

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第5460335号
(P5460335)

(45) 発行日 平成26年4月2日 (2014.4.2)

(24) 登録日 平成26年1月24日 (2014.1.24)

(51) Int.Cl.	F I
F 1 5 B 11/16 (2006.01)	F 1 5 B 11/16 Z
F 1 6 K 31/383 (2006.01)	F 1 6 K 31/383
F 1 6 K 11/18 (2006.01)	F 1 6 K 11/18 Z

請求項の数 5 (全 35 頁)

(21) 出願番号	特願2009-551859 (P2009-551859)	(73) 特許権者	503455363
(86) (22) 出願日	平成20年2月28日 (2008.2.28)		レイセオン カンパニー
(65) 公表番号	特表2010-520419 (P2010-520419A)		アメリカ合衆国 マサチューセッツ州 O
(43) 公表日	平成22年6月10日 (2010.6.10)		2 4 5 1 ウォルサム ウィンター スト
(86) 国際出願番号	PCT/US2008/055358		リート 8 7 0
(87) 国際公開番号	W02008/106618	(74) 代理人	100140109
(87) 国際公開日	平成20年9月4日 (2008.9.4)		弁理士 小野 新次郎
審査請求日	平成23年2月28日 (2011.2.28)	(74) 代理人	100089705
(31) 優先権主張番号	60/904,246		弁理士 社本 一夫
(32) 優先日	平成19年2月28日 (2007.2.28)	(74) 代理人	100075270
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 小林 泰
		(74) 代理人	100080137
			弁理士 千葉 昭男
		(74) 代理人	100096013
			弁理士 富田 博行

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 選択的に起動可能な作動装置を有する流体制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

所与の作動条件に対する出力を最適化するように構成された流体制御システムにおいて、

、
負荷と、
互いに対立して作動し、前記負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第1の対と、
互いに対立して作動し、前記負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第2の対であって、
前記並列作動装置の第1の対とは異なるサイズを有する並列作動装置の第2の対と、
前記並列作動装置の第1および第2の対の各対および加圧流体源を用いて操作可能な少なくとも1つの圧力制御弁と、

前記作動装置の第1および第2の対を前記負荷に操作可能に連結する手段と、
可変出力を達成するために、前記並列作動装置の第1および第2の対から選択的に起動する手段であって、前記並列作動装置の第1および第2の対のいずれか、ならびに前記並列作動装置の第1および第2の対の組合せを別々に起動および作動することのできる、選択的に起動する手段とを備え、

並列作動装置の起動されていない対を用いて操作可能な1つまたは複数の圧力制御弁が、並列作動装置の起動された対が能動的な入力によって作動されるのと同時に、並列作動装置の前記起動されていない対を能動的な入力なくして変位させる非能動受動性の弁状態にされる、流体制御システム。

【請求項 2】

前記作動装置の第 1 および第 2 の対を前記負荷に操作可能に連結する前記手段が、腱駆動システムを備え、

前記腱駆動システムが、

前記並列作動装置の第 1 の対を用いて操作可能な第 1 の腱および第 1 プーリと、

前記並列作動装置の第 2 の対を用いて操作可能な第 2 の腱および第 2 のプーリとを備え

、
前記第 1 および第 2 のプーリが前記負荷に操作可能に連結され、前記第 1 および第 2 のプーリが、機械的な利点を容易にするために異なるサイズを有する、
請求項 1 に記載の流体制御システム。

【請求項 3】

10

前記作動装置の第 1 および第 2 の対を前記負荷に操作可能に連結する前記手段が、機械式リンクシステムを備える、請求項 1 に記載の流体制御システム。

【請求項 4】

選択的に起動する前記手段が、前記並列作動装置の前記起動を制御するように構成された制御アルゴリズムを有し、前記制御アルゴリズムが、所与の出力に対する、および前記所与の作動条件内での流体の節約を最適化するように構成された、請求項 1 に記載の流体制御システム。

【請求項 5】

前記圧力制御弁が、

弁本体と、

20

前記弁本体内で自由に支持された戻しスプールと、

前記戻しスプールから独立しており、前記弁本体内で自由に支持された圧力スプールであって、前記戻しスプールおよび圧力スプールのそれぞれが、前記戻しスプールおよび圧力スプールのそれぞれの全体の圧力差に従って、前記弁本体内で動くことができる圧力スプールと、

前記圧力差を補正するために前記圧力差に応じて前記戻しスプールおよび圧力スプールにフィードバック力を及ぼすように作動する内在するフィードバックシステムとを備え、前記弁本体は非対称的な構成を有し、前記戻しスプールおよび圧力スプールは前記弁本体に対応する異なるサイズである、請求項 1 に記載の流体制御システム。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

関連出願

本出願は、本明細書にその全体が参照によって援用される、「Fluid Control System Providing Selective Transmissive Actuation for Variable Output」という表題の 2007 年 2 月 28 日出願の米国仮特許第 60 / 904 , 246 号の利益を主張する。

【0002】

本発明は、一般に、サーボおよびサーボタイプのシステム、または流体制御システムに関する。より詳細には、本発明は、1 つまたは複数の作動装置を用いて操作可能な 1 つまたは複数の圧力制御弁を有する流体制御システムに関する。

40

【背景技術】

【0003】

油圧または空気圧のシステムなどの流体制御システムまたはサーボシステムはよく知られており、作用位置から出力位置まで流体によって力を伝達するという単純な原理で作動する。油圧システムにおいては、この伝達は、典型的に、中に包含されたピストンを有する作動装置シリンダによって達成され、このピストンが、実質的に圧縮不可能な流体を、流体管路を介して、異なる位置にある、やはりピストン有する別のシリンダへと押す。油圧システムによって力を伝達することの 1 つの大きな利点は、2 つのシリンダを連結する流体管路が任意の長さおよび形状であってよく、2 つのピストンの間で必要に応じて屈曲

50

したり、または曲がったりしてよいことである。流体管路は、また、複数の他の流体管路に分かれてもよく、これによって、1つの主ピストンが複数の従ピストンを駆動できるようになる。油圧システムの別の利点は、油圧の上昇によって、出力位置において作用される力を増減するのが非常に容易であることであり、これは、一方のピストンの他方のピストンに対するサイズを変えることによって容易に達成される。

【0004】

多くの油圧システムでは、シリンダおよびピストンは、実質的に圧縮不可能な流体として機能する高圧の油圧液を供給するポンプに、弁を介して連結される。スプール弁は、油圧システムにおいて最も一般的に使用される弁であり、油圧作動装置内のピストンの前面または背面のいずれにも圧力を掛けることができる。作動装置シリンダの一方の側が加圧された場合、スプール弁は、同時に、作動装置の反対側への戻し管路を開き、ピストンの対向側の実質的に圧縮不可能な油圧液が、戻し貯蔵部内へと戻ることができるようにする。こうして、作動装置の動きに対抗する内部圧力を逃がし、作動装置によって必要とされる仕事を、外部負荷を駆動するのに必要な仕事のみに限定する。結果として、スプール弁は、油圧の力を達成するために流速の効率的な制御が可能であるので、油圧システムに理想的に適している。

【0005】

油圧システムにおけるスプール弁の利点にもかかわらず、既存のスプール弁は、なお、ある構成上の制限を有する。従来のスプール弁は、機械式レバー、電気サーボ機構、またはパイロット弁もしくは調節弁によって与えられるパイロット圧力と称される内部制御圧力のいずれかによって作動されるように構成されている。スプール弁は、一般に、円筒形のスリーブまたは弁筐体内に取り付けられ、流体ポートがこの筐体を介して延在し、スリーブ内の適切な位置にスプールのランドおよび凹部を配置することによって、互いに流体連通するように開くまたは閉じることができる。作動圧力は、弁を開くかまたは閉じるように弁スプールの移動させ、異なる量の加圧流体が供給貯蔵部から流れることのできるようにすることによって変えられる。

【0006】

電氣的な作動の場合、弁は電気供給源からの入力電流によって制御される。電流は、供給電力がより大きいと、圧力ポートまたは供給ポートがより広く開き、加圧流体が、制限のより少ない状態で弁の中へおよび弁を介して流れることができる点において、システム内の圧力に関係し得る。作動装置の負荷圧力が最終的に供給圧力に等しくなったとき、流れは止まる。言い換えると、所与の電流が、圧力ポートまたは戻しポートの開口部のサイズを制御し、それが、油圧作動装置に向かう、または油圧作動装置から離れる流体の流速を制御する。システムが正しく作動するためには、スプール弁全体に一定の圧力差がなければならない。そうでないと、負荷圧力が供給貯蔵部の圧力に近づくにつれて、弁は線形応答を失い、その作動が不安定になる。結果として、スプール弁は、典型的に、対向する負荷圧力の範囲と比べて供給源（すなわち加圧された供給貯蔵部）の圧力が非常に高く、所与の圧力における流れ対入力電流が、使用可能領域において線形であるシステムにおいて作動される。

【0007】

これは、システムおよび特に負荷が常に加圧状態にあり、外部の力によってまたはそれ自体の重量の下では自由に動かすことはできないことを意味する。このように、負荷は、入力加圧流体の形での実際の能動的な入力なくして、容易に動かすことはできない。言い換えると、作動装置は受動的には逆向き駆動できない。これは非常に小さい動きでも同じである。重力下の負荷から存在し得る運動エネルギーといった非作動的な力に反応した、または制動、別の物体による衝撃などのような1つもしくは複数のものに起因する運動量に反応した、加圧流体の形の能動的な入力が、負荷を変位または作動させるために必要であるため、このような構成は、非常に能率が悪い。加圧流体の使用は、負荷の動きおよび/または制動などの流体制御システム内の動きを容易にするために、加圧された新しい流体が常に供給されなければならないため、かなりのエネルギー損失を生じる。

【 0 0 0 8 】

従来のスプール弁の現在の流れの問題に加えて、従来の油圧システムは、他のいくつかの理由のために問題がある。まず、弁およびピストンのサイクルタイムを制御するために、複雑な制御装置が必要である。第2に、出力ピストンを動かすのに大量の流体が必要とされるため、ピストンを動かすサイクルタイムがしばしば長くなる。第3に、出力ピストンを駆動するために必要な大量の流体は、流体蓄圧器の大型の貯蔵部の一定した加圧を必要とする。結果として、油圧機械は、典型的に、作動に大量の油圧流体を必要とし、したがって、任意のシリンダの2つの側によって移動される流体の容量の差を保持するのに、大型の外部貯蔵部が必要となる。

【 0 0 0 9 】

従来のスプール弁装置は、また、制御された流れが弁を介して誘導されるとき、通常、作動装置のピストンの制御された速度へと直接移るので、用途に制限がある。結果として、速度入力からシステムへと負荷位置に基づいて油圧エネルギーを変換するために、複雑なシステムフィードバック装置が使用されなければならない。システムにフィードバック制御装置を導入することは、フィードバックループの帯域幅に対するシステムの反応および弁の応答性を制限し、そのため、抵抗する力が掛けられたとき、フィードバック装置と弁との間の時間遅延がシステムを不安定にする。

【 0 0 1 0 】

従来のサーボシステムまたは流体制御システムにおいて作動する従来のサーボ弁には、さらに他の問題が存在する。上述の問題のために、これらの弁およびシステムは、高帯域では不安定になることなく作動できない。さらに、複数弁システムのすべての弁が使用されてはいないとき、相当量のエネルギーが、漏れのために失われ得る。最後に、複数のランドおよび凹部が単一のスプールに形成され、単一のスプールが、弁本体に形成された圧力ポートおよび戻しポートを開閉するように機能するので、スプールの構成には限界があり得る。

【 0 0 1 1 】

上述のように、ロボットおよび他の油圧システムなどの、従来の関連する流体作動システムまたは制御システムは、典型的に、能動的、かつ重力、衝撃および/または運動量などの作動装置に作用する力に応じて、負荷を駆動または変位するように作動装置を作動させるために、能動的な加圧流体の使用を必要とする。作動装置の任意の動きをもたらすのに能動的な加圧流体を使用することは、相当なエネルギーの無駄であり、非常に能率が悪いと認識されている。しかしながら、相当なエネルギー損失および効率の悪さは、典型的に、より重要であるか、または少なくともより望ましいと考えられている、力の増大に焦点を置いた設計上の要因または基準に譲歩する。したがって、多くの場合、エネルギーの損失および効率の悪さは、一番のまたは主な設計上の優先事項ではなかった。言い換えると、非常に能率が悪いにもかかわらず、大型のおよび高価なシステムが、大きいまたは高い出力をもたらすという特定の目的のために作製されてきた。

【 0 0 1 2 】

従来の関連する流体制御システムの別の欠点は、負荷の次の動きを引き起こすのに必要な量の加圧流体に関連した、出力および負荷の次の動きに関するものである。典型的に、高いまたは大量の出力（しばしば線形の力またはトルクで表現される）を生じるためには、大量の加圧流体が必要である。これは、特に、高出力および高速の両方がまた望まれる場合である。このようなシステムでは、所望の結果を達成するために大量の流体が必要とされ、システムをさらに非効率にする。この問題は、車両に見られるシステムなどのいくつかの機械システムに見られる。しかしながら、様々なギアシステムが、出力対速度の比を最適化するように構成および実施されていることで、モータの効率を大いに改善している。

【 発明の概要 】

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 1 3 】

従来技術に固有の問題および欠点を考慮して、本発明は、可変作動装置、およびその結果としての負荷出力などの可変出力をもたらす１つまたは複数の圧力制御弁を用いて操作可能な複数の選択的に起動可能な作動装置をもたらす、流体制御システムまたは流体作動システムを提供することによって、この問題および欠点を克服しようと努める。起動可能な作動装置は、圧力制御弁を用いて操作可能であり、この組合せが、流体制御システム内のギアと称され得るものを容易にする伝達機能を効果的にもたらす。複数の作動装置は、並列であり、同じまたは異なるサイズのものであってよく、所望の出力を提供または達成するために選択的に起動または作動されてよい。

【 0 0 1 4 】

より具体的には、流体制御システムは、特に、特異な圧力制御弁を用いて操作可能な、複数の対立する並列作動装置（互いに対して並列に位置された２つ以上の作動装置）を備え、この作動装置は、複数の並列作動装置を用いて操作可能な負荷に対する出力を変化させる、異なる作動装置の出力またはギアをもたらすように、好ましくは制御アルゴリズムを使用して、選択的に起動可能である。複数の作動装置は、好ましくは、いくつかの異なる出力レベルを達成するために、異なるサイズを有する。当業者は理解するように、本発明は、負荷の駆動部に連結され、負荷の駆動を容易にするように構成された、腱駆動または他のシステムなどの様々なシステムタイプにおいて作動可能である。

【 0 0 1 5 】

加圧流体の効率および節約に関して、圧力制御弁による最小量の供給圧力によって引き起こされる、並列作動装置の最も小さい対からの最も低い出力が使用されるとき、最適なエネルギー節約の実現が見込まれる。出力の上昇が必要とされる、または所望である場合、作動装置の最も小さい対が必要とされる出力を出すことができなくなるまで、作動装置のこの対に、より高い圧力が供給されてよい。このとき、並列作動装置の第２の対が起動可能であり、この対は、第１の対とは異なる、より大きいサイズを有し、より高いトルクまたはより速い速度といった異なる出力が可能である。同様に、それぞれ単独に作動している並列作動装置の第２の対のいずれかによってもたらすことができるよりもさらに大きい出力が必要とされる場合、所望の出力を生じるために、並列作動装置の第１および第２の対の組合せが、起動および作動可能である。これは、大まかに流体制御システム内におけるギアの切換えと言うことも可能であろう。

【 0 0 1 6 】

本明細書に具体化され、概略的に説明されるように、本発明は、所与の作動条件に対する出力を最適化するように構成された流体制御システムに帰し、このシステムは、負荷と、互いに対立して作動し、負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第１の対と、互いに対立して作動し、負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第２の対であって、並列作動装置の第１の対とは異なるサイズを有する並列作動装置の第２の対と、並列作動装置の第１および第２の対の各対および加圧流体源を用いて操作可能な少なくとも１つの圧力制御弁と、作動装置の第１および第２の対を負荷に操作可能に連結する手段と、可変出力を達成するために、並列作動装置の第１および第２の対から選択的に起動する手段であって、並列作動装置の第１および第２の対のいずれか、ならびに並列作動装置の第１および第２の対の組合せを別々に起動および作動することのできる、選択的に起動する手段とを備える。並列作動装置の起動されていない対を用いて操作可能な圧力制御弁は、並列作動装置の起動された対が能動的な入力によって作動されると同時に、並列作動装置の起動されていない対を能動的な入力なくして変位させる、非能動受動性の弁状態にされる。

