研究論文

N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究*

(第1報, N圧ハイブリッド油圧源の提案と効率向上の検証実験)

芦 金 石**, 留 滄 海**, 齊 藤 理 人***
大 坂 一 人****, 大 場 孝 一****, 北 川 能**

A Study on N-level Pressure Power Supply and its Application in High Response and High Efficiency Hydraulic Servo System (1st Report: Proposal of N-level Pressure Hybrid Power Supply and its Effectiveness in Improving Efficiency)

Jinshi LU, Canghai LIU, Michihito SAITO
Kazuhito OSAKA, Kouichi OBA, Ato KITAGAWA

In a constant pressure valve-controlled hydraulic servo system, the response is good but the efficiency is deteriorated. In a load-sensing pump-controlled hydraulic servo system, the efficiency is good but the response needs improvement. In this study, an N-level pressure hybrid power supply is proposed to realize high efficiency and high response simultaneously. In this paper, the characteristics and the working principle are described. An experimental setup of a 2-level pressure hybrid power supply is used to conduct the experiments. Experimental results show that the position response and force response of the proposed system followed the references quite well, while the efficiency is improved greatly compared with a conventional constant pressure valve-controlled hydraulic servo system.

Key words : High efficiency, High response, Hybrid power supply, Accumulator

1. 緒 言

従来の油圧サーボシステムは定圧の弁制御サーボシステムとポンプ制御サーボシステムに大別できる。定圧の弁制御サーボシステムでは定容量ポンプとリリーフ弁からなる油圧源を用いるため、システムの応答は速いが、ポンプからの余分な流量は常にリリーフ弁から捨てられるだけでなく、ポンプの供給圧力は負荷の変動に関係なく一定に保たれるためサーボ弁には必要以上の圧力降下（圧力損失）が生じる。つまり、この油圧源では変動的な負荷の流量・圧力に適応した流量・圧力の制御（ロードセンシング）ができないため、効率が低いという問題点があった。これに対し、ポンプ制御サーボシステムではポンプの押しのけ容積あるいはポンプの回転数が制御されるため、油圧源はロー

ドセンシングが容易にでき、効率が低い。しかし、ポンプの押しのけ容積あるいはポンプの回転数制御は応答が遅いため、応答性の改善が課題の一つになっている。

一方、従来のポンプ制御サーボシステムとは異なる効率向上法として、負荷に応じて圧力を変える方法が考えられる。そしてその簡単な実現法として複数圧力の圧力源を用いることが考えられる。田中¹⁾は従来の2圧システムの構成、特徴をまとめたうえで、ポンプの回転数制御と2つのアキュムレータを用いた2圧システムとの組み合わせによるシステムを提案し、効率向上を確認している。

そこで本研究では高応答高効率油圧サーボシステムを実現するため、従来の2圧システムの概念を広げ、負荷に応じてシステム最高圧力まで供給圧力をN段階で制御する油圧源を考え、N圧ハイブリッド油圧源を提案した²⁾。これは、N個のアキュムレータとポンプを交代させながら圧油供給源とし、N段階の圧力の圧油を供給する油圧源である。ポンプとアキュムレータを組み合わせで交代させながら用いるのでハイブリッドと称する。従来のポンプ制御サーボシステムでは負荷に応じて無段階で供給圧力制御をするのに対し、N圧ハイブリッド油圧源では負荷に応じてN段階で供給圧力制御をするが、安価な定容量ポンプと誘導モータで実現できる点が利点である。本報ではN圧ハイブリッド

*平成22年11月16日 原稿受付

**東京工業大学大学院理工学研究科

(所在地 東京都目黒区大岡山2-12-1)

(E-mail : kitagawa@cm.ctl.titech.ac.jp)

***日本アキュムレータ株式会社

(所在地 静岡県清水区西久保415)

****油研工業株式会社

(所在地 神奈川県綾瀬市上土棚中4-4-34)

