

琉球大学学術リポジトリ

流量制御弁の制御流量特性について

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学教育学部 公開日: 2007-10-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 新里, 祐宏, Shinzato, Sukehiro メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/2127

流量制御弁の制御流量特性について

新 里 祐 宏

Studies on Pressure-Flow Characteristics of Pressure Compensated Flow Control Valve

Sukehiro SHINZATO *

(Received Sept. 30, 1975)

1. ま え が き

流量制御弁は、一般に固定吐出量ポンプ、およびリリーフ弁と共に用いられるもので、油圧モータや操作シリンダの速度制御のために用いられる。この弁の特性としては、静特性として弁前後の差圧と制御流量の関係を示す制御流量特性および動特性としてジンピング特性、ジャーキングモーションの問題などがある。

一方、最近のめざましい電子計算機の普及にともない、CAD (Computer Aided Design) は工業技術のいろいろの分野で採用あるいは開発の試みがなされている。ここでは、実験結果をもとに流量制御弁に対する数学モデルの同定を行なつてのち、CADの手法を用いて上記の特性のうち最も基本的なものである静特性について、解析および各諸元の影響について、鈴木¹⁾の報告よりより具体的に明らかにする。

2. 構造および動作原理

本制御弁は図1に示すように、一種の差圧一定形減圧弁である圧力補償弁（以下スプール弁と称す）と弁ばね、および流量設定用の絞り弁などで構成される。

動作原理は“いかなる絞りでも絞りの一方より地方への圧力降下が一定であれば、その時の絞りを通る流量は一定である”ということにもとづいている。図1において、油はまずスプールの絞りを通して弁室に流入し、小穴を通じてスプールが油圧で動かされるようになっていく。弁室から出る油は流量設定用の絞りを通して下流へ流れる。もし上流圧力（供給圧力） p_1 が上昇すれば、それにもなつて弁室内の圧力 p_2 が上昇し、したがつてスプールは左方へ動

くので流入口の開口面積 $a(x)$ が小さくなる。その結果弁を通る流量はほとんど変化しない。

- A : スプールに付属するピストンの受圧面積(4.52)cm²
- $a(x)$: 弁ポートの開口面積 cm²
- \hat{a} : 絞り弁の開口面積 cm²
- c : 弁ポートの流量係数
- \hat{c} : 絞り弁の流量係数
- k : ばね定数 (5.19) kgf/cm²
- n : ポートの数 (4)
- p_1 : 弁の入口の圧力 kgf/cm²
- p : 弁室内の圧力 kgf/cm²
- p_2 : 弁の出口の圧力 kgf/cm²
- Q : 弁を通る流量 cm³/s
- r : 弁ポート穴の半径 (0.25) cm
- V_1 : 弁室に流入する油の平均流速 cm/s
- x : スプールの変位 cm
- x_1 : 初期位置におけるばねの自由長さからの縮み(1.46) cm
- ρ : 油の密度 (0.87×10^{-6}) kgf · s²/cm⁴
- φ : 弁ポートにおける油の流入角 (69°) 度
- ν : 油の動粘性係数 (0.245) cm²/s

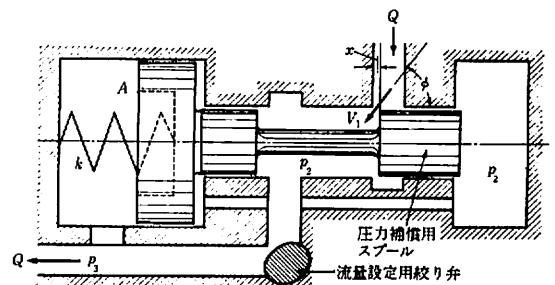


図1 流量制御弁の構造と記号

*Tech. Educ., Coll. of Educ., Univ. of the Ryukyus

弁の出口圧力（負荷圧力） p_3 が上昇すれば、ばね室の圧力が上昇しスプールは右方へ動き、流入口の面積を大きくして流量を一定に保つ。

つまり、圧力に着目すれば、弁室内の圧力 p_2 と出口圧力 p_3 の差圧（ $p_2 - p_3$ ）が常に一定になるようにスプールは左右に動いている。

3. 解 析

特性式を求めるにあたって次の仮定をおく。

- i) スプールおよび絞り弁の各摺動部からの洩れはない。
- ii) スプールの摺動部の摩擦抵抗はない。
- iii) 流体の通路および各室への連絡穴の流動抵抗はない。
- iv) 使用流体は非圧縮性流体である。