【 0 0 1 7 】

本発明はまた、所与の作動条件のための出力を最適化するように構成された流体制御システムに帰し、このシステムは、負荷と、負荷を用いて操作可能な第１の作動装置と、負荷を用いて操作可能であり、第１の作動装置に対して対立して作動する第２の作動装置であって、第１の作動装置と第２の作動装置とが異なるサイズを有する第２の作動装置と、第１および第２の作動装置それぞれならびに加圧流体源を用いて操作可能な圧力制御弁と、第１および第２の作動装置を負荷に操作可能に連結する手段と、可変出力を達成するた

めに第1および第2の並列作動装置のいずれかを選択的に起動および作動させる手段とを備える。

【0018】

本発明は、さらに、負荷を用いて操作可能な流体制御システムにおいて出力を変化させる方法に帰し、本方法は、互いに対立して作動し、負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第1の対を設けるステップと、互いに対立して作動し、負荷を用いて操作可能な並列作動装置の第2の対を設けるステップであって、並列作動装置の第2の対が、並列作動装置の第1の対とは異なるサイズを有するステップと、並列作動装置の第1および第2の対のそれぞれの対ならびに加圧流体源を用いて、少なくとも1つの圧力制御弁を操作するステップと、作動装置の第1および第2の対を負荷に連結するステップと、可変出力を達成するために、並列作動装置の第1および第2の対から選択的に起動するステップであって、この起動によって、並列作動装置の第1および第2の対のいずれか、ならびに並列作動装置の第1および第2の対の組合せを、別々に起動および作動することができるステップとを有する。

10

【0019】

本発明は、さらに、負荷を用いて操作可能な流体制御システム内で出力を変化させる方法に帰し、本方法は、第1の出力を達成するために並列作動装置の第1の対を起動するステップと、第2の出力を達成するために、並列作動装置の第1の対とは異なるサイズである、並列作動装置の第2の対を起動するステップと、第3の出力を達成するために、並列作動装置の第1および第2の対を組み合わせで起動するステップと、第1の出力を達成するために並列作動装置の第1の対を起動する際に、並列の作動装置の第2の対を用いて操作可能な圧力制御弁を非能動受動性の状態にするステップと、第2の出力を達成するために並列作動装置の第2の対を起動する際に、並列の作動装置の第1の対を用いて操作可能な圧力制御弁を非能動受動性の状態にするステップとを含む。

20

【0020】

本発明は、添付の図面と併せて、以下の説明および添付の特許請求の範囲から、より完全により明らかになるであろう。これらの図面は、本発明の例示的な実施形態を示すのみであり、したがって、本発明の範囲を限定するように解釈されるべきではないことを理解されたい。本明細書に概略的に説明され、図に示される、本発明の構成要素は、様々な異なる構成に配置および構成が可能であることは、容易に理解されるであろう。しかしながら、本発明は、以下の添付の図面を参照して、追加の具体性および詳細を用いて記述および説明される。

30

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】長さ方向の断面に沿ってとられた、例示的な一実施形態による複式独立スプール圧力制御弁の概略的な断面図である。

【図2】長さ方向の断面に沿ってとられた、例示的な別の実施形態による複式独立スプール圧力制御弁の概略的な断面図である。

【図3】単一の複式動作作動装置を作動させるために、図1の圧力制御弁のような、2つの同様の対立する複式独立スプール圧力制御弁が互いに組み合わせて使用されている流体制御システムの概略図であって、圧力制御弁のそれぞれが、内在する流体フィードバックシステムを備える。

40

【図4】単一の複式動作作動装置を作動させるために、図1の圧力制御弁のような、2つの同様の対立する複式独立スプール圧力制御弁が互いに組み合わせて使用されている流体制御システムの概略図であって、圧力制御弁のそれぞれが、内在する流体フィードバックシステムを備える。

【図5】プリーによって支持された対向する腱のシステムによって負荷を駆動するように構成された、それぞれの選択的に起動可能な対立する作動装置を、2つの複式独立スプール圧力制御弁が作動させるように機能する、本発明の例示的な別の実施形態による流体制御システムの概略図である。

50

【図 6】複数の対の起動可能な並列の対立する作動装置が、負荷に可変出力を与えるように選択的に起動される、本発明の例示的な別の実施形態による流体制御システムの概略図である。

【図 7】起動される作動装置に依存した、図 6 の流体制御システムの様々な出力レベルまたは出力状態の出力を表すグラフである。

【図 8】単一の圧力制御弁が、異なるサイズの並列の対立する作動装置を制御するように用いられる、本発明の例示的な別の実施形態による流体制御システムの概略図である。

【図 9】動力付きの作動システム、ならびに、負荷を用いて操作可能な 1 つまたは複数の作動装置からの圧力および加圧流体の流れを調整するように構成された圧力制御弁に加圧流体を与えるように用いられる動力付きの加圧流体源の使用を示す概略的なブロック図である。

10

【図 10】本発明の流体制御システムの一実施形態を組み込んだ例示的なロボット外骨格の例示的な脚部の図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

本発明の例示的な実施形態の以下の詳細な説明は、本発明の一部を形成し、本発明が実施可能である例示的な実施形態を実例によって示す、添付の図面を参照する。これらの例示的な実施形態は、当業者が本発明を実施できるように、十分に詳細に説明されるが、他の実施形態が実現可能であり、本発明の精神および範囲から逸脱することなく、本発明に対する様々な変更が行われ得ることを理解されたい。したがって、本発明の実施形態の以下のより詳細な説明は、請求される本発明の範囲を限定するようには意図されず、例示の目的のために示され、本発明の特色および特徴を説明すること、本発明の最良の実施方法を規定すること、ならびに、当業者が本発明を十分に実施できるようにすることを限定する目的のために示されるのではない。したがって、本発明の範囲は、添付の特許請求の範囲のみによって規定される。

20

【0023】

本発明の以下の詳細な説明および例示的な実施形態は、本発明の要素および特徴が、全体にわたって参照符号によって示される添付の図面を参照して最もよく理解されるであろう。

【0024】

30

まず、本明細書に用いられる「双方向制御」または「双方向圧力調整」という用語は、単一の圧力制御弁が双方向の圧力調整を遂行する能力を意味するものと理解されたく、圧力制御弁が、作動装置内の作動装置ピストンの両側に作用する圧力を調整および制御して、ピストンを変位し、したがって負荷を双方向に駆動できることを意味する。

【0025】

本明細書に用いられる「圧力差」という用語は、システム内のパイロット圧力と負荷圧力との間に不均衡の状態が存在することを意味する、または指すと理解されたい。いくつかの実施形態では、「圧力差」は、負荷圧力とパイロット圧力との間の圧力の大きさにおける単純な差を意味し得る。他の実施形態、すなわち、負荷/力の移動または増加のために領域の縮小を用いる実施形態では、「圧力差」は、弁本体の異なる領域、作動装置、および何らかの油圧の増加を考慮して、負荷圧力とパイロット圧力との間に存在する圧力の、比例関係にない相違を意味し得る。

40

【0026】

本明細書に用いられる「負荷圧力」という用語は、負荷によって誘導されたまたは掛けられた負荷作動装置内に作用する圧力から作動装置機構自体の内部での摩擦または他の損失を引いたものを意味するものと理解されたい。負荷圧力は、フィードバック圧力に直接的に影響および指令を与える。

【0027】

本明細書に用いられる「フィードバック圧力」という用語は、もしあれば、領域の縮小/増大および流体圧力の増加/分割がすべて発生した後に、負荷圧力によって受けられた

50

、または指令された、圧力制御弁内の独立した戻しスプールおよび圧力スプールのフィードバック圧力側に作用する圧力を意味するように理解されたい。フィードバック圧力は、いくつかの場合では、負荷圧力に等しくなり得る。

【 0 0 2 8 】

本明細書に用いられる「作動装置」または「負荷作動装置」という用語は、流体エネルギーを、機械エネルギーなどの使用可能なエネルギーに変換することのできる任意のシステムまたは装置を意味するものと理解されたい。負荷作動装置の典型的な例は、負荷に連結された油圧作動装置であり、この油圧作動装置は、油圧流体源から加圧された油圧流体を受け、これを、負荷を駆動するのに十分な機械の仕事または力に変換する。

【 0 0 2 9 】

本明細書に用いられる「ぶら下がる」という用語は、負荷に作用する非作動的な力（たとえば外部の力（衝撃）、運動量などから発生される運動エネルギーを利用する力）にตอบสนองした、両方向への負荷の非作動的な自由な振れを意味するものと理解されたく、負荷の動きは、負荷を両方向に動かすために流体制御システムから能動的な入力を与えることなく達成され、この状態は、従来の関連した流体制御システムの能動受動性と比較して、非能動受動性と称され得る。ぶら下がるまたは自由に振れる能力は、「揺動モード」で作動する様々な圧力制御弁によって可能になる。

【 0 0 3 0 】

本明細書に用いられる「揺動」または「揺動モード」という用語は、対立する圧力制御弁の非能動の受動的な弁状態を意味するように理解されたく、それぞれの弁のパイロット圧力または制御圧力が、負荷圧力およびフィードバック圧力ならびに戻し貯蔵部の圧力より低く保たれ、それによって、それぞれの弁の中の戻しスプールを、戻し入口および戻し出口を開く開位置へと変位させて、この位置に保持し、また、加圧流体を止める閉位置に圧力スプールを保持する。パイロット圧力が、負荷圧力およびフィードバック圧力の両方、ならびに戻し貯蔵部の圧力よりも低く、圧力スプールおよび戻しスプールがこの位置にあるとき、局所的な流体が、負荷、およびしたがって作動装置の動きにตอบสนองして、圧力制御弁の開いた戻しポートを介して、負荷作動装置と弁との間で前後に分流または揺動することができる。局所的な流体の分流は、抵抗がわずかしかなないまたは全くない状態で行われるので、システムのインピーダンスを改善する。さらに、上述のように、局所的な流体のみが前後に分流できるので、システムは、作動を可能にするために加圧流体を能動的に必要とするのではなく、作動装置、圧力制御弁、およびそれらを連結する様々な流体管路に存在する流体のみを使用することになる。圧力供給部内の流体は使用も希釈もされない

【 0 0 3 1 】

揺動モードでは、加圧流体からの能動的な入力（たとえば力）は、従来の関連するサーボシステムおよび流体制御システムの場合のように、作動装置および負荷のいずれの方向への力学にも影響を与える必要はない。実際、従来の関連するシステムは、いくぶん受動的であるのみであり、ある程度の能動的な力または加圧流体が、負荷を一方もしくは両方の方向に作動させるか、または、一方または両方の方向へ負荷が動くようにする必要があるとしてあった。この従来技術の状態は、システムは受動的に見えるけれども、ほんのわずかであっても、実際は能動的であるので、「能動受動性」と称され得る。

【 0 0 3 2 】

他方で、圧力制御弁は非能動受動性であることができる。「非能動受動性」とは、サーボまたはサーボタイプのシステム内に包含された圧力制御弁が、パイロット圧力またはパイロット圧力を制御するサーボモータの操作以外、システムからのいかなる能動的な入力または影響なくして、課せられた外部または内部の条件に応じて負荷が動くまたは「ぶら下がる」ようにする能力のことを指す。より具体的には、非能動受動性は、作動装置または負荷を動かすまたは作動させるために、供給貯蔵部からの加圧流体を全く必要としない。

【 0 0 3 3 】

10

20

30

40

50

本明細書に使用される用語「出力圧力」は、作動装置を用いて操作可能な圧力制御弁からの圧力の出力を意味するものと理解されたく、出力圧力は、作動装置に供給され、作動装置内の作動力に変換される。

【0034】

本明細書に用いられる「腱駆動システム」という用語は、互いに対して対立的に位置されて作動する並列作動装置を備えるシステムを意味するものと理解されたく、各作動装置は、それぞれ、プーリを用いて操作可能である腱を介して互いに動作可能に連結されており、プーリは、双方向回転または逆回転の方式での負荷の駆動を容易にするように負荷に連結される。たとえば、腱駆動システムは、対立的に位置された2つの並列作動装置を備えてよく、それぞれが、ロボットまたは外骨格の付属肢（たとえば腕または脚）に連結されたプーリを用いて操作可能な腱に連結される。作動装置の動きが腱を引き、それが、対応する方向にプーリを回転させて、負荷を駆動する。複数の並列作動装置および複数の腱およびプーリが使用可能であり、本明細書において論議される起動可能な作動装置の選択的な可変出力を用いるように構成されることに留意されたい。

10

【0035】

本明細書に用いられる「出力」という用語は、作動装置に連結された負荷の作動条件を意味し、負荷の作動スピードまたは速度に関連した負荷の力またはトルクについて表現されるものと理解されたい。

【0036】

概説すると、本発明は、最適化の目的のために、負荷に連結された利用可能な作動装置から選択的に起動することによって、負荷に適する異なるレベルの出力を供給するように1つまたは複数の構成要素を変化させ、制御する能力、具体的には、負荷の所望の作動条件を達成および/または維持するためにいくつかの利用可能な作動装置から選択する能力を有する流体制御システムを提供する。上述のように、この能力は、能力のある従来のシステム内でのギアの切換えと比較され得る。

20

【0037】

流体制御システムまたは弁システムは、様々な作動装置を用いて操作可能な様々な圧力制御弁（PCV）を備えており、その作動装置の多くは異なるサイズであり、好ましくは腱駆動システムを介して、負荷を制御するように互いに対立的な関係に位置されてよく、この様々な作動装置は、標準的な圧力または流体源を使用して、可変出力レベルを有するシステムを提供するために、別々および/または集合的に起動されるように構成される。本発明は、システムの効率を向上させる能力、すなわち、負荷を変位または移動させる所望量の出力の力を得る一方で、最小量の加圧流体を使用するために、漸次的に低減させるか、または低減率を増加させることによって、作動装置に連結された負荷の動きを制御するのに使用される加圧流体の量を低減する能力を提供する。異なるサイズの異なる作動装置が、所望の出力をもたらすために選択的に起動されてよく、システムは、これを得るために、最小量の加圧流体を使用する。1つまたは複数の制御アルゴリズムが、作動装置の選択的な起動およびシステムの出力を制御するために使用され得、この制御アルゴリズムが、システムを最適な作動状態に保つ、すなわち、所望の出力、およびそれに伴う負荷の作動状態に保つように機能し、これは、システムの性能を監視し、フィードバックに基づいて修正を行うなどといった、様々な方法で達成可能である。

30

40

【0038】

本明細書に述べられる流体制御システムが特に適する1つの例示的な動作環境は、ロボットまたは外骨格の中であり、システムは、ロボットまたは外骨格の様々な付属肢（たとえば腕および/または脚）の動きを制御するように機能し、高程度の効率を維持しながら、より自然な、生きているような動きを行うか、または模倣することを可能にする。

【0039】

本発明の流体制御またはサーボシステムは、従来の関連する弁システムおよびサーボシステムに対して複数の大きな利点を提供し、その多くが本明細書に述べられる。これらの利点のそれぞれは、添付の図面を参照して、下記の詳細な説明に照らすことで明らかにな

50

ろう。これらの利点は、いかようにも限定されない。実際、本発明を実施する際に、本明細書に特に引用されたもの以外の他の利点の実現可能であることを、当業者は理解するであろう。

【 0 0 4 0 】

本発明の流体制御システムが可変出力をもたらすことを可能にするように働く、いくつかの作動する構成要素がある。これらのそれぞれについての論議が以下に与えられ、作動装置に作動圧力または出力圧力を供給するように使用される、複式の独立スプール圧力制御弁の使用に始まり、作動装置内での非能動受動性を可能にするように構成される、対立する圧力制御弁の使用がそれに続く。

