(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第4263373号
(P4263373)
(45)発行日　平成21年5月13日(2009.5.13)　(24)登録日　平成21年2月20日(2009.2.20)

(51)Int.Cl.　F I
F15B 9/09 (2006.01)　F15B 9/09 D

請求項の数 2　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願2001-1478(P2001-1478)
(22)出願日　平成13年1月9日(2001.1.9)
(65)公開番号　特開2002-206503(P2002-206503A)
(43)公開日　平成14年7月26日(2002.7.26)
審査請求日　平成17年1月17日(2005.1.17)

(73)特許権者　000127949
株式会社エスジー
東京都国分寺市南町３丁目２５番１１号
(74)代理人　100071135
弁理士　佐藤　強
(72)発明者　市川　渉
東京都国分寺市南町３－２５－１１　株式会社エスジー内
(72)発明者　小出　育夫
東京都国分寺市南町３－２５－１１　株式会社エスジー内
(72)発明者　出戸　英幸
東京都国分寺市南町３－２５－１１　株式会社エスジー内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】電気油圧サーボシリンダ

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
シリンダチューブ、このシリンダチューブの内部に設けられ油圧により軸方向に往復移動されるピストン、及び前記シリンダチューブに前記ピストンの突出側とは反対側に設けられたシリンダヘッドカバーを有する油圧シリンダ部と、
前記シリンダヘッドカバーに一体に設けられたバルブケースと当該バルブケースの内部に回転可能に配設された１個のロータリ弁とを有し、このロータリ弁の回転位置に応じて油の流路を切り替えて前記ピストンの移動を制御する油圧制御弁と、
前記ピストンの軸方向への移動に伴いナットを介して回転されるねじ棒と、
前記油圧制御弁の近傍に設けられ、正逆回転可能なモータの回転に応じて前記ロータリ弁を所定方向に回転させると共に、前記ねじ棒の回転に応じて前記ロータリ弁を前記所定方向とは反対方向へ回転させる差動機構と、
前記ねじ棒の回転に基づき前記ピストンの軸方向の位置を検出する位置検出器とを備え、
前記位置検出器は、前記油圧シリンダ部に対して前記ピストンの突出側とは反対側に設けられていることを特徴とする電気油圧サーボシリンダ。
【請求項２】
前記差動機構は、
前記ねじ棒と共に回転するように設けられた太陽歯車と、
外周面側に外歯を有すると共に内周面側に内歯を有して前記太陽歯車を囲繞するように

配置され、前記外歯を介して前記モータにより回転される内外歯車と、
この内外歯車と前記太陽歯車との間において内外歯車の前記内歯と太陽歯車の歯にそれぞれ噛み合うように配置され、前記内外歯車または前記太陽歯車の回転に伴い自転しながら太陽歯車の周りを公転する複数の遊星歯車と、
これら複数の遊星歯車を回転可能に支持すると共に、前記ロータリ弁と一体に回転するように設けられ、前記遊星歯車の公転方向に回転するキャリアとを具備した構成であることを特徴とする請求項１記載の電気油圧サーボシリンダ。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、モータの入力に基づき油圧制御弁を制御して油圧によりピストンの移動を制御する構成の電気油圧サーボシリンダに関する。

【０００２】

【発明が解決しようとする課題】

例えば製鉄所の製鋼工場における連続鋳造機においては、ターンディッシュからの湯（溶けた鉄）の吐出量を調整するスライディングノズル用のシリンダや、ターンディッシュから吐出された湯を受けて成形するモールドの幅を調整するためのモールド幅可変用のシリンダとして、従来より電気油圧サーボシリンダが使用されている。これらの使用環境としては高熱や高温蒸気など非常に悪い環境であるため、このような場所で使用されるシリンダには、信頼性およびメンテナンス性が要求される。また、設置スペースも小さい方が好ましい。

【０００３】

この種の電気油圧サーボシリンダとしては、例えば実公昭５２－４４７９６号公報に示されたものが知られている。このものの構成を図９に示す。この図９において、油圧シリンダ部１の内部には、油圧により軸方向に往復移動されるピストン１ａが移動可能に配設されている。ピストン１ａには、当該ピストン１ａの軸方向への移動に伴いナット２ａを介して回転されるねじ棒２ｂが配設されている。ねじ棒２ｂの図中右端部には、当該ねじ棒２ｂと一体的に回転する回転部材３が配設されている。この回転部材３は、回転は可能であるが軸方向へは移動しないようになっている。

【０００４】

上記油圧シリンダ部１に対してピストン１ａの突出方向とは反対側である図中右側に、三方スプール弁からなる油圧制御弁４が設けられている。この油圧制御弁４は、スリーブ４ａと、このスリーブ４ａに対して軸方向への移動が可能で、軸回りに回転可能なスプール４ｂを有している。スプール４ｂの左端部には雄ねじ部が形成されていて、この雄ねじ部が、上記回転部材３の内周部に形成された雌ねじ部に螺合されている。スプール４ｂの右端には歯車５ａが設けられていて、この歯車５ａが、モータ６により回転される歯車５ｂと噛み合っている。