油圧源とそれを用いた弁制御サーボシステムの構成および作動原理を説明する。また、2圧ハイブリッド油圧源を用いたシステムを例として2つの検証実験を行い、提案した油圧源を用いたシステムが従来の定圧の弁制御サーボシステムに比べて、効率が低いことを明らかにする。なお、本論文は研究の第1ステップとして、比較的低い周波数領域において、効率向上について議論を行う。提案した油圧源を用いたシステムのアプリケーションとして工作機械のような予め負荷がわかる場合を考えている。

2. N圧ハイブリッド油圧源

従来の定圧の弁制御サーボシステムは応答が速い。“応答が速い”はシステムの応答周波数が高いこと（高応答システム）を指す。応答が速い理由はサーボ弁を用いる弁制御方式の採用に加え、定容量ポンプとリリーフ弁からなる高応答な油圧源が用いられていることにある。ここで、“高応答な油圧源”とはサーボ弁が必要とする流量・圧力を遅滞なく常に供給できる油圧源を指す。つまり、高応答な油圧源を実現するには、高応答な油圧源と弁制御方式の採用が不可欠である。一方、高効率な油圧サーボシステムを実現するには、ロードセンシングができる油圧源が必要である。したがって、高応答高効率油圧サーボシステムを実現するには、高応答でロードセンシングができる油圧源と弁制御方式の組み合わせが求められる。N圧ハイブリッド油圧源は高応答とロードセンシングの特徴を併せ持つため、この油圧源を用いた弁制御サーボシステムを構築すれば、従来の定圧の弁制御サーボシステムに比べて効率が向上し、従来のポンプ制御サーボシステムに比べて応答が向上することが期待できる。

このN圧ハイブリッド油圧源（Fig. 1の破線枠内部分）は、必要とするN段階の出力圧力となるよう窒素ガスを充填したN個のアクムレータとその各々の出入口を開閉する切換弁、およびポンプとそれをアンロードするアンロード弁から構成される。比較のため、従来の定圧の弁制御サーボシステムをFig. 2に示す。図よりわかるように、このN圧ハイブリッド油圧源では定容量ポンプにアンロード弁を並列に付加する。また、リリーフ弁の代わりにN個のアクムレータとその各々の出入口に設置された切換弁を用いる。なお、通常Fig. 2に示す従来のシステムでは脈動吸収アクムレータが用いられるが、Fig. 1に示すエネルギー供給用のアクムレータとは用途が異なるため、Fig. 2ではこのアクムレータの表記を省略している。

N圧ハイブリッド油圧源では、N個のアクムレータの容量は負荷とポンプの吐出量に応じて選定する。またN個のアクムレータの窒素ガスの充填圧力を適切に設定すれば、N個のアクムレータの出力圧力は低圧から高圧までN段階（ie. $p_1, p_2, \dots, p_N$ ）に設定できる。運転時は、各アクムレータ出入口の切換弁を適宜開閉して必要とする

出力圧力のアクムレータを選択し、そのアクムレータへの油の充填およびアクムレータからの放出を行う。油圧回路圧力（サーボ弁への供給油圧）は、選択されたアクムレータの出力圧力に瞬時に等しくなる。つまり、アクムレータ出入口の切換弁を適切に制御すれば、N圧ハイブリッド油圧源の供給圧力（油圧回路圧力）はN段階に制御できる。

N圧ハイブリッド油圧源のアクムレータは短時間の間は定圧源としてサーボ弁に必要なだけの圧油を供給することができるため、N圧ハイブリッド油圧源にはリリーフ弁は不要である。すなわち、この油圧源には無駄な流量が生じない。一方、ポンプはアクムレータに圧油を充填したのちアンロード弁によってアンロードされるため、ポンプ駆動が省エネルギー化される。

Fig. 1 N-level pressure valve-controlled servo system

Fig. 2 Constant pressure valve-controlled servo system

N圧ハイブリッド油圧源の作動原理を説明するため、Fig. 3に示す2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムを例として用いる。なお、システムの仕様をTable 1に示す。Fig. 3の回路図中の2台のアクムレータはそれぞれ低圧と高圧アクムレータである。低圧アクムレータの出力圧力 P_L の範囲が2.6～2.77MPa、高圧アクムレータの出力圧力 P_H の範囲が8.4～8.7MPaとなるようにあらかじめ低圧および高圧アクムレータの窒素ガスの充填圧力を設定してある。

