(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2015-200412
(P2015-200412A)
(43)公開日　平成27年11月12日(2015.11.12)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F15B 11/02	(2006.01)	F15B	11/02	C	3H070
F04B 49/12	(2006.01)	F04B	49/12		3H089
F04B 49/22	(2006.01)	F04B	49/22		3H145
F04B 1/32	(2006.01)	F04B	1/32		

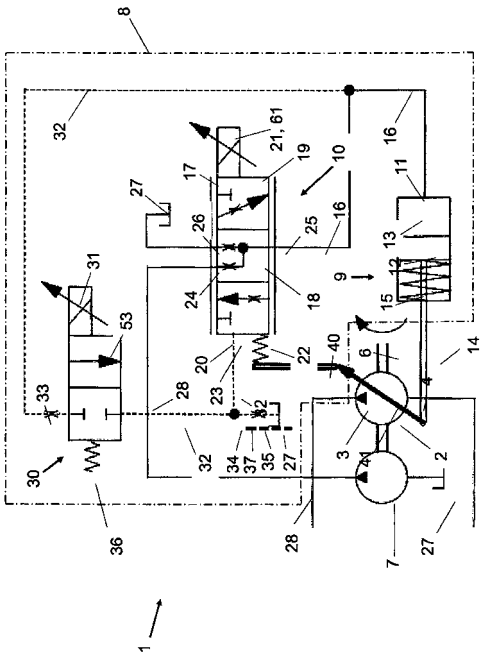
審査請求 未請求　請求項の数 17　ＯＬ　（全 24 頁）

(21)出願番号　特願2015-75662(P2015-75662)
(22)出願日　平成27年4月2日(2015.4.2)
(31)優先権主張番号　10 2014 206 460.0
(32)優先日　平成26年4月3日(2014.4.3)
(33)優先権主張国　ドイツ(DE)

(71)出願人　513033696
ダンフォス　パワー　ソリューションズ　ゲーエムベーハー　ウント　コンパニ　オーハーゲー
Ｄａｎｆｏｓｓ　Ｐｏｗｅｒ　Ｓｏｌｕｔｉｏｎｓ　ＧｍｂＨ&Ｃｏ．ＯＨＧ
ドイツ連邦共和国・２４５３９・ノイミュンスター・クロカンプ・３５
(74)代理人　100064621
弁理士　山川　政樹
(74)代理人　100098394
弁理士　山川　茂樹
(72)発明者　ラインハルト・トムス
ドイツ連邦共和国・２４３６１・ホルツブンゲ・ミューレンヴェーク・５
最終頁に続く

(54)【発明の名称】切り替え可能な流体静力学的調整デバイス

(57)【要約】　（修正有）
【課題】駆動装置の非負荷適応性応答と負荷適応性応答との間で変化できる流体静力学的調整デバイスを提供する。
【解決手段】液圧機械１の掃引容積は、サーボ調整ユニット９によって調整し、サーボ調整ユニットは、加圧された作動流体のための流入口と、サーボ調整ユニットへの接続ラインのためのサーボコネクタと、作動流体回収領域への流出口とを有する制御シリンダ１７を有する、制御ユニット１０を有する。制御シリンダ内には制御ピストン１８が配設され、制御ピストンは、制御ピストンアクチュエータ２１を用いて変位させることができ、また制御縁部を有する。制御シリンダ内に構成された制御縁部との相互作用により、流入口又は流出口を接続ラインに交互に液圧的に接続でき、接続ライン内にかかる圧力を、制御ライン３２を介して、制御ピストンの少なくとも１つの端部側１９、２０に液圧的に戻す。制御ラインは、負荷応答弁３０を用いて開閉できる。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
液圧機械（１）の流体静力学的調整デバイス（８）であって、
前記液圧機械（１）の掃引容積は、サーボ調整ユニット（９）によって調整でき、
前記サーボ調整ユニット（９）は、
加圧された作動流体のための少なくとも１つの流入口（２４）と、前記サーボ調整ユニット（９）への接続ライン（１６）のための少なくとも１つのサーボコネクタ（２５）と、作動流体回収領域（２７）への少なくとも１つの流出口（２６）とを有する制御シリンダ（１７）を有する、制御ユニット（１０）を有し、
制御ピストン（１８）は、制御シリンダ（１７）内に配設され、
前記制御ピストン（１８）は、少なくとも１つの制御ピストンアクチュエータ（２１）を用いて変位させることができ、また前記制御ピストン（１８）は制御縁部（３９）を有し、
前記制御ピストン（１８）が前記制御縁部（３９）を有する結果として、前記制御シリンダ（１７）内に構成された制御縁部（３８）と相互作用して、前記流入口（２４）又は前記流出口（２６）を前記接続ライン（１６）に交互に液圧的に接続でき、
前記接続ライン（１６）内にかかる圧力は、制御ライン（３２）を介して、前記制御ピストン（１８）の少なくとも１つの端部側（１９、２０）に液圧的に戻すことができる、流体静力学的調整デバイス（８）において、
前記制御ライン（３２）は、負荷応答弁（３０）を用いて開閉できることを特徴とする、流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項２】
前記負荷応答弁（３０）は、空気力学的に、液圧的に、電気的に又は機械的に作動させることができることを特徴とする、請求項１に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項３】
前記負荷応答弁（３０）は、可変様式で切り替え位置へと移動させることができ、
前記切り替え位置では、前記制御ライン（３２）内の作動液のための通路は部分的にしか開いていない
ことを特徴とする、請求項１又は２に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項４】
前記制御ライン（３２）及び前記負荷応答弁（３０）は、前記制御ユニット（１０）内、特に前記制御ピストン（１８）内に組み込まれることを特徴とする、請求項１～３のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項５】
前記負荷応答弁（３０）を作動させるために、前記少なくとも１つの制御ピストンアクチュエータ（２１）は、前記負荷応答弁（３０）の摺動体（５３）に作用し、
前記摺動体（５３）は、前記制御ピストン（１８）内に配設され、
前記制御ピストンアクチュエータ（２１）は、起動時に、前記制御ピストン（１８）を移動させる前にまず前記負荷応答弁（３０）を切り替える
ことを特徴とする、請求項１～４のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項６】
前記制御ライン（３２）内の、前記負荷応答弁（３０）の上流又は下流に、前記制御ライン（３２）からの分岐（３４）が設けられ、
排出ライン（３７）は、前記分岐（３４）から前記液圧機械（１）の前記作動流体回収領域（２７）へとつながり、
背圧オリフィスプレート（３５）は、前記排出ライン（３７）内に配設される
ことを特徴とする、請求項１～５のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項７】

絞り弁（３３）は、前記制御ライン（３２）内に配設されることを特徴とする、請求項６に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項８】
前記背圧オリフィスプレート（３５）及び／又は前記絞り弁（３３）は、非温度依存性であることを特徴とする、請求項６又は７に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項９】
前記背圧オリフィスプレート（３５）及び／又は前記絞り弁（３３）は、前記負荷応答弁（３０）に組み込まれることを特徴とする、請求項６～８のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１０】
前記背圧オリフィスプレート（３５）及び前記圧力低減用オリフィスプレート（３３）は、交換可能である、及び／又は調整可能であることを特徴とする、請求項６～９のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１１】
前記サーボ調整ユニット（９）は２つのサーボチャンバ（１３）を有し、
各前記サーボチャンバ（１３）はそれぞれ、関連する１つの前記制御ライン（３２）と共に１つの前記接続ライン（１６）に割り当てられ、
前記制御ライン（３２）はそれぞれ、前記制御ピストン（１８）の対向する前記端部側（１９、２０）につながる
ことを特徴とする、請求項１～１０のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１２】
前記制御ピストン（１８）の各前記端部側（１９、２０）は、１つの前記制御ピストンアクチュエータ（２１）に割り当てられ、
各前記制御ライン（３２）は、他方の前記制御ライン（３２）とは独立して、各前記制御ライン（３２）それぞれの側に配設された前記制御ピストンアクチュエータ（２１）によって少なくとも部分的に開閉できる
ことを特徴とする、請求項１１に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１３】
前記制御ピストン（１８）の前記制御縁部（３９）は、前記制御シリンダ（１７）内における前記制御ピストン（１８）の中立位置において、前記制御シリンダ（１７）の前記制御縁部（３８）と正又は負のオーバラップを呈することを特徴とする、請求項１～１２のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１４】
前記制御ユニット（１０）は、前記液圧機械（１）の調整要素（４１）及び前記制御ピストン（１８）に連結された位置復帰デバイス（４０）であり、前記液圧機械（１）の所望の偏向が達成された後、前記制御ピストン（１８）を前記中立位置へと移動させることを特徴とする、請求項１～１３のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１５】
前記サーボ調整ユニット（９）の前記位置復帰デバイス（４０）の力のレベルは可変であることを特徴とする、請求項１３に記載の流体静力学的調整デバイス（８）。
【請求項１６】
請求項１～１５のいずれか１項に記載の流体静力学的調整デバイス（８）を有する液圧機械（１）であって、
前記液圧機械（１）は、開放状態又は閉鎖状態の液圧回路において動作できることを特徴とする、液圧機械（１）。
【請求項１７】
液圧的調整デバイス（８）のための一体化された負荷応答弁（３０）を有する制御ピストン（１８）であって、

前記制御ピストン（１８）は、前記制御ピストン（１８）の第１の端部に前記制御ピストン（１８）の軸方向に配設された非貫通穿孔（５１）を有し、
前記非貫通穿孔（５１）の底部（５７）は、更なる穿孔（５２）と、前記非貫通穿孔（５１）と連通する径方向ダクト（５８）とを有し、
摺動体（５３）は前記非貫通穿孔（５１）内に配設され、
前記摺動体（５３）は、軸方向の長手方向穿孔（５４）と、前記長手方向穿孔（５４）と連通する径方向の横断穿孔（５４）とを有し、
前記摺動体（５３）は、弁ばね（３６）によって前記底部（５７）に対して予備応力を印加されるよう、及び前記摺動体（５３）が前記底部（５７）の方向に負荷を印加されていない場合に、前記径方向穿孔（５５）と前記径方向ダクト（５８）との間に連通が得られるように軸方向に変位できるよう、配設され、
前記連通は、前記底部（５７）の方向への前記摺動体（５３）の軸方向変位によって開閉できる、制御ピストン（１８）。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、請求項１の前提部分による、掃引容積を調整できる液圧機械の流体静力学的調整デバイスに関し、特に、サーボ調整ユニット及びサーボ調整ユニットに機械的に接続された調整要素（例えば回転斜板又は斜軸）を介して設定された送達容積又は排出量を有することができる液圧機械に関する。ここで本発明のコンセプトは、制御摺動体を用いて制御可能なサーボ調整手段を備えた全ての種類の液圧機械を含む。本発明は好ましくは、液圧機械の調整を行った後で制御摺動体又は制御ピストンをゼロ位置へと復帰させる流体静力学的復帰手段を備えた液圧機械のための、流体静力学的調整デバイスに関する。

