

スプール弁に作用する流体力に関する研究

2002年

近藤 靖裕

目次

主な記号	v
1 緒論	1
1.1 まえがき	1
1.2 従来の研究	4
1.2.1 スプールに作用する軸力	4
1.2.2 スプールに作用する横力	6
1.3 本研究の目的	8
1.4 本研究の概要	9
2 数値計算手法および実験方法	11
2.1 緒言	11
2.2 弁の構成	11
2.3 数値計算手法	12
2.3.1 基礎方程式	12
2.3.2 数値スキーム	13
2.3.3 計算アルゴリズム	14
2.3.4 計算条件	15
2.4 実験方法	17
2.4.1 軸力計測手法	17
2.4.2 流れの可視化および圧力計測	20
2.5 結言	24
3 弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性	25
3.1 緒言	25
3.2 計算手法の妥当性検討	25
3.3 弁内流れのパターン	30
3.4 絞りにおける速度分布	34

3.5	噴流の流入角と流出角	37
3.6	流入，流出運動量流束の周方向分布	38
3.7	結 言	41
4	弁内流れにより作用する横力	43
4.1	緒 言	43
4.2	スプールに作用する横力	43
4.3	流入絞りの場合における横力の作用メカニズム	45
4.3.1	単位横力の軸方向分布	45
4.3.2	単位横力と流れパターンの関係	47
4.4	流出絞りの場合における横力の作用メカニズム	55
4.4.1	単位横力の軸方向分布	55
4.4.2	単位横力と流れパターンの関係	56
4.5	結 言	62
5	弁の諸元が横力に及ぼす影響	63
5.1	緒 言	63
5.2	弁開度の影響	63
5.2.1	スプールに作用する横力	63
5.2.2	横力が作用するメカニズム	63
5.3	ボディ内径 B の影響	69
5.4	スプール大径 D の影響	69
5.5	ボディ軸長 L の影響	73
5.6	ポート幅 W の影響	76
5.7	スプール小径 d の影響	80
5.8	横力の低減方法	81
5.9	結 言	84
6	結 論	85

参考文献	89
謝 辞	95
A 弁内流れが隙間流れに及ぼす影響	97
A.1 スプールに作用するモーメント	97
A.2 軸隙間の境界における圧力分布	102
B 弁の諸元が軸力および隙間流れへ及ぼす影響	105
B.1 弁の諸元が軸力へ及ぼす影響	105
B.2 弁の諸元が軸隙間の境界における圧力分布へ及ぼす影響	105

主な記号

A_S : 絞りにおける開口面積 $= \pi DS$

B : ボディ内径

C_V : 流量係数 $= Q/(A_S \sqrt{2\Delta p/\rho})$

D : スプール大径部の直径

d : スプール小径部の直径

F_X : 流体力の x 方向 (軸方向) 成分 : 軸力

F_Y : 流体力の y 方向成分 : 横力

f_y : 軸方向単位長さ当たりの横力 : 単位横力

H : バケット深さ $= (B - D)/2$

L : ボディ軸長

L_S : スプール軸長

M_r : r 方向の運動量流束

M_x : x 方向の運動量流束

p : 圧力

Q : 流量

Re : レイノルズ数 $= Q/\nu\pi D$

r, θ, x : 円筒座標系

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 : 絞りにおける噴流の半径方向平均速度 $= Q/A_S$

V_m : 絞りにおける噴流の速度

W : ポート幅

x, y, z : Cartesian 座標系

Δp : 流入ポートと流出ポートの差圧 $= p_1 - p_2$

μ : 流体の粘度

ν : 流体の動粘度

ρ : 流体の密度

ϕ : 噴流角

添字

- : 空間平均値

* : 無次元量

0 : 基準値

1,2 : 流入側, 流出側

第 1 章 緒 論

1.1 まえがき

油圧制御弁は、油圧回路において油の圧力、流量および流れの方向を制御することにより、油圧モータやアクチュエータ等の速度、力、位置および方向等を制御する機器である。油圧制御弁は流体の通る流路面積を小さくし、流体を絞ることによって流体の圧力を降下させ、その結果、弁を通過する流体の圧力および流量を制御する。ただし、切換弁のように方向制御弁として用いられる場合にはその切換動作によって流れの方向を変化させる。いずれの場合においても油圧制御弁は、弁を操作するために必要な動力が制御している流体の動力に比べて小さく、油の流れを制御しやすいため、油圧機器に広く用いられている。

本研究で対象とするスプール弁はスライド形油圧制御弁の1種であり、スプールと呼ばれる段付きのくし形棒がその軸方向に移動して内部を通過する油の流路を閉鎖するものである。圧力制御弁として用いられる場合の構造例として図1-1に示したスプール弁では、油は図1-1中 印で示したスプールとボディ間で絞られる。弁の作動原理の詳細は後述するが、弁開度の変化とともに絞りの程度が変化することにより、二次側(出口側)の圧力 P_2 が調整される。

近年、自動車用油圧機器においては、4輪の制動力を制御するブレーキシステムや無段

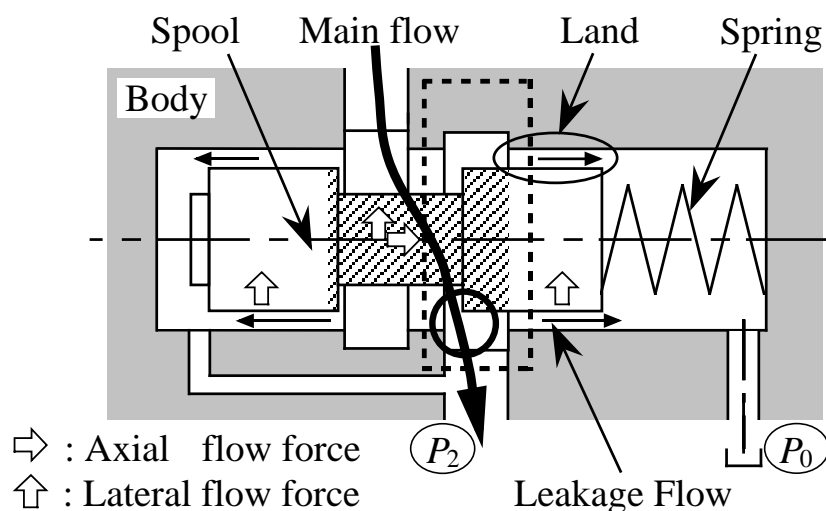


Fig 1-1 Spool valve with static pressure balance

変速機のように、その制御が高度化、複雑化したシステムが開発されてきている。このような機器では力や位置の制御精度、応答性の向上が強く求められている。これらを達成するため、スプール弁においては流量や圧力の正確な制御と、スムーズな弁の動作が必要となるが、これらの要求を妨げる要因の1つに、弁の内部を流体が通過する際にスプールに作用する流体力がある。流体力は、通常、図1-1に示すように軸方向成分の軸力と半径方向成分の横力に分けて取り扱われている。

軸力は図1-1中に斜線で示したスプール表面において作用し、絞り近傍における圧力が低下することにより、流入ポート側と流出ポート側のスプール端面に作用する力の平衡が破れて作用する力である。軸力は流量や圧力の制御に対して外乱として作用し、その制御精度を悪化させる。すなわち、図1-1に示す圧力制御弁の場合、二次圧力 P_2 は以下のようなスプールに作用する力の釣り合いによって制御される。

$$P_2 A_D = P_0 A_D + F' + (-F_X \pm \mu' F_Y) \dots\dots\dots (1-1)$$

ここで、 P_0 は大気圧、 A_D はスプール大径部の断面積、 F' はバネ力、 μ' は摩擦係数である。通常的设计で零と見積もる式(1-1)の右辺第3項の軸力 F_X が作用すると、二次圧力 P_2 はその軸力分だけ目標値(設計値)からずれ、制御誤差を生じることになる。

また、軸力は絞りを流出入する流体の運動量変化によって評価できることが知られている。図1-2に示すスプール弁において斜線で示すように Control Volume をとり、これに運動量理論を適用する。図1-2(a)に示す弁室の流入側を絞った状態(以後、流入絞り)と図1-2(b)に示す弁室の流出側を絞った状態(以後、流出絞り)の軸力は、それぞれ近似的に次のようになる。

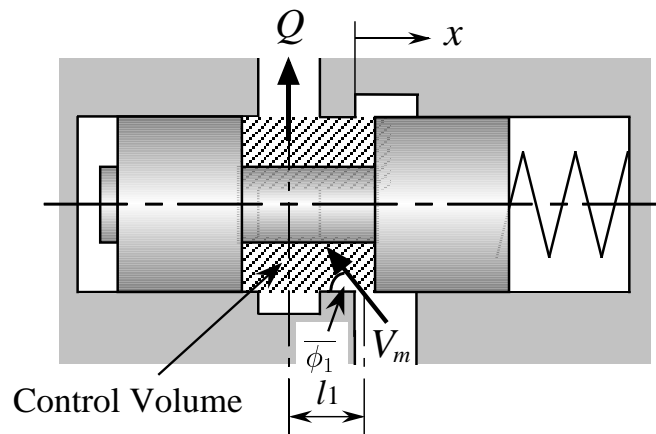
< 流入絞りの場合 >

$$F_X = -\rho V_m Q \cos \bar{\phi}_1 + \rho l_1 \frac{dQ}{dt} - m_f \frac{d^2 x}{dt^2} \dots\dots\dots (1-2)$$

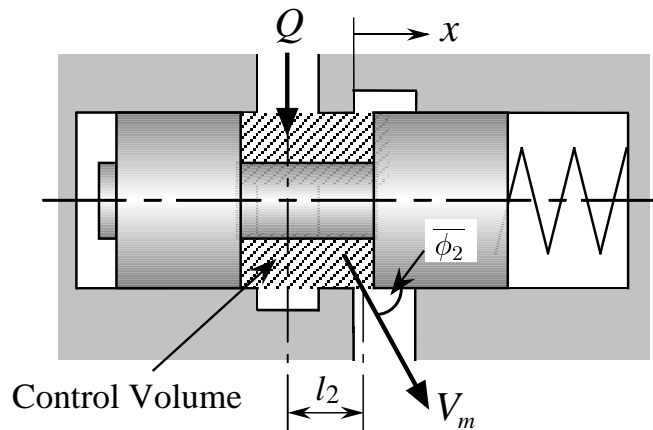
< 流出絞りの場合 >

$$F_X = -\rho V_m Q \cos \bar{\phi}_2 - \rho l_2 \frac{dQ}{dt} - m_f \frac{d^2 x}{dt^2} \dots\dots\dots (1-3)$$

ここで、 x はスプールの変位、 ρ は流体の密度、 V_m は絞りにおける噴流の速度、 m_f は Control volume における流体の質量、 Q は流量、 $\bar{\phi}_1$ と $\bar{\phi}_2$ はそれぞれ噴流の流入角と流出角、 l_1 と l_2 は減衰長と呼ばれるポートの中心とオリフィスの中心の長さである。



(a) Inflow jet



(b) Outflow jet

Fig 1-2 Axial flow force acting on a spool

式(1-2), (1-3)の右辺第1項が定常軸力 $(-\rho V_m Q \cos \bar{\phi}_1, -\rho V_m Q \cos \bar{\phi}_2)$ であり(以降, 単に軸力と略す), 流れの方向に無関係に弁を閉じる方向に働く. その大きさは, 流量と噴流速度が大きく, 噴流の角度が小さいほど大きくなる. 式(1-2), (1-3)の右辺第2項が非定常軸力 $(\rho l_1 dQ/dt, -\rho l_2 dQ/dt)$ であり, 流れの方向によってその符号が異なる. すなわち, 流出絞りの場合には流量が時間とともに増加する場合に弁を閉じる方向に非定常軸力が作用する. これに反して流入絞りの場合には流量の増加とともに弁を開く方向に非定常軸力が作用するため, スプールの発振の原因となる.

一方、横力は軸力が作用する表面と同一のスプール表面に加えて軸隙間(ランド)にも作用する。スプール表面に作用する横力は弁内流れ(Main flow)により生じるスプール表面の周方向圧力分布の不均一によるものであり、軸隙間に作用する横力は隙間流れ(Leakage flow)により生じる油膜圧力の不均一によるものである。横力はスプールをボディ(弁本体)に押し付けるため、軸隙間の油膜が切れてスプールとボディとの間に固体摩擦を生じさせる。このため、横力は式(1-1)の右辺第4項に示すように軸方向の力に影響し、制御誤差の要因となる。また、固体摩擦は横力に比例するため、横力が増加すると応答遅れや制御特性のヒステリシスの原因となり、最悪の場合にはスプールが作動不能となる、いわゆる流体固着現象(Hydraulic Lock)を引き起こすことがある。

このように流体力はスプール弁の機能に影響を及ぼすため、弁の設計時には流体力の考慮、すなわち流体力の低減が必要となる。この流体力の低減は、前述のような油圧機器における制御性能のさらなる向上の要求に伴い、油圧機器の開発において重要な課題の1つとなっている。

1.2 従来の研究

前節で述べたようにスプールに作用する流体力は油圧機器に大きな影響を及ぼすため、今日までに多くの研究がなされてきている。本節では、スプールに作用する流体力、すなわち軸力⁽¹⁾⁻⁽⁵¹⁾と横力⁽⁵²⁾⁻⁽⁸⁹⁾についての従来の研究を概観し、本研究が意図する背景について説明する。

1.2.1 スプールに作用する軸力

軸力に関しては、軸力に大きな影響を及ぼす絞りにおける噴流の様相が理論解析、実験および数値解析により調べられている。Mises⁽¹⁾は大気中へ流出する定常液噴流をポテンシャル流れと仮定し、等角写像を適用することによって、噴流の幾何学的形状および噴流角が 69° になることを示している。噴流角が 69° になることは築地ら⁽²⁾をはじめ多くの研究により確認されている。築地ら⁽³⁾、半谷⁽⁴⁾らはポテンシャル流れと粘性流れを比較して粘性が及ぼす噴流角および噴流の拡散幅への影響を示し、築地ら⁽⁵⁾は噴流に及ぼす圧縮性の

影響を調べ、Leeら⁽⁶⁾は噴流角が弁開度と軸隙間のクリアランスによって変化することを実験により明らかにしている。福島ら⁽⁷⁾はBlackburnら⁽⁸⁾によって示されたスプール端面に付着する噴流について調べ、弁開度と弁室幅(スプール大径部と小径部の半径差)との比が小さい場合に噴流がスプール端面に付着するために軸力が小さくなることを示し、築地ら⁽⁹⁾は離散渦法を用いた2次元流れ計算により噴流の付着現象を捉えている。上野ら⁽¹⁰⁾、大路ら⁽¹¹⁾は絞りより下流に形成される渦が噴流および軸力に影響を及ぼすことを明らかにし、早瀬ら⁽¹²⁾は圧力差がある臨界値以上では異なる流出角を持つ2つの定常解が存在することを示している。また、津曲ら⁽¹³⁾は軸力とキャピテーション数の関係を調べており、関谷ら⁽¹⁴⁾はボイド率が軸力に与える影響を検討している。

軸力の低減に関する研究は、スプールとボディのバケットに窪みを設けることを提案したLeeら⁽⁶⁾のものが最初であり、中野ら^{(15)–(19)}によって軸力に及ぼすバケット諸元の影響が調べられている。Shiら⁽²⁰⁾はスプール大径部に単純な溝を設けることにより横力を低減し、水野ら⁽²¹⁾は軸力補償バケットによる軸力の低減によりリニアサーボバルブの応答性向上と省エネを実現している。Clark⁽²²⁾はスプール表面に5つの小さな孔(細孔群絞り)を設け、噴流角を制御することにより軸力を低減しているが、田中ら⁽²³⁾は流入絞りと流出絞りの両方の場合に適用できる細孔群絞り形状を提案し、Bratlandら⁽²⁴⁾は弁開度に対する開口面積の変化を考慮した細孔群絞り形状を提案している。佐藤ら⁽²⁵⁾はスプール端面に設けた流路により、高橋ら⁽²⁶⁾、田ら⁽²⁷⁾はスプール端面に窪みを設けることにより軸力を低減し、中田ら⁽²⁸⁾はスプール弁の戻りポート側に一種のノズルフラップを設ける軸力補償法を提案し、朝倉ら⁽²⁹⁾は軸力を低減する3重構造のスプール弁を提案した。また、築地ら⁽³⁰⁾によって逆問題解法を適用して軸力低減形状を求める手法が提案されている。

一方、非定常流体力はLeeら⁽⁶⁾によって非定常軸力を扱う運動量理論が示され、笠井ら⁽³¹⁾、竹中ら⁽³²⁾によって制御弁の制振問題が扱われている。池辺ら^{(33)–(36)}は運動量理論をControl Volumeが動く場合に拡張し、非定常軸力の実測により理論の妥当性を示すとともに、非定常成分は20Hz以上で軸力に影響を与えることを示している。非定常軸力の計測に関しては、弁の変位を固定し、流れに脈動を与える手法が大島ら⁽³⁷⁾によって提案されている。築地^{(38)–(41)}弁が急開放する場合の突発噴流を解析し、高橋ら⁽⁴²⁾、曾篠ら⁽⁴³⁾は弁が往復運動する場合の知見を得ている。橋本ら⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾は軸力と弁開度の間には履歴曲線を伴う

複雑な関係があることを示し、早瀬ら⁽⁴⁶⁾はスプール弁の非定常特性が2つの時定数を用いて表される数学モデルを導出している。

以上で示した従来の研究の多くは、弁内流れを二次元あるいは軸対称として扱っている。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・流出ポートとボディ内径部の接続部が絞りに近い位置に配置されることが多い。この場合、弁内流れは三次元的となり、軸力に関しても二次元あるいは軸対称の場合とはその発生状況が異なるものと推察される。築地ら⁽⁴⁷⁾⁽⁴⁸⁾はタフト法による三次元流れの可視化から、噴流の付着パターンおよび噴流の触れ角(スプールを軸方向から見た場合の噴流の角度)が周方向で異なることを明らかにしているが、軸力に関係する噴流角や流量の周方向分布等の定量的な知見はあまり得られていない。小林ら⁽⁴⁹⁾は乱流モデルを用いてスプール弁内の三次元流れ解析を行い、流入絞りと流出絞りの場合で軸力が異なることを示すとともに、流入ポートと流出ポートの形状が軸力に影響を与えることを明らかにしているが、三次元流れと軸力の関係には言及していない。菊地ら⁽⁵⁰⁾⁽⁵¹⁾は流れの可視化・計測と三次元流れ解析により、弁内の3次元流れ構造を詳細に調べているが、三次元流れと軸力の関係には触れていない。

以上のように実際の油圧機器に採用されることが多い、流路形状が非対称なスプール弁における三次元流れと軸力を対象とした研究例は少なく、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。

1.2.2 スプールに作用する横力

横力に関しては、古くから流体固着現象を引き起こすことから隙間流れによる横力が注目され、これまでに多くの研究がなされている。流体固着現象の問題を最初に扱ったParker⁽⁵²⁾は、流体固着現象はスプールとボディの軸隙間における油膜圧力の周方向の不均一が原因であり、周方向圧力分布の不均一がスプールとボディの軸芯のずれより生じることを示している。Watson⁽⁵³⁾はスプールの幾何学的形状(表面粗さ)およびスプールの傾きが油膜圧力に影響を及ぼすことを示し、Sweeney⁽⁵⁴⁾は圧力を弁に供給する時間と弁の材質が油膜圧力に影響を及ぼすことを明らかにしている。Manhajmら⁽⁵⁵⁾はテーパーを有するスプールについて調べ、広がり流れの場合にはスプールをボディ側に押し付ける方向に、狭まり流

れの場合には軸芯側に戻す方向に横力が作用することを指摘している．Whiteman⁽⁵⁶⁾は高圧時には横力がスプール両端の圧力差に比例して大きくなることを示し，Kamijoら⁽⁵⁷⁾⁽⁵⁸⁾はこの原因が油の粘性の変化であることを報告している．横力の低減に関しては，スプール表面に円周溝を設けることにより油膜圧力の不均一を低減できることがWatson⁽⁵³⁾によって報告されており，Sweeney⁽⁵⁴⁾は横力の低減に対する円周溝の本数の効果について示し，Mannam⁽⁵⁹⁾は円周溝の位置の影響を明らかにしている．また，Blackburn⁽⁶⁰⁾は樽状両円錐型スプールの場合にはモーメントおよび正味の横力が零になることを示している．

Banghamら⁽⁶¹⁾は固体表面場の影響のために液固界面付近のある範囲において液体分子の吸着膜が形成され，その領域では粘度一定とする取り扱いが不可能となると指摘したが，Kamijoら⁽⁶²⁾は軸隙間に形成される液体分子の吸着膜によって分子閉塞が生じ，分子閉塞による油膜圧力の不均一により横力が作用することを報告している．吸着膜の厚さについては，Hardy⁽⁶³⁾は毛細管の場合には吸着膜の厚さが μ オーダ以上であると推察し，Bastowら⁽⁶⁴⁾は数 μ の狭い隙間の流れの場合には1000Å程度であると報告している．上條ら⁽⁶⁵⁾⁽⁶⁶⁾は0.1 μ の狭い隙間の流れを対象に吸着膜の厚さと分子閉塞の関係を調べ，吸着膜の厚さが100Å以下である比較的短い分子が分子間に強い相互作用をもたない液体，いわゆる正規液体の場合には分子閉塞は生じないが，高分子溶液や分子間相互作用の強い液体では吸着膜によって数 μ の流路が閉塞されることを報告している．

Parker⁽⁵²⁾は油中の異物が軸隙間に入り込むことによっても流体固着が生じることを示しているが，異物の影響に関してはMaroneyら⁽⁶⁷⁾によって広範囲にわたって調査されている．Maroneyら⁽⁶⁷⁾は油中の異物を評価する数学的手法と試験手順を提案しているが，Tessmanら⁽⁶⁸⁾，Foordら⁽⁶⁹⁾⁽⁷⁰⁾，Inoue⁽⁷¹⁾，Hongら⁽⁷²⁾およびIto⁽⁷³⁾によっても様々な評価手法ならびに試験手順が提案されている．Tessmanら⁽⁶⁸⁾は流体固着が起こったスプールから，直径10～15 μ と約20 μ の異物が発見されたことを報告し，Iyengar⁽⁷⁴⁾は直径0～5 μ のサイズの異物が最も深刻な流体固着を引き起こすが，材質が異なる異物を混合した場合にはさらに深刻な流体固着が生じることを指摘している．Surjaatmadjaら^{(75)–(78)}は提案した数学的公式から異物と弁表面の硬さが流体固着に影響を及ぼすことを示している．

油の酸化や添加剤の分解により生成される沈殿物により流体固着現象が生じることが多くの化学者によって報告されている．Wolfeら⁽⁷⁹⁾は難燃性作動油の化学変化により生成さ

れる酸化物のコロイド粒子が堆積することによって流体固着が生じることを明らかにし、Phillips⁽⁸⁰⁾ は沈殿物の電気化学的な影響を指摘し、Sasaki ら⁽⁸¹⁾ は磁気の影響を示している。Le Pera ら⁽⁸²⁾ は沈殿物がスプール表面に付着することを報告しているが、Watanabe ら⁽⁸³⁾、長尾⁽⁸⁴⁾ は沈殿物がタンクの内壁にも付着することを指摘している。Wolfe ら⁽⁷⁹⁾ はろ過装置を絶え間なく作動させることにより、沈殿物の抑制が可能であることを示し、Snyder ら⁽⁸⁵⁾ は油中の塩素を除去することにより、板橋ら⁽⁸⁶⁾、Okada ら⁽⁸⁷⁾ は洗剤分散剤を混入することにより沈殿物を抑制している。なお、これに関するレビューが Sasaki ら⁽⁸⁸⁾ によってなされている。

一方、弁内流れによる横力に関しては、Sweeney⁽⁵⁴⁾ が弁内流れにより横力は作用しないと指摘していることもあり、実際の弁設計においては、隙間流れによる横力は前述のように考慮されていたが、弁内流れによる横力はほとんど考慮されていない。最近になって大住ら⁽⁸⁹⁾ は、自動変速機の開発において、弁のしゅう動部摩耗の低減を図るために、弁内の三次元流れについて調べ、弁内流れにより横力が作用することを明らかにしているが、この弁内流れによる横力に関する研究例は極めて少ない。弁内流れによる横力は、隙間流れによる横力よりも小さいことが従来の研究結果から推察されるが、スプールに偏芯や傾きを与えるため、隙間流れによる横力を増大させることが考えられる。また、弁内流れによる横力は流路形状が非対称な場合に大きくなると考えられるため、弁の設計の際にはその考慮が必要となっている。しかしながら、横力の発生状況、すなわち横力と弁開度および弁形状の関係や、弁内流れによる横力と隙間流れによる横力との関係等の定量的な知見はほとんど得られていない。

1.3 本研究の目的

本研究は、通常の油圧機器で採用されることが多い、流路形状が非対称なスプール弁を対象に、スプールに作用する軸力と横力を低減する弁形状を明らかにすることを目的としている。本研究では典型的な非対称流路形状を有するスプール弁を対象とし、軸力の発生状況を明らかにするために流入絞りと流出絞りの場合における弁内の三次元流れを解析し、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．次に，弁内流れによる横力の発生状況および発生メカニズムを明らかにするため，数値解析により弁開度に対する横力の変化ならびに横力と流れパターンの関係について検討する．最後に，弁内流れの数値解析，可視化実験および圧力計測により，スプールおよびボディの各諸元が横力に及ぼす影響を検討する．

1.4 本研究の概要

本論文は，以上のような研究背景，目的に基づいて行った研究成果を全6章にまとめたものである．本論文の構成と各章の内容は，次のとおりである．

第1章「緒論」では，スプール弁に作用する流体力に関する従来の研究を概観し，本論文の目的と概要が述べられている．

第2章「数値計算手法および実験方法」では，対象とする流路形状が非対称なスプール弁の構成，スプール弁内における三次元流れの数値解を求めるための数値計算手法，ならびに本研究で使用した実験装置，軸力計測手法，可視化手法とスプール表面の圧力計測手法についての説明がなされている．

第3章「弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性」では，流入絞りと流出絞りの場合におけるスプール弁の三次元流れ場構造を示すとともに，絞りにおける速度分布，噴流角および運動量流束の周方向の非一様性，これらの特性と流れパターンの関係，ならびにこれらの特性に及ぼす弁開度の影響が述べられている．

第4章「弁内流れにより作用する横力」では，横力の発生状況を明らかにするために弁開度に対する横力の変化を流入絞りと流出絞りの場合について調べるとともに，横力と噴流速度との相関ならびに流れパターンの周方向の非対称性が及ぼす横力への影響等を検討し，弁内流れによる横力の発生メカニズムの考察を行っている．

第5章「弁の諸元が横力に及ぼす影響」では，弁開度に対する横力の変化が大きい弁の絞り状態を対象として，横力に及ぼす弁の諸元(スプール大径，ボディ軸長等)の影響について，数値計算，流れの可視化観察およびスプール表面の圧力計測による検討がなされている．

第6章「結論」では，研究成果の総括を行っている．

第 2 章 数値計算手法および実験方法

2.1 緒 言

本章では、対象とする流路形状が非対称なスプール弁の構成、弁内における三次元流れの数値解を求めるための数値計算手法、ならびに本研究で使用した油、水およびグリセリン水溶液による実験装置、軸力計測手法、可視化手法と圧力計測手法について述べる。

2.2 弁の構成

本研究で対象としたスプール弁(実機スプール弁)を図 2-1 に示す。供試弁は実際の油圧機器に用いられる典型的なスプール弁をモデル化したものであり、 $S_1 \leq 5\text{mm}$ の場合に流入絞り(弁室の流入側を絞った状態)、 $S_2 \leq 5\text{mm}$ の場合に流出絞り(弁室の流出側を絞った状態)となり、 $S_2 = 10 - S_1(\text{mm})$ の関係にある。スプールとボディの形状は弁室やバケットに軸力を補償するための窪み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。

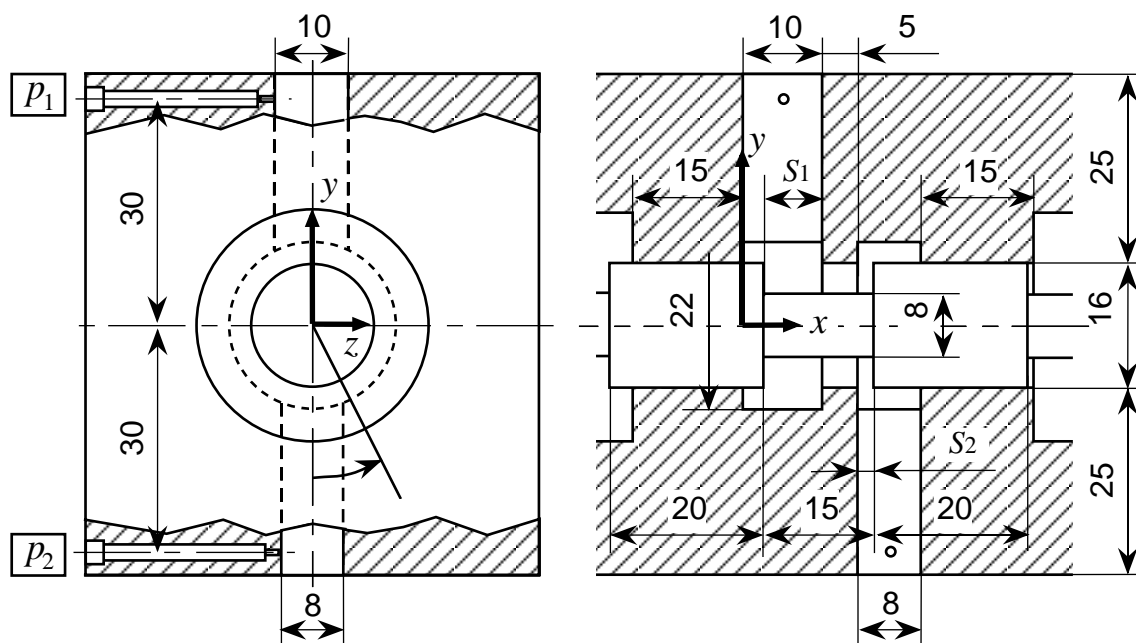


Fig 2-1 Test spool valve

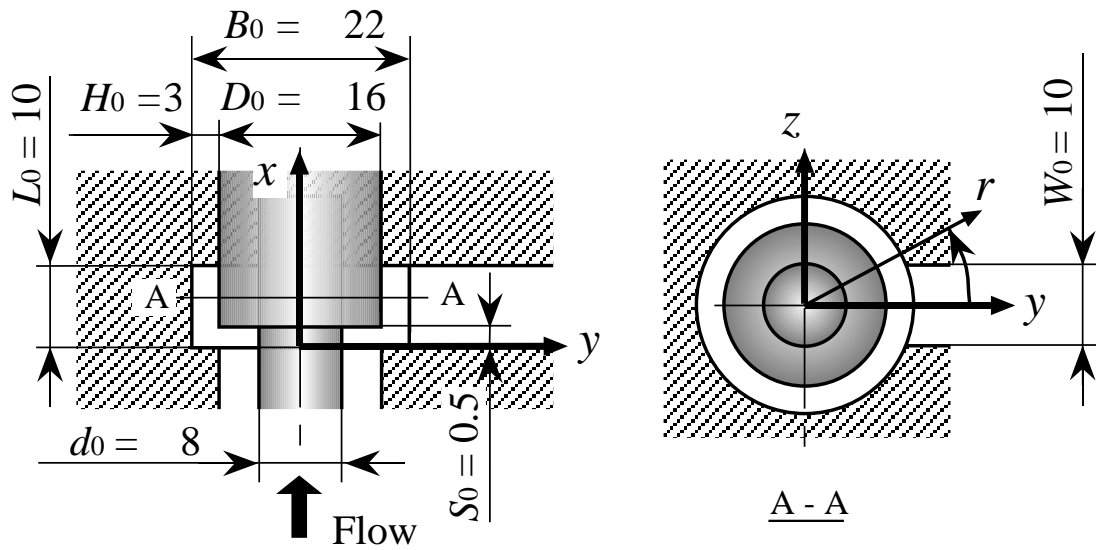


Fig 2-2 Reference dimensions of spool valve for outflow jet

また，流出絞りの場合については，流出絞りに特化したスプール弁（モデルスプール弁）も用いた．図 2-2 に供試スプール弁を示す．ただし，図 2-2 における弁開度 S ，ボディ内径 B ，ボディ軸長 L ，ポート幅 W ，スプール大径 D およびスプール小径 d の寸法はすべて基準諸元（添え字 0 をつけて表記）である．供試弁の形状は図 2-1 に示す実機スプール弁に準じることが，流路は図 1-1 の破線で囲まれた領域を対象とした．

