可変容量形アキシャルピストンモータの摩擦トルク特性とその数式モデル*

柳田秀記** 呉 巨波*** 金丸善博****
日比 昭** 市川常雄+

The Friction Torque Characteristics of Variable Displacement Type Axial Piston Motors and their Mathematical Model

Hideki Yanada, Jyube Wu, Yoshihiro Kanamaru,
Akira Hibi, and Tsuneo Ichikawa

This paper reports an experimental study of the friction torque characteristics of variable displacement type axial piston motors. This study revealed the effects of displacement ratio (=displacement/maximum displacement) on the friction torque characteristics. Based on the mathematical model of the friction torque characteristics for fixed displacement type hydraulic motors which has been offered by two of the authors, a mathematical model for variable displacement type hydraulic motors is proposed in this paper. A relatively good agreement was obtained between model and experiment.

1. 結 言

油圧システムは多くの油圧機器や要素によって構成されているが、各油圧機器や要素の特性を表す数式モデルが確立されていれば、新しく油圧システムを設計するに際して、システム全体の特性などを予測する上で非常に有効である。油圧機器の中でも重要な機器の一つである油圧モータは、定容量形についてはその特性も十分明らかにされ⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾、また、摩擦トルク特性に関してはその特性を良好に表現できる数式モデルも提案されている⁽⁷⁾。しかしながら、可変容量形油圧モータについては、流体摩擦が支配的となる高速域のみを対象とした数式モデルが提案されている⁽⁸⁾⁽⁹⁾だけであり、低速から高速までの広い速度範囲で油圧モータが運転されるようなシステムの性能解析などを行う場合には、それらの数式モデルでは不十分である。また、押しのけ容積比 (=押しのけ容積/最大押しのけ容積) が特性に及ぼす影響についてもあまり明らかにされてはい

ない。可変容量形アキシャルピストンモータの需要が今後拡大することが予想されるため、可変容量形アキシャルピストンモータの数式モデルを作成することは非常に有意義である。

本研究では、可変容量形アキシャルピストンモータの摩擦トルク特性を明らかにし、定容量形油圧モータについて提案されている数式モデル⁽⁷⁾を基本として、可変容量形アキシャルピストンモータの摩擦トルク特性の数式表示について検討した。

2. 記 号

ΔT	: 摩擦トルク
P_1	: モータ入口圧力
P_2	: モータ出口圧力
N	: 毎分回転数
ω	: 回転角速度
$\bar{D}$	: 押しのけ容積
$\bar{D}_{max}$	: 最大押しのけ容積
x	: 押しのけ容積比 ($=\bar{D}/\bar{D}_{max}$)
C_n, C_f	: 圧力に比例する摩擦トルク成分の比例係数
C_d	: 粘性抵抗係数
T_1	: 作用圧力が零のときの起動時の摩擦トルク
T_2	: 高速域での ΔT と N の関係を $N=0$ まで外挿したときの摩擦トルク
T_c	: 運転条件に依存しない一定値の摩擦トルク

*昭和62年7月10日 原稿受付

**豊橋技術科学大学

(所在地 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)

***佳木斯工学院 (中国)

****本田技研工業㈱

+ 愛知技術短期大学

- μ : 作動油の粘度
 ω_0, α : 負性抵抗域でのストリーベック曲線 (ΔT - N 曲線) の形状を決めるパラメータ

3. 実験装置と方法

Fig. 1は本研究で使用した実験装置の回路図である。約200rpm以上の回転速度では二つの平歯車3の噛み合いを解除して、供試モータ1の出力動力を負荷ポンプ6によって全て吸収し、負荷ポンプ吸込み圧力を調整することによって供試モータの回転速度をある値に設定することができる。60rpm以下の回転速度での実験では平歯車対3を噛み合わせ、可変速直流電動機7から平歯車3に至るまでの歯車列を用いて供試モータ出力軸を回転させることにより、供試モータ出力軸に0.005rpmから56rpmの範囲で任意の一定回転速度を与えることができる。本装置の場合、60rpmから200rpmの範囲では、モータに作用する圧力が一定の状態 で回転速度を一定にすることは困難であった。起動時から高速域において、種々の回転速度、圧力、押しのけ容積比について出力トルクを測定した。なお、起動トルクの測定では、可変速直流電動機7をインチング運転させて、供試モータ出力軸が回転し始めるときの出力トルクを起動トルクとした。