【背景技術】

【０００２】

例えば、閉鎖又は開放作動流体回路を有する流体静力学的推進駆動装置では、液圧ポンプ及び液圧モータが使用され、これらは通常、流体機械の電力出力又は電力消費を設定するためにサーボ調整手段を制御している。多くの場合、例えば回転斜板又は斜軸である調整要素の位置又は旋回はサーボ調整デバイスによって制御され、液圧機械の送達容積はこのようにして設定される。これは好ましくは、アクチュエータへの入力信号に比例して実施され、この入力信号は例えばレバーの運動の結果としての機械力信号であってよく、又は例えば比例磁石への電流の結果としての、電気的に生成された力の信号であってよい。液圧機械の事前に選択した送達量／排出量が達成されると、例えば特許文献１に記載の機械的位置復帰手段であってよい位置復帰デバイスにより、アクチュエータによって偏向された制御ピストンは開始位置に戻るように移動し、この開始位置は好ましくは中立位置である。同時に、入力信号と調整要素の実際の位置との間の較正がこのようにして実現され、制御装置とサーボ調整手段の調整要素との間の調節回路が閉鎖される。制御ピストンの開始位置では、位置復帰装置の復帰力はアクチュエータの力と平衡状態となる。

【０００３】

例えば２つの送達方向を有する液圧送達デバイスの送達流の無限可変調整のための一般的な種類のデバイスを形成する流体静力学的調整デバイスが、例えば特許文献２に記載されており、上記デバイスは請求項１の前提部分を形成する。制御ピストンをセンタリングするための公知の調整デバイスは、加圧された作動流体のための２つの流入口と、サーボ調整ユニットにラインを接続するための２つのサーボコネクタと、作動流体回収領域への少なくとも１つの流出口とを備える制御シリンダを備える制御ユニットを有する。制御ピストンは制御シリンダ内に配設され、この制御ピストンは、それぞれ１つの電磁石を用いて変位させることができ、上記電磁石はアクチュエータとして機能して制御ピストンの端面に作用する。制御ピストンの多数の制御縁部と、制御シリンダ内に構成された制御縁部との間の相互作用によって、上記２つの流入口又はタンクへの上記流出口を、サーボ調整ユニットへの接続ラインに交互に液圧的に接続でき、その結果、サーボ調整ユニットのサ

ーボシリンダ内のサーボ圧力を、液圧機械の性能要件に適合させることができる。サーボピストンに機械的に連結された調整要素によって、液圧機械の送達容積が設定される。事前に選択した送達出力が達成されると、制御摺動体又は制御ピストンは機械的位置復帰手段を介して、弾性予備応力によって開始位置、好ましくは中立位置に復帰する。同時に、サーボ調整ユニットへの接続ライン内にかかっているサーボ圧力は、制御ピストンの２つの端部側への２つのバイパスラインのうちの１つを介して、低減されたレベルに液圧によって復帰する。ここで、それ自体が密閉されているサーボシリンダのサーボチャンバ内にかかっている圧力レベルは、制御ピストンの端面には低減されたレベルで供給され、液圧機械の作動流体回収領域へと更に排出され、この作動流体回収領域は排出圧力下にある。機械的位置復帰手段のばね力に加えて、制御ピストンの端部側への低減されたレベルのサーボ圧力の復帰により、制御ピストンはゼロ位置に保持されるか又はセンタリングされる。バイパスライン内の圧力の低減は、オリフィスプレート、絞り弁又はノズルによって従来の様式で行われる。

【０００４】

特許文献２による流体静力学的調整デバイスの構成は専ら、制御シリンダの制御縁部の好ましくは負のオーバラップに際して、制御ピストンをゼロ位置にセンタリングする役割を果たす。制御ピストンをセンタリングするための特許文献２に記載された流体静力学的調整デバイスは、液圧機械の負荷非依存性を支援する機械的位置復帰手段を備えるにも関わらず、負荷依存性を高める特定の傾向を示す。

【０００５】

本発明を説明する文脈において、調整デバイスの「負荷依存性（ｌｏａｄ　ｄｅｐｅｎｄｅｎｃｅ）」は、液圧機械が調整デバイスを介して、サーボチャンバ内にかかっている圧力のレベルに影響を及ぼす場合、及びサーボシリンダ内のサーボピストンの相対位置の変化の結果として負荷に依存した様式で液圧機械の送達容積が変化する場合のそれぞれにおいて作用する、可変外部負荷のレベルを意味するものとして理解されたい。例えば、流体静力学的駆動装置を備える作業機械が一定レベルの駆動から巨大な駆動へと変化する場合、流体静力学的駆動装置の作動回路内の高圧は上昇する。流体静力学的駆動装置の液圧ポンプは、送達量を低減しようと試みることにより、この圧力上昇を回避しようとし、サーボ調整手段の調整要素はポンプのゼロ位置の方向に増大した力を生成する。この力は、制御圧力下で作動流体によって負荷を印加されたサーボピストン上に支持され、サーボピストンは、サーボチャンバのサイズを減少させる方向に変位しようとする。例えば位置復帰デバイスは、液圧機械の送達容積を変化させるために負荷によって誘発される傾向と反作用するため、サーボピストンのこのような種類の運動はシステムから得られる結果として許容されない。これは非負荷適応性流体静力学的駆動装置と呼ばれる。反対に、負荷によって誘発される、サーボピストンのこのような種類の運動が（制御された様式で）許容される場合、液圧機械の送達容積を変化させるために負荷によって誘発される傾向に少なくとも部分的に追従するため、これは負荷適応性流体静力学的駆動装置と呼ばれる。

【０００６】

特許文献２による復帰したサーボ圧力による制御ピストン上の追加の圧力は、電磁石により制御ピストンに印加された力と反作用し、その結果制御シリンダ内の制御ピストンの位置を変化させることができる。更なる結果として、サーボシリンダのサーボチャンバ内の圧力及びこれに伴って各サーボシリンダ内のサーボピストンの位置は、負荷に依存した様式で適合される。これに関連する調整要素の位置の変化は、液圧機械の送達容積の負荷依存性適合を引き起こす。例えば流体静力学的駆動装置上の負荷が上昇すると、液圧機械の作動回路内の圧力が上昇した場合に液圧ポンプの送達量が低下する。従って特許文献２に記載された調整ユニットは、ある程度「負荷感受性（ｌｏａｄ－ｓｅｎｓｉｎｇ）」である。

【０００７】

作業機械の非負荷適応性又は負荷適応性流体静力学的駆動装置のいずれを使用するかは、例えば流体静力学的駆動装置の使用中の性能要件、負荷状態、及び／又は流体静力学的

駆動装置を駆動する駆動モータの性能に左右される。多くの用途において、主に携帯型作業機械の場合、各用途への適合にあたっての両タイプのサーボ調整間の、即ち非負荷適応性のものと負荷適応性のものとの間の変化は有利である。例えば液圧機械の非負荷適応性応答は、例えば上り坂又は下り坂とは独立した、従って外部負荷とは独立した一定速度での駆動のために有利である。同一の車両の別の応用では、利用可能な駆動力は、駆動装置即ち駆動モータに過負荷を印加することなく、例えば上り坂又は下側の表面に依存する可能な最大駆動速度に常に変換される。本発明のコンセプトを制限するものではない一つの例として、路面清掃機について述べる。この路面清掃機は好ましくは、可能な限り良好な清掃結果を達成するために、清掃中は一定の（遅い）速度で駆動される。しかしながらこの清掃機は、使用位置への移動中及び使用場所からの、例えば保管場所への移動中には、時間的損失を可能な限り小さく維持するために、可能な最大速度で駆動できる。ここでは清掃機の推進駆動装置は使用に応じて、第１の場合には非負荷適応性の様式で動作でき、第２の場合には負荷適応性の様式で動作できることが望ましい。

【０００８】

特許文献１は、サーボ調整デバイス及び機械的位置復帰手段を有する、非負荷適応性の液圧駆動装置について記載している。この種類の非負荷適応性調整デバイスは例えば、対応するセンサシステムに接続されたマイクロコントローラに、存在する負荷及び利用可能な性能に関する情報が供給された場合、例えば負荷に適合した様式で制御できる。続いてマイクロコントローラはこの情報を、調整デバイスの比例磁石のための十分な入力信号に変換する。しかしながらこの実施形態は、コスト、信頼性、応答速度及び制御可能性に関して限界がある。

【０００９】

反対に、負荷依存性又は負荷適応性サーボ調整手段もまた、適切なセンサシステム及びマイクロコントローラによって、負荷依存性を最小化するように作動させることができる。例えば対応するセンサシステムに接続されたマイクロコントローラは、この場合にも、存在する負荷に関する必要な情報を要求し、これを調整ユニットのための十分な入力信号に変換する。電気信号に基づく制御動作は、上述の非負荷適応性システムの場合と同様のコスト、信頼性及び制御可能性又は制御時間に加えて、迅速かつ正確な制御可能性に関して技術的課題を有し、複雑かつ高価な電子装置を使用しなければこれらには対処できない。

【先行技術文献】

【特許文献】

【００１０】

【特許文献１】独国特許第１０２００４０３３３７６Ｂ３号

【特許文献２】独国特許第１０２００８０５２３３８Ｂ３号

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【００１１】

従って本発明は、流体静力学的駆動装置の動作中に、機械の操作者及び／又は液圧駆動装置の使用条件に従って、駆動装置の非負荷適応性応答と負荷適応性応答との間で変化できるようにするために好適な、冒頭で言及した種類の流体静力学的調整デバイスを提供するという課題に基づくものである。この種類の調整デバイスのための技術的解決策は、流体静力学的駆動装置の非負荷適応応答から流体静力学的駆動装置の負荷適応応答への、及びその逆の正確かつ迅速な切り替えを可能とすることであり、好ましくは負荷適応性応答の感受性を設定できるようにすること、特に好ましくはこれを無限可変様式で実施できるようにすることである。ここで調整デバイスは、堅牢な様式で、そして僅かな構成部品を用いて低い空間要件及び低いコストで管理できるように、実現できるものとする。更にセンサシステム及び／又は電子装置の使用は最小限に制限されるものとする。

【課題を解決するための手段】

【００１２】

この目的は、請求項１の前提部分に記載の調整デバイスでは、サーボシリンダ内の圧力を制御ピストンの端部側に対して戻す少なくとも１つの制御ラインを必要に応じて開閉できるという事実によって、請求項１に記載の調整デバイスの特徴に従って達成される。

【００１３】

本発明は、調整デバイス及び少なくとも１つの制御ライン又はバイパスラインを有する特許文献２に記載の流体静力学的駆動装置が、作動回路からの上昇又は降下圧力によって制御ピストンの端面に作用する追加の力に応じて、負荷適応性動作応答への傾向を示すという発見を起点とするものである。外部負荷の変化、増加又は減少の結果として、サーボチャンバ内の圧力はこれに対応して変化する。負荷適応性は、制御ピストンの少なくとも１つの端部側上の制御ラインによってサーボチャンバから戻る圧力を用いて生成され、その結果として上記制御ピストンは、制御シリンダ内の現在の相対位置から外れるように変位する。流体静力学的駆動装置の駆動動作において、アクティブサーボ側、即ちサーボチャンバが制御圧力下で作動液によって負荷を印加されるサーボ側の圧力は、制御ピストンのパッシブ側の端面、即ちアクチュエータによる力によって負荷を印加されない制御ピストンの端面へと戻される。

