

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3689055号

(P3689055)

(45) 発行日 平成17年8月31日(2005.8.31)

(24) 登録日 平成17年6月17日(2005.6.17)

(51) Int.Cl.⁷

B 6 2 D 5/07

F I

B 6 2 D 5/07

B

請求項の数 3 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2002-48317(P2002-48317)	(73) 特許権者	500432686
(22) 出願日	平成14年2月25日(2002.2.25)		ビステオン グローバル テクノロジーズ
(65) 公開番号	特開2002-308126(P2002-308126A)		インコーポレイテッド
(43) 公開日	平成14年10月23日(2002.10.23)		アメリカ合衆国 ミシガン州 4 8 1 2 6
審査請求日	平成14年5月1日(2002.5.1)		, ディアボーン ワン パークレーン プ
(31) 優先権主張番号	01104338.7		ールヴァード パークレーン タワーズ
(32) 優先日	平成13年2月23日(2001.2.23)		イースト スイート 7 2 8
(33) 優先権主張国	欧州特許庁(EP)	(74) 代理人	100059959
			弁理士 中村 稔
		(74) 代理人	100067013
			弁理士 大塚 文昭
		(74) 代理人	100082005
			弁理士 熊倉 禎男
		(74) 代理人	100065189
			弁理士 穴戸 嘉一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧式ステアリングシステム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

油圧ピストンシリンダユニットで駆動されるステアリングギヤを備えた油圧式ステアリングシステムであって、

作業シリンダ(24)内で軸方向に変位されるピストン(23)を有し、該ピストン(23)は、前記作業シリンダを2つのシリンダチャンバ(25、26)に分割し、該各シリンダチャンバ(25、26)は、圧力供給ライン及び戻りラインの両方として役立つ別個の油圧ライン(10、11)に連結され、該油圧ライン(10、11)は両方とも、ステアリング動作によって作動されるサーボバルブ(5)に連結され、可変流れ抵抗をもたらす自動調整式絞り機構(12、13)が、少なくとも1つの油圧ライン(10、11)中に配置され、

前記自動調整式絞り機構(12、13)は、作動油が前記油圧ライン(10、11)を流れる流れ方向に対して垂直に前記油圧ライン(10、11)内に取り付けられたダイヤフラム(18)を有し、該ダイヤフラム(18)は、前記作動油が常時流れることができる中央ボア(20)と、該中央ボア(20)から半径方向外方に延びるが前記ダイヤフラム(18)の外縁までは延びない切断面(22)とを有し、

前記中央ボア(20)の内径は、前記作動油が前記サーボバルブ(5)から前記シリンダチャンバ(25、26)に流れる第1の流れ方向及び前記作動油が前記シリンダチャンバ(25、26)から前記サーボバルブ(5)に流れる第2の流れ方向のいずれの流れ方向においても、前記作動油の流量が低い場合には高い流れ抵抗が生じ、当該流量が高い場合には低い流れ抵抗が生じるように、変化し、

10

20

前記自動調整式絞り機構(12、13)は、前記第1の流れ方向及び前記第2の流れ方向において対称の流れ抵抗特性曲線を呈する、

油圧式ステアリングシステム。

【請求項2】

油圧ピストンシリンダユニットで駆動されるステアリングギヤを備えた油圧式ステアリングシステムであって、

作業シリンダ(24)内で軸方向に変位されるピストン(23)を有し、該ピストン(23)は、前記作業シリンダを2つのシリンダチャンバ(25、26)に分割し、該各シリンダチャンバ(25、26)は、圧力供給ライン及び戻りラインの両方として役立つ別個の油圧ライン(10、11)に連結され、該油圧ライン(10、11)は両方とも、ステアリング動作によって作動されるサーボバルブ(5)に連結され、可変流れ抵抗をもたらす自動調整式絞り機構(12、13)が、少なくとも1つの油圧ライン(10、11)中に配置され、

10

前記自動調整式絞り機構(12、13)は、作動油が前記油圧ライン(10、11)を流れる流れ方向に対して全体的に垂直に前記油圧ライン(10、11)内に取り付けられた円錐形ダイヤフラム(18)を有し、該円錐形ダイヤフラム(18)は、前記作動油が常時流れることができる中央ボア(20)と、該中央ボア(20)から半径方向外方に延びるが前記ダイヤフラム(18)の外縁までは延びない切断面(22)とを有し、前記円錐形ダイヤフラム(18)は、その円錐先端がシリンダチャンバ(25、26)に向けられるように、配置され、

前記中央ボア(20)の内径は、前記作動油が前記サーボバルブ(5)から前記シリンダチャンバ(25、26)に流れる第1の流れ方向においては、前記作動油の流量が低い場合には高い流れ抵抗が生じ、当該流量が高い場合には低い流れ抵抗が生じるように、変化し、