【０００５】

上記スリーブ４ａには３個のポート７ａ，７ｂ，７ｃが形成されていて、これら各ポート７ａ，７ｂ，７ｃに、油管８ａ，８ｂ，８ｃが接続されている。そのうち、ポート７ａに接続された油管８ａは分岐していて、その分岐した分岐管８ｄの一端部は、油圧シリンダ部１の前部室９ａに接続されている。また、ポート７ｂに接続された油管８ｂの他端部は、油圧シリンダ部１の後部室９ｂに接続されている。

【０００６】

上記構成において、図９の状態では、スプール弁４ｂは中立位置に位置されている。この状態では、各ポート７ａ～７ｃは互いに非連通状態となっていると共に、油圧シリンダ部１の前部室９ａには、分岐管８ｄを介して油圧源Ｐｓ から一定の圧力が掛けられていて、ピストン１ａには、図中矢印Ａ１方向への押圧力が作用している。

【０００７】

この状態で、モータ６が一方向へ回転されることに基づきスプール４ｂが回転され、その

回転に伴い当該スプール４ｂが、例えば図中矢印Ａ２方向へ移動すると、ポート７ｂと７ｃとが連通し、これに伴い油管８ｂと８ｃとが連通した状態となり、ピストン１ａから圧力を受けていた後部室９ｂの油が、それら油管８ｂ，８ｃを通り、タンクポートＴに流出する。これに伴い、ピストン１ａにおける前部室９ａ側と後部室９ｂ側との圧力差によりピストン１ａは矢印Ａ１方向へ移動（後退）する。ピストン１ａが矢印Ａ１方向へ移動すると、その移動に伴いナット２ａを介してねじ棒２ｂが回転し、このねじ棒２ｂと同方向へ回転部材３が回転する。すると、スプール４ｂには、上記矢印Ａ２方向とは反対の矢印Ａ１方向への移動力が作用するようになる。従って、モータ６の回転が停止されると、ピストン１ａの移動が停止されると共に、スプール４ｂが図９に示す元の中立位置へ戻されるようになる。

【０００８】

また、上記図９の状態からモータ６が上記とは反対方向へ回転されることに基づき、スプール４ｂが、図中矢印Ａ１方向へ移動されると、ポート７ａと７ｂとが連通し、これに伴い油管８ａと８ｂとが連通した状態となる。この状態となると、油圧源Ｐｓ からの一定の圧力が、後部室９ｂ側にも掛かることになる。このとき、ピストン１ａにおいて、前部室９ａ側から圧力を受ける面１０ａと後部室９ｂ側から受ける面１０ｂの面積差に基づく圧力差により、ピストン１ａは上述とは逆に矢印Ａ２方向へ移動（前進）する。ピストン１ａが矢印Ａ２方向へ移動すると、その移動に伴いナット２ａを介してねじ棒２ｂが上述とは反対方向へ回転し、このねじ棒２ｂと同方向へ回転部材３が回転し、スプール４ｂには上記矢印Ａ１方向とは反対の矢印Ａ２方向への移動力が作用するようになる。従って、モータ６の回転が停止されると、ピストン１ａの移動が停止されると共に、スプール４ｂが図９に示す元の中立位置へ戻されるようになる。

【０００９】

上記した従来構成のものの場合、油圧制御弁４および差動機構を構成する回転部材３が、油圧シリンダ部１に対してピストン１ａの突出側とは反対側の外部に設けられているため、それら油圧制御弁４および差動機構を油圧シリンダ部１とは別にユニット化でき、そのメンテナンス性を向上できる利点がある。しかしながら、次のような欠点がある。

【００１０】

油圧制御弁４は、スプール４ｂを有した三方スプール弁で構成されているため、軸方向に大きくなり、その分設置スペースも大きくなる。また、スプール４ｂは軸方向に移動すると共に回転もするため、スリーブ４ａとスプール４ｂとの間のシール構造が難しく、また、そのスプール４ｂの動きを確保する必要があると共に、油漏れを少なくする必要がある。このため、これらのシール部分の加工は非常に精密な加工が必要であることと、隙間にゴミ等が噛み込んでしまいやすいものであった。

【００１１】

一方、例えば特開平９－２６０４３号公報には、図示はしないが、油圧シリンダ部に対してピストンの突出側とは反対側に、ケーシング内にインナーロータとアウターロータの２個のロータを設けたロータリ弁タイプの油圧制御弁を設けた構成のシリンダが示されている。

このものにおいては、油圧制御弁が、油圧シリンダ部に対してピストンの突出側とは反対側の外部に設けられているため、やはり油圧制御弁のメンテナンス性を向上できる利点がある。また、油圧制御弁はロータリ弁タイプであるため、スプール弁タイプとは違い、軸方向の大型化を抑えることが可能であり、軸方向の設置スペースも小さくできる。

