スプール弁に作用する流体力の解析*

(第1報, 弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性)

近藤 靖裕^{*1}, 鈴木 秀之^{*2}, 稲垣 昌英^{*1}
吉田 一徳^{*1}, 伊藤 基之^{*3}

Analysis of Flow Forces Acting on a Spool Valve

(1st Report, Non-Uniformity of Flow Pattern and Momentum Flux in the Azimuthal Direction)

Yasuhiro KONDOH^{*4}, Hideyuki SUZUKI, Masahide INAGAKI,
Kazunori YOSHIDA and Motoyuki ITOH

^{*4} Toyota Central R & D Labs., Inc., Nagakute, Aichi, 480-1192, Japan

Numerical simulations of three dimensional flow in a spool valve have been made to investigate the flow force acting on the spool. The spool valve adopted here was practical hydraulic type having non-axisymmetrical flow paths with inlet and outlet ports located near the valve orifice. The flow field around the valve orifice was numerically simulated by a quasi-direct simulation based on the finite volume method using a co-location grid. The flow patterns around the spool such as jet angle, reattachment point of jet and vortices generated downstream the valve orifice were found to be non-axisymmetric. The distribution of momentum flux in the azimuthal direction at the valve orifice was strongly influenced by the flow separations at the edge of inlet port and the surface of spool. The non-uniformity of the distribution became mitigative with decreasing the spool stroke.

Key Words: Computational Fluid Dynamics, Spool Valve, Flow Force, Flow Pattern, Momentum Flux

1. 緒 言

油圧機器の流量および圧力制御弁には、スプール弁が広く用いられている。スプール弁内を流体が通過する際にはベルヌーイ力に代表される種々な流体力が可動部であるスプールに作用する。この流体力は弁の振動、スプールの動作および制御精度に影響を及ぼすことから、弁設計の際には流体力の考慮、すなわち流体力の低減あるいは正確な予測が必要である。

スプールに作用する流体力は、一般に軸方向成分である軸力と半径方向成分である横力とに分けて取扱われており、弁の流路形状が軸対称もしくはスプールまわり流れが軸対称とみなすことができ、かつ偏心がない場合には軸力のみが問題となる。従来の研究の多くはこの軸力を対象としており、弁内流れを二次元あるいは軸対称として扱っている^{(1)~(6)}。しかしながら通常の油圧機器に使用される際には、スペースや回路配

置の制約から流入・流出ポートとボデー内径部の接続部が絞りに近い位置に配置されることも多い。この場合、弁内流れは三次元的となり、スプール表面における圧力分布が周方向に不均一になるためにスプールに横力が生じ、偏心やしゅう動部の摩擦力が発生する。また、軸力に関しても軸対称の場合とはその発生状況が異なるものと予想される。現在のところ実際の弁にみられる三次元流れと流体力を対象とした研究例は少なく^{(7)~(9)}、実用上重要にもかかわらず、ごく限られた範囲の知見が得られているにすぎない。

本研究は通常の油圧機器でみられる流路形状が非対称なスプール弁の流体力学的特性を明らかにすることを目的としている。複雑な弁内流れの把握手法としては数値解析が有効と考え、本報では、まず数値解析手法の妥当性を評価するため、高精度な軸力計測装置を製作して計測を行い、計算と比較する。その後、軸力の発生状況を明らかにするために弁室の流入側および流出側を絞った状況において弁内の流れを解析し、流れパターンと絞りにおける運動量流束の周方向の非一様性、ならびに弁開度とこれらの特性との関連性を調べる。

* 原稿受付 1999年3月18日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所 (〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41-1)。

^{*2} (株)豊田中央研究所。

^{*3} 正員, 名古屋工業大学 (〒466-8555 名古屋市昭和区御器所町)。

E-mail: ykondoh@fldlab.tytlabs.co.jp

2. おもな記号

- A : 開口面積 $= \pi DS$
 C_v : 流量係数 $= Q/(\sqrt{2\Delta p/\rho})$
 D : スプールの直径
 F_x : スプールに作用する流体力の x 方向(軸方向)成分: 軸力
 p : 圧力
 Q : 流量
 Re : レイノルズ数 $= Q/\nu\pi D$
 r, θ : 半径および周方向角度
 S : 弁開度
 t : 時間
 V_x, V_r, V_θ : x, r, θ 方向の速度成分
 V_s : 絞りにおける平均速度 $= Q/A$
 x, y, z : Cartesian 座標系
 Δp : 流入ポートと流出ポートの差圧 $= p_1 - p_2$
 ν : 流体の動粘度
 ρ : 流体の密度
 ϕ_1, ϕ_2 : 噴流の流入角, 流出角
 添字
 *: 無次元量
 $1, 2$: 流入側, 流出側