複式独立スプール圧力制御弁

図 1 を参照すると、図示されているのは、弁システム、すなわち、複式独立スプール圧力制御弁の例示的な一実施形態の長さ方向の断面に沿った断面図である。具体的には、図 1 は、油圧システムなどの閉回路流体制御システム内の圧力を調整するように構成される、複式独立スプール圧力制御弁 (P C V) 1 0 を示す。図示の例示的な実施形態では、 P C V 1 0 は、戻し入口ポート 1 4 と、戻し出口ポート 1 6 と、圧力入口ポート 1 8 と、圧力出口ポート 2 0 と、戻しスプールフィードバックポート 2 2 および圧力スプールフィードバックポート 2 4 の形態の第 1 および第 2 のフィードバックポートと、パイロット圧力ポート 2 6 とが中に形成された直列線形構造からなる弁本体 1 2 を備える。 P C V 1 0 は、ともに、弁本体 1 2 の内側に配設され、その長さ方向の軸を中心に位置された複式の独立したスプール、すなわち戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 をさらに備える。戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 は、弁本体 1 2 内に自由に配設および支持されており、スプール停止部 3 4、4 4、5 4 および 5 8 といった 1 つまたは複数の制限手段によって動きが制限されている。

【 0 0 4 1 】

図示のように、弁本体 1 2 のこの特定の実施形態は、弁本体 1 2 の壁部分によって中に画定された内部空洞部 6 0 を有する、円筒形の管の形状の構造体を備える。内部空洞部 6 0 は、戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 のそれぞれを包含または収容し、また、これらスプールの変位を許容するように構成される。実際、内部空洞部 6 0 は、戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 の直径または断面積よりわずかに大きい直径または断面積を有し、それによって、戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 が中で双方向に動くことができ、また、必要に応じて弁本体 1 2 の壁部分の内表面に対して十分に封止することができる。戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 に対する内部空洞部 6 0 のサイズは、戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 が、中で前後に変位される際に、内部空洞部 6 0 内でその向きを維持することができるようなものである。

【 0 0 4 2 】

内部空洞部 6 0 ならびに戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 また、封止された関係を達成するように構成可能である。本質的に、弁本体 1 2、および特に内部空洞部 6 0 は、中に様々なチャンバを画定している。図 1 に示すように、弁本体 1 2 は、戻しスプール 4 0 と圧力スプール 5 0 との間の距離または領域によって画定されたパイロット圧力チャンバ 2 8 と、戻しスプール 4 0 と弁本体 1 2 の端部との間の領域によって画定された戻しスプールフィードバックチャンバ 6 2 と、圧力スプール 5 0 と弁本体 1 2 の対向する端部との領域によって画定された圧力スプールフィードバックチャンバ 6 8 とを備える。これらのチャンバのそれぞれは、 P C V の作動時の戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 の一方または両方の実際の変位によって、サイズが変化する。チャンバ 6 2 および 6 8 のそれぞれは、戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 と弁本体 1 2 の壁の内表面との相互作用によって、パイロット圧力チャンバ 2 8 から封止されている。

【 0 0 4 3 】

弁本体 1 2 と戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 との間に封止された関係をもたらすことで、望ましくない流体の混和および圧力の漏れを排除することによって、システムの安全性を維持するように機能する。戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 は、当

技術において既知の任意の手段を使用して弁本体 12 に対して封止された関係を有してよい。図 1 の実施形態では、内部の漏れが非常に低い、許容できる封止が、非常に厳しい製作公差を用いることにより達成されている。この方式の結果、スプール 40 および 50 と弁本体 12 の内壁との間の摩擦が非常に低くなる。しかしながら、いずれのタイプの封止構成が使用されても、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は、パイロット圧力とフィードバック圧力とを等しくするために、システム内で作用する圧力差に応答して変位するように構成される。

【0044】

戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は両方とも、弁本体 12 の内部空洞部 60 の幾何学的な構成または形状に合致もしくは実質的に合致、または一致する幾何学的な構成または形状を備える。図示のように、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は、概ね円筒形の形状であり、2つのランドおよび各ランドの間の凹部を備え、また、第1および第2の側を備える。具体的には、図1に示される実施形態では、戻しスプール 40 は、パイロット圧力側 42、フィードバック圧力側 46、第1ランド 72、第2ランド 74、およびランド 72 とランド 74 との間に延在する凹部 82 を備える。圧力スプール 50 は、やはり、パイロット圧力側 52、フィードバック圧力側 56、第1ランド 76、第2ランド 78、およびランド 76 とランド 78 との間に延在する凹部 84 を備える点において、同様の幾何学的な構成または設計を有する。

【0045】

上述のように、戻しスプール 40 のフィードバック側 46 は、戻しスプールのフィードバックチャンバ 62 と流体連通しており、一方、パイロット圧力側 42 は、パイロット圧力チャンバ 28 と流体連通している。ランド 72 および 74 は、弁本体 12 の内壁面に対して封止することができる適切な直径または断面積を備える。封止されたとき、および戻しスプール 40 の変位の際、ランド 72 および 74 は、フィードバックチャンバ 62、凹部 82、およびパイロット圧力チャンバ 28 の間の流体連通または流体の混和を最小にする。さらに、凹部はランド 72 および 74 よりも直径が小さいので、戻し入口ポート 14 から出口ポート 16 へと流体が正しく流れるのを容易にするように、ランド 72 および 74 は、凹部 82 とともに機能する。これらのポートが開かれると、流体は、戻し入口ポート 14 を介して PCV 10 へ入り、戻しスプール 40 の凹部 82 を介し、戻し出口ポート 16 から出る。

【0046】

また、上述のように、圧力スプール 50 のフィードバック側 56 は、圧力スプールのフィードバックチャンバ 68 と流体連通しており、一方、圧力スプール 50 のパイロット圧力側 52 は、パイロット圧力チャンバ 28 と流体連通している。ランド 76 および 78 も、やはり、弁本体 12 の内壁面に対して封止することができる適切な直径または断面積を備える。封止されたとき、および戻しスプール 40 の変位の際、ランド 76 および 78 は、フィードバックチャンバ 62、凹部 84、およびパイロット圧力チャンバ 28 の間の流体連通または流体の混和を最小にする。さらに、凹部はランド 76 および 78 よりも直径が小さいので、圧力入口ポート 18 から圧力出口ポート 20 へと流体が正しく流れるのを容易にするように、ランド 76 および 78 は、凹部 84 とともに機能する。これらのポートが開かれると、流体は、圧力入口ポート 18 を介して PCV 10 へ入り、圧力スプール 50 の凹部 84 を介し、圧力出口ポート 20 から出る。

【0047】

PCV 10、および特に弁本体 12 は、PCV 10 を介する流体の流れを容易にするように機能し、内部空洞部 60 と連通する複数のポートをさらに含む。図示の実施形態では、弁本体 12 は、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 を位置決めすることによって調節される複数の入口ポートおよび出口ポートを中に形成している。具体的には、弁本体 12 は、戻し入口ポート 14 および戻し出口ポート 16 を備え、フィードバック圧力がパイロット圧力を越える条件において、ポートを介して流体が流れることができ、PCV 10、および PCV 10 が中で作動しているシステムから圧力を除去できるように、これら

のポートを開くように戻しスプール40が変位させられる。弁本体12は、また、加圧された流体の供給源（図示せず）と流体連通した圧力入口ポート18と、圧力出口ポート20とを備え、パイロット圧力がフィードバック圧力を越える条件において、ポートを介して流体が流れることができ、PCV10およびPCV10が中で作動しているシステムの中へ圧力を入力できるように、これらのポートを開くように圧力スプール50が変位させられる。

【0048】

弁本体12に沿った、戻しスプール40および圧力スプール50に対する、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16ならびに圧力入口ポート18および圧力出口ポート20の相対位置は、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16が開いている、もしくは部分的に開いているとき、圧力入口ポート18および圧力出口ポート20が閉じている、もしくは部分的に閉じている、またはその逆であるように構成される。したがって、PCV10、より詳細には、戻しスプール40および圧力スプール50、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16、圧力入口ポート18および圧力出口ポート20は、これらの条件を満たすように構成され、こうして、PCVは、システム内で作用する圧力によって、目的通りに機能できるようになる。本明細書に述べられ、図示されるもの以外の、これらの条件を満たす他の代替構成を、当業者は認識するであろう。

【0049】

図1に示される実施形態では、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16は、弁本体12内に配置された戻しスプール40によって閉じられた状態で示されている。圧力入口ポート18および圧力出口ポート20は、弁本体12内に配置された圧力スプール50によって閉じられた状態で示されている。この状況または作動構成では、フィードバック圧力およびパイロット圧力が等しく、システムは、釣り合っており、均衡状態にある。言い換えると、戻しスプール40および圧力スプール50のいずれをも変位する圧力差がシステム内に存在しないため、PCV10は静止している。実際、システムが、等しいパイロット圧力とフィードバック圧力との間で釣り合っているため、圧力は、圧力ポート18および20を介してシステム内へ入力されておらず、また、戻しポート14および16を介してシステムから除去されてもいない。したがって、PCVによって制御される作動装置を用いて作動可能ないずれの負荷も、また、静止している。

【0050】

戻し入口ポート14は、戻しスプール40の凹部82、および油圧作動装置（図示せず）などの負荷作動装置と流体連通する。負荷作動装置内で作用しているのは、負荷によって引き起こされた、または掛けられた負荷圧力から、作動装置機構それ自体の内部の摩擦または他の損失を引いた圧力である。負荷圧力は、フィードバック圧力に、直接的に、影響および指令し、いくつかの場合では、フィードバック圧力に等しくなる。対照的に、戻し出口16は、戻しスプール40の凹部82および主戻し貯蔵部（やはり図示せず）と流体連通する。以下にさらに詳しく述べられるように、これらの様々な各戻しポート間の流体連通は、戻しスプール40によって制御される。フィードバック圧力がパイロット圧力を越えたとき、戻しスプール40は、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16を開くように変位させられ、それによって、流体は、戻し入口ポート14を介して、戻しスプール40の凹部82の中へ流れ、その後、戻し出口16を介して、主戻し貯蔵部に向かって流れ、システムから圧力を除去することが理解されるであろう。均衡状態に達すると、戻しスプール40は、戻しポート14および16を閉じるように変位する。

【0051】

複式独立スプール圧力制御弁の特異な一態様は、システム内のパイロット圧力が下げられ、戻しスプール40ならびに戻し入口ポート14および戻し出口ポート16を開き、また、圧力入口ポートおよび圧力出口ポートを覆って戻しスプール50を閉じるのに十分なレベルに維持できることである。このモードでは、PCV10は非能動の受動作動状態になり、負荷の動きに作用し影響を及ぼす外的な力に応答するなどして、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16を介して、負荷作動装置（油圧作動装置）と戻し貯蔵部との

間で流体を揺動する、または前後に分流することができるように機能する。これによって、効果的に、負荷をいずれの方向にも駆動する能動的な入力が必要とすることなく、負荷が自由に振れるまたはぶら下がることができるようになる。揺動モードにあるPCV10でのぶら下がりの概念は、以下にさらに詳しく述べられる。

【0052】

圧力入口ポート18は、圧力スプール50の凹部84および加圧流体の供給源（図示せず）と流体連通する。対照的に、圧力出口20は、圧力スプール50の凹部84および負荷作動装置と流体連通する。以下にさらに詳しく述べられるように、これらの様々なポートの間の流体連通は、圧力スプール50によって制御される。しかしながら、パイロット圧力がフィードバック圧力を越えたとき、圧力スプール50は、圧力入口ポート18および圧力出口ポート20を開くように変位し、それによって、加圧された流体が、圧力入口ポート18を介して、圧力スプール50の凹部84へと流れ、その後、圧力出口ポート20を介して流れることができ、負荷作動装置に圧力を供給して、増加した圧力を、能動的に負荷を駆動する力に変換することが理解されるであろう。

【0053】

弁本体12は、対応するパイロット圧力または制御圧力を有する加圧流体を受け、パイロット圧力チャンバ28へと導くように構成されたパイロット圧力ポート26をさらに中に形成している。パイロット圧力ポート26は、ポンプなどの流体源からパイロット圧力チャンバ28へと加圧流体を供給するように構成されるパイロット弁（図示せず）と流体連通する。パイロット圧力ポート26を介してパイロット圧力チャンバ28へと入力された（パイロット圧力で）加圧された流体は、戻しスプール40のパイロット圧力側42および圧力スプール50のパイロット圧力側52に作用するように機能し、戻しスプール40および圧力スプール50が互いに離れるように変位するように影響を与える。さらに、パイロット圧力チャンバ28へのパイロット圧力の入力は、流体フィードバックシステムを介して戻しスプール40および圧力スプール50にやはり作用するフィードバック圧力に対抗する、またはこのフィードバック圧力を打ち消すように機能する。このように、パイロット圧力は、PCV10およびこのシステムのための制御圧力として機能する。実際、パイロット圧力は、戻しスプール40および圧力スプール50の変位、したがってシステム内の圧力を制御するように、フィードバック圧力に対して選択的に上昇もしくは低下させる、または一定に保持することが可能である。パイロット圧力の変更または変化は、非常に迅速に行うことができ、それによって、PCVは、動的に予め決められた固定された圧力の調整器のような働きができるようになる。

【0054】

パイロット圧力チャンバ28のサイズは、フィードバックシステムを介して作用するフィードバック圧力によって対抗される、パイロット圧力の大きさ、ならびに結果として生じる、弁本体内の戻しスプール40および圧力スプール50の変位位置によって変化可能であることが理解されるであろう。したがって、パイロット圧力チャンバ28のサイズ変化は、パイロット圧力とフィードバック圧力との間の関係の関数である。フィードバック圧力の大きさにかかわらず、戻しスプール40および圧力スプール50は互いに接触することを妨げられているため、パイロット圧力チャンバ28は、PCV10内に常に存在することが、やはり理解されるであろう。実際、弁本体12の端部に押し付けられる制限部、ならびに弁本体の内部空洞部60内に戦略的に配置される様々な手段または制限手段のために、戻しスプール40および圧力スプール50は、変位できる距離が制限される。

【0055】

制限手段は、戻しスプール40および圧力スプール50のそれぞれが、弁本体12内で移動できる変位距離を制御するように意図される。より具体的には、制限手段は、PCV10の様々な作動状態または作動モードの間、各スプールの所定の作動位置を確立するように機能する。制限手段の例示的な形態は、弁本体12内でのスプールの望まれない変位を防ぐように、弁本体12の内部空洞部60内に戦略的に配置された複数のスプール停止部である。図1は、これをスプール停止部34、44、54および58として示す。戻

10

20

30

40

50

しスプール４０および圧力スプール５０は、スプール停止部３４および５４のために互いに接触できず、スプール停止部３４は、戻しスプール４０がパイロットポート２６を決して閉じることができないように戻しスプール４０の動きを制限し、スプール停止部５４は、圧力スプール５０の動きを同様に制限する。したがって、パイロット圧力チャンバ２８は、パイロット圧力ポート２６を介してパイロット圧力源から流体を受けるように、常に存在し、アクセス可能になっている。

【００５６】

弁本体１２の第１端部に形成された戻しスプールフィードバックポート２２は、油圧作動装置などの負荷作動装置を含み得る負荷作動装置（図示せず）の流体連通を容易にし、戻しスプールフィードバックチャンバ６２および戻しスプール４０のフィードバック圧力側４６が、フィードバックチャンバ６２の１つの境界として機能する。したがって、負荷作動装置からの流体は、戻しスプールフィードバックポート２２を介して、フィードバックチャンバ６２へと流れることができ、それによって、戻しスプール４０のフィードバック圧力側４６にフィードバック圧力を伝達している。フィードバックチャンバ６２は、このフィードバック圧力を戻しスプール４０に及ぼされるフィードバック力に変換する、所定の直径または断面積を有する。