【００１２】

しかしながら、このものにおいては、特に回転するロータが２個あるため、微小な隙間を形成する箇所が多くなり、一層精度の高い加工が必要であることと、ゴミ等の噛み込みが発生しやすいという欠点がある。

【００１３】

本発明は上記した事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、メンテナンス性が良好で、しかも、軸方向の大型化を抑えることができ、また、油圧制御弁の高精度加工箇所を

少なくできる電気油圧サーボシリンダを提供するにある。

【００１４】

【課題を解決するための手段】

上記の目的を達成するために、請求項１の発明の電気油圧サーボシリンダは、シリンダチューブ、このシリンダチューブの内部に設けられ油圧により軸方向に往復移動されるピストン、及び前記シリンダチューブに前記ピストンの突出側とは反対側に設けられたシリンダヘッドカバーを有する油圧シリンダ部と、前記シリンダヘッドカバーに一体に設けられたバルブケースと当該バルブケースの内部に回転可能に配設された１個のロータリ弁とを有し、このロータリ弁の回転位置に応じて油の流路を切り替えて前記ピストンの移動を制御する油圧制御弁と、前記ピストンの軸方向への移動に伴いナットを介して回転されるねじ棒と、前記油圧制御弁の近傍に設けられ、正逆回転可能なモータの回転に応じて前記ロータリ弁を所定方向に回転させると共に、前記ねじ棒の回転に応じて前記ロータリ弁を前記所定方向とは反対方向へ回転させる差動機構と、前記ねじ棒の回転に基づき前記ピストンの軸方向の位置を検出する位置検出器とを備え、前記位置検出器は、前記油圧シリンダ部に対して前記ピストンの突出側とは反対側に設けられていることを特徴とするものである。

【００１５】

上記した手段によれば、油圧制御弁および差動機構は、油圧シリンダ部に対してピストンの突出側とは反対側に設けられているから、それら油圧制御弁および差動機構のメンテナンス性を向上できる。また、油圧制御弁は、ロータリ弁を有したロータリタイプであるから、スプール弁タイプとは違い、軸方向の大型化を抑えることが可能であり、軸方向の設置スペースを小さくすることが可能となる。そして、油圧制御弁は、１個のロータリ弁を有する構成のものであるから、２個のロータを有するものに比べて、微小な隙間を形成する箇所が少なくなり、その分、高精度加工箇所を少なくできると共に、ゴミ等の噛み込みによる不具合の発生頻度を少なくできるようになる。

【００１６】

また、前記ねじ棒の回転に基づき前記ピストンの軸方向の位置を検出する位置検出器を設けた。これによれば、ピストンの軸方向の位置を位置検出器により検出することで、高精度の制御が可能となる。

【００１７】

前記位置検出器は、前記油圧シリンダ部に対して前記ピストンの突出側とは反対側に設けられている。これによれば、位置検出器は、ピストンにより駆動される負荷側とは反対側に配置されているから、負荷側の影響を受け難く、また、メンテナンス性も良い利点がある。

【００１８】

請求項２の発明は、前記差動機構は、前記ねじ棒と共に回転するように設けられた太陽歯車と、外周面側に外歯を有すると共に内周面側に内歯を有して前記太陽歯車を囲繞するように配置され、前記外歯を介して前記モータにより回転される内外歯車と、この内外歯車と前記太陽歯車との間において内外歯車の前記内歯と太陽歯車の歯にそれぞれ噛み合うように配置され、前記内外歯車または前記太陽歯車の回転に伴い自転しながら太陽歯車の周りを公転する複数の遊星歯車と、これら複数の遊星歯車を回転可能に支持すると共に、前記ロータリ弁と一体に回転するように設けられ、前記遊星歯車の公転方向に回転するキャリアとを具備した構成であることを特徴とする。

このような構成の差動機構によれば、モータによる入力回転と、ピストンの移動に伴うねじ棒の回転（フィードバック回転）との差で、油圧制御弁を良好に制御することができる。

【００１９】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の一実施例について図１ないし図８を参照して説明する。

まず、全体の断面図を示す図１において、図示左側の油圧シリンダ部１１について説明す

る。油圧シリンダ部１１のシリンダチューブ１２は円筒状をなしていて、これの前部（図１の左端部）にシリンダロッドカバー１３が取着され、後部（図１の右端部）にシリンダヘッドカバー１４が取着されている。シリンダヘッドカバー１４の後部には、後述する油圧制御弁１５のバルブケース１６が一体に設けられている。