【００１４】

本発明によると、この動作応答は、サーボチャンバから制御摺動体の端部側へと戻るように圧力を案内する制御ラインが閉鎖されていることにより、非負荷適応性応答に変化させることができる。そして制御ピストンに作用する力は、制御ピストン及び場合によっては機械的位置復帰デバイスに作用するアクチュエータの作動のみによって定義される。液圧機械に作用する外部負荷への依存性はこのようにして抑制される。従って、サーボシリンダ内のサーボ圧力の変動は、制御ピストン上への力に対してもはや影響を及ぼさない。

【００１５】

流体静力学的駆動装置の上述のような動作応答及びその負荷適応性（＝負荷依存性）から非負荷適応性（＝非負荷依存性）への切り替えはここでは、１つの側において調整可能な流体静力学的駆動装置の場合と、２つの側において調整可能な駆動装置の場合との両方において使用できる。しかしながら、動作応答のこの切り替えは、２つの側において調整可能な流体静力学的駆動装置の１つの側に関してのみ提供することもできる。しかしながら好ましくは、２つの側において調整可能な流体静力学的駆動装置の両側を、負荷適応性から非負荷適応性に、及びその逆に切り替えることができる。ここで好ましい一実施形態では、上記２つの側は独立して切り替えることができ、その結果、例えば流体静力学的駆動装置のオーバランモードにおいて、サーボ調整手段のアクティブ側がパッシブ側になった場合及びその逆の場合、サーボ調整手段のオーバランモードにおいてアクティブであった側の上昇したサーボ圧力が、制御ユニットの制御ピストンのアクティブな端部側へと案内されず、上記端部側はアクチュエータによって負荷を印加される。従って駆動モータの利用可能な支持トルクは、流体静力学的駆動装置の制動のために使用できる。２つの側を有する別個に調整可能な流体静力学的駆動装置の場合、制御装置の１つの側は同様に負荷依存性の様式で切り替えることができ、もう一方の側は非負荷適応性の様式で切り替えることができ、例えば同一の駆動方向において、上り坂での駆動のための第１の側では負荷適応性、下り坂での駆動のための第２の側では非負荷適応性とすることができる。当然、この機能は、駆動方向が変更されたとしても維持される。従って好ましくは、両側を独立して切り替えることができる。更に本発明のコンセプトは上記と同様に、１つの動作モードから他の動作モードへ、両方の側を同時に切り替えることも含む。

【００１６】

本発明のコンセプトの第１の実施形態では、１つの側において調整可能な液圧機械は、流体静力学的調整装置を有し、これを用いて液圧機械の送達容積又は排出量を調整できる。同時に、設定された送達容積又は排出量は、位置復帰デバイスを介して液圧機械の制御ユニットの制御摺動体に報告される。これは好ましくは機械的に行われる。送達容積又は排出量を設定するために、好ましくは制御摺動体はまず、比例磁石によって開始位置から偏向され、制御圧力がかかっている制御シリンダ上の流入ダクトの断面を解放する。同時

に制御摺動体は、サーボ調節手段への接続ラインに対して断面を開放する。サーボ調整手段のサーボシリンダ内の圧力上昇の結果として、関連するサーボピストンは変位する。サーボピストンの変位により、例えば軸流ピストン機械の回転斜板である調整要素は偏向される。その結果、液圧機械の送達容積／排出量が変化する。制御ピストン又は制御摺動体は位置復帰デバイスによって開始位置に戻るように移動され、比例磁石（アクチュエータ）に印加される電流は維持される。例えば一定の速度での水平駆動中の、液圧機械の一定動作モードの場合において、一方の側（アクティブ側）のアクチュエータを介して制御ピストンに作用する力と、もう一方の側（パッシブ側）の位置復帰デバイスを介して制御ピストンに作用する力とは、平衡状態である。

【００１７】

例えば傾斜を上昇することによって周囲パラメータが変化する場合、サーボチャンバ内の圧力は、液圧機械の上昇動作圧力によって上昇する。サーボチャンバ内の圧力が、アクチュエータと反対側に位置する制御ピストンのパッシブ側に戻ることにより、制御ピストンのパッシブな端部側に戻ったサーボ圧力が制御ピストンをアクチュエータの力に対抗するように変位させるため、上述の力の平衡状態は崩壊する。その結果この例では、サーボ調整手段の接続ラインに対して開放された断面は制御ユニット内で減少し、その結果、サーボチャンバ内の圧力が降下して、サーボチャンバのサイズが減少する方向にサーボピストンを変位させることができる。同時に、旋回、即ち液圧機械の送達容積／排出量の適合は、液圧ポンプの場合は減少し、液圧モータの場合は増大する。アクチュエータの力に対抗する、制御ピストン上の位置復帰デバイスからの（反）力は、制御ピストン上に（新たな）力の平衡状態が再び生まれるまで降下する。本発明による調整デバイスは、本発明に従って、サーボ圧力を制御ピストンのパッシブな端部側に案内する制御ラインを開放する（負荷適応性タイプ）か又は閉鎖する（非負荷適応性タイプ）ことができることにより、変更された周囲パラメータの、このような負荷誘発性の影響を任意に許容又は防止できる。ここで本発明のコンセプトは、部分的に開放された制御ラインも含み、これにより制御ラインの開放の度合いに応じて感受性又は負荷感受性を設定できる。ここで、流体静力学的駆動装置の負荷依存性がより強くなると、戻ったサーボ圧力は制御ピストンの（パッシブな）端部側により強く作用する。

【００１８】

本発明は、１つの側において調整可能な液圧機械に関する本発明のコンセプトの上述の実装形態と同様の様式で、２つの側において調整可能な液圧機械にも使用される。ここでは各制御ラインを開閉するための装置を、各側に対して独立して配設できる。多くの用途、特に前進駆動が後退駆動とは異なる動作パラメータを必要とする推進駆動の用途において、各制御ラインにつき１つのシャットオフ手段を有する、２つの側において調整可能な液圧機械が提供される。これは、負荷を上下させるための駆動装置、又は掘削機の回転駆動装置若しくは土運搬機械のバケツ駆動装置といった、本発明のコンセプトに含まれる全ての流体静力学的駆動装置にも同様に当てはまる。

【００１９】

好ましい位置実施形態では、制御ラインの開閉は例えば２／２方向弁によって行われる。上記方向性負荷応答弁を作動させるために、別個のアクチュエータ又は弁作動装置を設けることができ、例えば比例磁石の形態である上記別個のアクチュエータは、電流の印加によって方向性弁を切り替える。更なる好ましい実施形態では、各制御ラインに別個の２／２方向負荷応答弁を設ける。この種類の構成により、両送達方向を互いに独立して負荷適応性又は非負荷適応性に切り替えることができる。更に好ましくは、負荷応答弁は、閉鎖位置から開放位置へと移動できる純粋な切り替え弁として構成できる。また更に好ましくは、負荷応答弁は、これもまた切り替え位置へと可変様式で移動させることができる制御弁又は比例弁として構成でき、制御ライン内の作動液のための通路は部分的にのみ開放又は閉鎖される。ここで、負荷応答弁は、例えば完全閉鎖状態から完全開放状態へと連続的に移動させることができ、その結果として液圧機械の負荷適応性又は非負荷適応性のレベルを設定できる。ここで比例挙動負荷応答弁は、例えば弁ばねに対抗するように弁摺動

体を変位させるアクチュエータとしての比例磁石によって作動させられ、このアクチュエータは、アクチュエータの力を増大させることにより、負荷応答弁が完全に閉鎖されるまで作動液のための通路を更に閉鎖するか、又は負荷応答弁が完全に開放されるまで上記通路を更に開放する。これはアクチュエータの力が低下する場合にも同様に当てはまる。

【００２０】

別の好ましい実施形態では、１つ又は複数の制御ラインを開閉するための１つ又は複数の負荷応答弁は、各制御ピストン側に組み込まれる。ここで各制御ピストン側の制御ラインは例えば、制御摺動体内に軸方向に配置された貫通孔と流体連通する径方向穿孔によって実現される。例えば、この径方向穿孔を開閉するための弁摺動体が上記貫通孔内に配設される。ここで弁摺動体は、対応する制御ピストンの端面に作用する各アクチュエータによって作動させることができる。制御ラインを、即ち径方向穿孔を開閉するための弁摺動体は、アクチュエータを作動させるとまず全ての制御ラインが弁摺動体によって開放又は閉鎖され、制御ピストン又はアクチュエータ上の弁摺動体の停止部材が制御ピストンの停止部材若しくは肩部に到達した場合にのみ、制御ピストンの位置がアクチュエータによって移動されるように配設される。これにより、流体静力学的駆動装置の所望の動作方法に応じて、制御ピストンのパッシブ側を、そこに配設されたアクチュエータによって非負荷適応性又は負荷適応性に切り替えることができるような状況が達成される。冒頭で述べたように、力を生成する流体静力学的駆動装置の場合、圧力はサーボ調整手段のアクティブ側から、制御ラインを介して、制御ピストンのパッシブな端部側へと案内される。従って、制御ピストンのパッシブ側に配設された、液圧機械の制御に関わらないアクチュエータによって、所望の負荷応答を切り替えることができるか、又はその感受性を設定できる。この目的のために、制御ピストンのパッシブ側に配設された上記アクチュエータは、例えばサーボピストンに組み込まれた２／２方向負荷応答弁の弁摺動体を、事前に応力を印加された負荷応答弁ばねの復元ばね力に対抗するように移動させるために、僅かな力しか必要としない。

【００２１】

制御ライン内の負荷応答弁は好ましくは、液圧機械をアクティブに調整するアクチュエータが、方向性負荷応答弁を、制御ラインを閉鎖する位置に移動させるように、制御ピストンに組み込まれる。制御デバイスの、非アクティブなアクチュエータが配設されている側は、好ましくは液圧機械の調整に関わらない上記アクチュエータを介してサーボ調整手段のアクティブ側に接続されるため、流体静力学的駆動装置の事前に選択した性能設定に影響を及ぼすことなく、液圧機械の負荷応答性、即ち非負荷適応性であるか負荷適応性であるかを、上記アクチュエータによって切り替えることができ、又は負荷適応性効果のレベルを設定できる。これは、１つの側において調整でき、かつ例えば電気的に作動させることができる比例磁石によってその送達容積／排出量を設定できる液圧機械にも同様に当てはまる。