【００５７】

戻しスプールフィードバックチャンバ６２のフィードバック圧力が、パイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力より高いとき、戻しスプール４０は、スプール停止部３４に接触するまで、パイロット圧力チャンバ２８の中央に向かって変位し、それによって、作動装置の圧力を放出および低下させるように、戻し入口ポート１４および戻し出口ポート１６を開くことが理解されるであろう。フィードバック圧力およびパイロット圧力が等しくなるまで、戻しスプール４０はこの位置に留まる。逆に、フィードバックチャンバ６２のフィードバック圧力がパイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力より低いとき、戻しスプール４０は、スプール停止部４４と接触するまで、パイロット圧力チャンバ２８から離れるように弁本体１２の端部に向かって変位する。この位置では、戻し入口ポート１４および戻し出口ポート１６は閉じられて、システム圧力が上昇可能になる。戻しスプール４０は、フィードバックチャンバ６２の圧力が、パイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力を再び越えるまで、この位置を保持する。

【００５８】

同様に、弁本体１２の第２端部に形成された、圧力スプールフィードバックポート２４は、負荷作動装置（図示せず）の圧力スプールフィードバックチャンバ６８との流体連通を容易にし、圧力スプール５０のフィードバック圧力側５６は、フィードバックチャンバ６８の１つの境界として機能する。したがって、負荷作動装置からの流体は、圧力スプールフィードバックポート２４を介して、フィードバックチャンバ６８へと流れることができ、それによって、フィードバック圧力を、圧力スプール５０のフィードバック圧力側５６に伝達する。フィードバックチャンバ６８は、この圧力を圧力スプール５０に働くフィードバック力に変換する、所定の直径または断面積を有する。

【００５９】

圧力スプールフィードバックチャンバ６８のフィードバック圧力が、パイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力より高いとき、圧力スプール５０は、スプール停止部５４と接触するまで、パイロット圧力チャンバ２８の中央に向かって変位し、それによって、圧力入口ポート１８および圧力出口ポート２０を閉じることが理解されるであろう。フィードバック圧力およびパイロット圧力が等しくなるまで、圧力スプール５０はこの位置を保持する。逆に、フィードバックチャンバ６８のフィードバック圧力が、パイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力より低いとき、圧力スプール５０は、パイロット圧力チャンバ２８から離れるように弁本体１２の端部に向かって変位し、それによって、圧力入口ポート１８および圧力出口ポート２０を開けて、システム圧力を上昇させる。圧力スプール５０は、フィードバックチャンバ６８の圧力が、パイロット圧力チャンバ２８のパイロット圧力を再び超えるまで、この位置を保持し、パイロット圧力を再び超えると、圧力入口

10

20

30

40

50

ポート 18 および圧力出口ポート 20 は閉じられる。

【0060】

上述のように、制限手段、すなわち、スプール停止部 34、44、54 および 58 は、それぞれ、弁本体 12 の内部空洞部 60 内において戻しスプール 40 および圧力スプール 50 の動きを制限するように構成される。より具体的には、制限手段は、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 が、戻し入口ポート 14 および戻し出口ポート 16、圧力入口ポート 18 および圧力出口ポート 20、ならびにパイロット圧力ポート 26 に対して、確実に、正しく変位および位置合わせするように構成される。上述のように、スプール停止部 34 および 54 は、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 の互いに向かう動きを制限する。具体的には、スプール停止部 34 は、戻しスプール 40 がパイロット圧力ポート 26 を閉じることができないように配置される。スプール停止部 34 はまた、戻し入口ポート 14 および戻し出口ポート 16 と、戻しスプールフィードバックポート 22 との間の流体連通を防ぐ。

10

【0061】

スプール停止部 44 は、図示のように、弁本体 12 の端部に向かって戻しスプール 40 が変位するのを制限する。具体的には、スプール停止部 44 は、戻しスプール 40 がスプール停止部 44 に接触したとき、戻し入口ポート 14 および戻し出口ポート 16 が閉じられるように配置される。スプール停止部 44 の位置はまた、戻し入口ポート 14 および戻し出口ポート 16 と、パイロット圧力チャンバ 28 との間の流体連通を防ぐことが理解されるであろう。

20

【0062】

スプール停止部 54 は、戻しスプール 40 およびパイロットチャンバ 28 に向かう圧力スプール 50 の動きを制限する。具体的には、スプール停止部 54 は、圧力スプール 50 がスプール停止部 54 に接触したとき、圧力入口ポート 18 および圧力出口ポート 20 が閉じられるように配置される。スプール停止部 54 は、圧力入口ポート 18 および圧力出口ポート 20 が圧力スプールフィードバックポート 24 と流体連通するのを防ぐ。

【0063】

図示のように、スプール停止部 58 は、弁本体 12 の端部に向かって圧力スプール 50 が変位するのを制限する。具体的には、スプール停止部 58 は、圧力スプール 50 がスプール停止部 58 に接触したとき、圧力入口ポート 18 および圧力出口ポート 20 が閉じられるように配置される。スプール停止部 58 の位置はまた、圧力入口ポート 18 および圧力出口ポート 20 と、パイロット圧力チャンバ 28 との間の流体連通を防ぐことが理解されるであろう。

30

【0064】

上述のように、PCV 10 は、好ましくは、弁本体 12 の内部空洞部 60 内に自由に位置される、または支持される、複式の独立したスプール、すなわち戻しスプール 40 および圧力スプール 50 を備える。自由に支持されるというのは、スプールが物理的に互いに、または機械式作動手段もしくは支持手段といった他の任意の構造体もしくは装置に連結していないことを意味する。言い換えると、スプールは弁本体の内部の中で浮いており、それ自体に作用する圧力および弁本体 12 に配置された任意の制限手段によってのみ、その動きまたは変位を制限されている。一態様では、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は、低質量スプールである。しかしながら、スプールの質量は、用途によって異なるとよい。

40

【0065】

戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は、弁本体 12 内で互いに独立して作動するように意図される。本明細書に使用される「独立して」という用語、または「独立して制御および作動される」という語句は、2つのスプールが、個々にまたは別々に作動または制御されること、および、互いに相互連結または相互依存のないことを意味することが意図される。これはまた、戻しスプール 40 および圧力スプール 50 は、任意の所与の時間にシステム内に作用している内在する圧力パラメータに応答して変位するか、あるいは変

50

位させられるのであって、任意の機械的または電氣的に制御された作動装置または作動システムによって変位する、あるいは変位させられるのではないことを意味する。より具体的には、PCVは、PCVに内在する圧力フィードバックシステムに従って中に含まれるシステム内の圧力を調整するように意図され、戻しスプールおよび圧力スプールは、圧力差を分散し、パイロット圧力とフィードバック圧力とを等しくするために、システム内に発生している、または作用している圧力差に従って変位させられる。図1の実施形態では、戻しスプールおよび圧力スプールの外面に作用するフィードバック圧力が、戻しスプールおよび圧力スプールの内面に同時に作用するパイロット圧力と異なるとき、圧力差が存在する。戻しスプールおよび圧力スプールの対向側に同時に作用するこれらの2つの圧力が異なるとき、および優勢な圧力に依存して、戻しスプールおよび圧力スプールは、適切なポートを開くもしくは閉じるように変位し、全体的なシステム圧力を釣り合わせるのに必要である流体の流れを容易にするもしくは遮断するか、または、負荷作動装置の負荷圧力とパイロット圧力とを釣り合わせようとする。

【0066】

PCV10において、戻しスプール40および圧力スプール50のフィードバック圧力側に作用するフィードバック圧力が、戻しスプール40および圧力スプール50のパイロット圧力側に作用する圧力とは異なる大きさを有するとき、圧力差が生じる。この圧力差は、フィードバック圧力またはパイロット圧力に有利になり得る。いずれの場合にも、戻しスプール40および圧力スプール50は、パイロット圧力とフィードバック圧力を均衡状態へと戻そうと、圧力差に応じて変位するように構成される。しかしながら、パイロット圧力は、特におよび選択的に制御されるので、所定の持続時間だけ所定の圧力差を引き起こすことができる。したがって、システム内の圧力を上げる必要があるとき、パイロット圧力は、フィードバック圧力を超えるように選択的に操作され、それによって、圧力スプール50を変位させて、圧力入口ポート18および圧力出口ポート20を開き、圧力源からシステムへと加圧された流体を通す。同様に、システム内の圧力を下げる必要があるとき、パイロット圧力は、フィードバック圧力より低くなるように選択的に操作され、それによって、戻しスプール40を変位させて、戻し入口ポート14および戻し出口ポート16を開き、システムから圧力を逃がす。明らかであるが、圧力差は、パイロット圧力もしくは負荷の操作、またはこれらの両方の操作によってシステム内に引き起こされ得ることに留意されたい。いずれの場合にも、結果として生じるスプールの変位は、適切な入口ポートおよび出口ポートを開閉して、システム内の圧力を調整するように機能する。

【0067】

上記の議論によると、複式の独立スプール圧力制御弁の特異な一特徴は、その内在するフィードバックシステムである。流体の流れを制御することに焦点を置き、流体の流れを制御するように機能する従来の関連するシステムとは異なり、この内在するフィードバックシステムは、外部の制御装置を全く必要とせず、引き起こされた条件に応じて、または操作的な方式で、PCVがサーボシステムまたはサーボタイプシステム内の圧力を自動的に調整および制御することができるように機能する。内在するフィードバックシステムは、PCVの様々な構成要素とパイロット圧力およびフィードバック圧力との間の流体連通の機能である。より詳しくは、内在するフィードバックシステムは、独立した戻しスプールおよび圧力スプールの対向する側に作用するパイロット圧力とフィードバック圧力との間の伝達の機能であり、このとき、フィードバック圧力とパイロット圧力とは互いに対向しており、フィードバック圧力は、負荷圧力の機能である。弁本体内の浮動スプールと考えられてよい、独立した戻しスプールおよび圧力スプールは、適切なポートを開き、全体的なシステム圧力を上昇または低下させるように、引き起こされた圧力差に従って体系的に変位するように互いに協力して働くように構成される。システム内に戦略的に配置された様々な制限手段、また、戻し入口ポートおよび戻し出口ポートならびに圧力入口ポートおよび圧力出口ポートの相対的な配置によって、独立した戻しスプールおよび圧力スプールは、サーボシステムを均衡状態にできるだけ近い状態に戻すために、しかるべく変位するように構成され、システム上の拘束ならびに/または選択的および制御的な作動条件の

みによって制限される。複式独立スプール圧力制御弁の内在するフィードバックシステムの様々な実施例は、図に示されており、P C Vの様々な作動状態に関して下記に説明される。

【 0 0 6 8 】

戻しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 は、負荷作動装置内の圧力が上昇されることが望まれているか、負荷作動装置が休むことが許されているか、または負荷作動装置が、受けた負荷を保持することが必要であるかによって制御されるパイロット圧力に応じて特定の位置に動く。

【 0 0 6 9 】

最後に、第 1 フィードバックポート 2 2 および第 2 フィードバックポート 2 4 は、第 1
フィードバック管路 1 9 2 および第 2 フィードバック管路 1 9 6 とそれぞれ流体連通して
おり、第 1 フィードバック管路 1 9 2 および第 2 フィードバック管路 1 9 6 は、主管路 2
0 0 から流体を受けるか、または主管路 2 0 0 へと流体を送るように構成される。主流体
管路 2 0 0 は、負荷供給管路 2 1 0 を介して負荷作動装置（図示せず）に流体連結してい
る。

【 0 0 7 0 】

P C V 1 0 が、パイロット圧力がフィードバック圧力に等しい均衡状態にあるとき、戻
しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 の両方は、弁本体 1 2 に沿った戻し入口ポート 1
4 および戻し出口ポート 1 6、ならびに圧力入口ポート 1 8 および圧力出口ポート 2 0 を
閉じるように配置されることが理解されるであろう。パイロット圧力がフィードバック圧
力を越える状況では、圧力スプールが、圧力入口ポート 1 8 および圧力出口ポート 2 0 を
開くように変位させられ、流体が圧力源から、圧力スプールの凹部 8 4 を介して、負荷供
給管路 2 1 0 へと流れることができるようになる。パイロット圧力がフィードバック圧力
より低くなると、戻しスプールは、戻し入口ポート 1 4 および戻し出口ポート 1 6 を開く
ように変位させられ、流体が負荷供給管路 2 1 0 から、戻しスプールの凹部 8 2 を介して
、主戻し貯蔵部へと流れることができるようになる。

【 0 0 7 1 】

図 1 に示す P C V のさらなる詳細および作動状態は、ヤコブセンらの米国特許第 7 , 2
8 4 , 4 7 1 号、およびヤコブセンらの米国特許第 7 , 3 0 8 , 8 4 8 号、ならびに「 P
r e s s u r e C o n t r o l V a l v e H a v i n g A n A s y m m e t r i c V a l v i n g S t r u c t u r e 」という表題の 2 0 0 7 年 6 月 2 9 日出願の
関連する米国特許出願第 1 1 / 8 2 4 , 5 4 0 号に示され、説明されており、このそれぞ
れは、全体が本明細書に参照により援用される。

【 0 0 7 2 】

図 1 は P C V の例示的な一実施形態を示すが、他の実施形態が本明細書に企図されるこ
とが理解されるであろう。実際、図 1 で示される P C V は、異なる構成またはサイズの戻
しスプール 4 0 および圧力スプール 5 0 を備えるように修正されてよい。しかしながら、
当然、弁本体 1 2 は、異なるサイズのスプールを収容するように対応する直径差を有さな
ければならないであろう。したがって、他の実施形態では、弁本体 1 2、およびその中に
配設された独立したスプールは、均一なまたは不均一な直径、ならびに円形以外の異なる
幾何学的な断面形状を有してよいことが考えられる。さらに、弁本体 1 2 のポート 1 4、
1 6、1 8、2 0、2 2、2 4 および 2 6 は、サイズが異なっていてよく、特定のまたは
所与の用途に必要な特定の圧力 / 力 / 面積の関係をj得るために、様々なサイズおよび形状
の組合せが予期される。

【 0 0 7 3 】

図 2 は、複式独立スプール圧力制御弁の例示的な別の実施形態を示し、ここでは、P C
V 1 0 は、圧力弁本体 1 2 b から離れた戻し弁本体 1 2 a を備える。戻し弁本体 1 2 a は
、内部空洞部 6 0 a を備え、この内部空洞部 6 0 a は、図 1 の戻しスプール 4 0 によって
、戻しスプールパイロット圧力チャンバ 2 8 a と戻しスプールフィードバックチャンバ 6
2 とにさらに分割される。同様に、圧力弁本体 1 2 b は、内部空洞部 6 0 b を備え、この

内部空洞部 60b は、図 1 の圧カスプール 50 によって、圧カスプールパイロット圧カチャンバ 28b とパイロットスプールフィードバックチャンバ 68 とにさらに分割される。戻しスプールパイロット圧カチャンバ 28a および圧カスプールパイロット圧カチャンバ 28b の両方は、パイロット圧カポート 26 と流体連通している。形状構成の相違以外に、戻し弁および圧カ弁の両チャンバは、もはや同軸に連結または整列されておらず、図 2 の実施形態は、図 1 に示される実施形態と実質的に同じ方式で機能し、適用可能な場合、その説明がここに援用される。

対立する流体制御システム

流体制御システムは、典型的に 1 つまたは複数の作動装置によって、負荷の動きまたは変位を制御し、容易にするために、上述の 1 つまたは複数の形態の圧カ制御弁を用いる、対立する流体制御システムの様々な実施形態をさらに含み、共に作動する PCV が、複数の作動状態または弁状態を有する。この概念は、(2007 年 2 月 28 日出願の米国仮特許出願第 60/904,245 号の利益を主張する)「Antagonistic Fluid Control System for Active and Passive Actuator Operation」という表題の 2008 年 2 月 28 日出願の米国特許出願第 号 (代理人適用番号第 2865-23727.NP) に述べられ、説明されており、その全体が本明細書に参照によって援用される。

