研 究

インバータ運転を用いた省エネルギー形定圧油圧源*
(第二報 二圧制御システムの実現)田 中 豊** 中 野 和 夫**
山 本 直 行***Energy-Saving Hydraulic Power Source with Inverter-Motor Drive
(2nd Report: Two Pressure Control System)

Yutaka TANAKA, Kazuo NAKANO, Naoyuki YAMAMOTO

AC induction motors have been widely used as prime movers in power sources for hydraulic servo systems. The authors have proposed and developed a new-type energy-saving power source for an electro-hydraulic servo system. In this power source, the rotational speed of AC induction motor driving a fixed displacement pump is controlled so as to fulfill the delivery requirements demanded by the system, and the transient shortage of the pump delivery flow rate is supplemented by an accumulator to supply the needed oil to the servo system.

In this paper at first, the design procedure of the hydraulic power source is investigated with an inverter-motor drive according to some duty cycle of the servo system. The pump and accumulator capacity selections are discussed and the optimal volume of accumulators is clarified. Moreover, from the viewpoint of energy savings, a two pressure control system based on the power source with an inverter-motor drive is proposed for a general work cycle of varying loads corresponding to a high flow rate and a low pressure conditions such as during rapid traverse or a high pressure and a low flow rate conditions such as during heavy cutting in the feeding of machine tools. In the two pressure control system, a dual accumulator system is adopted and the action of the accumulator is controlled by a solenoid-operated ON/OFF valve at the supply port. The results are experimentally verified.

1. ま え が き

大出力高応答が要求される油圧制御を用いた産業機械などの油圧ポンプ駆動用原動機には、安価で保守が容易な交流誘導電動機が広く用いられている。すでに著者らは省エネルギーの観点から、汎用性に優れた正弦波PWM制御電圧形インバータを用いて、こうした交流誘導電動機の回転数を制御することにより定容量形油圧ポンプの吐出流量を変化させ、負荷側の油圧制御系に見合ったエネルギーを供給する油圧システムを提案している³⁾。このシステムは、負荷側の油圧制御系の高応答駆動を電気油圧サーボ弁を用いた弁制御により実現し、油圧源の省エネルギーの手段として、インバータによる定容量ポンプの回転数制御を用いている。

しかし、応答の比較的良好といわれる正弦波PWM制御電圧形方式³⁾を例にとっても、この汎用インバータによる誘導電動機駆動は、負荷側の油圧制御系に比べその応答には限界がある。Fig. 1に示したのは、インバータへの入力周波数 f_c に対する電動機回転数 N の応答の一例で、ステップ状の指令入力に対して電動機は台形状の一定の加減速時間（この応答時間は、使用す

Fig. 1 Response of inverter-motor drive

*平成1年9月5日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

(所在地 横浜市緑区長津田町4259)

***松下通信工業株式会社

る容量のインバータが負荷のかかった電動機を十分に加減速できるように、電動機回転子やポンプの慣性モーメント、電動機の最高回転数および負荷トルクを考慮してあらかじめ設定される。) でしか応答できない。したがって負荷側の油圧制御系の過渡的な消費流量変化に対して、電動機の回転すなわちポンプの吐出が遅れ、供給流量の不足を生じる。

インバータ駆動を用いた油圧源では、この過渡的な不足流量を補う手段として、ポンプ吐出側に油圧エネルギー蓄積用のアキュムレータを設けている。しかしこれまで、負荷側の油圧制御系の仕事と密接に関係したこのアキュムレータの容量選定に関する検討は不十分であった。

そこで本論文では、まず与えられた負荷の動作条件に対して、インバータ駆動による油圧源の特徴を考慮しながらアキュムレータ容量を選定する方法について検討し、本システムにおける油圧源の設計手順を明らかにする。さらに選定されたアキュムレータを用いたインバータ駆動による油圧源を、工作機械の切削工程やプレス工程¹⁾などにみられるような、低圧大流量(早送り)→高圧小流量(加工物切削あるいは加圧保持)→低圧大流量(早戻し)→低圧アイドリング(負荷休止)という負荷デューティサイクルに適用した場合の問題点を指摘し、新たに二圧制御を実現するためのシステムを提案する。