20

前記中央ボア(20)の内径は、前記作動油が前記シリンダチャンバ(25、26)から前記サーボバルブ(5)に流れる第2の流れ方向においては、前記作動油の流量が所定流量以下である場合には、変化せず、前記作動油の流量が前記所定流量を越えた場合には、前記円錐形ダイヤフラム(18)は、前記円錐先端が前記サーボバルブ(5)に向けられるように、変形され、

前記自動調整式絞り機構(12、13)は、前記第1の流れ方向及び前記第2の流れ方向において非対称の流れ抵抗特性曲線を呈する、

30

油圧式ステアリングシステム。

【請求項3】

前記切断面(22)が、前記ダイヤフラム(18)の平面に対して垂直でない、請求項1又は請求項2記載の油圧式ステアリングシステム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、油圧ピストンシリンダユニットによって駆動されるステアリングギヤを備えた油圧式ステアリングシステムに関する。

【0002】

40

【発明の背景】

長年にわたり油圧式ステアリングシステムが知られている。さらに、ステアリングギヤの顕著な円滑動作は、車の操縦性にプラスの影響を与えることは周知である。しかしながら、円滑に動作するステアリングギヤにより、ステアリングシステム全体は振動を受けやすくなり、この振動は、油圧によるステアリングアシストによって増幅されてしまうことがある。したがって、ステアリングシステムにおける振動を効果的に抑制するステアリングダンパを用いることが必要である。油圧式ステアリング用のスタビライザの一例が、米国特許第4,467,884号に示されている。

さらに、ムラのある又は不規則な圧力変化が油圧システム中に生じて圧力ピークがシステムの戻りラインに達すると、望ましくない騒音が油圧式ステアリングシステムに生じる場

50

合がある（「ウォーターラインノッキング（water line knocking）」）。これは例えば、運転中、ステアリングホイールに作用する擾乱（外乱）によって引き起こされる場合がある。この望ましくない騒音の抑制のために、油圧式ステアリングシステムでは流体力学的ダンピング要素（「絞り」又は「補償容積部（compensating volumes）」）が用いられる場合が多い。

【0003】

ドイツ国特許出願公開明細書D E 2 8 3 8 1 5 1 A 1は、ステアリングシステムの油圧によるサポートとしてもステアリングダンパとしても用いることができる油圧ピストンシリンダユニットを教示している。さらに、ドイツ国特許出願公開明細書D E 4 0 2 9 1 5 6 A 1は、ピストンシリンダユニットがステアリングダンパとしても役立つ油圧式ステアリングシステムの望ましくない振動又は不規則な圧力変化を抑制するため、シリンダサブチャンバに向かう供給方向においてのみ動作するダンピングバルブをピストンシリンダユニットのシリンダサブチャンバの油圧ライン中に組み込むと有利であることを開示している。

10

【0004】

さらに、最適なステアリング特性を達成するため、油圧式ステアリングシステムが速度の関数として働くのが有利である。大きな操舵角（ステアリング舵角）の変化は、車速が低い場合（例えば、操縦の際）に生じる場合が多く、この場合、油圧システム中の高い内部ダンピング性が不利に働く場合がある。かくして、油圧システム中の高い内部ダンピング性は、ピストンシリンダユニットのシリンダサブチャンバ内への油圧流体の最大流量を制限し、それにより、ピストンシリンダユニットの調整速度を制限する。もし運転手が早い調整運動を行おうとした場合、これにより、油圧式ステアリング装置が故障することになる。他方、車速が高い場合、制御力が非常に小さいのでステアリング動作の油圧によるサポートは不要であるばかりでなく、振動を受けやすいので運転上の安定性が低下する場合さえある。車速が高い場合、油圧式ステアリング装置の完全な作動停止又はステアリングダンパとして動作しているピストンシリンダユニットの少なくとも高いダンピング効果を発揮することが有利である。

20

【0005】

速度依存ステアリングシステムの一例が、ドイツ国特許出願公開明細書D E 2 8 3 8 1 5 1 A 1に開示されている。この開示内容によれば、車速が低い場合にステアリング支持手段として動作するに過ぎず、車速が高い場合にはステアリングダンパとして役立つに過ぎないピストンシリンダユニットから成るステアリングシステムが提案されている。このため、車速は、電子手段によって分析され、ピストンシリンダユニットは必要に応じて加圧されるに過ぎない。しかしながら、この装置は、多くの欠点を持っており、第1に、この装置では、車速を検出してこの情報の電氣的又は電子的評価を行う必要があり、第2に、空気圧制御のための電子制御動力式（パワーアシスト）装置が必要となる。両方の要因によりコストが増大すると共にステアリングシステムの複雑さが高くなるので、ステアリングシステムは問題又は故障を生じることになり、かかるステアリングシステムを小型の車に用いることは一層困難である。