【００２０】

シリンダチューブ１２の内部には、ピストン１７が軸方向に往復移動可能に配設されている。このピストン１７は、シリンダチューブ１２の内周面に対して摺動するピストンヘッド１７ａと、このピストンヘッド１７ａよりも径小のピストンロッド１７ｂとを一体に有していて、ピストンロッド１７ｂの先端部がシリンダロッドカバー１３から外方へ突出している。ピストンヘッド１７ａの内部には、ボールナットからなるナット１８が固定状態に設けられていて、このナット１８に、ボールねじからなるねじ棒１９が螺合されている。このねじ棒１９の左側は、ピストンロッド１７ｂの中央部に形成された収容穴２０に挿入され、右側は軸受２１により回転可能に支持されている。シリンダチューブ１２の内部は、ピストンヘッド１７ａにより、図示左側の前部室２２と図示右側の後部室２３とに仕切られている。

【００２１】

ここで、ピストン１７が軸方向の一方側、例えば図１の左方向（前進方向）へ移動すると、これに伴いナット１８を介してねじ棒１９が、ピストンヘッド１７ａ側から見て反時計回り方向へ回転し、逆に、ピストン１７が図１の右方向（後退方向）へ移動すると、これに伴いナット１８を介してねじ棒１９がピストンヘッド１７ａ側から見て時計回り方向へ回転する。

【００２２】

次に上記油圧制御弁１５について説明する。この油圧制御弁１５のバルブケース１６は円筒状をなしていて、その内部に、図２にも示すように、円筒状をなすバルブステータ２４が固定状態に設けられていると共に、このバルブステータ２４の内部に、ロータリ弁２５が軸受２６を介して回転可能に配設されている。ロータリ弁２５の中央部には軸方向に貫通する貫通孔２７が形成されていて、この貫通孔２７に、上記ねじ棒１９と一体に回転する軸部２８が貫通状態に挿通されている。

【００２３】

バルブケース１６の内周部には、圧油用環状溝２９、制御油用環状溝３０、および排油用環状溝３１が軸方向に並べて形成されている。これら３本の環状溝２９，３０，３１のうち、図１中左側の圧油用環状溝２９には、バルブケース１６に形成された圧油供給口３２が連通していると共に、シリンダヘッドカバー１４に形成された圧油連絡路３３の一端部が連通している。圧油連絡路３３の他端部は、シリンダチューブ１２の外部に配管された外部配管３４の一端部に接続され、この外部配管３４の他端部が、シリンダロッドカバー１３に形成された連絡路３５を介して前部室２２に連通している。また、中央部の制御油用環状溝３０は、図１の上部において、バルブケース１６およびシリンダヘッドカバー１４に形成された制御油連絡路３６を介して後部室２３に連通している。そして、右側の排油用環状溝３１は、バルブケース１６に形成された排油口３７に連通している。この場合、図２に示すように、圧油供給口３２と制御油連絡路３６と排油口３７とは、互いに１２０度ずつ位置がずれている。

【００２４】

上記バブルステータ２４には、圧油用環状溝２９と対応する位置に圧油用ポート３８が、制御油用環状溝３０と対応する位置に制御油用ポート３９が、排油用環状溝３１と対応する位置に排油用ポート４０が、それぞれ対向する位置に２個ずつ形成されている。各ポート３８，３９，４０は、互いに６０度ずつ位置がずれている。また、各ポート３８，３９，４０は、バブルステータ２４の径方向に開口していて、対応する環状溝２９，３０，３１と連通している。

【００２５】

そして、上記ロータリ弁２５の外周部には、バルブ切替溝４１が対向する位置に２個形成

されている。各バルブ切替溝４１の軸方向は、各ポート３８，３９，４０に対応する部位まで延びている。図１および図２の上側のバルブ切替溝４１内には、バブルステータ２４に設けられた１本のストッパピン４２が突出していて、このストッパピン４２と上側のバルブ切替溝４１によりロータリ弁２５の回転範囲が規制されている。バルブ切替溝４１は、制御油用ポート３９とは常に連通する構成となっている。

【００２６】

ロータリ弁２５が図２の中立位置にある状態では、バルブ切替溝４１は、制御油用ポート３９とは連通しているが、圧油用ポート３８および排油用ポート４０とは連通しておらず、圧油用ポート３８および排油用ポート４０はロータリ弁２５により閉鎖された状態となっている。この図２の状態において、各圧油用ポート３８は、対応するバルブ切替溝４１に対して時計周り方向に少し外れた位置に位置され、また、各排油用ポート４０は、対応するバルブ切替溝４１に対して反時計周り方向に少し外れた位置に位置されている。

【００２７】

ここで、ロータリ弁２５が、図２に示す中立位置から時計周り方向に回動すると、バルブ切替溝４１が圧油用ポート３８と連通し、これに伴い圧油用ポート３８と制御油用ポート３９とがバルブ切替溝４１を介して連通する状態となり、また、ロータリ弁２５が、図２に示す中立位置から反時計周り方向に回動すると、バルブ切替溝４１が排油用ポート４０と連通し、これに伴い排油用ポート４０と制御油用ポート３９とがバルブ切替溝４１を介して連通する状態となる。

