油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究*

(射出成型機モデルに基づくパワーマッチ制御)

粥川 浩 宣^{*1}, 山田 宏 尚^{*2}, 武藤 高 義^{*2}

Fundamental Study of Power-Match Control of Hydraulic Power Systems (Power-Match Control Applied to a Physical Model of Injection Molding Machine)

Hiroataka KAYUKAWA, Hironao YAMADA and Takayoshi MUTO

Power-match control of hydraulic power systems means to continuously control the output power of the hydraulic pump so as to match the power of the load actuator. In the previous two reports of this study, we investigated the dynamic performance of pressure-match control and flow-rate-match control, employing an electrohydraulic power-match system driven by the differential-PWM method. The results showed that the system could be well controlled by each method. This system differs from the conventional type in that each control variable of pressure, flow rate or power of the load actuator can be controlled without using any control valves such as a load sensing valve or a flow control valve. In this report, a control algorithm for power-match control is developed and its applicability is tested in physical models of an injection molding machine. The performance of the applied system is investigated by experiment and computer simulation. It is verified that the system has good control performance.

Key Words: Fluid Power Systems, Hydraulic Power Transmission, Digital Control, Mechatronics and Robotics, Hydraulic Actuator, Power-Match Control

1. ま え が き

動力効率の視点からみたときの理想的な油圧駆動とは、時々刻々のポンプ出力動力(=圧力×流量)を、負荷アクチュエータが必要とする動力に常に一致するようにポンプを制御することであり、これはポンプ制御方式の採用によってはじめてその達成が可能である。動力制御の具体的方法には、制御量として選ばれる圧力、流量またはパワーに応じて、それぞれ圧力マッチ、流量マッチまたはパワーマッチの3種類の制御法がある。ここにパワーマッチ制御は、圧力マッチと流量マッチの両制御法を組合せて行われ、省エネルギーの見地からして、最も望ましい制御方式である。

近年、パワーマッチ制御は、動力の節減を主目的として、射出成型機や建設機械を中心に実用化されているが、その電子制御化に基づく高性能化の達成が重要な開発課題となっている。これら実用のシステムでは、ほとんどの場合、流量制御弁の前後差圧 Δp を油圧的に(ロードセンシング弁へ)フィードバックしてポンプ斜板の傾転角を制御する方式が採用されている。この

方式による動力制御では、ロードセンシング弁や流量制御弁などを含むため、システムの構成が複雑化し、またある大きさの圧力損失($\Delta p=0.6\sim 1$ MPa程度)が常に発生する、などの欠点が存在する。さらに、油圧的なフィードバック回路の存在により、応答が不安定または振動的になりやすく⁽¹⁾、その抑制のためにループゲインを低下させた結果として、動特性が少なからず劣化する点、また、流量制御から圧力制御への急速切換え時に、高いサージ圧力が発生して、応答性能が著しく悪化することがある点⁽²⁾、などが指摘されている。

以上のような背景下に、本研究では上記問題点の解消または低減につながるシステムの構成法を採用する。この構成法に基づき、圧力マッチおよび流量マッチ制御を試みた前報⁽³⁾⁽⁴⁾の考察によれば、系の不安定化傾向は認められず、またその応答性能も良好であるとの結果が得られた。

そこで本報では、圧力マッチと流量マッチ制御を時々刻々に選択・切換えながら行われるパワーマッチ制御を取り上げ、まずその制御アルゴリズムについて検討する。次に、射出成型機の物理モデル(2種類)を対象とするパワーマッチ制御について、システムの応答性能を実験とシミュレーションの両面から検討す