Fig. 3 Schematic of experimental setup

Table 1 Specification of the experimental setup

press force	5700N, max
cylinder	piston diameter : 22mm head diameter : 40mm stroke: 150mm
spring	26.1N/mm
low pressure accumulator	volume : 4 L
high pressure accumulator	volume : 4 L
pump	6 L/min, 1500rpm

Fig. 4 Target position and force

Fig. 3のシリンダの0～20sにおける目標出力（変位・力）の例としてFig. 4を用いる。Fig. 4において、シリンダは最初位置決め制御が行われ、途中からはピストンがばねを押しながら進み13.5sに壁に到達する。壁に達した後、つまり目標変位が67mmに達した後、シリンダを力制御に切り換え、ピストンが壁を押す続ける。16.5s以降は再び位置決め制御が行われピストンが壁から離れる。すなわち、シリンダは、13.5s～16.5sの間は力制御、それ以外は位置決め制御が行われる。

Fig. 3の破線枠内の2圧ハイブリッド油圧源はポンプのロードとアンロード、および低圧アキュムレータと高圧アキュムレータの開と閉の組み合わせにより、Table 2に示す4つの作動状態が考えられる。状態LLと状態LUは低圧

アキュムレータの出入口の切換弁Lowが開、高圧アキュムレータの出入口の切換弁Highが閉で、ポンプがロードあるいはアンロードの場合であり、この状態を低圧モードという。状態HLと状態HUは高圧アキュムレータの出入口の切換弁Highが開、低圧アキュムレータの出入口の切換弁Lowが閉で、ポンプがロードあるいはアンロードの場合であり、この状態を高圧モードという。すなわち、アキュムレータ出入口の切換弁を制御すれば、油圧回路圧力を低圧モードと高圧モードとの間で高速に切り換えることができる。なお、アキュムレータ出入口の切換弁およびポンプのアンロード弁の応答はシリンダを制御するサーボ弁の応答と同レベルであると仮定する。

2圧ハイブリッド油圧源を用いたシステムの効率向上のため、Fig. 4の位置決め制御区間では2圧ハイブリッド油圧源が低圧モードとなるようにし、力制御区間ではこれが高圧モードとなるようにする。

Table 2 Four operating conditions of the power supply

Operating Condition	Control Valve of Accumulator	Pump
LL	Low : ON High : OFF	Load
LU	Low : ON High : OFF	Unload
HL	High : ON Low : OFF	Load
HU	High : ON Low : OFF	Unload

Fig. 4に示す変位・力の目標に対し、以下では、0～20sの間をFig. 4に示す5つのPhaseに分け、各Phaseの2圧ハイブリッド油圧源の作動状態を具体的に述べる。分かり易くするため、後述の実験結果（実験そのI）を参考にして描いた各Phaseの圧力変化の説明図をFig. 5に示す。なお、2つのアキュムレータは低圧アキュムレータ内の圧油の初期圧力が2.6MPa、高圧アキュムレータ内の圧油の初期圧力が8.4MPaとなるようあらかじめ充填してある。

Phase (1)は状態LLの低圧モードであり、ポンプはサーボ弁へ圧油を供給すると同時に低圧アキュムレータを充填する。低圧アキュムレータの圧力が2.77MPaに達すると、Phase (2)に移行する。Phase (2)は状態LUの低圧モードであり、ポンプはアンロードとなり低圧アキュムレータからサーボ弁に圧油が供給される。低圧アキュムレータの容量が十分であれば、位置決め制御の区間では低圧アキュムレータは油圧回路圧力を2.6MPa以上を保ちながら圧油を供給し続けることができる。位置決め制御が終われば、位置