【００２２】

更に好ましくは、制御ラインに分岐を設け、この分岐は、制御ラインを介して作動流体回収領域へと戻る作動流体を排出する。制御ピストンの端部側に作用する圧力を、例えば流体静力学的駆動装置の所望の負荷応答を引き起こすために十分な程度に高くするために、上記排出ライン又は分岐に配設された背圧オリフィスプレートを介して圧力が戻される。上記背圧オリフィスプレートに加えて、制御シリンダとサーボシリンダとの間に配設された接続ライン内にかかるサーボ圧力を低下させるために、又は制御ピストンのパッシブな端部側に作用する、戻ってくるサーボ圧力が高くなり過ぎないように、又は制御ラインを介して作動流体回収領域に供給される作動液が多くなり過ぎないように、オリフィスプレートを制御ライン内に設けることができる。液圧機械の各性能クラス又は提供される使用法に対して、起こり得る圧力依存性可変断面に対する背圧オリフィスプレートの好適な適合、及び制御ライン内の調整可能な絞り弁又はオリフィスプレートを適切に提供することにより、液圧機械の最適な動作方法が得られることになる。ここで、分岐内の背圧オリフィスプレート及び制御ライン内の絞り弁オリフィスプレートは共に、液圧機械のための

本発明による調整機械に関するより幅広い使用を包含できるようにするために、調整可能なものとして適切に選択される。上記絞り弁又はオリフィスプレートは好ましくは非温度依存性であり、即ち温度が変化してもこれらの抵抗は一定のままである。

【００２３】

作動流体回収領域への、例えば作動流体タンクへのラインが制御ラインから分岐している場合、サーボチャンバから上記タンクへ排出される作動液が多くなり過ぎないように、及び／又は作動流体回収領域とサーボチャンバとの間で液圧的な短絡が生成されないように、背圧オリフィスプレートを上記分岐内に設けることになる。この目的のために、圧力低減のための絞り弁オリフィスプレートを、負荷応答弁の上流と、負荷応答弁の下流又は制御ライン内の分岐の下流との両方に配設できる。

【００２４】

しかしながら、上述のオリフィスプレート又は絞り弁を完全に省略することもでき、アクティブなサーボチャンバからの圧力を制御ピストンのパッシブ側に直接戻すことができる。ここで、負荷応答の適合のためにアクティブである領域は、これに応じてサイズ設定されることに留意されたい。しかしながら、作動流体をアクティブなサーボチャンバから排出できるようにするために、作動流体回収領域への排出ラインを有する分岐を設けると、液圧的な短絡を回避するために上記排出ラインに背圧オリフィスプレートを同様に設けなければならない。この場合、制御ラインの設計に応じて、制御ライン内の絞り弁オリフィスプレートを省略できるか、又はこの種類の調整可能なオリフィスプレートの役割を、負荷応答弁の弁摺動体と相互作用する制御摺動体によって果たすことができる。

【００２５】

ここで、使用される制御ピストンが、制御ピストンの制御縁部及び制御シリンダの制御縁部と正のオーバラップを呈するか負のオーバラップを呈するかは、本発明による調整デバイスには無関係である。同様に、本発明による調整ユニットによって調整される液圧機械が、開放状態の作動液回路において動作するか閉鎖状態の作動液回路において動作するかも、本発明による調整ユニットには無関係である。同様に、本発明による調整ユニットが液圧ポンプ内で使用されるか、液圧モータ内で使用されるか又は何らかのその他の流体静力学的駆動装置内で使用されるかも、本発明による調整ユニットには無関係である。既存の調整ユニットは、制御ピストン内の負荷応答弁の特に好ましい一体型の実施形態により、本発明に従って改造又は修正できる。多くの場合、制御ピストンを、複数の負荷応答弁を受承する制御ピストンに交換しなければならないだけである。

【００２６】

本発明の以上の説明の間、比例磁石を介した圧力によって負荷を印加する様式で制御ピストンを移動させることを想定してきたが、必ずしもそうでなくてよい。本発明のコンセプトは、従来技術において公知の制御ピストンのための他の全ての作動装置を含む。

【００２７】

本発明により、たった１つの流体静力学的調整ユニットによって、好ましくは無限可変様式で、負荷適応性動作と非負荷適応性動作とを必要に応じて変更でき、又はその負荷適応性を必要に応じて設定できる。この目的のために、好ましい一実施形態では、追加のアクチュエータは一切必要なく、位置の検出又は動作圧力の決定のためのセンサシステムも可能な限り省略できる。更に好ましくは、駆動動作中の負荷依存性及び同時に制動モード又はオーバランモード又は減速モードにおける非負荷依存性を達成できる。更に、負荷依存性を、２つの動作方向において異なるように構成できる。本発明による調整ユニットは好ましくは、どちらの動作方法においても、液圧機械の送達容積又は排出量の比例調整のための、復帰ばねを含む一般的な機械的復帰チェーンを使用する。本発明によるこの構成の更なる効果は、機械的復帰チェーンの構成部品が故障した場合に、ポンプを自動的に旋回させて戻すことができることである。本発明の更なる利点は、この流体静力学的調整デバイスによって異なる送達容積の幅広い液圧機械をカバーできることであり、例えば液圧機械のあらゆるモデルに対してある１つの同じ調整デバイスを使用できることである。

【００２８】

本発明のコンセプトを制限するものではない、図面に図示した例示的な実施形態を用いて、以下の本文において本発明をより詳細に説明する。

【図面の簡単な説明】

【００２９】

【図１】図１は、本発明による流体静力学的調整デバイスの第１の例示的実施形態を図式化して示す。

【図２】図２は、本発明による流体静力学的調整デバイスの第２の例示的実施形態を図式化して示す。

【図３】図３は、図２による例示的実施形態の修正例を示す。

【図４】図４は、第１の動作状態にある本発明による制御ユニットの断面詳細図である。

【図５】図５は、第２の動作状態にある本発明による制御ユニットの断面詳細図である。

【発明を実施するための形態】

【００３０】

図１は、本発明の第１の例示的実施形態による流体静力学的調整デバイス８を有する液圧機械１のための液圧ポンプを、例として図式化して示しており、一点鎖線は本発明による調整デバイス８を表す。単なる例として図式化して示されている液圧機械１は、液圧回路を介して消費装置（図示せず）に接続された流出口３及び流入口４を有する、可変排出量ポンプ２を有する。この簡略化された例では、可変排出量ポンプ２は一方向の送達しか行わず、流体静力学的調整デバイス８に作用するコントローラ（図示せず）によって制御される送達量を有することができる。例えば軸流ピストン機械の場合、送達量の調整は、調整要素４１としての回転斜板又は斜軸を用いて、回転斜板又は斜軸の角度位置の変化によって実施される。可変排出量ポンプ２は、好ましくは内燃機関又は電気モータである駆動装置（図示せず）によって駆動シャフト６を介して駆動される。駆動シャフト６は供給ポンプ７も駆動し、この供給ポンプ７は、開回路内の供給ライン２８を介して、制御圧力下で調整デバイス８に作動流体を供給する。供給ポンプ７は、例えば液圧機械１のタンク２７である作動流体回収領域から圧力流体を受け取り、このタンク２７内には通常、排出圧力がかかっている。

【００３１】

図１及びそれ以降の全ての図において、「タンク２７」は概して、液圧機械１の作動流体回収領域を表しており、これは上記作動流体回収領域がどの程度詳細に構成されているか、及び圧縮流体のための様々なライン経路がどの程度正確に上記タンク２７に案内されているかには関係ない。ここでタンク２７は、液圧機械１のハウジングの部分容積の形態を取ることもでき、このハウジング内の圧力レベルは高い頻度で周囲圧力と対応せず、場合によってはこれより高い。供給ポンプ７は、液圧供給ライン２８を介して、可変排出量ポンプ２の調整デバイス８に作動液を送達する。

【００３２】

本発明による液圧調整デバイス８は、液圧接続ライン１６を介して互いに接続されたサーボ調整ユニット９及び制御ユニット１０を有する。制御ユニット１０は制御シリンダ１７を有し、制御シリンダ１７内には制御ピストン１８が長手方向に変位可能に設置される。アクチュエータ２１は制御ピストン１８の第１の端部側１９に作用し、このアクチュエータ２１は例えば比例磁石６１として構成され、調整デバイス８のための例えば電気式のコントローラ（図示せず）によって、事前に選択されたレベルの電流を用いて作動される。接続ライン１６から制御ピストン１８の第２の端部側２０へとつながる、制御ライン３２からの圧力流体のためのコネクタ２３は、制御ピストンの上記第２の端部側２０、又は第１の端部側１９の反対側にある制御摺動体１８上に設けられる。更に、（例えば特許文献１に記載の）従来の復帰装置の代わりに、制御摺動体１８のための復元力を生成する働きをする復帰ばね２２が、制御ピストン１８の第２の端部側２０に作用する。ここで復帰ばね２２の復元力は、アクチュエータ２１の力に対抗するように配向され、制御シリンダ１７内の制御摺動体１８の中立位置又は開始位置におけるアクチュエータの力と平衡状態となる。

【００３３】
更に制御シリンダ１７は、供給ライン２８を介して案内される制御圧力下の圧力流体のための流入口２４を有する。更に制御シリンダ１７は、サーボ調整ユニット９への接続ライン１６のためのサーボコネクタ２５、及びあるラインによって作動流体回収領域２７へとつながる流出口２６を有する。制御シリンダ１７は複数のダクトを備え、これらダクトは、制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置に応じて制御シリンダ１７の制御縁部及び制御ピストン１８の制御縁部を介して制御される様式で、接続ライン１６を介して供給ポンプ７によって加圧される作動流体を、サーボ調整ユニット９のサーボチャンバ１３へと導くか、又はサーボチャンバ１３を出た作動流体の排出分を、流出口２６を介してタンク２７へと解放する。制御ピストン１８の中央領域（図１）は、例えば制御ピストン１８の制御縁部と制御シリンダ１７の制御縁部との負のオーバラップを示しており、これは図１において、オリフィスプレートによって示されている。
【００３４】
サーボ調整ユニット９はサーボシリンダ１１を有し、サーボシリンダ１１内にはサーボピストン１２が長手方向に変位可能に配設され、サーボチャンバ１３を形成する。サーボピストン１２の、サーボチャンバ１３と反対を向いている側は、可変排出量ポンプ２の調整要素４１と連結された伝達部材１４を備える。サーボばね１５は、サーボチャンバ１３内の作動流体の圧力に対して反作用する。サーボシリンダ１１のサーボチャンバ１３は、サーボコネクタ２５を介して制御ユニット１０に接続された接続ライン１６を介して、作動液を供給される。更に接続ライン１６は、制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の各位置、又は各制御縁部３８、３９（図４、５参照）の互いに対する位置に従って、圧力流体をサーボチャンバ１３から作動液回収領域２７又はタンク２７へと排出する役割を果たす。
【００３５】
本発明によると、制御ライン３２は接続ライン１６から分岐し、この制御ライン３２は負荷応答弁３０によって開閉できる。図１に示す例示的実施形態では、負荷応答弁３０は制御ユニット１０から分離して配設されており、例えば２／２方向弁の形態で構成される。制御ライン３２は、負荷応答弁３０が開いている場合に、制御ピストン１８の第２の端部側２０に配設された制御シリンダ１７のコネクタ２３に液圧的に接続される。この例示的実施形態では、負荷応答弁３０は、負荷応答弁３０を弁ばね３６に対抗して図１に示す閉鎖位置から開放位置（図示せず）に移動させることができる弁作動装置として使用されるアクチュエータ３１を備える。作動に応じて、アクチュエータ３１は弁摺動体５３を、負荷応答弁３０が制御ライン３２を閉鎖する第１の位置から、負荷応答弁３０が制御ライン３２を開放する第２の位置へと押圧する。ここで負荷応答弁３０の閉鎖位置（図１に示す）は、液圧機械１の非負荷適応性動作方法に対応する。負荷応答弁３０の開放位置は、液圧機械１の負荷適応性動作方法に対応する。
【００３６】
図１に示す例示的実施形態では、絞り弁３３は、制御ライン３２内において流れの方向に関して負荷応答弁３０の上流に配設されているが、この絞り弁３３は、制御ライン３２内において流れの方向に関して負荷応答弁３０の下流に配設することもできる。更に、制御ライン３２からの排出ライン３７は、分岐３４上の、流れの方向に関して負荷応答弁３０の下流に配設され、この排出ライン３７は背圧オリフィスプレート３５を介して、液圧機械の作動液回収領域２７へと作動液を排出し、この作動液回収領域２７はタンク２７として図式的に示されている。本発明の文脈において、制御ライン３２の流れの方向は、接続ライン１６から負荷応答弁３０を介して制御デバイス１０へ又は作動液回収領域２７への、作動液の戻り方向に相当する。
【００３７】
図１では、負荷応答弁３０は流れの方向に関して分岐３４の上流に配設されるが、これは単なる１つの例示的実施形態として示されているものである。制御ライン３２内において流れの方向に関して分岐３４の下流に負荷応答弁３０を配設する構成は、制御ピストン

