

⑫ 特許公報 (B2)

昭62-363

⑮ Int. Cl.<sup>4</sup>  
F 15 B 13/042

識別記号 庁内整理番号  
7504-3H

⑳ 公告 昭和62年(1987)1月7日

発明の数 2 (全6頁)

㉔ 発明の名称 負荷圧力フィードバック形サーボ弁を用いた負荷測定方式

審判 昭59-18523 ㉕ 特願 昭51-159081 ㉖ 公開 昭53-82996

㉗ 出願 昭51(1976)12月28日 ㉘ 昭53(1978)7月21日

㉙ 発明者 谷江 和雄 横浜市中区本牧町2-420

㉚ 発明者 箱 暲 東京都練馬区石神井台2-7-7

㉛ 出願人 工業技術院長

㉜ 指定代理人 工業技術院 機械技術研究所長

審判の合議体 審判長 佐竹 敏睦 審判官 仁木 弘明 審判官 西村 綾子

1

2

㉞ 特許請求の範囲

1 入力電流によるトルクモータの動作に応じてスプールを変位させ、その変位に応じた圧油の供給、排出によりアクチュエータを動作させるサーボ弁と、目標値に対するアクチュエータの位置の偏差を増幅して上記トルクモータへの入力電流とする位置サーボ系とによつて構成したサーボ機構において、上記サーボ弁にそのスプールにアクチュエータの負荷圧力に応じた負荷フィードバック圧力をフィードバックするフィードバック圧力制御弁を設け、このフィードバック圧力制御弁は設定電圧によるトルクモータの動作及びアクチュエータの負荷圧力に応じたスプールの変位により上記負荷フィードバック圧力を発生するように構成し、上記位置サーボ系における偏差の測定により負荷の大きさを推定することを特徴とする負荷圧力フィードバック形サーボ弁を用いた負荷推定方式。

2 入力電流によるトルクモータの動作に応じてスプールを変位させ、その変位に応じた圧油の供給、排出によりアクチュエータを動作させるサーボ弁と、目標値に対するアクチュエータの位置の偏差を増幅して上記トルクモータへの入力電流とする位置サーボ系とによつて構成したサーボ機構において、上記スプールをトルクモータの動作に応じて変位させる圧油をアクチュエータの負荷圧力の大きさに応じて排出させることによりサーボ弁にその負荷圧力に応じたフィードバックを与え

るフィードバック圧力制御弁を設け、このフィードバック圧力制御弁は設定電圧によるトルクモータの動作及びアクチュエータの負荷圧力に応じたスプールの変位により上記フィードバックのため5の圧油の排出流路を開閉するように構成し、上記位置サーボ系における偏差の測定により負荷の大きさを推定することを特徴とする負荷圧力フィードバック形サーボ弁を用いた負荷推定方式。

発明の詳細な説明

10 本発明は、工業用ロボット等における負荷の測定に適用するための圧力フィードバック形サーボ弁を用いた負荷推定方式に関するものである。

工業用ロボットにおいて、その腕に作用する負荷、例えば腕の把握対象物の重量などを検出する際に重要なことは、検出レンジが大きくとれること、ロボットの腕の自重の影響を安易に取除けることの2点である。

本発明の負荷推定方式は、通常のアナログ位置サーボ機構の定常位置偏差が負荷の大きさに比例することから、この定常位置偏差を測定することにより負荷の大きさを推定することができるという原理に基づくものであるが、特に上述した問題を解決して、外部からの電気的信号による自重等の設定を可能とし、負荷の検出範囲も広くとることができるようにしたことを特徴とするものである。

図面を参照して本発明についてさらに詳細に説明すると、第1図において、トルクモータ1は入

3

力電流  $i$  に応じて発生する磁界によりフラツパ 2 をその電流に比例して変位させるもので、このフラツパ 2 に対向するノズル 3 a, 3 b は圧油の供給ポート  $P_s$  に接続し、またそのノズル 3 a, 3 b の背圧を流路 4 a, 4 b によりスプール 5 の左右の両端面 6 a, 6 b に導くように連通させ、さらにその流路 4 a, 4 b は絞り 7 a, 7 b を介してタンクに至る排出流路 R に連通させている。