まずスプールの絞り部分では、

$$Q = nc(x) a(x) \{ 2(p_1 - p_2) \rho \}^{1/2} \quad (1)$$

が成り立つ。同様に絞り弁における流量はスプールを通る流量に等しいので、

$$Q = c' a' \{ 2(p_2 - p_3) / \rho \}^{1/2} \quad (2)$$

と示される。

次にスプールに作用する力のつり合い式は、

$$\left. \begin{aligned} k(x_1 - x) &= A(p_2 - p_3) + \rho Q V_1 \cos \varphi \\ V_1 &= \{ 2(p_1 - p_2) / \rho \}^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

である。

式(1)~(3)から Q を消去すると

$$(p_2 - p_3) = \frac{k x_1}{A} \left\{ \left(1 - \frac{x}{x_1} \right) / \left(1 + \frac{2 c'^2 a'^2 \cos \varphi}{A c n a(x)} \right) \right\} \quad (4)$$

となる。

式(4)を式(2)に代入すると

$$Q = c' a' \left(\frac{2 k x_1}{\rho A} \right)^{1/2} \left\{ \left(1 - \frac{x}{x_1} \right) / \left(1 + \frac{2 c'^2 a'^2 \cos \varphi}{A c n a(x)} \right) \right\}^{1/2} \quad (5)$$

が得られる。

この式が特性式で、上流や下流の圧力変化は x の変化として現われる。式(5)において、

$$\left. \begin{aligned} x / x_1 &\ll 1 \\ c'^2 a'^2 &\ll A c n a(x) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

が成り立てば

$$Q = c' a' (2 k x_1 / \rho A)^{1/2} \quad (7)$$

となる。

この式には x が含まれないので先に示した理由から p_1 、 p_2 、 p_3 に無関係に、絞りの開度 a によって Q が決まる。したがって式(6)を満足するように弁が設計されていけばよい

とするのが従来の考え方である。しかし、例えば、 p_1 が低くなると x 、 $a(x)$ は大きく、 p_1 が高くなれば x 、 $a(x)$ は小さくなるように、圧力によって式(5)の $\{ \}$ の中の値は小さいながらも変動し、したがって Q の値も変動する。したがって、流量を一定に保つのは式(5)の $\{ \}$ の中の値が、 x の変化によってあまり変動しないためであると考えべきである。

本制御弁は（ $p_2 - p_3$ ）を一定に保って制御動作を行なっているのので、その値の大小で静特性の相対的比較が可能である。式(4)において（ $p_2 - p_3$ ）の値のだいたいの目安は $k x_1 / A$ が与えるので、 $k x_1 / A$ の値は小さいほどよいことになる。また後述のように、 $k x_1 / A$ を一定に保ちながら k 、 x_1 、 A の値を種々組合せて行なった数値計算の結果、組み合わせ方によって $\{ \}$ の中の値の変動、すなわち静特性に与える影響に差が見られた。

4. 特 性 試 験

4. 1 実験装置および方法

実験回路を図2に、実験に使用した油圧機器の諸元を表1に示す。負荷は残圧のみで、供給圧力により、多少変化した。

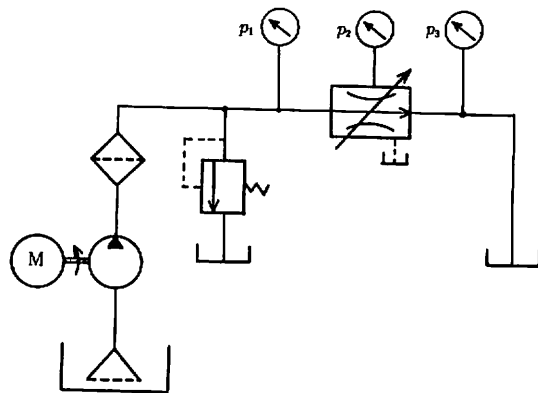


図2 実験回路

表1 実験装置の容量

ポンプ：吐出し量	23 l/min,	最高吐出し圧	70 kgf/cm ²
流量制御弁：最大流量	10 l/min,	許要圧力	70 kgf/cm ²

実験は、絞り弁を $10^{\circ}\sim 80^{\circ}$ の間を 10° おきに設定し、リリーフ弁によって供給圧力 p_1 ($1\sim 50\text{ kgf/cm}^2$)を与え、絞り弁の各設定値に対する供給圧力 p_1 、弁室内圧力 p_2 、出口圧力 p_3 および流量が測定された。流量測定は重量法によった。作動油の温度は $50\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ で、そのときの油の密度は $0.78\times 10^{-6}\text{ kgf s}^2/\text{cm}^4$ 動粘性係数は $0.245\text{ cm}^2/\text{s}$ である。