30

【0006】

欧州特許出願公開明細書E P 1 0 1 3 5 3 5 A 1は、シリンダサブチャンバに向かう油圧供給ライン中に設けられた可変スロットバルブ又は絞り弁で動作し、流れ抵抗が油圧ポンプによって生じる圧力と油圧流体リザーバに向かう戻りライン中の圧力の圧力差により定まる油圧式ステアリングシステムを開示している。油圧ポンプは、車を駆動するエンジンと同期結合（lock-synchronize）される。油圧ポンプによって発生した圧力はエンジン速度の関数なので、油圧式ステアリングシステムの特徴曲線は、車速の関数である。しかしながら、必要とされる可変絞り弁は、機械的に高価であり、余分の油圧制御ラインを必要とし、これにより、特に既存の旧式の車ではレトロフィットが困難になる。さらに、エンジンと油圧ポンプの同期結合方式が全ての場合に利用可能であると決めてかかるわけにはいかず、特性曲線が車速の関数であるステアリングシステムの利点は、あらゆる車に

40

50

おいて得ることができるわけではない。

【0007】

最後に、ドイツ国特許発明明細書DE19651500C1は、油圧ステアリングシステムのダンピングバルブ構造を開示している。チェックバルブ及び絞りバルブが、一構成部品内に組み合わされ、それにより、絞りバルブの流れ抵抗が油圧流体の温度依存粘度に適合するようになっている。これは、絞りバルブによって提供されるバイパス経路の開度を温度の関数として変える温度感知式機械的設定要素を用いることにより得られる。しかしながら、絞りバルブのダンピング作用をそれぞれの運転状況に適合させることは、この発明開示明細書から想到することはできない。

【0008】

10

【発明の概要】

したがって、本発明の目的は、ダンピング特性が自動車の当面の運転状態に自動的に適合するようにピストンシリンダユニットがステアリングダンパとしても働く油圧式ステアリングシステムを提供することにある。本発明の別の目的は、絞り機構を安価に製造できると共に既存の油圧式ステアリングシステム中への一体化が容易になるように絞り機構を設計することにある。

【0009】

ステアリングシステムが、ステアリングギヤの運動を支援するピストンシリンダユニットを有する。ピストンシリンダユニットは、ピストンを有し、ピストンは、作業シリンダ内で軸方向に変位し、このシリンダを2つのシリンダチャンバに分割する。各シリンダチャンバは、圧力供給ラインとしても戻りラインとしても役立つ別個の油圧ラインに連結されている。油圧ラインは両方とも、ステアリング動作により作動されるサーボバルブにも連結されている。

20

【0010】

本発明の別の特徴では、少なくとも1つの流れ方向に可変流れ抵抗をもたらす自動調整式絞り機構が、少なくとも1つの油圧ライン中に配置される。絞り機構を通る作動油の流れは、この流れ方向における自動調整式絞り機構の流れ抵抗を定める。絞り機構を通る作動油の流量が低い場合、高い流れ抵抗が生じ、これにより、油圧システム中の振動及び不規則な圧力変化の効果的なダンピングが得られる。

【0011】

30

運転手が高い車速で僅かな運転角度の補正を行おうとしたときにのみ、作動油の低い流量が生じることになる。その結果、車速が高い場合には、ステアリングシステムの油圧によるサポートは低く、これにより、車の操縦性、特に、その運転安定性にプラスの効果が生じることになる。さらに、車の車輪に働く擾乱（外乱）により、その結果、ステアリングギヤの運動が生じることになり、ピストンシリンダユニットがステアリングダンパとして働く動作は、特に、ステアリングコラムを作動させなかった場合に減衰することになる。かかる擾乱は場合によっては車輪の不均衡から生じる場合があり、この擾乱は、特に車速が高い場合にはマイナスの効果をもたらすことがある。ステアリングギヤの有効なダンピングが行わなければ、この不均衡は運転手にとって不快な「ノッキング」の形態でステアリングコラムに伝わることになる。ピストンシリンダユニットがステアリングダンパとして働けば、ほんの取るに足りないほどのピストンの補償動作が作業シリンダ内で生じ、かかる補償動作には、ほんの僅かな流量の作動油がシリンダチャンバ内に流入する事態又はシリンダチャンバから流入する事態が伴う。

40

【0012】

自動調整式絞り機構を通る作動油の流量が多い場合、これに対して僅かな流れ抵抗が生じ、したがって運転手のステアリング動作について効果的な油圧によるサポートが生じるようになる。運転手が最低速で操縦をする場合、高い流量が生じるようになる。そうする際、運転手は、最短時間で最も大きな操舵角（ステアリング舵角）の変化を行う。ステアリング動作を支援する油圧システム内における内部ダンピングが強すぎる場合、シリンダチャンバ内へ供給される作動油流量は適当レベルに足りず、ピストンシリンダユニットが

