別の均圧路により相互接続されている。

20

【 0 0 6 1 】

油路 3 4 6 を通過する流れはオリフィス 3 4 8 を通過せねばならないが、該オリフィスは、油圧油の圧力を減圧し、それにより騒音を低減する。目標降圧値及び流量を達成するために、図示の実施例のオリフィス 3 4 8 の寸法及び形状を変更してもよいし、付加的オリフィス 4 8 を油路 3 4 6 内に設けることもできる。

【 実施例 4 】

【 0 0 6 2 】

制御弁 3 1 0 の別の実施例では、油路 3 4 6 により排出オリフィス間に半径方向で油圧油が流れるようにすることができる。例えば、軸線方向に間隔をおいた取り入れ端部と排出端部を有する半径方向孔を弁コア 3 2 0 内に設けて、該孔を介して排出オリフィス間を油圧油が流通するようにできる。流れは半径方向に変更されねばならず、半径方向への変更は、付加的な圧力降下を発生させる。これらの孔自体が、排出オリフィス間で圧力降下をも発生させる流量絞り部を形成するか、それを含んでいる。

30

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 6 3 】

図示の制御弁 1 0 , 2 1 0 , 3 1 0 の場合、弁スリーブと弁コア間に並列配置される 1 対の油圧回路が画成されることで、制御弁と油圧モータ間に油圧油が流通する。更に本発明の別の複数実施例では、内側及び外側の弁部材が、制御弁内に単一の油圧回路のみを画成できる。これらの制御弁は、固有の負荷不均衡のため、概してパワーステアリングに使用するには不適だが、実際には他の用途に使用できよう。

40

本発明による制御弁は、またラック - ピニオン型パワーステアリング装置に使用でき、別種の油圧装置の構成部品への流れを制御するのにも使用できる。

【 0 0 6 4 】

本発明による制御弁は、好ましくは回転制御弁として構成され、回転軸線を中心として相対回転するように同軸線的に組み付けられた内側及び外側の弁部材を備えている。本発明による制御弁の他の可能な実施例は、長手方向の制御弁として構成され、その場合には、内側及び外側の弁部材が、軸線に沿って相対並進運動するように、同軸線的に組み付けられる。

50

以上、本発明の好適実施例を図示し、説明したが、変更態様が可能であると理解されたい。したがって、細部まで前記実施例により限定されるものではなく、特許請求の範囲内で改変及び変更がなされることが望ましい。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 6 5 】

【図 1】本発明による制御弁の第 1 実施例を有する油圧式パワーステアリング装置の略示図。(実施例 1)

【図 2】図 1 の事実上 2 - 2 線に沿って截断したパワーステアリングギヤの断面図。

【図 3】制御弁の第 1 実施例の内部と外部の弁部材の分解図。

【図 4】第 1 実施例の制御弁が中立状態にある場合を示す略示断面図。

10

【図 5】図 4 の制御弁の一部を拡大した図。

【図 6】図 5 と同様の拡大図。ただし、制御弁は非中立状態にある。

【図 7 a】図 6 に示した閉じつつあるオリフィスの拡大図。

【図 7 b】図 6 に示した閉じつつあるオリフィスの拡大図。

【図 7 c】図 6 に示した閉じつつあるオリフィスの拡大図。

【図 8】制御弁の弁曲線で、弁スリーブに対し弁コアが相対角回転した場合に制御弁内の閉じつつあるオリフィスの面積をプロットした線図。

【図 9】制御弁が非中立状態にある場合の制御弁第 1 実施例の油圧回路の線図。

【図 10】制御弁の弁コアが第 1 方向に回転した場合、弁コア周囲に延びる油圧回路の線図。

20

【図 11】弁コアが第 2 方向に回転した場合の、図 10 同様の図。

【図 12】本発明による制御弁第 2 実施例の分解図。(実施例 2)