* 原稿受付 1994年12月20日。

^{*1} 正員、岐阜大学大学院 (〒501-11 岐阜市柳戸1-1)。

^{*2} 正員、岐阜大学工学部。

る。

2. おもな記号

a : 管路の断面積 m^2
 a_a : ピストンの受圧面積 m^2
 a_b : ピストンの受圧面積(ロッド側) m^2
 c : 波動の伝ば速度 m/s
 c_a : ピストンの粘性抵抗係数 $\text{N}\cdot\text{s/m}$
 D_1, D_2 : PWM 変調率
 f_c : PWM 搬送波の周波数 Hz
 f_d : ピストンの摩擦抵抗 N
 f_k : ばね力 N
 k_f : ばね定数 N/m
 K : 油の体積弾性係数 Pa
 l : ポンプ・シリンダ間の管路長 m
 m_c : ピストン質量 kg
 n_p : ポンプの回転数 rpm
 p_0 : 基準圧力 ($=1\text{ MPa}$) Pa
 p_L : 負荷圧力 Pa
 p_p : ポンプ吐出圧力 Pa
 p_r : 目標圧力 Pa
 p_s : 電磁弁 1, 2 への供給圧力 Pa
 P_L : 無次元負荷圧力 ($=p_L/p_0$)
 P_p : 無次元ポンプ吐出圧力 ($=p_p/p_0$)
 P_r : 無次元目標圧力 ($=p_r/p_0$)
 q_0 : 基準流量 ($=9.4\times 10^{-5}\text{ m}^3/\text{s}$) m^3/s
 q_L : 負荷流量 m^3/s
 q_p : ポンプ吐出流量 m^3/s
 q_r : 目標流量 m^3/s
 Q_L : 無次元負荷流量 ($=q_L/q_0$)
 Q_p : 無次元ポンプ吐出流量 ($=q_p/q_0$)
 Q_r : 無次元目標流量 ($=q_r/q_0$)

r_c : ポンプ内シリンダ中心線の半径 m
 r_p : ポンプ内ピストンの半径 m
 t_0 : 基準時間 ($=a/\pi v$) s
 u : 制御入力 V
 v : ピストン速度 m/s
 v_0 : 基準ピストン速度 ($=7.5\times 10^{-2}\text{ m/s}$) m/s
 v_{a0} : シリンダ室初期体積 m^3
 v_{b0} : シリンダ室初期体積(ロッド側) m^3
 v_{c0} : 基準シリンダ室体積 ($=6.3\times 10^{-5}\text{ m}^3$) m^3
 v_p : ポンプ 1 回転当たりの押退け容積 m^3/rev
 V : 無次元ピストン速度 ($=v/v_0$)
 x : ピストン変位 m
 x_0 : 基準ピストン変位 ($=7.5\times 10^{-2}\text{ m}$) m
 X : 無次元ピストン変位 ($=x/x_0$)
 z_p : ポンプ内ピストン本数
 η_p : ポンプの容積効率
 θ : ポンプ斜板の傾転角 rad
 θ_0 : 基準傾転角 ($=0.1\text{ rad}$) rad
 Θ : 無次元傾転角 ($=\theta/\theta_0$)
 ν : 油の動粘度 m^2/s
 ρ : 油の密度 kg/m^3

3. パワーマッチ制御システム

3.1 システムの基本構成 本研究で対象とする制御系の基本的構成図を模式的に図 1 に示す。図示のように本システムは、可変容量形油圧ポンプ(斜板式アキシャルピストンポンプを使用)、油圧管路、負荷アクチュエータ、コンピュータ、およびポンプ斜板(の傾転角)を駆動するためのアクチュエータ(以下、斜板用アクチュエータと呼ぶ)によって構成されている。図 1 中の p_L , q_L は、それぞれ負荷圧力と負荷流量を表し、それらの信号はセンサによって検出され、フィードバック量としてコンピュータに送られる。斜板用アクチュエータとしては、油圧ロータリアクチュエータを使用するものとし、その駆動法として、差動 PWM(パルス幅変調)法を採用する。

本システムの構成法は下記の点で従来法と異なっている。従来システムの場合、斜板用アクチュエータ回路は、システム本体と油圧的に接続されているのに対して、本構成法ではそれが遮断されている。その主なねらいは、ロードセンシング弁などの不安定化要因の除去、システム構成の単純化、電子制御化の実現、などにある。

図 2 に、システム内の信号の流れをブロック線図によって概略的に示す(本システムの場合、コンピュータへの入出力信号は、すべて電圧に換算されている)。

図 1 パワーマッチ制御システム

図 2 システムのブロック線図

パワーマッチ・コントローラは、二つの制御入力(圧力および流量制御における各制御入力 u_p と u_q)のいずれかを、後述する選択基準によって選択し、これを制御入力 u とする。ここに、 u_p が選択された場合に圧力制御が、また、 u_q が選択された場合には流量制御が実施される。