供試モータの出力トルクはひずみゲージ式トルク変換器2によって検出し、動ひずみ計13を介して電磁オシログラフ14上に記録した。モータ入口・出口圧力はデジタル圧力計あるいは精密ブルドン管圧力計に

よって測定し、モータ入口側油温はサーミスタ温度センサによって測定した。押しのけ容積の決定に必要なモータ出口流量とケースドレン流量の測定は重量法によって行った。体積流量に換算するとき、大気圧下での密度を用いると押しのけ容積を過大評価することになるため、測定された重量流量を体積流量に変換するに際して、モータ入口圧力下での密度を用いた。なお、モータ入口圧力下での密度 $\rho = \rho_0(1 + \beta \cdot P_1)$ によって求めた。ここで、 ρ_0 は大気圧下での密度、 β は圧縮率、 P_1 はモータ入口圧力である。

Table 1は供試モータの主要諸元を示したものである。モータA、Cは斜軸形、モータBは斜板形である。供試モータの押しのけ容積は、モータ作用圧力の増加とともに僅かずつ大きくなったが、Table 1には $P_1 = 9.8\text{MPa}$ 、 $P_2 = 0\text{MPa}$ のときの値が示してある。実験に使用した油圧源の吐出し流量は60ℓ/minで、供試モータ最大押しのけ容積時の定格回転速度における必要流量に比べて小さいため、実験における供試モータの回転速度はあまり高くできなかった。特にモータCの場合は最大押しのけ容積がポンプの押しのけ容積に比べてかなり大きいため、高速域での実験はかなり制限された。

実験に使用した作動油は添加タービン油で、モータ入口側油温が $55 \pm 2^\circ\text{C}$ の下で実験を行った。 55°C 、大気圧における作動油の密度は848kg/m³、粘度は0.0217 Pa·s、圧縮率は $0.660 \times 10^{-3}/\text{MPa}$ である。

Fig. 1 Experimental Circuit

Table 1 Specifications of test motors

	Motor A	Motor B	Motor C
type	bent axis	swash plate	bent axis
maximum displacement (cm ³ /rad)	5.227	6.067	17.52
tilting angle (deg)	0 ~ 25	0 ~ 18	8 ~ 40
rated pressure (MPa)	24.5	27.4	34.3
rated speed (rpm)*	3500	4100	2800

* at maximum tilting angle

4. 実験結果と数式モデル

油圧モータの出力トルクは出力軸角位置によって変化するが、以下に示す実験結果では出力軸1回転につ

いての平均値を用いて摩擦トルク特性を表す。

油圧モータの摩擦トルク特性に関する数式モデルは定容量形油圧モータについて次の形で表される⁽⁷⁾。

$$\Delta T = \frac{C_f}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \bar{D} (P_1 + \epsilon P_2) + C_{\mu} \bar{D} \omega + T_c \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 C_f , ω_0 , α , ϵ , C_{μ} , T_c は各油圧モータに固有な定数である。式(1)の右辺第1項は圧力に比例する摩擦トルク成分を表し、その大きさは回転速度の増加とともに減少する。すなわち、第1項によって摩擦トルクの負性抵抗特性が表現されている。第2項は粘性摩擦トルク成分を表し、第3項は運転条件に依存しない一定値の摩擦トルク成分を表している。本研究で対象としているアキシアルピストンモータの場合には、ばねによってシリンダブロックを弁板に押し付けているため、それによって生じる摩擦トルク成分が存在する。そのような場合には式(1)を若干修正して次のように表すことができる⁽¹⁰⁾。

$$\Delta T = \frac{1}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \{C_f \bar{D} (P_1 + \epsilon P_2) + T_0\} + C_{\mu} \bar{D} \omega + T_c \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 T_0 はばねの押し付け力によって生じる起動時の摩擦トルクの増加分である。