本実験で使用した弁のスプール弁は $r=0.25\text{ cm}$ の円形ポートで図3に x と $a(x)$ の関係を示す。図3には数値計算に用いた幅 0.5 cm の方形ポートの場合も示してある。絞り弁は平行みぞ付ロータリ形で、その開度と開口面積との関係を図4に示す。開度は流量が零のときを基準にして角度で示してある

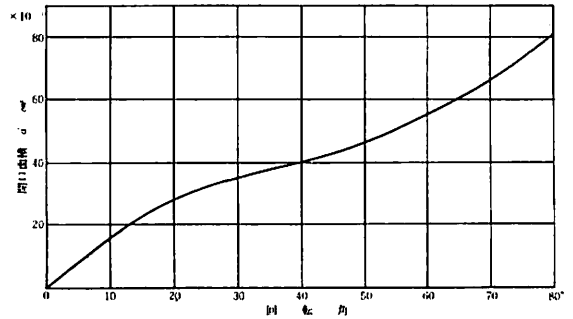


図3 弁ポートの開口面積

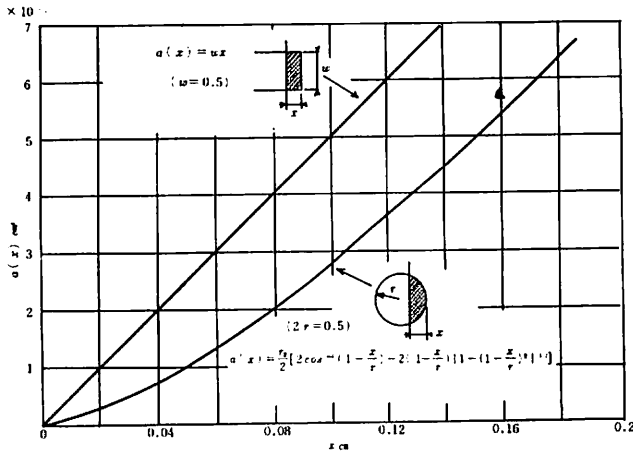


図4 絞り弁の開口面積

4.2 実験結果

4.2.1 絞り弁の流量係数 (\dot{c})

絞り弁の流量係数を図5-1.2に示す。横軸は数値計算に便利のように $(p_2 - p_3)$ をとっている。本制御弁は $(p_2 - p_3)$ を一定に保って流量を制御する方式なので、供給圧力 p_1 がある値以上になると $(p_2 - p_3)$ は絞り弁の開口面積に関係

なくほぼ一定値となる。本制御弁では $1.52\sim 1.54\text{ kgf/cm}^2$ である。そのときの流量係数の平均値を●印で示してある。図中の実線は数値計算において、電子計算機の入力として $(p_2 - p_3)$ と \dot{c} の関数関係を見出すためのものである。

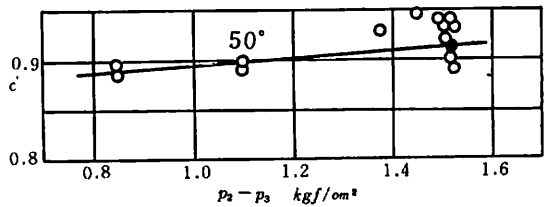
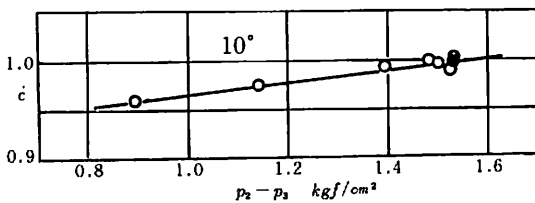