50

ステアリングギヤに及ぼす支持力が著しく低下するようになる。この場合、運転手は、自分のステアリング動作に大きな力を用いなければならず、それにより、乗り心地にマイナスの影響が生じる。本発明によれば、絞り機構は、上述の条件下では絞り機構により低い流れ抵抗が生じるように設計されている。これにより、ステアリング動作が大きい場合でも十分な油圧によるサポートが利用できるようになる。

【0013】

上述の特性曲線を持つ絞り機構の流体力学的ダンピングが、絞り機構を通る作動油の流れに応動しないで、サーボバルブと絞り機構との間の油圧ライン中の圧力変化の速度又は絞り機構の前又は後ろで生じる動的圧力差の大きさにそれ自体適合する場合、絞り機構を作動させる類似のモードが生じる。

10

【0014】

別の実施形態では、絞り機構は、流路を1つだけ定める。これにより、公知の多数の流路を持つダンピングバルブと比較して、絞り機構の構造的及び生産工学的コストが大幅に減少する。

【0015】

特定の利点は、絞り機構を適当に設計することにより、流れ方向Rに絞り機構を通る流れの抵抗は、作動油の流量に応じて連続的に変化する場合に結果的に生じる。油圧式ステアリングシステムの特性は、油圧システムの内部ダンピングの連続変化により、特に、ステアリングダンパとして働くピストンシリンダユニットによって運転上の要件に連続的に適合し、この場合、運転手は、動揺を覚えるステアリング特性の急激な変化を感じることはない。

20

【0016】

別の利点は、自動調整式絞り機構が、作動油の流れ方向、即ち「遮断方向 (blocked direction)」及び「貫流方向 (flow-through direction)」に対して非対称の流れ抵抗特性曲線を呈する場合に結果として得られる。この種の自動調整式絞り機構両方の油圧ライン中に配置すると特に有利である。シリンダチャンバの圧力取入れ口に対して、絞り機構は各々有利には、貫流方向に配置される。かかる取付け構造により、特定のシリンダチャンバを迅速に満たすことができ、これによりステアリング動作を支援する力がステアリングホイールに加わるようになり、したがってステアリング動作が急激であっても十分な油圧によるサポートが得られるようになる。ステアリングダンパに必要な高いダンピングが、逆の流れ方向に生じる。

30

【0017】

遮断方向において基本的に作動油の流れとは無関係な高い流れ抵抗をもたらす自動調整式絞り機構を、換言すると、高い内部ダンピングを実現する絞り機構を、補助快適性及び安全性特徴として用いることができる。この遮断方向における流れ抵抗が作動油の流量とは無関係に閾値に達するまで本質的に一定のままであることが特に有利である。しかしながら、最大流量を越えると、絞り機構は、「オープン (open)」して「安全状態 (safety state)」になり、即ち、その流れ抵抗は有利には、ジャンプするように、即ち急激に低い値に下がって油圧システムの十分な支持作用を発揮するようになる。

【0018】

油圧式ステアリングシステムの特に簡単な実施形態では、自動調整式絞り機構は、流れ方向Rにおいて、流れ抵抗が低い場合に少なくとも1つの貫流状態、流れ抵抗が高い場合に1つのダンピング状態をとる。かくして、絞り機構のこれら2つの状態により、本発明のステアリングシステムの基本的な機能を実現することができ、即ち、速度が高い場合に高い内部ダンピング及びステアリング動作が強い場合に低い内部ダンピングを発揮することができる。

40

【0019】

例示として詳細に説明する実施形態は又、絞り機構を製造し、これを具体的に構成する上で、コスト面での顕著な利点を別途もたらす。かかる絞り機構は、少ない部品から成り、製造が安価であり、しかも、大規模な設計変更を行う必要なく安上がりにこれらを既存

50

の油圧式ステアリングシステムの設計に組み込むことができるよう設計できる。特に、これにより、旧式の車両に簡単且つ安価にレトロフィットする有利な可能性への道が開かれる。

【0020】

本発明の上記目的、特徴及び利点並びに他の目的、特徴及び利点は、添付の図面と関連して本発明の最適実施形態に関する以下の詳細な説明を読むと、当業者には容易に理解されよう。

【0021】

【実施形態の詳細な説明】

油圧式ステアリングシステムの設計が、図1に概略的に示されている。ステアリングコラム3は、ステアリングホイール（操舵ハンドル）2に加えた運転手のステアリング（操舵）動作をピニオン16に伝える。ピニオン16は、ステアリングラック14に設計して形成された歯に係合する。ステアリングホイール2の回転により、その結果として、ステアリングラック14の並進運動が生じる。タイロッド15が、この並進運動を車両の車輪1に伝える。この運動により、車両の長手方向軸線に対する車輪1のアプローチアングルが変化する。