供試弁の流路形状は，図 2-1, 2-2 中に示す座標系の原点を通る $x-y$ 平面に対して対称である．したがって，スプールに作用する力の z 方向成分 F_Z は零となるため， y 方向成分 F_Y が横力となる．本研究では開口面積 $A(= \pi D S)$ ，絞りにおける半径方向平均速度 $V_S(= Q/A)$ 等を用いる場合，小さい方の弁開度 S を用いることにする．この場合，諸量には添字 i をつけて表記し，1 の場合は流入側を，2 の場合は流出側を表すものとする．

2.3 数値計算手法

2.3.1 基礎方程式

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⁽⁹⁰⁾．しかしながら本研究で対象とするレイ

ノルズ数(10²のオーダー)で、かつ遷移をも扱える適切な乱流モデルが提案されていないため、本研究では高次風上差分による擬似直接解法⁽⁹¹⁾を採用する。

支配方程式は、3次元、非定常、非圧縮粘性流れを記述する Navier-Stokes 方程式、

$$\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + \frac{\partial u_j^* u_i^*}{\partial x_j^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_j^{*2}} \dots\dots\dots (2-1)$$

および連続の式、

$$\frac{\partial u_j^*}{\partial x_j^*} = 0 \dots\dots\dots (2-2)$$

である。ここで各無次元量は次のように定義される。

$$t^* = tV_S/S, \quad x_j^* = x_j/S, \quad u_j^* = u_j/V_S, \quad p^* = (p - p_o)/\rho V_S^2, \quad Re = Q/\nu\pi D \dots\dots (2-3)$$

なお、 p_o は流出境界位置における圧力である。

実際の計算の際には、複雑な弁内の流路形状に対応するため、Cartesian 座標系で記述された式(2-1),(2-2)に座標変換

$$d\xi_j^* = \alpha^{*ji} dx_i^*, \quad \alpha^{*ji} = \frac{\partial \xi_i^*}{\partial x_j^*} = \begin{bmatrix} \xi_{x^*}^* & \xi_{y^*}^* & \xi_{z^*}^* \\ \eta_{x^*}^* & \eta_{y^*}^* & \eta_{z^*}^* \\ \zeta_{x^*}^* & \zeta_{y^*}^* & \zeta_{z^*}^* \end{bmatrix} \dots\dots\dots (2-4)$$

を施すことにより得られる一般座標系で記述された支配方程式、

$$\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + \frac{1}{J^*} \frac{\partial}{\partial \xi_j^*} (J^* U_j^* u_i^*) = -\alpha^{*ik} \frac{\partial p^*}{\partial \xi_k^*} + \frac{1}{Re J^*} \frac{\partial}{\partial \xi_j^*} \left\{ (J^* \alpha^{*mj}) \alpha^{*mk} \frac{\partial u_i^*}{\partial \xi_k^*} \right\} \dots\dots\dots (2-5)$$

$$\frac{1}{J^*} \frac{\partial}{\partial \xi_j^*} (J^* U_j^*) = 0 \dots\dots\dots (2-6)$$

$$J^* = \frac{1}{|\alpha^{*ji}|}, \quad J^* U_i^* = (J^* \alpha^{*ki}) u_k^* \dots\dots\dots (2-7)$$

を用いた。

2.3.2 数値スキーム

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⁽⁹²⁾を採用した。コロケーション格子では、速度成分 u_i^* および圧力 p^* をセル中心に定義するとともに、セル界面においても質量流束 $J^*U_i^*$ を補助的に定義する。Navier-Stokes 方程式[式(2-5)]は u_i^* に対して解かれるが、連続の式[式(2-6)]の $J^*U_i^*$ は圧力項をセル界面上で算出される値に置き換えたもの⁽⁹³⁾を用いて評価する補間法を用いる。

支配方程式の離散化には有限体積法(Finite Volume Method:FVM)を用いた。空間近似については、Navier-Stokes 方程式の対流項にQUICKスキームを用いたが、それ以外には2次中心差分を用いた。また、時間積分には2次陰的解法であるCrank-Nicolson法、連立一次方程式の求解にはMulti-Color Orderingを施した逐次過緩和法(Successive Over Relaxation:SOR法)を用いた。

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多重線形補間による重合格子法⁽⁹⁴⁾を用いた。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する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れ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。

2.3.3 計算アルゴリズム

本研究では、Navier-Stokes 方程式(2-5)と連続の式(2-6)のカップリングにSMAC法を用いた。計算手順は以下の通りである。

(1) セル中心での中間速度 \tilde{u}_i^* を求める。

$$\begin{aligned} \tilde{u}_i^* + \frac{\Delta t^*}{2J^*} \left\{ \frac{\partial J^*U_j^{*n}\tilde{u}_i^*}{\partial \xi_j^*} - \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial \xi_j^*} \left\{ (J^*\alpha^{*mj}) \alpha^{*mk} \frac{\partial \tilde{u}_i^*}{\partial \xi_k^*} \right\} \right\} \\ = u_i^{*n} - \Delta t^* \alpha^{*ij} \frac{\partial p^{*n}}{\partial \xi_j^*} \\ - \frac{\Delta t^*}{2J^*} \left\{ \frac{\partial J^*U_j^{*n}u_i^{*n}}{\partial \xi_j^*} - \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial \xi_j^*} \left\{ (J^*\alpha^{*mj}) \alpha^{*mk} \frac{\partial u_i^{*n}}{\partial \xi_k^*} \right\} \right\} \dots\dots\dots (2-8) \end{aligned}$$

(2) 中間速度 \tilde{u}_i^* から圧力項の影響を取り除いた \hat{u}_i^* を求める。

$$\hat{u}_i^* = \tilde{u}_i^* + \Delta t^* \alpha^{*ij} \frac{\partial p^{*n-1/2}}{\partial \xi_j^*} \dots\dots\dots (2-9)$$

(3) セル界面での中間速度 $J^* \hat{U}_i^*$ を, \hat{u}_i^* から補間して求める⁽⁹³⁾ .

$$J^* \hat{U}_i^* = (J^* \alpha^{*ki}) \overline{\hat{u}_k^{*intp}} \dots\dots\dots (2-10)$$

(4) 圧力補正值 ϕ に関する Poisson 方程式を解く .

$$\Delta t^* \frac{\delta}{\delta \xi_j^*} \left\{ (J^* \alpha^{*mj} \alpha^{*mk}) \frac{\delta \phi}{\delta \xi_k^*} \right\} = \frac{\delta J^* \hat{U}_j^*}{\delta \xi_j^*} \dots\dots\dots (2-11)$$

(5) 得られた圧力補正值 ϕ から, 時刻 $n + 1$ での速度, 圧力を求める .

$$u_i^{*n+1} = \hat{u}_i^* - \Delta t^* \alpha^{*ij} \frac{\delta \phi}{\delta \xi_j^*} \dots\dots\dots (2-12)$$

$$J^* U_i^{*n+1} = J^* \hat{U}_i^* - \Delta t^* (J^* \alpha^{*mi}) \alpha^{*mj} \frac{\delta \phi}{\delta \xi_j^*} \dots\dots\dots (2-13)$$

$$p^{*n+1/2} = p^{*n-2/1} + \phi \dots\dots\dots (2-14)$$

以上の手続きにより 1 時間ステップが更新される .

2.3.4 計算条件

計算領域は対称面片側の流路とし, 図 2-3 のように 5 つの領域に分けて格子を生成した . $S_1 = 1.0\text{mm}$ の場合の格子を例として図 2-4 に示す . スプールまわりの格子 (Grid2, 3, 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 (Grid1) と流出ポート (Grid5) 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, スプールとボディとの半径隙間はないものとした .

境界条件は入口境界で一様流, 流れ方向の圧力勾配ゼロ, 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勾配ゼロ, 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なった .

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 .

$$\epsilon = |Q_j - Q_{IN}|/Q_{IN} \leq 10^{-2} \dots\dots\dots (2-15)$$

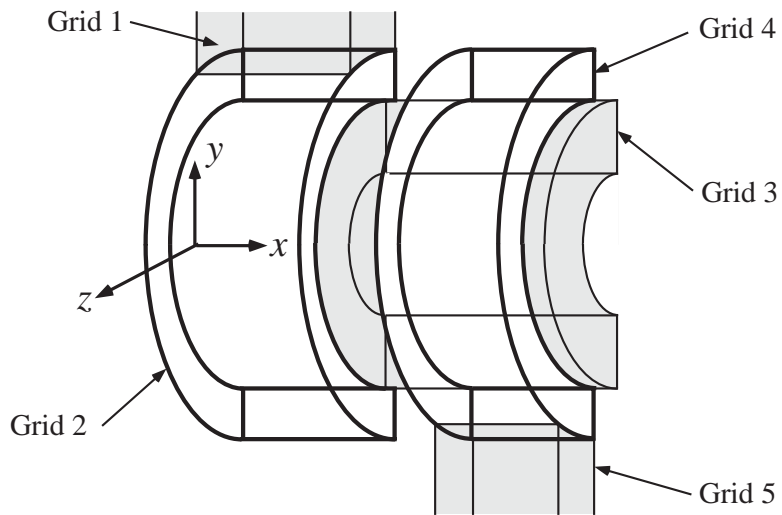


Fig 2-3 Overall grid system in spool valve

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	$(N_x \times N_y \times N_z) = 31 \times 40 \times 16 = 19,849$

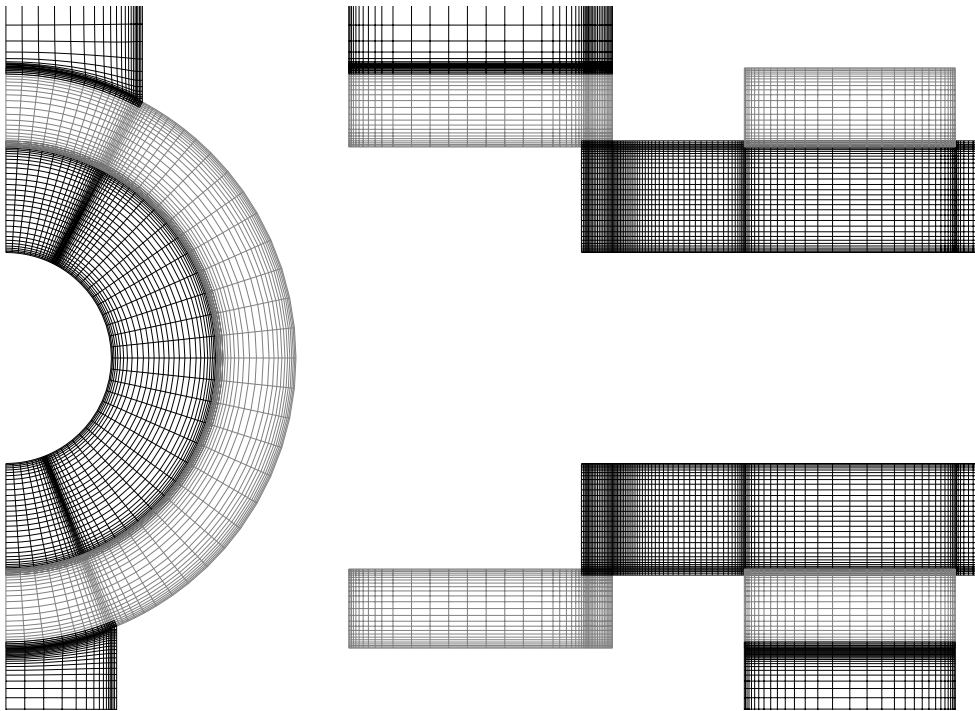


Fig 2-4 Computational grid for $S_1=1.0\text{mm}$

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れ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．

計算にはNEC社のSX-4を使用し，実機スプール弁については表2-1に示す弁開度 S_1, S_2 と流量 Q を，モデルスプール弁についてはレイノルズ数 $Re(= Q/\nu\pi D)$ を214一定として表2-2に示す弁開度 S およびボディとスプール諸元をパラメータとした．ただし，スプール大径 D を変化させる場合には，同時にボディ流入部の直径も同じ値に変化させた．なお，次節で述べる実験の条件も計算と同一のものをを用いた．

Table 2-1 Computational conditions

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

Table 2-2 Valve dimensions

S/S_0	0.4	1	2	4	8	12	16	
B/B_0	0.80	0.86	0.93	1	1.14	1.27	1.55	1.82
D/D_0	0.63	0.75	0.88	1	1.09	1.19	1.28	
L/L_0	0.25	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5
W/W_0	0.25	0.5	1	1.5	2			
d/d_0	0.25	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	

2.4 実験方法

2.4.1 軸力計測手法

軸力計測装置の概略図および概観写真をそれぞれ図2-5, 2-6に示す．本装置では油圧ユニット(豊興工業製 特注品, 最大圧力44MPa 最大流量44 ℓ/min)に組み込まれたポンプから流量制御弁(油圧ユニットと一体)を介してスプール弁の流入ポートに油を供給し, 流出

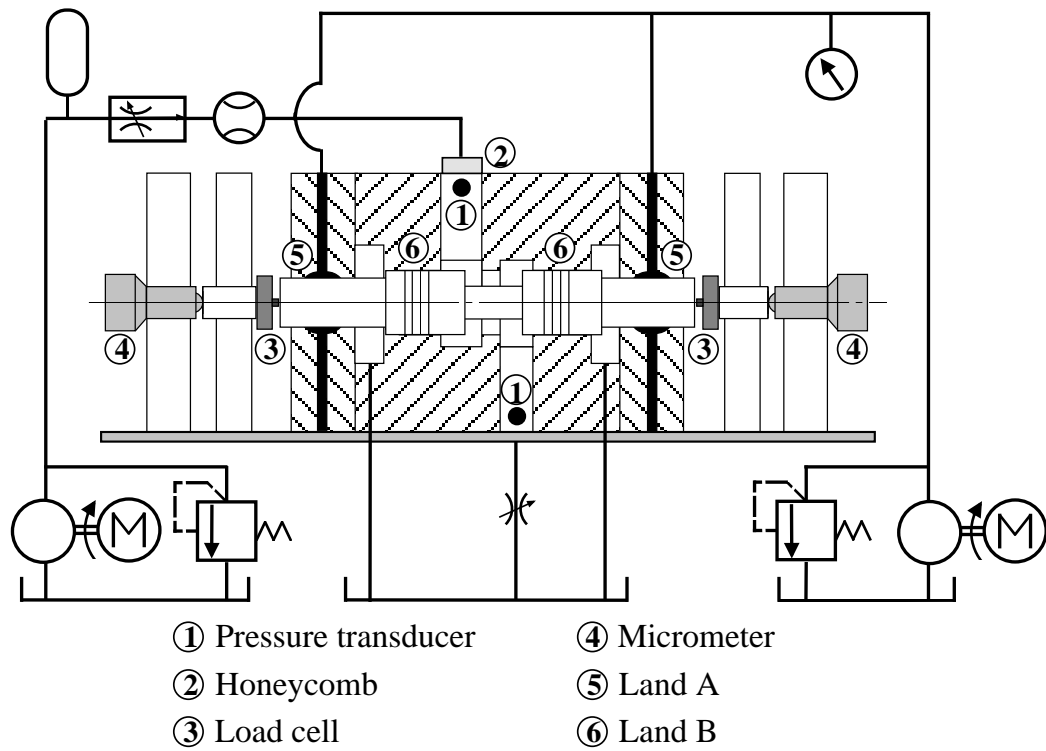


Fig 2-5 Experimental apparatus for measurement of axial flow force

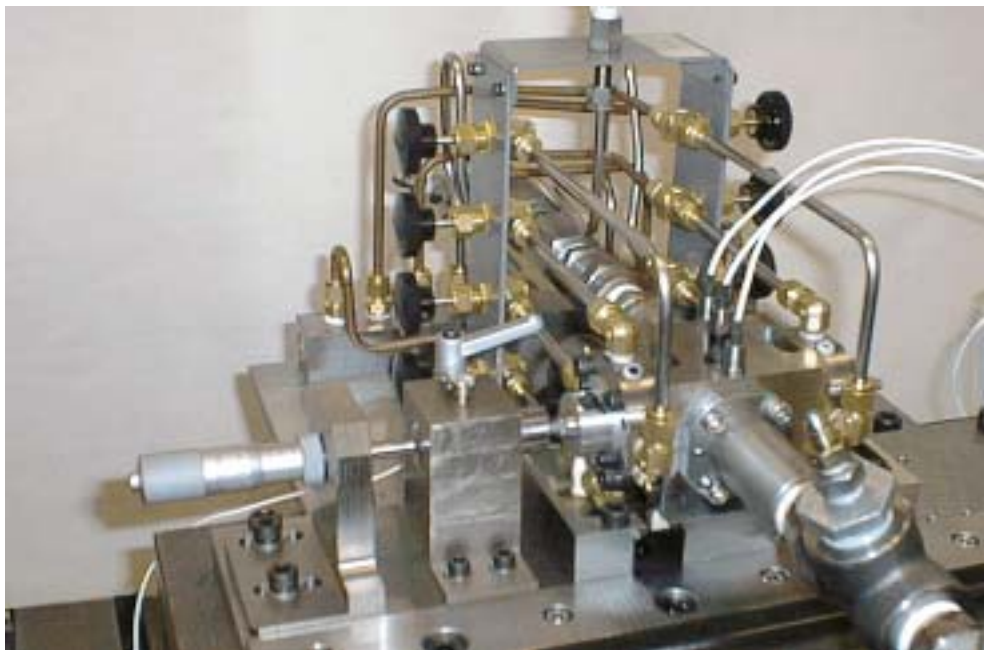
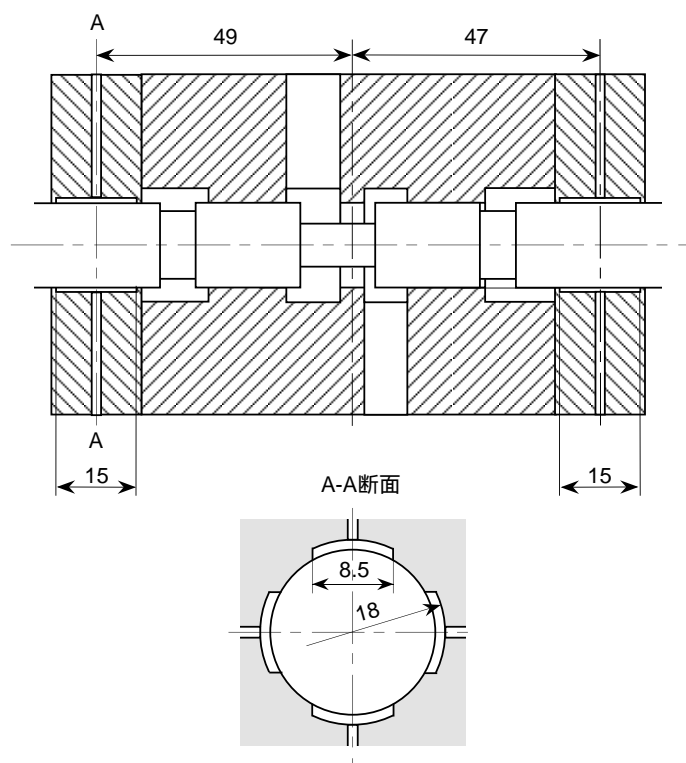


Fig 2-6 Photograph of experimental apparatus for measurement of axial flow force

ポートから油をタンク (油圧ユニットと一体) 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 (日本アキュムレータ製 E9.5 2, 圧力1MPa) と整流用の八二カムを配置した。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 [共和電業製 LM-1KA(9.8N), LM-2KA(19.6N), LM-5KA(49N)] 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ィとスプールの摺動部における摩擦に関しては, ランド部 A に図 2-7 に示す静圧軸受を設けることにより, ボディとスプール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 1MPa の圧力を供給した。一方, ランド部 B については, 8N 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隙間を $19\mu\text{m}$ とした。さらに隙間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 4 条の溝 (幅 0.6mm, 深さ 0.4mm) を設けた。



Photograph of hydrostatic bearing

Fig 2-7 Hydrostatic bearing

流量の計測にはタービン流量計(メータフロー製 M2/0625)を用い, 圧力の計測には半導体圧力計[KULITE製 XTM-190-100A(0.7MPa), XTM-190-250A(1.8MPa), XTM-190-500A(3.6MPa)]とブルドン管式圧力計(長野計器製 DU 1/2, 10Mpa)を使用した. 流量の信号は回転解析計(ココリサーチ製 KAZ-728VHA, 入力周波数: 0.05 ~ 30 kHz)を, 圧力の信号は直流増幅器(TEAC製 SA-55, 周波数特性: DC ~ 50kHz)を, 荷重の信号は動ひずみ測定器(共和電業製 DPM-613B, 周波数特性: DC ~ 10kHz)をそれぞれ通過後, A-D変換ボード(エヌシー製 Mark-1b, 16チャンネル12bit)により時間間隔1msで2048個のデータをサンプリングし, エンジニアリングワークステーション(Hewlett-Packard製 HP9000/382)に一時保存された後, 時間平均値を求めた. なお, 圧力と荷重は計測条件によって大きく変化するため, 圧力と荷重の計測誤差が最小になるように適正な半導体圧力計とロードセルを用いた.

作動油には鉱物油(出光興産 ダフニハイドリックフルイド JIS VG32相当)を用い, 計測時の温度(40)における密度 ρ と動粘度 ν はそれぞれ 850kg/m^3 , $3.1 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ である.

2.4.2 流れの可視化および圧力計測

可視化・圧力計測装置の概略図および概観写真をそれぞれ図 2-8, 2-9に示す. 本装置では, ポンプ(三相電気製 PMD-331B, 最大流量 $6\ell/\text{min}$)から流量制御弁, ブルドン管式圧力計(日新計器製, 0.2MPa)および面積式流量計(東京フローメータ研究所製 FC - A40, $20\ell/\text{min}$)を介して弁モデルに作動流体を供給し, 弁モデル排出口からタンクに戻す構成とした. 弁モデルはスプール, ボディ流入部(Body1), ボディ流出部(Body2)および水槽から構成されており, 流れの観察部は全てアクリル製とし, 図 2-2に示す供試弁の寸法を4倍に拡大して製作した. スプールとボディは軸芯を一致させ, その軸芯が鉛直方向になるように水槽内に設置した. 水槽上部は自由表面となっており, 仕切板から溢れた作動流体が排水口からタンクへ排出される. なお, 弁の流入部については, 流れを整流するため, ボディ流入部をノズル形状にするとともにスクリーンを3枚設置した.

可視化手法には水素気泡法を用いた. 電極として直径 $10\mu\text{m}$ のタングステン線(SVS 302)を図 2-10中①部に示すようにスプール表面2箇所からひげ状(長さ5mm)に突き出し⁽⁹⁵⁾, これにDCパルスジェネレータ(菅原研究所製 MN-305)により直流電圧を連続印加するこ

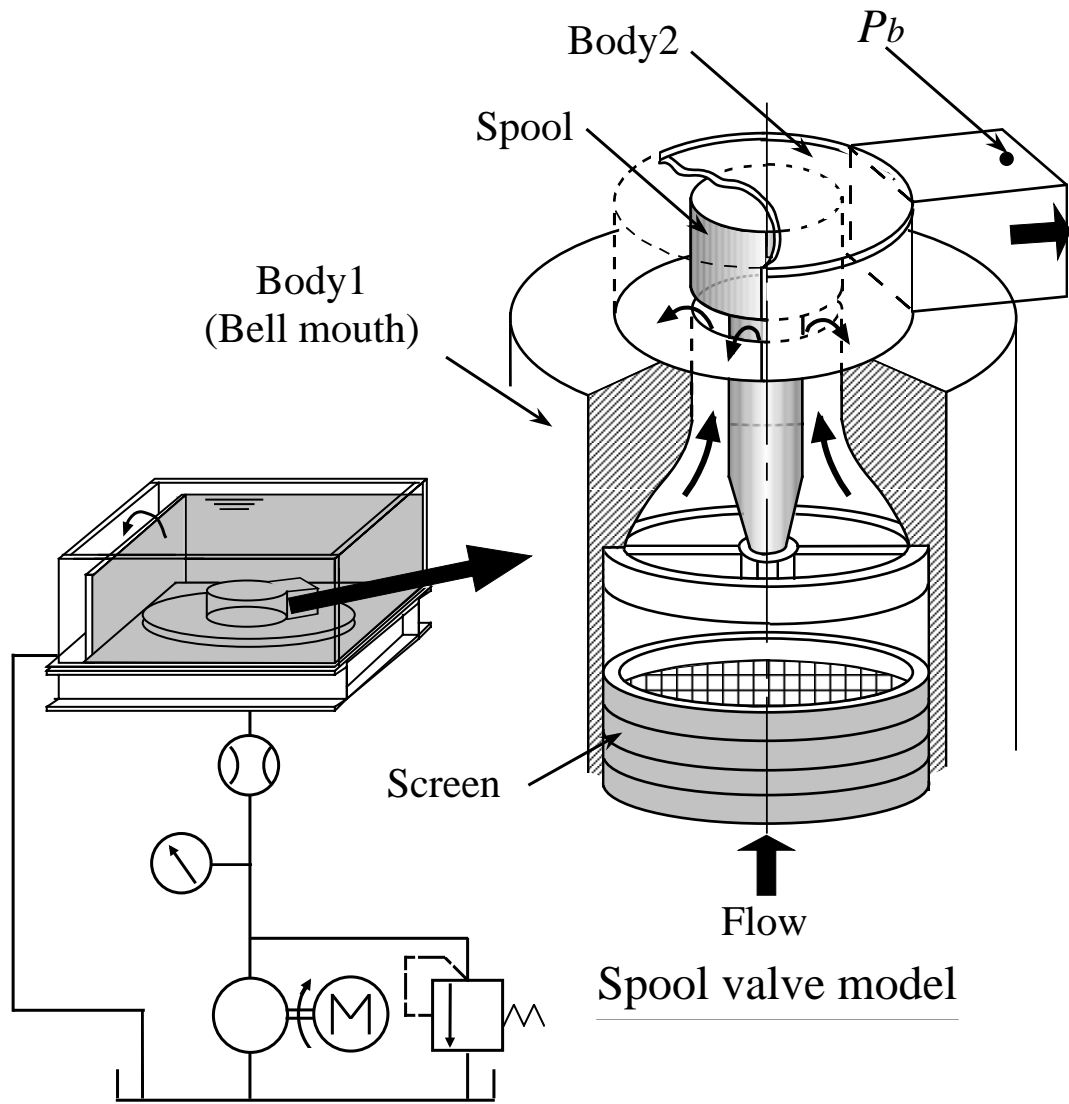
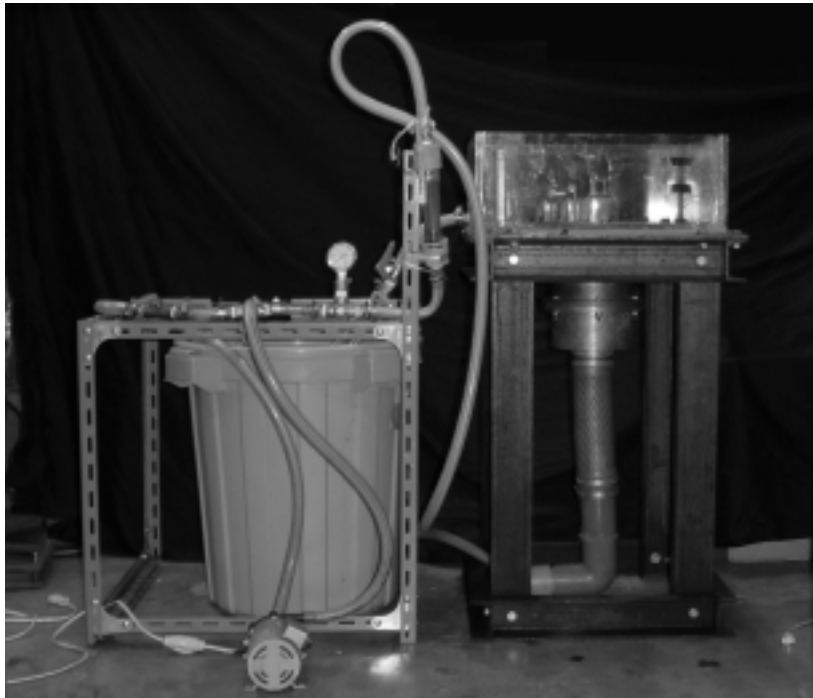
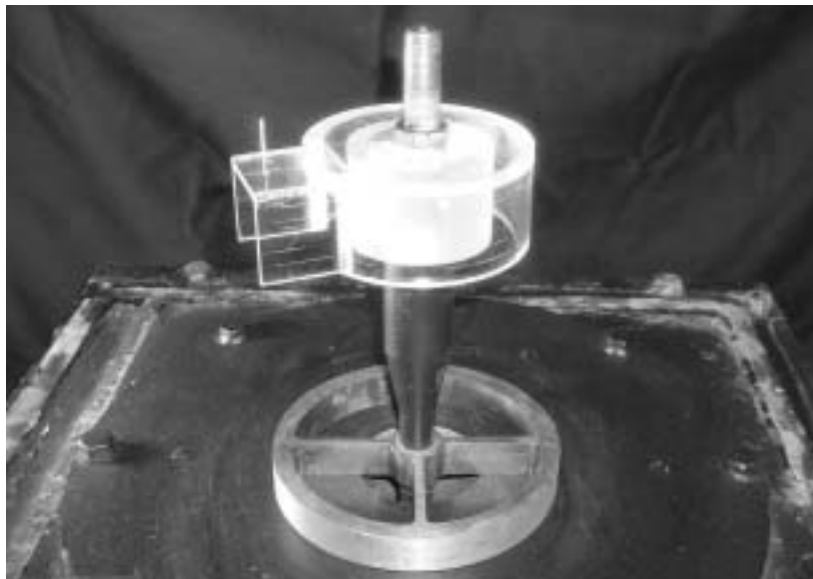


Fig 2-8 Experimental apparatus for flow visualization and pressure measurement



(a) Photograph of experimental apparatus



(b) Photograph of spool valve model

Fig 2-9 Photograph of experimental apparatus for flow visualization and pressure measurement

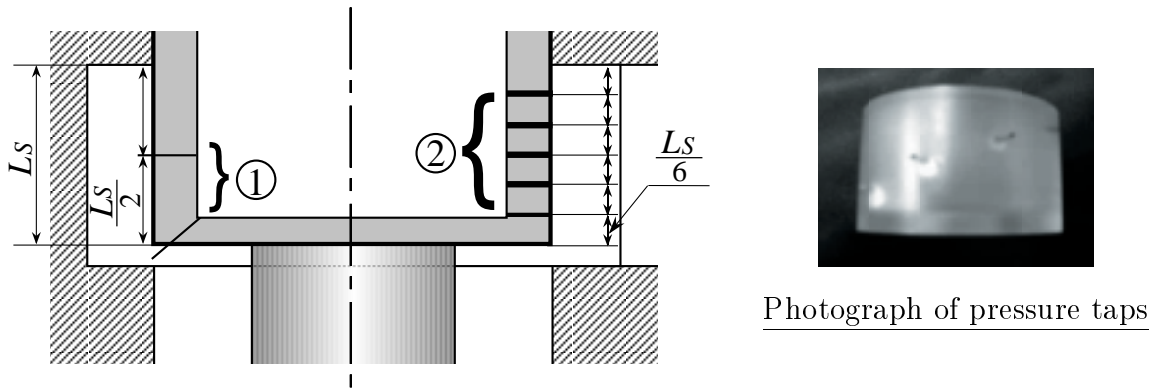


Fig 2-10 Hydrogen-bubble wires(①) and pressure taps(②)