図5-1 絞り弁の流量係数

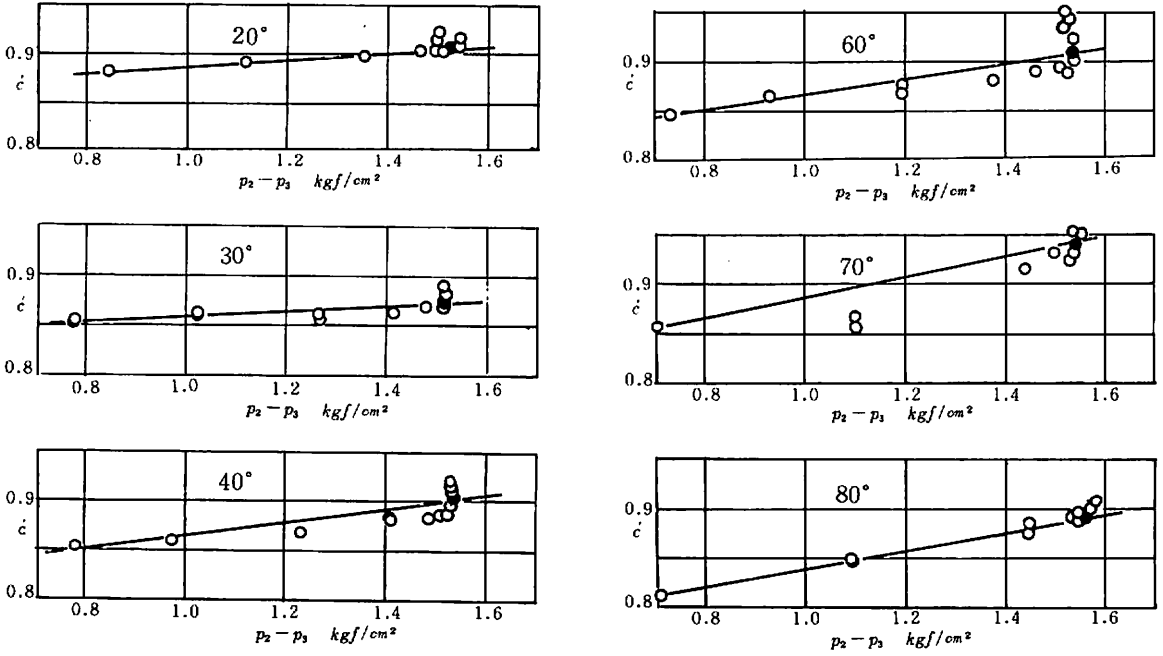


図5-2 絞り弁の流量係数

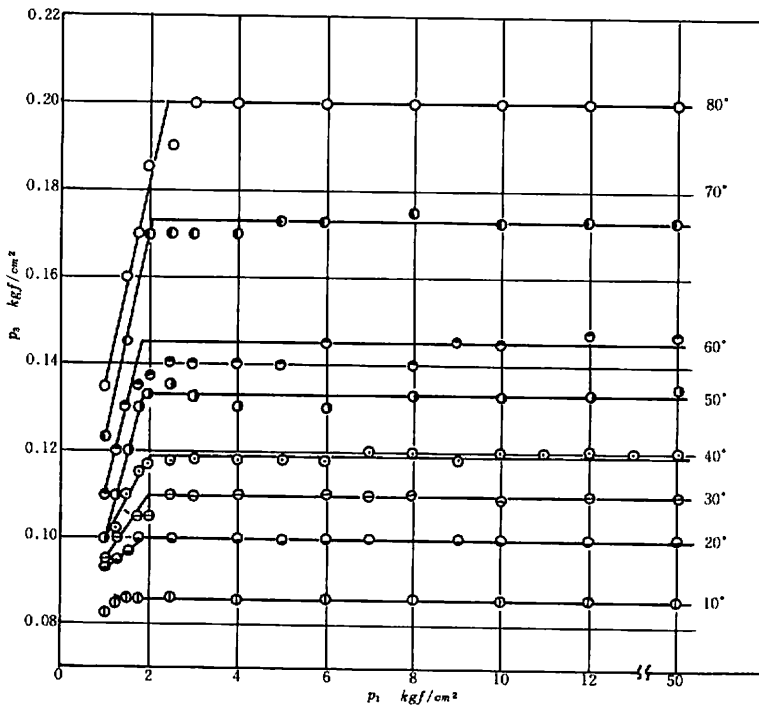


図6 供給圧力 p_1 と残圧 p_3 の関係

4. 2.2 供給圧力 p_1 と出口圧力 p_3 の関係

本来、供給圧力と出口圧力は任意に設定されるものであるが、本実験では出口圧力を特に設定せず、残圧をもって出口圧力とした。 p_1 と p_3 の関係を図6に示す。図中の実線は電子計算機の入力として用いる p_1 と p_3 の関数関係を見出すためのものである。