【0074】

PCV の第 1 の弁状態または作動状態は、負荷の動きを能動的に制御するように構成された、または言い換えると負荷を駆動するように構成された、能動弁状態を含む。第 2 の弁状態または作動状態は、他方の PCV が能動弁状態で作動できるように、一方の PCV の戻しポートおよび圧カポートのいずれかが閉じられた、または一方の PCV の戻しポートのみが開かれた、非能動作動状態を含む。第 3 の弁状態または作動状態は、真に受動的な弁状態、すなわち非能動受動性の弁状態を含み、上述のように、PCV は、負荷が動くまたはぶら下がることができるように構成された、揺動モードで作動される。この第 3 の受動的な弁状態または揺動モードでは、流体および好ましくは局所的流体が、非作動的な負荷の動きに応答して、システム内で前後に分流できるように、2 つの PCV の戻しポートが開かれる。したがって、非能動受動性の状態では、負荷は、高圧供給貯蔵部からの流体の使用などの、システムからのいかなる能動的な入力も必要とすることなく、動くまたは変位することができる。この特異な特徴は、従来の関連するサーボシステムに対して、全体的な効率の向上、および、脚または腕の自然な動きといった、より自然な動き、または、自然界に見られる動きにより近似した動きをもたらし能力などの、複数の利点を有する。

【0075】

一態様では、対立する流体制御システムは、単一の作動装置を作動する対立する圧カ制御弁によって実現可能である。別の態様では、対立する流体制御システムは、1 つまたは複数の対の対立する負荷作動装置を用いてそれぞれ操作可能である、複数の圧カ制御弁 (PCV) によって実現可能である。

【0076】

図 3 は、対立する流体制御システム 100 の例示的な一実施形態を示す。この実施形態では、2 つの複式独立スプール PCV が、単一の作動装置 220 を制御するように、または単一の作動装置 220 に制御圧カを与えるように、互いに組み合わせて用いられる。両 PCV は、システム 100 内の圧カを制御するように共に機能する。具体的には、PCV 10a は、作動装置ピストン 240、結果として負荷を、一方の方向に駆動または変位させるように用いられる流体および圧カを制御するように構成され、一方、PCV 10b は、作動装置ピストン 240、結果として負荷を、反対の方向に駆動または変位させるように用いられる流体および圧カを制御するように構成される。PCV 10a および 10b のそれぞれは、図 1 に示され、上述された構造と同様である。

【0077】

作動の際、PCV 10a および 10b は、能動弁状態、非能動弁状態、または非能動受

10

20

30

40

50

動弁状態（非能動受動性）のいずれかで作動するように構成される。複式PCVは、任意の所与または所定の時間において、ならびに任意の所与または所定の持続期間の間、これらの運転状態の任意の1つになるように、それぞれ個別におよび選択的に制御される。図示の実施形態では、PCV10aは、一方向に、作動装置ピストン240を作動または変位させるように、および負荷250を駆動するように構成される。能動弁状態では、圧力スプール50aが、圧力入口ポート18aおよび圧力出口ポート20aを開くように変位する一方で、戻し入口ポート14aおよび戻し出口ポート16aが閉じられるように、PCV10aのパイロットチャンバ28aのパイロット圧力が操作される。パイロット圧力が、PCVの下流の負荷供給管路210a内の加圧された流体の圧力よりも高く保たれるので、戻しスプール40aは変位しない。

10

【0078】

開位置において、圧力スプール50aは、加圧された流体（すなわち、負荷チャンバ234内に作用する負荷圧力よりも高い圧力を有する流体）が、圧力源（図示せず）からシステム100へと入ることができるように機能する。加圧された流体は、圧力入口ポート18aに入り、圧力出口ポート20aを通過して、主流体管路200aへと進み、次に負荷供給管路210aに入り、最後に作動装置シリンダ230のチャンバ234へと入る。加圧された流体は、チャンバ234の中へ入ると、作動装置ピストン240の第1の側244に作用する。チャンバ234に入る加圧された流体によって及ぼされる力は、対向側のチャンバ238内に存在している圧力と、摩擦または重力などの負荷に作用する外部の力とによって生成される複合力よりも大きいので、作動装置ピストン240が変位され、それによって、連結されている負荷250を、駆動または変位させる。一実施形態によると、流体制御システム100が、位置に基づいて制御されている場合、負荷が所望の点まで駆動されると、圧力スプール50aを変位し、圧力入口ポート18aおよび圧力出口ポート20aを閉じるように、パイロット圧力が再び操作される。

20

【0079】

PCV10aが、負荷250を駆動する能動弁状態にあるとき、PCV10bは、非能動弁状態に保たれていてよく、システム100から主戻し貯蔵部（図示せず）へと流体を放出するように、戻し入口ポート14bおよび戻し出口ポート16bが開かれる。

【0080】

同様に、PCV10bは、PCV10aの能動弁状態によって引き起こされる方向とは反対側の方向に、作動装置ピストン240を作動または変位し、負荷250を駆動するように構成される。能動弁状態では、圧力スプール50bが、圧力入口ポート18bおよび圧力出口ポート20bを開くように変位する一方で、戻し入口ポート14bおよび戻し出口ポート16bが閉じられるように、PCV10bのパイロットチャンバ28bのパイロット圧力が操作される。パイロット圧力が、PCVの下流の負荷供給管路210b内の加圧された流体の圧力よりも高く保たれるので、戻しスプール40bは変位しない。

30

【0081】

開位置において、圧力スプール50bは、加圧された流体（すなわち、負荷チャンバ238内に作用する負荷圧力よりも高い圧力を有する流体）が、圧力源（図示せず）からシステム100入ることができるように機能する。加圧された流体は、圧力入口ポート18bに入り、圧力出口ポート20bを通過して、主流体管路200bへと進み、次に負荷供給管路210bに入り、最後に作動装置シリンダ230のチャンバ238へと入る。加圧された流体がチャンバ238の中へ入ると、作動装置ピストン240の第2の側248に作用する。チャンバ238に入る流体の圧力は、対向側のチャンバ234内に存在している圧力と、摩擦または重力などの負荷に作用する外部の力とによって生成される複合力よりも大きいので、作動装置ピストン240が変位され、それによって、連結されている負荷250を、駆動または変位させる。一実施形態によると、流体制御システム100が、位置に基づいて制御されている場合、負荷が所望の点まで駆動されると、圧力スプール50bを変位し、圧力入口ポート18bおよび圧力出口ポート20bを閉じるように、パイロット圧力が再び操作される。

40

50

【 0 0 8 2 】

P C V 1 0 b が、負荷 2 5 0 を駆動する能動弁状態にあるとき、P C V 1 0 a は、非能動弁状態にされており、システム 1 0 0 から主戻し貯蔵部（図示せず）へと流体を放出するように、戻し入口ポート 1 4 a および戻し出口ポート 1 6 a が開かれる。P C V 1 0 b の機能は、P C V 1 0 a の機能と同様である。

【 0 0 8 3 】

理解されるように、P C V 1 0 a および 1 0 b の両方の能動弁状態を選択的および交互に交替して作動させることによって、作動装置ピストン 2 4 0、および結果として負荷 2 5 0 が、所望のように、双方向の方式で前後に変位または駆動可能であり、各 P C V は、作動装置ピストン 2 4 0 の対向する一方向の変位をもたらすように構成される。

10

【 0 0 8 4 】

本発明の弁システムおよび対応する流体制御システムの最も有利な特徴は、おそらく、外部的に掛けられる負荷の下で、または一方または両方の P C V による負荷の能動的な作動の際に生じた運動量などの内在する力の結果として、負荷が自由に振れる、またはぶら下がる能力である。自由に振れる、またはぶら下がる能力は、流体制御システムに圧力制御をもたらすのに用いられる、P C V の特異な構成および設計の結果である。図 2 に示される P C V のそれぞれは、非能動の受動状態、または上に定義した揺動モードになることができる。負荷に自由に振れるまたはぶら下がる能力を与えるために、P C V 1 0 a および 1 0 b のそれぞれは、同時に、受動的な作動状態または揺動モードにされる。

20

【 0 0 8 5 】

非能動の受動状態にするためには、P C V 1 0 a および 1 0 b のそれぞれの各パイロットチャンバ 2 8 a および 2 8 b のパイロット圧力または制御圧力が、負荷作動装置 2 2 0 によって及ぼされる戻しスプール 4 0 a、4 0 b、および圧力スプール 5 0 a、5 0 b に作用する負荷圧力またはフィードバック圧力よりも低くなるように、個々に操作および保持される。このパイロット圧力が、スプール 4 0 および 5 0 に作用する負荷またはフィードバック圧力より低いので、戻しスプール 4 0 a および 4 0 b は、それぞれ、戻し入口ポート 1 4 a、1 6 a、および戻し出口ポート 1 4 b、1 6 b を開くように変位される。圧力スプール 5 0 a および 5 0 b は、P C V 1 0 a および 1 0 b のそれぞれの中に配置された制限手段のために閉じられたままとなる。

30

【 0 0 8 6 】

また、P C V 1 0 a および 1 0 b の構成の一部は、戻し出口ポート 1 6 a および 1 6 b の流体連結である。図示のように、P C V 1 0 a の戻し出口ポート 1 6 a は、戻し管路 2 6 0 および 2 6 4 を介して、P C V 1 0 b の戻し出口ポート 1 6 b に流体連結される。戻し管路 2 6 0 は、戻し出口ポート 1 6 a に流体連結され、そこから、戻し管路 2 6 4 ならびに主戻し貯蔵部（図示せず）に流体連結するように延在する。同様に、戻し管路 2 6 4 は戻し出口ポート 1 6 b に流体連結され、そこから、戻し管路 2 6 0 ならびに主戻し貯蔵部に流体連結するように延在する。流れ制御弁 2 7 2 が、戻し流体管路 2 6 0 および 2 6 4 の交差点の下流にあり、システム 1 0 0 から主戻し貯蔵部へと戻る流体の流れを選択的に調整するように構成される。

40

【 0 0 8 7 】

2 つの P C V の戻し出口ポートを流体連結することによって、ならびに、パイロット圧力を負荷圧力またはフィードバック圧力より低くなるように制御することによって、戻しスプール 4 0 a および 4 0 b を変位し、戻し入口ポート 1 4 a、1 6 a、および戻し出口ポート 1 4 b、1 6 b を開き、P C V 1 0 a および 1 0 b が、非能動の受動的弁状態、または揺動モードにされる。この状態では、非作動的な力に応答して作動装置ピストン 2 4 0 が前後に変位する（すなわち作動装置は容易に逆向きに駆動可能である）際に、流体が、システム 1 0 0 内において、特に負荷作動装置 2 2 0、P C V 1 0 a および P C V 1 0 b の間で、前後に分流することができる。たとえば、揺動モードでは、外部の力が負荷 2 5 0 を引いて変位させると、負荷に連結された作動装置ピストン 2 4 0 も、作動装置の負荷シリンダ 2 3 0 内で変位する。負荷 2 5 0 および負荷シリンダ 2 3 0 内の作動装置ピス

50

トン２４０のこの方向への変位が、作動装置ピストン２４０の変位の方向に負荷シリンダチャンバ２３４内の流体を変位するように機能する。低い圧縮性を有する変位された流体は、負荷供給管路２１０ａから出て、主流体管路２００ａへと流れる。主流体管路２００ａに入ると、変位された流体は、圧力スプール５０ａが閉位置にあるため、圧力出口ポート２０ａを通過して流れることはできない。したがって、流体は、戻し入口ポート１４ａを介してＰＣＶ１０ａの中へと強制的に流れ、開いた戻しスプール４０ａを通過して、戻し出口ポート１６ａを介してＰＣＶ１０ａから出て、戻し流体管路２６０に入る。

【００８８】

流れ制御弁２７２が閉じられると、主戻し貯蔵部へのアクセスが切断され、流体は、さらに戻し流体管路２６０から戻し流体管路２６４へと強制的に流れ出る。ここから、流体は戻し出口ポート１６ｂを介してＰＣＶ１０ｂへと流れ、開いた戻しスプール４０ｂを通過し、戻し入口ポート１４ｂを介してＰＣＶ１０ｂを出る。戻し入口ポート１４ｂから、流体は主流体管路２００ｂへと流れる。圧力出口ポート２０ｂは、圧力スプール５０ｂが閉鎖位置にあるため閉じられているので、流体は、圧力出口ポート２０ｂを介してＰＣＶ１０ｂ内へと戻ることはできない。その代わりに、流体は負荷供給管路２１０ｂに強制的に入り、その後、作動装置ピストン２４０の反対側の負荷シリンダチャンバ２３８に入る。

【００８９】

負荷２５０が反対方向へ作動すると、システム１００内の流体は反対方向に流れ、上述の経路を介して戻ることが理解されよう。

【００９０】

制御弁２７２を閉じることの代替として、主戻し貯蔵部が、わずかに加圧されてもよい。主戻し貯蔵部を低い陽圧に保ち、次に、パイロット圧力を主戻し貯蔵部の圧力より下げることによって、制御弁２７２を閉じることと同じ効果が生じ、ＰＣＶ１０ａ内の油圧液は、主戻し貯蔵部内へと戻る代わりに、戻し管路を介してＰＣＶ１０ｂへと流れ、そこから、作動装置ピストン２４０の反対側のチャンバへと流れる。

【００９１】

ＰＣＶ１０ａおよび１０ｂが、非能動の受動的な弁状態または揺動モードにあるとき、システム１００内で流体を前後に変位することが、システム内での流体の分流として本明細書に説明されており、負荷２５０の自由な振れ、またはぶら下がりを容易にする。理解可能なように、負荷２５０および負荷２５０に連結された作動装置ピストン２４０は、システムからの能動的な入力なくして、外部的に掛けられた負荷の下で動くことができる。言い換えると、外部的に掛けられた力に応答して、負荷および作動装置ピストンの変位を容易にするため、または可能にするために、能動的な入力はいらない。代わりに、負荷２５０および作動装置ピストン２４０は、負荷２５０に掛けられる力に直接的に応答して、自由に振れる、またはぶら下がることことができる。

【００９２】

本発明のさらなる利点は、負荷が減速される際に、ＰＣＶ１０ａおよび１０ｂの両方を非能動の受動的な弁状態に配置する能力、言い換えると、効率的な制動のためにシステムを揺動モードにする能力である。状況によっては、負荷の能動的な作動を止めることによって、対応する運動量の力を負荷内に引き起こし得る。この運動量の力は（負荷をさらに変位させるのに十分である場合）、ＰＣＶを非能動の受動的な弁状態、または揺動モードにすることによって、効率的に縮小され得る。この状態では、ＰＣＶと負荷作動装置との間の流体の分流の結果、損になり、それが負荷の運動エネルギーを分散させる。揺動モードにあるときに制動すると、ＰＣＶは、負荷が、負荷の能動的な変位量によって与えられる距離を超える距離だけ、受動的に変位できるようにするが、負荷の動きを遅くするか、または抑制するために、高圧供給貯蔵部からの追加の流体は使用されない。

【００９３】

ＰＣＶの非能動の受動的な弁状態は、ほとんどの部分では、局所的流体を使用することに留意されたい。「局所的流体」とは、本明細書では、ＰＣＶ、負荷作動装置、およびその間に延在する任意の流体管路内に含まれる流体であって、主戻し貯蔵部の一部でない流

10

20

30

40

50

体と定義される。より具体的には、「局所的流体」は、P C V が非能動の受動的弁状態で置かれているとき、主戻し貯蔵部から隔離されているか、または流体的に分離されている流体制御システム内に存在する流体を意味するように意図される。図 3 に示す実施形態では、局所的流体は、P C V 1 0 a、P C V 1 0 b、および負荷作動装置 2 2 0、ならびにこれらを連結している管路（すなわち、負荷供給管路 2 1 0 a および 2 1 0 b、主流体管路 2 0 0 a および 2 0 0 b、ならびに戻し管路 2 6 0 および 2 6 4）の中に存在する流体を含む。

【 0 0 9 4 】

理解可能であるように、図 1 の作動システム 1 0 0 内の局所的流体は、流れ制御弁 2 7 2 で閉じることによって、主戻し貯蔵部から流体的に分離され得る。しかしながら、制御弁 2 7 2 を閉じることの代わりに、主戻し貯蔵部が、わずかに加圧されてもよい。主戻し貯蔵部を低圧に保ち、次に、パイロット圧力を主戻し貯蔵部の圧力より下げることによって、制御弁 2 7 2 を閉じることと同じ効果を達成する。主戻し貯蔵部が加圧されることで、両 P C V のパイロット圧力を主戻し貯蔵部の圧力より下げることにより、システムが揺動モードになると、貯蔵部から戻し管路 2 6 0 および 2 6 4 へとわずかな量の逆流があり得る。しかしながら、戻し貯蔵部と作動装置との間の流体の流れの量は、非常にわずかである。