１８内に負荷応答弁３０を組み込む場合に特に好ましい、同等の実施形態を表している（図４、５の例示的実施形態を参照）。図１、２は、単なる例として、本発明のコンセプトを明確にする目的で、同等の油圧回路図において負荷応答弁３０を制御デバイス１０とは分離して示している。

【００３８】

本発明による流体静力学的調整デバイス８により、液圧機械１を必要に応じて、非負荷適応性又は負荷適応性の２つの異なる動作方法で使用できる。第１の動作方法では、方向弁として構成された負荷応答弁３０はシャットオフ位置にあり、これは例えば図１に示すように、対応するアクチュエータ３１の停止により、負荷応答弁３０の弁ばね３６を介して引き起こすことができる。非アクティブ状態のアクチュエータ３１の場合、負荷応答弁３０の弁ばね３６は摺動体５３を閉鎖弁位置へと押圧する。これは、制御ライン３２を介して制御ピストン１８の第２の端部側２０へと案内される作動液が全くないことを意味している。従って、アクチュエータ２１及びアクチュエータ２１に対して反作用する制御ピストン復帰ばね２２のみが制御ピストン１８に作用する。従って、サーボチャンバ１３内のサーボ調整ユニット９のサーボピストン１２に作用する作動液の圧力は、アクチュエータ２１及び復帰ばね２２によって印加される制御ピストン上の圧力の相互作用のみによって決定される。しかしながら、サーボ調整ユニット９のサーボチャンバ１３内の圧力レベルの大きさは、制御ピストン１８上の力の平衡状態に大きな影響を及ぼさない。この動作タイプでは、可変排出量ポンプ２の負荷依存性は抑制される。サーボ調整ユニット９内のサーボピストン１２の位置及びこれに伴う可変排出量ポンプ２の調整要素４１の旋回角度は、アクチュエータ２１に作用する制御信号によって決定される。可変排出量ポンプ２の負荷依存性は存在しない。即ち、可変排出量ポンプ２の動作回路内における外部負荷によって引き起こされる、サーボ調整ユニット９のサーボチャンバ１３内の圧力変動は、負荷応答弁３０及びこれに伴って制御ライン３２が閉鎖されているため、制御ライン３２によって制御ユニット１０に液圧的に戻されることはない。従って図１に示すシステムは、非負荷適応性状態にある。

【００３９】

本発明による流体静力学的調整デバイス８の第２の負荷適応性動作方法では、負荷応答弁３０は、摺動体５３を弁ばね３６のばね力に対抗して負荷応答弁３０の開放位置へと押圧するアクチュエータ３１の作動によって、通過が可能となるよう切り替えられるが、ここでは最大通路断面が完全に開放される必要は必ずしもない。図１は液圧機械１のこのような負荷適応性状態を示していないが、以下の記述は図１を用いて容易に理解できる。負荷応答弁３０が開いている場合、接続ライン１６内のサーボ圧力下にある圧力流体は、制御ライン３２を介して制御ピストン１８の第２の端部側２０に作用する。例えば、制御ピストン１８の第２の端面に対して隣接して配設された制御シリンダ１７のコネクタ２３における、制御ライン３２内の圧力の大きさは、接続ライン１６内の液圧及びサーボチャンバ１３内にかかる圧力に比べて低下するが、これは例えば、絞り弁３３が制御ライン３２内において負荷応答弁３０の上流又は下流に配設され、かつ背圧オリフィスプレート３５が排出ライン３７内に配設されているためである。更に絞り弁３３は例えば、ノズル又はオリフィスプレートの形態で実現できる。従って、制御ライン３２からの加圧された作動流体はコネクタ２３に存在し、制御ピストン１８の第２の端部側２０に作用し、その結果、制御ピストンアクチュエータ２１の力に対抗するように配向された力が生成される。この力の大きさは、サーボチャンバ１３、接続ライン１６、及び場合によっては制御ライン３２及び排出ライン３７に配設されるオリフィスプレート３３、３５にかかる圧力に左右される。絞り弁３３のオリフィスプレート断面が不変である場合は一般に、接続ライン１６内の圧力が高いほど、即ち可変排出量ポンプ２の送達圧力が高いほど、コネクタ２３における圧力及びこれに伴ってアクチュエータ２１に対抗するように作用する力が高くなる。その結果、制御ピストン１８の第２の端部側２０に対する力の作用は、液圧機械に対する外部負荷が上昇した場合に、調整要素４１の旋回の後退を引き起こす。制御ピストン１８は、制御ピストンの第２の端部側２０に対する圧力の上昇によって変位され、これによ

り、サーボ調整ユニット９のサーボチャンバ１３内のサーボ圧力を低下させることができる。従って、液圧機械１の負荷が上昇する場合、可変排出量ポンプ２の送達量は自動的に低減され、駆動シャフト６における駆動出力が一定である場合には、流出口３における送達圧力が上昇する。

【００４０】

換言すると：アクチュエータ２１の電流供給、及びこれに伴って制御ピストン１８へのアクチュエータ２１の力が、液圧機械１への負荷が上昇した場合に変化しない場合、まず液圧機械１の流出口３における送達圧力が外部負荷の上昇に従って上昇し、その結果としてサーボ調整ユニット９内の圧力が上昇する。従って、接続ライン１６内の圧力及び制御ライン３２内の圧力も上昇し、よって制御ピストンの第２の端部側２０への圧力が上昇する。この上昇した圧力の結果、制御ピストン１８は、制御ピストン復帰ばね２２の力と相互作用するアクチュエータ２１のアクチュエータ力に対抗するよう変位され、その結果、サーボ調整手段９につながる接続ライン１６内の圧力レベルは、コネクタ２６を介したタンクへの排出の結果として降下する。従ってサーボピストン復帰ばね１５は、サーボシリンダ１７内のサーボピストン１２を、ゼロ位置又は中立位置の方向に変位させ、これによって調整要素４１の旋回が後退する。可変排出量ポンプ２の送達容積が降下する。しかしながら、サーボチャンバ１３内の再度の圧力低下は制御ライン３２内の圧力低下を引き起こし、その結果、制御ライン３２内の圧力が生み出す制御ピストンの第２の端部側２０への圧力が降下し、制御ピストン１８はアクチュエータ２１によって中立位置の方向へ押圧される。従って、本発明による調整ユニット８を用いた液圧機械１の負荷適応性動作方法では、制御ピストン１８の位置は、位置復帰ばね２２のばね力、制御ピストン１８の第２の端部側２０に対する、同一の方向の圧力、及び制御ピストン１８の第１の端部側１９に対する上記力に対して反作用するアクチュエータ２１のアクチュエータ力によって決定される。

【００４１】

外部負荷が上昇する場合の上述の例示的実施形態に関して説明した動作は、上記と同様に、可変排出量ポンプ２の動作回路に対する負荷が低下した場合に、負荷応答弁３０が開いていれば、液圧機械の送達容積の増大を引き起こす。サーボチャンバ１３内の圧力が降下すると、制御ライン３２内の圧力も降下し、その結果、制御ピストンの第２の端部側２０に対する圧力が降下して、アクチュエータ２１は制御ピストン１８を、接続ライン内のサーボ圧力を上昇させる方向に、ピストン復帰デバイス４０のばね２２の力と制御ピストン１８の第２の端部側２０に対する圧力との合計がアクチュエータの力と平衡状態となるまで移動させる。サーボチャンバ１３内の圧力上昇は上記と同様に、液圧機械の送達容積を増大させる方向への、可変排出量ポンプ２の調整要素４１の調整を意味する。サーボ圧力が上昇するに従って、制御ライン３２内の作動液圧力、そして負荷応答弁３０が開いている場合は制御ピストン１８の第２の端部側２０に対する圧力も上昇し、この圧力は上記制御ピストン１８を再びその開始位置の方向へと動かす。従って、開放状態の負荷応答弁３０は、例えば上り坂駆動開始時における外部負荷の上昇と、例えば下り坂駆動開始時における上記負荷の低下の両方の場合において、可変排出量ポンプ２の送達容積の適合をもたらす。

【００４２】

しかしながら、特に下り坂駆動の場合、可変排出量ポンプ２の負荷適応性応答は、可変排出量２の駆動機械の減速効果を低減してしまうため、望ましくない。流体静力学的推進駆動装置は通常、下り坂駆動中にオーバランモードに入り、これは、液圧モータが作動液を液圧ポンプの方向に送達し始め、そして上記液圧ポンプ自体が「液圧モータ」として作用することを意味する。しかしながら下り坂駆動の場合、駆動モータの利用可能な最大支持トルクは、好ましくは可能な限り減速のために使用されることになる。減速オーバランモードでは、流体静力学的駆動装置はいずれの負荷可変応答を示さず、非負荷適応性応答を示す。非負荷適応性はまた、例えばこのオーバランモードにおいて液圧ポンプとして作用する図１の液圧ポンプ２の送達容積又は排出量が、（もし大きくなり過ぎると例えば車

両の速度が上昇してしまうことになるため）大きくなり過ぎないことを意味している。オーバランモードでモータとして作用するこのポンプは、本発明による調整ユニットが負荷適応性設定である場合は、掃引容積が更に大きくなる方向へ向かい、これによって駆動モータの支持トルクを得る。しかしながら、殆どの用途において車両の速度の安定性が求められ、これは非負荷適応性に設定された調整デバイスによってのみ実現できる。ここで初めて、流体静力学的駆動装置を例えばディーゼルエンジンである駆動機械上に支持できる。