【0022】

作業シリンダ24内で動き、シリンダ24を2つのシリンダチャンバ25、26に分割するピストン23を有するピストンシリンダユニットが設けられている。ピストン23は、タイロッド15の並進運動を油圧の作用で支援する。油圧ライン10、11は、作動油でシリンダチャンバ25、26の両方を加圧することができる。油圧ライン10、11は、サーボバルブ5に連結されており、このサーボバルブの設定は、操舵角（ステアリング舵角）センサ4の影響を受ける。操舵角センサ4は、ステアリングコラム3に設けられていて、運転手のステアリング動作を検出する。油圧ライン9が、サーボバルブ5の一方の側をパワーステアリングポンプ7に連結しており、このパワーステアリングポンプ7は、蓄積された作動油を戻りリザーバ6内に送り込む。サーボバルブ5の機能は、当該技術分野で周知であり、詳細には説明しない。加圧作動油を集める圧力アキュムレータリザーバ（ここでは図示せず）もまた、パワーステアリングポンプ7とサーボバルブ5との間に配置するのがよい。油圧ライン8は、サーボバルブ5の他方の側をリターンリザーバ6に連結している。

【0023】

運転手がステアリングホイール1を舵取りすると、サーボバルブ5は、一度にシリンダチャンバ25、26の一方（例えば、25）を油圧ライン9に連結すると共にシリンダチャンバ25、26の他方（例えば、26）を油圧ライン8に連結し、加圧状態の作動油の流れが、シリンダチャンバ26からシリンダチャンバ25内へ流れるようになる。この結果、力がステアリングラック14に加わることになり、このステアリングラックは、シリンダチャンバ25からシリンダチャンバ26に向かう方向に動作し、ステアリングホイール1の運動を支援する。サーボバルブ5の流れ断面は、ステアリングコラム3の回転速度の関数であり、素早いステアリング動作が行われた場合、作動油の多量の流れが、シリンダチャンバ25に入り、又はシリンダチャンバ26から出るようになる。

【0024】

引き続き図1を参照すると、絞り機構12、13は、油圧ライン10、11中に配置され、凸凹の車道又はレーン、或いは不均衡状態に起因する擾乱が運転中に車輪1に作用するようになる。絞り機構12を1つだけ用いても原理的には十分であるが、油圧ライン10、11の各々に少なくとも1つの絞り機構を用いると良好な結果を達成することができる。

【0025】

特に図2を参照すると、絞り機構12、13の第1の実施形態が示されている。自動調整式絞り機構12、13は、作動油に耐性があり、油圧ライン10、11中の流れ方向に垂直に配置された円形ダイヤフラム18で作られている。ダイヤフラム18は、その外周

10

20

30

40

50

部が円形マウント 17 中に締結されている。中央領域 19 内では、ダイヤフラム 18 は又、数個のセグメント 21 に分割されており、これらセグメントは、共通中心 Z の周りにぐると配置されている。図 3 に示すように、垂直方向に延びるカット又は切断面 22 が、円形ダイヤフラム 18 を 4 つのセグメント 21 に切断している。切断面 22 は、ダイヤフラムの外周部までは延びず、したがって、ダイヤフラムは一体物として互いに接合された状態のままである。ダイヤフラム 18 内に設けられた中央ボア又は孔 20 の長手方向軸線は、中心 Z を通って延び、それにより、長手方向軸線は流れ方向に差し向けられている。

【0026】

ダイヤフラムは好ましくは、作動油に強く、しかも作動中に生じる温度差に強い天然又は合成ゴム、例えば、NDR（ネオプレンブタジエンゴム）、HNBR、又はポリスチレンブタジエンコポリマーから成る。特に、自動車業界において油圧システムの密封材料として用いられるエラストマー材料のうち多くを用いることができる。さらに、ダイヤフラム 18 について永続的に弾力のある金属材料を用いると有利な場合がある。マウント 17 は例えば、アルミニウムのような金属、又は同様に作動油に対して耐性があり、温度勾配又は温度差に強いプラスチック、例えば熱硬化性プラスチックから成る。

【0027】

中央孔 20 は、絞り機構 12, 13 を通る作動油の流れが無くなっても、有限の流れ抵抗が生じるようにする。また、これにより、サーボバルブ 5 はシリンダチャンバ 25, 26 を完全には遮断しないようになる。これにより特に、ステアリングダンパそのものとしてピストンシリンダユニットにプラスの効果が生じる。しかしながら、中央孔 20 は、絶対必要であるというわけではない。

【0028】

特に図 3 を参照すると、絞り機構の第 1 の実施形態の図 2 の A-A 線矢視断面図が示されている。ダイヤフラム 18 は、ディスク（円板）状に設計されている。マウントの代表的な寸法は、外径が約 10 mm、薄い幅方向寸法又は内径が 8 mm である。NBR から成るダイヤフラム 18 は、ダイヤフラム 18 に用いられる材料の可撓性に依じて、厚さが数 mm、好ましくは 1 ~ 2 mm である。中央孔 20 の直径は代表的には、結果的に 1 mm 未満となる。中央孔 20 の直径は、図示の休み状態では絞り機構を通る流れ経路の内径 ID を定める。セグメント 21 に分割されたダイヤフラム 18 の中央領域 19 の直径は、数 mm、好ましくは約 5 mm に等しい。ダイヤフラム 18 を 5 以上又は 3 以下のセグメント 21 に分割することは当然のことながら可能であり、用途に応じて有利な場合がある。