したがって、上記フラツパ 2 が変位すると、その変位に伴ってノズル 3 a, 3 b の背圧には変位量に応じた差圧が発生し、この差圧がスプール 5 の左右両端 6 a, 6 b に導かれ、フラツパ 2 に突設してスプール 5 に係合させたばね 8 と釣合う位置までスプール 5 を追従変位させる。而して、このスプール 5 の変位に応じ、スプール 5 の切換え部 9 a 及び 9 b において上記供給ポート  $P_s$  とアクチュエータすなわちシリンダ 10 のポート 11 a または 11 b に至る流路 12 a または 12 b が連通せしめられると共に、スプール 5 の切換え部 13 a 及び 13 b において上記ポート 11 a または 11 b とタンクに至る排出流路  $R_1$  とが連通せしめられるので、これらの流路を通じてのシリンダ 10 に対する圧油の供給排出によりピストン 14 が動作する。

以上に説明したのは通常のサーボ弁であるが、本発明においては、負荷の検出を行うに際し、負荷の情報を入力側に加えるため、シリンダ 10 のポート 11 a の差圧すなわち負荷圧力に応じた圧力をフィードバック圧力制御弁 15 から絞り 16 a 及び 16 b を有するフィードバック流路 15 a, 15 b を経て前記スプール 5 の両端のフィードバック圧力室 17 a, 17 b に導くように構成している。

上記フィードバック圧力制御弁 15 はアンプを通して加えられる後述の設定電圧  $V_{RR}$  によりそれに比例してフラツパ 19 を変位させるトルクモータ 18 を備え、フラツパ 19 に対向する一对のノズル 20 a, 20 b は圧油の供給ポート  $P_s$  に接続し、そのノズル 20 a, 20 b の背圧を流路 21 a, 21 b によりスプール 22 の左右両端面 23 a, 23 b に導くように連通させ、さらにその流路 21 a, 21 b は絞り 24 a, 24 b を介してタンクに至る排出流路  $R_2$  に連通させている。したがって、上記設定電圧  $V_{RR}$  によりフラツパ 1

4

9 が変位すると、その変位に伴ってノズル 20 a, 20 b の背圧に変位量に応じた差圧が発生し、この差圧がスプール 22 の左右端面 23 a, 23 b に導かれ、フラツパ 19 に突設してスプール 22 に係合させたばね 25 と釣合う位置までスプール 22 を追従変位させる。また、上記スプール 22 に負荷の情報としてシリンダ 10 のポート 11 a 及び 11 b の負荷圧力の差圧を作用させるため、そのスプールの両端部に形成した圧力室 26 a, 26 b は流路 27 a, 27 b を通じてシリンダのポート 11 a, 11 b に連通させている。そのため、上記スプールの端面 23 a, 23 b に作用するノズル 20 a, 20 b の背圧及び上記圧力室 26 a, 26 b においてスプールに作用するシリンダの負荷圧力に基づくスプール 22 の変位に応じ、スプール 22 の切換え部 28 a 及び 28 b において供給ポート  $P_s$  と前記フィードバック圧力室 17 a または 17 b に至るフィードバック流路 15 a または 15 b とが連通せしめられると共に、スプール 22 の切換え部 29 a 及び 29 b において上記フィードバック流路 15 a または 15 b とタンクに至る排出流路  $R_3$  とが連通せしめられるので、これらの流路を通じてフィードバック圧力室 17 a, 17 b に対する圧油の供給、排出が行われ、すなわち前記トルクモータ 18 に対する設定電圧  $V_{RR}$  及びシリンダ 10 の負荷圧力に基づいて制御されるフィードバック圧力制御弁 15 を通じてフィードバック圧力室 17 a, 17 b に負荷フィードバック圧力が加えられることになる。