3. 方 法

3.1 弁の構成 図1に対象としたスプール弁を示す。本スプール弁では、内部に2箇所の絞りが存在し、おのおのの弁開度 S_1, S_2 は以下の関係にある。

$$S_2 = 10 - S_1 [\text{mm}] \dots\dots\dots (1)$$

この弁開度を調節することにより、流れ場としては弁室の流入側を絞った状態 ($S_1 \leq 5 \text{ mm}$), もしくは弁室の流出側を絞った状態 ($S_2 \leq 5 \text{ mm}$) となる。本報では開口面積 $A (= \pi DS)$, 絞りにおける平均速度 $V_s (= Q/A)$ 等を用いる場合、小さいほうの弁開度 S を用いることにする。この場合、各量には添字 i をつけて

Fig.1 Geometry of test spool valve

A_i, V_{si} 等と表記し, $i=1$ の場合は流入側を, $i=2$ の場合は流出側を表すものとする。

スプールの形状に関しては, ランドに軸力を補償するためのバケットを設けないシンプルな形状とし, 流入・流出ポートの断面形状はいずれも正方形とした。

3.2 計算方法 弁内流れは絞りにおいて噴流となり, レイノルズ数 ($= Q/\nu\pi D$) が 10^1 のオーダーにおいて層流から乱流へと遷移することが知られている⁽¹⁰⁾。しかしながら本研究で対象とするレイノルズ数 (10^2 のオーダー) で, かつ遷移をも扱える適切な乱流モデルが十分検討されていないため, 本研究では高次風上差分による擬似直接解法⁽¹¹⁾を採用する。

支配方程式は, 三次元, 非定常, 非圧縮粘性流れを記述する Navier-Stokes 方程式,

$$\frac{\partial \mathbf{V}^*}{\partial t^*} + \nabla \cdot (\mathbf{V}^* \mathbf{V}^*) = -\nabla p^* + \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{V}^* \dots (2)$$

および連続の式,

$$\nabla \cdot \mathbf{V}^* = 0 \dots\dots\dots (3)$$

である。ここで各無次元量は次のように定義される。

$$t^* = t V_{s1} / S_1, \mathbf{x}^* = \mathbf{x} / S_1, \mathbf{V}^* = \mathbf{V} / V_{s1} \\ p^* = (p - p_0) / \rho V_{s1}^2, Re = Q / \nu \pi D \dots\dots\dots (4)$$

なお p_0 は流出境界位置における圧力である。

弁内流れの場合, 絞り近傍で物理量が急激に変化するため, 流量が保存しにくい(質量保存則が満たされにくい)傾向がある。内部流れでは流量の保存性が計算精度に大きな影響を及ぼすため, 本研究では流量の保存性が高いコロケーション格子⁽¹²⁾を採用する。支配方程式は一般座標系に変換した後, 有限体積法により離散化する。空間近似については, Navier-Stokes 方程式の対流項に QUICK スキームを用いるが, それ以外には二次中心差分を用いる。また時間積分には Crank-Nicolson 法, 圧力解法には SMAC 法, 連立一次方程式の求解には SOR 法を用いる。

計算格子に関しては, 弁内の複雑な流路形状に格子を生成することが可能な重合格子法⁽¹³⁾を用いる。重合格子法を用いる場合には計算の手続き上, 物理量の補間が必要となるが, その際に流量誤差が生じる懸念がある。そこで本研究では重合格子点を一致させるとともに, 連立一次方程式の求解の際に補間点の入替えを十分行うことにより補間誤差を最小限に抑制した。

3.3 計算条件 計算領域は対称面片側の流路とし, 図2のように五つの領域に分て格子を生成した。 $S_1 = 1.0 \text{ mm}$ の場合の格子を例として図3に示す。スプールまわりの格子(Grid 2~4)は円筒座標系 (x, r, θ) により生成し(各方向の格子数 N_x, N_r, N_θ), 最小格