とにより水素気泡を発生させた．照明用ライト(松下電器産業製 PRF-500W)は斜め上方から照射し，流れの画像を CCD カメラ(NEC 製 TI-22A)を介して VTR(ソニー製 EDV-6000)に一時記録した後，画像処理ボード(テクニカルサポート製 DIG-98)を介してパーソナルコンピュータ(NEC 製 PC-9801Xe10)に取り込み，画像処理を施すことにより流れの流脈線等を求めた．

スプール表面の圧力は，スプール表面と流出ポート(図 2-8 中 P_b)に $\phi 1$ の圧力検出孔を設け，流出ポートの圧力を基準圧として圧力差を計測した．圧力は差圧変換器(東洋ボールドウィン製 DLPU-0.01)と動歪計(共和電業製 DPM-305A)を介して DC ボルトメータ(カノマックス製 MODEL1009)で電圧を出力することにより測定した．スプール表面の検出孔は，図 2-10 中 ② 部に示すように軸方向に 5 箇所(周方向に 45° 間隔)設け，スプールを周方向に回転させて圧力を計測した．なお，横力は計測した圧力を軸方向と周方向に積分することにより算出した．

作動流体としては，流れの可視化の際には水を用い，圧力計測にはグリセリン水溶液(45wt%)を用いた．流れの可視化観察時の温度(25)における水の密度 ρ と動粘度 ν はそれぞれ 999kg/m^3 ， $1 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ であり，圧力計測時の温度(25)におけるグリセリン水溶液の密度と動粘度はそれぞれ 1117kg/m^3 ， $4.85 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ である．ただし，第 5 章で示す圧力や横力等は，図 2-2 の供試弁に対して第 2.4.1 節に示した作動油を用いた場合に換算した．

2.5 結 言

本章では、対象とする流路形状が非対称なスプール弁の構成、弁内における三次元流れの数値解を求めるための数値計算手法、ならびに本研究で使用した油、水およびグリセリン水溶液による実験装置、軸力計測手法、可視化手法と圧力計測手法について述べた。数値計算については、後述の第3.2節「計算手法の妥当性検討」、第5.2節「弁開度の影響」において実験結果と比較検討される。

第 3 章 弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性

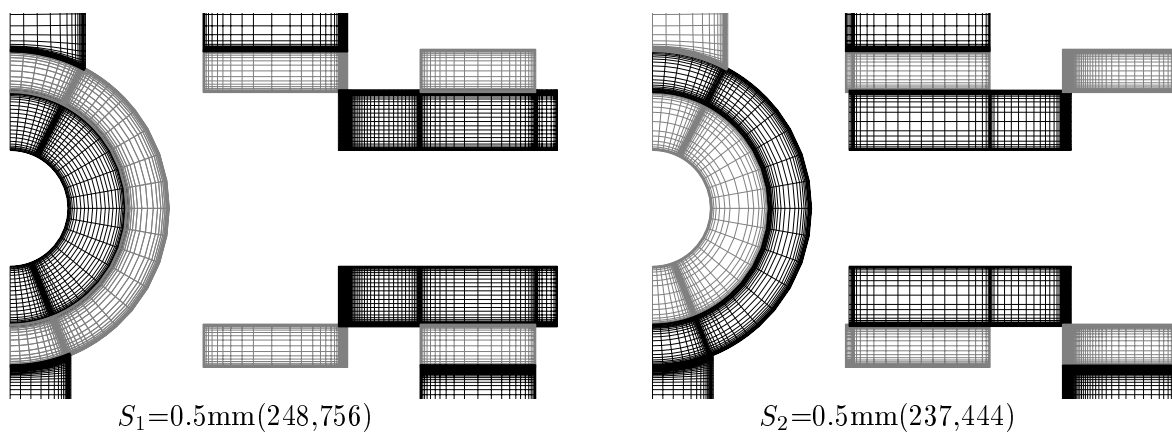
3.1 緒 言

第 1 章で述べたように通常の油圧機器では，スペースや回路配置の制約から流入・流出ポートとボディ内径部の接続部が絞りに近い位置に配置されることが多い．この場合，弁内流れは三次元的となり，絞りにおける速度分布，噴流角および運動量流束が周方向に一様でなくなるため，二次元あるいは軸対称の場合とは軸力の発生状況が異なるものと推察される．また，実際のスプール弁では，弁開度に対する絞りにおける開口面積の変化を小さくするため，絞りを形成するスプールやボディのエッジ部に対して，周方向の一部に面取り(部分面取り)や切り欠きを設けることがある．絞りにおける速度分布および噴流角等が周方向に一様でない場合には，部分面取り等の周方向位置によってその効果が異なるものと考えられる．以上のように流路形状が非対称なスプール弁における三次元流れと流体力学的特性は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．

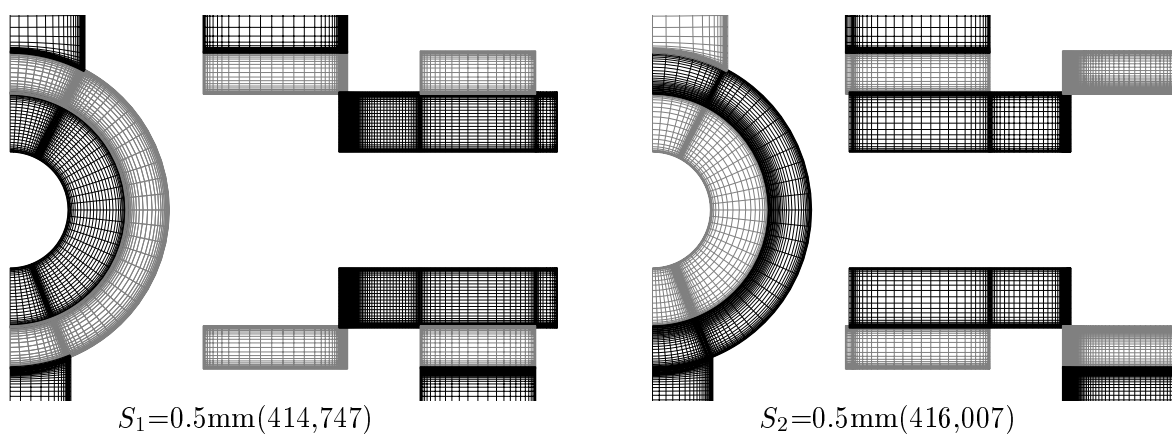
本章では，軸力の発生状況を明らかにするために，流入絞りと流出絞りの場合におけるスプール弁の三次元流れ場構造を把握するとともに，絞りにおける速度分布，噴流角および運動量流束の周方向の非一様性，これらの特性と流れパターンの関係，ならびにこれらの特性に及ぼす弁開度の影響を検討する．ただし，複雑な弁内流れの把握手法としては数値解析が有効と考え，本章では，まず噴流を伴う弁内流れに対して有効と考えられる擬似直接解法を用いた三次元非定常流れの数値解析手法の妥当性を評価するため，軸力計測装置を用いて計測した弁の軸力特性および流量特性を計算と比較する．

3.2 計算手法の妥当性検討

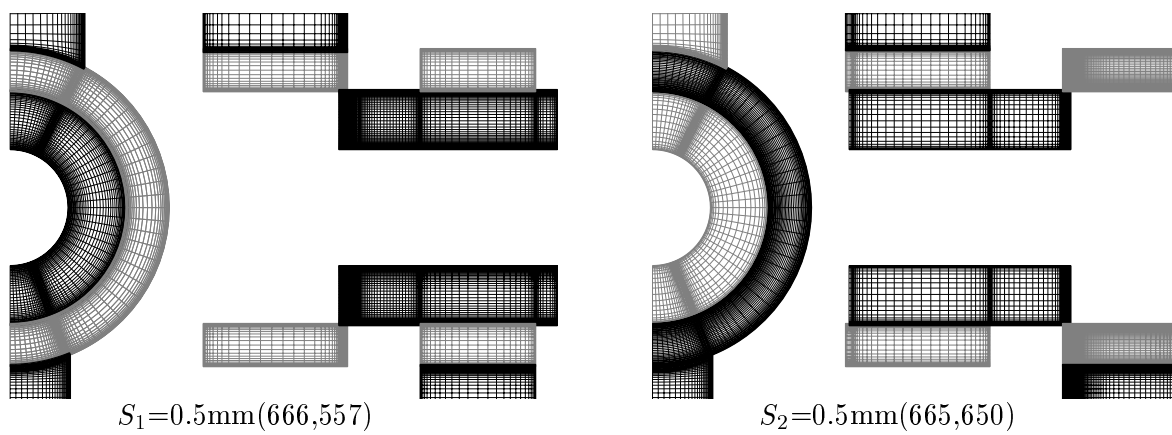
本計算の妥当性を確認するために計算結果に対する格子依存性を調べた．評価には図 3-1 に示す 3 種類の格子(格子点数 20, 40, 60 万)を用い， $S_1 = 0.5\text{mm}$ と $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合について軸力 F_X ，流量係数 $C_V (= Q / (A_S \sqrt{2\Delta p / \rho}))$ ならびに流れパターンを比較した．ここで差圧 $\Delta p (= p_1 - p_2)$ は図 2-1 に示した位置での圧力差である．図 3-2 に各格子を用いて算



(a) Rough grid



(b) Normal grid



(c) Fine grid

Fig 3-1 Computational grid for $S_1, S_2=0.5\text{mm}$

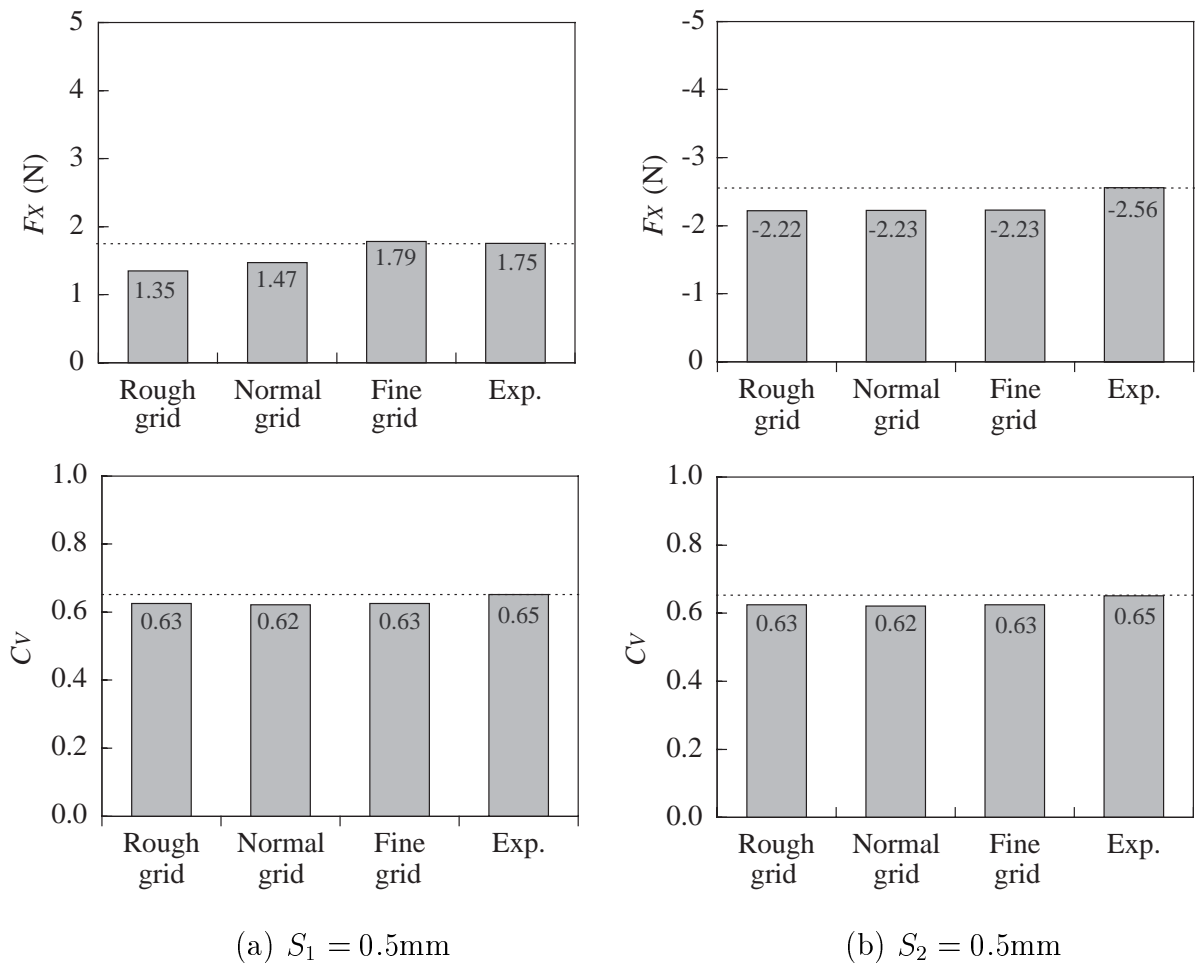
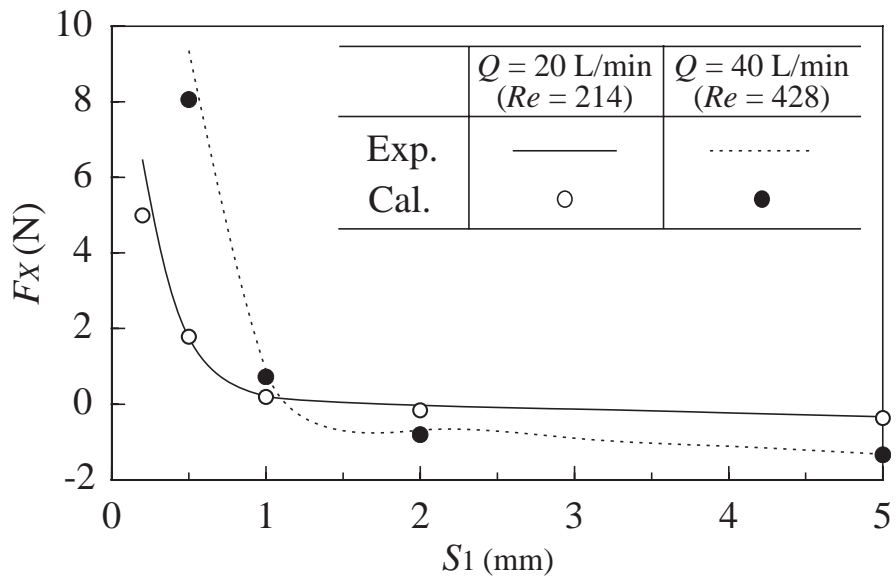


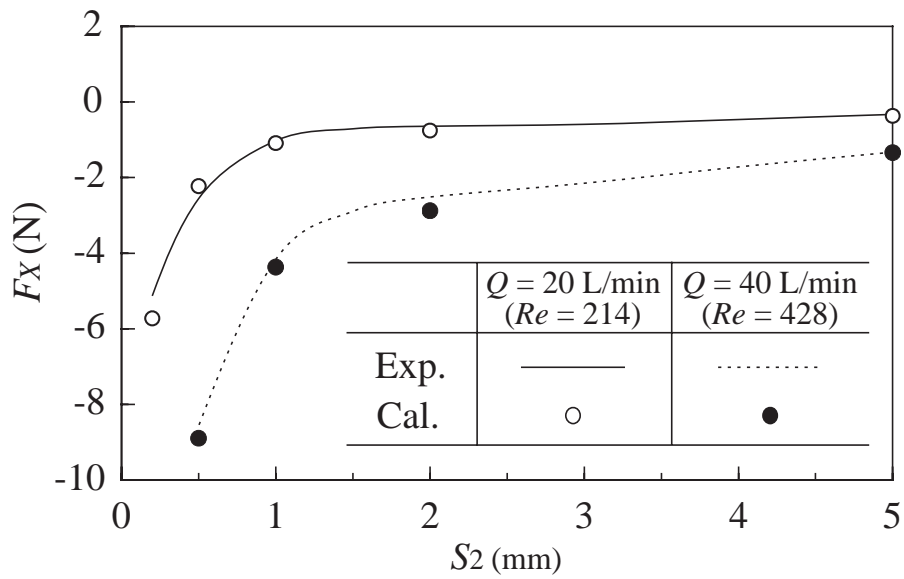
Fig 3-2 Axial flow force F_X and flow coefficient C_V

出した軸力と流量係数を示す．その結果によれば，軸力と流量係数については $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合に若干の差が認められたが， $S_2 = 0.5\text{mm}$ 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， $S_1 = 0.2, 0.5\text{mm}$ の場合については60万点の格子を用い，それ以外は40万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，計算で求めた軸力および流量係数を実験値と比較する．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3-3, 3-4に示す．図3-3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分かる．また図3-4の流量係数についても計算と実験はほぼ一致している．

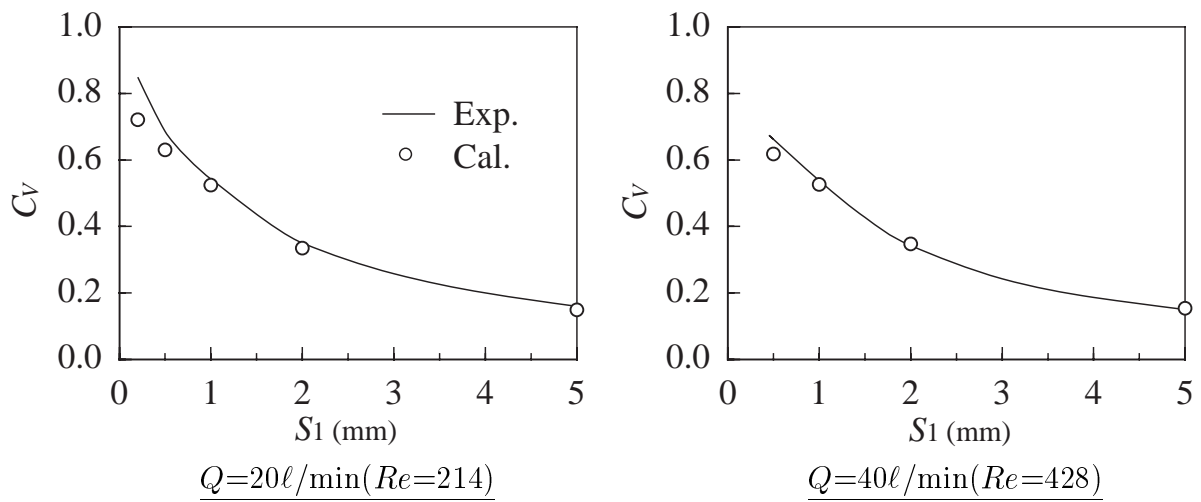


(a) Inflow jet

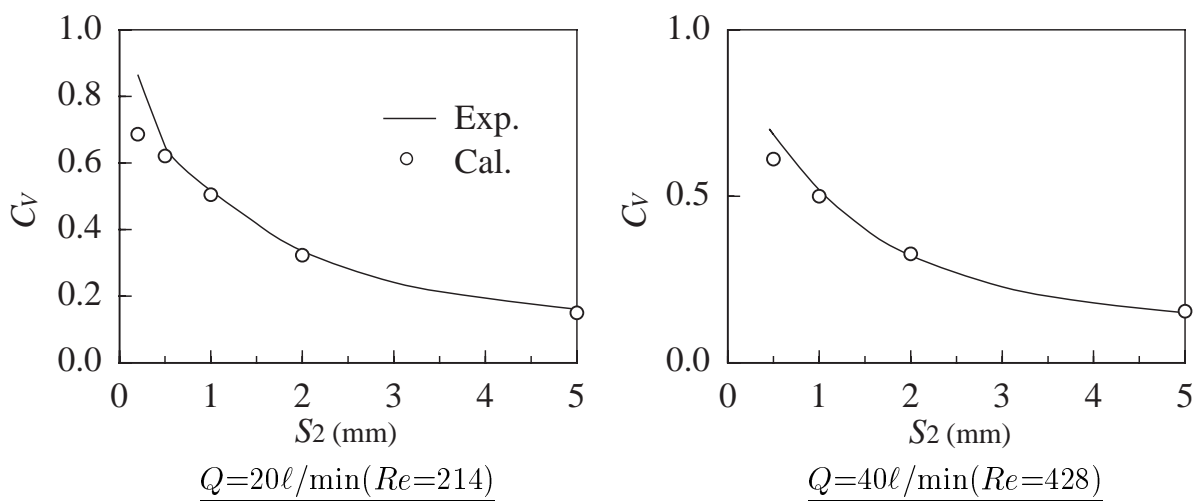


(b) Outflow jet

Fig 3-3 Axial flow force F_X vs. valve displacement S_1, S_2



(a) Inflow jet



(b) Outflow jet

Fig 3-4 Flow coefficient C_V vs. valve displacement S_1, S_2

以上の結果から，本計算は流れ現象をほぼ正確に捉えていると考えられるため，以後，計算結果を用いて考察を進める．なお，検討した範囲のレイノルズ数 $Re(= Q/\nu\pi D : 107 \sim 428)$ において，軸力の発生状況ならびに流れパターンが Re 数によらず同一の結果であったため，以降では $Re=214$ の場合の結果を用いる．

3.3 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， $S_1 = 0.5\text{mm}$ と $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合の流れパターンをそれぞれ図3-5, 3-6に示す．図3-5, 3-6中の速度分布は時間平均したものであり， $r - \theta$ 面および $x - r$ 面の速度ベクトルを表示している．図において $x - r$ 面は $r - \theta$ 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3-5に示す $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合， $r - \theta$ 面の A-A 断面では，流れは流入ポートのエッジで剥離した後 [図3-5(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剥離している [図3-5(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-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， $x - r$ 面では弁室内に流入した噴流はスプール表面 [図3-5(e) 中 印] に衝突するパターンを呈しており，各 $x - r$ 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3-6に示す $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合， $r - \theta$ 面の A-A, B-B 断面の流れは流入ポートのエッジ [図3-6(b) 中③領域] およびスプール表面 [図3-6(b) 中④領域] で剥離し，渦が形成されている．これらの渦は，図3-5に示す $S_1 = 0.5\text{mm}$ 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-D 断面の流れはボディ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， $x - r$ 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ィ側に衝突 [図3-6(e) 中 印] した後，スプール側にも再度衝突 [図3-6(e) 中 印] している．しかしながら流出ポートがあ

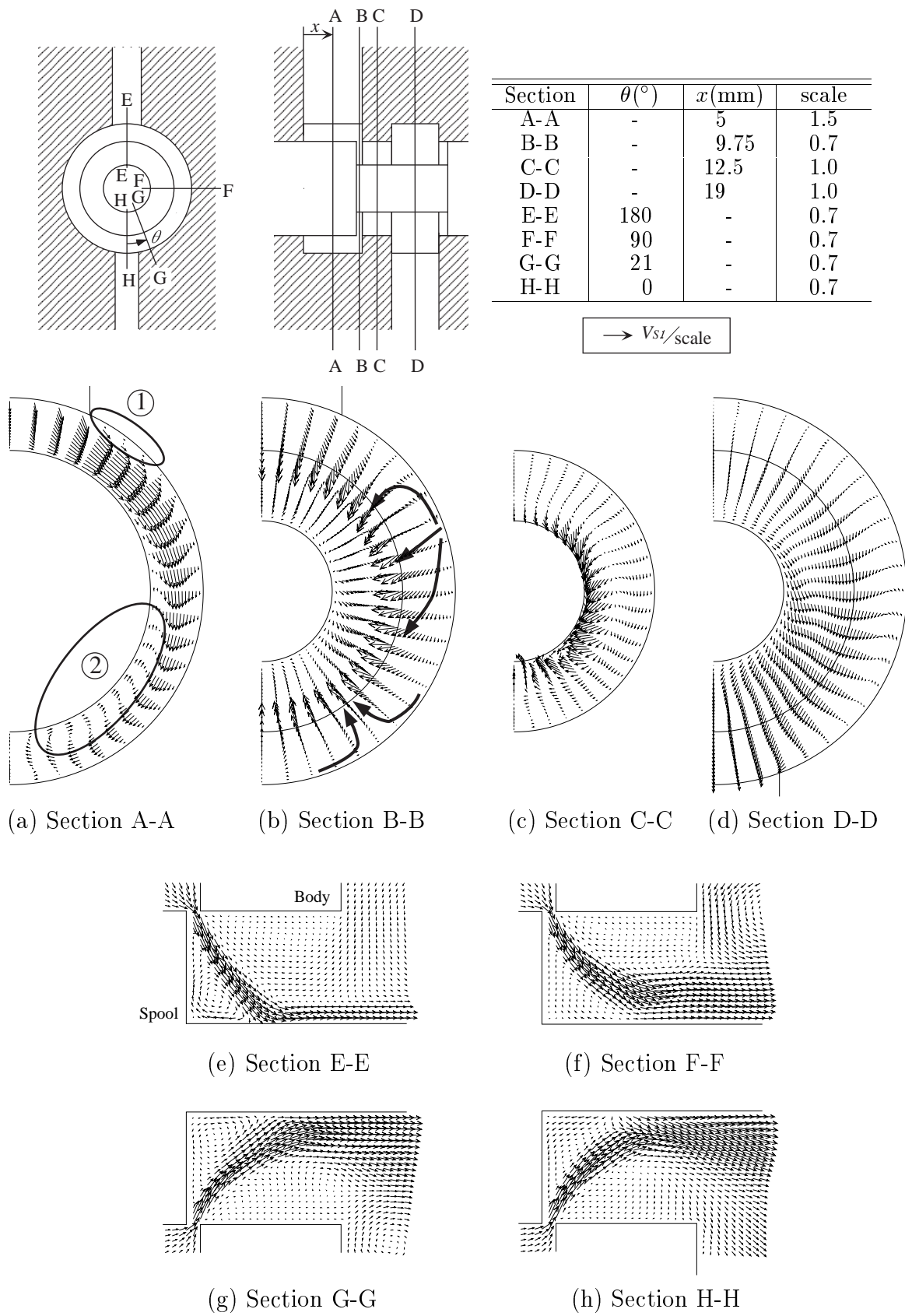


Fig 3-5 Velocity vectors in $r - \theta$ and $x - r$ planes for $S_1 = 0.5\text{mm}$ and $Re = 214$

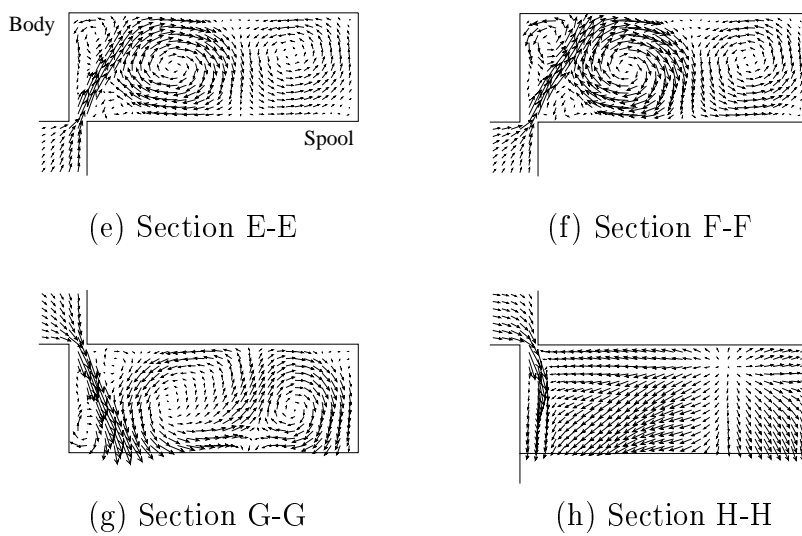
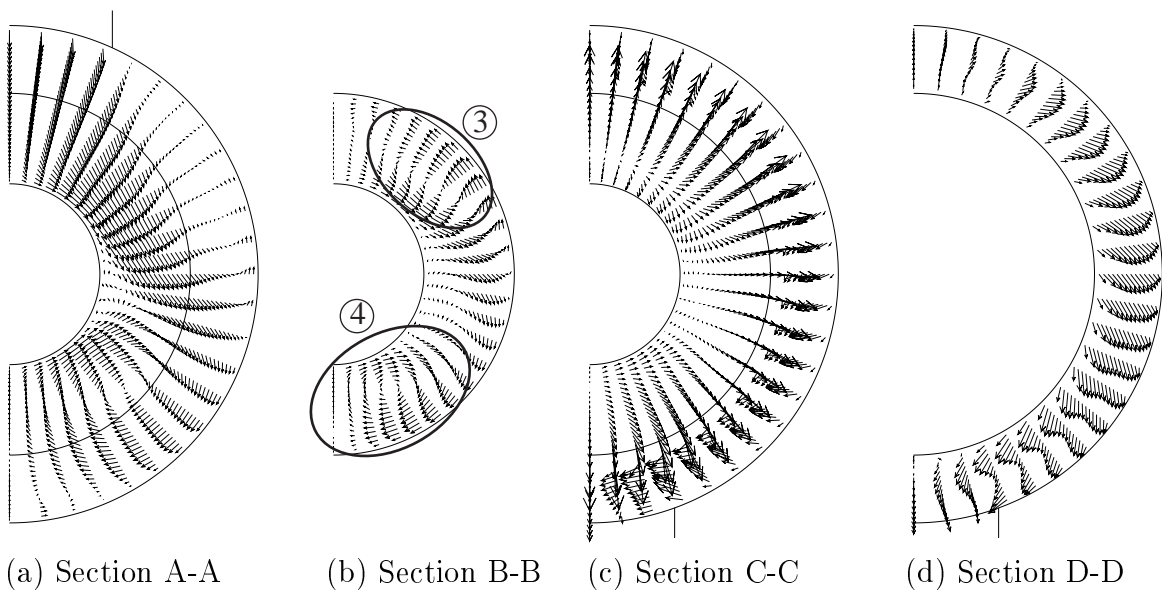
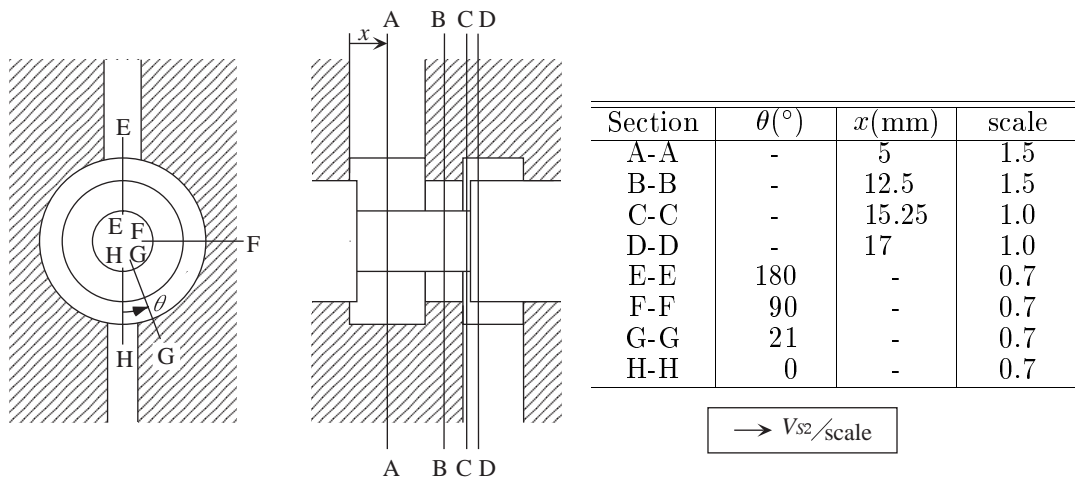