2. 主な記号

D_p : ポンプ容量(ポンプ押しのけ容積) [cm^3/rad], f_i : インバータ出力周波数 [Hz], N : 電動機(ポンプ)回転数 [rad/s], P_a : アキュムレータガス封入圧力 [MPa], p_s : システム圧力 [MPa], P_1 : 設定圧力 [MPa], P_2 : 最大降下時の圧力 [MPa], Δp^* : 設定圧からの無次元圧力差 ($= (P_2 - P_1)/P_1$), q : 負荷消費流量 [cm^3/s], q_s : ポンプ吐出流量 [cm^3/s], r : サーボ系入力 [rad], t_l : 負荷動作時間 [s], t_s : 負荷サイ

クル周期 [s], U_a : 不足油量(アキュムレータ有効吐出量) [cm^3], V_a : アキュムレータ容量 [cm^3], W_a : 消費電力 [kW], α : インバータによる回転角加速度 [rad/s^2], κ : ガス比熱比 ($=1.4$)

3. 油圧源の設計

3.1 ポンプ容量の選定

一般に油圧源のポンプ容量を選定する場合、負荷消費流量の最大値を上回る性能のポンプを選定しなければならない。たとえばFig. 2のような負荷消費流量サイクルが想定されるときには、最大値 q_{MAX} より大きな流量を供給できるポンプが選ばれる。しかしアキュムレータを油圧源ポンプと併用する場合、ポンプ容量を必ずしも最大値に合わせる必要はない。

ポンプ容量を決める際の重要なパラメータとしては、負荷消費流量の最大値 q_{MAX} の他に、負荷サイクル周期(Fig. 2における t_s)や、負荷の油圧系が動作している時間(Fig. 2における $t_l + t_s$ に相当し、1サイクル中の負荷動作時間の総和 $t_l = \sum t_i$)があげられる。ポンプ容量の目安を求めるため、ここでは負荷消費流量 $q(t)$ の代表値として、次式で与えられる負荷動作時間における消費流量の平均値 q_0 を定義する。

$$q_0 = \frac{1}{t_l} \int_0^{t_l} q(t) dt \quad (1)$$

1つの負荷サイクル周期の間に、負荷で消費する全油量($q_0 t_l$)は、ポンプが最大供給できる油量よりも小さくなくてはならないから、ポンプの最大流量を q_{MAX} としておおよそ次の不等式が成り立つ。

$$q_{\text{MAX}} t_s \geq q_0 t_l \\ t_s \geq t_l \quad (2-1)$$

いま(2-1)式を次式のように書き直す。

$$q_{\text{MAX}}^* \cdot t_s^* \geq 1 \\ t_s^* \geq 1 \quad (2-2)$$

ここで $q_{\text{MAX}}^* = q_{\text{MAX}}/q_0$, $t_s^* = t_s/t_l$ である。

Fig. 3は(2-2)式の条件を示したものである。この

Fig. 2 Example of load flow

図の斜線部分が(2-2)式を満足する領域であり、少なくともこの範囲に入るようにポンプ容量を選定する必要がある。例えば負荷のデューティサイクルより、負荷動作時間 t_l 、サイクル周期 t_s 、消費流量の平均 q_0 がそれぞれ t_{l1} 、 t_{s1} 、 q_{01} と与えられ、これよりFig. 3の横軸 t_s^* の値が t_l^* ($=t_{l1}/t_{s1}$) のように定められる場合、 q_{sMAX}^* を斜線部内の一点鎖線上の点(例えば図の○印 q_1^*)に選ぶとすれば、この時のポンプ最大流量 $q_{sMAX}=q_1^* \cdot q_{01}$ と求めることができる。できるだけ小さな容量のポンプを選ぶ場合は、 $q_{sMAX}^* \cdot t_s^* = 1$ の曲線になるべく近い q_{sMAX}^* を選ぶとよい。

3.2 アキュムレータ容量の選定

すでに述べたように、アキュムレータの役割は過渡的な不足油量をポンプの代わりに補うことであり、その容量を選定するためには、不足油量をあらかじめある程度定量的に把握しておく必要がある。本節ではまず、ポンプの遅れにより不足油量が生じる負荷側の油圧制御系の過渡的な応答の立ち上がり時に注目して簡単なモデルを想定し、不足油量を明らかにする。