【図 13】制御弁の第 2 実施例の平面図。

【図 14】図 13 の 14 - 14 線に沿って截断した断面図。

【図 15】図 13 に示した制御弁の側面図。

【図 16】図 13 の 16 - 16 線に沿って截断した断面図。

【図 17】本発明による制御弁の第 3 実施例の側面図。(実施例 3)

【図 18】図 17 の 18 - 18 線に沿って截断した断面図。制御弁は非中立状態にある。

【図 19】図 17 に示した制御弁の弁コアの斜視図。

【図 20】図 17 の 20 - 20 線に沿って截断した、図 8 同様の断面図。

30

【図 21】図 17 の 21 - 21 線に沿って截断した、図 8 同様の断面図。

【符号の説明】

【 0 0 6 6 】

10, 210, 310 制御弁

12 油圧式パワーステアリング装置

14 ポンプ

16 油タンク

18 油圧モータ

20 高圧テアリングギヤ

22 ビットマンアーム

40

24 供給管路

26 戻し管路

28ハウジング

30 チャンバ

32 ベアリングキャップ

34 シリンダヘッド

36 モータピストン

38, 40 モータチャンバ

42 歯付きラック

44 セクター歯車

50

4 6	出力軸	
4 8	流入路	
5 0	排出路	
5 2	第 1 モータチャンバ通路	
5 4	第 2 モータチャンバ通路	
5 6 , 2 1 4 , 3 1 8	弁スリーブ	
5 8 , 2 1 6 , 3 2 0	弁コア	
6 2	作動軸	
6 8	トーションバー	
7 2	弁スリーブの外周部	10
7 4	弁スリーブの内周部	
7 6	弁コアの外周部	
7 8	油路	
8 0 , 8 2 , 8 4 , 8 6	環状溝	
8 8 , 9 0 ; 3 1 2 , 3 1 4	油圧回路	
9 2	流入ポート	
9 4	排出ポート	
9 6	第 1 モータポート	
9 8	第 2 モータポート	
1 0 0 , 1 0 2	弁スリーブのランド	20
1 0 4 , 1 0 6 , 1 0 8	軸線方向溝	
1 1 0 , 1 1 2 , 1 1 4	弁コアのランド	
1 1 6 , 1 1 8	弁コアのランド間の軸線方向溝	
1 2 0 , 1 2 2	均圧路	
1 2 4 - 1 3 6	オリフィス (油路)	
1 4 2 , 1 4 4 , 1 4 6 , 1 4 8	制御縁	
1 5 1	一定の閉じ速度	
1 5 2	制御弁の第 1 操作状態	
1 5 4	第 2 のより低速の閉じ速度	
1 5 6	高圧区域	30
1 5 8	中間圧区域	
1 6 0	低圧区域	
1 6 2	リリーフカートリッジ	
2 1 2 , 3 1 6	外側弁部材	
2 1 8	リリーフ弁	
2 2 0	バイパス通路	
2 2 2	弁作用部材	
2 2 4	弁座	
2 2 6	ばね部材	
2 2 8	第 1 孔	40
2 3 0	第 2 孔	
2 3 2	第 3 孔	
2 3 4	ステアリングホイール端	
2 3 6	盲孔	
3 2 2 , 3 2 4	弁スリーブのランド	
3 2 6 , 3 2 8	弁コアのランド	
3 3 4	上流排出オリフィス	
3 3 6	下流排出オリフィス	
3 3 8 , 3 4 0	制御縁	
3 3 9	ランドの溝	50

- 3 4 1 溝
- 3 4 2 弁スリーブ溝
- 3 4 4 弁コア溝
- 3 4 6 軸線方向油路
- 3 4 8 固定面積オリフィス
- 3 5 0 周方向壁部
- 3 5 2 軸線方向スロット
- 3 5 4 壁部
- 3 5 6 上流区域