4. 2.3 静特性 ($p_1 - p_3$) と Q の関係

静特性を図7に示す。本制御弁は実験値が示すように、ある値以上では圧力補償付流量制御弁として十分に機能している。図中の実線は数値計算の結果である。

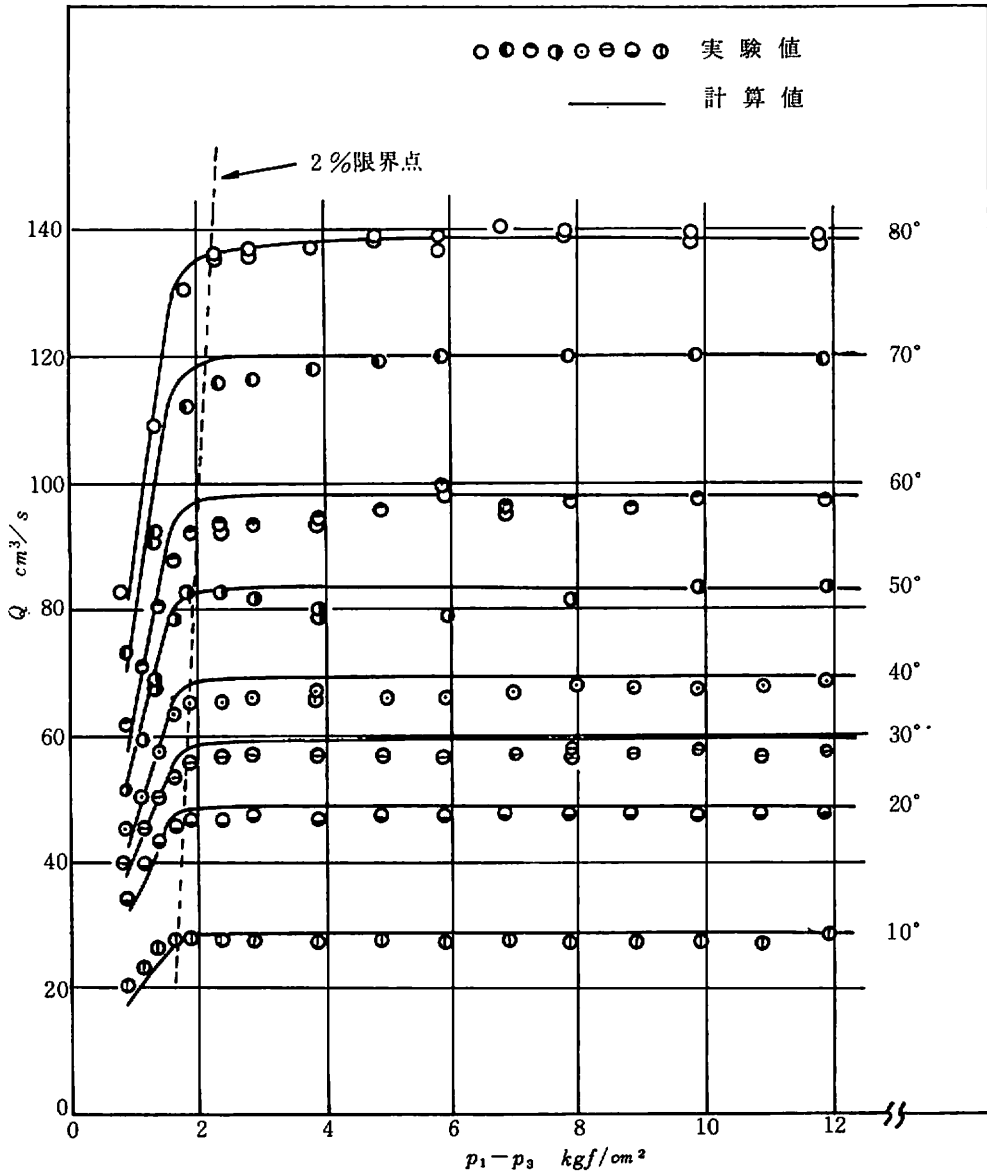


図7 制御流量特性

5. 数値計算

静特性では絞り弁の任意の設定位置における供給圧力 p_1 と出口圧力 p_2 の差圧 $(p_1 - p_2)$ と流量 Q との関係を見ればよい。したがってプログラムも p_1 と p_2 を与えて流量 Q を求める形のものである。また、実際には p_1 、 p_2 は与えられるが、スプールの初期位置からの変位 x や弁室内圧力 p_2 は未知であるから式1)~3)を用いて試み法によってそれらの近似値を求め、その値で Q の値を計算し、その値の変動が0.1cc以下になるまで繰り返し計算を行なう方法をとった。各部寸法、諸元は入力データとして与えられており、その数値を変えることにより特性に与える影響を知ることができる。電子計算機は HITAC 7200 を使用した。

フローチャートを図8に示す。

(box 1) p_2 は p_1 の関数として図6の実線で示す形でプログラムされている。

(box 2) 初期値の設定。式3)において p_2 、 x が未知なので、まず $\rho Q | 2(p_1 - p_2) / \rho |^{1/2} = 0$ 、 $x = 0$ とおく。

(box 3) 式1)において、 $c(x) a(x) \equiv B$ とおく。

(box 4) 式3)を p_2 について解き、実根をもつときは小さい方の根をもって解とし、虚根の場合(第一近似で出ることがある)はその実部をもって解とした。

(box 5) $a(x)$ は図3中の式で与えられる。 $c(x)$ は図9²⁾を破線のように二次曲線で表示した。いま

$$R_e = \frac{4}{\nu} | 2(p_1 - p_2) / \rho |^{1/2} \times \frac{A}{2r \cos(1-x/r) + 2r | 1 - (1-x/r)^2 |^{1/2}}$$

とすると、

$$c(x) = -0.131(\log_{10} R_e)^2 + 0.67 \log_{10} R_e - 0.11$$

となり、 $c(x)$ は R_e つまり x の関数となる。

本実験における R_e の範囲は約300~700であったのでこの近似曲線で十分にカバーできる。なお、 $a(x) c(x)$ は単調増加関数であるので x の決定にあたっては2分法を用いた。