Fig. 4に示したのは、(a)ポンプの最大流量より小さい負荷消費流量が長時間必要な場合、(b)瞬間的にポン

プの最大流量より大きな負荷消費流量が必要な場合、(c)ポンプの最大流量より大きな負荷消費流量が長時間必要な場合の代表的な三つの場合を想定した消費流量とポンプ吐出流量の応答モデルである。太実線の負荷消費流量の変化 q に対して、一点鎖線のポンプ吐出流量の変化 q_s の立ち上がりは遅れ、それぞれ斜線部分の不足油量 U_a を生じる。これら(a), (b), (c)それぞれの場合、不足油量 U_a は簡単な計算により次の3つの式で与えられる。

$$\text{Fig. 4(a)の場合} \quad U_a = \frac{q_{MAX}^2}{2D_p\alpha} \quad (3-a)$$

$$\text{Fig. 4(b)の場合} \quad U_a = q_{MAX}t_n - \frac{1}{2}D_p\alpha t_n^2 \quad (3-b)$$

$$\text{Fig. 4(c)の場合} \quad U_a = (q_{MAX} - q_{sMAX})t_n + \frac{q_{sMAX}^2}{2D_p\alpha} \quad (3-c)$$

ここで D_p はポンプ押しのけ容積、 α は電動機を定加速度運転したときの回転加速度である。

アキュムレータ側からみれば、この不足油量は許される圧力の降下範囲でアキュムレータが吐出可能な油量(アキュムレータ有効吐出量)に相当する。ここでは次に、この有効吐出量と許容システム圧力降下範囲およびアキュムレータガス封入圧力からアキュムレータ容量(呼び容積)を選定する方法について検討する。アキュムレータ封入ガスを、油の圧入までを等温変化、その後の過程を断熱変化とした場合、アキュムレータの有効吐出量は次式で与えられる²⁾³⁾。

$$U_a = \frac{P_a}{P_1} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/\kappa} - 1 \right\} \quad (4)$$

ただし、 $P_1 \geq P_a$ 、 $P_2 \geq P_a$
 ここで、 V_a :アキュムレータ容量、 P_1 :設定圧力(吐出前の圧力)、 P_2 :最大降下時の圧力、 P_a :ガス封入圧力、 κ :ガス比熱比である。

変数を無次元化して、 $P_a^* = P_a/P_1$ 、 $P_2^* = P_2/P_1$ 、

Fig. 3 Diagram for selection of pumps

Fig. 4 Load flow model

$V_a^* = V_a/U_a$ とおき、設定圧からの無次元圧力差 Δp^* を $\Delta p^* = (P_2 - P_1)/P_1$ と定義すれば、(4)式は次式のように書き換えられる。

$$V_a^* = \frac{1}{P_a^* \left\{ \left(\frac{1}{1 + \Delta p^*} \right)^{1/\kappa} - 1 \right\}} \quad (5)$$

ただし、 $P_a^* \leq 1$ 、 $P_a^* \leq 1 + \Delta p^*$

Fig. 5は(5)式より求められる Δp^* と V_a^* の間の関係を P_a^* をパラメータにとって示している。この線図より、ガス封入圧力と許容されるシステムの最大降下時の圧力に対して、アキュムレータ容量 V_a はアキュムレータ有効吐出量 U_a の何倍必要かということがわかる。無次元圧力差の絶対値 $|\Delta p^*|$ を大きくするか、無次元ガス封入圧力 P_a^* を大きくすると、無次元アキュムレータ容量 V_a^* は小さくなる。すなわち同じ有効吐出量に対して小さい容量のアキュムレータの選定となる。またFig. 5の第二象限はシステム圧力が降下してアキュムレータ封入ガスが膨張し、油をアキュムレータから吐出する過程を、第四象限は逆に蓄圧過程を表しており、油量の不足を補う目的で使うアキュムレータを選ぶ場合には第二象限の曲線を用いる。