Fig. 2 Overall grid system in spool valve

Grid 1	$(N_x \times N_y \times N_z) = 47 \times 27 \times 21 = 26,649$
Grid 2	$(N_x \times N_r \times N_\theta) = 47 \times 25 \times 72 = 84,600$
Grid 3	$(N_x \times N_r \times N_\theta) = 104 \times 33 \times 72 = 247,104$
Grid 4	$(N_x \times N_r \times N_\theta) = 31 \times 25 \times 72 = 55,800$
Grid 5	$(N_x \times N_y \times N_z) = 31 \times 40 \times 16 = 19,849$

Fig. 3 Computational grid for $S_1=1.0$ mm

子間隔を $\Delta x_1^* (=x/S_1) = \Delta r_1^* (=r/S_1) = 5 \times 10^{-2}$, $\Delta \theta = 0.3^\circ$ とした。流入ポート (Grid 1) と流出ポート (Grid 5) については, y - z 平面では一般座標系により壁面で格子が直交するように格子生成し (各方向の格子数 N_y, N_z), この格子をスプールまわりの格子と一致するよう x 方向に積み重ねた。なお, 本報ではスプールとボデーとの半径すきまはないものとした。

境界条件は入口境界で一樣流, 流れ方向の圧力こう配零, 壁面では No Slip, 対称面では対称条件を課した。また出口境界では流れ方向の速度こう配零, 圧力は基準圧の条件を課すが, これらの条件のみでは流量誤差が生じる可能性があるため, さらに流量が保存するように速度の補正を行った。

計算には NEC 社の SX 4 を使用し, 表 1 に示す弁開度 S_1, S_2 と流量 Q をパラメータとした。最も計算時間を要した条件は $S_2=0.2$ mm, $Q=20$ l/min ($Re=214$) の場合であり, 時間刻み $\Delta t_2^* (=lV_{S_2}/S_2) = 1.5 \times 10^{-1}$ で 70 000 Step 計算して 15 h (5 CPU 使用) を要した。

流量の保存性については, 流れ方向の各断面における瞬間流量 Q_j が以下の条件を満足するようにした。

$$\epsilon = |Q_j - Q_{IN}| / Q_{IN} \leq 10^{-2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

Table 1 Computational conditions

Q (ℓ/min)	10, 20, 30, 40
$S_1(S_2)$ (mm)	0.2, 0.5, 1, 2, 5 (0.2, 0.5, 1, 2)
Re	107, 214, 321, 428

Fig. 4 Experimental apparatus

ここで Q_{IN} は流入流量である。本計算ではこの条件を満足するように連立一次方程式の反復回数および補間点の入替え回数を調整した。実際の計算における流量誤差 ϵ は $10^{-3} \sim 10^{-4}$ のオーダーになっている。

3・4 実験方法 図 4 に軸力計測装置を示す。本装置ではポンプから流量制御弁を介してスプール弁の流入ポートに油を供給し, 流出ポートから油をタンクに戻す構成とした。弁の上流側には脈動を除去するためのアキュムレータと整流用のハニカムを配置した。また弁の下流側には可変絞りを配置し, 弁内の圧力が空気分離圧より高くなるように絞り量を調整した。

軸力の計測はスプールの両端にロードセルを配置し, あらかじめロードセルに定格荷重の半分のプリロードをかけておき, 各ロードセルで計測される荷重の差を求める方法によった。計測誤差となるボデーとスプールのしゅう動部における摩擦に関しては, ランド部 A に静圧軸受を設けることにより, ボデーとスプール間の固体接触が生じないようにした。静圧軸受のパッドは周方向に 4 箇所 (90° おき) 配置し, そこに 1 MPa の圧力を供給した。一方, ランド部 B については, 8 N の横力によりスプールが変形しても接触しないように平均半径すきまを $19 \mu\text{m}$ とした。さらにすきまの流れによる横力を低減するため, ランド部 B のスプール表面には片側四条の溝を設けた。

作動油は ISO VG 32 の鉱物油を用い, 計測時の温度 (40°C) における密度 ρ と動粘度 ν はそれぞれ 850 kg/m^3 , $3.1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ である。また流量および圧力の計測にはそれぞれタービン流量計と半導体圧力計を