(a) Pump pressure

(b) Supplied pressure to the servo valve

(c) Pressure of the high pressure accumulator

(d) Pressure of the low pressure accumulator

Fig. 5 Illustration of pressure change

決め制御から力制御へ、つまり低圧モードから高圧モードへ切り換え、Phase (2)からPhase (3)に移行する。実際は余裕を考慮してシリンダ変位が66mmに達した瞬間、つまり力制御が始まる67mmの直前に高圧モードに切り換える。Phase (3)は状態HLの高圧モードであり、ポンプはサーボ弁へ圧油を供給すると同時に高圧アキュムレータを充填す

る。高圧アキュムレータの圧力が8.7MPaに達すると、Phase (4)に移行する。Phase (4)は状態HUの高圧モードであり、ポンプはアンロードとなり高圧アキュムレータからサーボ弁に圧油が供給される。高圧アキュムレータの容量が十分であれば、力制御の区間では高圧アキュムレータは油圧回路圧力を8.4MPa以上を保ちながら圧油を供給し続けることができる。力制御が終われば、力制御から位置決め制御へ、つまり高圧モードから低圧モードへ切り換え、Phase (4)からPhase (5)に移行する。実際は余裕を考慮してシリンダ変位が66.9mmに達した直後、つまり位置決め制御が開始された後に低圧モードに切り換える。低圧アキュムレータの容量が十分と仮定すると、Phase (5)はPhase (2)と同じ状態LUの低圧モードとなる。

Table 3 Switching conditions of valves

	Switching conditions	Change of valve state
Phase (1)→Phase (2) (LL→LU)	$p_L \geq 2.77\text{MPa}$	Unload valve: unload
Phase (2)→Phase (3) (LU→HL)	Displacement increases to 66mm	1. Unload valve: load 2. Low valve: OFF 3. High valve: ON
Phase (3)→Phase (4) (HL→HU)	$p_H \geq 8.7\text{MPa}$	Unload valve: unload
Phase (4)→Phase (5) (HU→LU)	Displacement decreases to 66.9mm	1. High valve: OFF 2. Low valve: ON

切換弁およびアンロード弁の制御手順は Table 3 に示すように基本的には次のようになっている。すなわち、低圧から高圧あるいは高圧から低圧へのモード切り換えは変位によっており、その変位は試行錯誤によって決めた。またポンプのロードとアンロードの切り換えは圧力によって行った。以上のように、ポンプに接続したアンロード弁と2つのアキュムレータ出入口の切換弁を適切に制御すれば、ポンプと2個のアキュムレータが交代でロードセンシングの状態を保ちながらサーボ弁に必要な流量・圧力を供給することができる。そしてポンプに接続したアンロード弁と2つのアキュムレータ出入口の切換弁として高応答な制御弁を用いればこの油圧源は高応答の油圧源となる。

2圧ハイブリッド油圧源と同様に、N圧ハイブリッド油圧源においてもポンプに接続したアンロード弁と各アキュムレータ出入口の切換弁として高応答の制御弁を用い、負荷駆動に必要なサーボ弁の供給圧に一番近いアキュムレータからの圧油をサーボ弁に供給するようにすれば、N圧ハイブリッド油圧源は高応答でロードセンシングが可能な油

圧源となる。そしてこの油圧源と弁制御方式を組み合わせれば、高応答高効率油圧サーボシステムの実現が可能となる。

N圧ハイブリッド油圧源を実現するには、N個のアクムレータと吐出流量の調整が可能なポンプの組み合わせが必要であるが、出力流量の調整が可能なポンプの実現方法は3つが考えられる。つまり、可変容量ポンプ、ポンプの回転数制御およびポンプとアンロード弁の組み合わせがある。本論文は一番実現が簡単なポンプとアンロード弁の組み合わせを用いたN圧ハイブリッド油圧源について論ずるが、可変容量ポンプ、ポンプの回転数制御を用いたN圧ハイブリッド油圧源についての検討は今後の課題である。