【図 1】

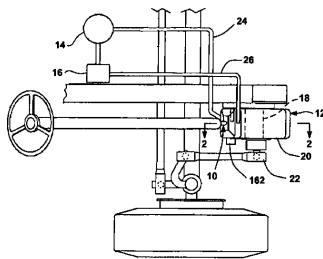


FIG. 1

【図 2】

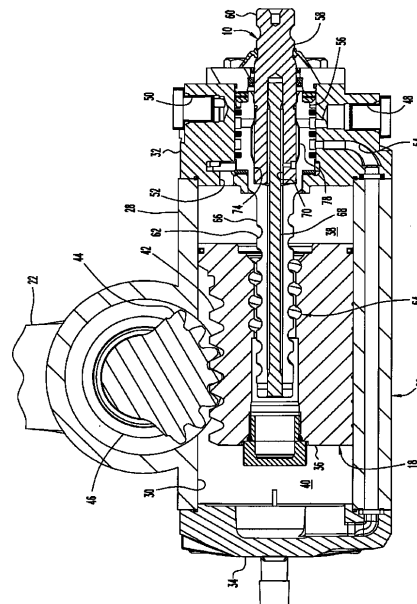


FIG. 2

【図 3】

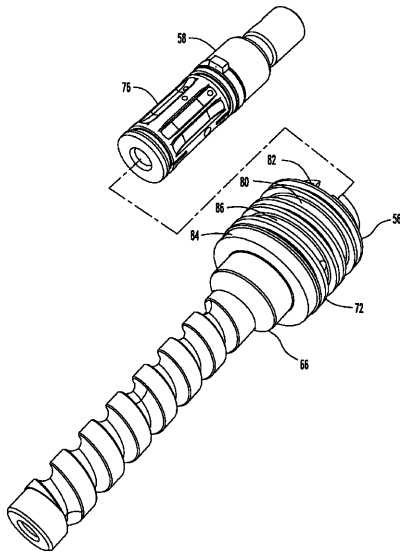


FIG. 3

【図 4】

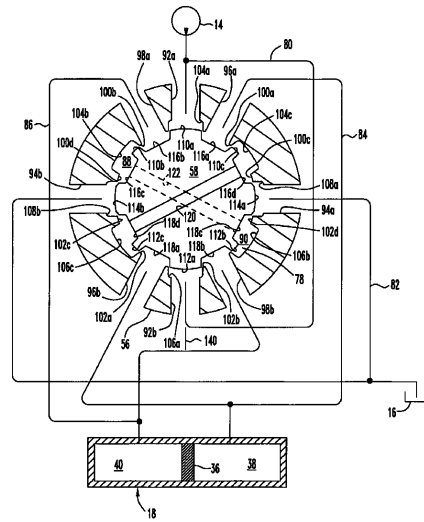


FIG. 4

【図 5】

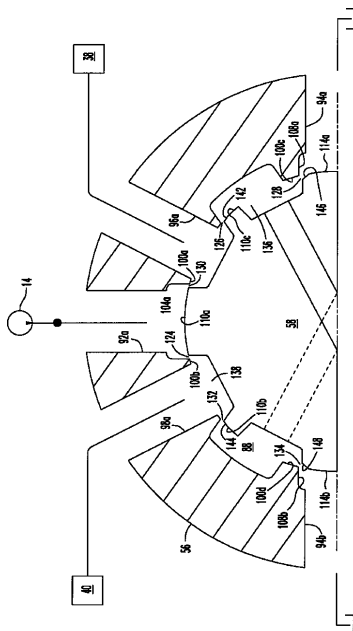