使用した。

4. 結 果

4・1 計算精度の検証 本計算の妥当性を確認するために計算結果に対する格子依存性を調べた。評価には3種類の格子(格子点数200 000, 400 000, 600 000)を用い, $S_1, S_2=0.5$ mmの場合について軸力と流れパターンを比較した。その結果によれば, 軸力については $S_1=0.5$ mmの場合に若干の差が認められたが, $S_2=0.5$ mmの場合には差はなかった。一方, 流れパターンに関しては両者の場合ともほとんど差異は認められなかった。以上の結果を踏まえ, $S_1=0.2, 0.5$ mmの場合については600 000点の格子を用い, それ以外は400 000点の格子を用いることにした。

本計算の計算精度を検証するために, 計算で求めた軸力 F_x および流量係数 $C_v [=Q/(A\sqrt{2\Delta p/\rho})]$ を実験値と比較する。ここで差圧 $\Delta p (=p_1 - p_2)$ は図1に示した位置での圧力差である。弁開度を変えた場合について両者を比較した結果をそれぞれ図5, 6に示す。図5から, 弁開度 S_1, S_2 が非常に小さい場合, 計算と実験の軸力に若干の差が認められるが, 計算はほぼ良好な精度で軸力を予測していることがわかる。また図6の流量係数 C_v についても計算と実験はほぼ一致している。

以上の結果から, 本計算は流れ現象をほぼ正確にとらえていると考えられるので, 以後, 計算結果($Re=214$ の結果)を用いて考察を進める。

4・2 弁内流れのパターン 弁内の三次元流れの典型的な例として, $S_1, S_2=0.5$ mmの場合の流れパターンをそれぞれ図7, 8に示す。図7, 8中の速度分布は時間平均したものであり, $r-\theta$ 断面および $x-r$ 断面の速度ベクトルを表示している。図7, 8において $x-r$ 断面は $r-\theta$ 断面の2倍の大きさで示しており, 速度ベクトルのスケールは各図の表中に示してある。

図7の $S_1=0.5$ mmの場合, $r-\theta$ 断面のA-A断面では, 流れは流入ポートのエッジではなく離れた後[図7(a)中①領域], スプールの背後に回り込む際にスプール表面でもはく離している[図7(a)中②領域]。B-B断面の絞りでは, $40^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$ および $130^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$ 付近の領域において周方向の速度成分が大きくなっており, その噴流は軸心のやや下に向かって流入している。C-C断面のスプール表面に衝突した噴流は周方向($\theta=0^\circ$ 方向)に転向しており, $\theta=30^\circ$ 付近のスプール表面近傍には渦が形成されている。またD

Fig. 5 Axial flow force F_x with S_i

Fig. 6 Flow coefficient C_v with S_i

D断面では流出ポートに向かって回り込む流れが認められる。一方, $x-r$ 断面では弁室内に流入した噴流はスプール表面[図7(e)中△印]に衝突するパターンを呈しており, 各 $x-r$ 断面の衝突流れのパターンはいずれの角度においてもほぼ同一である。

図8に示す $S_2=0.5$ mmの場合, $r-\theta$ 断面のA-A, B-B断面の流れは流入ポートのエッジ[図8(b)中③領域]およびスプール表面[図8(b)中④領域]ではく離し, 渦が形成されている。これらの渦は, 図7に示す $S_1=0.5$ mmの場合の同一断面の渦に比べて明確な構造となっている。しかしながら絞りを通るC-C断面では, A-A, B-B断面でみられる渦は消滅し, 絞りにおける流れは放射状に流出している。またD-