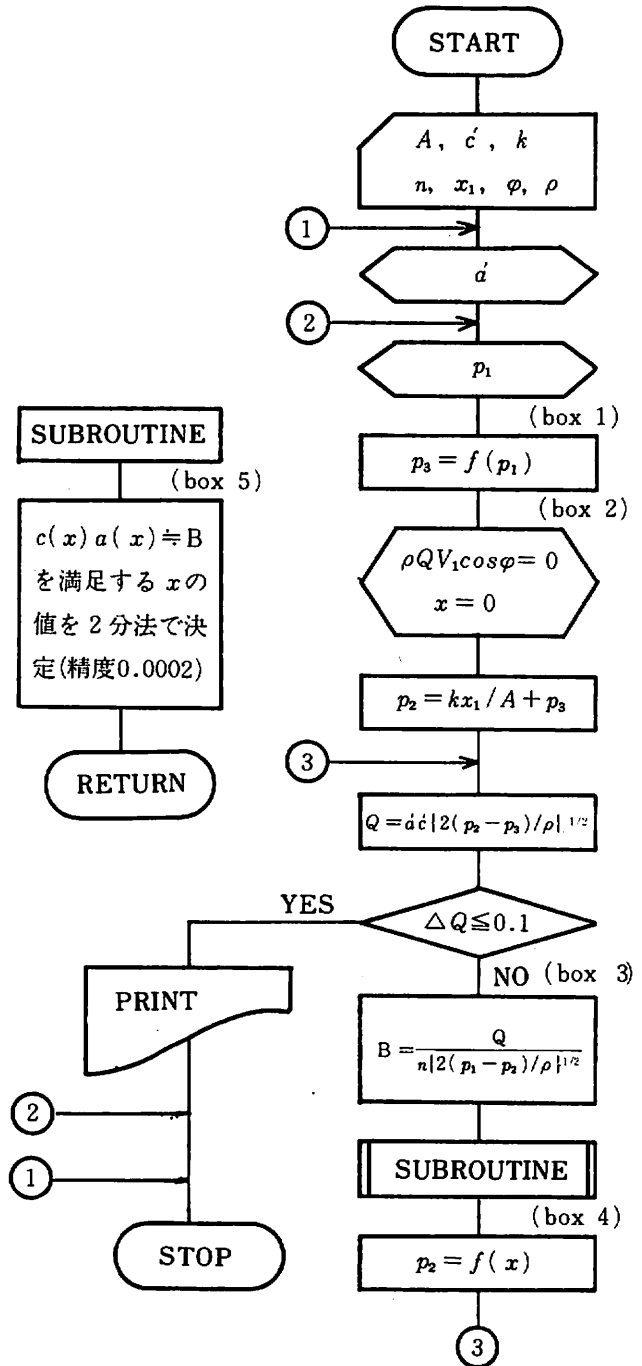


図8 フローチャート

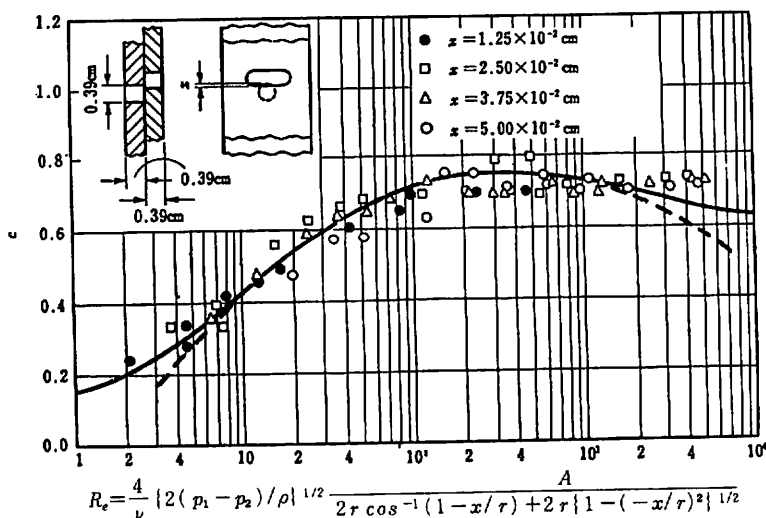


図9 円形ポートの流量係数

6. 検 討

実験データによる数値計算の結果は図7に実線で示してある。実験値とよく一致しており、先に示した特性式が弁の数学モデルとして十分に実用に供せられることがわかる。 $(p_1 - p_2)$ が大きくなると Q が減少する傾向にあるが、それはスプール弁への油の流入角 φ を 69° と一定にしたためのもので、実際には $(p_1 - p_2)$ が減少すると x が増大するため φ も減少し、従って $\cos \varphi$ は大きくなる。それは Q を減少させる効果をもつので φ の値を厳密に考慮すればさらによい一致を見ると考えられるが、少なくとも動作特性を解析するには $\varphi = \text{一定}$ として問題はないと考える。

流量が2%減少した点を作動限界点とした。設定流量が増すにつれて悪くなっているが、それは x の変動が大きいためである。また構造面から見た限界点は $x = 2r$ (5 mm)のときであるが、実際には $x = 0.13 \sim 0.06 \text{ mm}$ のはん囲で限界に達している。したがって組付時の x 、すなわち x の最大値 x_{max} は最大制御流量を考慮した上で、できるだけ小さくすべきである。それはジャンピング現象の軽減にもつながる。したがって、現在未開発であるが、絞り弁の操作と連動してスプールの位置を変える (x_{max} を変える)方式の弁を開発することが望ましい。

x の変動を小さくすれば特性が良くなることは先に示した。そのためにはポートの数 n を増すか、 x に対して開口面積 $\alpha(x)$ の増加率の大きい形状のポート (例：図3の方形ポート) を用いればよい。本制御弁は円形ポートで $n = 4$ であるから、一例として円形ポートで $n = 6$ の場合と方

形ポートで $n = 4$ の場合の結果を図10に示す。明らかに効果のあることがわかる。

次に、 k 、 x_1 および A の影響について記す。先に、 $k x_1 / A$ の値が大きければ特性が悪くなることを示した。したがってここでは $k x_1 / A = \text{一定}$ の条件のもとでそれぞれ種々の値を組み合わせる計算をおこなった。ここでは一例として、 $k x_1 / A = 1 \text{ kgf/cm}^2$ で、絞り弁の設定角度 80° の場合の2%限界値を表2に示す。 A 、 x_1 を大きく、 k を小さくした方がよいことがわかる。 $k x_1 / A$ を小さくする場合でも上記のことを考慮して A 、 x_1 、 k の値を配分してやればさらに効果を高めることが可能である。しかし、 $k x_1 / A$ を小さくすることは最大制御流量の減少につながるの、適当な形の絞り弁 (d を大きくする) を設計しなければならない。