この場合、上記設定電圧  $V_{RR}$  の設定は、シリンダ 10 のポート 11 a, 11 b における負荷圧力の差圧について基準圧力を設定することに相当し、したがって負荷圧力の差圧がその基準圧力よりも大きくなつたときにスプール 22 により上記差圧の大きさに応じて切換え部の開度が制御され、それによつて負荷フィードバック圧力が制御される。

なお、上記流路 15 a, 15 b には絞り 30 a, 30 b を経てタンクに至る排出流路を設け、スプールの変位に対するフィードバック圧力のゲインを調節している。

このように、スプール 5 に対して負荷フィードバック圧力を加え、位置サーボ系を構成すると、

5

シリンダの動作が停止する定常状態では、スプール5に対して、ノズル3 a, 3 bの背圧と互いに逆方向に負荷フィードバック圧力が加わり、スプール5はこれらの力がバランスした位置で停止することになり、これによつて入力側に負荷の大きさに  
5 5 に関する情報を与えることができる。このプロセスを以下に述べると、第1図に示すように位置サーボ系を構成する。すなわち、まず、シリンダピストン14の変位をポテンシオメータなどの位置検出器31で検知し、それを目標値 $V_i$ と比較  
10 する。そしてその差 $E$ をアンプで増幅し、電流信号 $i$ に変換した後、トルクモータ1に加える。これにより、スプール5が変位し、ピストン14が目標値 $V_i$ にしたがって移動する。こうした位置サーボ系では、ピストン14は、基本的にはそれ  
15 に連結された位置検出器31の出力と目標値の差が零になるまで移動する。というのは、もし目標値と位置検出器の差が零でない時は、その差に応じて、トルクモータ1に電流が流れるため、フラツパ2が変位し、ノズル3 a, 3 bの背圧に差が  
20 生じ、スプール5を変位させることになるからである。したがってこのような位置サーボ系では、偏差が零( $i = 0$ )の状態から、目標値が例えばプラス方向に $X[V]$ 変化すると、偏差 $X$ がまずアンプに加わり、それが対応する電流 $i_x$ に変換さ  
25 れて、トルクモータ1に加えられる。すると、それによつてフラツパ2が変位し、ノズル背圧3 a, 3 bが変化し、その背圧の差によつてスプール5を動かし、流路を開いて、圧油をシリンダへ供給する。系が正しく接続されていれば、その圧  
30 油は、位置検出器31の出力をプラスに増加させる方向へシリンダを動かす。そして目標値 $V_i$ と位置検出器31の出力の差、すなわち偏差を減少させるようにする。偏差が減少するとトルクモータ1に流れる電流は減少するからフラツパ2も中  
35 立点近くにもどつていき、ノズル3 a, 3 bの背圧の差も減少する。これは、またスプール5を中立点近くにもどすことになり、流路が閉じられていき、ピストン14へ送る圧油を減少させ、その移動速度をも減少させる。こうしたプロセスをく  
40 り返し、最終的に偏差が零、すなわち目標値と位置検出器31の出力が一致する所でピストン14は停止し、系の動作は定常状態になる。実際には、停止に至るまでには、ピストン14はその慣

6

性のため行き過ぎを生じたりする。すなわち、位置検出器31の出力が目標値をこえる状況が生ずることがある。この時は偏差はマイナスとなり、今度は、フラツパ2は逆方向に変化し、スプール5を逆方向に移動させ結果的にピストン14に  
5 プラスの時とは逆方向の圧力を加えて、それを逆方向へ変位させるようにする。これによつて、位置検出器31の出力は目標値に一致する方向へ変化するようになる。このようなプロセスがくり返さ  
10 れて、最終的に系はたとえ行き過ぎが生じても偏差零に落ち着くことになる。