【0029】

絞り機構 12, 13 を通る作動油の流れ及びこれに関連して絞り機構 12, 13 を通る流路の内径 ID が大きくなることに起因するダイヤフラム 18 の変形状態が、図 4 に示されている。作動油が矢印で示された方向 R に流れると、ダイヤフラム 18 はそれ自体そのセグメント状中央領域 19 内で弾性変形し、絞り機構 12, 13 を通る流れの経路の内径 ID が大きくなるようになる。加うるに、作動油の流れが隣り合うセグメント 21 を通って生じる場合がある。作動油の流れが指示方向 R に増大すると、内径 ID の拡張の度合いが増すことになる。流れが再び少なくなると、ダイヤフラム 18 は弛緩してその初期状態に戻るようになる。

【0030】

ダイヤフラム 18 は、図示の例では大まかには対称に作られていて、絞り機構 12, 13 の流れ抵抗について同程度の特性曲線が 2 つの考えられる流れ方向に存在するようになる。

【0031】

図 5 は、絞り機構の第 2 の実施形態を図 2 の A-A 線矢視断面で示している。基本的な幾何学的形状及び全ての寸法は、第 1 の実施形態のものと同等である。しかしながら、ダイヤフラム 18 は、その 2 つの円形表面に設けられていて、セグメント 21 の共通中心 Z と一致するこれらの中心に向かってダイヤフラムの厚さを減少させる円錐形の凹みを備えている。このことから、結果的に、セグメント 21 の厚さは中心 Z から外方に着実に増大

10

20

30

40

50

し、それにより、絞り機構 12, 13 を通る流路の内径 ID は、作動油の流れが多い場合よりも少ない場合の方が一層大きく増大する。絞り機構 12, 13 の流体力学的ダンピング作用は主として、それ自体内径 ID の 2 次関数である流路の断面によって定まるので、基本的に流れの変化に比例するダンピング作用の変化を達成することができる。

【0032】

図 6 は、絞り機構の図 3 の実施形態を図 2 の A-A 線断面で示している。ダイヤフラム 18 は、この場合、ディスク状に設計されていないが、円錐のエンベロープ又は包絡線の形状を示しており、この場合、円錐の先端は、流れ方向に差し向けられた線上に位置し、中心 Z を有し、即ち、円錐の軸線は、油圧ライン 10, 11 中の流れ方向と同一直線をなして整列する。上記の例に類似して、マウント 17 の平面に垂直に延びる切断面 22 は、ダイヤフラム 18 を 4 つのセグメント 21 に分割している。さらに、エンベロープの肉厚は、円錐の先端に向かって減少し、それにより、第 2 の例のダンピング特性と同等なダンピング特性が達成されている。

10

【0033】

ダイヤフラム 18 を円錐形に設計することにより、作動油の流れ方向に関して絞り機構 12, 13 の非対称ダンピング作用が達成される。図 6 に矢印で示す流れ方向における絞り機構 12, 13 の流れ抵抗—流量特性曲線は基本的に、第 2 の実施形態のものと一致している。しかしながら、逆の流れ方向における絞り機構を通る流れの増大によっては、流路の内径 ID の拡大は生じない。というのは、セグメント 21 は、これらが相互に支持し合うために「曲がって離れる」ことができないからである。内径 ID は事実上、最大流量まで一定のままであり、即ち、絞り機構 12, 13 は、基本的に流量とは無関係の高い流れ抵抗を示し、その大きさは実際には、中央孔 20 の直径によってのみ定まる。しかしながら、最大流量を越えると、セグメントが弾性変形して流路を開放するような強い力がセグメント 21 に働くようになる。かかる状況で生じる可逆的「安全状態」により、流れダンピング性が低い場合に作動油の多量の流れが可能になる。

20

【0034】

したがって、第 3 の実施形態は、自動調整式絞り機構を構成し、この自動調整式絞り機構は、作動油が増大すると連続的に低下する流れ抵抗を「貫流方向」と呼ばれる第 1 の流れ方向にもたらし、即ち、「貫流状態」がこの場合に生じる。逆の流れ方向では、自動調整式絞り機構は、流れ抵抗が準一定的に高い「遮断状態」を呈する。絞り機構 12, 13 は、最大流量を越えると、流れ抵抗の小さな「安全状態」に切り替わる。この場合は、単一の流路及び最も簡単な機械的設計ですべての機能を実現する。