【 0 0 9 5 】

ここで図 4 を参照すると、図示されているのは、図 3 に示され、上述された実施形態の代替実施形態である。図 4 は、流体制御システム 1 0 0 内の圧力を制御するために、単一の作動装置 2 2 0 と組み合わせて使用される複式の P C V 1 0 a および 1 0 b を示す。具体的には、P C V 1 0 a は、作動装置ピストン 2 4 0、結果として負荷 2 5 0 を、一方の方向に駆動または変位するために用いられる流体および圧力を制御するように構成され、一方、P C V 1 0 b は、作動装置ピストン 2 4 0、結果として負荷 2 5 0 を、他方の方向に駆動または変位するために用いられる流体および圧力を制御するように構成される。P C V 1 0 a および 1 0 b のそれぞれは、図 1 ~ 3 に示され、上述されたものと構造的に同様であるが、図 4 に示す P C V 1 0 a および 1 0 b のみは、上述され、本明細書に援用される特許に述べられたものなどの、内在する機械式フィードバックシステムを備えている。

【 0 0 9 6 】

図示のように、P C V 1 0 a は、フィードバックシリンダ 3 0 4 a およびフィードバックピストン 3 0 8 a からなる、第 1 の内在する機械式フィードバックシステム 3 0 0 a を備える。P C V 1 0 a は、また、やはりフィードバックシリンダ 3 1 6 a およびフィードバックピストン 3 2 0 a からなる、第 2 の内在する機械式フィードバックシステム 3 1 2 a を備える。同様に、P C V 1 0 b は、フィードバックシリンダ 3 0 4 b およびフィードバックピストン 3 0 8 b からなる、第 1 の内在する機械式フィードバックシステム 3 0 0 b を備える。P C V 1 0 b は、また、やはりフィードバックシリンダ 3 1 6 b およびフィードバックピストン 3 2 0 b からなる、第 2 の内在する機械式フィードバックシステム 3 1 2 b を備える。図 3 に示す P C V 1 0 a および 1 0 b は、図 2 に示す P C V と同様の方式で機能するが、図 3 に示す P C V のみは、流体フィードバックシステムの代わりに機械式フィードバックシステムを用いる。したがって、図 2 に関する上記の論議は、該当する場合、ここに援用される。

【 0 0 9 7 】

図 5 は、流体制御システムが上述の圧力制御弁を使用する、本発明の例示的な一実施形態による流体制御システムを示す。より具体的には、流体制御システムは、プリーによって支持された対向する腱によって負荷を駆動するように構成された、それぞれの対立する腱作動装置を作動させるように機能する、2 つの複式の独立スプール圧力制御弁を備える。図示のように、流体制御システムは、上記に説明され、図 1 に示された P C V と同様の方法で構成された第 1 の P C V 1 0 a を備え、この説明が本明細書に援用される。第 1 の P C V 1 0 a は、負荷作動装置 2 2 0 a を介して負荷 3 7 6 によって及ぼされる負荷圧力と、パイロット弁 3 4 0 から受けたパイロット圧力または制御圧力との間の圧力差に従っ

10

20

30

40

50

て、P C V の弁本体内で独立して変位する複式の独立スプール 4 0 a および 5 0 a を備える。

【 0 0 9 8 】

同様に、上記に説明され、図 1 に示された P C V と同様の方法でやはり構成された、流体制御システムは、第 2 の P C V 1 0 b を備える。第 2 の P C V は、負荷作動装置 2 2 0 b を介して負荷 3 7 6 によって及ぼされる負荷圧力と、パイロット弁 3 4 4 から受けたパイロット圧力または制御圧力との間の圧力差に従って、P C V の弁本体内で独立して変位する、複式の独立スプール 4 0 b および 5 0 b を備える。

【 0 0 9 9 】

第 1 および第 2 の P C V 1 0 a および 1 0 b は、その戻し出口ポートならびに流体管路 2 6 0 および 2 6 4 を介して互いに流体連結され、流体管路 2 6 0 および 2 6 4 は、また、戻し貯蔵部 3 5 2 と流体連通する。しかしながら、上述のように、P C V が揺動モードで作動されるとき、戻し貯蔵部 3 5 2 への流体の流れを防ぐように弁 2 7 2 が含まれてよい。または、やはり上述のように、戻し貯蔵部は、低い陽圧に保持されてよい。各 P C V は、また、その圧力入口ポートを介して互いに流体連結され、圧力入力ポートは、また、圧力源または供給貯蔵部 3 4 8 と流体連通する。当然ながら、当業者は理解するように、P C V 1 0 a および 1 0 b をその圧力入力ポートを介して互いに流体連結するのではなく、別々の供給貯蔵部および戻し貯蔵部が組み込まれてよいが、または、別々の圧力供給管路が使用されてもよい。

【 0 1 0 0 】

第 1 の P C V 1 0 a は、シリンダ内に配設されたピストン 2 4 0 a を備える第 1 の負荷作動装置 2 2 0 a を操作および制御するように構成される。第 1 の負荷作動装置 2 2 0 a 、またはより特にピストン 2 4 0 a は、腱 3 6 0 につながれ、腱 3 6 0 は、枢動点 3 8 0 を中心に回転するように構成されたプーリ 3 6 8 によって支持される。

【 0 1 0 1 】

第 2 の P C V 1 0 b は、シリンダ内に配設されたピストン 2 4 0 b をやはり備える、第 2 の負荷作動装置 2 2 0 b を操作および制御するように構成される。第 2 の負荷作動装置 2 2 0 b 、またはより特にピストン 2 4 0 b は、第 2 の腱 3 6 4 につながれ、腱 3 6 4 は、やはりプーリ 3 6 8 によって支持される。腱 3 6 0 および 3 6 4 は、ピストンとプーリ 3 6 8 との間で張力の掛かった状態になるように構成される。腱 3 6 0 および 3 6 4 は、プーリ 3 6 8 の回りに巻かれた複数本の単一の腱（たとえば単一のケーブル）であってよいが、または、それぞれが互いに連結された、および／もしくはプーリ 3 6 8 およびそれぞれの負荷作動装置に連結された、独立した腱（たとえば 2 つの別々のケーブル）であってもよい。プーリ 3 6 8 は、異なる負荷作動装置の作動に際して、プーリ 3 6 8 が、負荷を前後に駆動するように回転させられるように、負荷 3 7 6 を支持するようにさらに構成される。

【 0 1 0 2 】

操作に際して、すなわち負荷 3 7 6 を駆動し、その前後の動きを制御するために、異なる作動装置 2 2 0 a および 2 2 0 b が作動される。これは、それぞれ、P C V 1 0 a および 1 0 b から、異なる負荷作動装置 2 2 0 a および 2 2 0 b へと掛けられる、システム内のパイロット圧力を制御することによって行われる。たとえば、図 5 を見ると、負荷を逆時計回り方向に駆動するためには、パイロット弁 3 4 0 が、P C V 1 0 a のパイロットチャンバに送られるパイロット圧力または制御圧力を上昇させる。ピストン 2 4 0 a に及ぼされる負荷圧力よりもパイロット圧力を上昇させることで、P C V 1 0 a 内のスプール 5 0 a が変位して、圧力源 3 4 8 と流体連通している圧力ポートを開く。すると、加圧された油圧流体が、P C V 1 0 a から流体管路 2 1 0 a を介して負荷作動装置 2 2 0 a へ、そしてチャンバ 2 3 4 a へと流れる。上昇した圧力は、負荷圧力に勝ち、シリンダ内のピストン 2 4 0 a をチャンバ開口部から離れるように変位させる。ピストン 2 4 0 a は腱 3 6 0 につながれているので、腱 3 6 0 は、ピストン 2 4 0 a が変位するにつれて引かれ、腱 3 6 0 は、逆時計回り方向にプーリ 3 6 8 を回転させ、したがって、次に、負荷 3 7 6 を

やはり逆時計回り方向に回転させる、または、言い換えると、負荷を駆動する。プーリ 368 が逆時計回り方向に回転させられると、これが腱 364 を効果的に引き、ピストン 240b と腱 364 は互いにつながれているので、第 2 の負荷作動装置 220b 内のピストン 240b をそのシリンダ内で変位させる。こうして、負荷作動装置 220b 内の流体は、流体管路 210b を介してチャンバから強制的に出され、第 2 の PCV 10b へとその戻し入口ポートを介して入る。システム内の流体は実質的に圧縮不可能であるので、これは、PCV 10b の戻し入口ポートを開くことによってのみ可能である。したがって、パイロット弁 340 が第 1 の PCV 10a へのパイロット圧力を上昇させると、パイロット弁 344 は、同時に、第 2 の PCV 10b へのパイロット圧力を低下させる。第 2 の PCV 10b へのパイロット圧力を効果的に低下させることによって、戻しスプール 40b が変位し、戻し入口ポートおよび戻し出口ポートが開く。したがって、プーリ 368 が逆時計回りに回転させられ、ピストン 240b が補償するように変位されると、流体は、第 2 の負荷作動装置 220b から PCV 10b を介して流れ、戻し貯蔵部 352 へと戻ることができる。

10

【0103】

時計回りの方向にプーリ 368 を回転させるように流体制御システムを作動するため、したがって、しかるべく負荷を駆動するためには、システムが逆の方式で作動される、すなわち、第 2 の PCV 10b のパイロット圧力が上昇される一方で、第 1 の PCV 10a のパイロット圧力が低下される。

【0104】

20

揺動モードでは、PCV 10a および 10b のそれぞれの戻し入口ポートおよび戻し出口ポートを開くように、PCV 10a および 10b 両方のパイロット圧力が、個々に下げられ、十分に低いレベルに保持される。それぞれの PCV の戻し出口は、互いに流体連通されている。上述のように、揺動モードでは、負荷作動装置 220a または 220b がいずれも能動的に作動することなく、負荷は、外部のまたは内在する入力に応じて自由に回転する、またはぶら下がることことができる。上述の揺動についての論議が、適用可能なところは、本明細書に援用される。揺動モードでは、流体が PCV 10a と PCV 10b との間で前後に分流できるので、負荷 376 は、能動的に作動することなく前後に回転可能である。前後に分流する流体は、戻し貯蔵部 352 に至る戻し管路内の弁 272 を閉じることのみによって、局所的流体にされる。

30

【0105】

図 5 のように構成された流体制御システムは、従来の関連するシステムに追加の有意な利点を提供する。まず、この機構は、機械式リンク機構を備えた複式作動式のリニア作動装置を用いて達成される機構と比較して、より大きい可動域をもたらす。第 2 に、作動装置はまた、負荷が動かされている間、両方の腱が張力の下に保たれる（互いに収縮する）ので、バックラッシュを効果的に排除するやり方で作動されることが出来る。上述のように制御機構を揺動モードにする能力と組み合わせたとき、両方の特徴は、ロボットの腕または脚の動きを制御するように使用される作動環境などの、本明細書に述べられた例示的な流体制御システムのための例示的な作動環境における改善された性能をもたらす、腕または脚は、ぶら下がることのできる結果として、より自然な、生きているような動きをもたらすことができる。PCV の対によってもたらされる受動的な制動能力を利用することによって、システムの性能および効率が改善される。

40

可変出力のための作動装置の起動

本発明は、圧力制御弁を用いて作動する、異なるサイズの対立する作動装置の複数の対を設けることによって、出力に関して、すなわち、速度またはスピードに対する力またはトルクに関して、流体制御システムの性能を最大にする可変出力システムを企図し、この作動装置の対は、所与の作動条件に対する、負荷の作動される力および速度の両方に関して、流体制御システムを最適化するように、選択的に起動または作動が可能であり、したがって、それが、必要とされる加圧流体の量を最適化して、システムの効率を大幅に改善する。言い換えると、負荷の任意の所与の作動条件に対して、出力が最適化される。たと

50

えば、ある場合では、負荷が高エネルギーの仕事を行うのを可能にするために、負荷に大量の力またはトルクを与えることが望まれるであろう。この場合では、システムは、必要なまたは所望のレベルの力またはトルクをもたらす一方で、作動速度を同時に最適化するように、利用可能な作動装置の対から選択することができ、それによって、そのような力またはトルクを達成および供給するために必要な加圧流体の量を最小にする。このようにして、負荷の速度は、作動装置を選択することで考慮可能である。

【0106】

他の場合では、負荷の所与のやり方での機能を可能にする高い作動速度をもたらすことが望まれ得る。これらの場合では、システムは、必要なまたは所望の速度をもたらす一方で、同時に、その速度が達成できる力を最適化するために、利用可能な作動装置の対から

10

【0107】

図6を参照すると、本発明の例示的な一実施形態による例示的な流体制御システムまたは作動システムが示される。図示のように、流体制御システム410は、並列作動装置の第1の対、すなわち、互いに対立的に位置された作動装置414および作動装置434と、並列作動装置の第2の対、すなわち、やはり互いに対立的に位置された作動装置454および作動装置474とを備える。並列作動装置414および434の第1の対はサイズおよび構成において同様であり、それぞれ直径 d_1 を有する。同様に、並列作動装置454および474の第2の対はサイズおよび構成において同様であり、それぞれ直径 d_2 を有する。並列作動装置414および434は、並列作動装置454および474とはサイズが異なり、作動装置414および434の方が、サイズが小さいことに特に留意されたい。

20

【0108】

作動装置414を用いて操作可能であるのは、PCV498およびパイロット弁550である。作動装置434を用いて操作可能であるのは、PCV510およびパイロット弁554である。作動装置454を用いて操作可能であるのは、PCV552およびパイロット弁556である。作動装置474を用いて操作可能であるのは、PCV534およびパイロット弁560である。PCV498、510、522および534、ならびにパイロット弁550、554、556および560のそれぞれは、それぞれの作動装置の作動を制御するように、上述のものと同様の方式で機能する。本明細書に議論される圧力制御弁が、その有利な弁状態のために好ましいが、対立する環境内に異なるサイズの並列作動装置を起動する原理は、他のタイプの弁を用いても達成可能である。

30

【0109】

図6の実施形態は、システム内のそれぞれの異なる作動装置を用いて操作可能な別々のPCVを示しているが、少なくとも1つまたは単一のPCVが、対立する並列作動装置の各対を制御するように使用されてもよいことが考えられる。言い換えると、少なくとも1つのPCVが、並列作動装置の第1および第2の対の各対を用いて操作できるように構成可能である。

【0110】

図6は、並列作動装置の第1および第2の対を用いて操作可能な複式腱駆動システムを示し、これらの作動装置は、負荷582として示される単一の負荷を用いて（たとえば動力を供給するように）作動する。図示のように、複式腱駆動システムは、直径 d_o を有する第1の外側プーリ570、および直径 d_i を有する第2の内側プーリを備える。第1の腱586は、第1のプーリ570によって作動し、第1端部が、作動装置414内に動作可能に支持されたピストン422に連結しており、第2端部が、作動装置434内に動作可能に支持されたピストン422に連結している。同様に、第2の腱590は、第2プーリ574によって作動し、第1端部が、作動装置454内に動作可能に支持されたピストン462に連結しており、第2端部が、作動装置474内に動作可能に支持されたピストン482に連結している。異なるサイズのプーリは、起動された作動装置についての追加の機械的な利点を得るために設けられ得る。しかしながら、同じサイズのプーリが使用さ

40

50

れることも考えられる。プーリ 470 および 474 は、互いに同一中心であり、それぞれのプーリが一樣な半径を有するものとして示されている。プーリは、負荷の作動に対して追加の機械的な利点をまた提供するために、中心を外れて取り付けられた異なる半径の形状、または偏心した形状を有してもよいことが考えられる。さらに、同じ目的のために、プーリはカムを備えるように構成されてもよい。