Fig 3-6 Velocity vectors in $r - \theta$ and $x - r$ planes for $S_2 = 0.5\text{mm}$ and $Re = 214$

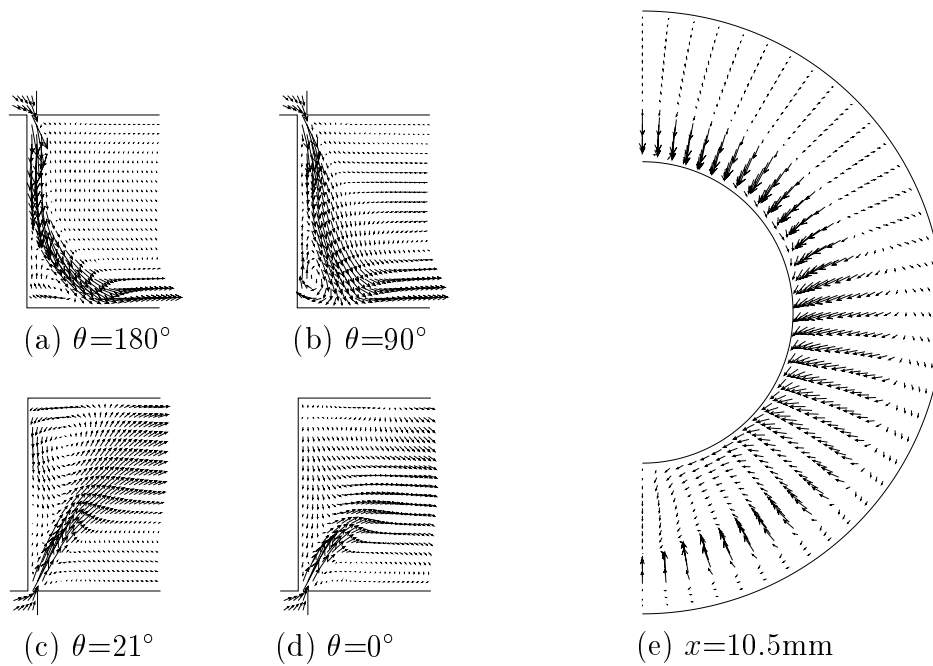


Fig 3-7 Velocity vectors for $S_1 = 0.2\text{mm}$ and $Re = 214$

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3-6(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ィ壁面がないために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 $x-r$ 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3-7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捉えられている。本弁の幾何学的な条件 $[2S_1/(D-d)=1/20]$ では噴流が端面に付着すると報告されているが⁽⁷⁾、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 $\theta = 180, 90^\circ$ ($x-r$ 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3-7(e)の $r-\theta$ 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，以降において軸力との関係に着目してその詳細を検討する．

3.4 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3-8に示す．ここで図3-8中の x_1 , x_2 は図3-9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3-5, 3-6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 の比較的小さな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， $\theta = 30, 15^\circ$ 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， $\theta = 130, 30^\circ$ 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3-10に流入ポート近傍の $r = 9.5\text{mm}$ における $x - \theta$ 面の速度分布 ($x=0, 10\text{mm}$ がボディの壁) を示す．図3-10をみると， $\theta = 130^\circ$ 付近では流入ポートのエッジ部 ($\theta = 153^\circ$) の剥離 (図3-5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 $\theta = 130^\circ$ 付近の流れは淀むため，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3-5のB-B断面の $\theta = 110^\circ$ 付近のボディ近傍では吹き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の剥離 (図3-5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． $x - \theta$ 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3-5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．

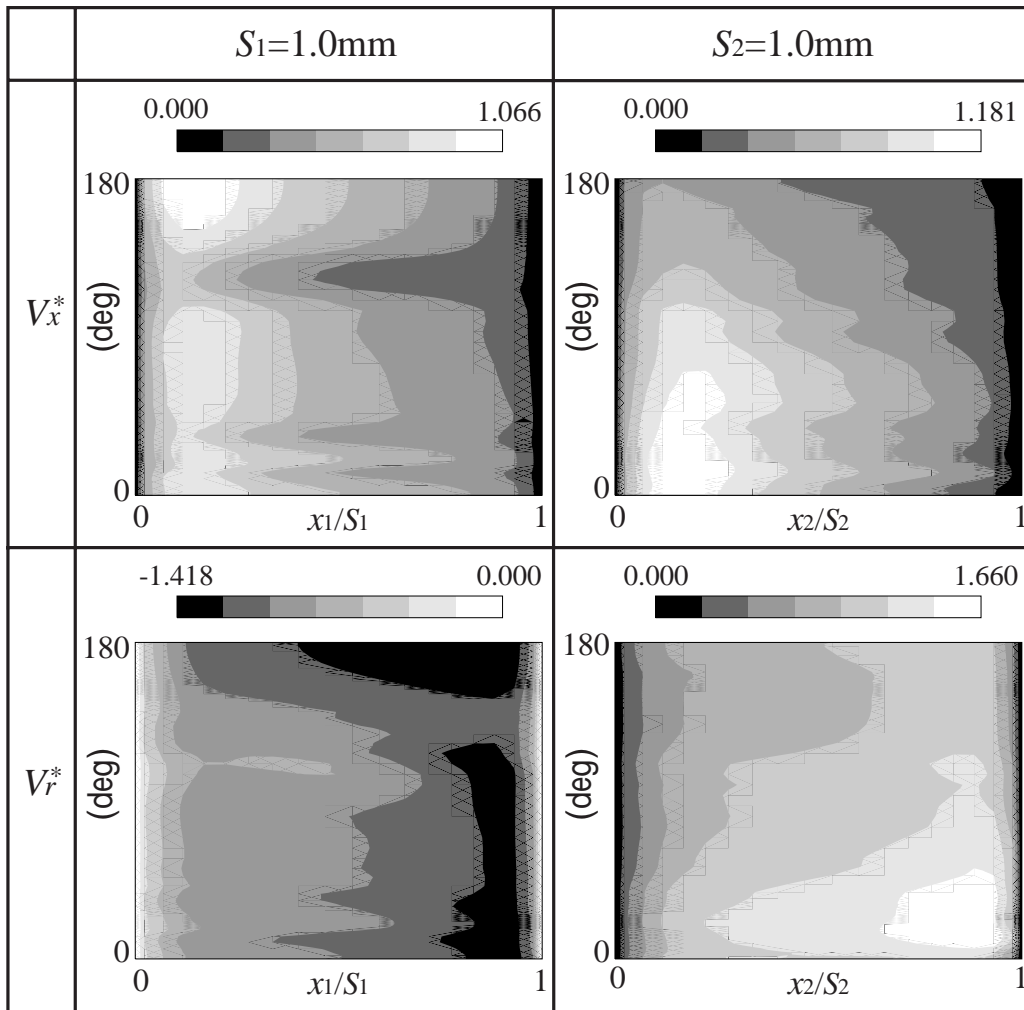


Fig 3-8 Distributions of velocity components V_x^* , V_r^* for $S_i = 1.0\text{mm}$ and $Re = 214$

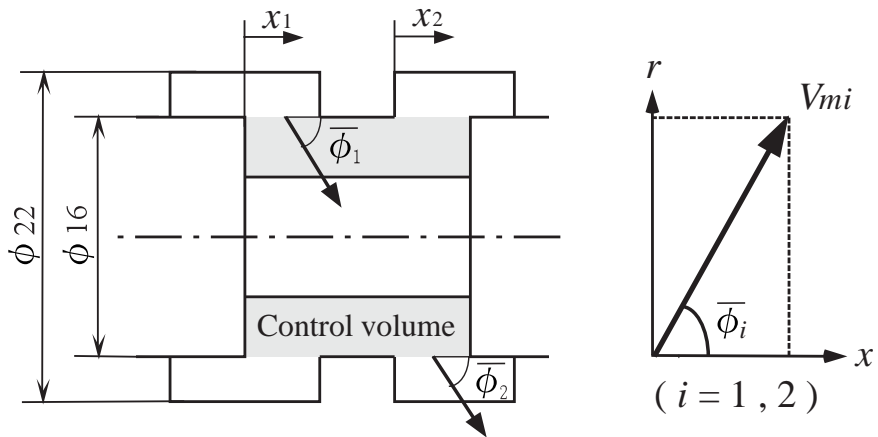


Fig 3-9 Control volume

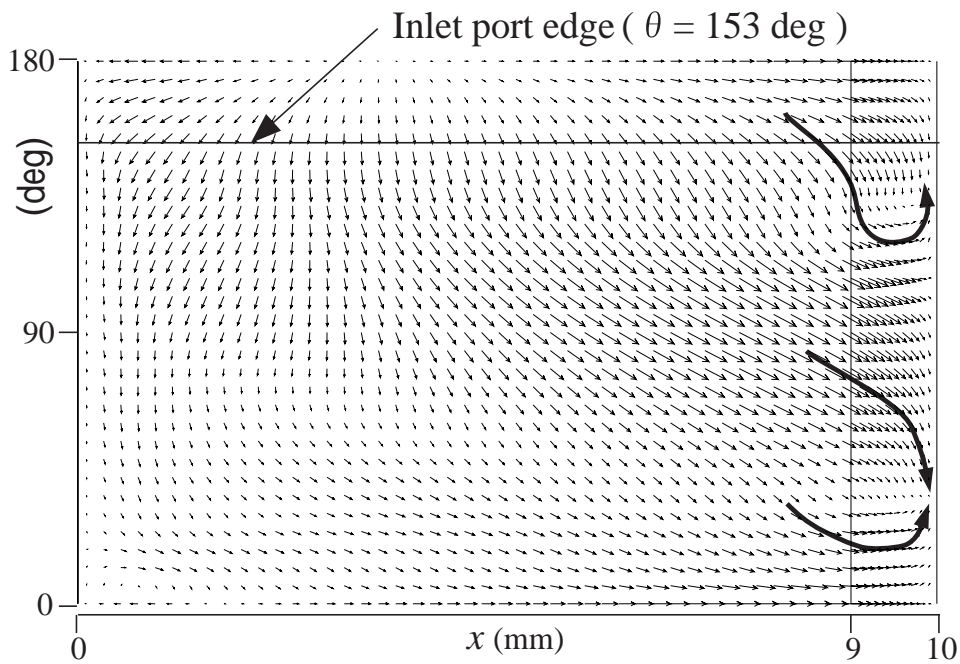


Fig 3-10 Velocity vectors in $x - \theta$ plane at $r = 9.5\text{mm}$ for $S_1 = 1.0\text{mm}$ and $Re = 214$

図3-8の $S_2 = 1.0\text{mm}$ 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3-6の $r-\theta$ 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 ($\theta = 0^\circ$) から僅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の剥離渦 (図3-6 中④領域) の影響を受けているものと考えられる.

3.5 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3-9に示す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 および r 方向成分を算出する.

$$\rho Q V_{mi} \cos(\overline{\phi}_i) = \rho \int_{A_i} V_x V_r dA_i \dots\dots\dots (3-1)$$

$$\rho Q V_{mi} \sin(\overline{\phi}_i) = \rho \int_{A_i} V_r^2 dA_i \dots\dots\dots (3-2)$$

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 $\overline{\phi}_1$, 流出角 $\overline{\phi}_2$ を以下のように定義する⁽¹²⁾.

$$\tan(\overline{\phi}_i) = \int_{A_i} V_r^2 dA_i / \int_{A_i} V_x V_r dA_i \dots\dots\dots (3-3)$$

弁開度に対する $\overline{\phi}_1, \overline{\phi}_2$ の変化を Mises⁽¹⁾ のポテンシャル流として扱って算出した理論値とともに図3-11に示す. $\overline{\phi}_1, \overline{\phi}_2$ 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 $\overline{\phi}_2$ の方が大きい. また $S_1 = 0.5\text{mm}$ と $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合との $\overline{\phi}_1$ に大きな変化がみられないのは, 図3-7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.

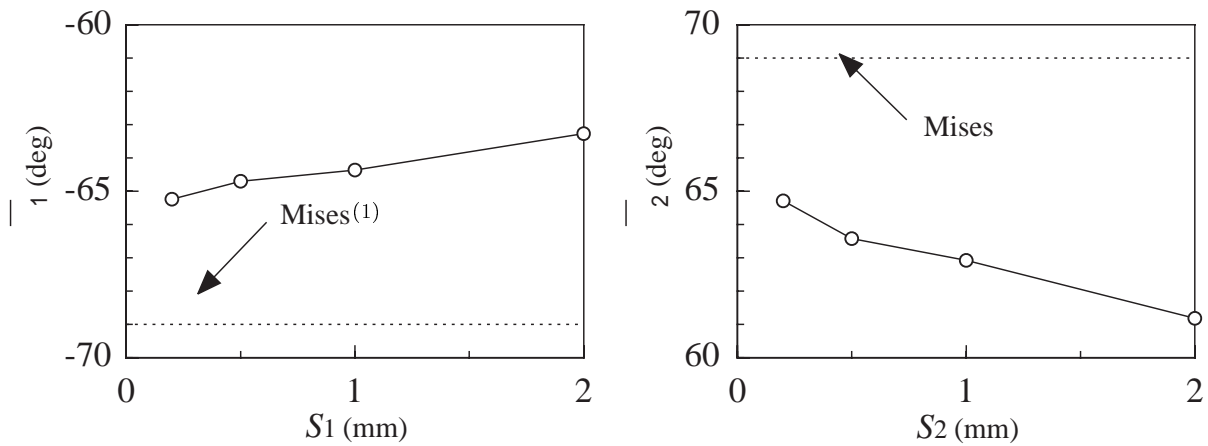


Fig 3-11 Inlet jet angle $\overline{\phi_1}$ with S_1 and outlet jet angle $\overline{\phi_2}$ with S_2 for $Re = 214$

3.6 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 および r 方向成分 M_x , M_r , および流入角 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．

$$M_{xi} = \int_0^1 V_x^* V_r^* dx_i^* \dots\dots\dots (3-4)$$

$$M_{ri} = \int_0^1 V_r^{*2} dx_i^* \dots\dots\dots (3-5)$$

$$\tan(\phi_i) = M_{ri}/M_{xi} \quad , \quad x_i^* = x_i/S_i \dots\dots\dots (3-6)$$

ここで x_i は図3-9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3-12, 3-13に示す．

図3-12に示す $S_1 = 1.0\text{mm}$ 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} は流入ポートが存在する $\theta = 180^\circ$ で最小値をとり， θ が $130, 30, 15^\circ$ 付近で極大値をとる． M_{r1} については， $\theta = 180^\circ$ で最大値をとり， θ が 130° 付近で極小値， θ が $30, 15^\circ$ 付近で極大値をとる．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3-13に示す $S_2 = 1.0\text{mm}$ 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，

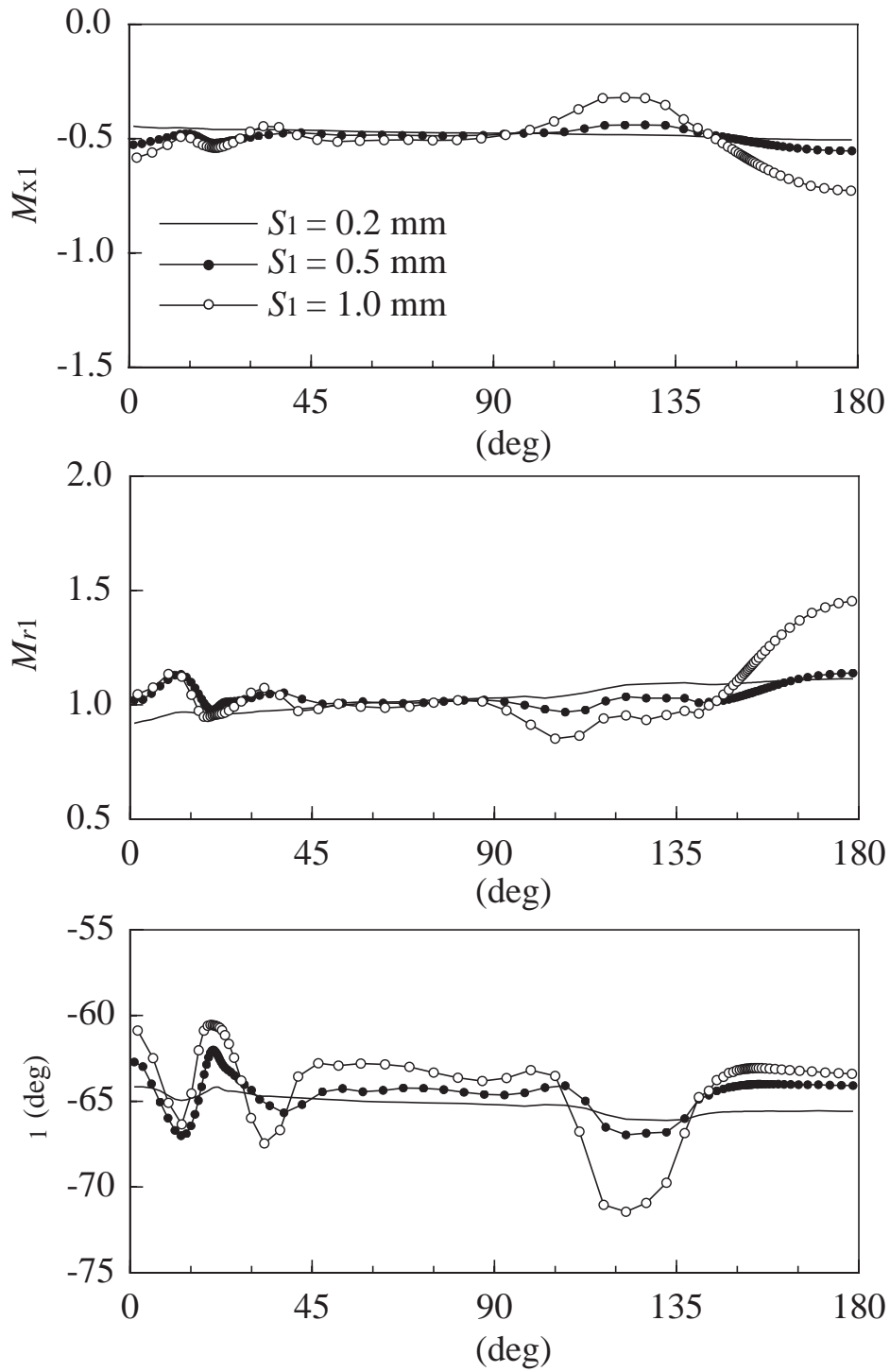


Fig 3-12 Distributions of momentum flux M_{x1} , M_{r1} and jet angle ϕ_1 at $Re = 214$ for various values of S_1

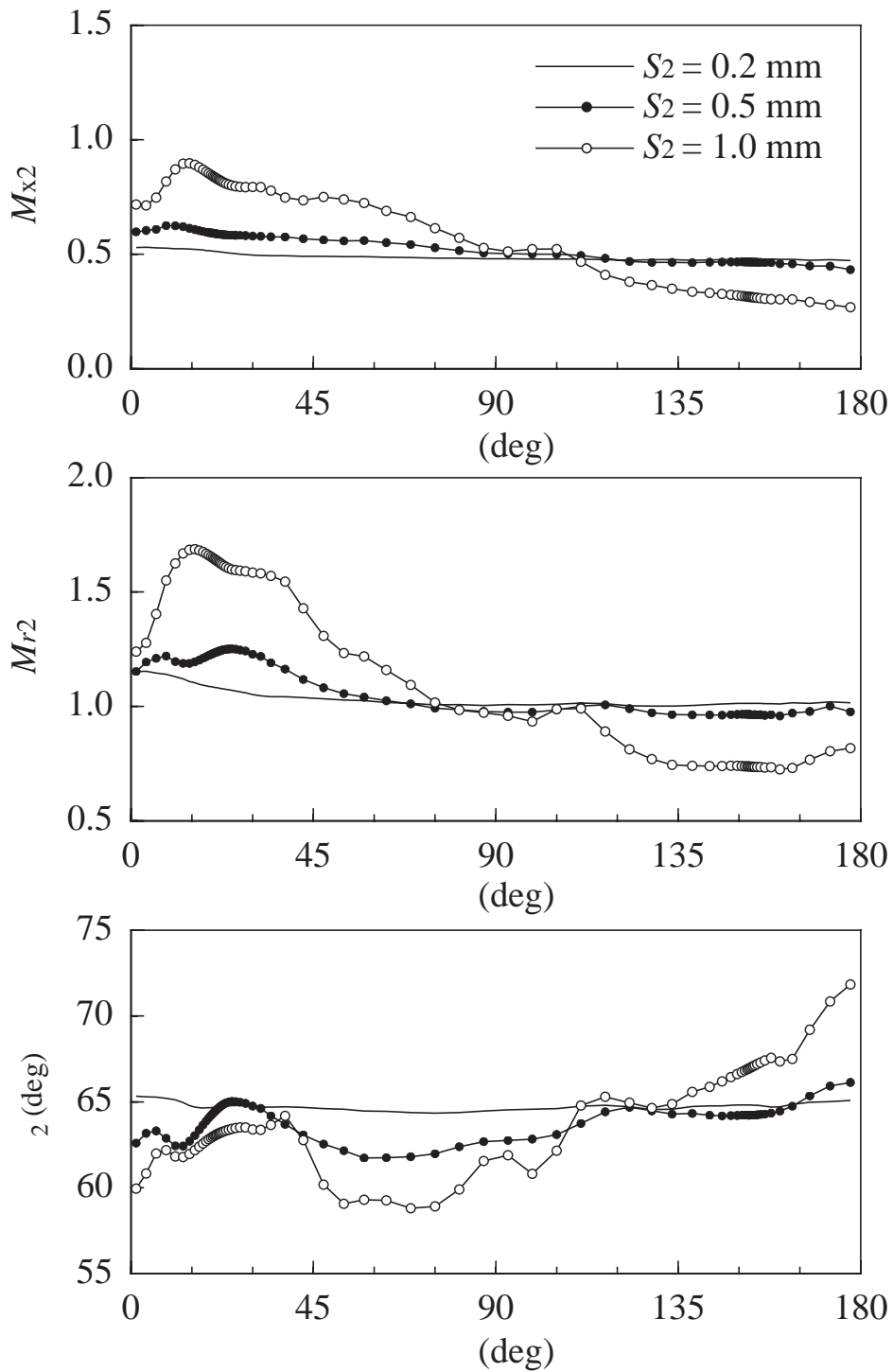


Fig 3-13 Distributions of momentum flux M_{x2} , M_{r2} and jet angle ϕ_2 at $Re = 214$ for various values of S_2

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、3.4節の速度分布で述べたようにスプール表面での剥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。

3.7 結 言

通常油圧機器で採用されることが多い流路形状が非対称なスプール弁を対象として、流入絞りと流出絞りの場合におけるスプール弁内の三次元流れ場構造、絞りにおける速度分布、噴流角および運動量流束の周方向の非一様性、ならびにこれらの特性と流れパターンや弁開度との関係を調べ、軸力の周方向の発生状況に関して以下の知見を得た。

- (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の剥離の影響を受ける。
- (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、スプール表面での剥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。

第 4 章 弁内流れにより作用する横力

4.1 緒 言

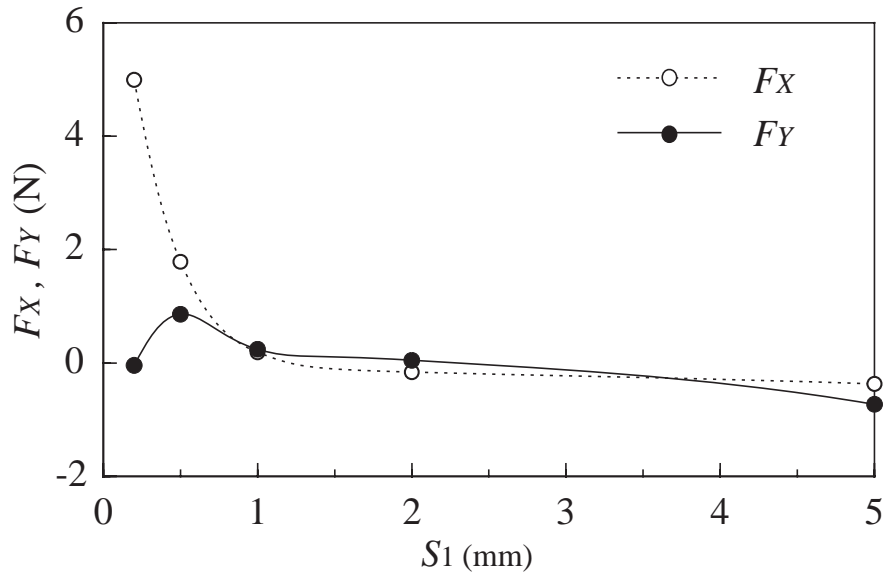
横力は第 1 章で述べたように，軸力が作用する表面と同一のスプール表面に加えて軸隙間にも作用する．軸隙間に作用する横力は，隙間流れにより生じる油膜圧力の不均一によるものであり，スプールの偏芯や傾き等の影響を受けることが知られている．スプール表面に作用する横力は，弁内流れにより生じるスプール表面の周方向圧力分布の不均一によるものであり，通常の油圧機器で採用される流路形状が非対称な場合に大きくなると考えられる．また，弁内流れによる横力はスプールに偏芯や傾きを与えるため，隙間流れによる横力を増大させることも推察される．しかしながらこの弁内流れによる横力に関する研究例は極めて少なく，横力の発生状況，弁内流れによる横力と隙間流れによる横力との関係等の定量的な知見はほとんど得られていない．

本章では，典型的な非対称流路形状を有するスプール弁を対象として，弁内流れによる横力の発生状況および発生メカニズムを明らかにするため，数値解析により弁開度に対する横力の変化ならびに横力と流れパターンの関係について検討する．ただし，検討した範囲のレイノルズ数 $Re (= Q/\nu\pi D : 107 \sim 428)$ において，横力の発生状況ならびに流れパターンが Re 数によらず同一の結果であったため，ここでは $Re = 214$ の場合を示す．なお，弁内の流れの時間的な変動により横力や圧力等の物理量は時間的に大きく変動するため，以降で示す物理量はすべて時間平均値を用いる．

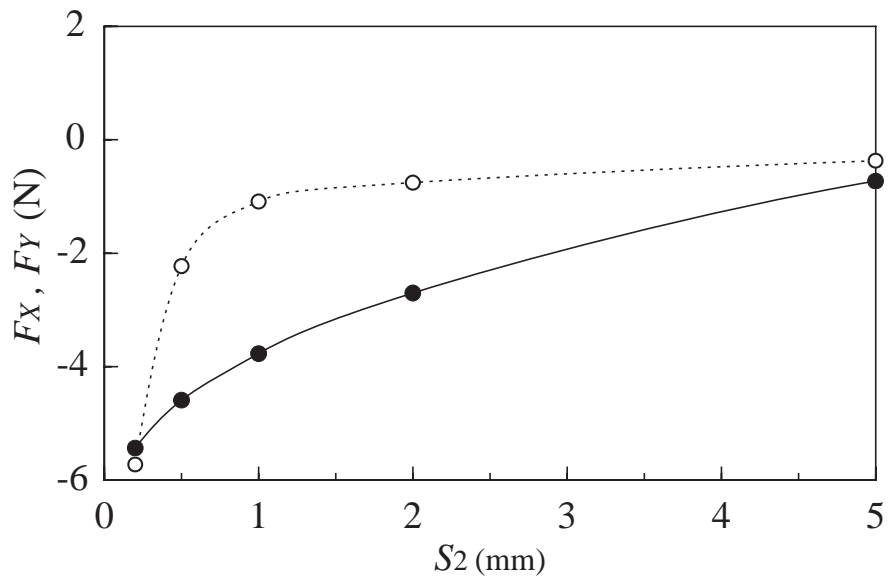
4.2 スプールに作用する横力

スプール表面の圧力とせん断力を積分して求めた横力 F_Y を図 4-1 に示す．流入絞りの場合，横力は $S_1 = 0.5\text{mm}$ でのみ正方向に作用し，その他の開度ではほぼ零である．流出絞りの場合は負方向の横力が作用しており，弁開度が小さくなるほど $|F_Y|$ はほぼ単調に増加している．

図 4-1 には軸力 F_X (横力と同様の方法で算出) を併せて示している．軸力は，流入絞りと流出絞りの場合とでその作用方向が異なるが，弁開度に対する軸力の変化は両者の場合と



(a) Inflow jet



(b) Outflow jet

Fig 4-1 Axial and lateral flow force F_X , F_Y vs. valve displacement S_i

もほぼ同様の傾向である．このことから、横力の作用メカニズムは、軸力とは異なることが推察される．

以降において、まず横力が作用する部位を特定し、その後特定した部位の流れに着目して横力が作用するメカニズムの解明を進める．

4.3 流入絞りの場合における横力の作用メカニズム

4.3.1 単位横力の軸方向分布

横力が作用しているスプール表面の部位を特定するため、次式で定義するスプール軸方向単位長さ (1mm) 当たりの横力 (単位横力) f_y を指標として導入する．

$$f_y = \int_0^{2\pi} \left\{ -pn_y + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\mu V_\theta}{r} \right) n_z \right\} r d\theta \Big|_{\text{at wall}} \dots\dots\dots (4-1)$$

ここで、 μ は流体の粘度、 (n_y, n_z) はスプール表面で外向きに立てた法線の y, z 軸に関する方向余弦である．なお、スプール端面では単位横力が定義できないため、上記の単位横力にスプール端面のせん断力を積分した成分を含めていないが、 Re 数が比較的大きいことからこのせん断力成分は相対的に極めて小さく、以降の考察には影響を及ぼさない．

流入絞りの場合における単位横力の軸方向分布を図 4-2 に示す．なお、図 4-2 には $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合におけるスプールとボディの位置関係を併せて示してある．絞りより僅かに下流のスプール表面 2 箇所 (図 4-2 中領域 A, B) と、スプールの下流側端面付近 (図 4-2 中領域 C) で単位横力が大きい．それらの部位はいずれもスプール小径部であり、その作用方向は、領域 A では負、領域 B, C では正である．

領域 A, B の単位横力 $|f_y|$ の極大値が弁開度の減少とともに大きくなっていることから、単位横力は噴流の半径方向運動量と相関があるものと推察される．そこで単位横力を噴流の半径方向運動量で無次元化した無次元単位横力 f_y^*

$$f_y^* = f_y / (\rho Q V_{Si}) = f_y / (\rho V_{Si}^2 A_{Si}) \dots\dots\dots (4-2)$$

で表し、図 4-3 に示す． $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合における領域 C を除くと、各領域の無次元単位横力 $|f_y^*|$ の極大値は同程度の大きさとなすことができ、単位横力は噴流の半径方向運動量との相関が強いといえる．