【００４３】

本発明によると、上述の種類の可変排出量ポンプ２の負荷適応性応答は、負荷応答弁３０を単に閉鎖することによって、可変排出量ポンプ２の非負荷適応性動作応答に変化させることができる。そして、制御ピストン１８の第２の端部側２０に対するサーボチャンバ１３内の作動液圧力のフィードバックが抑制される。制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置は、制御アクチュエータ２１の力及び位置復帰手段４０又は復帰ばね２２からの復元力のみによって決定される。従って、流体静力学的駆動装置のオーバランモードにおけるサーボ圧力の低下は、サーボシリンダ１１内のサーボピストン１２の位置に何ら影響を及ぼさず、従ってサーボピストン１２に接続された調整要素４１は偏向移動できない。可変排出量ポンプ２の送達容積又は排出量は設定値のままとなる。

【００４４】

液圧機械１の負荷適応性動作において制御ライン３２内にかかる圧力は好ましくは、タンク２７につながる排出ライン３７内に配設された背圧オリフィスプレート３５によって、制御された又は調整された様式で戻すことができる。この背圧は、分岐３４又は排出ライン３７が流れの方向に関して負荷応答弁３０の下流に配設されているか上流に配設されているかに関わらず、制御ピストン１８に作用する。従って本発明による調整デバイス８の更なる実施形態では、負荷応答弁３０が開いている場合の液圧機械の負荷依存性の程度は、絞り弁３３及び背圧オリフィスプレート３５の寸法を設定することによって設定できる。ここで、コネクタ２３の上流の制御ライン３２内の絞り３３弁の直径は好ましくは、作動液回収領域２７への排出ライン３７内の背圧オリフィスプレート３５の直径よりも小さい。

【００４５】

本発明の別の改良形態では、絞り弁３３及び／又は背圧オリフィスプレート３５は調整可能な構成を有し、その結果、使用によって誘発される液圧機械１の負荷依存性を、液圧機械１の動作中に設定できる。よって例えば、オーバランモードの流体静力学的駆動装置を駆動機械上に支持するトルクを、好ましくは僅かな下り坂の場合に調節することにより、駆動モータの減速トルクが、流体静力学的駆動装置に対する、傾斜によって誘発される駆動トルクより大きい場合に、流体静力学的駆動装置の速度を一定に維持できる。オーバランモードの流体静力学的駆動装置の、駆動モータに対する支持トルクは、本発明による調整デバイス８の動作応答が負荷適応性に設定されている場合は低下し、これと同時に、流体静力学的駆動装置の送達容積及びこれに伴って例えば駆動速度は上昇する。負荷応答弁３０を閉鎖することによって、本発明による調整デバイス８を負荷適応性から非負荷適応性に切り替えると、支持トルク及びこれに伴って送達容積は、事実上一定レベルのままとなる。オーバランモードにおいて、支持トルクを低下させることによって例えば流体静力学的駆動装置の自走応答を制御するために、負荷応答弁３０の新たな（制御された）開放及びこれに続く閉鎖を用いることができる。

【００４６】

要するに、制御ライン３２の開放によって選択できる、調整デバイス８の負荷適応性動作は、可変排出量ポンプ２に対する負荷の変化が自動的に補償される状況を達成すると言うことができる。これは、送達圧力の上昇に応じた送達量の低下により負荷が上昇した場合に、操作者によって何らかの影響を与える必要なく、可変排出量ポンプ２の電力消費が実質的に一定に維持されるという事実に表れている。よって例えば、水平な地面上での一定速度での駆動から上り坂駆動へと変化する、流体静力学的推進駆動装置を有する作業機

の場合、駆動速度は自動的に適合され、これにより低速で上り坂を越える。対照的に、上述の応用例では、同一の流体静力学的駆動装置の非負荷適応性動作（制御ライン３２が閉鎖されている）の場合に得られる結果は、上り坂によって誘発される、可変排出量ポンプ２の流出口３における圧力の変化が、力の平衡状態に何ら影響を及ぼさず、従って制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置に何ら影響を及ぼさず、車両は駆動モータの性能が許す限りは上り坂に沿って略同一の速度で走行できるというものである。

【００４７】

本発明による調整デバイス８により、必要に応じて、又は外的要因に適合された様式で、液圧機械の負荷適応性動作と非負荷適応性動作との間の選択を行うことができる。この目的のためには、制御ライン３２内の負荷応答弁３０を単に開閉するだけでよく、これは例えば手動で、又は例えば電気機械的アクチュエータによって実施できる。

【００４８】

図１で使用した全ての参照番号は、同一の構造的特徴を指し示すために以下の図面でも保持されるものとする。

【００４９】

図２は、本発明による流体静力学的調整デバイス８の第２の好ましい例示的実施形態を図式化して示している。図１に示した例示的実施形態とは異なり、この可変排出量ポンプ２は２送達方向用に設計されており、送達容積を好ましくは無限可変様式で設定できる。ここでサーボ調整ユニット９は、２つのサーボチャンバ１３を有するサーボシリンダ１１内に摺動可能に案内されたダブルサーボピストン１２を有する。この２つのサーボチャンバ１３はそれぞれ、専用の接続ライン１６によって制御ユニット１０に接続される。制御ユニット１０は、関連する制御シリンダ１７内で長手方向に変位できるように配設された２つの制御ピストン１８を有する。単に明確化のためのものであるこの図では、２つの制御ピストン１８は接続要素２９によって堅固に連結されている。実際には、一体型構成部品として組み合わされた２つの制御ピストン１８を、同様に一体型の制御シリンダ１７内に設置でき、これに関しては図４、５を参照されたい。２つの制御ピストン１８の外側の端部側１９、２０にはそれぞれ、関連するアクチュエータ２１による力によって負荷を印加でき、これら２つのアクチュエータ２１は反対方向に作用する。図１による例示的実施形態において既に説明したように、制御シリンダ１７の２つの側部はそれぞれ、加圧された作動流体のための流入口２４を有し、この作動流体は供給ポンプ７によって、供給ライン２８を介して利用可能となる。更に、各場合において、１つの接続ライン１６が制御シリンダ１７の各側部のサーボコネクタ２５から、サーボ調整ユニット９の２つのサーボチャンバ１３それぞれにつながる。各場合において、１つの制御ライン３２は各接続ライン１６から分岐し、この制御ライン３２は、図１の例示的実施形態によると、任意に配設される絞り弁３３を介して、共通の負荷応答弁３０へとつながる。２つの制御ライン３２はここからそれぞれ１つのコネクタ２３につながり、コネクタ２３はそれぞれ、制御シリンダ１７の２つの側部のうちの一方上に、制御ピストン１８の外側に配設された２つの端部側１９、２０と隣接するように配設される。２つの制御ライン３２に共通の負荷応答弁３０は、２つの通路及び２つのシャットオフ手段を４／２方向弁の様式で用いて構成される。よってこれら２つの制御ライン３２は同時に開閉でき、その結果、液圧機械１の両送達方向に関して、同一の非負荷適応性動作応答又は負荷適応性動作応答を、例えば負荷応答アクチュエータ３１を介して、ただ１つの負荷応答弁３０によって切り替えることができる。

【００５０】

２つの復帰ばね２２と合わせて制御ピストン１８に作用する位置復帰デバイス４０は、２つのアクチュエータ２１のうちの一方による制御ピストン１８の変位の後、可変排出量ポンプ２において所望の偏向が得られた場合、制御ピストン１８をその開始位置へと移動させる。位置復帰手段４０はまた、液圧機械１のコントローラ（図示せず）が、２つのアクチュエータ２１が非アクティブ状態又はエネルギ供給されない状態となる中立位置を規定する場合に、可変排出量ポンプ２の送達量を値「ゼロ」に設定する目的で設けられる。

液圧機械１を２つの方向に偏向でき、これによって例えば、流体静力学的駆動装置の両駆動方向に関して切り替え可能な負荷適応性又は非負荷適応性応答を実現できるという条件で、図２による本発明による調整デバイス８の機能原理は、図１に関して示した機能原理に等しく対応する。

【００５１】

図３は、本発明による流体静力学的調整デバイス８の更に好ましい例示的実施形態を図式化して示している。２つの送達方向を有する液圧機械１の調整デバイス８（図２に示す）の構造的修正例が図示されている。この設計では、制御ピストン１８の２つの側部はそれぞれ専用の負荷応答弁３０に割り当てられ、これら負荷応答弁３０は例えば制御ピストン１８の各端部に組み込まれ、制御ピストンアクチュエータ２１によって作動させることができる。ここでアクチュエータ２１は、負荷応答弁３０の偏向された摺動体５３に作用し、作動させるとまず初めに、関連する制御ピストン１８を移動させる前に、例えば制御ピストンの関連する端面１９又は２０に対して摺動体５３を位置決めすることによって、負荷応答弁３０を開放位置から閉鎖位置へと作動させる。負荷応答弁３０の閉鎖後に比例磁石６１のプランジャ６２が制御ピストン１８上に構成されたカバー５９と接触し、これによってプランジャ６２が制御ピストン１８を移動させる実施形態も、ここでは制御ピストン１８の間接的な移動に関するその他の構造の実施形態（これに関しても図４、５を参照されたい）と同様に本発明のコンセプトに含まれる。図３に示す本発明の例示的実施形態のその他の詳細及び動作方法は、図１、２を用いて説明した、液圧機械１の本発明による調整ユニット８の実施形態に対応する。

【００５２】

図３による構成は、アクチュエータ２１が制御ピストン１８を変位させることによって液圧機械１の調整を規定する、制御ユニット１０のアクティブ側は、制御ピストン１８の制御された位置決めのために非負荷適応性に切り替えられ、液圧機械の負荷適応性又は非負荷適応性応答は、アクチュエータ２１の好適な作動によって制御ユニット１０の反対側のパッシブ側において必要に応じて設定できるという状況を達成する。ここで本発明による調整デバイス８の（図３に示す）実施形態は、制御ユニット１０のパッシブ側からサーボ調整手段９へとつながる接続ライン１６が、制御ユニット１０のアクティブ側においてアクチュエータ２１が制御ピストン１８をどの程度大きく偏向させるかに応じて、供給ライン２８からの加圧された作動液をサーボ調整手段９に能動的に供給するように構成される。制御ユニット１０のパッシブ側のアクチュエータ２１がエネルギ供給されない状態のままである場合、即ち非アクティブ状態である場合、制御ユニット１０のパッシブ側の負荷応答弁３０は開放位置のままであるため、パッシブ側の（図３に示す）液圧機械１は、負荷適応性動作応答を有する。しかしながら、本発明のコンセプトは、制御ユニット１０のパッシブ側のアクチュエータ２１が非アクティブ状態である場合に負荷応答弁３０が閉鎖位置にあり、これによって液圧機械１が非負荷適応性に設定されることになる場合も含む。