FIG. 5

【図 6】

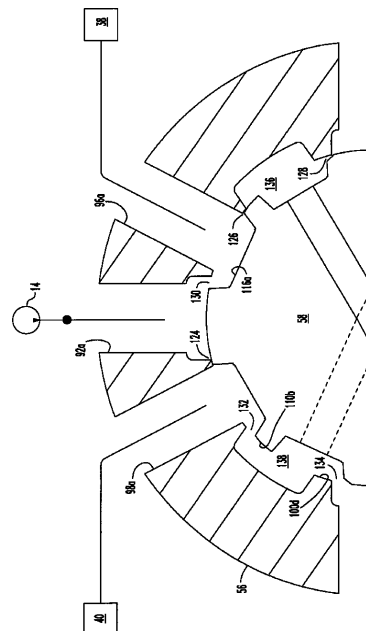


FIG. 6

【図 7 a】

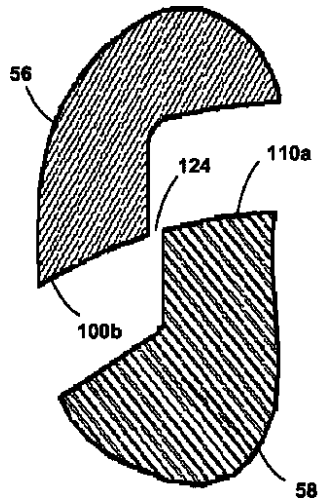


FIG. 7a

【図 7 b】

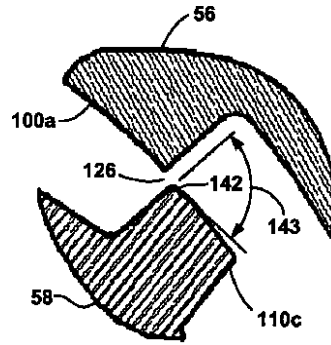


FIG. 7b

【図 7 c】

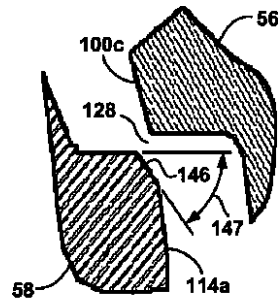
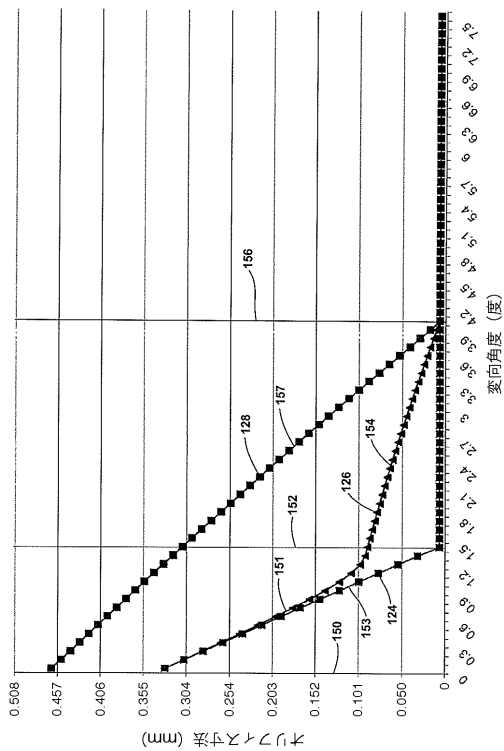