表2 A 、 x_1 、 k の影響 $\frac{k x_1}{A} = 1 \text{ (kgf/cm}^2)$

A (kgf/cm^2)	x_1 (cm)	k (kgf/cm)	$p_1 - p_2$ (2%限界)
3	1	3	1.6
6	2	3	1.3
4	1	4	1.75
8	2	4	1.36
3	0.5	6	2.9
6	1	6	2.0
4	0.5	8	3.5
8	1	8	2.2

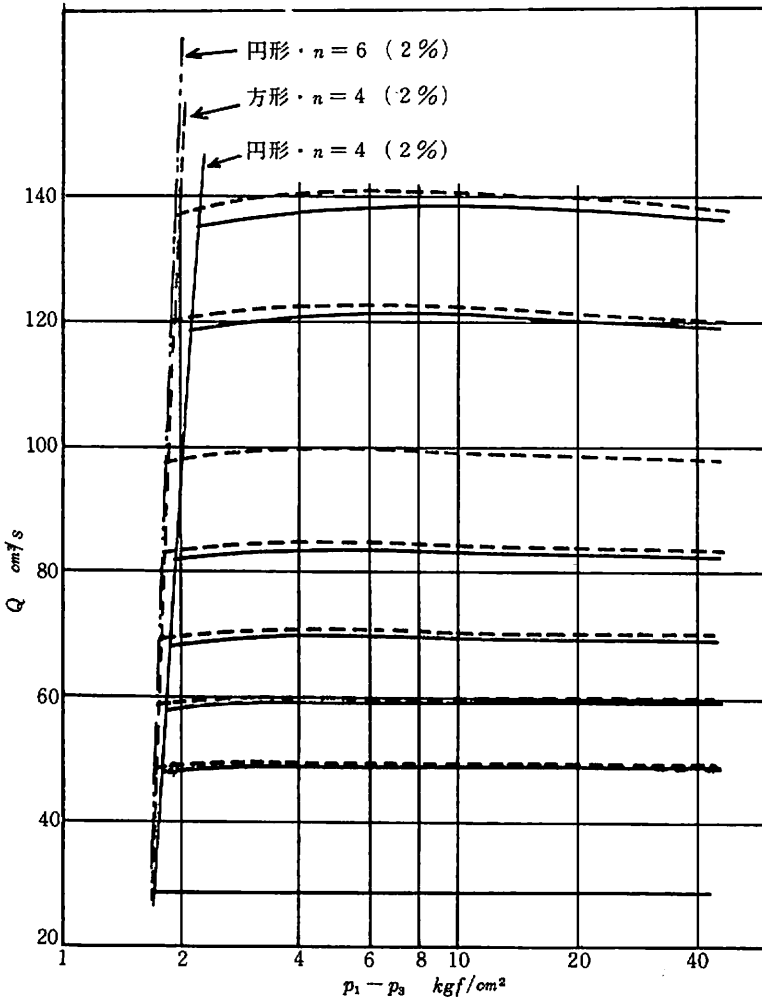


図10 ポート数および形状と
動作限界点との関係

7. むすび

参 考 文 献

圧力補償弁付流量制御弁の静特性に影響する諸因子についてCADの手法を用いて解析した結果次の結論を得た。

- 1) ベルヌーイの力を考慮した特性式は本制御弁の数学モデルとして十分実用に供せられる。
- 2) α の変動を小さくすることが特性の改善につながる。ポートの数を増したり、 α に対して増加率の大きい形のポートを用いることにより改善される例を示した。
- 3) $k\alpha_1/A$ は小さい方がよいが、その場合でも A 、 α_1 を大きく k を小さくすることが効果をさらに高める。

終わりに、本研究に多大なるご助言とご示唆を頂いた東京工業大学工学部竹中俊夫教授および浦田暎三氏に深く感謝の意を表する。

- 1) 鈴木隆史 圧力補償付流量制御弁の制御流量特性について 油圧 6-4 1520 (1963)
- 2) 竹中俊夫 その他 油圧工学ハンドブック 朝倉書店 (1972)