【００５３】

液圧機械１の動作応答に１つの変化しか発生しない場合、制御ユニット１０のパッシブ側のアクチュエータ２１は、これに割り当てられた負荷応答弁３０の摺動体５３を、任意に弱い力で、負荷応答弁３０がその閉鎖位置へと移動する程度に変位させることができ（液圧機械１の非負荷適応性動作）、その結果制御ピストン１８の制御シリンダ１７内での相対位置は実質的に影響を受けない。従って図３に示す実施形態は、液圧機械１の動作モードの本発明による切り替え性能を、いずれの場合にも液圧機械１を制御するために既に設けられているものと同一のアクチュエータ２１を用いて実施できるという状況を達成する。本発明のコンセプトを実装するために更なるアクチュエータは必要ない。

【００５４】

図４、５は、図３による１つの好ましい設計の構造に関する例示的な構造的実施形態を示す。図４は、図３で提案された本発明の例示的実施形態による制御ユニット１０の、第１の動作状態における詳細断面図である。大まかな詳細に関しては、図３に関する説明を

参照されたい。制御ユニット１０は液圧機械１の一部であり、この液圧機械１は例えば無限可変様式で調整でき、閉鎖回路内で圧力流体を２方向に送達できる。明確化のために、図４、５では全ての細部に参照番号を設けてはいない。概ね対称の構造に関しては、２つの同一の要素が存在する場合でも、いくつかの参照番号は１度しか記されていない。しかしながら、必要と考えられる細部を説明するために必要な全ての参照番号が追加されており、また図１～３において既に説明した構成部品に対する参照番号は保持されている。当業者であれば言うまでもなく、例えば、制御シリンダ１７の全ての制御縁部のうちのいくつかにしか参照番号「３８」が付されていないものの、「制御縁部３８」が制御シリンダ１７の全ての制御縁部を意味していることを認識できる。これは制御ピストン１８の制御縁部３９にも同様に当てはまる。

【００５５】

制御シリンダ１７を形成する連続した横断穿孔４６が、流体静力学的調整デバイス８のハウジング４４内において２つの側面４５の間に配設される。この横断穿孔４６は複数の円周方向溝を有し、この複数の円周方向溝の縦向きの軸方向境界は制御縁部３８を形成し、液圧機械１の様々な圧力領域と液圧的に接続されている。図４からわかるように、制御縁部３８は複数存在する。流入ダクト４８の複数の流入口２４は、制御シリンダ１７の各外側端部側において、制御シリンダ１７内へと開いている。これら流入口２４を介して、作動液を供給圧力下で、供給ライン２８から制御ユニットへと案内できる。制御シリンダ１７の制御縁部３８及び制御ピストン１８の制御縁部３９の相対位置がこれを許容する場合には、ここでは隣接している、接続ライン１６のための複数のサーボコネクタ２５は、供給ライン２８によって供給された圧力流体をサーボ調整ユニット９へと更に案内できる。

【００５６】

ここでは組み合わされて一体型構成部品を形成している２つの制御ピストン１８は、制御シリンダ１７内で長手方向に変位可能に配設されている。結果として形成される対称な構成部品（これ以降制御ピストン１８と呼ぶ）は、中央の収縮した中心領域４９において、ピストン復帰デバイス４０の一部であるレバー５０に連結される。制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置又は制御縁部３８、３９の位置に鑑みて可能な場合は、制御シリンダ１７の流出口２６は制御シリンダ１７の横断穿孔４６を介して、液圧機械１の流出口圧力領域、即ち作動液回収領域２７に液圧的に接続される。この種類のコントローラの動作方法、特に制御シリンダ１７の制御縁部３８と制御ピストン１８の制御縁部３９との相互作用は、当業者には公知であり、従ってここではこれ以上説明しない。

【００５７】

対称に設計された制御ピストン１８は、各側に非貫通穿孔５１を備え、この非貫通穿孔５１それぞれの中には、負荷応答弁３０の１つの摺動体５３が長手方向に変位可能に設置される。例えば段付きの構成である非貫通穿孔５１は、中心領域４９に概ね届く。非貫通穿孔５１は、その中心領域４９に隣接する領域に、中心領域４９内へと開いた、分岐３４の一部である排出ライン穿孔５２を有する。この排出ライン穿孔５２は好ましくは、背圧オリフィスプレート３５の機能も同時に果たすように構成される。上記背圧オリフィスプレート３５により、圧力流体は中心領域４９を介して、負荷応答弁３０から作動液回収領域、例えばタンク２７（図示せず）へと流出できる。

【００５８】

負荷応答弁３０の摺動体５３は、連続した長手方向穿孔５４を備え、この長手方向穿孔５４から、連続した横断穿孔５５が分岐している。上記横断穿孔５５は、制御ピストン１８内の段差付き非貫通穿孔５１内に構成された環状溝５６とオーバラップすることができる。環状溝５６は、制御ピストン１８内のダクト５８を介して接続ライン１６へと、又はサーボコネクタ２５を介してサーボチャンバ１３へと接続される。この例示的実施形態では、制御ライン３２（図１～３を参照）は、ダクト５８、環状溝５６、横断穿孔５５、摺動体５３内の長手方向穿孔５４によって形成され、排出ライン３７（図１～３を参照）は、サーボピストン１８の非貫通穿孔５１の底部５７の排出ライン穿孔５２と、長手方向穿

孔５４の、中央に配設された部分とによって形成される。この種類の実施形態により、１つ又は複数の負荷応答弁３０を例えばサーボピストン１８内に組み込むことができる。

【００５９】

摺動体５３の中心領域４９に面する側はそれぞれ、非貫通穿孔５１の底部５７に対して、弁ばね３６を用いて支持される。摺動体５３の反対側は、好ましくは円筒形の突出部６０を備え、これは非貫通穿孔５１内に固定されたカバー５９内に長手方向に変位可能に設置される。ここでカバー５９は例えば、第１にサーボピストン内の非貫通穿孔５１を閉鎖するよう、第２に摺動体５３の突出部６０が貫通できるような開口を有するよう構成される。カバー５９は非貫通穿孔５１内に、摺動体５３が変位距離全体に亘って移動できるように配設される。摺動体５３に更なる力が印加されない場合、弁ばね３６はカバー５９を通して摺動体５３の突出部６０を押圧し、その結果突出部６０は、非貫通穿孔５１の長手方向に、カバー５９を超えて突出する（図４による制御装置の左手側を参照）。カバー５９は非貫通穿孔５１内において、例えば圧迫又はねじ留めによって制御ピストン１８に対して固定され、制御ピストン１８に対して変位できない。

【００６０】

制御ユニット１０の図４に示す動作状態では、制御ピストン１８は、図４の右半分にある比例磁石６１の力の作用下で、略中央の中立位置から離れるように変位される。右手側にある比例磁石６１のプランジャ６２は、負荷応答弁３０の摺動体５３の突出部６０がカバー５９に入り込む程度に前進する。ここで比例磁石６１のプランジャ６２は、制御ピストン１８内において弁ばね３６の右側に配設された摺動体５３を、制御ピストン１８の内側環状溝５６が摺動体５３内の横断穿孔５５から離れる程度に変位させている。これは、制御ユニット１０の右手側における負荷応答弁３０の閉鎖に対応する。更に、図４の右半分に示す比例磁石６１のプランジャ６２は、制御ピストン１８を、カバー５９又は非貫通穿孔５１の肩部との接触によって左に変位させている。制御シリンダ１７の制御縁部３８及び制御ピストン１８の制御縁部３９との相互作用によりそれぞれ開かれる、供給ポンプ７からサーボ調整ユニット９のサーボチャンバ１３への圧力流体のためのダクトを介して、可変排出量ポンプ２は、圧力流体の送達量を定義するために公知の方法で設定される。液圧機械１の図４に示す動作状態では、左手側の接続ライン１６は左手側の供給ライン２８に接続される。図４の右手側の状態は、原理的に液圧機械１の非負荷適応性動作に対応し、左手側の状態は液圧機械１の負荷適応性動作に対応する。

【００６１】

図４に示す例示的実施形態では、図３と同様に、制御ユニット１０の左手側がアクティブ制御側であり、サーボ調整ユニット９の、右側のパッシブ制御側に接続された側は、アクティブサーボ側を表す。ここで右手側の接続ライン１６はタンク２７に接続される。制御装置１０の左手側の負荷応答は、図示されている負荷適応性応答から、図４に示す左手側の比例磁石６１が動作中の制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置を変化させることなく、左手側比例磁石６１による非負荷適応性応答へと切り替えることができる。従って外部負荷の変化は、サーボコネクタ２５において制御ユニット１０の右手側に取り付けられた図４に示す接続ライン１６を介して液圧的に前進する。

【００６２】

図４に示す制御ユニット１０の左手側の比例磁石６１は非アクティブ状態である。左側の摺動体５３は、左側に配設された弁ばね３６の力によってカバー５９に対して押圧され、突出部６０はカバー５９を超えて突出する。その結果、左側の環状溝５６及び摺動体５３内の横断穿孔５５は、少なくとも部分的にオーバラップする。これは、負荷応答弁３０の開放位置に対応し、その結果、長手方向穿孔５４、横断穿孔５５及び環状溝５６といった要素から形成された制御ライン３２の部分が、ダクト５８を介してアクティブサーボコネクタ２５に接続される。アクティブ接続ライン１６からの液圧は、長手方向穿孔５４を介して、制御ピストン１８の第１の（左手側）端部側１９に作用できる。負荷依存性のレベルは、比例磁石６１のプランジャ６２（図４の左手側に示す）により、このプランジャ６２を突出部６０に、横断穿孔５５と環状溝５６とのオーバラップが対応して増減するよ

うに作用させることによって設定できる。このようにして、図１～３で言及した好ましく調整可能な絞り弁３３の機能、及び調整可能な負荷感受性、即ち負荷適応性の感受性が同時に提供される。というのは、このようにして制御ピストンに組み込まれた負荷応答弁は、単に開閉機能を示すだけではなく、環状溝５６と横断穿孔５５との間の通路を力に比例した様式で開閉するためである。摺動体５３の突出部６０を制御ピストン１８内に押圧すればするほど、液圧機械１の動作応答はますます非負荷適応性となる。摺動体５３の横断穿孔５５と制御ピストン１８の環状溝５６との間での作動液の交換がこれ以上不可能となれば、完全な非負荷適応性が達成される。この位置では負荷応答弁３０は閉鎖されている。従って、制御ユニット１０のパッシブ側のアクチュエータ２１は、液圧機械１の動作方法を負荷適応性から非負荷適応性に切り替える働きだけでなく、負荷適応性の程度を設定する働きも備えることができる。