3.3 油圧源の設計手順

以上をまとめると、本システムの油圧源の設計はFig. 6に示すフローチャートに従って進めると効率がよい。

まず与えられた負荷デューティサイクルから負荷で必要とする流量と圧力が決まり、その負荷消費流量の変化より3.1節で述べたように、最大ポンプ吐出流量はどの程度必要かを考えて、ポンプ容量を選定する。

次にこのポンプ容量と負荷で必要とする圧力などからポンプを駆動するのに要するトルクを求め、ポンプ駆動用誘導電動機を選定する。さらにこの電動機を加減速できるインバータの容量と加減速時間を決定する。

使用するインバータとポンプが決まれば、ポンプの吐出流量変化と消費流量変化より、不足油量を計算することができ、これと許容システム圧力降下範囲より、3.2節の記述に従いアキュムレータ容量が選定できる。

ここで負荷消費流量に対して、最初のポンプ容量の選定が小さいと、大容量のアキュムレータが必要になり、逆にポンプ容量の選定が大きいと、アキュムレータは小さくなる。両者はこのようにイニシャルコストの面でトレードオフの関係にあるが、ポンプ容量が大きくなるほど、電動機やインバータの容量も大きくなり、この点から考えれば不利になる。最初のポンプ容量はある程度幅をもった選定ができるため、イニシャルコストを考慮しながらシミュレーション等によりエ

Fig. 5 Diagram for selection of accumulators

Fig. 6 Flow chart for design of power sources

ネルギーロスの少ない設計を行う。システムのあらゆるエネルギー消費や効率を考慮したシミュレーションについては今後の検討課題とする。

3.4 選定例および実験

ここでは、ポンプ、電動機、およびインバータについては既存の設備⁹⁾を使用し、与えられた負荷デューティサイクルに対して、3.2節で述べた選定方法を用いてアキュムレータ容量を選定し、その選定方法の有効性を実機により確認する。

Fig. 7 Schematic diagram of digital pressure feedback system

Fig. 7はシステムの構成の概略図である。システムは、電気油圧サーボ弁を用いて回転慣性負荷の位置決め制御をおこなうサーボ系、インバータにより電動機（ポンプ）を回転数制御する油圧源、サーボ系と油圧源の制御をおこなうマイクロコンピュータ部の三つの部分で構成される。油圧源の制御方式は、システム圧力値をマイコン内に取り込み、これと設定圧との偏差信号をインバータへの指令信号として定圧制御をおこなう、デジタル圧力フィードバック制御⁵⁾とする。

Fig. 8に示したのは、アキュムレータ容量選定例の実験に用いた、位置決めサーボ系入力 r と設定圧力 P_1 およびそのときの負荷の条件よりサーボ弁内部漏洩量を含めて計算された負荷消費流量 q である。負荷サイクル周期は40秒で、その間、慣性モーメント $6.0 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ の回転慣性体は160rad/sの角速度で480rad回転し、さらに20rad/sで160rad回転して、160rad/sでもとの位置にもどり停止する*。また圧力については、設定圧 P_1 を8MPa、許容される最大降下時の圧力 P_2 を7MPaとする。

Fig. 8の負荷消費流量 q は、前述のFig. 4(b)に示した短時間に大流量を必要とする場合に相当する。また負荷サイクル周期 t_s 、負荷動作時間 t_l 、負荷消費流量の平均値 q_0 とポンプの最大流量 q_{MAX} （実験に使用したポンプと電動機の組み合わせでは132.8cm³/s）との関係は、先程のFig. 3中斜線部内の●で示され条件を満たして

Fig. 8 Tentative duty cycle for constant pressure system

いる。負荷消費流量に対してポンプ吐出流量の立ち上がりは遅れてFig. 4(b)で示した不足油量 U_a を生じ、これは計算によって653cm³と求められる。さらにアキュムレータガス封入圧力 P_a を最大降下時圧力の90% (6.3MPa) とすれば、 $P_a^* = 0.788$, $\Delta p^* = -0.125$ となる。これらの値をFig. 5のアキュムレータ容量選定曲線に当てはめると、A点が選定点となり $V_a^* = 12.8$ と求められる。したがってアキュムレータ容量は $8.36 \times 10^3 \text{ cm}^3$ となる。