 Fig. 7 Velocity vectors in r - θ and x - r planes for $S_1=0.5$ mm and $Re=214$

 Fig. 8 Velocity vectors in r - θ and x - r planes for $S_2=0.5$ mm and $Re=214$

D断面の流れはボデー側に沿って流出ポート側へ回り込み、流出ポートへ流れ込む際に大きく転向している。一方、 $x-r$ 断面のE-E, F-F, G-G断面では、弁室から流出した噴流はボデー側に衝突[図8(e)中▽印]した後、スプール側にも再度衝突[図8(e)中△印]している。しかしながら流出ポートがあるH-H断面では、噴流は流出直後に壁面に付着しており、スプール表面[図8(h)中▽印]からやや離れた位置を中心とする放射状吹き出し流れのパターンが認められる。この吹き出し流れのパターンは、流出ポートではボデー壁面がないためにE-E断面等で形成される渦が崩壊してできたものであり、各 $x-r$ 断面の絞りから流出した流れが渦を形成しながら流出ポート側に回り込むため、吹き出し流れの速度は非常に大きい。この流れは絞り直後で噴流に衝突しているため、噴流の付着パターンに影響を及ぼすものと考えられる。

次に弁開度に対する流れパターンの変化について述べる。弁室の流入側を絞った場合については、弁開度が最も小さい $S_1=0.2\text{ mm}$ の場合に他の弁開度と差が認められる。図9に示す $S_1=0.2\text{ mm}$ の場合の流れパターンをみると、本計算では噴流がスプール端面に付着する現象がとらえられている。本弁の幾何学的な条件($S_1/H=1/20$, H は図1参照)では噴流が端面に付着すると報告されているが⁽¹⁴⁾、付着の様相が周方向において異なっている。すなわち、流入ポート側の $\theta=180, 90^\circ$ ($x-r$ 断面)では噴流は端面に付着しているが、反対側の $\theta=0, 21^\circ$ では噴流は端面に付着していない。また $\theta=0^\circ$ の噴流はスプール表面にすら衝突しない。これは図9(e)の $r=\theta$ 断面でみられるように噴流がスプールの周方向($\theta=0^\circ$ 方向)に回り込み、 $\theta=0^\circ$ 付近で軸方向に流出するためと考えられ

Fig. 9 Velocity vectors for $S_1=0.2\text{ mm}$ and $Re=214$

る。一方、弁室の流出側を絞った場合について比較した結果、弁開度が小さいほど噴流の付着点までの距離が短くなるが、流れパターンに大きな変化は認められなかった。

このように弁内は複雑な三次元流れとなっており、以降に軸力との関係に着目してその詳細を検討する。

4.3 絞りにおける速度分布 ここではスプールに作用する軸力と関係する絞りにおける局所的な速度分布と弁内流れの関係を考察する。絞りにおける局所的な速度分布 $V_x^*(=V_x/V_{Si})$, $V_r^*(=V_r/V_{Si})$ を図10に示す。ここで図10中の x_1 , x_2 は図11に示す軸方向の座標である。なお、弁開度は異なるが流れパターンは同一であるため、その説明の際には図7, 8を用いる。

$S_1=1.0\text{ mm}$ の V_x^* は $\theta=180^\circ$, $x_1/S_1=0.2$ 付近で最大値をとり、 $\theta=130, 30, 15^\circ$ 付近で V_x^* の小さな領域が x_1/S_1 の比較的小さいところまで広がっている。一方、 $|V_r^*|$ (この場合の V_r^* はすべて負であるため、絶対値で評価する) は $\theta=180^\circ$ 付近で最大値の領域が広く、 $\theta=130^\circ$ 付近でいったん小さくなった後、 $\theta=30,$

Fig. 10 Distribution of velocity components V_x^* , V_r^* for $S_i=1.0\text{ mm}$ and $Re=214$

Fig. 11 Control volume

Fig. 12 Velocity vectors in x - θ plane at $r=9.5$ mm for $S_1=1.0$ mm and $Re=214$

15°付近で $|V_r^*|$ の大きな領域が x_1/S_1 の比較的小さなところまで広がっている。 $\theta=180^\circ$ 付近の $V_x^*, |V_r^*|$ の分布については、流入ポートの影響で流れが集中するためと考えられるが、 $\theta=130^\circ, 30^\circ$ 付近の分布は次に述べるような流入ポート近傍の流れパターンによるものと考えられる。