ところで、上述の説明は、負荷圧力のフィードバックが存在しない場合の説明である。本発明のように圧力フィードバックがスプール5に加わる  
15 場合には、偏差が零になつてもスプール5は停止しない。すなわち圧力室17 a, 17 bに差圧 $\Delta P$ がある場合には、例え偏差が零でノズル3 a, 3 bの圧力差が零であつても、 $\Delta P$ により、スプール5に力が作用し、変位が発生する。これによ  
20 つて、流路が開き、圧油がピストン14に送られ、ピストンは変位する。これは位置検出器31を動かすから、それによつて目標値との間に差を生ぜしめ、その差はトルクモータ1に電流を流し、フラツパ2を変位させて、スプール5に加  
25 わる圧力 $\Delta P'$ を発生する。位置サーボ系はピストンを目標値に一致させる方向へと移動させるから、すなわちピストン14の位置検出器31の出力をもとへもどす方向に圧油を発生するように働くから、 $\Delta P'$ は結果的に $\Delta P$ を打消す方向に作用す  
30 ことになる。そして、丁度 $\Delta P = \Delta P'$ の時にスプール5に働く力は零になるから、その状態でスプール5は停止し、位置サーボ系は定常状態になる。フィードバック圧力 $\Delta P$ は、シリンダピストン14に加わる外力で決まり、また、 $\Delta P'$ はトルクモータ電流すなわち位置サーボ系の偏差に対す  
35 るからこの偏差から外力を知ることができる。このことは、フィードバック圧力15 a, 15 bを逆に接続しても成立する。この時は上記 $\Delta P$ は、スプールを上記とは逆方向に移動させるように作用するが、それによつて生ずる偏差は符号が逆になるため、 $\Delta P'$ も方向が逆になるからである。すなわち、いずれの場合も、定常状態においては、フィードバック圧力は、スプールに加わるノズル3 a, 3 bの背圧差とは逆方向に作用することに

なる。このように負荷圧力のフィードバックを行い、負荷の情報をスプール5に転送すると、スプール5に負荷フィードバック圧力室が定常時にノズル背圧と逆方向に加えられるのでそのため位置サーボ機構においては偏差Eが大きくなり、スプール5にかかるノズル背圧と負荷圧力がバランスするのに必要なトルクモータへの偏差電流を発生する状態で停止する。

この場合の定常的な偏差Eは、

$$E = \alpha_1 f - \alpha_2 V_{RR} \quad \dots\dots(1)$$

ただし、

f : シリンダにかかる付加力

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  : サーボ系の仕様によって決まる定数によつてあらわされ、この関係をグラフによつて示すと第2図のようになる。なお、図中に示す上下の直線 $l_1$ 、 $l_2$ はフィードバック圧力制御弁15のスプール22の移動限界値によつて決まる直線である。

第2図を参照して負荷fを推定する方法について説明すると、負荷fが作用している場合、それに応じてある定常偏差Eが発生するが、この定常偏差Eが零となる方向へ設定電圧 $V_{RR}$ を修正し、すなわちある状態において負荷 $f_1$ 、基準圧力設定電圧が $V_\alpha$ であるとする、この状態は第2図上の×印の点で表わされ、そこで設定電圧 $V_{RR}$ を $V_\alpha$ から矢印の方向へ増加させると、それに伴つて定常偏差Eは減少し、 $V_\beta$ となつた時点で定常偏差は零となるので、このような点を探索することにより、次式から負荷 $f_1$ を推定することができる。

$$f_1 = \frac{1}{\alpha_1} (E + \alpha_2 V_{RR})$$

$$= \frac{\alpha_2}{\alpha_1} V_{RR} \quad (\because E = 0) \quad \dots\dots(2)$$

また、ある基準圧力設定電圧 $V_{RR}$ と定常偏差測定値から(1)式を用いて直接負荷を推定することもできる。

第3図は本発明における負荷圧力フィードバック形サーボ弁の他の構成例を示すもので、前記第1図のサーボ弁に比して簡単な構造のスプール41を用い、スプール41の両端の駆動圧力室42a、42bに導いたノズル43a、43bの背圧をフィードバック流路44b、44aによつて直接フィードバック圧力制御弁45に導いている。フィードバック圧力制御弁45のスプール46は、前記第1図の場合と同様に設定電圧 $V_{RR}$ によるトルクモータ47の動作及び圧力室48a、48bに作用するシリンダ49のポート50a、50b間の差圧に応じて変位するが、その変位によつて駆動圧力室42a、42b内のノズル背圧をタンクに排出する切換え部51a、51bの開度が制御され、したがつてスプール46の変位量すなわちシリンダ負荷圧力の大きさに応じて駆動圧力室42a、42b内のノズル背圧が減少する。その結果、ノズル背圧とばね52によつて釣合つた位置まで変位していたスプール41が上記ノズル背圧の減少分だけ押戻されることになる。このことは、第1図の場合に負荷圧力フィードバックによりスプール弁に加わる圧力のバランスがくずれることと等価の効果を与え、したがつてその場合と同様の方法で負荷検出を行うことができる。