手持ちのアキュムレータで、求めた設計値より大きくて最も近い容量の $1.0 \times 10^4 \text{ cm}^3$ を用いた実験結果をFig. 9に示す。結果は上からサーボ系の入力 r 、負荷の回転角速度 v 、インバータ出力周波数 f_i 、システム圧力 p_s 、消費電力 W_e である。システム圧力 p_s は許容範囲の

*この慣性体の回転運動を送りねじ（ピッチ1.6mm/rad）による直線運動に換算すれば、等価質量237kgの物体を最大速度0.25m/sで1m移動させることになる。

Fig. 9 Experimental results for constant pressure system

設計どおり最大降下時圧力 7 MPa 以上におさえられており、適当なアキュレータの選定が行われていることがわかる。またこのときの 1 サイクル 40 秒での消費電力量の測定値は 13.56 Wh となった。

ここでこのシステムのエネルギー効率について検討する。Fig. 8 のデューティサイクルに対して、商用電源 (50 Hz) の一定回転で駆動したポンプとリリーフ弁の組み合わせによる油圧源を使用する場合、負荷の最大消費流量を考慮すれば、ポンプは実験に使用した物の、少なくとも 3.3 倍の容量が必要となる。このときシステム圧力は一定に保たれるが、リリーフ弁による損失は大きく、1 サイクルあたりの消費電力量は計算により 43.2 Wh となり、本研究の油圧システムは消費電力の面では 69% の省エネルギーとなる。またこの場合もアキュレータを併用すればポンプ容量は小さく押えられるが、やはりリリーフ弁による損失は避けられない。

しかし本研究の油圧システムは、負荷を高速で駆動するため油圧系に供給圧一定の弁制御によるサーボ系を用いており、制御弁による損失がある。特に軽負荷時やアイドリング (休止時) の損失は大きくなる。次

Fig. 10 Tentative duty cycle for two pressure control system

節ではこの損失を低減するための二圧制御システムについて述べる。

4. 二圧制御システム

工作機械の送り切削工程やプレス工程にみられるように、負荷で必要とする圧力と流量が、低圧大流量→高圧小流量→低圧大流量と変化するとき、設定圧力を高圧側のみに固定した定圧制御システムでは、負荷で必要とする圧力が低圧のときもポンプは高圧を供給するので、大流量時のエネルギーの一部は制御弁による損失となる。そこで本節では省エネルギーの観点から、これまで述べてきた定圧制御システムを基本にして、マイクロコンピュータの導入により設定圧などのシステムパラメータをソフトウェアで任意に変えられる利点を生かし、システムの圧力を低圧と高圧の二通り設定したいいわゆる二圧制御システムを実現する場合、アキュレータによって生じる問題点とその対策について検討する。

4.1 問題点

Fig. 10 に示したのは二圧制御を想定したデューティサイクルである。定圧制御システムとの比較を通して問題点を明確にするため、前節と同じサーボ系を用いた同じ位置決めサイクル r (Fig. 8) に対して、負荷の要求から設定圧を仮に、小流量時には前と同様に 8 MPa 必要であるが、大流量時および負荷休止時には 4 MPa で十分とする。ここでサーボ弁の内部漏洩量が圧力によって変化するため、Fig. 10 の負荷消費流量 q は負荷休止時において Fig. 8 と若干異なる。

まずこのデューティサイクルに対してアキュレータ容量を選定してみる。アキュレータ容量選定は、

不足油量が大きくなる大流量時（低圧時）において考えなければならない。Fig. 10の大流量時の負荷消費流量変化はFig. 8とほぼ同じであるから、不足油量は3.4節の選定例と同じ値とする。また低圧時の設定圧 P_1 は4 MPa、最大降下時の圧力 P_2 は3 MPa、アキュムレータガス封入圧力 P_a は前例と同様に $0.9P_2$ とすると2.7 MPaとなり、Fig. 5のB点($P_a^*=0.675$, $\Delta P^*=-0.25$)が選定点となる。従って、このときのアキュムレータ容量は、前節の選定例に比べて約半分の $4.28 \times 10^3 \text{ cm}^3$ となる。