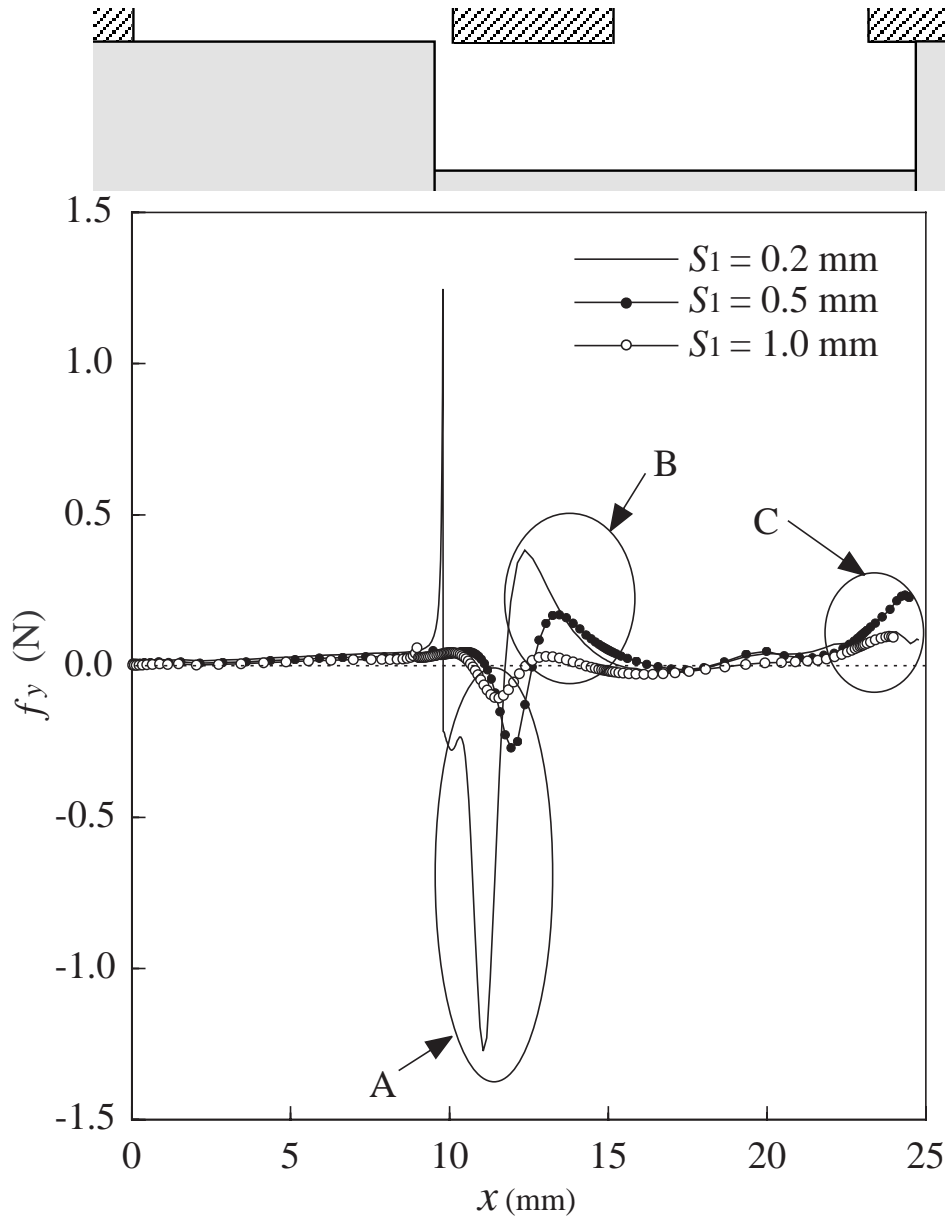


Fig 4-2 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of S_1

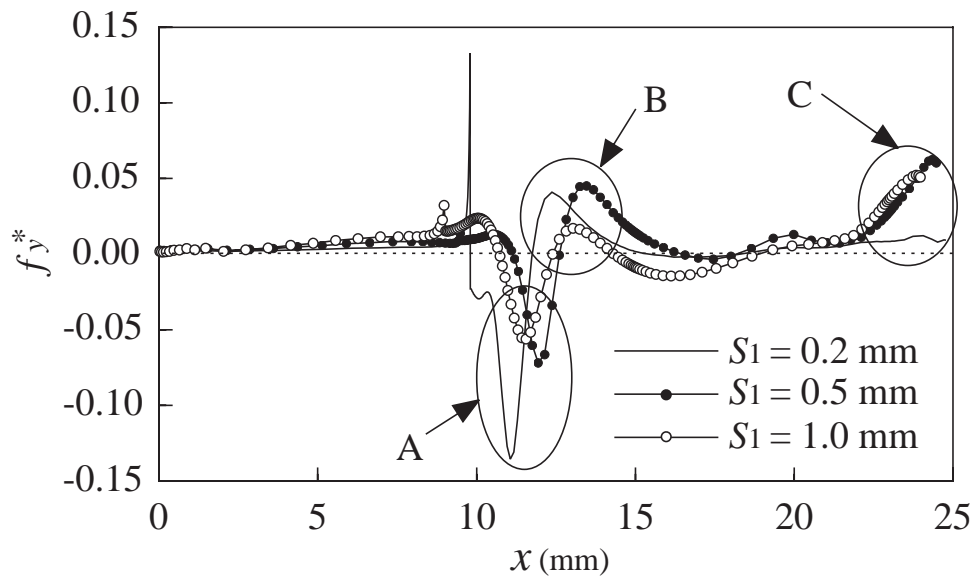
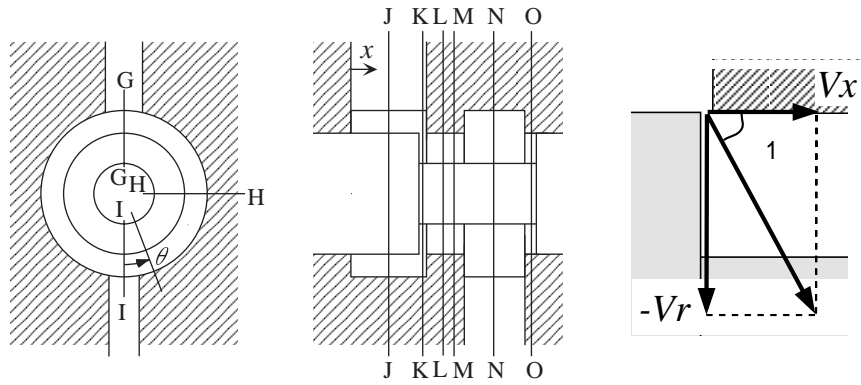


Fig 4-3 Distributions of non-dimensional lateral flow force per unit axial length of spool f_y^* for various values of S_1

以上で述べた単位横力の軸方向分布より，弁開度に対する横力の変化が次のように説明できる．すなわち，流入絞りの場合には領域 A, B の単位横力が互いに打ち消し合う方向に作用するため，横力は小さくなる．また，単位横力と噴流の半径方向運動量との相関が強い $S_1 \geq 0.5\text{mm}$ の場合，横力は弁開度の減少とともに大きくなる．しかしながら， $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合，次節で述べるように $S_1 \geq 0.5\text{mm}$ の場合と流れパターンが異なるため，正方向に作用する領域 C の単位横力が噴流の半径方向運動量に比例して大きくなり，横力は $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合より小さくなる．

4.3.2 単位横力と流れパターンの関係

流入絞りにおける $S_1 \geq 0.5\text{mm}$ の場合の典型的な例として， $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合における単位横力と流れパターンの関係を図 4-4, 4-5 および 4-6 に示す．図 4-4, 4-5 は $x-r$ 面および $r-\theta$ 面の時間平均速度ベクトルであり，速度ベクトルのスケールは各図に表示している．図 4-6 はスプール表面の周方向と軸方向圧力分布である．以降において，周方向の $\theta = 180, 90, 0^\circ$ の各断面をそれぞれ流入断面，中間断面，流出断面，また $\theta = 180, 0^\circ$ 側をそれぞれ



(a) Inlet port section
(Section G-G)

(b) Middle section
(Section H-H)

(c) Outlet port section
(Section I-I)

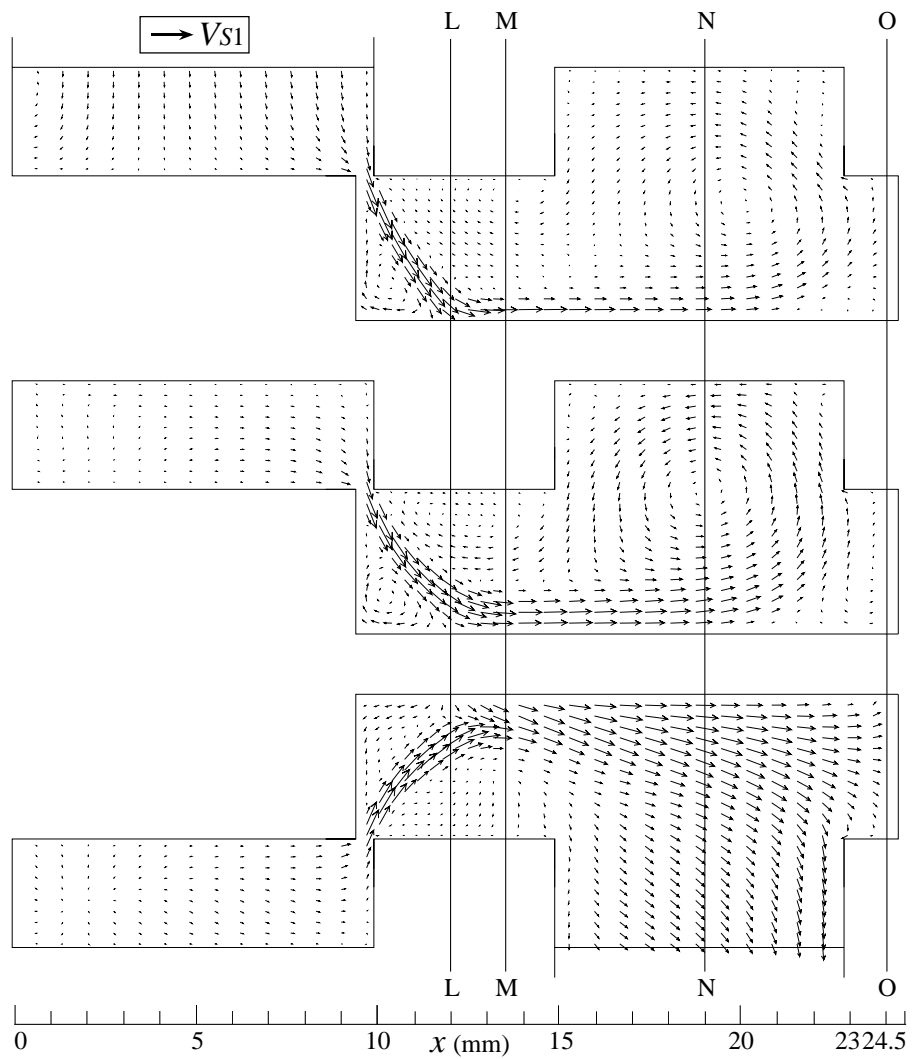


Fig 4-4 Velocity vectors in $x - r$ planes for $S_1 = 0.5\text{mm}$

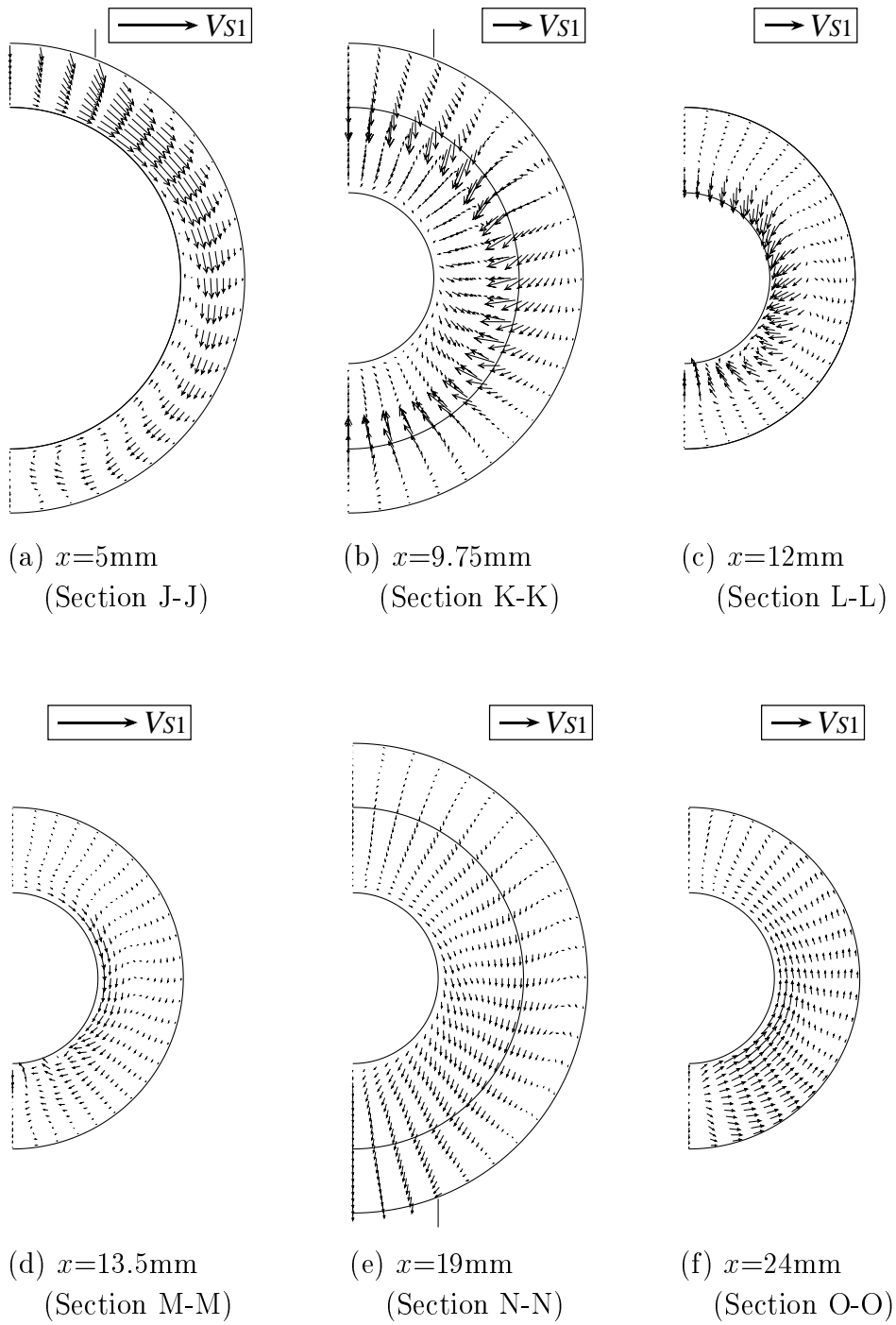
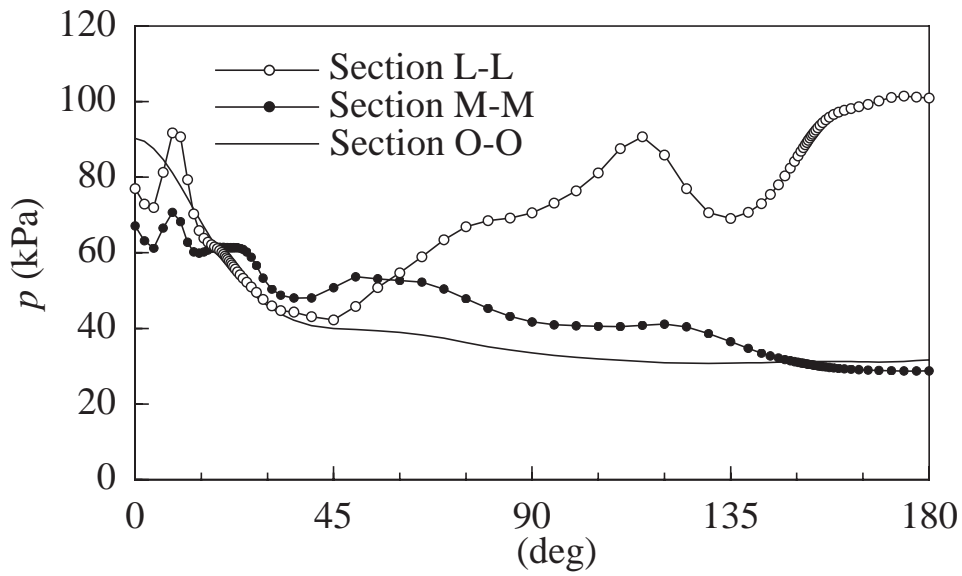
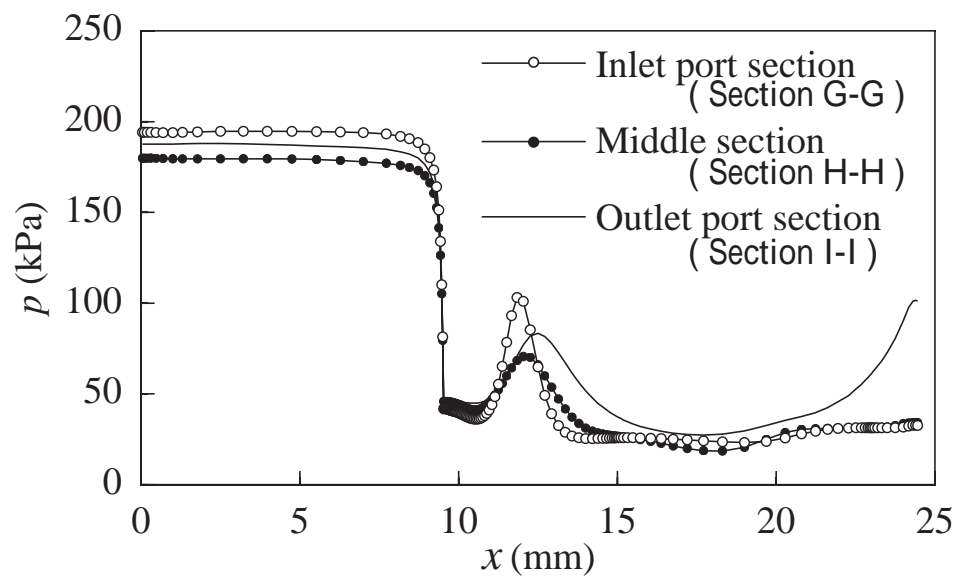


Fig 4-5 Velocity vectors in $r - \theta$ planes for $S_1 = 0.5\text{mm}$



(a) circumferential direction



(b) axial direction

Fig 4-6 Pressure distributions on the spool surface for $S_1 = 0.5$ mm

流入側，流出側と記す．なお，圧力は流出ポートの流出境界位置での圧力を基準圧 (0kPa) として表示した．

(1) 領域 A, B の単位横力と流れパターン

図 4-4 において，噴流は絞りにより僅か下流のスプール表面 (図 4-4 中 印) に衝突しているが，その衝突パターンは周方向で異なっている．流入断面では，図 4-4 中に示した噴流角 $\phi_1 = [\tan^{-1}(-V_r/V_x)]$ が最も大きく，噴流の拡散幅が最も小さい．これにより，噴流が衝突するスプール表面の面積が最も狭くなるため，噴流の衝突による圧力上昇が最も大きく，圧力上昇の幅が狭くなることが図 4-6 に示す流入断面の軸方向圧力分布からわかる．また，噴流の衝突位置は流出側の断面ほど下流側となるため，圧力上昇が最大となる位置もそれに対応して下流側となる．

以上から，領域 A, B の単位横力は，噴流の衝突による圧力上昇が周方向で異なることにより生じることがわかる．すなわち，領域 A に対応する L-L 断面 ($x = 12\text{mm}$) では，流入側における噴流の衝突により流入側の圧力が高くなるため，単位横力は負の方向に作用する．一方，領域 B に対応する M-M 断面 ($x = 13.5\text{mm}$) では，流出側の圧力上昇が流入側に比べて軸方向下流側となることにより，流出側の圧力が高くなるため，単位横力は正の方向に作用する．

噴流角 ϕ_1 ，噴流の幅および噴流の衝突位置が周方向で異なる理由は，絞りにおける速度分布が周方向に不均一となるためである．絞りにおける速度分布の詳細に関しては，第 3 章を参照されたい．

(2) 領域 C の単位横力と流れパターン

図 4-4 において，スプール下流側端面 [図 4-4(c) 中の 印の壁面] では流れが壁面に衝突しているが，流出断面では他の断面と比べて壁面への流れの衝突が強い．これにより流出断面では衝突による圧力上昇が大きくなることが図 4-6 に示す軸方向および周方向圧力分布からわかる．

以上から，領域 C ではスプール下流側端面への流れの衝突により流出側の圧力が高くなるため，単位横力は正の方向に作用する．

流出側の断面において，壁面への流れの衝突が強くなる理由は，流出ポート ($\theta = 0 \sim 21^\circ$ に配置) の影響を受けるためである．すなわち，図 4-5(c), (d), (e) に示す $r - \theta$ 断面の流れ

は流入側から流出側に向うため，図 4-4(c) に示すスプール下流側端面付近では流出側に流れが集中する．これによりスプール表面近傍の軸方向速度が大きくなるため，流出側では他の断面より壁面への流れの衝突が強くなると考えられる．

$S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合における領域 C の単位横力が大きくなる理由は，図 4-7 に示した速度ベクトルおよび図 4-8 の軸方向圧力分布から，次のように推察される．すなわち， $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合，流入断面と中間断面における噴流はスプール上流側端面 [図 4-7(a) 中の 印の壁面] に付着し，スプール下流側端面において流出側の圧力上昇があまり認められない．噴流が付着しない $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合，図 4-9 に示す軸方向速度成分 V_x/V_{S1} が

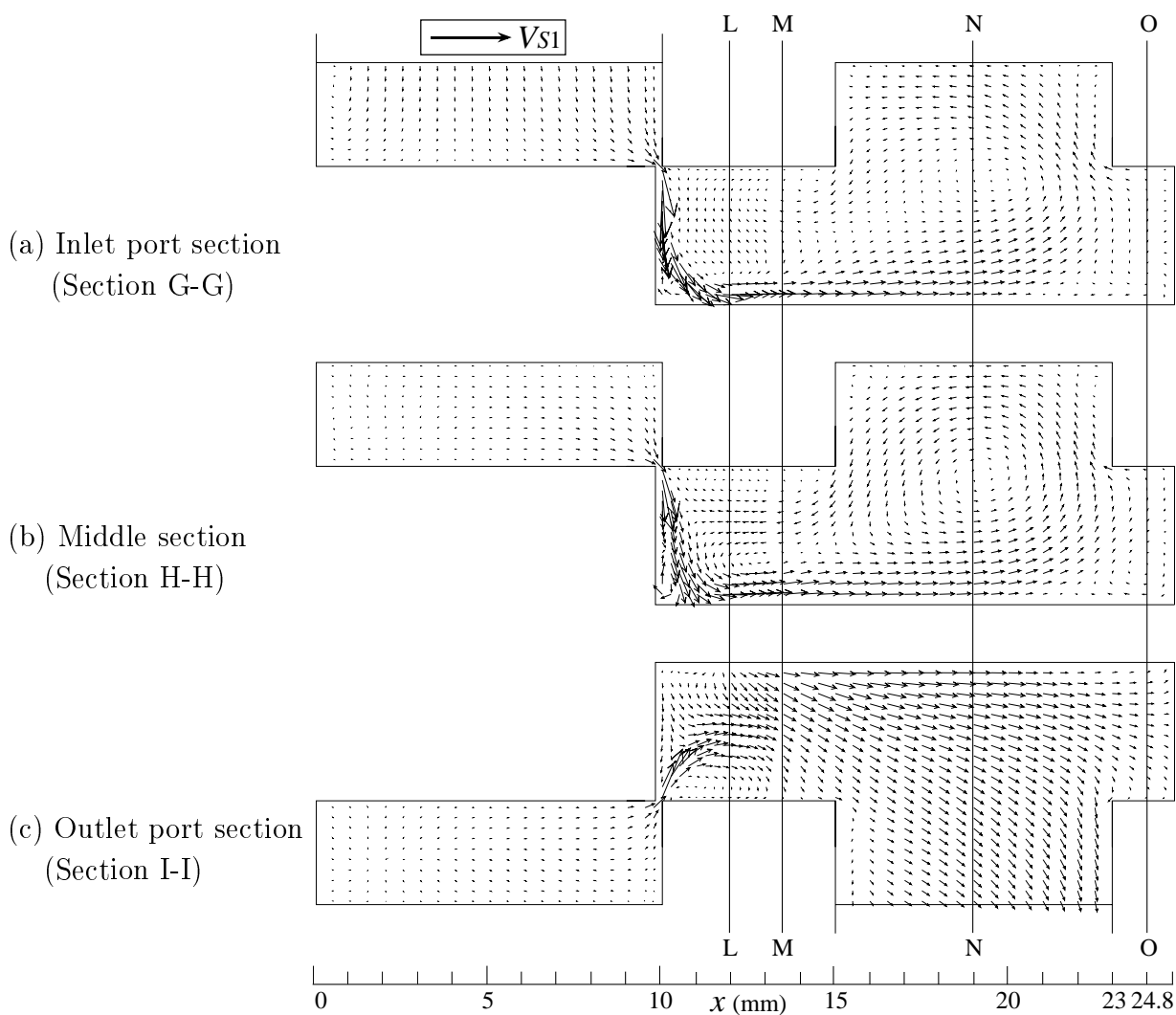


Fig 4-7 Velocity vectors in $x - r$ planes for $S_1 = 0.2\text{mm}$

流出側で大きい領域が認められるが、噴流が付着する $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合には流出側と $\theta = 130^\circ$ 付近 [図 4-9(b) 中の矢印] の 2 箇所軸方向速度の大きい領域が認められる。このように $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合には、流れの分散により流出側のみの軸方向速度が大きくなるのではなく、スプール下流側端面において衝突による圧力上昇が認められないため、領域 C の単位横力が大きくなる。なお、 $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合に $\theta = 130^\circ$ 付近の速度が大きくなる理由は、流入側の噴流が端面に付着した後にスプール表面に衝突して軸方向に転向することにより、周方向に回り込む速度より軸方向速度が大きくなるためと考えられる。

領域 A, B, C 以外の領域では、大きな周方向圧力勾配を形成する顕著な流れパターンが認められないため、単位横力がほぼ零となる。なお、 $S_1 = 0.2\text{mm}$ の場合、絞りにおける速度が大きい流入側のスプール角部において、流れが大きく転向することにより圧力が低下するため、角部 [図 4-3 中の $x = 9.8\text{mm}$] 付近で正方向に単位横力が作用する。ただし、単位横力が作用する領域が非常に狭いため、横力には大きく影響しない。

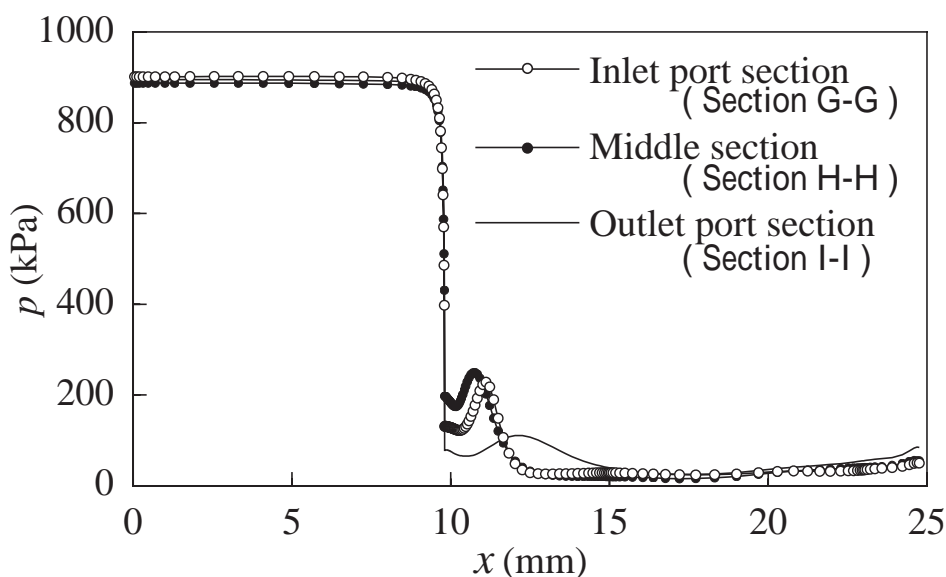


Fig 4-8 Pressure distributions in the axial direction on the spool surface for $S_1 = 0.2\text{mm}$

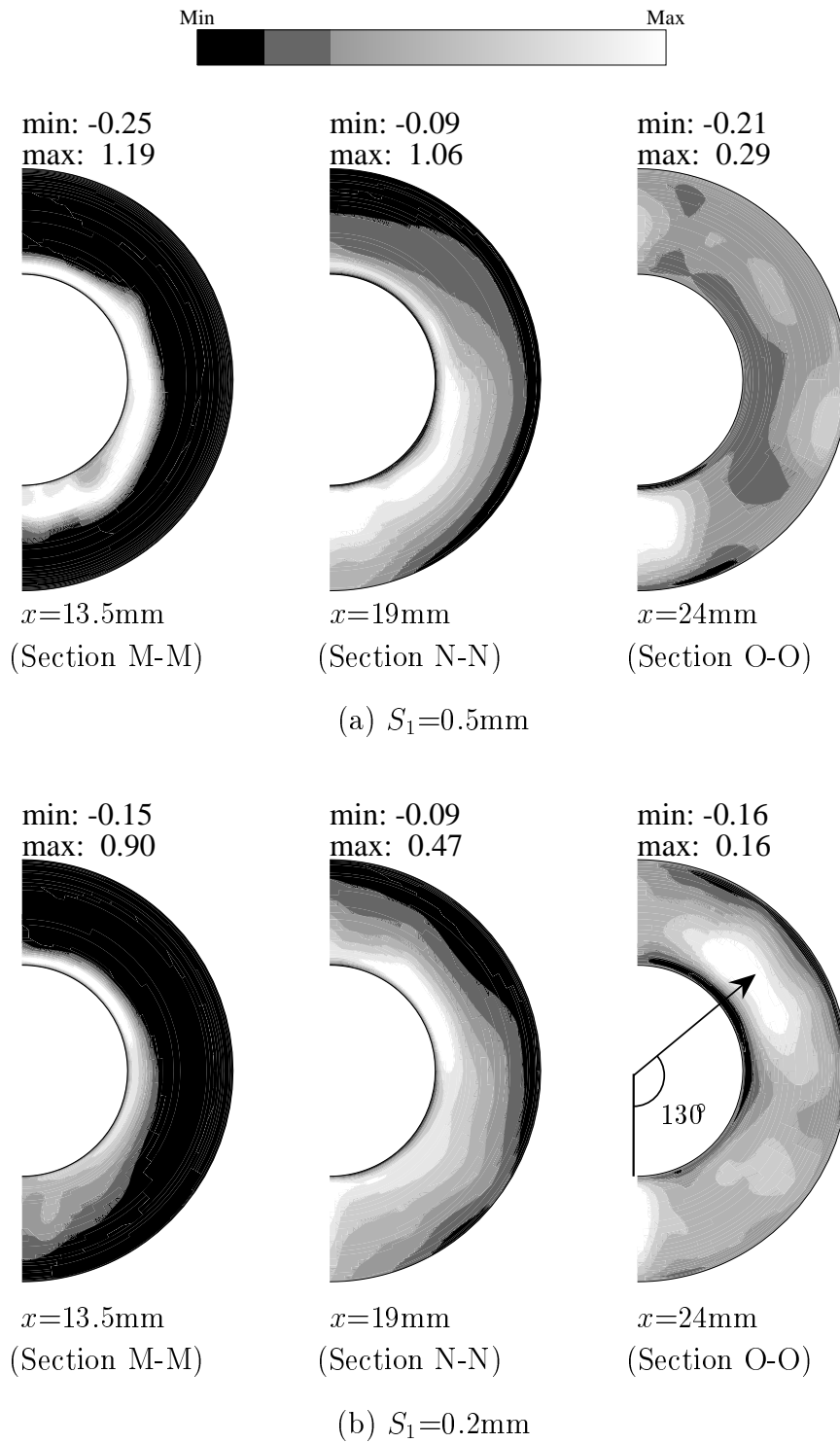


Fig 4-9 Distributions of velocity component V_x/V_{S1} in $r - \theta$ planes for $S_1 = 0.5, 0.2\text{mm}$

4.4 流出絞りの場合における横力の作用メカニズム

4.4.1 単位横力の軸方向分布

流出絞りの場合における単位横力の軸方向分布を、 $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合におけるスプールとボディの位置関係とともに図4-10, 4-11に示す。絞りより下流のすべてのスプール表面(図4-10中領域D, E, F)で負の方向に大きな単位横力が作用しており、特に $x = 19\text{mm}$ 付近(図4-10中領域E)で大きい。