FIG. 7c

【図 8】



【図 9】

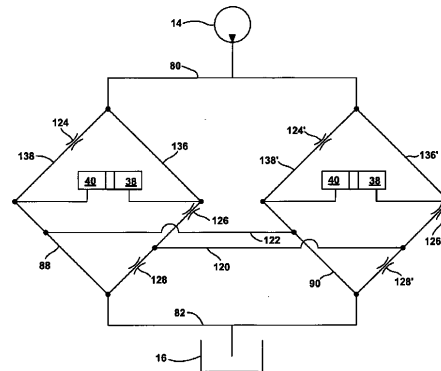


FIG. 9

【図 10】

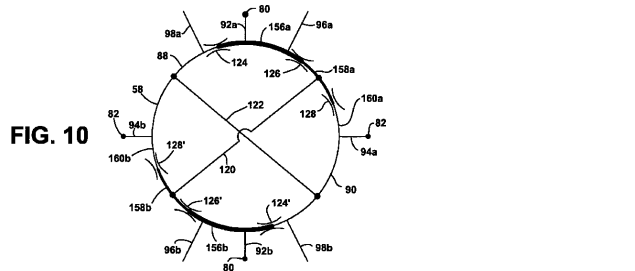


FIG. 10

【図 11】

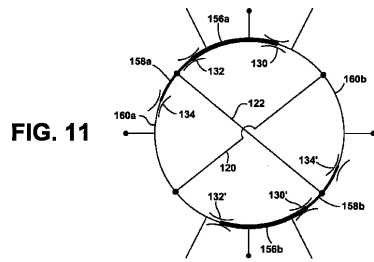


FIG. 11

【図 12】

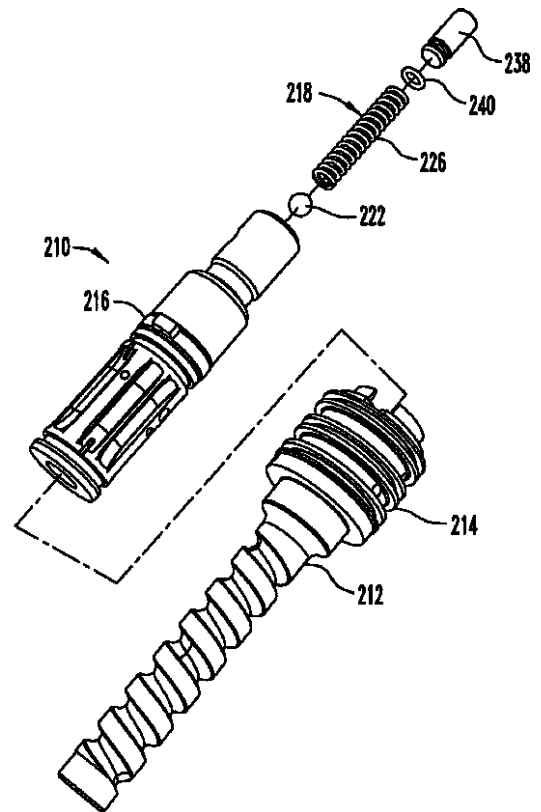


FIG. 12

【図 13】

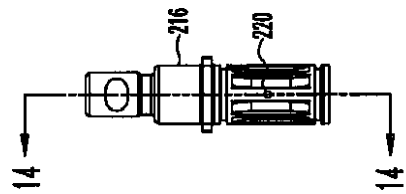


FIG. 13

【図 14】

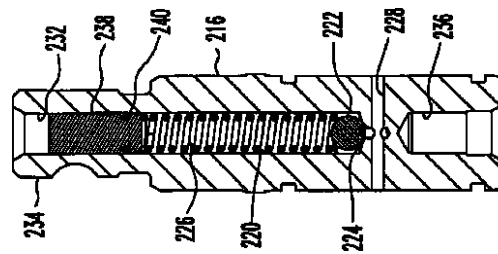


FIG. 14

【図 15】

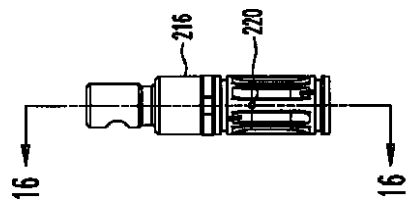


FIG. 15

【図 16】

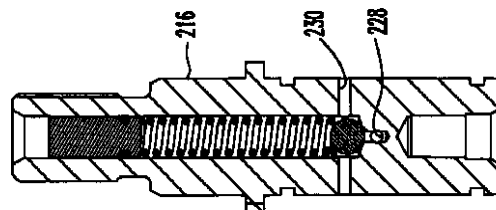


FIG. 16

【図 17】

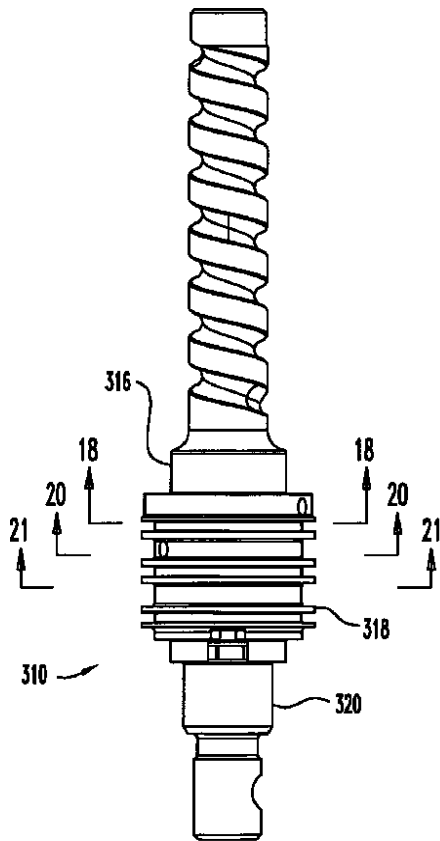


FIG. 17

【図 18】

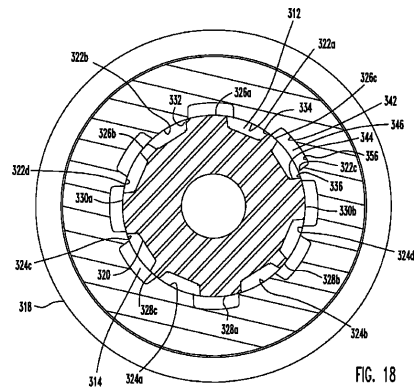


FIG. 18

【図 19】