Fig. 11は上述のアキュムレータでFig. 10の負荷デューティサイクルを動作させたときのシステム圧力応答のシミュレーション結果である。ポンプ吐出側に設けられたアキュムレータは、低圧から高压に移行しようとするとき容量性の負荷となり、圧力の応答は大幅に遅れ、高压時の条件（点線）をまったく満足することができない。この遅れはアキュムレータの容量が増えるほど大きくなる。低圧側では、アキュムレータはポンプを補う役割を果たすため、容量は大きいほどよいが、高压側では、圧力を保持する役割しかないから、容量は小さい方がよい。

この問題点に関して、ポンプの容量を大きくしたり、ポンプの運転パターンを工夫すること⁶⁾により、特定の負荷デューティサイクルに対してはある程度の改善がみられるものの、様々な負荷サイクルに十分に対応できるとはいえない。

4.2 システム構成

これまで述べてきた定圧システムを基本にして二圧制御システム実現するために、ここでは低圧時と高压時で二つのアキュムレータを用意し、両者を切り換えるこ

とより二圧制御をおこなう手法を提案する。

Fig. 12にシステム構成図、Fig. 13にシステムのブロック図を示す。サーボ系への入力指令用の割り込みタイマ⁴⁾を用いて、低圧用アキュムレータ(L)出口に設けた電磁弁の開閉を制御し、高压時にこの低圧用アキュムレータを油圧回路から分離する。電磁弁を閉じ低圧用アキュムレータを油圧回路から分離する時間はサーボ系入力 r により制御されるが、 r がランプ入力であるために生じる速度偏差⁷⁾を考慮して0.165秒の遅延時間（付録参照）をもたせている。高压用アキュムレータ(H)は油圧回路に直接取り付けられており、ガス封入圧力を高く設定することによって低圧時には

Fig. 11 Simulation for single accumulator system

Fig. 12 Schematic diagram of two pressure control system using dual accumulator

Fig. 13 Block diagram of two pressure control system

動作しない。

アキュムレータの切り換えにともない、高圧時のシステム圧力変化 p_s のゲインが、低圧時より見かけ上大きくなり、フィードバックゲイン G_c が低圧時と同じ値ではインバータ周波数が不安定となる。本システムでは、あらかじめ G_c を変化させてシミュレーションを行い、低圧時は G_c を16、高圧時は2とした場合に最も安定して動作することを確認、アキュムレータの切り換えに応じてソフトウェア内でゲインを切り換えている。さらに、サーボ弁の漏れ流量 q_l の補償ゲイン G_2 も、漏れが圧力にほぼ比例すると考え、アキュムレータの切り換えに合わせて、設定圧の大きさに比例した二段階に切り換えている。

4.3 実験およびその結果

実験に先立ち、高圧側、低圧側二つのアキュムレータの容量を選定する。ポンプ吐出流量の変化や、低圧用アキュムレータに高圧時には油の出入りはないという本システムの特徴を考え合わせると、低圧用アキュムレータにより補われる油量は、Fig. 10における早送りと早戻しの二箇所での低圧大流量時に生じる不足油量の合計(1260 cm^3)として求められる。したがって、圧力についてFig. 5のB点を選定点とすると、低圧用アキュムレータ容量 V_L は $8.24 \times 10^3 \text{cm}^3$ と求められる。また高圧用アキュムレータは、ポンプ減速時の遅れにより生じる過剰油量($U_a = -82.0 \text{cm}^3$)を吸収してシステム圧力の急上昇を防ぎ、所定の圧力に保持する役割がある。不足油量と同様な方法でFig. 5の第四象限C点($P_a^* = 1.0$, $\Delta p^* = 0.143$)を選定点として、その容量 V_H は $9.1 \times 10^3 \text{cm}^3$ と求めることができる。

低圧用に手持ちの容量 $1.0 \times 10^4 \text{cm}^3$ 、高圧用に $1.0 \times 10^3 \text{cm}^3$ のアキュムレータを用いて実験をおこなったときの結果をFig. 14に示す。アキュムレータを切り換えることによってシステムの圧力を瞬時に所定の圧力範囲にすることができ、高圧小流量、低圧大流量という負荷の要求を満足する二圧制御が実現できることが確認できた。この時の1サイクルでの消費電力量は7.