ところで、式(1)あるいは(2)における $\bar{D}$ は油圧モータの大きさを表すものであるから、可変容量形の場合には式(2)の $\bar{D}$ を最大押しのけ容積 $\bar{D}_{max}$ で置き換え、式(2)中の各係数および定数を押しのけ容積比の関数とした形で表すことができると考えられる。

以下では、式(2)中の各係数および定数の値が押しのけ容積比によってどのように影響されるかについて調べる。

起動時には式(2)は次のようになる。ただし、モータ出口側は大気開放 ($P_2 = 0$) とする。

$$\Delta T = C_f \bar{D}_{max} P_1 + T_1 \quad \dots\dots\dots(3)$$

ここに、 $T_1 = T_0 + T_c$ である。また、上述のように、式(3)においては最大押しのけ容積 $\bar{D}_{max}$ を用いて表示している。Fig. 2はモータAについて、起動時の摩擦トルクの入口圧力依存性を示したものである。押しのけ容積比 x の大きさに関係なく、 P_1 の増加に対して ΔT が直線的に増加しており、式(3)の関係が成り立っていることがわかる。また、 P_1 の増加に対する ΔT の増加割合は x が小さくなるにつれて小さくなっている。モータB、モータCも同様な傾向を示した。

Fig. 3, Fig. 4は x に対する C_f と T_1 の変化を各供試モータについて示したものである。いずれの供試モータの場合も C_f は x の増加に対して直線的に大きくな

ている。供試モータによって C_f の大きさは異なるが、 x の増加に対する C_f の増加割合のモータによる差は小さい。またFig. 4より、 T_1 は x の増加に対して少し増加する傾向にあることがわかる。ただし、数式モデルの簡単化を重視し、本報では T_1 は x によらず一定として取り扱うことにする。

次に高速域の結果を示す。第3章で記述したようにモータCは押しのけ容積が油圧源ポンプのそれよりかなり大きいので、高速域での実験は押しのけ容積比が小さい場合 (x が約0.5以下) に制限された。したがって、以下にはモータAとモータBの結果のみを示すことにする。ただし、モータCも実験範囲内ではモータA、Bとほとんど同様の摩擦トルク特性を示した。

Fig. 5は高速域における摩擦トルクと回転速度の関係であり、摩擦トルクに及ぼすモータ入口圧力と押しのけ容積比の影響も示してある。回転速度の増加とともに摩擦トルクはほぼ直線的に増加しており、粘性摩擦トルク成分が支配的であることがわかる。Fig. 5(a)を見ると、圧力の増加とともに摩擦トルクが大きくなっており、高速域でも完全な流体潤滑状態が実現できていないことを示している。また、直線の勾配は圧力の大きさの影響をほとんど受けていない。Fig. 5(b)では、モータBについて押しのけ容積比の影響を示しているが、図より押しのけ容積比の増加とともに摩擦トルクが大きくなることがわかる。また、直線の勾配も x が大きいほどやや大きくなっている。

Fig. 2 Changes of ΔT at start with P_1 for Motor A with x as a parameter

Fig. 5の ΔT を直線で近似して $N=0$ まで外挿した値を T_1 と表し、 T_2 と x の関係を示したのがFig. 6である。Fig. 6ではモータBの場合について示しているが、モータAでもほぼ同様である。Fig. 6から、ばらつきはあるが T_2 は x によらずほぼ一定と考えることができる。また、入口圧力 P_1 の増加とともに T_2 も大きくなっているが、その関係を示したのがFig. 7である。Fig. 7より、モータA、Bいずれの場合も P_1 の増加に対してほぼ直線的に T_2 が増加していることがわかる。 $P_1=0$ における T_2 を T_c と表すと、 T_c はモータ内部の軸受部やシール部の摩擦トルクと考えられ、運転条件に依存せず各モータによってほぼ一定の値とみなすことができる。