3.2 パワーマッチ制御アルゴリズム パワーマッチ制御のためのアルゴリズムについて、図3に示す圧力-流量特性(p - q 平面)を用いて検討する。図3には、負荷(負荷アクチュエータ)の特性曲線(太い実線で示す)が、目標値A点(p_r, q_r)と負荷の動作点S(p_L, q_L)との関連下に描かれている。本研究で提案するパワーマッチ制御アルゴリズムでは、負荷と目標値の大きさに応じて圧力制御と流量制御の選択・切換えをはかる。ここで、圧力および流量制御の各制御入力 u_p, u_q を次式によって与えるものとする。

$$u_p = K_p(p_r - p_L) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$u_q = K_q(q_r - q_L) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 K_p, K_q は、コントローラにおける(比例動作の)各比例ゲインを表す。すなわち上式においては、各制御入力は比例制御則のみによって演算されるものとしている(後述のように、本制御系に対するコントローラの設計に際しては、微分動作をも付加しているが、ここではその影響を無視する)。

以下、式(1)、(2)で表される u_p と u_q の大小関係に基づき、圧力制御と流量制御の選択・切換えが行われるようなアルゴリズムについて考察する。いま、両制御入力が等しくなる境界線を求めるために、 $u_p = u_q$ とすると、式(1)、(2)より次式が得られる。

$$q_L = \frac{K_p}{K_q} p_L + \left(q_r - \frac{K_p}{K_q} p_r \right) \quad \dots\dots\dots (3)$$

上式は、目標値A点を通る傾き K_p/K_q の直線を表しており、これを一点鎖線によって図3中に示す。ここに、図3(a)と(b)は、それぞれ、A点を通る一点鎖線が、動作点Sよりも下側か、または上側に位置する2様の場合に相当する。

図3 負荷の特性曲線

パワーマッチ制御では、目標値A点が負荷の特性曲線上に存在しない一般の場合、常に負荷パワー($p_L \times q_L$)が目標パワー($p_r \times q_r$)を越えないように、圧力制御または流量制御のいずれかを選択しながら実施されることを要する。例えば、図3(a)、(b)において、目標値A点に対応する制御点としては、B点とC点の2点が考えられる。しかしながら、C点に制御されたとすると、負荷パワーが目標パワーを越えてしまうことになり、したがってS点→C点の経路は制御の対象から除外される。そこでS点→B点に至る制御、すなわち、図(a)では q_L を q_r に一致させる流量制御が、また、図(b)では、 p_L を p_r に一致させる圧力制御が選択されねばならない。

上記の規則は、 p - q 平面上の目標値A点と、式(3)の直線に対する動作点Sの位置関係により、結局、次のような簡潔な表現にまとめられる。

(1) $q_L \geq (K_p/K_q)p_L + q_r - (K_p/K_q)p_r$, すなわち $u_p \geq u_q$ のとき、制御入力 u として u_q を選択し、流量制御を行う。

(2) $q_L < (K_p/K_q)p_L + q_r - (K_p/K_q)p_r$, すなわち $u_p < u_q$ のとき、制御入力 u として u_p を選択し、圧力制御を行う。

本研究における実際の制御では、比例制御則(P動作)を主体としながらも、微分動作(D動作)をも付加して行う(このほか、流量制御が選択されたときには、後述のマイナ・ループをも加える)。したがって本来ならば、PD制御則下での上記(1)、(2)に相当する選択基準を導出することが望ましいわけであるが、これを次のように扱う。すなわち、D動作などをも含んだときの制御入力 u_p, u_q を用いながら、上記(1)、(2)と同様な選択基準によって切換えを行う。このような扱いをする理由は、まず、選択基準自体に対する第一義的な要因がP動作に基づく制御入力であるとみなされることによる。次に、上記の基準は、切換え時における制御入力の変動を最小限(零)に抑えうることを意味し、この点に本基準の合理性を求めたことによる。なお、後述する5章での検討結果によれば、目標値をさまざまに変化させた広範な領域において、本基準による円滑な切換えが実現されている。

本アルゴリズムによれば、制御状態の切換え時に、制御入力 u_p と u_q の大きさを等しくできるため、切換えを円滑に行うことができる。実用のシステムでは、この制御状態の切換え時に、高いサージ圧が発生して、応答性能の劣化することが問題となっている⁽²⁾が、本アルゴリズムの導入によれば、この問題の解決につながりうることを期待される。