以上より、流出絞りの場合には領域D, E, Fにおける単位横力が同一方向に作用するため、大きな横力が作用する。また、領域Dでの単位横力は、弁開度に関係なくほぼ同じ大きさとなっているが、領域E, Fの単位横力は弁開度が小さくなるほど大きくなっている。したがって、弁開度が小さくなるほど領域E, Fの単位横力が大きくなる分だけ、横力は大きくなる。

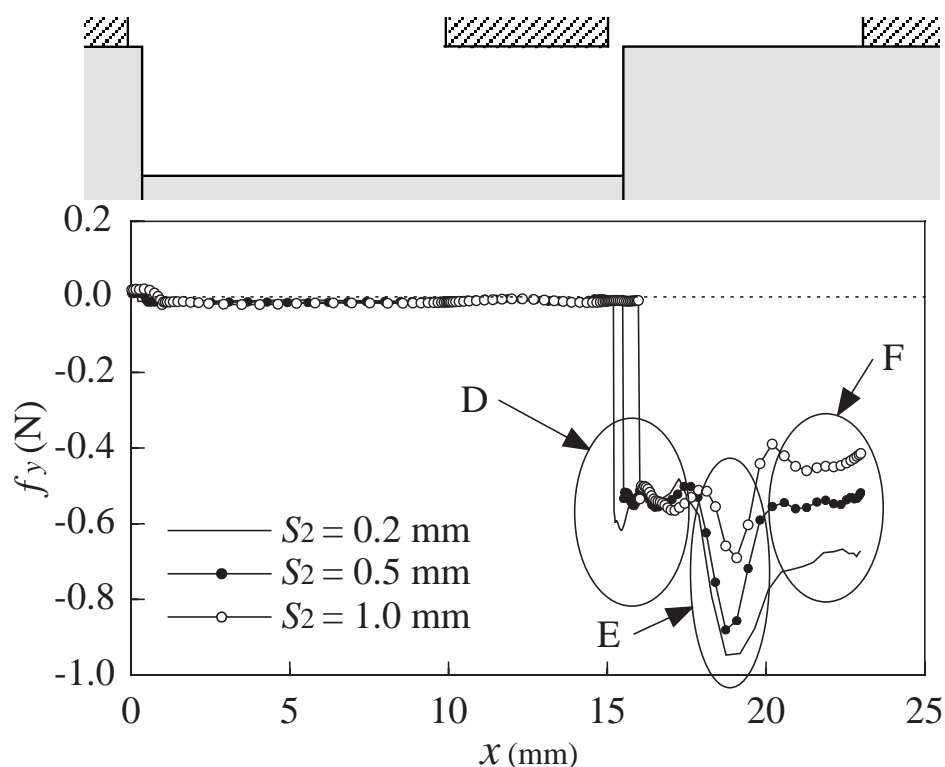


Fig 4-10 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of S_2

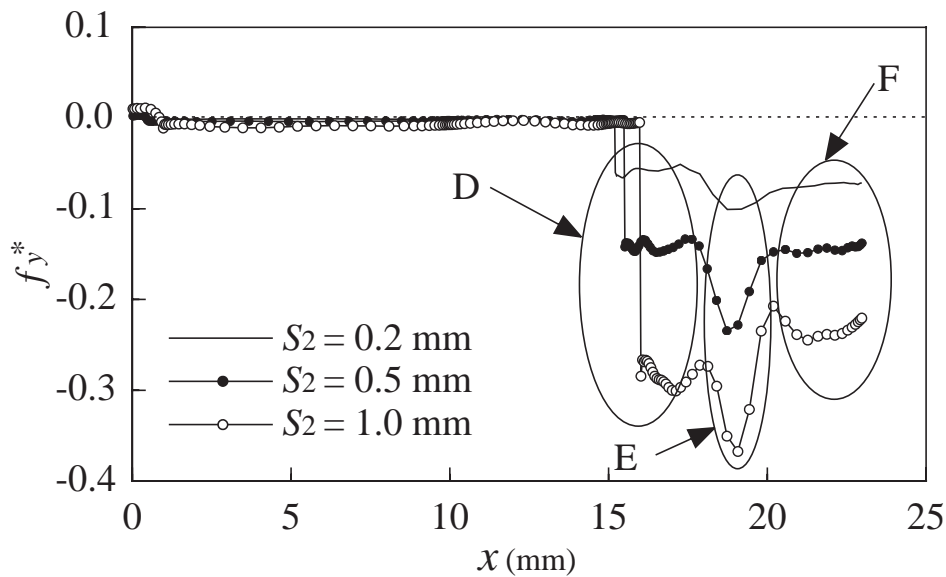


Fig 4-11 Distributions of non-dimensional lateral flow force per unit axial length of spool f_y^* for various values of S_2

4.4.2 単位横力と流れパターンの関係

単位横力の軸方向分布と流れパターンの関係を見るため、流出絞りの場合の典型的な例として、 $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合における $x - r$ 面および $r - \theta$ 面の時間平均速度ベクトルをそれぞれ図 4-12, 4-13 に、スプール表面の周方向と軸方向圧力分布を図 4-14 に示す。なお、他の弁開度における流れパターンも $S_2 = 0.5\text{mm}$ の場合と同様であった。

(1) 領域 D の単位横力と流れパターン

図 4-12(c) に示す流出断面の噴流は直接流出ポートへ流出し、他の断面における流れは図 4-13(d) に示すように流入側から流出側へ回り込み、流出ポートへ流出している。流出ポートは流れの最も下流側に位置し、流出側へ回り込む流れが合流して加速するため、スプール表面の圧力は、図 4-14(a) の周方向圧力分布 (領域 D に対応する M-M 断面, $x = 17.5\text{mm}$) においてみられるように流出側ほど低くなる。

以上から、領域 D では、流出ポートの影響によりスプール表面において流出側の圧力が低くなるため、負の方向に単位横力が作用する。なお、図 4-14(a) の周方向圧力分布において、N-N 断面 ($x = 19\text{mm}$) および O-O 断面 ($x = 21\text{mm}$) においても流出側ほど圧力が低く

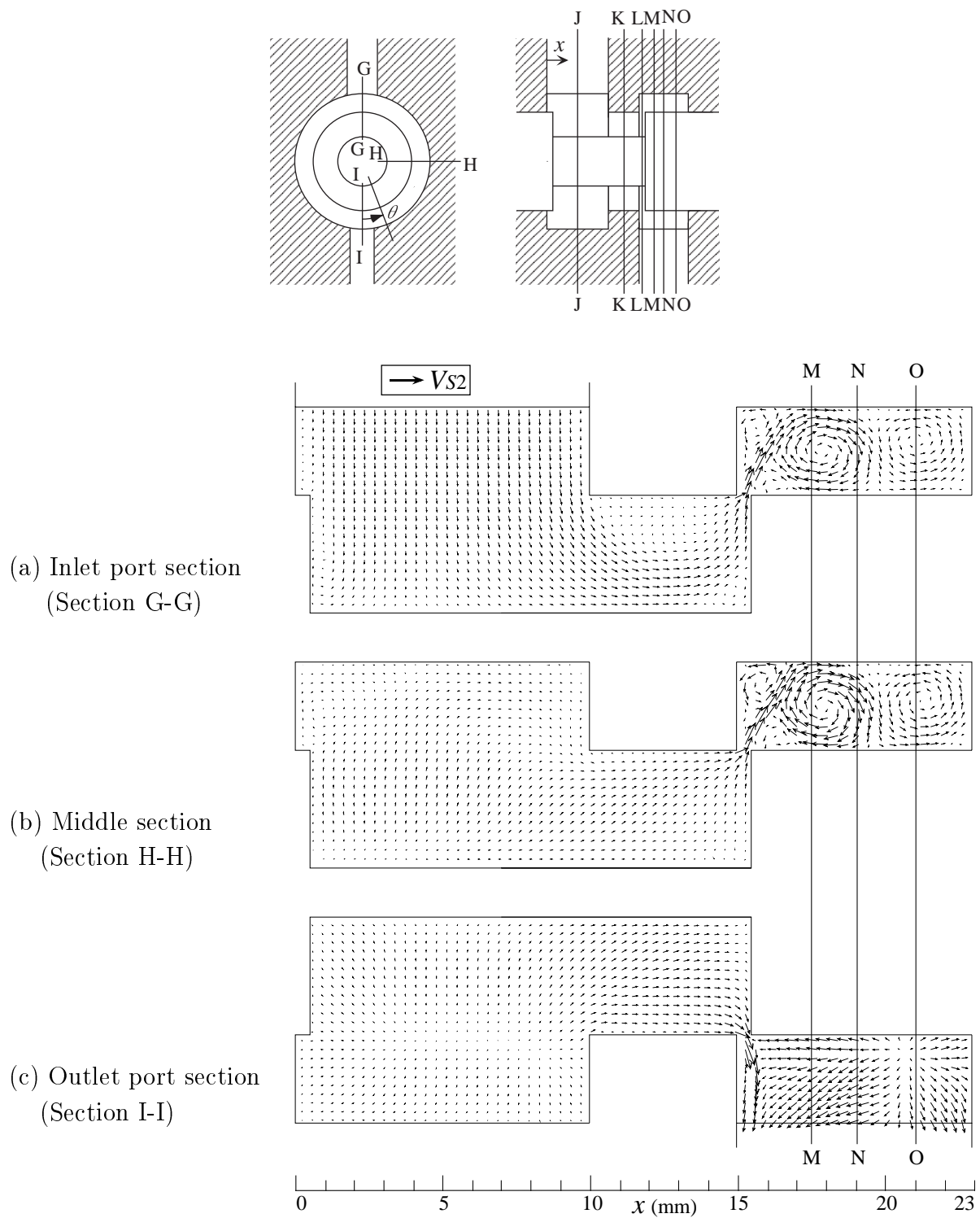


Fig 4-12 Velocity vectors in $x - r$ planes for $S_2 = 0.5\text{mm}$

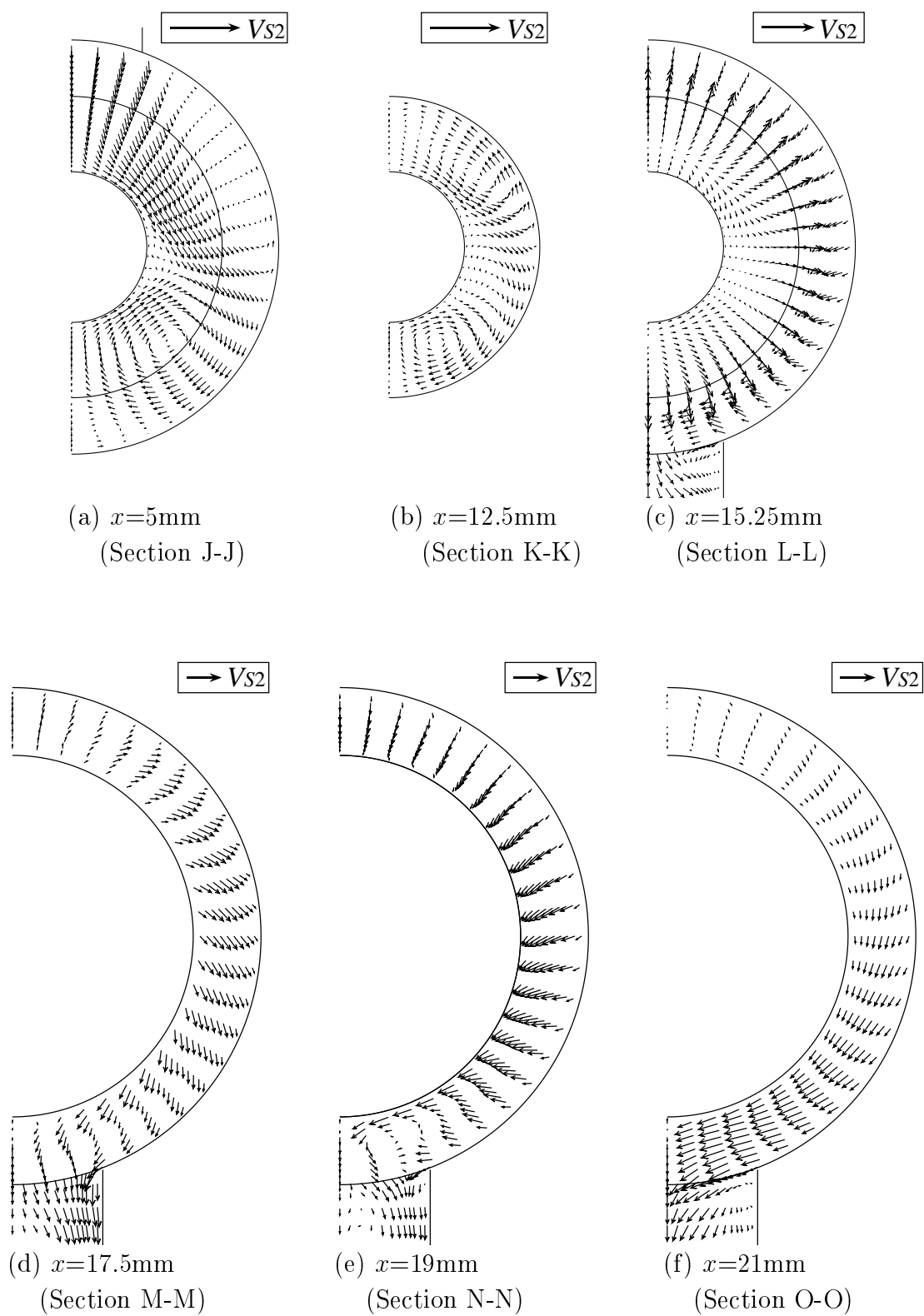
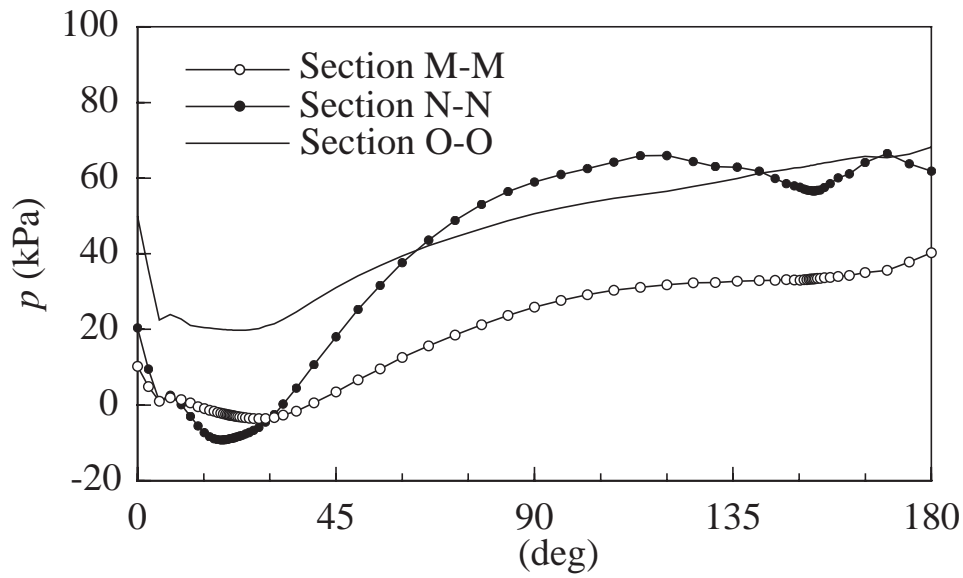
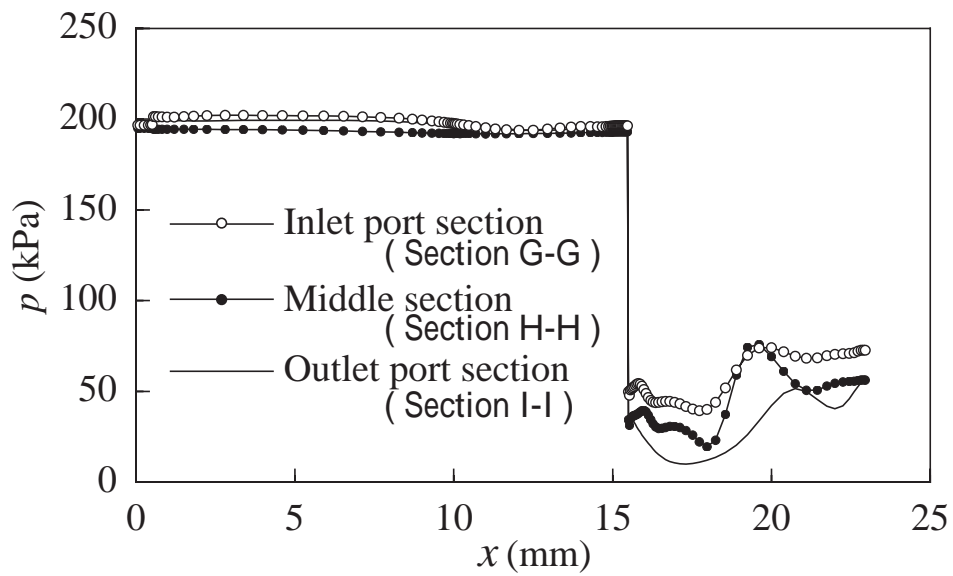


Fig 4-13 Velocity vectors in $r - \theta$ planes for $S_2 = 0.5\text{mm}$



(a) circumferential direction



(b) axial direction

Fig 4-14 Pressure distributions on the spool surface for $S_2 = 0.5\text{mm}$

なっていることから，各断面に対応する領域E, Fにおいても流出ポートの影響を受けることがわかる．

(2) 領域Eの単位横力と流れパターン

領域Eに対応するN-N断面では，流入断面[図4-12(a)]および中間断面[図4-12(b)]における噴流がボディ壁(図4-12中の 印)に衝突後，スプール表面(図4-12中の 印)に衝突している．この噴流の衝突により，スプール表面付近の圧力が上昇することが図4-14(b)の軸方向圧力分布から確認できる．すなわち，N-N断面付近では，流入および中間断面の圧力が流出断面よりも高い．

以上から，領域Eでは，流出ポート位置の影響により流出側の圧力が低くなることに加え，流入側で噴流のスプール表面への衝突により圧力が高くなるため，領域Dよりも大きな単位横力が負の方向に作用する．なお，図4-14(b)に示す軸方向圧力分布において，流入側ではO-O断面の圧力がN-N断面の圧力と同程度となっていることから，O-O断面に対応する領域Fにおいても噴流の衝突の影響を受けることがわかる．

(3) 領域Fの単位横力と流れパターン

領域Fに対応するO-O断面では，図4-13(f)に示すように流出断面において，流入側から流出側へ回り込んだ流れが対称面[図4-13(f)中の 印]で衝突している．この流れの衝突により，この付近[放射状吹出し流れの中心，図4-12(c)中の 印]の圧力が上昇することが図4-15に示す $r-\theta$ 面における圧力のマップから確認できる．すなわち，図4-15で流出側の圧力分布を比較すると，衝突が認められるO-O断面[図4-15(c)中の 印]では，スプール表面の圧力が上昇している．

以上より，領域Fでは，流入側では噴流のスプール表面への衝突により圧力が高くなるが，対称面における流れの衝突により流出側の圧力低下が抑制されるため，領域Eよりも小さな単位横力が作用する．

弁開度が小さくなるほど領域E, Fの単位横力が大きくなる理由を示すため，次式で定義する絞りにおける無次元半径方向平均速度 \bar{V}_{r2}^* の周方向分布を図4-16に示す．

$$\bar{V}_{r2}^* = \frac{1}{S_2 V_{S2}} \int_0^{S_2} V_r dx_2 \dots\dots\dots (4-3)$$

ここで， x_2 は図3-9に示す軸方向座標である．図4-16より弁開度が小さくなるほど半径方

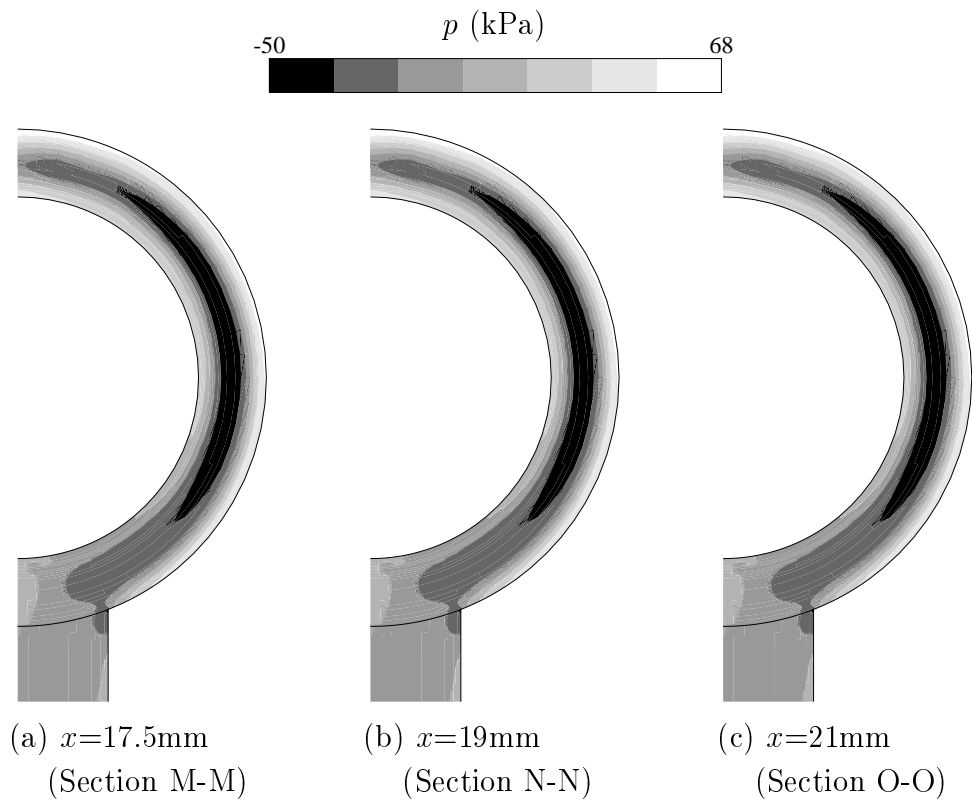


Fig 4-15 Pressure distributions in $r - \theta$ planes for $S_2 = 0.5\text{mm}$

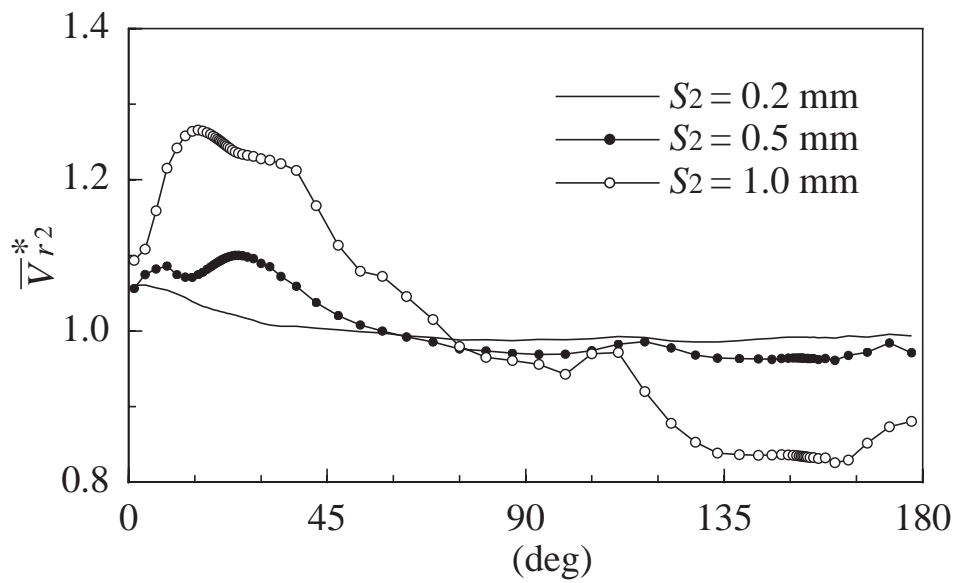


Fig 4-16 Distributions of velocity component $\bar{V}_{r_2}^*$ for various values of S_2

向平均速度が周方向に均一化していることがわかる。

以上より、弁開度に対する領域 E, F の単位横力の変化が次のように推察される。すなわち、弁開度が小さくなるほど絞りにおける速度分布が周方向に均一化するため、図 4-13(e), (f) に示す N-N および O-O 断面を通して流出ポートへ流出する流れが多くなる。したがって、これらの断面における周方向の圧力差が大きくなるため、領域 E, F の単位横力が大きくなると考えられる。

なお、絞りより上流では、流入絞りの場合と同様、大きな周方向圧力勾配を形成する顕著な流れパターンが認められないため、単位横力がほぼ零となる。

4.5 結 言

流路形状が非対称なスプール弁を対象として、流入絞りと流出絞りの場合における弁開度に対する横力の変化、横力と流れパターンの関係、すなわち横力と噴流速度との相関ならびに流れパターンの周方向の不均一が及ぼす横力への影響を調べ、横力の発生状況と発生メカニズムに関して以下の知見を得た。

(1) 流入絞りの場合、絞りにおける噴流がスプール表面へ衝突する位置および角度、ならびに流れがスプール下流側端面へ衝突する強さが周方向で異なることによりスプール表面の各々の箇所横力が作用する。

(2) 流入絞りの場合、噴流衝突領域における横力が軸方向の異なる 2 箇所互いに打ち消し合う方向に作用するため、スプール全体の横力は小さく、 $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合を除きほぼ零である。

(3) 流出絞りの場合、流出ポートの影響により流出側の圧力が低下するため、絞りより下流において横力が作用する。横力は、噴流がスプール表面へ衝突する領域では大きく、その下流において流れが流出側の対称面で衝突する領域では小さい。

(4) 流出絞りの場合、軸方向のいずれの位置においても横力が同一方向(流出ポート方向)に作用するため、スプール全体の横力は大きい。弁開度が小さくなるほど、スプール下流側の横力が大きくなるため、弁開度の減少とともにスプール全体の横力は大きくなる。

第 5 章 弁の諸元が横力に及ぼす影響

5.1 緒 言

第 4 章において、弁内流れによる横力の発生状況、すなわち弁開度に対する横力の変化を調べ、流出絞りの場合に大きな横力が作用することを明らかにした。この流出絞りの状態は第 1 章で述べた非定常流体力による弁振動を起こしにくいことから、通常のスプール弁は流出絞りの状態として用いることが多い。このため、実用の観点から横力の低減が重要となる。

本章では、大きな横力が作用する流出絞りの場合に作用する横力を低減することを目的に、図 2-2 に示す流出絞りに特化したスプール弁を対象として流れの数値解析、流れの可視化ならびにスプール表面の圧力計測を実施し、弁の諸元が横力に及ぼす影響を検討する。

5.2 弁開度の影響

5.2.1 スプールに作用する横力

スプール基準諸元を対象として弁開度の影響を検討する。各弁開度における横力を図 5-1 に示す。図 5-1 の計算で求めた横力は、図 1-1 中に斜線で示したスプール表面の圧力とせん断力を積分したものであるが、実験で求めた横力はスプール大径部の表面の圧力のみを積分したものである。

横力は正方向(流出ポート方向)に作用しており、弁開度の減少とともに横力は増加している。以降、まず横力が作用する部位を特定し、特定した部位の流れに着目して横力が作用するメカニズムを解明する。ただし、この場合のメカニズムは、第 4 章で示した弁室の流出側を絞った場合のメカニズムとほぼ同一であるため、以降ではその概略を記述する。なお、メカニズムの詳細は第 4 章を参照されたい。

5.2.2 横力が作用するメカニズム

横力が作用しているスプール表面の部位を特定するため、各弁開度における単位横力の軸方向分布を図 5-2 に示す。絞りより下流のすべてのスプール大径部(図 5-2 中領域 D, E, F)

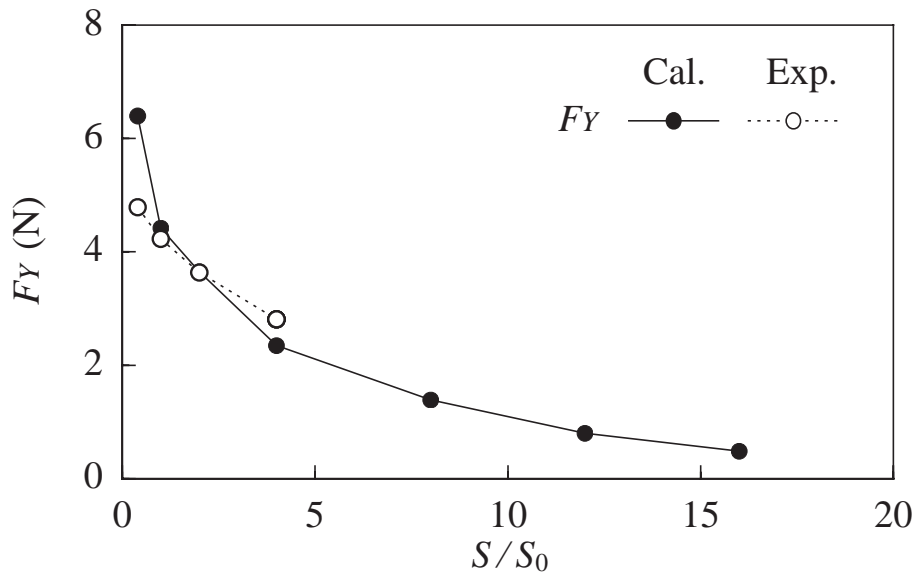


Fig 5-1 Lateral flow force F_Y vs. valve displacement S/S_0

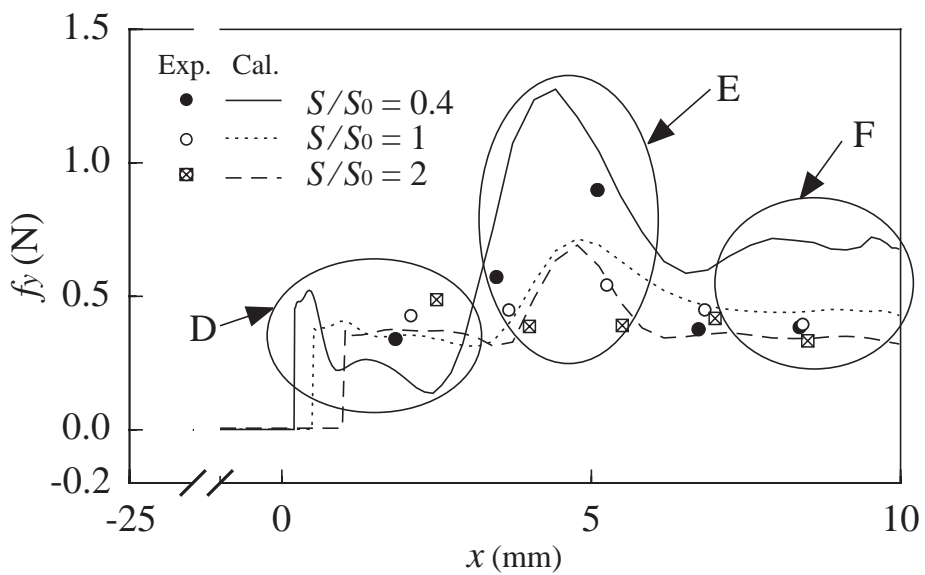


Fig 5-2 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of S/S_0

で正方向に大きな単位横力が作用しているが、領域Eの単位横力が特に大きい。領域E, Fの単位横力が弁開度の減少とともに大きくなるため、弁開度が小さくなるほど横力は大きくなる。

単位横力と流れパターンの関係を見るため、 $S/S_0 = 1$ の場合における $x-r$ 面および $r-\theta$ 面(図2-2参照)の時間平均速度ベクトル(ベクトルのスケールはすべて同一)を図5-3に、スプール表面の周方向と軸方向圧力分布を図5-4に示す。