ところで、高速域においては式(2)の右辺第1項はほ

Fig. 3 Changes of C_f with x

Fig. 4 Changes of T_1 with x

ぼ零となるため、式(2)は次のように近似できる。

$$\Delta T = C_d \mu \bar{D}_{max} \omega + T_c \quad (4)$$

しかしながら、Fig. 5の結果より、式(4)における T_c は一定値ではなく、圧力によって変化している。そのため、Fig. 5の関係をFig. 6、Fig. 7を考慮して次のように表す。

$$\Delta T = C_d \mu \bar{D}_{max} \omega + T_2 \quad (5)$$

$$T_2 = C_f \bar{D}_{max} P_1 + T_c \quad (6)$$

T_c 、 C_f は x によらず一定として扱うことができるが、粘性抵抗係数 C_d はFig. 8に示すように x の増加とともに大きくなる性質を有している。モータAでは、 $x > 0.4$ で x の増加とともに C_d が急激に大きくなるが、モータBでは x に対する C_d の増加割合は x によってほとんど変化していない。また、 C_d の大きさはモータA、Bいずれも圧力によっては変わらないことがわかる。

以上の結果より、式(2)中の ω_0 、 α 、 ε を除く各係数の押しのけ容積比による変化を知ることができた。次に、摩擦トルクの負性抵抗領域でのストリーベック曲線($\Delta T-N$ 曲線)の形状を決める ω_0 と α について調べる。

Fig. 9、10はモータA、Bのストリーベック曲線を

(a) Motor A

(b) Motor B

Fig. 5 Changes of ΔT in high speed range with N with P_1 and x as parameters

押しのけ容積比とモータ入口圧力をパラメータとして示したものである。押しのけ容積比の増加によって摩擦トルクが大きくなるが、Fig. 9(a)より、モータAでは摩擦トルクが最小となる回転速度や負性抵抗域での曲線形状等は押しのけ容積比にはほとんど依存していないことがわかる。一方モータBでは、Fig. 10(a)に示すように押しのけ容積比の低下により摩擦トルクが最小となる回転速度が低速側に移行し、負性抵抗域でのストリーベック曲線の勾配もかなり異なっている。Fig. 9(b), Fig. 10(b)は入口圧力の影響を示している。圧力の増加とともに摩擦トルクが大きくなっているが、最小摩擦トルクの位置などストリーベック曲線の形状は圧力にはあまり依存していないことがわかる。また両図から、圧力が作用していないときでも、起動時や

Fig. 6 Changes of T_2 with x for Motor B with P_1 as a parameter

Fig. 7 Changes of T_2 with P_1

低速時に比較的大きな摩擦トルクが存在していることが理解できる。なお、Fig. 9, 10中の実線は数式モデルによる結果を示したものであるが、それについては後述する。

ω_0 は式(2)における右辺第1項の値が起動時の半分になるときの ω であり、ストリーベック曲線において、起動時の摩擦トルクと最低摩擦トルクの中間の摩擦トルクのときの回転速度として大体求めることができる。 α は負性抵抗域での負の勾配の大きさを表しているが、実験結果を満足するように適当に定められる。

Fig. 11は実験結果より得られた ω_0 と α の x による変化を示したものである。同図から、いずれのモータでも ω_0 は x の低下とともに小さくなっていることがわかる。ただし、モータAではその変化が小さい。また α は、モータAでは x によらずほぼ一定であるが、モータBでは x が小さいほど大きくなっている。このことはFig. 9(a), Fig. 10(a)からも理解できる。モータAのように x に対する ω_0 や α の変化が小さい場合には、それらを x に関係なく一定値として取り扱うことが十分可能であるが、モータBのような場合には x による変化を考慮しなければならない。

以上の結果を全て考慮することにより、可変容量形アキシアルピストンモータの摩擦トルク特性は次のように表すことができる。

$$\Delta T = \frac{C_f(x) \bar{D}_{max} P_1 + T_1 - T_2}{1 + \{\omega / \omega_0(x)\}^\alpha(x)}$$