【００６３】

設置プレート７０は、図４に示すハウジング４４の側面４５上に配設され、この設置プレート７０は制御ユニット１０の制御シリンダ１７を、好ましくは気密様式で外部に対して閉鎖する。ここでそれぞれ１つのプランジャ６２を有する比例磁石６１（簡潔にするために、比例磁石６１のプランジャ６２のみを図示する）として設けられているアクチュエータ２１はそれぞれ、上記設置プレート７０上に設置される。プランジャ６２は、関連する制御ピストン１８の非貫通穿孔５１内へと設置プレート７０を貫通する。プランジャ６２と、比例磁石６１の変位距離とは、負荷応答弁３０の全ての位置において、各プランジャ６２が摺動体５３の関連する突出部６０に接触するように寸法設定される。従って、摺動体５３に対していつでも必要に応じて力を印加でき、右手側のアクチュエータ２１／比例磁石６１を作動させると、負荷適応性動作応答は、非負荷適応性が達成されるまで低下し、突出部６０又は制御ピストン１８の肩部若しくは停止部材への力を更に増大させると、液圧機械の送達容積は上記アクチュエータ２１によって積極的に影響される。制御シリンダ１７内の制御ピストン１８の位置は、アクティブであるアクチュエータ２１によって変化させることができる。

【００６４】

図５は、図４による制御ユニット１０の、第２の動作状態における詳細断面図を示す。ここで制御ピストン１８の両側にある比例磁石６１はアクティブに切り替えられている。しかしながら、制御ピストン１８の右手側の端部側に印加される力は、反対側に印加される力より大きい。従って制御ピストン１８は、図４による動作状態で既に起こったように、中立位置から外れて左へと変位される。しかしながらここでは、負荷応答弁３０の両摺動体５３は、比例磁石６１のプランジャ６２によって制御ピストン１８の中央に向かって変位される。その結果、各環状溝５６と摺動体５３内の横断穿孔５５との間の接続は、制御ピストン１８の両側において閉鎖される。その結果、関連する制御ライン３２は、両側において、制御ピストン１８の関連する端面１９、２０から液圧的に分離される。結果としてこれは、調整デバイス８の非負荷適応性動作状態、従って液圧機械１の非負荷適応性動作状態に対応する。

【符号の説明】

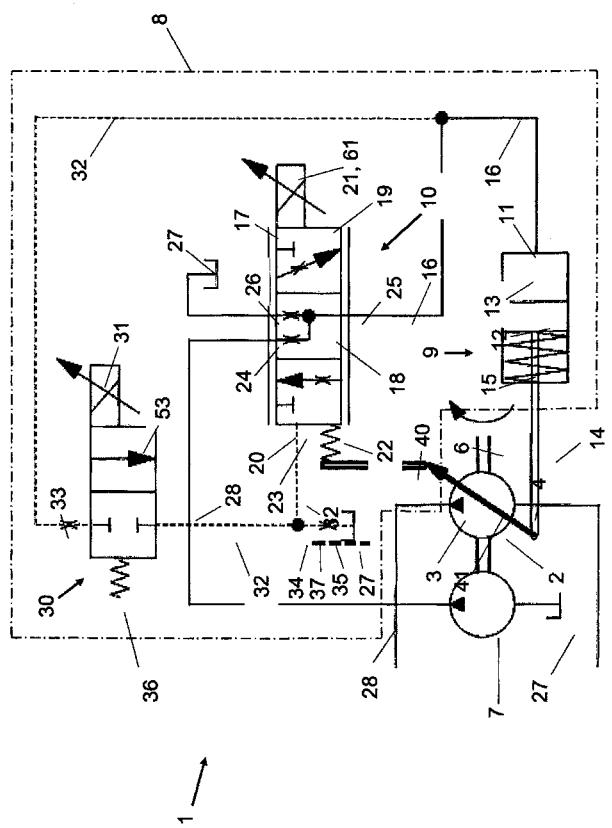
【００６５】

１　液圧機械
２　可変排出量ポンプ
３　流出口
４　流入口
５　ライン
６　駆動シャフト
７　供給ポンプ
８　調整デバイス
９　サーボ調整ユニット
１０　制御ユニット

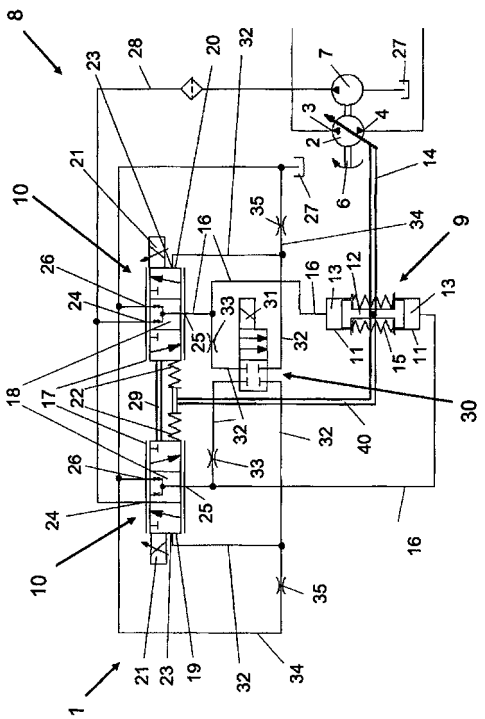
１１　サーボシリンダ
１２　サーボピストン
１３　サーボチャンバ
１４　伝達部材
１５　サーボばね
１６　接続ライン
１７　制御シリンダ
１８　制御ピストン／制御摺動体
１９　第１の端部側
２０　第２の端部側
２１　アクチュエータ
２２　復帰ばね
２３　コネクタ
２４　制御圧力用流入口
２５　サーボコネクタ
２６　流出口
２７　タンク／作動流体回収領域
２８　供給ライン
２９　接続要素
３０　負荷応答弁
３１　弁作動装置
３２　制御ライン
３３　絞り弁
３４　分岐
３５　背圧オリフィスプレート
３６　弁ばね
３７　排出ライン
３８　制御シリンダの制御縁部
３９　制御ピストンの制御縁部
４０　位置復帰デバイス
４１　調整要素
４４　ハウジング
４５　側面
４６　横断穿孔
４７　溝
４８　流入ダクト
４９　中心領域
５０　レバー
５１　非貫通穿孔
５２　排出ライン穿孔
５３　摺動体
５４　長手方向穿孔
５５　横断穿孔
５６　環状溝
５７　底部
５８　ダクト
５９　カバー
６０　突出部
６１　比例磁石
６２　プランジャ

７０　設置プレート

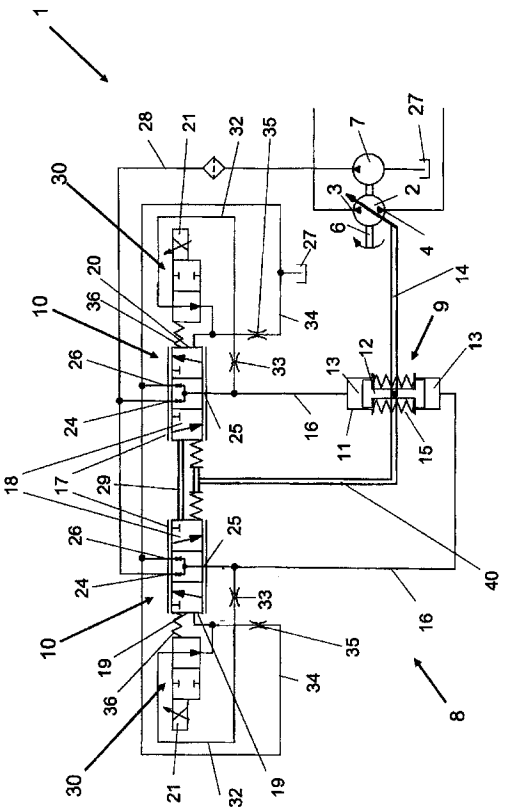
【図１】



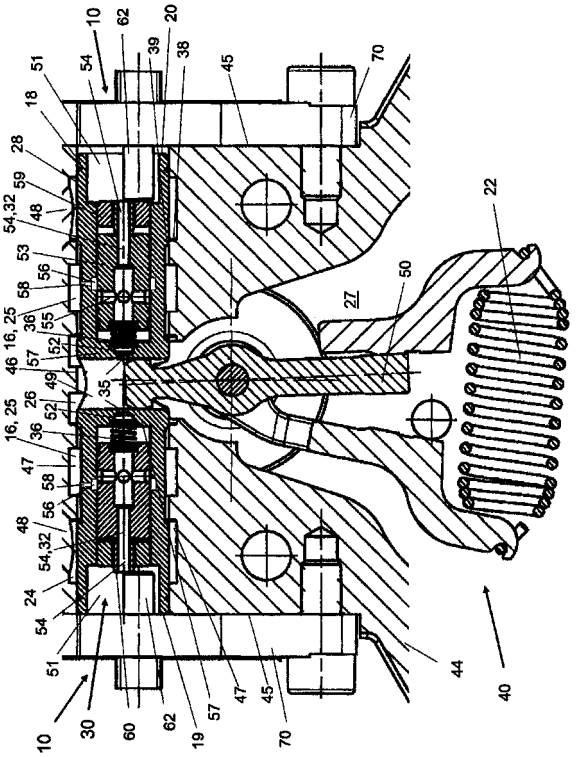
【図２】



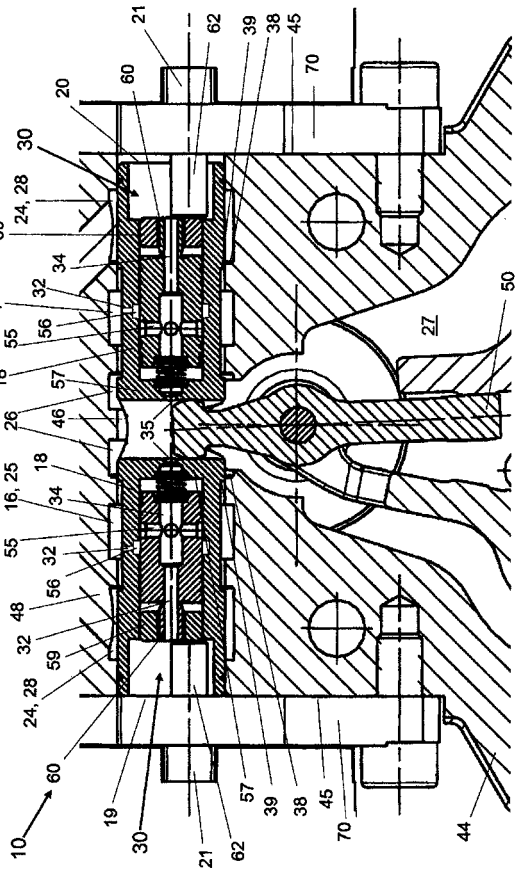
【図３】



【図４】



【図５】



フロントページの続き

(72)発明者　マルティン・ヴュステフェルト
ドイツ連邦共和国・２４５３９・ノイミュンスター・シャドーシュトラーセ・１５

Ｆターム(参考) 3H070 AA01 BB04 CC13 CC35 DD54 DD56
3H089 AA35 BB27 DA03 EE17 EE18 EE22 EE41 GG02
3H145 AA03 BA13 CA03 CA12 DA15 DA24 EA13 EA32 EA44