3・3 システムの全体構成と作動原理 本研究では、図 1 中に示される負荷アクチュエータとして、まず油圧シリンダとばねより成る負荷システムを選び、パワーマッチ制御を試みる。この負荷システムは射出成型機の射出シリンダを想定した物理モデルである。以下、後述する別種のシステムと区別するために、これを含んだときの全体システムをシリンダ・ばね負荷システムと呼ぶことにする。本システムの全体構成図を図 4 に示す。図示のように斜板用アクチュエータとして、油圧ロータリアクチュエータが用いられており、これを駆動するために、その上流側には 2 個の高速電磁弁(弁 1, 2)が接続されている。差動 PWM 法に基づいてロータリアクチュエータを制御するために、コンピュータからの PWM 変調信号 D_1 , D_2 が駆動アンプによって電圧信号 e_1 , e_2 に変換され、それぞれ弁 1, 2 へ印加される。制御量であるピストン速度 v ($\propto$ 負荷流量 q_L) および負荷圧力 p_L はセンサによって検出され、各信号は A/D 変換器を介した後、フィードバック量としてコンピュータに送られる。速度信号 v は、変位信号 x をアナログ式の微分回路を介して演算した。ここにコンピュータは、目標値 (p_r , q_r) の設定、偏差信号の選択と制御入力 u の演算(すなわちパワーマッチ・コントローラ)、およびパルス幅変調などの役割のほか、各種応答波形(例えば斜板傾転角 θ など)の計測用としても利用される。

図示のように、油圧シリンダのピストンロッド側には一定距離を隔ててばねが設置してあり、またシリンダの戻り側ポートにはオリフィスが設置されている。これらは射出成型機の射出成型サイクルにおける射出流動→圧縮・保圧行程を想定したもので、オリフィスは溶融樹脂の流動抵抗を、またばねは溶融した樹脂が

金型内で圧縮・保圧される場合を想定している。また、シリンダの供給側のポートに接続されているリリーフ弁は回路の安全保持用に設けられたものである。

本研究では、図 4 中に示されるシリンダ・ばね負荷要素のほかに、同じく射出成型機の機能をモデル化した別種の負荷要素を対象に加える。その要素とは、先のシリンダ・ばね負荷要素におけるばねを取り除いた場合に相当しており、これは、射出成型機の一構成要素である型締装置(直圧式の油圧クランプシステム)を想定している。以下、これを含んだときの全体システムをシリンダ負荷システムと呼ぶことにする。なお、固定壁の直前には、ピストンロッドが衝突するときの衝撃を減ずる目的で、ピストンを低速送りに切換えるための位置検出用のセンサを設置した。

3・4 デジタル制御系の設計 本システムにおけるパワーマッチ・コントローラの設計を、比例と微分の各動作からなる PD 制御則に基づいて行う。ただし、流量制御が選択されたときについては、制御量のメイン・フィードバックに加えて、負荷圧力 p_L を微分した信号の経路をマイナ・ループとして付加する。このマイナ・ループは、応答の初期や制御の切換え時にサージ圧が発生することを回避するために設けられたものである。コントローラのチューニングには、後述する動特性シミュレーションを主に活用し、さらに実験での試行錯誤によって微小調整を行い、最適なチューニングをはかった。

4. シミュレーションのための数学モデル

本研究では、パワーマッチ制御に関する実験的検討と並行して動特性シミュレーションを実施する。その主たる目的は、コントローラの最適なチューニングを

図 4 システムの構成図(シリンダ・ばね負荷システム)

するための支援ならびに応答性能の評価をすることにある。また、シミュレーションに用いる数学モデルの妥当性についても検討する。そこで4章では、シミュレーションに必要とされるシステムの数学モデルについて、その要点を概略的に述べる。以下、シリンダ・ばね負荷システムを例に取り上げて説明する。

モデル化に関連するシステムの構成図を図5に示す(ただし、簡略化のため、ロータリアクチュエータは省略した)。図示のシステムに対する数学モデルの構成を、前報⁽³⁾⁽⁴⁾と同様な仮定下に行い、その関係をブロック線図表示すれば図6のように描かれる。ただし図には、煩雑さを避けるため、制御入力 u からピストン変位 X に至るまでの関係のみが概略的に示されている。以下に、図6中の各記号の意味を記す。