図5-3(c)に示す流出断面の噴流は直接流出ポートへ流出し、他の断面における流れは図5-3(d)~(f)に示すように流入側から流出側へ回り込み、流出ポートへ流出している。スプール大径部(領域D, E, F)では、流出ポートへ回り込む速度(周方向速度)が流出側ほど大きくなることにより、スプール表面の圧力が図5-4(b)の周方向圧力分布においてみられるように流出側ほど低くなるため、正方向に単位横力が作用する。領域Eでは、流入側で噴流がスプール表面(図5-3中 印)へ衝突することにより、圧力が図5-4(a)に示す軸方向圧力分布のように高くなるため、領域Dよりも大きな単位横力が正方向に作用する。領域Fでは、噴流の衝突により上昇した流入側の圧力が低下するとともに、対称面における流れの衝突[図5-3(d)中 印]により流出側の圧力低下が抑制されるため、領域Eよりも単位横力が小さくなる。なお、他の弁開度における単位横力と流れパターンの関係も $S/S_0=1$ の場合と同様であった。

弁開度に対する領域E, Fの単位横力の変化は次のように推察される。すなわち、弁開度が小さくなるほど絞りにおける速度分布が周方向に均一化するため、 $r-\theta$ 面を回り込んで流出ポートへ流出する流れが多くなる。 $r-\theta$ 面ではK-K断面よりもM-MおよびL-L断面を通過して流出ポートへ流出する流れが多いため、弁開度が小さくなるほどこれらの断面における周方向圧力勾配が大きくなることにより、領域E, Fの単位横力が大きくなると思われる。

計算精度に関しては、弁開度が小さい場合において計算と実験の横力および圧力に若干の差が認められるが、計算は弁開度に対する横力の変化、ならびに圧力分布の傾向をほぼ捉えている。計算と実験の差は、対称面の影響と考えられる。すなわち、計算では対称面において対称条件を仮定しているが、実験では時間的に変動して対称性が崩れているため、平均すると流入側の噴流の衝突による圧力上昇が小さくなる。その結果、横力および単位

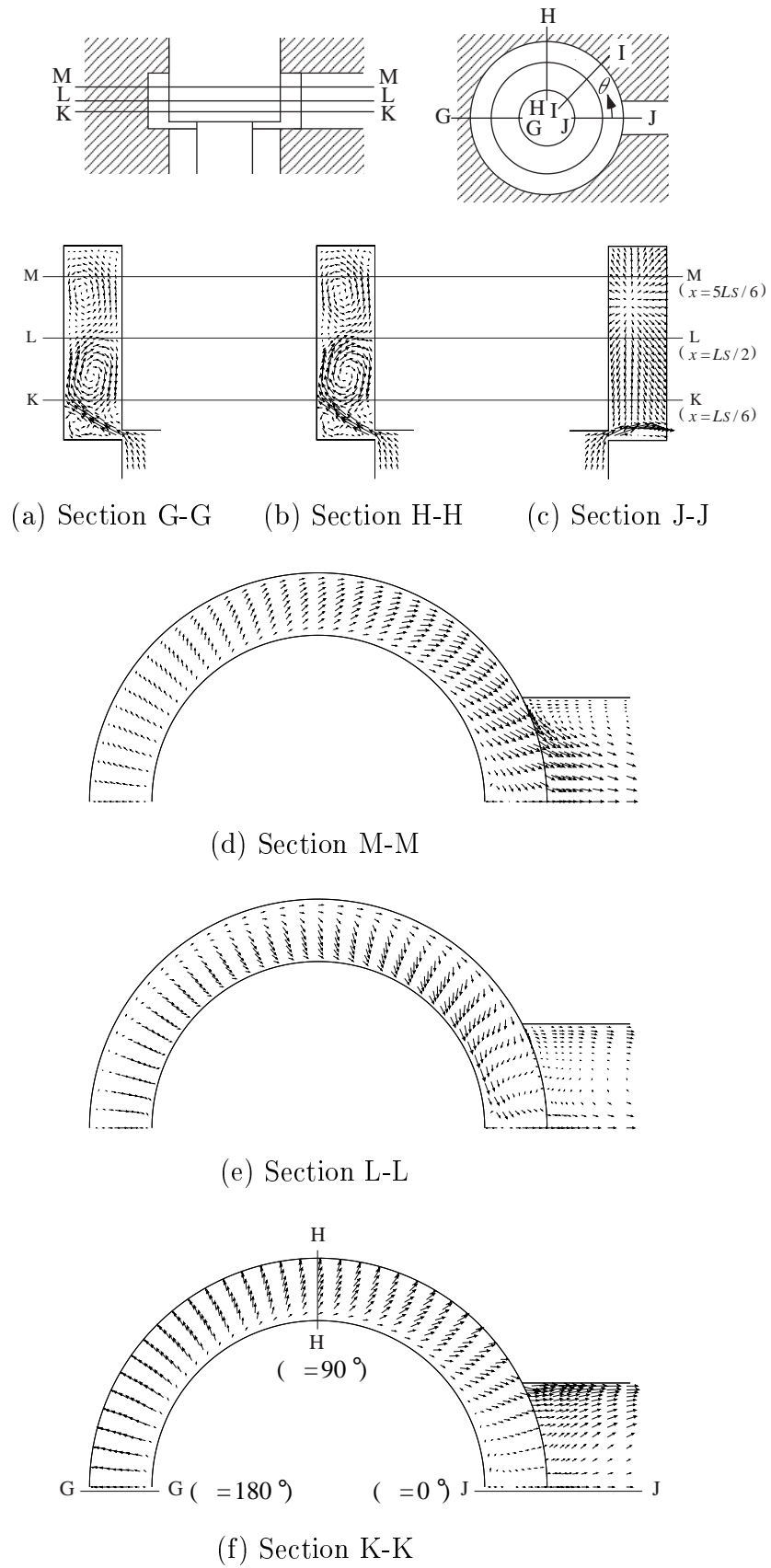
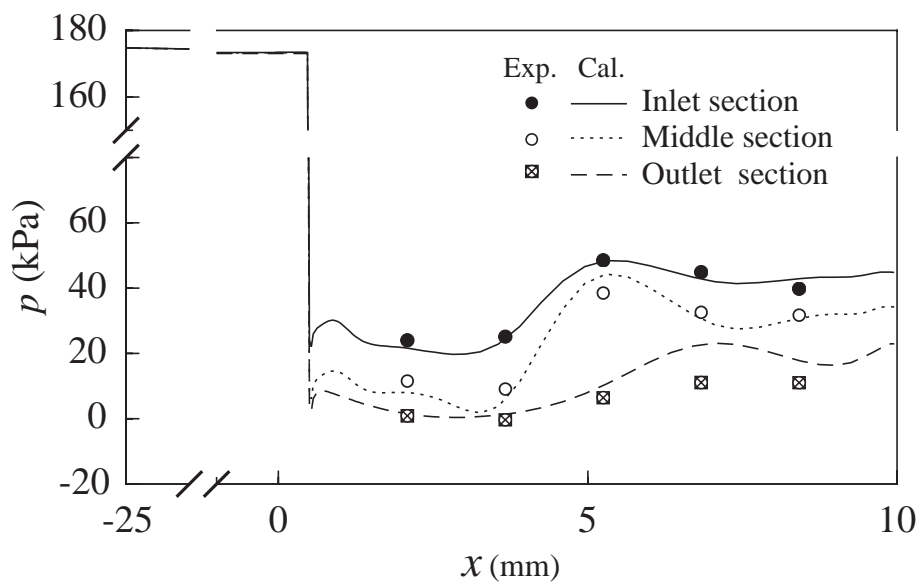
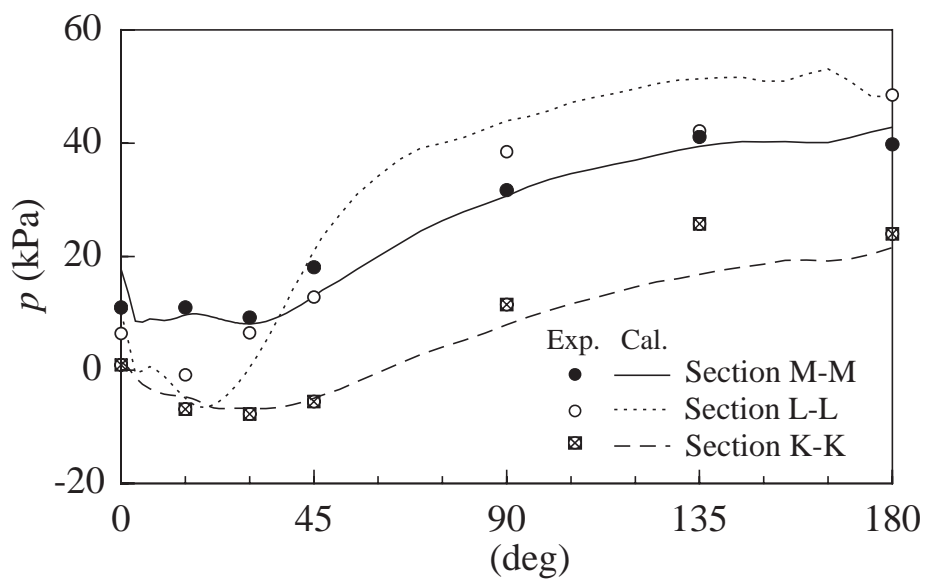


Fig 5-3 Velocity vectors in $x-r$ and $r-\theta$ planes for $S/S_0 = 1$



(a) axial direction



(b) circumferential direction

Fig 5-4 Pressure distributions on the spool surface for $S/S_0 = 1$

横力が小さくなると考えられる。また，弁内の流れパターンに関しては，図 5-5 に可視化写真と計算により求めた流脈線を比較した結果の一例を示すが，いずれの弁開度においても噴流の剥離や衝突等の様相が実験と計算で概ね一致していた。このことから，本計算は流れ現象をほぼ正確に捉えていると考えられるため，以後，計算結果を用いて考察を進める。

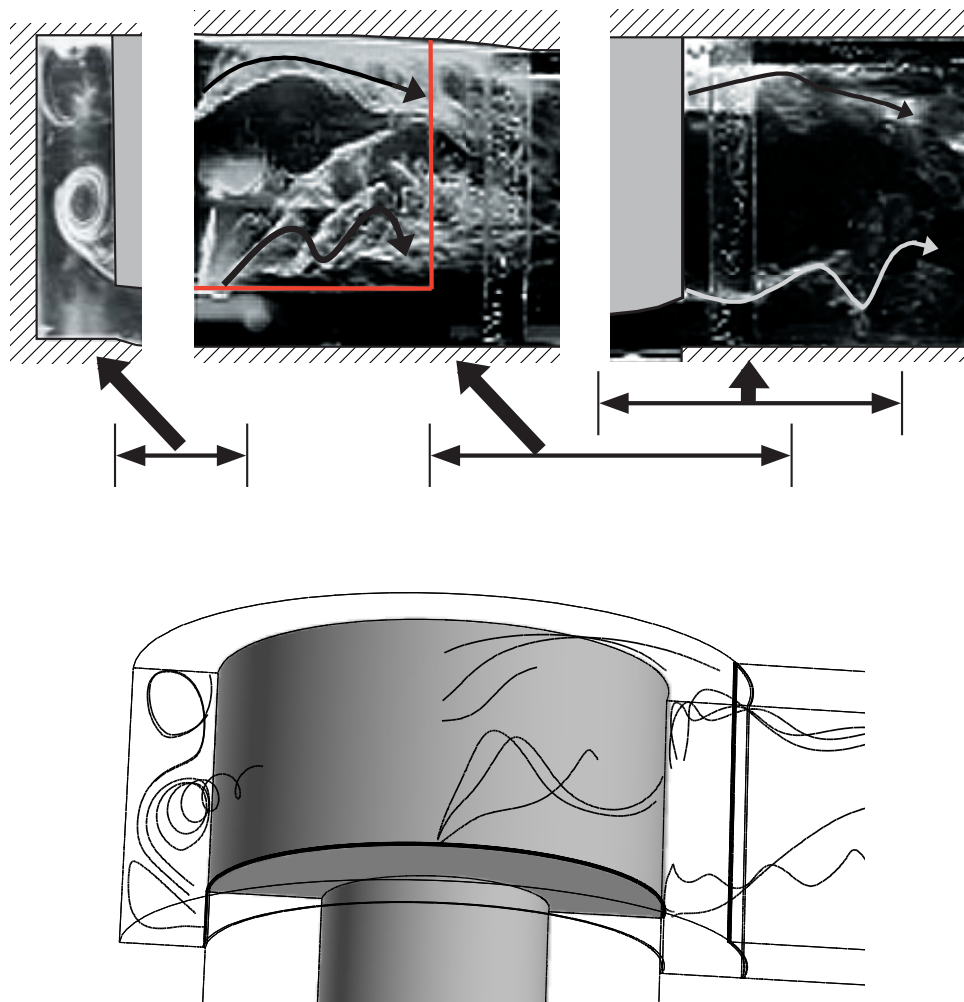


Fig 5-5 Flow pattern for $S/S_0 = 4$

5.3 ボディ内径 B の影響

ボディ内径 B を変化させた場合の横力ならびに単位横力の軸方向分布をそれぞれ図 5-6, 5-7 に示す。図 5-6, 5-7 より、ボディ内径の減少とともに、絞りより下流における単位横力が大きくなるため、横力は大きくなることがわかる。また、ボディ内径が大きいほど単位横力の極大値 [図 5-7 中 印] が下流側となる傾向が認められるが、 $B/B_0 \geq 1.27$ の場合には明確な単位横力の極大値が認められない。

単位横力と流れパターンの関係を見るため、各ボディ内径における時間平均速度ベクトルと圧力分布を図 5-8 に示す。ボディ内径が小さいほど $r - \theta$ 面における周方向速度が大きくなるため、流出側ほど圧力が低下していることが圧力分布からわかる。このため、ボディ内径が小さいほど、絞りより下流における単位横力が大きくなる。

また、単位横力の極大値と流れパターンの関係としては、図 5-8 に示す $r - \theta$ 面における時間平均速度ベクトルから以下のように推察される。すなわち、ボディ内径が大きいほど、噴流がスプール表面に衝突する位置 (図 5-8 中 印) がより下流側となるため、単位横力の極大値が下流側となる。また、ボディ内径が大きい場合、 $B/B_0 = 1.27$ の場合にみられるように、 $r - \theta$ 面ほぼ全体に大きな渦 (以降、剥離渦) が形成され、噴流のスプール表面への衝突が弱まるため、単位横力の極大値が認められなくなる。

5.4 スプール大径 D の影響

図 5-9, 5-10 にスプール大径 D を変化させた場合の横力および単位横力の軸方向分布を示す。この場合、横力および単位横力の軸方向分布の変化は、ボディ内径を変化させた場合と同様である。このことから、横力に対してはボディ内径とスプール大径のボディ半径差であるバケット深さ $H [= (B - D)/2]$ が影響すると推察される。そこで横力とバケット深さの関係を図 5-11 に示す。

いずれの弁開度においてもバケット深さが小さくなるほど、横力が大きくなることがわかる。なお、この場合の単位横力と流れパターンの関係もボディ内径を変化させた場合と同様である。

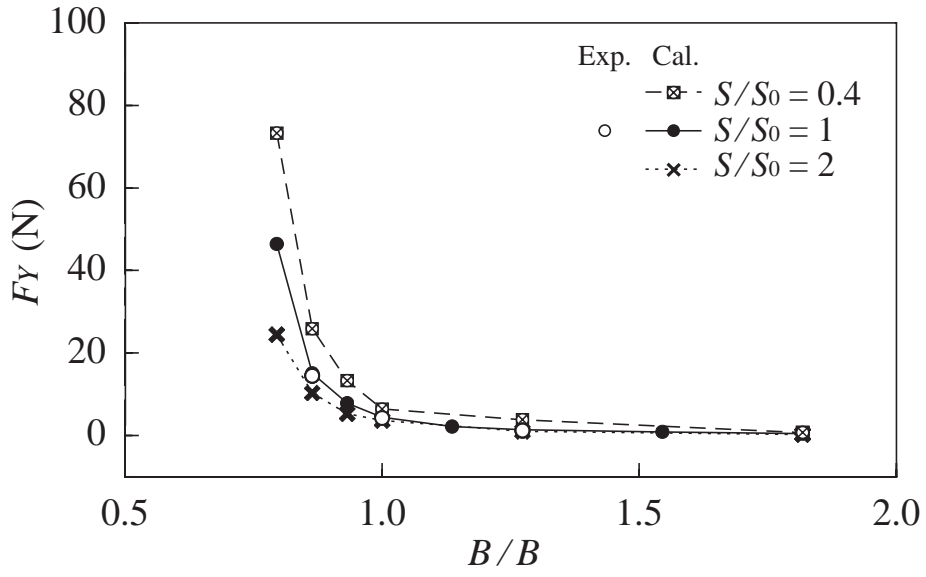


Fig 5-6 Lateral flow force F_Y vs. body diameter B/B_0 for various values of S/S_0

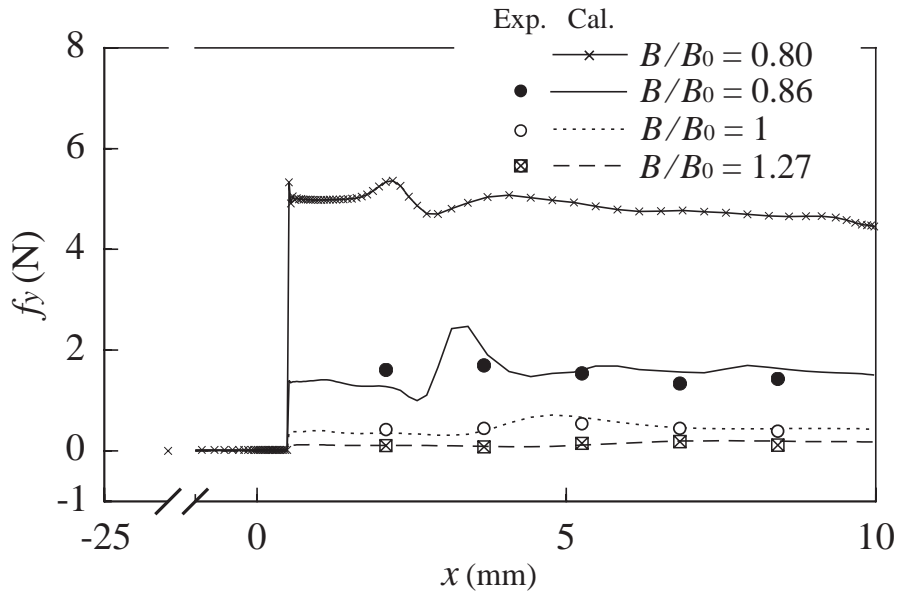


Fig 5-7 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of B/B_0

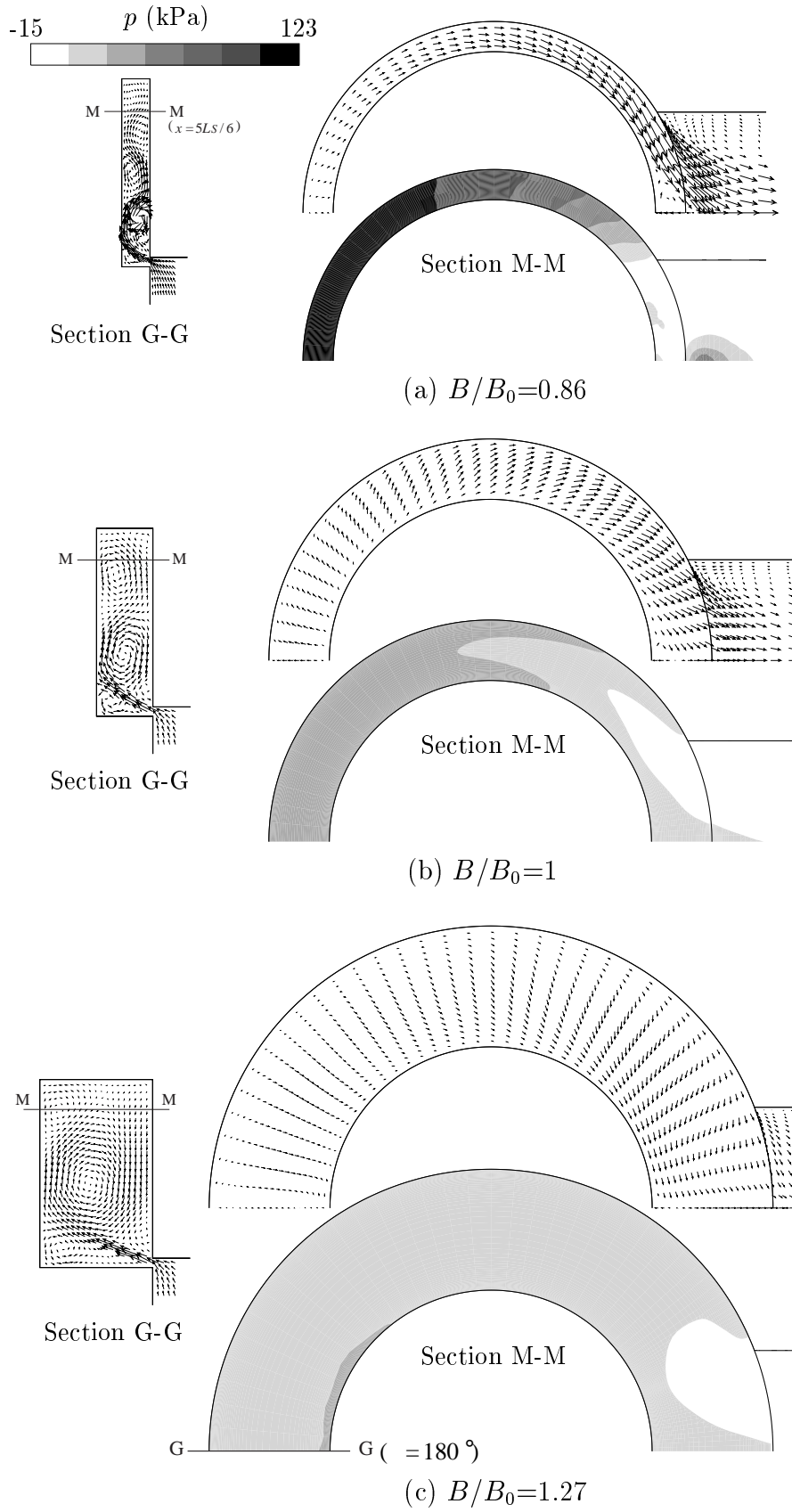


Fig 5-8 Velocity vectors and pressure distributions for various values of B/B_0

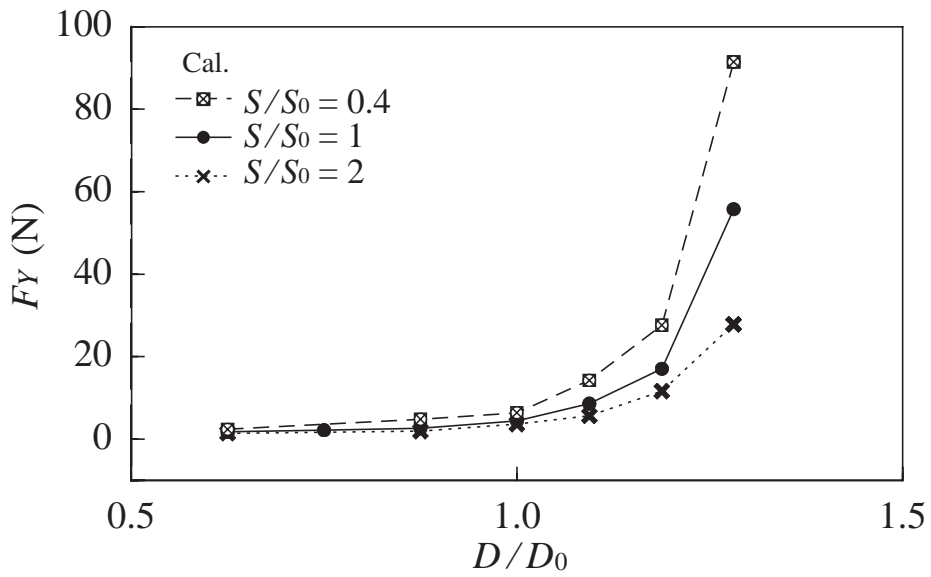


Fig 5-9 Lateral flow force F_Y vs. spool outer diameter D/D_0 for various values of S/S_0

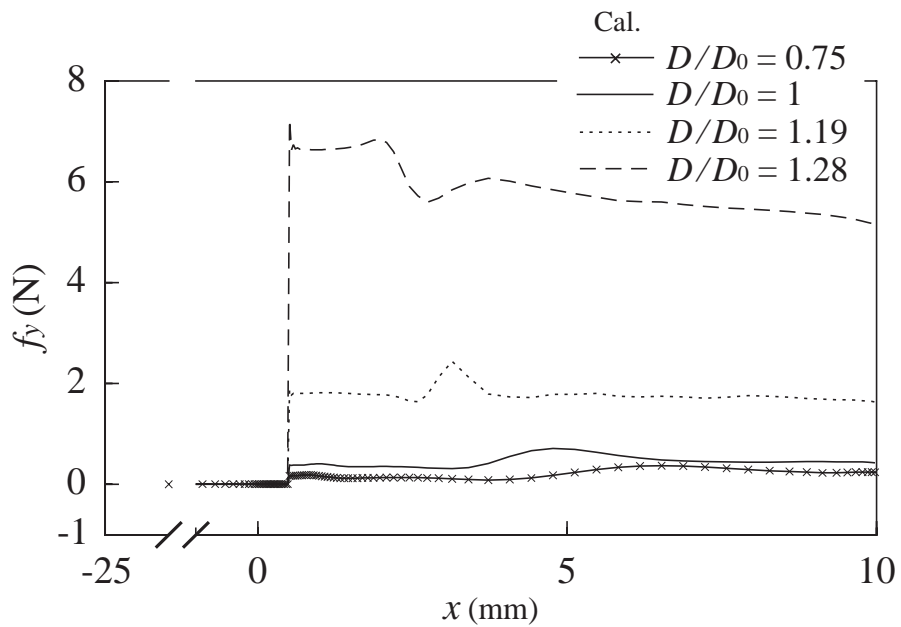


Fig 5-10 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of D/D_0

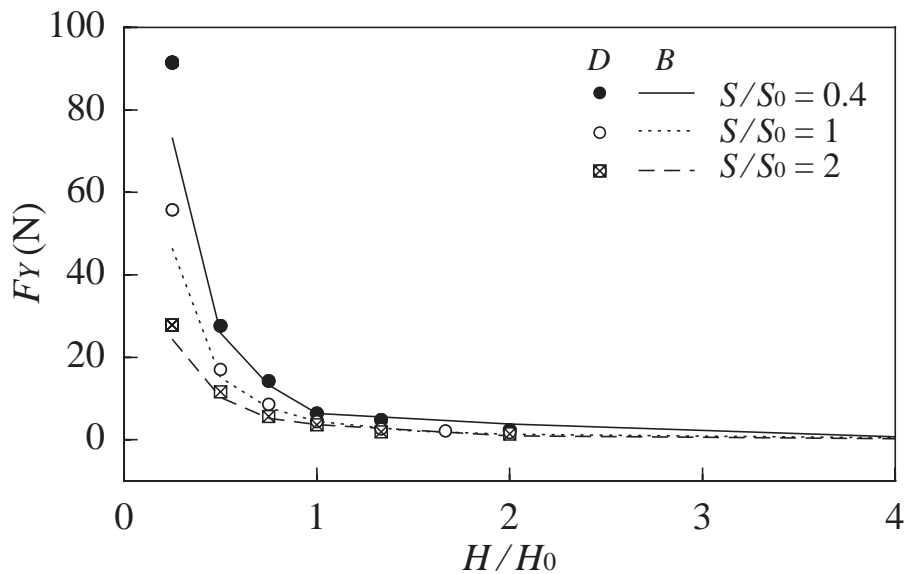


Fig 5-11 Lateral flow force F_Y vs. bucket depth H/H_0

5.5 ボディ軸長 L の影響

ボディ軸長 L を変化させた場合の横力ならびに単位横力の軸方向分布をそれぞれ図 5-12, 5-13 に示す。ボディ軸長の減少とともに横力は大きくなっているが、その変化幅はバケット深さを变化させた場合より小さい。単位横力については、ボディ軸長の減少とともに絞りより下流での単位横力が大きくなっており、 $L/L_0 = 0.25$ の場合における単位横力の最大値は、バケット深さが最も小さい場合とほぼ同程度となっている。このことから、横力がバケット深さを变化させた場合と比べてあまり大きくならない理由は、ボディ軸長の減少に伴いスプール大径部の表面積 $A_{sp} (= \pi D L_S)$ (L_S は図 2-10 に示すスプール軸長) が小さくなるためと考えられる。なお、 $L/L_0 = 2$ の場合、絞りより僅かに下流 ($x \leq 5\text{mm}$) において単位横力が負方向に作用しているが(図 5-13 中の拡大図参照)、この理由については後述する。

単位横力と流れパターンの関係は次のとおりである。ボディ軸長が小さいほど、図 5-14(d) ~ (e) に示す $r - \theta$ 面における周方向速度が大きくなるため、流出側の圧力が低下することが図 5-15 に示す軸方向圧力分布からわかる。したがって、ボディ軸長が小さいほど周方向速度による圧力低下が大きいため、絞りより下流における単位横力が大きくなる。

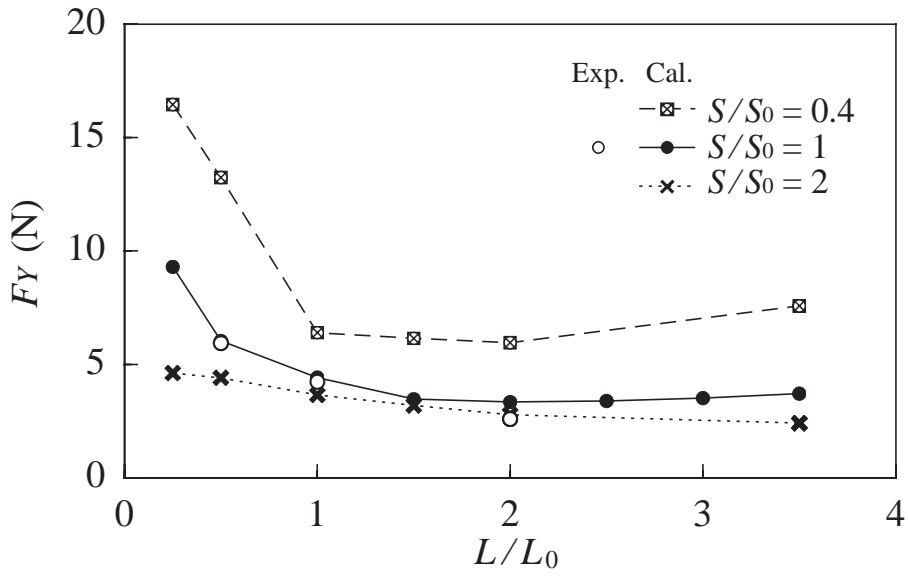


Fig 5-12 Lateral flow force F_Y vs. body axial length L/L_0 for various values of S/S_0