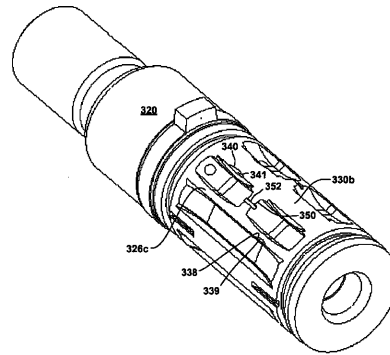


FIG. 19

【図 20】

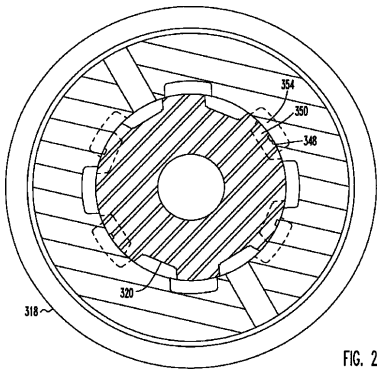


FIG. 20

【図 21】

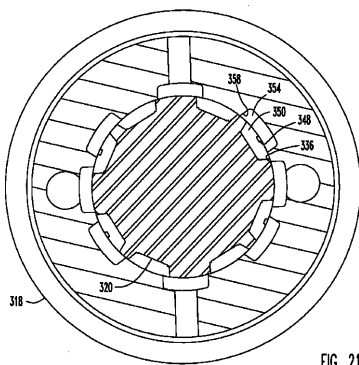


FIG. 21

フロントページの続き

- (72)発明者 ダンレイ、デーヴィッド、エム．
アメリカ合衆国、ペンシルヴァニア、ハノーバー、 イー．チェストナット ストリート 7、ア
パートメント ナンバー 5
- (72)発明者 ガーランド、ケネス、シー．
アメリカ合衆国、ペンシルヴァニア、ランカスター、 パークレスト レーン 749
- (72)発明者 ティップトン、ジェフリー、イー．
アメリカ合衆国、ペンシルヴァニア、ゲティスバーグ、 ヒルクレスト プレース 547

審査官 佐々木 智洋

- (56)参考文献 特開平05-039050(JP,A)
特開平06-278624(JP,A)
特開平06-329038(JP,A)
特開昭59-220458(JP,A)
特開昭60-056668(JP,A)
特開昭63-227469(JP,A)
実開平01-173079(JP,U)
実開平05-007573(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B62D 5/083