【0111】

作動時には、腱駆動システムおよび圧力制御弁を用いて操作可能な並列作動装置の 1 つまたは複数の対を選択的に起動することによって、流体制御システム 410 が、負荷に可変出力を与えるように機能する。異なるサイズおよび/または組合せの並列作動装置の対を起動することによって、負荷 582 に対する出力を最適化するための効果的なギアの切換えが可能になる。これは、それぞれの作動装置を用いて操作可能な PCV の様々な弁状態を利用して達成可能である。たとえば、第 1 の作動状態では、並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対が、これを用いてそれぞれ操作可能な PCV 498 および 510 を操作することによって、ならびに PCV 498 および 510 に加圧流体を交互に与えることによって起動され、それによって、ピストン 422 および 442 が、それぞれ、作動装置筐体 418 および 438 内で交互に変位させられる。PCV 498 および 510 に必要な能動弁状態は、上述のように達成可能であり、システムは、図 5 に論議され示されたものと同様の方式で機能可能である。しかしながら、図 5 のシステムとは異なり、図 6 のシステムは、追加のまたは第 2 の対の並列作動装置および関連する PCV、すなわち、作動装置 454 および 474 ならびに PCV 522 および 534 を備える。

【0112】

並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対のみを使用してシステムを作動させるために、この並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対は、無効にされるかまたは消勢されてよく、あるいは、少なくとも、加圧流体を用いないまたは負荷に対する出力に寄与しないのに十分なだけ、無効にされてよく、それによって、システムは、作動装置 414 および 434 を作動させるのに必要な必要量の加圧流体のみを使用して、負荷を駆動できるようになる。言い換えると、ある範囲の作動条件、すなわち、並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対によって与えられることのできる作動条件の範囲内で、負荷の操作を達成または維持するのに必要な作動装置のみを起動することによって、加圧流体が節約される。本明細書に説明されるように、作動装置 454 および 474 を非能動または受動的にしても、なお変位できるようにするために、加圧流体は必要ない。しかしながら、少量の加圧流体が使用される場合があり得る。作動装置のピストンが剛性の機械式リンク機構（図示されないが、やはり企図される）に連結されたシステムに関して、作動装置 454 および 478 を完全に消勢する必要があることに留意する価値がある。

【0113】

並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対のみを使用してシステム内での操作を達成するために、作動装置 454 および 474 にそれぞれ関連した PCV 522 および 534 が、上述のように非能動受動性（揺動モードとも称される）の弁状態にされる。このモードでは、作動のために関連する PCV 522 および 534 に追加の加圧流体を供給する必要なくして、作動装置 414 および 434 を作動させることから発生され、作動装置 454 および 474 内で引き起こされた運動エネルギーに応答して、明細書に論議された非能動受動性の原理に基づいて、ピストン 462 および 482 はそれぞれ、それぞれの作動装置内で変位することができる。PCV 522 および 534、ならびにシステム 410 内で作動する他の任意の同様に構成された PCV の揺動モードは、戻しポートを開くように PCV 内のパイロット圧力を操作することによって達成可能であり、このパイロット圧力は、PCV へ制御圧力またはパイロット圧力を与えるように PCV を用いて操作可能なそれぞれのパイロット弁によって制御される。

【0114】

作動装置 414 および 434 が、負荷 582 を駆動するように作動されており、また、ピストン 422 および 442 が、リンク機構 578 の取付けによって内側のプーリ 575

に間接的に連結された外側のプーリ 570 に連結されているので、または、言い換えると、負荷 582 およびリンク機構 578 が、プーリ 570 および 574 のそれぞれに連結されているので、外側のプーリ 570 の意図された回転によって、内側のプーリ 574 も自然に回転させられ、また、その逆も同じである。したがって、腱駆動システムは可撓性の腱 586 および 590 に依存しているが、腱駆動システムが前後に回転する際に、張力の掛かった状態に腱 590 を維持するために、作動装置 454 および 474 に、ちょうど十分に加圧された流体を供給することが望ましいであろう。これによって、利用可能な異なる作動装置が非起動の非能動状態（たとえば非能動受動性）から起動された能動状態になるので、システム 410 のより効率的で応答性のよい操作が可能になる。

【0115】

並列作動装置 414 および 434 が、並列作動装置 454 および 474 よりもサイズが小さいことで、システムは、所与の出力（力またはトルクと速度との関係） P_1 を負荷 582 に与えることができる。しかしながら、作動装置 414 および 434 の能力は、その生成される出力について制限がある。こうして、ある範囲の作動条件においてのみ、負荷 582 は作動可能になる。負荷 582 の作動条件が、並列作動装置 414 および 434 のみで作動するシステムの能力を超えると、システム 410 は、現在の条件に合わせるために、負荷に対する出力を変化させ、その作動性能を最適化する目的で、異なるサイズおよび/または組合せの作動装置を起動する能力を有利に備える。

【0116】

並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対に関して上述されたものと同様の方式で、並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対が、負荷に追加の出力を与えるように選択的に作動可能であり、並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対は、並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対よりもサイズが大きい。作動装置 454 および 474 は、腱駆動システムを介して、および特に、内側のプーリ 574 を中心に作動可能である腱 590 を介して、負荷に操作可能に連結される。並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対の作動とともに、並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対が、やはり上述されたものと同様の方式で、この作動装置を用いて操作可能な PCV を揺動モードにすることによって、消勢されるかまたは非作動にされてよい。並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対の作動は、その異なる構成またはサイズの結果、システム 410 がより大きい出力 P_2 を負荷 582 に供給することを可能にする。作動装置 454 および 474 を作動するため、および負荷 582 に対する出力の上昇をもたらすために、増量した加圧流体が必要であるが、作動装置 454 および 474 は、単独で作動している作動装置 414 および 434 によって与えられる範囲とは異なる、所与の範囲の作動条件で負荷を作動させるため、また、作動装置の第 1 の対およびその PCV が非能動である（加圧流体がほとんど、または全く使用されていないことをやはり意味する）ため、流体の量は、依然として最小に保持可能である。このようにして、従来の関連したサーボまたは流体制御作動システムと比較して、加圧された流体はなお節約される。

【0117】

図示の流体制御システム 410 は、上述の状態に加えてさらに別の作動状態を提供する。具体的には、システムによって許容される負荷 582 に対する最大出力を達成するためには、負荷 582 を駆動するために、ならびに、さらに別の範囲の作動条件で負荷を作動させるために、並列作動装置 414 および 434 の第 1 の対ならびに並列作動装置 454 および 474 の第 2 の対の両方が組み合わせて起動され、同時に作動されることが考えられる。たとえば、時計回りの方向に負荷を駆動するには（図 6 を参照）、内側プーリ 570 および外側プーリ 574 を同時に回転させ、負荷 582 を同時に駆動するように、作動装置 434 および 474 が、同時に作動されてよい。同様に、反時計回りの方向に負荷を駆動するには（図 6 を参照）、作動装置 414 および 454 が、同じ目的のために同時に作動されてよい。所与の方向に負荷を駆動するために複数の作動装置が同時に使用されるので、並列作動装置の第 1 および第 2 の対の組合せは、負荷に最大出力 P_3 を与えるように機能する。複数の作動装置を同時に作動させるためにより多くの流体が必要であるので

10

20

30

40

50

、加圧流体の使用量も増える。しかしながら、最大の力が必要でない場合に、作動条件が変化すると、1つまたは複数の対の並列作動装置は、任意のときに、非能動受動モード（揺動モード）にされることができ、そうでない場合に従来の関連した流体制御システムにおいて必要となり得る流体を節約する。

【0118】

このようにして、並列作動装置の各対および並列作動装置の各対の組合せに対して、異なる出力および結果として生じる作動条件の範囲が達成可能であることが理解されよう。所与の範囲の作動条件内で負荷が最適に作動できるようにしたある作動状態が、その最大の出力能力に達した場合、および、以前とは異なる、より能力がある作動条件の範囲内の負荷の作動をもたらすために、異なる作動状態が利用可能にされた追加の出力が必要であるか、または所望である場合が意図される。実際には、システムは、より大きいまたは小さい力または速度をもたらすかどうかにかかわらず、より適切であり、より能力がある作動状態へと効果的にギアを切換え可能であることが意図される。さらに、必要とされた作動条件がもはや必要でないとき、システムは、現在の所与の状態における負荷の正しい作動をなお可能にする、利用可能な最も効率的な作動状態に自動的に戻る。たとえば、負荷がより大きな力を及ぼすことができるようにするために（たとえば、ロボットもしくは外骨格の1つもしくは複数の付属器が物体を持ち上げること、または階段を上るのを容易にすることを可能にするために）、並列作動装置の第1および第2の対の組合せを起動することが望ましいであろう。しかしながら、出力の上昇の必要性が達成されると、システムは、現在の、より厳しくない作動条件に対してより効率的である異なる対または異なる組合せの作動装置を選択するように、効果的に「切り換える」ことができ得る。負荷が達成または維持する必要がある異なる速度（たとえば走行対歩行）に、同じ原理が当てはまる。

【0119】

本質的に、システムは、任意の所望の作動条件を達成または維持するために必要である、利用可能な作動装置から適合させ、起動することができるが、システムはまた、現在の作動条件にとって最も効率のよい伝達的な作動状態を提供することが意図される。本質的に、システムは加圧流体の使用を最適化する。これは、最も厳しい作動条件（たとえば最大トルクまたは最高速度）に対して一定量の流体が利用可能であるが、より厳しくない作動条件に対して追加の流体が必要とされ得ることを意味する。実際は、作動条件がより厳しいと、負荷をそのような条件で作動させ得るように構成された、1つまたは複数の選択された、または起動された作動装置を操作または作動するために、より多くの流体が必要となり得る。他方で、より厳しくない作動条件では、システムは、他の作動装置が非能動であるために、負荷をなお作動させ得るが、より少ない流体を用いる、異なるサイズの、より小さい作動装置または作動装置の組合せから起動することができ、したがって、システムは、必要な流体のみを使用することで、よりさらに効率的な方式で作動できるようになる。実際には、システムは、異なる作動条件に対応し、効率を最適化するように、ギアを調整するかまたは切り換え、このギアは、1つまたは複数の対の並列作動装置の選択的な起動によってもたらされる。

【0120】

図7を参照すると、例示的な一実施形態による、本発明の流体制御システムの可変出力範囲を全体的に示す図である。図示のように、図7は、図6に関して上述された様々な出力を示す。並列作動装置の第1の対の起動によって発生される出力 P_1 は、比較的低いトルク T であるが、高い速度をもたらし。並列作動装置の第2の対の起動によって発生される出力 P_2 は、 P_1 より高いトルク T をもたらすが、より低い速度をもたらし。最後に、並列作動装置の第1および第2の両方の起動によって発生される出力 P_3 は、最大量のトルク T であるが、最も低い速度をもたらし。出力 P_1 、 P_2 および P_3 は、図示のように流体制御システムの出力曲線をもたらす。

【0121】

図8を参照すると、図示されているのは、本発明の別の例示的な実施形態による流体制

御システムである。この実施形態では、流体制御システム 610 は、互いに対立し、上述のシステムと同様の腱駆動システムを用いて操作可能な並列作動装置 614 および 654 を備える。しかしながら、各作動装置に 1 つの PCV を設けるのではなく、この実施形態は、互いに独立して各作動装置 614 および 654 を操作することができる単一の PCV を考える。言い換えると、PCV は双方向の制御または双方向の圧力調整ができる。流体制御システム 610 は、PCV からの加圧流体の方向を管理または制御するのに用いられる方向弁などの一連の弁を備える。

【0122】

作動装置 614 は、サイズ d_2 を有する作動装置 654 とは異なるサイズ d_1 を有し、それによって、システムは、効率および上述の他の目的のために、伝達的な作動を遂行し、可変出力を達成することができる。第 1 の作動状態において、作動装置 614 は、PCV 698 から作動装置 614 へ加圧流体を送るように作動可能である、弁 702 を用いて作動される。弁 710 は、さらに、ピストンのどちら側に、加圧された流体が作動装置の筐体へと入るかを制御する。弁 710 を作動し、ピストンの両側で作動装置の筐体の中へ流体を交替に入れることによって、ピストンは、作動装置の筐体内で両方向に変位することができ、それによって、負荷を両方向に駆動する。

10

【0123】

同様に、第 2 の作動状態では、PCV 698 から作動装置 654 まで加圧流体を導くように操作可能な弁 702 を用いて、異なるサイズの作動装置 654 が作動可能である。弁 706 は、さらに、ピストンのどちら側に、加圧された流体が作動装置の筐体へと入るかを制御する。作動装置 614 と同様に、作動装置 654 は、中で支持されたピストンの双方向の変位を遂行し、負荷を両方向に駆動することができる。

20

【0124】

腱駆動システムの腱は、ピストンおよびプーリに対する実際の位置を示しておらず、その代わりに、各作動装置 614 および 654 の各ピストンは、両方向の回転を容易にする方式でプーリに連結されるように意図されることを示すように意図される。これは、当業者には明らかであろう。

【0125】

図 9 を参照すると、図示されているのは、PCV 718 に加圧流体を与えるために用いられる、動力付きの加圧流体源 714 の使用を示す図であり、これは、負荷を用いて操作可能な 1 つまたは複数の作動装置に出入りする加圧流体の圧力および流れを調整するように構成されており、この構成要素は、動力付きの作動装置システムとして本明細書に集合的に称され得る。動力付き加圧流体源 714 は、単一の内燃機関、複数の内燃機関、または流体の主管路を介して流体を供給する複数の内燃機関を含み得る。本発明の実施に適する様々な適用可能な内燃機関が、ユタ州ソルトレークシティの Sarcos LC が所有する特許および特許出願に開示される。

30

【0126】

一態様では、内燃機関は、局所圧縮機を備えることができる。別の態様では、内燃機関は、燃料源から燃料を受けて圧縮し、送油管路を介してそれをチャンバの燃焼部へと移動させる遠隔圧縮機を備えることができる。動力付きの加圧流体源 714 は、PCV 718 に加圧流体を送るように機能する。動力付きの加圧流体源は、貯蔵部から加圧流体を受け、作動されるか、または動力を供給されると、動力付きの加圧流体源は、様々な選択圧力で PCV に加圧流体を送る。

40

【0127】

PCV 718 は、上述のように構成され、作動装置 726 内の圧力を制御し、中で支持されたピストンを作動させるように、パイロット弁 722 を用いて操作可能であり、そのピストンは、腱駆動システム 730 を作動させて、負荷を作動または駆動させる。

【0128】

動力付きの流体源は、燃焼のタイミングおよびシステムの絞りに依存して、急な爆発、またはより安定もしくは一定した方式で、大量のエネルギーを発生することができる。こ

50

の急速なエネルギー生成機能は、好ましくは、PCVに加圧流体をもたらすのに用いられる油圧ポンプによって受けられる急速な出力を達成するために、急速力変換システムを通して、移動または変換される。作動装置、最終的には負荷を正確かつ適時に駆動するために、必要な圧力をPCVに与えることによって、油圧ポンプが迅速に応答する。高出力の急速火力変換システムの使用は、短い時間および需要に際して受けた、大量の動力を使用して、作動装置が負荷を駆動することができるという点で有利である。したがって、このシステムにおいては、内燃機関と、作動装置および負荷の実際の駆動、ならびに出力の増加との間にいくらかの損失がある。たとえば、パイロット弁および圧力制御弁の特定の機能を述べることなく、重力に勝つために負荷が連続的に駆動されるか、または適所に保持される場合、急速発火内燃機関が連続的に絞られ、使用可能な力に変換可能である一定したエネルギーを生成し得る。ポンプは、作動装置を駆動モードに維持するために必要である必要な加圧流体を供給するように、連続的に作動されるであろう。

10

【0129】

別の例では、作動装置が作動され、負荷が（ランダムに、または系統的な爆発で）周期的に駆動される場合、急速発火内燃機関が周期的に絞られ、エネルギーの高速爆発を起こし得る。この例では、ポンプは、特定または所定の時間だけ作動装置を駆動するのに必要である必要な加圧流体を供給するように、周期的に作動される。急速発火内燃機関を高速応答性および力変換装置によるエネルギー抽出と組み合わせることの利点は、システムが、短い時間で、大きく爆発的な量の出力を生成できることである。