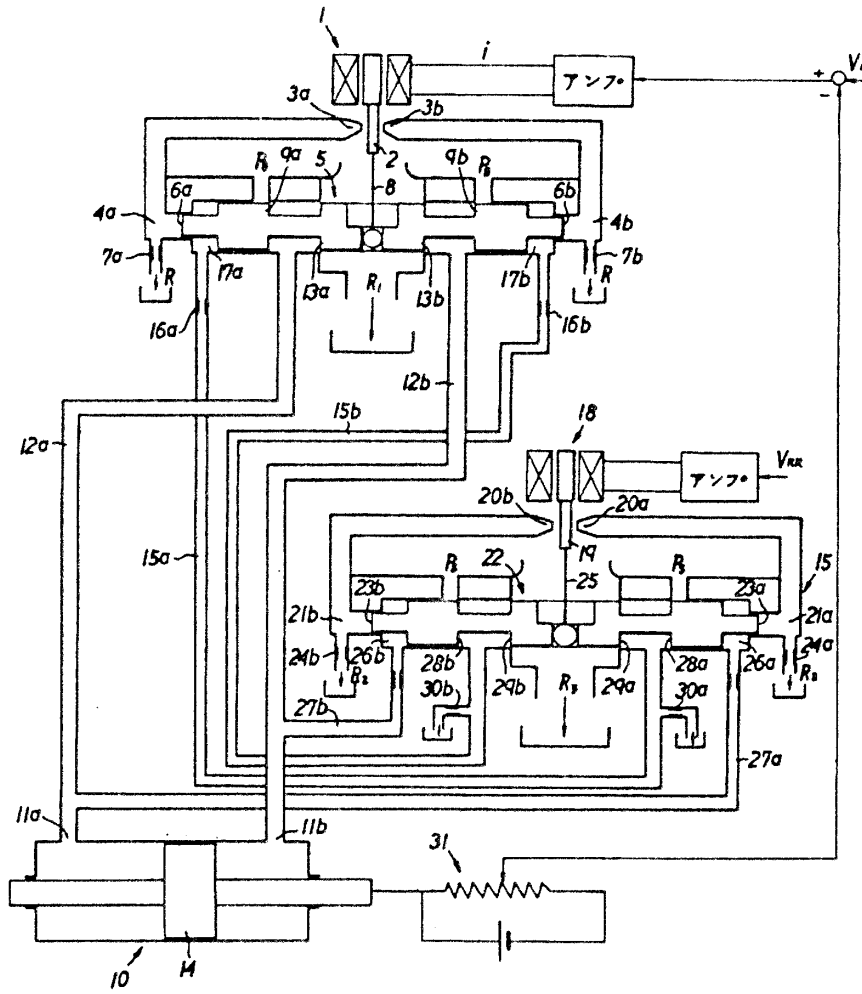
以上に詳述した負荷の検出法は、第4図に示すような電子計算機(CPU)を含むシステムとして構成することにより、容易に自動化することができる。