図12に流入ポート近傍の $r=9.5$ mmにおける x - θ 面の速度分布($x=0, 10$ mmがボデーの壁)を示す。図12をみると、 $\theta=130^\circ$ 付近では流入ポートのエッジ部($\theta=153^\circ$)のはく離(図7中①領域)に起因する渦が形成されている。この渦の影響を受けて $\theta=130^\circ$ 付近の流れはよどむため、この付近の V_x^* は小さくなる。またこの渦の影響を受けて図7のB-B断面の $\theta=110^\circ$ 付近のボデー近傍では吹出すような流れパターンとなっている。次に、 $\theta=30^\circ$ 付近ではスプール表面ではなく離(図7中②領域)の影響と考えられる流れの衝突が生じており、この衝突の影響で V_x^* は小さくなる。 x - θ 面の流れの衝突により流れが半径方向(負の方向)に転向するため、図7のB-B断面の $\theta=30^\circ$ 付近では、流れが衝突して絞りに流入するパターンとなり、 $|V_r^*|$ が大きくなると考えられる。

図10の $S_2=1.0$ mmの V_x^* は $\theta=0^\circ$ 、 $x_2/S_2=0.2$ 付近で最大値をとり、 V_r^* は $\theta=10^\circ$ 、 $x_2/S_2=0.8$ 付近に最大値がある。これは主として流出ポートの影響で流れが集中するためであるが、流入ポートの影響も考えられる。すなわち図8の r - θ 断面の流れをみると、A-A、B-B断面では弁室に流入した流れはスプールの背面に回り込んでいるため、これによりスプールの背面である $\theta=0^\circ$ 付近に流れが集中すると考えられる。また V_r^* の最大値が中心線($\theta=0^\circ$)からわずかにずれているのは、B-B断面でみられるスプール背面ではなく離渦(図8中④領域)の影響を受けているものと

Fig. 13 Inlet jet angle $\bar{\phi}_1$ with S_1 and outlet jet angle $\bar{\phi}_2$ with S_2 for $Re=214$

考えられる。

4.4 噴流の流入角と流出角 噴流の平均流入角と流出角を調べるために図11のようにスプールまわりにControl Volumeをとり、時間平均した速度分布を用いて以下に示す絞りにおける流れの運動量の x 方向および r 方向成分を算出する。

$$\begin{aligned}\rho Q V_{mi} \cos(\bar{\phi}_i) &= \rho \int_{A_i} V_x V_r dA_i \\ \rho Q V_{mi} \sin(\bar{\phi}_i) &= \rho \int_{A_i} V_r^2 dA_i \quad \dots\dots\dots (6)\end{aligned}$$

この運動量から絞りにおいて空間的に平均化した流入角 $\bar{\phi}_1$ 、流出角 $\bar{\phi}_2$ を以下のように定義する⁽⁶⁾。

$$\tan(\bar{\phi}_i) = \int_{A_i} V_r^2 dA_i / \int_{A_i} V_x V_r dA_i \quad \dots\dots\dots (7)$$

弁開度に対する $\bar{\phi}_1, \bar{\phi}_2$ の変化をMises⁽¹⁵⁾のポテンシャル流れとして扱って算出した理論値とともに図13に示す。 $\bar{\phi}_1, \bar{\phi}_2$ は弁開度に対して単調に変化し、弁開度が小さくなるほどその絶対値は大きくなり、Misesの理論値 69° に近づく。弁開度に対する噴流角の変化は $\bar{\phi}_2$ のほうが大きい。また $S_1=0.5$ mmと $S_1=0.2$ mmの場合との $\bar{\phi}_1$ に大きな変化がみられないのは、図9で示した噴流のスプール端面への付着が絞りにおける速度分布に大きな影響を及ぼさないことを意味している。

4.5 流入、流出運動量流束の周方向分布 周方向の軸力発生状況を調べるために流入、流出運動量流束の x 方向および r 方向成分 M_x, M_r 、ならびに流入角 ϕ_1 と流出角 ϕ_2 を評価する。各量は以下の式で定義した。

$$\begin{aligned}M_{xi} &= \int_0^1 V_x^* V_r^* dx_i^*, M_{ri} = \int_0^1 V_r^{*2} dx_i^* \\ \tan(\phi_i) &= M_{ri}/M_{xi}, x_i^* = x_i/S_i \quad \dots\dots\dots (8)\end{aligned}$$

ここで x_i は図11に示す軸方向の座標である。上記の運動量、流入角および流出角の分布を図14, 15に示す。

図14に示す $S_1=1.0$ mmの場合を例に流入側を絞った場合の M_{x1} の周方向分布をみると、 M_{x1} は流入ポ

Fig. 14 Distribution of momentum flux M_{x1} , M_{r1} and jet angle ϕ_1 at $Re=214$ for various values of S_1