Fig. 6 An alternative circuit of N-level pressure valve-controlled servo system

N圧ハイブリッド油圧源の構成法としてFig.1とは異なるFig.6のような方法も考えられる。Fig.6の回路はFig.1の回路と同様、N圧ハイブリッド油圧源として機能する。さらにFig.6の回路では、アクムレータからサーボ弁への圧油供給経路とポンプからアクムレータへの圧油充填経路には別々の弁を用い別々に開閉するようにしている。したがって、サーボ弁への圧油供給がどのアクムレータから行われていても、それに関係なくどのアクムレータにもポンプからの圧油充填が可能である。これに対し、Fig.1の回路では、両経路が1台の弁で開閉されるため、ポンプから圧油充填が行われるアクムレータとサーボ弁へ圧油供給をするアクムレータは同じものになり、充填するアクムレータを自由に選択することはできない。例えば比較的高周波数のサーボ制御においてアクムレータが高速で切り換えられる場合にはこの制約のためにアクムレータの充填が不十分になる可能性がある。なお、本論文は比較的低周波数における実験であるので、弁の数の少ないFig.1の回路を用いる。

3. 実験

3.1 実験装置

提案したN圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの有効性を確認するため、システムの高応答と高

効率の両面を調べる必要がある。本論文ではまず、高効率についての検証実験を行う。効率の検証実験はFig.3に示す2圧ハイブリッド油圧源を用いたシステムを用いて実験を行った。低压アクムレータの出力圧力範囲と高压アクムレータの出力圧力範囲は第2章と同様である。また、2つのアクムレータの出入口の切換弁として高速リニアサーボ弁（周波数応答330Hz @ -3 dB / 410Hz @ -90°）2台を用いた。なお、本論文ではこの2台のサーボ弁を高応答な切換弁として用いた。シリンダを制御するサーボ弁として

(a) Position

(b) Force

(c) Pressure of pump and two accumulators

(d) Supplied pressure to the servo valve

Fig. 7 Experiment I

高速リニアサーボ弁（周波数応答350Hz @-3dB /450Hz @-90°）を用いた。ポンプのアンロード弁として廣瀬バルブ工業(株)の電磁操作式ストップバルブ（HSO-T03-A10F-21）を用いた。Fig.3の破線枠外のものの仕様はTable 1に示した。

3.2 実験そのⅠ

実験そのⅠにおいて、目標出力（変位・力）としてFig.4を用いた。この実験は位置決め制御と力制御の切り換えが必要な例である。なお、2つのアクチュエータ内圧油の初期充填圧力は第2章と同じである。また、切換弁の制御手順はTable 3と同じである。実験結果をFig.7に示す。Fig.7 (a) から、位置決め制御は目標によく追従していることが確認できた。Fig.7 (b) の実線はロードセルの出力で、13.5s～16.5sの間の力制御は目標によく追従していることが確認できた。なお、力制御区間前後の力の発生は位置決め制御によってばねを押しているために生じた力である。Fig.7 (c) から、ポンプは低圧、高圧、アンロードの状態に切り換わることが確認できた。Fig.7 (d) から、サーボ弁への供給圧力は負荷に応じて2段階に制御されていることが確認できた。Fig.7 (b) のロードセルの出力（シリンダの負荷）ならびに (d) のサーボ弁への供給圧力より、2圧ハイブリッド油圧源はロードセンシングが実現されていることが確認できた。そしてFig.7 (c) に示すように、ポンプはかなりの時間アンロードされ、また低圧モード時にはポンプが低圧で運転されていることから、2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御システムは従来の定圧の弁制御サーボシステムに比べて、ポンプが発生した流体動力が大幅に削減されているのが確認された。その削減率は約93%であり、効率が大幅に向上したと言える。

3.3 実験そのⅡ

同じ実験装置を用い、正弦状の目標値を与えた場合の位置制御実験を行った。なお、ポンプの吐出流量を15L/minに設定した。目標変位としてFig.8を用いた。なお、Fig.8の破線に示すように、変位が10mmに達するまではシリンダは無負荷で、変位が10mmに達した後はピストンがばねを押しながら進み、変位がピークの25mmを過ぎ再度10mmに達した後はピストンがばねから離れるようにシリンダの初期位置を設定した。