【0130】

20

図10を参照すると、図示されているのは、本明細書に述べられる、本発明の流体制御システムを用いる例示的な用途である。この特定の用途では、流体制御システム810は、外骨格（その全体は図示せず）、および特に外骨格の脚部814の中で支持され、作動可能である。流体制御システム810は、並列作動装置をシステム内で制御するように使用され（図は、並列作動装置820および824の第1の対を示すが、システム内に存在する並列作動装置の第2の対は示さない）、それぞれの並列作動装置は、それぞれ、腱駆動システムに連結される。腱駆動システム内では、腱840および844は、一方の端部において、それぞれプーリ850および854に操作可能に連結され、反対側の端部において、それぞれ並列作動装置の第1および第2の対に操作可能に連結される。作動装置は、出力／負荷圧力ポートを介して、流体制御システム810、より詳しくは中に包含される個々のPCVに、流体連結される。出力／負荷圧力ポートの圧力は、作動装置のシリンダ内でピストン（図示せず）を駆動するために使用される。流体制御システム810からの圧力制御を使用して、作動装置が選択的に起動され、作動させられて、プーリ750および754を回転させるように作動装置に取り付けられた腱840および844を駆動し、それが、外骨格の四肢または脚部814に動力を供給するように機能する。圧力制御システム810内に包含される任意の1つまたはすべての作動装置が、腱駆動システムを制御し、負荷を駆動するように、選択的に起動されてよい。

30

切換え論理および制御アルゴリズム

本発明はまた、作動条件を監視し、負荷の所与または所望の作動条件のために作動装置の選択的な起動を制御するように構成される、1つまたは複数の制御アルゴリズムを特徴とする。この制御アルゴリズムは、本質的に、加圧流体をできる限り節約し、効率を最適化することを目的に、どの作動装置をいつ起動すべきかを判断することによって、（たとえば、ロボットシステム内で歩行、走行、持ち上げなどの現在の仕事を行うための）負荷の任意の所与または所望の作動条件に関して、流体制御システムの性能を最大にする、非常に正確な切換え論理を提供する。制御アルゴリズムは、本質的に、負荷を所与の距離だけおよび／または所与の速度で動かすために、最小量の加圧流体が常に使用されるように、任意の所与の時間にどの作動装置を起動するかを判断するように機能する。制御アルゴリズムは、より大きい力もしくはトルクが必要／所望であるかどうか、および／または、より速いまたはより遅い速度が必要／所望であるかどうか判断することができる。こうして、制御アルゴリズムは、必要な作動条件を最もよくもたらすことができるが、最小量の

40

50

加圧流体を用いる、利用可能な作動装置の起動を制御する。

【0131】

一態様では、切換え論理は、所望の出力および作動条件を達成するために、予めプログラムされた、または所定の出力レベルを有することができる。別の態様では、切換え論理は、負荷の現在の作動条件を連続的に監視し、その後、必要に応じて出力の調整を遂行するフィードバックシステムを備えることができる。また、操作者が作動条件を最大にするのできるフィードバックを備えた、負荷が所望の方式で機能可能である、これらの組合せが企図される。

【0132】

一実施形態では、コンピュータは、正しい出力を判断する目的で、様々な入力パラメータ、すなわち、負荷が作動している現在の状態によって生じるパラメータを連続的に監視するように構成可能である。たとえば、負荷および/または作動装置のトルクおよび速度の現在のレベルを監視することによって、入力パラメータが受信可能である。これらに基づいて、コンピュータは、次に、現在の作動装置が、必要な出力を生成するのに適切であるか、または、システムが、起動される作動装置の数および/もしくはタイプを変更する必要があるかを判断することができる。本質的に、負荷が正しくまたは生産的に作動できるようにするが、また、システムが最大量の加圧流体を節約できるようにする作動装置を論理が選択することで、コンピュータは、利用可能な作動装置から状況に応じて起動することができる。この過程は、任意の所与のまたは必要な作動条件にとって適切な作動装置または作動装置の組合せを起動するようにシステムに信号を送り、また、作動条件を変更する、制御アルゴリズムを用いて続く。システムは、最も効率的なタイプおよび数の作動装置に対して省略時選択するように構成可能であり、トルクまたは速度を上げるためなど、作動装置の起動における変化または調整は必要に応じて行われる。このような調整が必要なくなり(たとえば、より高いトルクまたは速度がもはや必要でなくなり)、より効率的な作動装置が使用可能になると、システムは、最も効率的な作動装置または作動装置の組合せを起動するように調整する。このようにして、起動された作動装置を作動させるために必要である最小量の流体のみが、システムによって与えられるので、流体の効率が向上する。言い換えると、流体が節約される。さらに、システムのパラメータが最適化される。たとえば、あるトルクが所望の場合、それによって速度が最適化可能である。同様に、ある速度が所望の場合、力またはトルクが最適化可能である。このすべてが、適切な制御アルゴリズムによって制御されるように意図される。

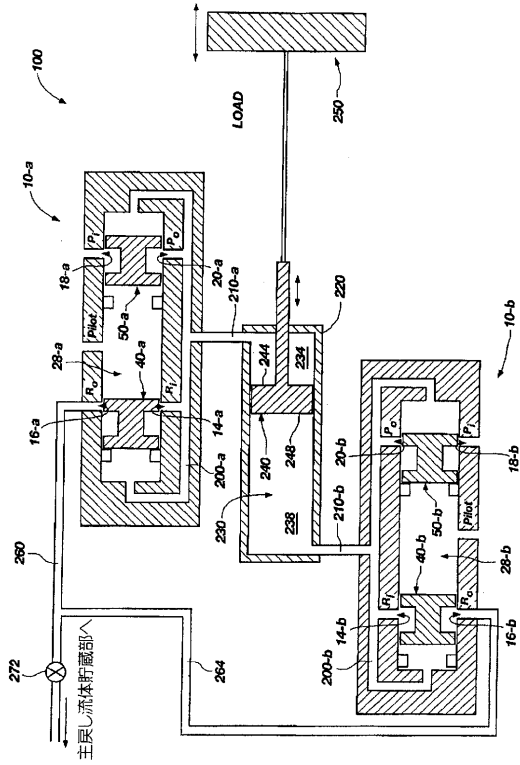
【0133】

前述の詳細な説明は、特定の例示的な実施形態を参照して本発明を説明する。しかしながら、添付の特許請求の範囲に述べられる本発明の範囲から逸脱することなく、様々な修正および変更が行われ得ることが理解されるであろう。詳細な説明および添付の図面は、制限的ではなく、単に例示的であるのみと考えられるべきであり、存在する場合は、このようなすべての修正例または変形例は、本明細書に説明され述べられた本発明の範囲内にあることが意図される。

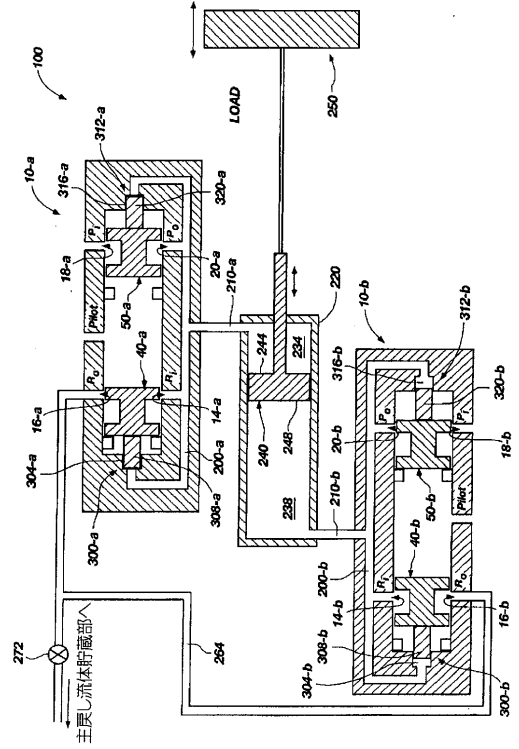
【0134】

より具体的には、本発明の例示的な実施形態が本明細書に説明されてきたが、上述の詳細な説明に基づいて当業者によって理解されるように、本発明は、これらの実施形態に制限されず、修正、省略、(たとえば様々な実施形態にわたる態様の)組合せ、改造、および/または変更を有する任意のすべての実施形態を含む。特許請求の範囲における限定は、特許請求の範囲において用いられる言葉に基づいて広義に解釈されるべきであり、上述の詳細な説明においてまたは用途の遂行の際に説明された実施例に限定されるべきではなく、これらの実施例は、非排他的であると解釈されるべきである。たとえば、本開示において、用語「好ましくは」は、非排他的であり、「好ましいが、これに限定されない」ということを意味するように意図される。任意の方法または工程の請求項に引用された任意のステップは、任意の順序で実行可能であり、請求項に示される順序には限定されない。ミーンズプラスファンクションまたはステッププラスファンクションの限定は、特定の請

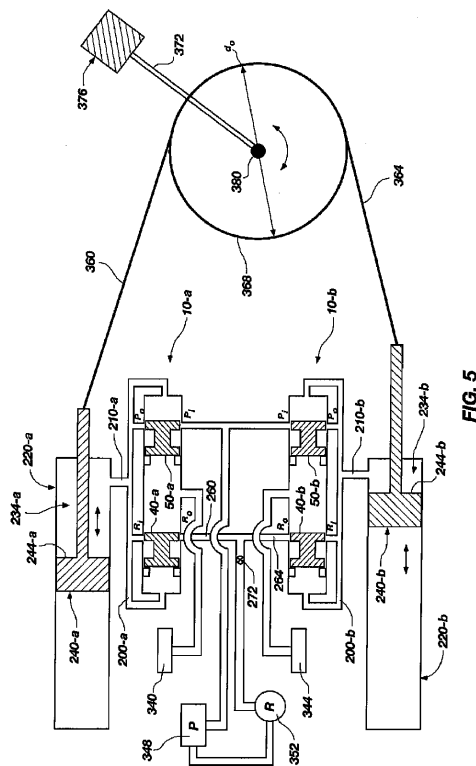
【図 3】



【図 4】



【図 5】



【図 6】

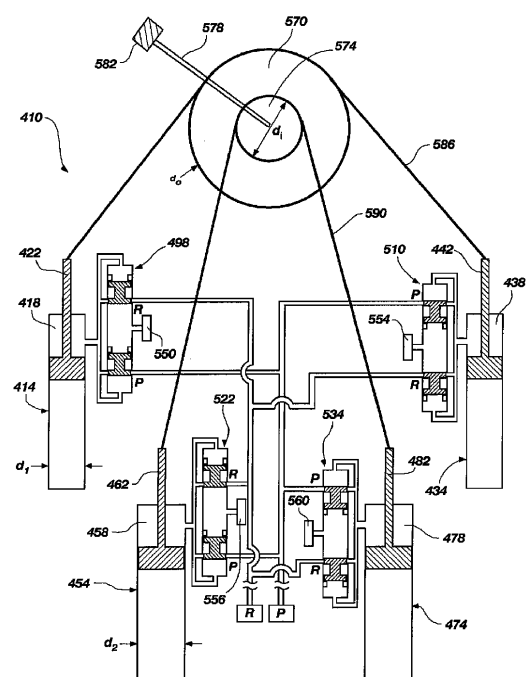
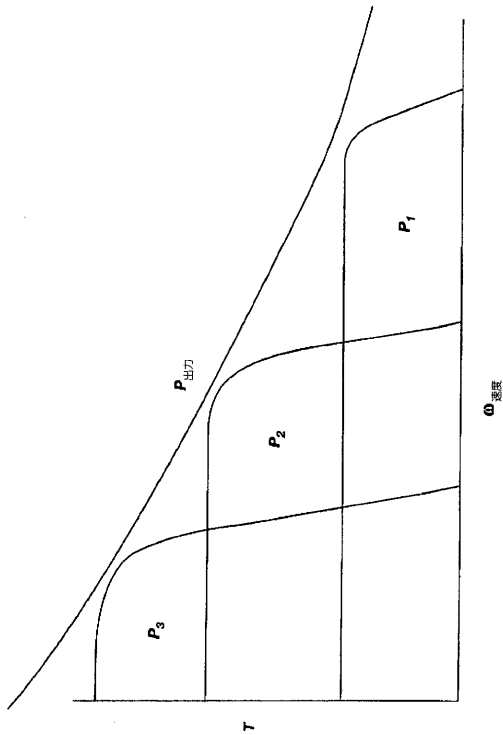


FIG. 6

【図 7】



【図 8】

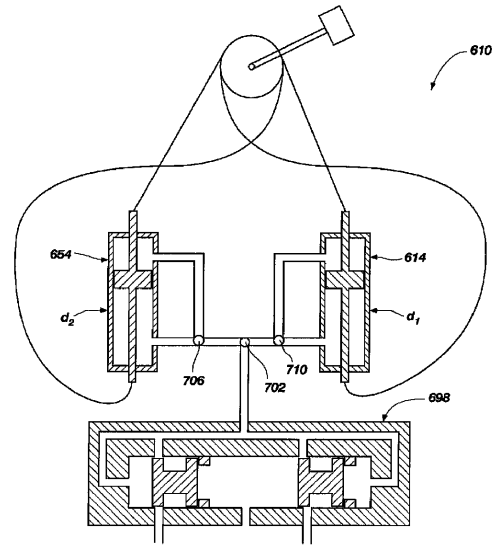
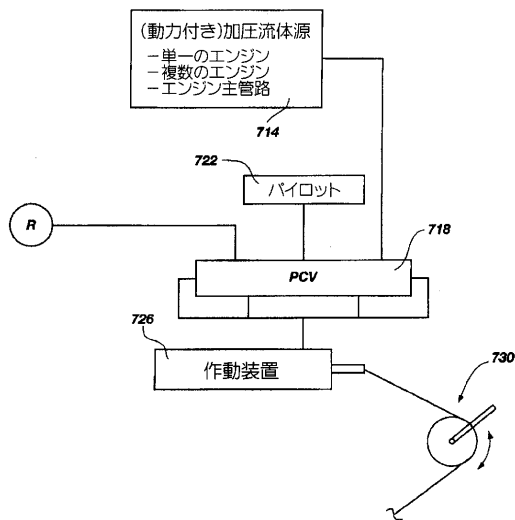


FIG. 8

【図 9】



【図 10】

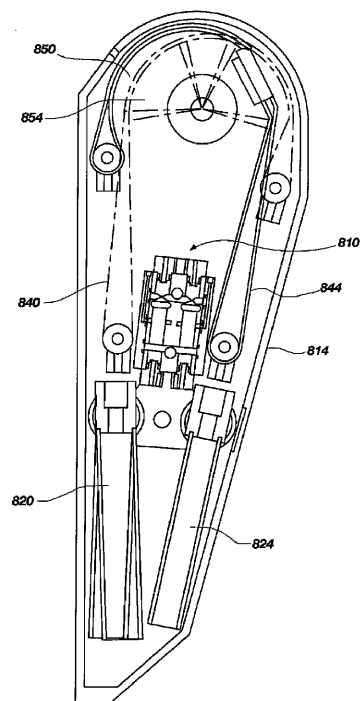


FIG. 10

フロントページの続き

(74)代理人 100101373

弁理士 竹内 茂雄

(72)発明者 ヤコブセン, スティーヴン・シー

アメリカ合衆国ユタ州 8 4 1 0 2 , ソルト・レイク・シティ, サウス 1 2 0 0 イースト 2 7
4

(72)発明者 オリビエ, マーク

アメリカ合衆国ユタ州 8 4 0 9 2 , サンディ, サウス 2 9 8 0 イースト 9 6 3 8

審査官 平瀬 知明

(56)参考文献 特開 2 0 0 6 - 1 8 1 6 9 0 (J P , A)

特開昭 6 1 - 2 4 9 2 9 2 (J P , A)

特開平 0 9 - 0 2 6 0 1 2 (J P , A)

特開平 0 9 - 2 9 1 9 0 4 (J P , A)

米国特許出願公開第 2 0 0 6 / 0 1 4 4 2 1 8 (U S , A 1)

KAWAMURA S, 1994 IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 米国, IEEE
, 1 9 9 4 年 5 月 8 日, P2451-2456

(58)調査した分野(Int.Cl., D B 名)

F 1 5 B 1 1 / 1 0 - 1 1 / 2 2

F 1 6 K 1 1 / 1 8

F 1 6 K 3 1 / 3 8 3

B 2 5 J 1 / 0 0 - 2 1 / 0 2