S: 無次元のラプラス演算子

$$A_1 = \frac{c_a t_0}{m_c}, B_1 = \frac{f_a t_0^2}{m_c x_0}, B_2 = \frac{k_f t_0^2}{m_c x_0}, C_1 = \frac{t_0^2 a_a p_0}{m_c x_0}$$

$$C_2 = \frac{t_0^2 a_b p_0}{m_c x_0}, E_1 = \frac{a_a x_0}{q_0 t_0}, E_2 = \frac{a_b x_0}{q_0 t_0}, F_1 = \frac{K q_0 t_0}{v_{c0}}$$

$$N_1 = \frac{a_a x_0}{v_{c0}}, N_2 = \frac{a_b x_0}{v_{c0}}, V_1 = \frac{v_{a0}}{v_{c0}}, V_2 = \frac{v_{b0}}{v_{c0}}$$

なお、ハット(^)の付された記号はラプラス領域の変数であることを表す。

5. 実験による検討

5.1 予備的検討 まず、本実験に用いた主なシステムの諸元ならびに実験条件を一括して表1に示

図5 シリンダ・ばね負荷システム

表1 系諸元と実験条件

Pump	$v_p = 0 \sim 6.7 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$, $n_p = 1790 \text{ rpm}$ $z_p = 9$, $r_p = 5.15 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_c = 2.03 \times 10^{-2} \text{ m}$
Pipeline & Cylinder	$a = 1.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $l = 7.0 \text{ m}$ $a_a = 1.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $a_b = 8.68 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ $m_c = 2.04 \text{ kg}$, $k_f = 3.14 \times 10^5 \text{ N/m}$
Other parameters	$\rho = 876 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 3.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ $K = 1.6 \text{ GPa}$, $c = 1350 \text{ m/s}$, $p_s = 0.98 \text{ MPa}$ $f_c = 50 \text{ Hz}$

図6 システム主要部のブロック線図(シリンダ・ばね負荷システム)

す。表1には、斜板式アキシャルピストンポンプ、管路要素と油圧シリンダなどについて示されている。なお、制御実験におけるサンプリング時間は1msとした。

実機システムを構成するに際して行った予備的検討結果の要点は、システムに対する負荷を除いて、前報⁽³⁾⁽⁴⁾と同様である。負荷である油圧シリンダに対しては、その摩擦特性を実測し、シミュレーションに際しては、実測の特性を近似計算式によって与えた。

5.2 実験結果とシミュレーション結果の比較検討

前記した2種類のシステムを対象とするパワーマッチ制御に関し、その応答性能を実験的に検討する。さらに、これら実験に対応する動特性シミュレーションを行い、その結果を実験結果と比較検討する。

5.2.1 シリンダ・ばね負荷システムの場合 まず、シリンダ・ばね負荷システムに対する実験とシミュレーションの比較結果を図7(a)~(e)に示す。図7(a)~(e)には、それぞれ、制御入力 u 、斜板傾転角 θ 、ピストン変位 X 、ピストン速度 $V(\propto$ 負荷流量 Q_L)、負荷圧力 P_L の各波形が示されている。図中の実線と破線は、それぞれ実験およびシミュレーション結果であり、また一点鎖線は目標値 Q_r または P_r を表す。

目標値 (P_r , Q_r) を与えてシステムを作動させれば、制御アルゴリズムに従って目標値 P_r または Q_r のいずれかに向かう制御が自動的に選択・切換えられ、パ

ワーマッチ制御が実施されるわけであるが、まずこの点に関し、図7(b)~(e)によれば次のように述べる。すなわち、図示された時間領域の前半(およそ $t=1.4$ s まで)では、(負荷の)ピストンロッド先端がばねに接触するまで[図7(c)中のR点まで]の領域であり、ここではピストン速度が一定となる制御(すなわち流量制御)が行われている。次いで、ばね負荷が作用するそれ以降の領域では、制御状態が切り変わり、ピス