Fig. 15 Distribution of momentum flux M_{x2} , M_{r2} and jet angle ϕ_2 at $Re=214$ for various values of S_2

ートが存在する $\theta=180^\circ$ で最大値をとり, θ が $130, 30, 15^\circ$ 付近で極小値をとる. M_{r1} については, $\theta=180^\circ$ で最小値をとり, θ が 130° 付近で極大値, θ が $30, 15^\circ$ 付近で極小値をとる. また, ϕ_1 は θ が $130, 30, 15^\circ$ 付近で極小値をとる. M_{x1} , M_{r1} についての以上の傾向は, 絞りにおける速度分布の結果に一致している.

一方, 図 15 に示す $S_2=1.0$ mm の場合を例に流出側を絞った場合の M_{x2} , M_{r2} の周方向分布をみると, M_{x2} , M_{r2} はいずれも流出ポートが存在する $\theta=15^\circ$ 付近で最大値をとり, その後, θ が大きくなるほどほぼ単調に減少する. これらの分布は $\theta=0^\circ$ 付近で最も変化が大きい. このような M_{x2} , M_{r2} の周方向分布は, 4・3 節の速度分布で述べたようにスプール表面ではなく離渦の影響を強く受けている. また ϕ_2 については, θ が大きくなるほど増大する傾向があるが, $30^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 付近でいったん減少する.

弁開度に対する M_x , M_r の周方向分布の変化に関しては, 弁開度 S_1 , S_2 が小さくなるほど分布が均一化する傾向が認められる. これは, 弁開度が小さくなるほど絞りでの流動抵抗が大きくなり, 流入・流出ポートの影響が相対的に小さくなるためである.

5. 結 言

通常の油圧機器でみられる流路形状が非対称なスプール弁内の三次元流れを解析し, 以下の結論を得た.

(1) 弁開度に対する流れパターンの変化に関しては, 弁室の流入側を絞った場合には絞りにおける噴流の衝突パターン等に変化が認められたが, 弁室の流出側を絞った場合には変化は認められなかった.

(2) 弁室の流入側を絞った場合における流入運動量流束の周方向分布は, 流入ポートのエッジとスプール表面ではなく離渦の影響を受ける.

(3) 弁室の流出側を絞った場合における流出運動量流束の周方向分布は, スプール表面ではなく離渦の影響を強く受ける.

(4) 弁開度に対する運動量流束の周方向分布の変化に関しては, 弁開度が小さくなるほど周方向の分布が均一化する.

文 献

- (1) 中野和男・ほか 2 名, 油圧と空気圧, **18**-6(1987), 475-482.
- (2) 築地徹浩・高橋浩爾, 機論, **54**-507, B(1988), 3076-3081.
- (3) 佐藤信治・ほか 3 名, 昭和 63 年春季油空圧講演会講演論文集, (1988), 37-40.
- (4) 郭卯應・中野和男, 油圧と空気圧, **20**-6(1989), 546-552.
- (5) 上野久儀・ほか 3 名, 平成 6 年秋季油空圧講演会講演論

- 文集, (1994), 9-12.
- (6) 早瀬敏幸・ほか2名, 機論, **61**-584, (1995), 1382-1388.
- (7) 築地徹浩・ほか3名, 流れの可視化, **7**-26(1987), 335-338.
- (8) 小林敏雄・住田隆, 生産研究, **43**-1(1991), 65-68.
- (9) 菊池和重・山口隆平, 機論, **64**-627, B(1998), 3558-3564.
- (10) 秋山信幸・阿武芳朗, 機論, **36**-286(1970), 966-973.
- (11) Kawamura, T. and Kuwahara, K., *AIAA Paper*, 84-0340(1984), 9-12.
- (12) 稲垣昌英・堀之内成明, 第10回数値流体力学シンポジウム講論集, (1996), 410-411.
- (13) Horinouchi, N., ほか3名, *SAE Paper*, No. 950628 (1995).
- (14) 福島敏彦, 油圧と空気圧, **5**-3(1974), 127-133.
- (15) von Mises, R, *VDI-Z*, **61**-216(1917), 447-451.
-