Fig. 8 Changes of C_α with x with P_1 as a parameter

$$+ C_d(x) \mu \bar{D}_{max} \omega + T_1$$

$$= \frac{\{C_f(x) - C_f'\} \bar{D}_{max} P_1 + T_1 - T_c}{1 + \{\omega / \omega_0(x)\}^{\alpha(x)}} + C_d(x) \mu \bar{D}_{max} \omega + C_f' \bar{D}_{max} P_1 + T_c \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$\left. \begin{aligned} C_f(x) &= C_{f0} + (C_{f1} - C_{f0})x \\ C_d(x) &= C_{d0} + (C_{d1} - C_{d0})x^n \\ \alpha(x) &= \alpha_0 - (\alpha_0 - \alpha_1)x \\ \omega_0(x) &= \omega_{00} + (\omega_{01} - \omega_{00})x \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(8)$$

上式において、各定数の添字 0 は $x=0$ における値、添字 1 は $x=1$ における値を示している。また、式(7)第 1 式の右辺第 1 項中の $T_1 - T_c$ が式(2)の T_0 に対応している。得られた各係数と定数の値を Table 2 に示す。Fig. 9, 10 内の実線は Table 2 の値を式(7), (8)に代入して得られた結果であるが、実験結果と大体良く一致している。ただし、Fig. 4 に示したように、 T_1 を x によら

ず一定としたため、モータ A の x の小さい場合には、数式モデルと実験結果とのずれが低速域で大きくなった。また、本論文中には示していないが、同じ理由により、モータ B の場合の $x=1$ の低圧域で、特に起動時に数式モデルと実験結果との差が大きくなった。

5. 結 言

本研究により、可変容量形アキシャルピストンモータの摩擦トルク特性に及ぼす押しのけ容積比の影響を明らかにすることができた。また、定容量形油圧モータの摩擦トルク特性の数式モデルを若干修正した形の数式モデルを考え、数式モデルに含まれる諸係数および定数を押しのけ容積比の単純な関数として表すことにより、実際の摩擦トルク特性を大体良好に表現できることを示した。なお、本報では検討しなかったが、モータ出口圧力の影響についても明らかにすることが必要である。

Fig. 9(a) Stribeck curves of Motor A at different displacement ratios

Fig. 10(a) Stribeck curves of Motor B at different displacement ratios

Fig. 9(b) Stribeck curves of Motor A at different inlet pressures

Fig. 10(b) Stribeck curves of Motor B at different inlet pressures

Fig. 11 Changes of ω_0 and α with x

参 考 文 献

- 1) 日比・市川・山村, 機論, 41—346 (昭50), 1863.
- 2) 日比・市川, 機論, 42—356 (昭51), 1167.
- 3) 日比・市川・木川, 機論, 43—368 (昭52), 1440.
- 4) 崔・日比・市川, 昭和56年秋期油空圧講演会講演論文集, 45.

Table 2 Values of coefficients and constants in eqs. (7) and (8)

	Motor A	Motor B
C_p	0.095	0.050
C_f	0.170	0.140
C_{d0} ($\times 10^8$)	0.70	0.82
C_{d1} ($\times 10^8$)	2.65	1.53
n	2.3	1
C_f'	0.024	0.038
T_1 (Nm)	3.50	6.35
T_c (Nm)	0.05	0.05
ω_{00} (rad/s)	0.206	0.086
ω_{01} (rad/s)	0.293	0.326
α_0	0.62	1.92
α_1	0.62	0.88

- 5) Renvert, P. and Weiler, W., Proc. 6th Int. Fluid Power Symp., Paper A2, (1981), 19.
- 6) 岸本・日比・市川, 昭和58年春期油空圧講演会講演論文集, 25.
- 7) 日比・市川, 機論, 42—361 (昭51), 2803.
- 8) Schlösser, W.M.J., Ölhydraulik und Pneumatik, 5-4 (1961), 122.
- 9) Tohma, J., Ölhydraulik und Pneumatik, 14-6 (1970), 233.
- 10) 柳田・日比・市川, 機論 (B), 52—476 (昭61), 1657.