図面の簡単な説明

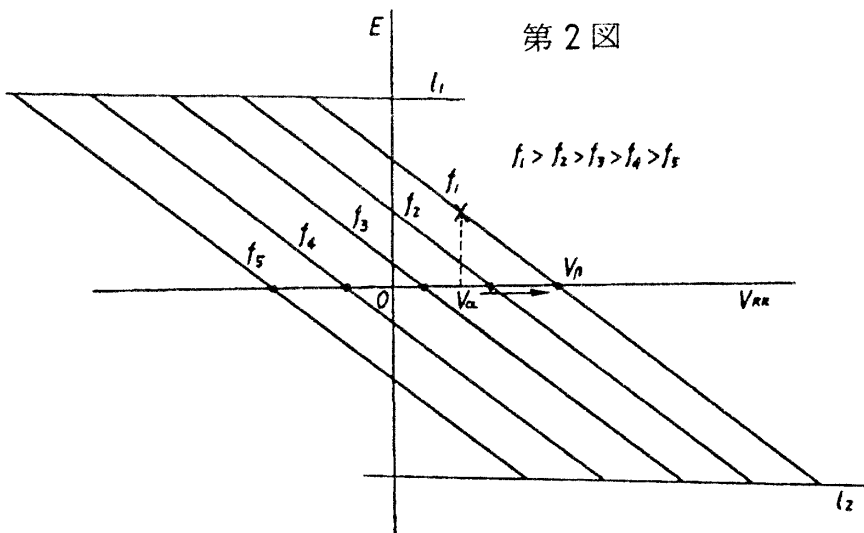
第1図は本発明におけるサーボ機構についての構成図、第2図は定常偏差についての説明図、第3図はサーボ機構の他の実施例についての構成図、第4図は本発明を適用した負荷検出システムの構成図である。

1, 18, 47……トルクモータ、5, 22, 41, 46……スプール、15, 45……フィードバック圧力制御弁。

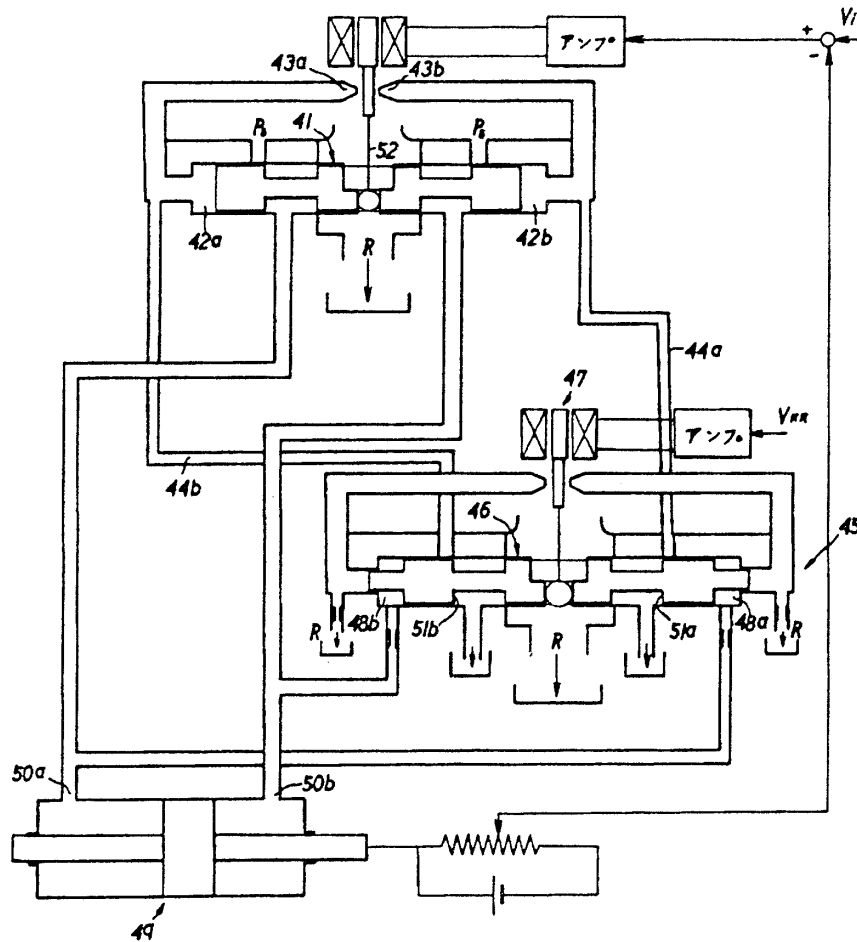
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