46Whとなり、二圧制御システムは、設定圧力を高圧側のみに設定したFig. 9の定圧制御システム実験結果と比較して、大流量時と負荷休止時における制御弁での損失を低減し、消費電力量を45%ほど節約している。またFig. 9, 14における両者の電力値の変化を比べると、二圧制御ではその最大値が定圧制御の約三分の二に抑えられており、結果としてポンプを駆動する電動機やインバータの容量をさらに小さく抑えられるといえる。

5. あとがき

定容量形油圧ポンプを駆動する誘導電動機をインバータを用いて回転数制御する可変吐出形の省エネルギー油圧システムについて、ポンプ吐出流量の遅れによって生じる不足油量や許容システム圧力降下範囲などからアキュムレータ容量を選定する方法を提案し、本研究のシステムの設計手順を明らかにした。また省エネルギーの観点から本システムで二圧制御システム

Fig. 14 Experimental results for two pressure control system using dual accumulator

を実現しようとする場合、サイクル毎に必要なアキュムレータ蓄圧動作により生じる圧力応答の遅れを改善するため、低圧側と高圧側二つのアキュムレータを用いて両者を切り換えるシステムを試作し、このシステムの動作の妥当性とその省エネルギー効果を実験的に確認した。

参 考 文 献

- 1) 久保：位置・角度制御系の特性と設計ポイント，油圧と空気圧，12巻，2号，112/118 (1981)
- 2) 一柳：アキュムレータをつけた油圧回路の特性，油圧と空気圧，5巻，3号，140/148 (1974)
- 3) 中野，田中，戸田：省エネルギー形電気・油圧サーボ系(定容量形油圧ポンプの回転数制御)，油圧と空気圧，18巻，2号，154/161 (1987)
- 4) 田中，中野：インバータ運転を用いた省エネルギー形定圧油圧源(油圧源電動機の状態量からの圧力の算定)，油圧と空気圧，20巻，3号，247/252 (1989)
- 5) Y. Tanaka, K. Nakano, N. Yamamoto: Energy-Saving Hydraulic Power Source Using Inverter-Motor Drive, Preprints of First JHPS International Symposium on Fluid Power Tokyo, 83/90 (1989)
- 6) 田中，中野，山本：インバータ駆動による油圧源の二圧制御，昭和63年秋季油空圧講演会講演論文集，49/52 (1988)
- 7) 池辺(洋)，池辺(潤)，松島，中野：解説サーボ機構とその要素(第2版)，オーム社，90/95 (1976)
- 8) 電気書院編集部編：汎用インバータ活用ガイドブック，電気書院 (1985)

付 録

Fig. A1のシステムにおいて、定常偏差 ϵ_∞ は最終値定理を使って

$$\epsilon_\infty = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s Y_i(s)}{1 + G(s) F(s)} \quad (\text{A-1})$$

実験に用いたシステムの位置決めサーボ系においては、伝達関数 $G(s)$ は1形、 $F(s)$ は0形となる。よってこのサーボ系はランプ状入力 $y_i(t) = K_i t u(t)$ に対して、Fig. A2に示されるように出力 $y_o(t)$ は遅れ、次に示す定常偏差(速度偏差) ϵ_∞ が生じる。

$$\epsilon_\infty = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s \frac{K_i}{s^2}}{1 + G(s) F(s)}$$

$$= \frac{K_i}{\lim_{s \rightarrow 0} s G(s) F(s)} = \frac{K_i}{K_i} \quad (\text{A-2})$$

ただし、 K_i は閉ループ伝達関数 $G(s)F(s)$ のゲイン定数である。

したがって、この速度偏差を考慮して、電磁弁を動作させる遅延時間 t_d は、

$$t_d = \frac{\epsilon_\infty}{K_i} = \frac{1}{K_i} \quad (\text{A-3})$$

実験装置の場合、 $K_i = 6.07$ [1/s] であるから、 $t_d = 0.165$ [s] となる。

Fig. A-1 System block diagram

Fig. A-2 Steady state velocity error