このように構成された油圧制御弁１５は、上記油圧シリンダ部１１に対してピストン１１の突出方向とは反対側に設けられている。

【００２８】

この油圧制御弁１５の右側近傍に差動機構４３が設けられており、次にこの差動機構４３について図３も参照して説明する。上記ロータリ弁２５から図１の右側に突出した上記軸部２８の端部に、太陽歯車４４が取着されている。この太陽歯車４４を囲繞するように配置された環状をなす内外歯車４５は、バルブケース１６に軸受４６を介して回転可能に配設されていて、内周面側に内歯４５ａを有すると共に外周面側に外歯４５ｂを有している。太陽歯車４４と内外歯車４５との間には、複数、この場合４個の遊星歯車４７が配設されていて、各遊星歯車４７は、太陽歯車４４の歯と内外歯車４５の内歯４５ａに噛み合っている。各遊星歯車４７は、それぞれ支持軸４８を介してキャリア４９に回転可能に支持されていて、このキャリア４９が、上記ロータリ弁２５にこれと一体に回転するように設けられている。上記内外歯車４５の外歯４５ｂには、正逆回転が可能なモータ５０の回転軸５０ａにより回転されるモータ軸歯車５１が噛み合っている。このように構成された差動機構４３は、ギヤケース５２により覆われている。

【００２９】

ギヤケース５２の図１の右側には位置検出器５３が設けられており、この位置検出器５３の入力軸５３ａが、前記軸部２８にカップリング５４を介して連結されている。この場合、ピストン１１が軸方向へ移動すると、これに伴い回転するねじ棒１９と一体に入力軸５３ａが回転し、この入力軸５３ａの回転に基づき、位置検出器５３は、ピストン１１の軸方向の位置を直接検出する構成となっている。従って、ピストン１１の軸方向の位置を検出する位置検出器５３は、上記油圧シリンダ部１１に対してピストン１１の突出方向とは反対側に設けられている。

【００３０】

次に上記構成の作用を、図４ないし図８も参照して説明する。なお、これら図４ないし図８は動作説明用のもので、油圧シリンダ部１と、油圧制御弁１５と、差動機構４３とを簡略化して示している。このうち、図４はピストンの停止状態、図５はモータの前進操作状態、図６はピストン前進後の停止状態、図７はモータの後退操作状態、図８はピストン後退後の停止状態を示している。

【００３１】

まず、ピストン１７の停止状態を示す図４の状態では、油圧制御弁１５のロータリ弁２５

は中立位置にあり、前述したように、圧油用ポート３８および排油用ポート４０はロータリ弁２５により閉鎖された状態となっていて、油は流れない状態となっている。このとき、油圧シリンダ部１１の前部室２２には、常に圧油供給口３２から圧油圧力が供給されていて、ピストン１７には後退方向への押圧力（後退力）が作用している。この後退力は、ピストンヘッド１７ａの外径断面積からピストンロッド１７ｂの外径断面積を引いた受圧面５５の面積と圧油圧力の積となる。後部室２３の圧力は、ピストン１７が停止状態であるので、上記後退力と同じ前進力となる圧力でバランスしている。例えば前部室２２側の受圧面５５の面積を１とし、後部室２３側のピストンヘッド１７ａの受圧面５６の面積を２とした場合、ピストン１７の停止状態では、後部室２３側の圧力は前部室２２側の圧力の１／２となる。

【００３２】

この図４の状態からピストン１７を前進動作させる場合は、モータ５０によりモータ軸歯車５１を、図５に示す矢印Ｃ１方向へ回転させる。すると、内外歯車４５は矢印Ｃ２方向へ回転し、この内外歯車４５の内歯４５ａに噛み合った各遊星歯車４７は、時計回り方向に自転しながら、太陽歯車４４の周りを矢印Ｃ２方向へ公転する。これら各遊星歯車４７の矢印Ｃ２方向への公転に伴い、キャリヤ４９が同方向へ回転し、当該キャリア４９と一体にロータリ弁２５が矢印Ｃ２方向へ回転する。すると、図５に示すように、バルブ切替溝４１が圧油用ポート３８と連通し、圧油用ポート３８と制御油用ポート３９とがバルブ切替溝４１を介して連通する状態となり、圧油供給口３２からの圧力油が、矢印Ｄ１およびＤ２で示すように、圧油用ポート３８、バルブ切替溝４１、制御油用ポート３９、制御油用連絡路３６を通して後部室２３に流入する。すると、後部室２３の圧力が上昇し、ピストン１７を前進させる前進力が後退力より大きくなり、ピストン１７が矢印Ｃ３方向へ前進する。