30

【0035】

図 6 で示す絞り機構 12, 13 は、2 本の油圧ライン 10, 11 に組み込まれており、それにより、供給方向においては、これら絞り機構は、これらの対応関係にあるシリンダチャンバ 25, 26 への貫流方向に差し向けられる。これにより、供給ライン中の流れ抵抗が低くなり、しかも、ピストンシリンダユニットについての高い調整速度が可能になる。さらに、作動油の流量が多い場合、調整流れ断面／流れ抵抗を制限するセグメント 21 の機械的支持体が有利な場合がある。ケージが、マウント 17 に連結されており、撓みが最大のセグメント 21 のための支承面を形成し、この場合、流路の内径 ID のそれ以上の拡大を機械的に阻止する。

40

【0036】

図 7 は、切断面 22 の変形実施形態を示している。この場合、切断面 22 は、作動油の流量が多い場合に流路の内径 ID の時期尚早な拡張に対する高い抵抗をダイヤフラム 18 に与える。図示のように、切断面 22 は、ダイヤフラムの平面に垂直ではなく、ダイヤフラムの平面に対して角度をなして中心 Z を完全に通って延びている。この角度は好ましくは、 30° ～ 60° である。これにより、セグメント 21 が流れ方向において互いに支持し合い、セグメント 21 が時期尚早に又はあまりにたやすく「曲がって開く」のを阻止するようになる。図 8 は、図 7 の B-B 線に沿って切断面を示している。

【0037】

50

図示のような絞り機構は、絞り機構 12, 13 のうち一方が故障しても、油圧システムが働かないということがないという点で有利である。ダイヤフラム 18 が損傷してその平衡状態でもはや弛緩することができなくても、この結果、ステアリングシステムの内部ダンピング性の減少の度合いは取るに足りないほど僅かであるに過ぎない。ステアリングシステムの内部ダンピング性の減少は大体において、車両の運転条件とは無関係であり、運転上の安全性に悪影響を及ぼさないであろう。

【0038】

さらに、図 2～図 8 に示す絞り機構 12, 13 は、温度補償式であり、即ち、油圧流体の温度依存粘度は、これらの流れ抵抗の適合性を同時決定する。液体の粘度が高い場合、流れ方向に垂直に差し向けられたスクリーンには大きな力が加わることになる。図 2～図 8 に示す本発明の絞り機構 12, 13 のセグメント状ダイヤフラム 18 の場合、これらの力により内径 ID の拡大度が一層強くなり、それにより、油圧流体の粘度が低い場合（即ち、温度が高い場合）よりも、油圧流体の粘度が高い場合（即ち、温度が低い場合）の方が流れ抵抗の減少の度合いは大きくなる。この結果、温度の高い場合よりも温度の低い場合の方がダンピング作用は小さくなる。絞り機構 12, 13 を油圧ライン 9 中にも設けると、望ましくない圧力バーストを抑えることができる。これにより、騒音の発生と関連した公知の「ウォーターライン」効果が抑制されることになる。

【0039】

図 2～図 8 に示す実施形態に加えて、上記の流れ抵抗－流量特性曲線を示す絞り機構の多くの他の実施形態を想到できる。例えば、ボールが機構の中心内に設けられた円形スクリーンを利用する絞り機構が想到できる。このボールは好ましくは、流れ方向及び流れ方向とは逆の復帰力に抗してばね押しされ、油圧流体の流れによりその休み状態から偏向される。スクリーンの中央孔は、方向転換の状態に応じて塞がれ、それにより、スクリーンを通る流れ断面が変化する。

【0040】

さらに、本発明のステアリングシステムでは、所要の特性を備えた 1 又は 2 だけでなくそれ以上の追加の絞り機構 12, 13 を使用することができる。所要の油圧ダンピング特性を得るために、1 つの油圧ライン 10 又は 11 に数個の絞り機構 12, 13 を利用することが非常に動きやすいステアリングギヤにとって有利な場合がある。

【0041】

本発明の有利な実施形態を詳細に説明したが、当業者であれば、特許請求の範囲に記載された本発明を実施する種々の変形例を想到できよう。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 油圧式ステアリングシステムの略図である。

【図 2】 本発明の絞り機構の第 1 の実施形態を示す図である。

【図 3】 絞り機構に関する図 2 の A－A 線矢視断面図である。

【図 4】 流体の流れ抵抗を作動油によって減少させる絞り機構の断面図である。

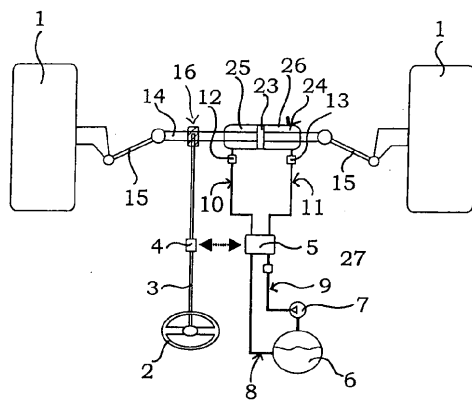
【図 5】 絞り機構の第 2 の実施形態に関する図 2 の A－A 線矢視断面図である。