2圧ハイブリッド油圧源を用いてシステムの効率向上を行うが、余裕を考慮して、シリンダ変位が9mmからピークを過ぎた後の24mmまでの区間では2圧ハイブリッド油圧源が高圧モードとなるようにし、それ以外の区間では低圧モードとなるようにした。

以下では、0～6sの間をFig.8に示す5つのPhaseに分け、各Phaseにおける2圧ハイブリッド油圧源の作動状態を具体的に述べる。2つのアクチュエータ内圧油の初期充填圧力によってPhaseの順序が異なってくることを説明するため、例として実験の前の低圧アクチュエータ内圧油

Fig. 8 Target position and force in experiment II

(a) Position

(b) Force

(c) Pressure of pump and two accumulators

(d) Supplied pressure to the servo valve

Fig. 9 Experiment II

の初期充填圧力だけを実験 I で設定した2.6MPaではなく2.77MPaと設定した。そのため Phase (1)は Table 2 に示す状態LUの低圧モードとなっている。Phase (2)は状態HLの高圧モードである。Phase (3)は状態HUの高圧モードである。Phase (4)は状態LLの低圧モードである。Phase (5)は Phase (1)と同じ状態LUの低圧モードである。なお、Phase (2)とPhase (4)の充填終了時刻はアキュムレータの圧力が出力圧力範囲の上限（低圧の場合は2.77MPa、高圧の場合は8.7MPa）を越える時刻で決まる。

実験結果をFig.9に示す。Fig.9 (a) から、位置決め制御は目標によく追従していることが確認できた。Fig.9 (b) の実線はロードセルの出力、すなわちシリンダの負荷ばねの力である。Fig.9 (c) から、ポンプは低圧、高圧、アンロードの状態に切り換わることが確認できた。Fig.9 (b) のロードセルの出力（シリンダの負荷）ならびに (d) のサーボ弁への供給圧力より、サーボ弁への供給圧力は負荷に応じて制御されていることが確認でき、2圧ハイブリッド油圧源はロードセンシングを実現していることが確認できた。これより、2圧ハイブリッド油圧源を用いたシステムは従来の定圧の弁制御サーボシステムに比べて、ポンプが発生した流体動力が大幅に削減されているのが確認された。その削減率は約88%であり、効率が大幅に向上したと言える。

以上、本論文で行った実験では、負荷に応じて Phase が事前に決まること、すなわち2つのアキュムレータの出入り口の切換弁とポンプのアンロード弁の開閉時刻を事前に決められることを前提としている。提案した油圧源のアキュムレータ出入口の切換弁とアンロード弁を任意の負荷に応じて開閉する制御法は将来の課題である。なお、負荷が一定な場合、提案した油圧源は低圧モードと高圧モードの設定が不要になり、システムは定圧の弁制御システムに

なるが、リリーフ弁が不要な点において従来の定圧の弁制御システムに比べて効率が高いと言える。本論文の実験では、1周期分の結果を対象とした。長時間の繰り返し運転における運転中の負荷の微小変化、作動中の油温変化、アキュムレータのガス温度変化等による影響の検討は今後の課題である。

4. 結 言

本論文は高応答高効率油圧サーボシステムを実現するため、N圧ハイブリッド油圧源を提案し、その構成および作動原理を説明した。また、2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御システムを例として2つの検証実験を行った。いずれの実験においても、2圧ハイブリッド油圧源はロードセンシングが実現されていることが確認できた。そして2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御システムは従来の定圧の弁制御サーボシステムに比べて効率が向上することを明らかにした。

なお、本報は比較的低周波数領域について調べた。比較的高周波数領域については次報で議論する。

本研究の実験に協力いただいた学生の宮田貴之君と佐藤裕作君に感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 田中豊：定容量形油圧ポンプの回転数制御による電気油圧システムの省エネルギーに関する研究，東京工業大学博士課程学位論文（1990）
- 2) 宮田貴之，北川能，留滄海：高応答と高効率を両立した油圧サーボシステムの検討，平成21年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集，p.94-96（2009）