【００３３】

ピストン１７の前進動作が始まると、前部室２２内の圧力油は、図５に矢印Ｄ３で示すように、連絡路３５、外部配管３４、圧油連絡路３３を通して圧油供給口３２側へ戻される。この場合、このピストン１７の前進動作に伴い、ナット１８を介してねじ棒１９が図６に示す矢印Ｃ４方向へ回転し、このねじ棒１９の軸部２８を介して太陽歯車４４が同矢印Ｃ４方向へ回転し、これに伴い遊星歯車４７およびキャリア４９を介してロータリ弁２５を後述するように回転操作するメカニカルフィードバック機構となっている。

【００３４】

図６のピストン前進後の停止状態では、モータ５０は前進操作して停止状態であるので、モータ軸歯車５１および内外歯車４５は、図５の位置と同じ位置で固定されている状態である。ピストン１７の前進時には、上記したように、ねじ棒１９および太陽歯車４４が図６の矢印Ｃ４方向へ回転し、これに伴い遊星歯車４７は反時計回り方向に自転しながら矢印Ｃ５方向（矢印Ｃ２とは反対方向）へ公転し、キャリア４９も同矢印Ｃ５方向へ回転し、当該キャリア４９と一体にロータリ弁２５が同矢印Ｃ５方向へ回転する。すると、図６に示すように、ロータリ弁２５は中立位置に戻され、圧油用ポート３８はロータリ弁２５により閉鎖された状態となり、ピストン１７は移動位置に固定された状態となる。このとき、ねじ棒１９の回転に伴い軸部２８を介して位置検出器５３の入力軸５３ａが回転し、この入力軸５３ａの回転に基づき、位置検出器５３は、ピストン１１の軸方向の位置を検出する。

【００３５】

また、ピストン１７の後退動作は、上記したピストン１７の前進動作と動作方向が逆になるだけで動作原理は同じである。すなわち、図４の状態からピストン１７を後退動作させる場合は、モータ５０によりモータ軸歯車５１を、図７に示す矢印Ｃ６方向（矢印Ｃ１とは反対方向）へ回転させる。すると、内外歯車４５は矢印Ｃ７方向（矢印Ｃ２とは反対方向）へ回転し、これに伴い各遊星歯車４７は、反時計回り方向に自転しながら矢印Ｃ７方向へ公転する。これに伴い、キャリヤ４９と一体にロータリ弁２５が矢印Ｃ７方向へ回転する。すると、図７に示すように、バルブ切替溝４１が排油用ポート４０と連通し、排油

用ポート４０と制御油用ポート３９とがバルブ切替溝４１を介して連通する状態となり、後部室２３内の油が、矢印Ｄ４およびＤ５で示すように、制御油用連絡路３６、制御油用ポート３９、バルブ切替溝４１、排油用ポート４０を通して排油口３７から排出される。これに伴い後部室２３内の圧力が低下し、ピストン１７を後退させる後退力が前進力より大きくなり、ピストン１７が矢印Ｃ８方向へ後退する。

【００３６】

ピストン１７の後退動作が始まると、前部室２２には、図７に矢印Ｄ６で示すように、圧油供給口３２からの圧力油が供給される。このピストン１７の後退動作に伴い、ナット１８を介してねじ棒１９が図８に示す矢印Ｃ９方向（矢印Ｃ４とは反対方向）へ回転し、このねじ棒１９を介して太陽歯車４４が同矢印Ｃ９方向へ回転し、これに伴い遊星歯車４７およびキャリア４９を介してロータリ弁２５を後述するように回転操作する。

【００３７】

図８のピストン後退後の停止状態では、モータ５０は後退操作して停止状態であるので、モータ軸歯車５１および内外歯車４５は、図７の位置と同じ位置で固定されている状態である。ピストン１７の後退時には、上記したように、ねじ棒１９および太陽歯車４４が図８の矢印Ｃ９方向へ回転し、これに伴い遊星歯車４７は時計回り方向に自転しながら矢印Ｃ１０方向（矢印Ｃ７とは反対方向）へ公転し、キャリア４９も同矢印Ｃ１０方向へ回転し、当該キャリア４９と一体にロータリ弁２５が同矢印Ｃ１０方向へ回転する。すると、図８に示すように、ロータリ弁２５は中立位置に戻され、排油用ポート４０はロータリ弁２５により閉鎖された状態となり、ピストン１７は移動位置に固定された状態となる。このときも、ねじ棒１９の回転に伴い位置検出器５３の入力軸５３ａが回転し、この入力軸５３ａの回転に基づき、位置検出器５３は、ピストン１１の軸方向の位置を検出する。