図7 シリンダ・ばね負荷システムに対する
パワーマッチ制御

トンの推力を一定に保つ圧力制御が行われている。

次に、応答性能に関しては以下のように述べる。図7(a)によれば、目標入力が与えられた直後に、制御入力 u は大きな偏差を減少させるべく、急速に変動するが、その後は比較的小きな値を保っている。そして流量制御から圧力制御に切り換わる時点で、偏差(に相当する制御入力 u)は、いったんは増加するが、その後は比較的小きな値に抑えられている。なお、制御入力 u の波形中に見られる高周波のリップルは、コントローラにおける微分動作の影響によるものである(圧力制御時の微分ゲインが流量制御時のそれと比較してやや大きいため、制御が圧力制御に切り換わった後、若干、リップルが大きく現れている)。図7(b)によれば、傾転角 θ は、応答の初期に急速に増加した後、必要な流量を確保するための値(ほぼ一定値)を保ち、また圧力制御に切り換わった後は中立点 $\theta=0$ の近傍に保たれている。図7(c)によれば、 $t=0$ の時点からピストン変位 X はほぼ一定の傾きで増加しているが、圧力制御に切り換わった後は、短い過渡時間を経て、静止状態が保たれている。図7(d)によれば、ピストン速度 V は、ほぼ良好な過渡的経過を経て目標値 Q_r に追従している(なお、 V と Q_r の座標軸は、同じスケールに換算されている)。なお、図7(d)の応答波形によれば、制御の開始に伴う整定時間は約0.14 sと見積もられる。図7(e)によれば、負荷圧力 P_L の応答は、流量制御から圧力制御への切り換え時にサージ圧を発生することなく、目標値 P_r に対して良好に追従している。また、これに伴って、安定な制御が実現している。なお、図7(e)の応答波形によれば切り換えに伴う整定時間は約0.27 s(ただし、R点からの整定時間は約0.34 s)と見積もられる。そして実験結果をシミュレーション結果と比較すると、両者はほぼよい一致を示している。

5・2・2 シリンダ負荷システムの場合 次にシリンダ負荷システムに対する図7と同様な比較結果を図8(a)~(e)に示す。まず、図8(b)~(e)によれば次のように述べる。すなわち、図示された時間領域の前半(およそ $t=1.7$ s まで)では、ピストンロッドの先端が固定壁に接触するまで[図8(c)中のW点まで]、ピストン速度を一定に保つための流量制御が行われ、それ以降の領域では、ピストンの推力を一定に保つ圧力制御が行われている。さらに、流量制御の領域は、ピストンロッドの先端が位置センサを通過するR点[図8(c)中に示す]までの規定速度領域と、R点からW点までの低速度領域(これに対応する新たな目標値 Q_r は、ピストンロッドの先端がR点に到達

したときに与えられる)に分けられている。

次に、応答性能に関しては以下のように述べる。まず、ピストンロッドの先端が R 点に到達するまでの各応答波形によれば、先の図 7 と同様な挙動がほぼ忠実に再現されている。次いで、R 点から W 点までの低速度領域、および圧力制御に切り変わった W 点以降の領域においても、サージ圧などの発生をみることなく、各制御量はほぼ良好な過渡の経過を経て目標値へ追従している。また整定時間については、流量制御から圧

図 8 シリンダ負荷システムに対するパワーマッチ制御

力制御に切り変わったときの値が最大であるが、その大きさは約 0.23 s であり、実際上の許容範囲内にある。そして実験結果とシミュレーション結果との一致状況についても良好といえる。

5・2・3 パワーマッチ制御アルゴリズムの検討

本実験で用いた制御入力 u_p , u_q 中には、微分動作(流量制御ではさらにマイナ・フィードバック)による影響量が含まれている。この点で、比例制御則のみに基づいて構築された本切換えアルゴリズム(3・2 節に記述)を適用すると、実際には、やや異なった切換え(の挙動)が生ずるものと推察される。そこで 5・2・3 項では、その影響の現れ方について、および本アルゴリズムの有効性について検討する。

図 9 は、図 7 (シリンダ・ばね負荷システム)の実験に対応する圧力と流量の挙動を圧力-流量特性(P_L - Q_L 平面)上で測定した結果である。図 9 中には、動作点 S の軌跡が実線で、また式(3)で表される直線($u_p = u_q$ に対応する直線)が一点鎖線で示されている。なお、A 点は目標値(P_r , Q_r)を表す。制御の開始点は、 $P_L=0$, $Q_L=0$ となる原点であるが、この点が $u_p = u_q$ の直線よりも上側にあるため、まず、(本アルゴリズムに従って)目標値 Q_r に至る流量制御が選択され、その結果 S₁ 点へと制御されている。その後、ピストンがばね負荷に到達すると、ややピストン速度が低下するとともに、圧力が上昇を始める。そして $u_p = u_q$ の直線を越えると、制御状態は目標値 P_r をとるための圧力制御へと切り変わり、その結果 S₂ 点へと制御されている。比例制御則のみに基づくアルゴリズムによれば、図 9 中の B 点で流量制御から圧力制御への切り換えが行われるはずであるが、制御入力中には微分動作などによる影響量を含んでいるため、その分だけ、 $u_p = u_q$ に相当する直線がずれて、実際には C 点で切り換えが行われている。