【図 6】 絞り機構の第 3 の実施形態に関する図 2 の A－A 線矢視断面図である。

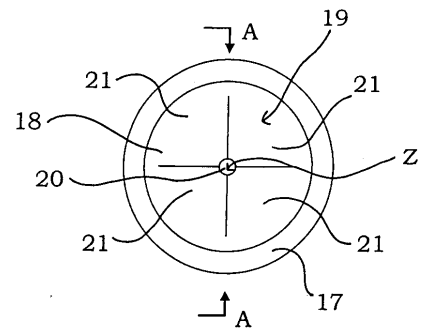
【図 7】 ダイヤフラムセグメントが休止状態にある絞り機構の第 4 の実施形態の略図である。

【図 8】 図 7 に示す絞り機構に関する B－B 線矢視断面図である。

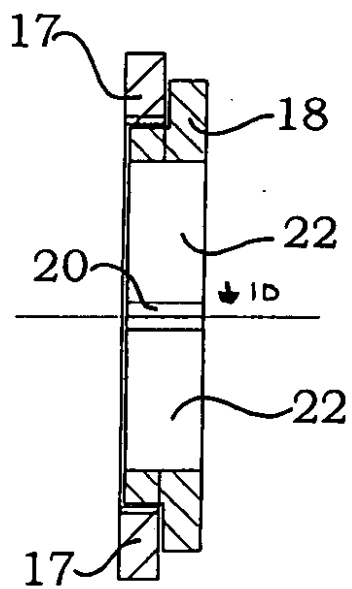
【図 1】



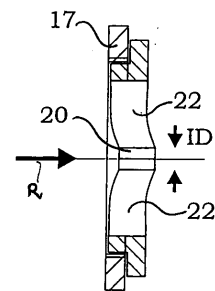
【図 2】



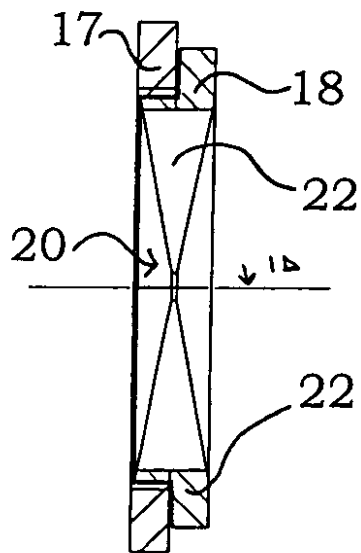
【図 3】



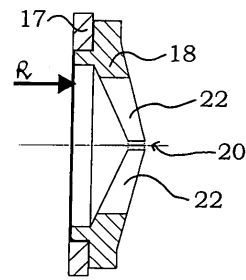
【図 4】



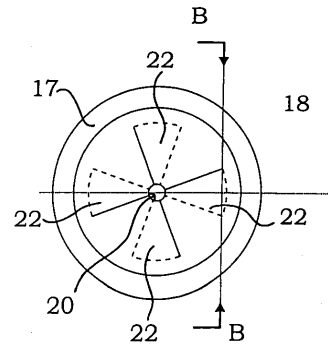
【図 5】



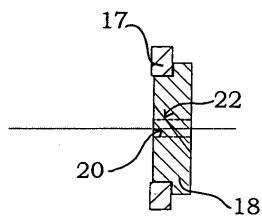
【図 6】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

- (74)代理人 100096194
弁理士 竹内 英人
- (74)代理人 100074228
弁理士 今城 俊夫
- (74)代理人 100084009
弁理士 小川 信夫
- (74)代理人 100082821
弁理士 村社 厚夫
- (74)代理人 100086771
弁理士 西島 孝喜
- (74)代理人 100084663
弁理士 箱田 篤
- (72)発明者 アルミン シムクツィック
アメリカ合衆国 ミシガン州 48170 プリモス エッジウッド サークル 15591
- (72)発明者 ディック ジッケルト
ドイツ連邦共和国 50321 ブリュール フロンホッフヴェッヒ 27

審査官 森林 宏和

- (56)参考文献 特開平11-351447 (JP, A)
特開2000-072011 (JP, A)
特開2000-168595 (JP, A)
実開昭61-176065 (JP, U)
実開平05-034082 (JP, U)
国際公開第97/045654 (WO, A1)
国際公開第00/017539 (WO, A1)
実開平06-040536 (JP, U)
国際公開第00/077429 (WO, A1)
特開平08-58609 (JP, A)
特開2001-163234 (JP, A)
特開平10-147250 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

B62D 5/00 - 5/32

F16K 15/00 - 15/20