【００３８】

上記した実施例によれば、次のような効果を得ることができる。まず、油圧制御弁１５および差動機構４３は、油圧シリンダ部１１に対してピストン１７の突出側とは反対側に設けられているから、それら油圧制御弁１５および差動機構４３のメンテナンス性を向上できる。油圧制御弁１５は、ロータリ弁２５を有したロータリタイプであるから、スプール弁タイプとは違い、軸方向の大型化を抑えることが可能であり、軸方向の設置スペースを小さくすることが可能となる。また、油圧制御弁１５は、１個のロータリ弁２５を有する構成のものであるから、２個のロータを有するものに比べて、微小な隙間を形成する箇所が少なくなり、その分、高精度加工箇所を少なくできると共に、ゴミ等の噛み込みによる不具合の発生頻度を少なくできるようになる。

【００３９】

位置検出器５３によりピストン１７の軸方向の位置を直接検出するようにしているので、高精度の制御が可能となる。また、位置検出器５３は、ピストン１７により駆動される負荷側とは反対側に配置されているから、負荷側の影響を受け難く、また、メンテナンス性も良い利点がある。しかも、位置検出器５３は、モータ５０と並列となるように取り付けるようにしているので、設置スペースも特に多くは必要としないようにできる。

【００４０】

この場合、位置検出器５３として、アブソリュート方式のものを採用することが好ましい。これによれば、高精度の位置制御のみならず、立上時や電源遮断等の異常発生時でもピストンの位置が確実に検出できるので、手間の掛かる原点調整等が不要となり、立上げや復旧が短時間でで き、生産性を向上させることが可能となる。

【００４１】

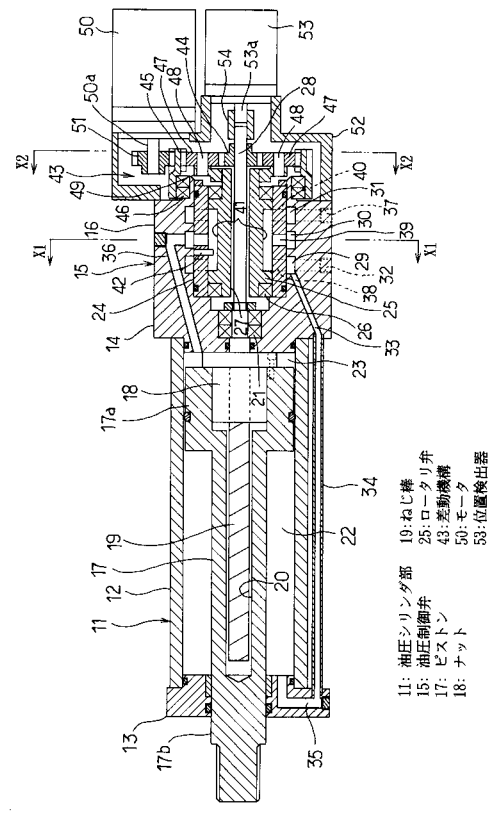
さらに、差動機構４３は、太陽歯車４４、内外歯車４５、遊星歯車４７などを用いた歯車機構により構成しているので、モータ５０による入力回転と、ピストン１７の移動に伴うねじ棒１９の回転（フィードバック回転）との差で、油圧制御弁１５を良好に制御することができる。

【００４２】

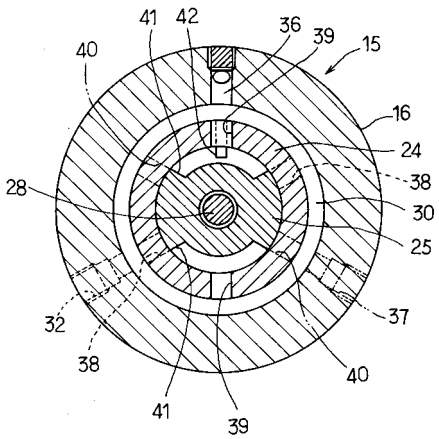
本発明は、上記した実施例にのみ限定されるものではなく、次のように変形または拡張す

ることができる。
油圧制御弁１５としては、３方弁に代えて、４方弁とすることもできる。
位置検出器５３は、必ずしも必要なものではなく、必要に応じて設けるようにすれば良い。また、位置検出器としては、ねじ棒１９の回転量に基づきピストン１７のストロークを検出するものに限らず、ピストン１７のストロークを直接検出する、直線検出器を採用することもできる。
【図面の簡単な説明】
【図１】本発明の一実施例を示す全体の断面図
【図２】図１中Ｘ１－Ｘ１線に沿う油圧制御弁部分の拡大縦断側面図
【図３】図１中Ｘ２－Ｘ２線に沿う差動機構部分の拡大縦断側面図
【図４】動作説明図その１（ピストン停止状態）
【図５】動作説明図その２（モータ前進操作状態）
【図６】動作説明図その３（ピストン前進後の停止状態）
【図７】動作説明図その４（モータ後退操作状態）
【図８】動作説明図その５（ピストン後退後の停止状態）
【図９】従来例を示す図１相当図
【符号の説明】
図面中、１１は油圧シリンダ部、１５は油圧制御弁、１７はピストン、１８はナット、１９はねじ棒、２５はロータリ弁、４３は差動機構、４４は太陽歯車、４５は内外歯車、４５ａは内歯、４５ｂは外歯、４７は遊星歯車、４９はキャリア、５０はモータ、５３は位置検出器を示す。