前述のように、パワーマッチ制御では、 $u_p = u_q$ の直線より上側の領域では流量制御が、また下側の領域では圧力制御が選択される。これは、ピストンに対す

図 9 実測による負荷の特性曲線
(シリンダ・ばね負荷システム)

る負荷(すなわち負荷圧力)が十分小さい間は流量制御が選択され、負荷圧力がある設定値より大きくなったときには圧力制御が選択されることを意味する。図9中の $u_p = u_q$ の直線は、比例制御を行う場合の切換え設定値に相当するが、微分動作などの影響によって、この設定値がある程度変動しても、基本的には上記と同様な切換えが行われるといえる。図9からも明らかに、B, C点に見られるような移動にもかかわらず、適切な切換えによって目標値 S_1, S_2 が選択されている。

なお、 $u_p = u_q$ の直線が S_1 点あるいは S_2 点に非常に近いような場合には、微分動作などに基づく制御入力の変動により、圧力・流量制御が交互に切換わる可能性がある。しかしこの場合には、両制御入力がほぼ等しいことから、これに起因する不安定化傾向は生じず、制御の支障とはなり得ないといえる。この点を含めて、目標値 (P_r, Q_r) の大きさをさまざまに変えた場合の検討により、本アルゴリズムの有効性を実験とシミュレーションにより確認した。以上の結果によれば、本アルゴリズムは、実際への適用にたる、実用的なアルゴリズムであるといえる。

なお、比例制御則のみによる制御入力を用いて切換えを行った場合、切換え時点における実際の制御入力 u_p と u_q が等しくならないことに起因して、ときとしてサージ圧が発生したことを付言する。

6. 結 論

本研究ではパワーマッチ制御に関する基礎的検討を行うため、前報の圧力マッチおよび流量マッチ制御に引き続き、射出成型機の物理モデルを対象とするパワーマッチ制御について検討した。本システムの構成法に関する第一の特徴は、制御量である負荷圧力および負荷流量をセンサによって検出し、その信号をポンプ斜板の傾転角へ電気的にフィードバックする方式にある。第二の特徴は、圧力マッチと流量マッチ制御を時々刻々に選択・切換えをするパワーマッチ・コントローラに、極めて簡潔な制御アルゴリズムを適用した点である。また、第三の特徴は、斜板用アクチュエータ

の駆動法として、高精度のデジタル制御化がはかられやすい差動 PWM 法を採用した点である。

本システムの応答性能を実験的に調べ、またその結果をシミュレーション結果と比較検討した。それらの結果は次のように要約される。

(1) ロードセンシング弁などを用いない本システムの構成法によれば、パワーマッチ制御においても不安定化傾向は認められなかった。また、前報⁽³⁾⁽⁴⁾の検討結果によれば、圧力または流量マッチ制御が行われる際に、負荷外乱に対するロバスト性も確認されている。これらの結果に基づき、システム安定化への一指針が得られた。

(2) 本パワーマッチ制御アルゴリズムの適用により、目標値の設定領域内で、円滑な切換えに基づく良好な応答性能が得られた。これにより、本アルゴリズムが実用上の有効性をもち、また、本研究で採用した電子・油圧式パワーマッチ制御システムが有用であるとの見通しを得た。

(3) 応答性能に関する実験結果とシミュレーションの結果はほぼよい一致を示した。これにより、本研究で用いた数学モデルの妥当性が確認された。

終わりに、一連の本研究を遂行するにあたり、数々の有益なご助言と温かいご支援をいただいたダイキン工業(株)、ならびに実験装置の一部に関し、ご便宜をいただいた大同メタル工業(株)に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) Lantto, B., Krus, P. and Palmberg, J.O., Dynamic Properties of Load-Sensing Systems with Interacting Complex Mechanical Loads, *Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115-3(1993), 525.
- (2) 小嶋・ほか2名, 圧力補償付き可変容量形斜板式ピストンポンプの過渡特性, 油圧と空気圧, 21-6(1990), 619.
- (3) 武藤・ほか2名, 油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究(圧力マッチ制御について), 機論, 60-579, C(1994), 3896.
- (4) 粥川・ほか2名, 油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究(流量マッチ制御について), 機論, 61-586, C(1995), 2380.