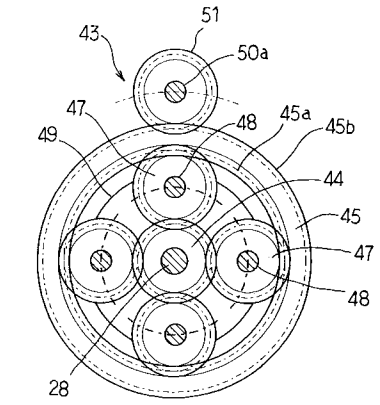
【図１】




【図２】

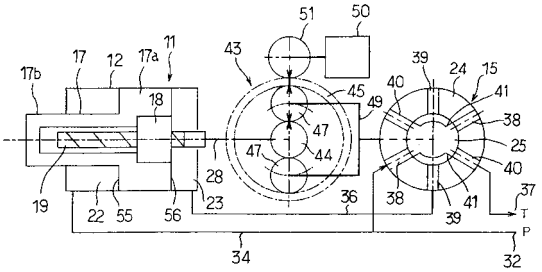


【図３】

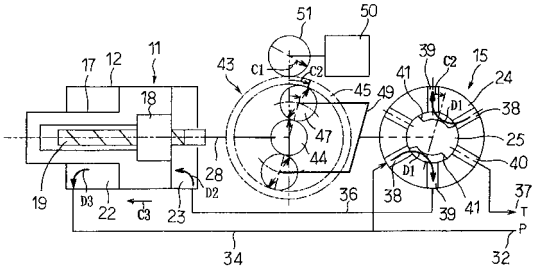



43：差動機構　47：遊星歯車
44：太陽歯車　49：キャリア
45：内外歯車
45a：内歯
45b：外歯

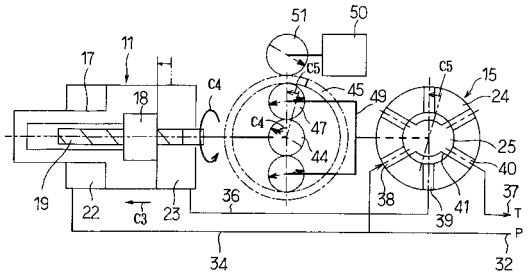
【図４】



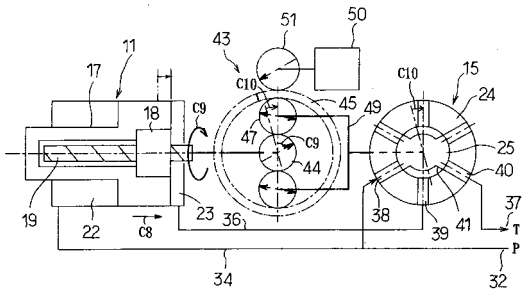

【図５】



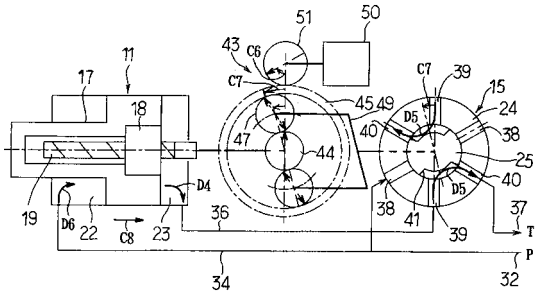

【図６】



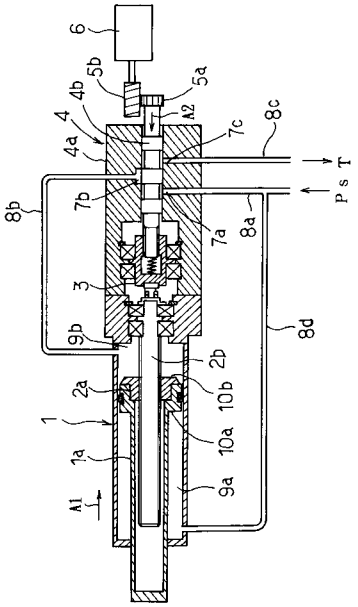

【図８】




【図７】



【図９】



フロントページの続き

(72)発明者　廣橋　聖司
東京都国分寺市南町３－２５－１１　株式会社エスジー内

審査官　尾崎　和寛

(56)参考文献　特開平０９－０２６０４３（ＪＰ，Ａ）
実開昭５２－０４０４２４（ＪＰ，Ｕ）
特開昭４９－０１１７５３（ＪＰ，Ａ）
特公昭４９－０４９３４７（ＪＰ，Ｂ１）
特開平０１－３０３３０１（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－０７４２０２（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F15B　9/00- 9/17