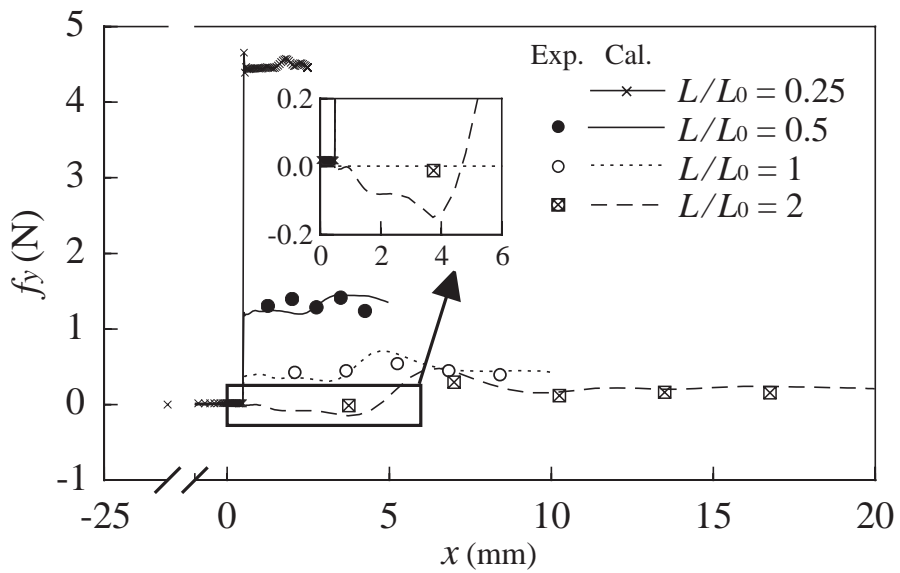


Fig 5-13 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of L/L_0

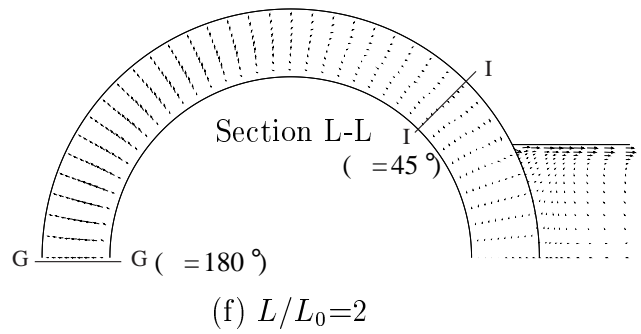
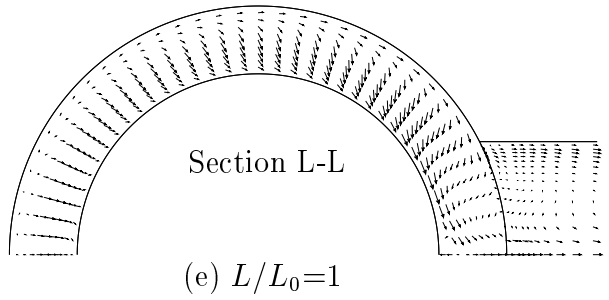
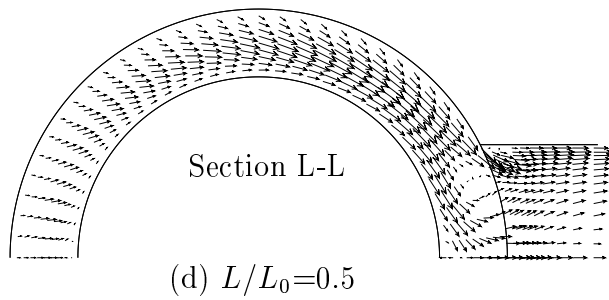
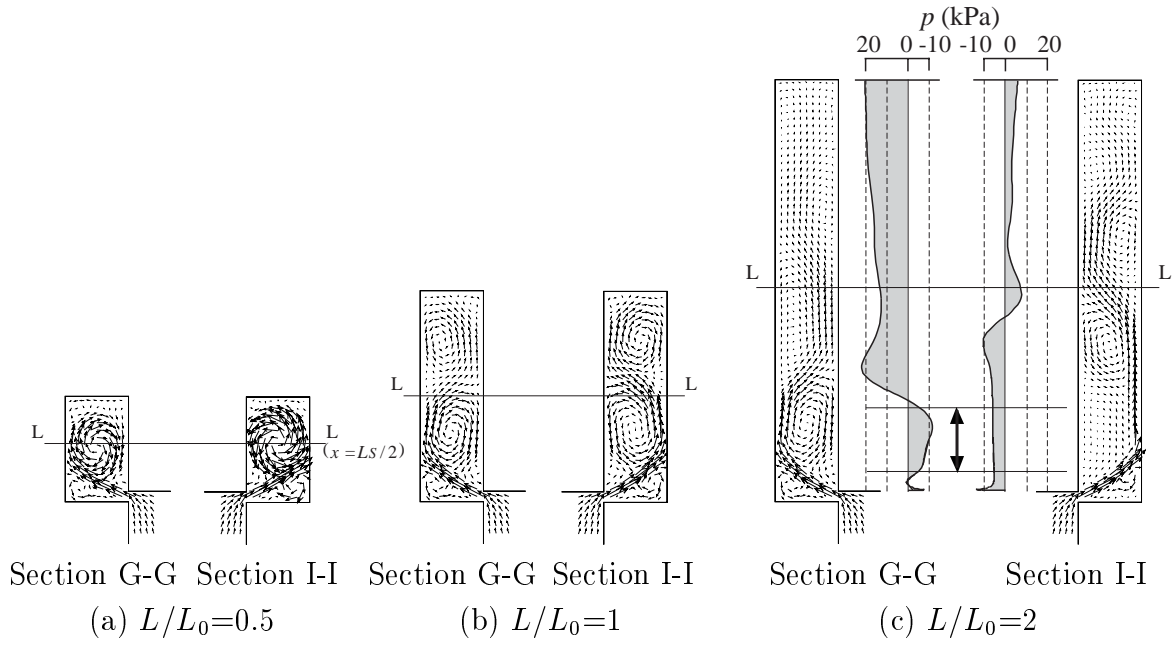


Fig 5-14 Velocity vectors and pressure distributions for various values of L/L_0

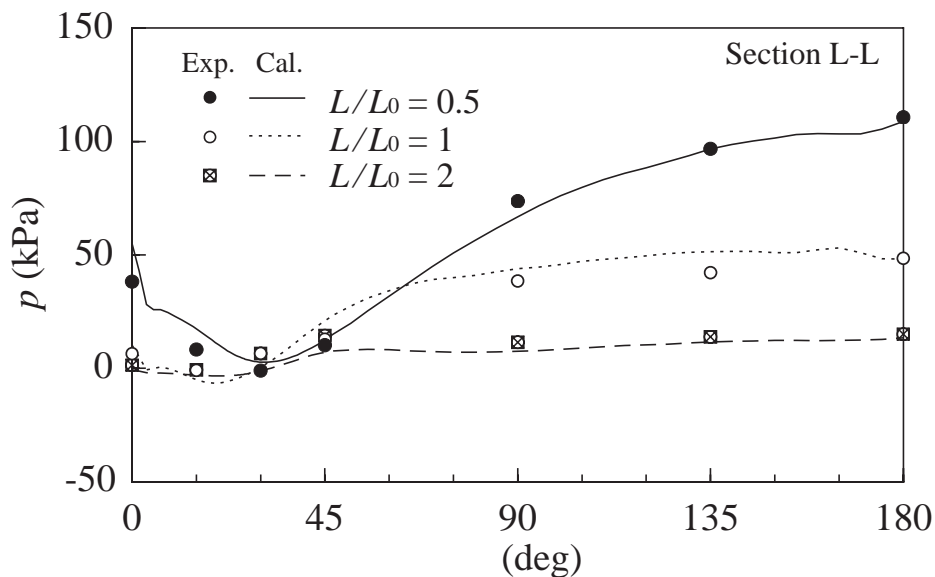


Fig 5-15 Pressure distributions on the spool surface for various values of L/L_0

また、ボディ軸長が大きい $L/L_0 = 2$ の場合、絞りより僅かに下流 [図 5-14(c) 中 印] において単位横力が負方向に作用するのは $r - \theta$ 面の剥離渦が関係する。すなわち、ボディ軸長が大きい場合、 $L/L_0 = 2$ の場合にみられるように、流入側ほど圧力が最も低い剥離渦の渦芯が上流側となる。したがって、絞りより僅かに下流では、図 5-14(c) に示すスプール表面の圧力分布からわかるように、渦芯の影響を受けて流入側ほどスプール表面の圧力が低下するため、単位横力が負方向に作用する。

5.6 ポート幅 W の影響

ポート幅 W を変化させた場合の横力ならびに単位横力の軸方向分布をそれぞれ図 5-16, 5-17 に示す。横力は、ポート幅によらずほぼ一定となっているが、単位横力の軸方向分布はポート幅によって異なっている。すなわち、ポート幅の減少とともに領域 D の単位横力は増加するが、その変化幅は他のパラメータに比べて非常に小さい。以上のように、ポート幅によって単位横力の分布は変化するが、変化幅が非常に小さいため、横力はほぼ一定となる。

単位横力と流れパターンの関係は、図 5-18 に示す時間平均速度ベクトルと図 5-19 に示す

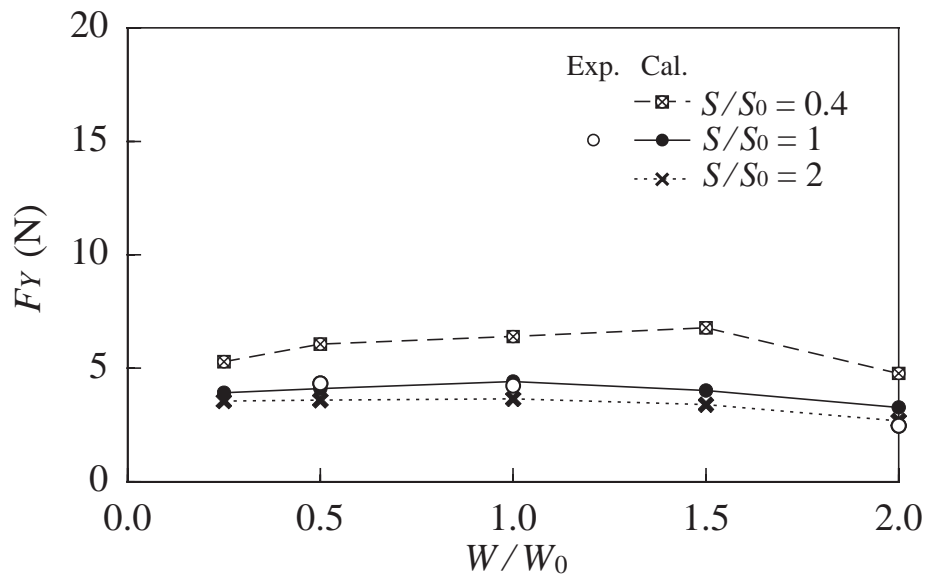


Fig 5-16 Lateral flow force F_Y vs. outlet port width W/W_0 for various values of S/S_0

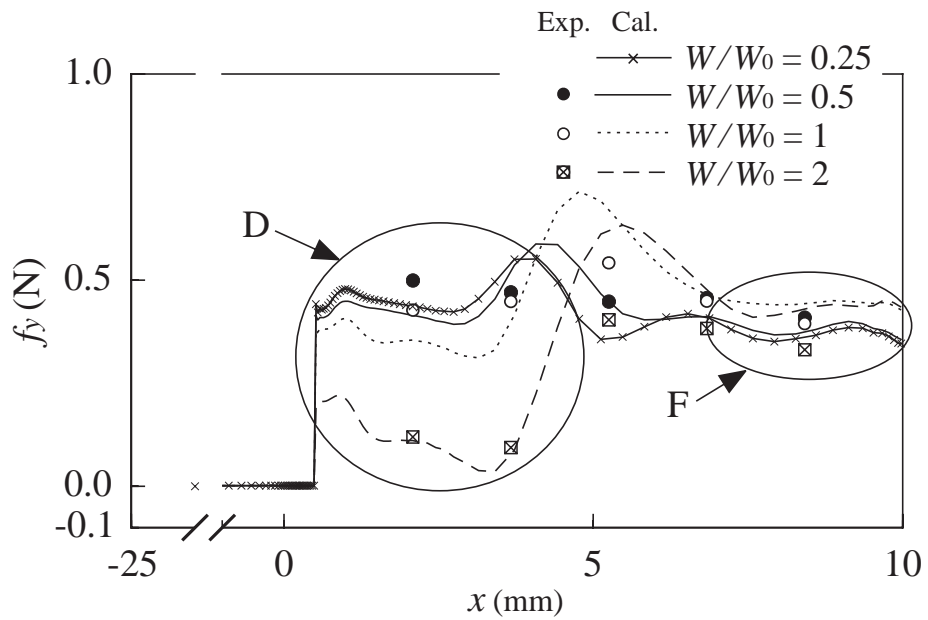


Fig 5-17 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of W/W_0

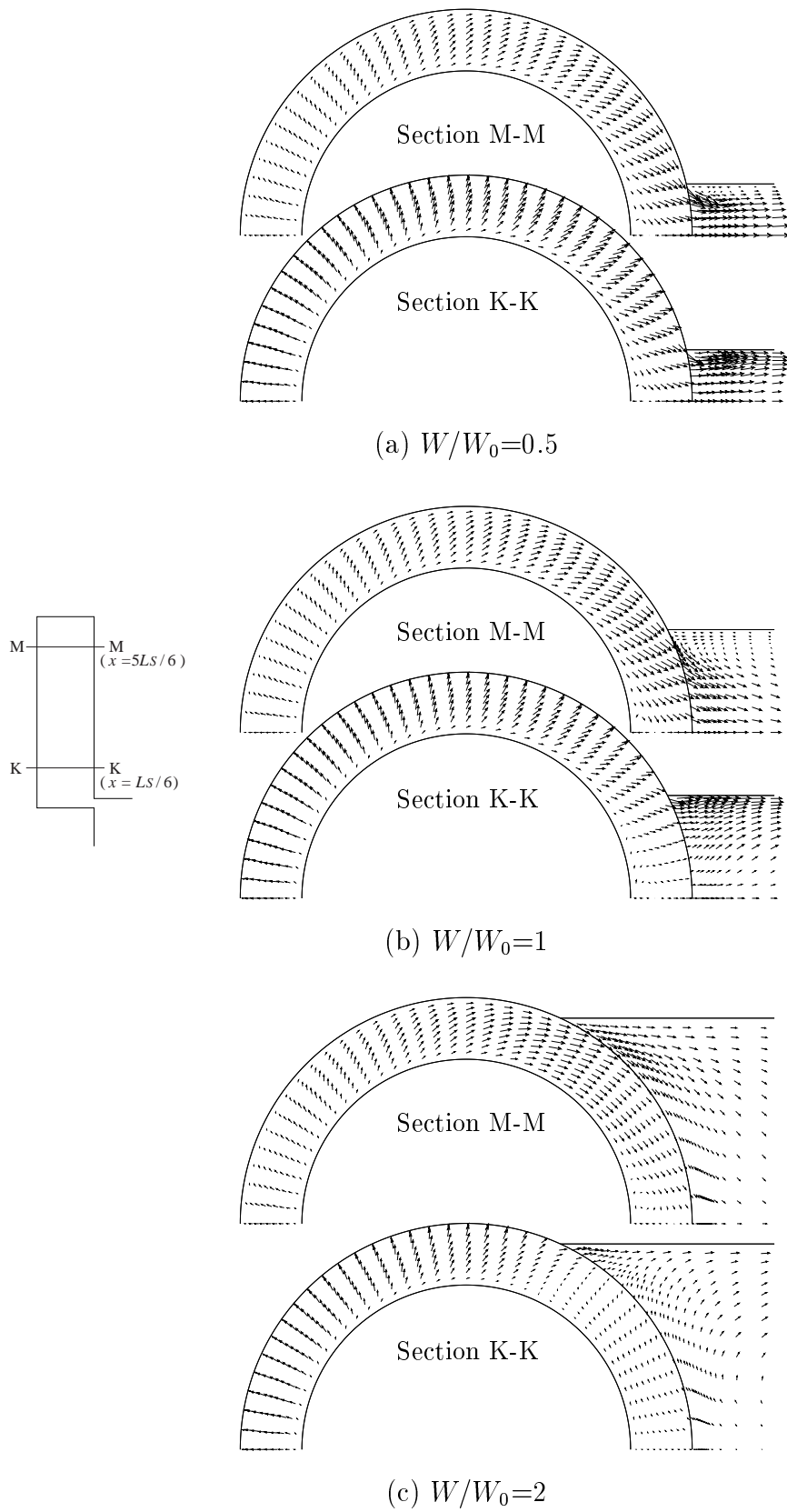
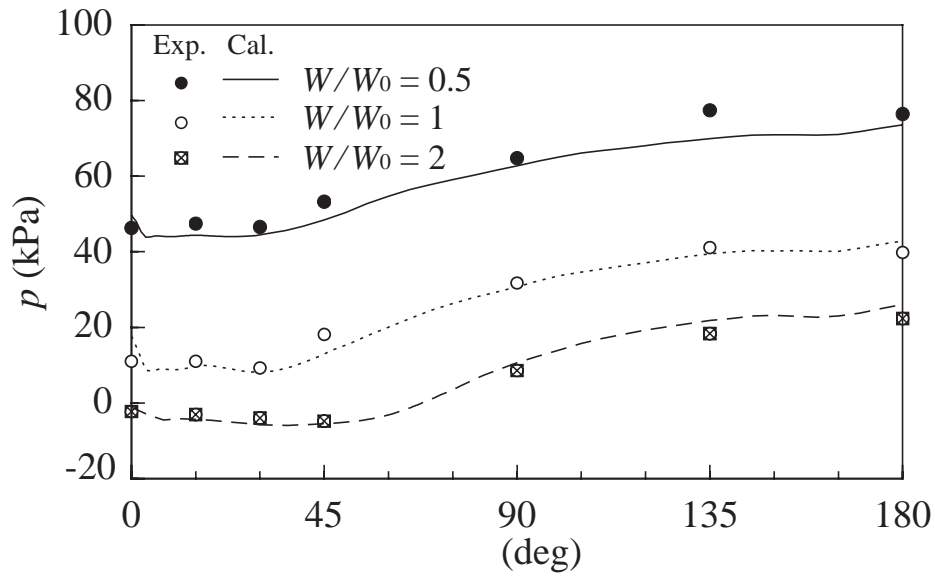
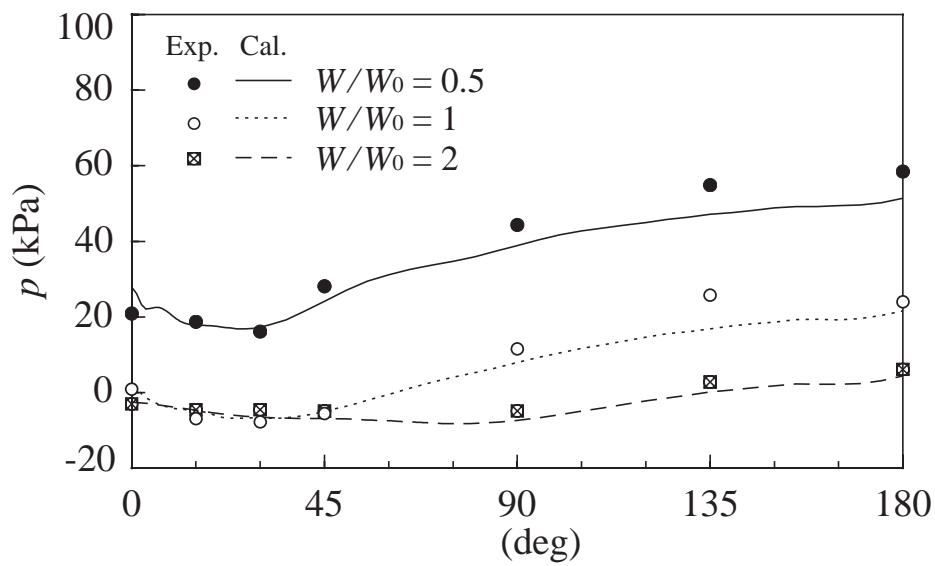


Fig 5-18 Velocity vectors for various values of W/W_0



(a) Section M-M



(b) Section K-K

Fig 5-19 Pressure distributions on the spool surface for various values of W/W_0

スプール表面の周方向圧力分布から次のように推察される．すなわち， $W/W_0 = 2$ の場合を例にとると，領域Dに対応するK-K断面では，周方向速度が流入側($\theta = 180^\circ$)からポート接合部($\theta = 65.4^\circ$)付近まで大きくなるため，圧力が対応する位置まで低下することが図5-19の周方向圧力分布からわかる．このようにポート幅が小さいほど，周方向速度による圧力低下範囲(角度)が大きくなるため，単位横力が大きくなる．一方，領域Fに対応するM-M断面では，周方向速度が対称面($\theta = 0^\circ$)付近まで大きくなるため，圧力が対応する位置まで低下している．したがって，ポート幅によらず周方向速度による圧力低下範囲がほぼ同一となるため，単位横力もほぼ同一となる．

5.7 スプール小径 d の影響

スプール小径 d を変化させた場合の横力ならびに単位横力の軸方向分布をそれぞれ図5-20, 5-21に示す．

横力は，スプール小径によらずほぼ一定となっており，各スプール小径における単位横力も顕著な差異は認められない．また，図には示さないが，スプール小径の違いによる流れパターンの変化も認められなかった．

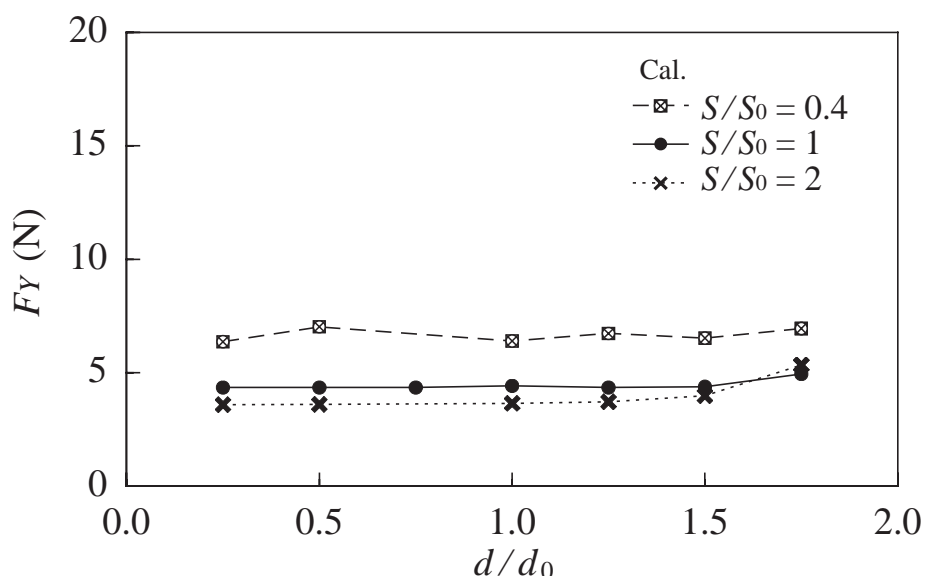


Fig 5-20 Lateral flow force F_Y vs. spool inner diameter d/d_0 for various values of S/S_0

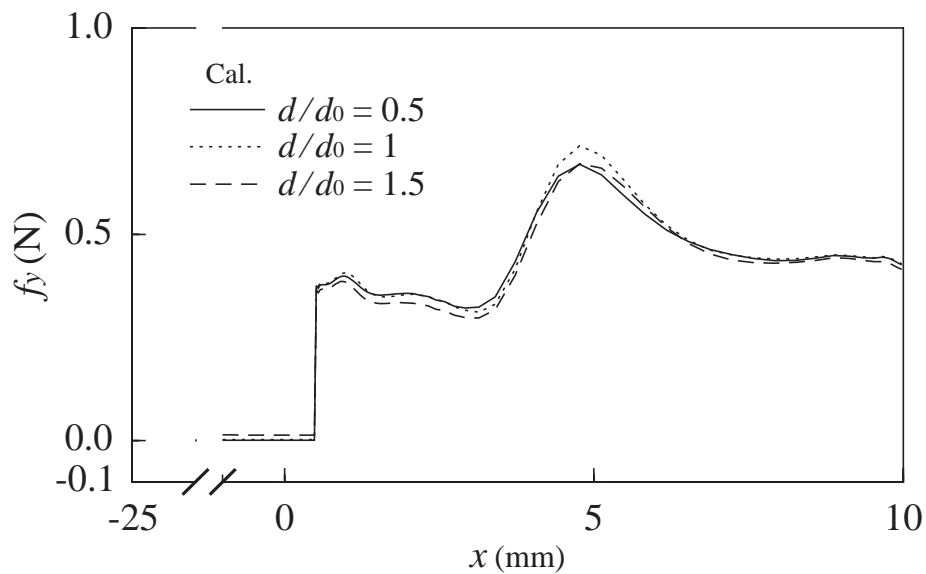


Fig 5-21 Distributions of lateral flow force per unit axial length of spool f_y for various values of d/d_0

5.8 横力の低減方法

横力に対しては，弁開度 S ，周方向速度の大きさに関係するバケット深さ H およびボディ軸長 L ，ならびにスプール表面積 $A_{sp}(= \pi DL_S)$ が影響する．周方向速度に対してはスプール断面積 $A_H(= L_S H)$ が影響すると考えられることから，スプール断面積が横力に影響を及ぼすと推察される．そこで，横力をスプール表面積で除した F_Y/A_{sp} で表し，横力 F_Y/A_{sp} とスプール断面積の関係を図 5-22 に示す．いずれの弁開度においてもスプール断面積の減少とともに横力 F_Y/A_{sp} は大きくなっており，次式でほぼ整理できることがわかる．

$$F_Y/A_{sp} = aA_H^b \dots\dots\dots (5-1)$$

ただし，式(5-1)では F_Y に [N]， A_{sp} および A_H に [mm²] を用いており，この場合，各弁開度における a, b は，それぞれ

$$\begin{aligned} a = 2.07 \quad , \quad b = -1.46 \quad & (S/S_0 = 0.4) \\ a = 1.35 \quad , \quad b = -1.47 \quad & (S/S_0 = 1) \\ a = 0.87 \quad , \quad b = -1.44 \quad & (S/S_0 = 2) \dots\dots\dots (5-2) \end{aligned}$$

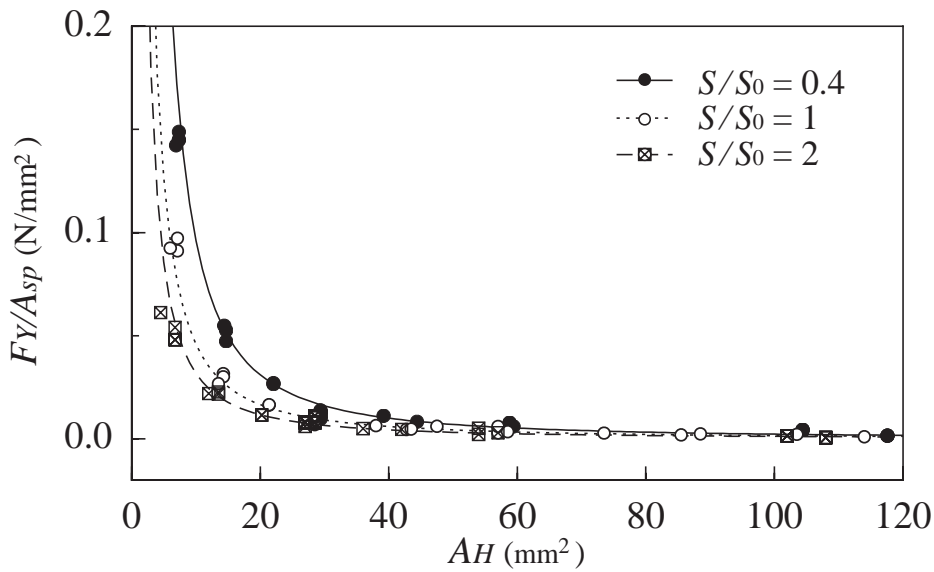


Fig 5-22 Lateral flow force F_Y/A_{sp} vs. cross-sectional area A_H

である。

また、弁開度の影響を考慮し、横力 F_Y/A_{sp} と弁開度 S の積をとった横力 $F_Y S/A_{sp}$ を図 5-23 に示す。なお、図 5-23 には以下の近似式も併せて示している。

$$F_Y S/A_{sp} = 0.657 A_H^{-1.47} \dots\dots\dots (5-3)$$

ただし、式 (5-3) では S に [mm] を用いており、その他の各量の単位は式 (5-1) の場合と同様である。横力 F_Y は図 5-1 に示すように弁開度に対して完全には反比例しないため、図 5-23 中の近似式と実験値の横力 $F_Y S/A_{sp}$ には若干の差が認められるが、近似式によって横力 $F_Y S/A_{sp}$ を概ね見積ることができる。

以上から、横力を低減するには、スプール断面積の拡大、スプール表面積の縮小が有効であるといえる。

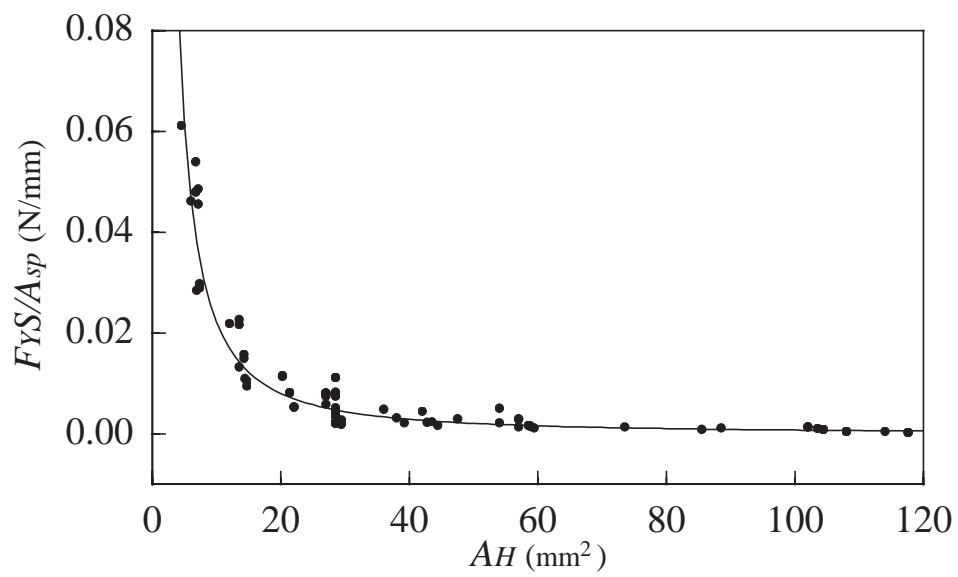


Fig 5-23 Lateral flow force $F_Y S / A_{sp}$ vs. cross-sectional area A_H

5.9 結 言

弁開度に対する横力の変化が大きい流出絞りの場合を対象に，弁の諸元が横力に及ぼす影響を調べ，横力を低減する弁の幾何学条件に関して以下の知見を得た．

- (1) 流出ポート側へ回り込む流れの影響により流出側の圧力が低下するため，絞りより下流において横力が作用する．横力は，噴流がスプール表面へ衝突する領域では大きく，その下流において流れが流出ポート側の対称面で衝突する領域では小さい．
- (2) ボディ内径とスプール大径部との半径差であるバケット深さ，およびボディ軸長が小さいほど，流出ポート側へ回り込む流れが速くなるため，横力が大きくなる．
- (3) スプール全体の横力を低減するには，前述のバケット深さとスプール軸長の積である流路断面積の拡大，および絞りより下流におけるスプール表面積を縮小することが有効である．

第 6 章 結 論

本研究では、典型的な非対称流路形状を有するスプール弁における三次元流れ構造と、スプールに作用する軸力および横力と関係する種々の流体力学特性を詳細に調べ、絞りにおける運動量流束等の周方向の非一様性、ならびにこれらの特性と流れパターンや弁開度との関連性を明らかにするとともに、弁内流れによる横力の発生状況および発生メカニズムを明らかにし、さらにスプールおよびボディの各諸元が横力に及ぼす影響を明確にするるとともに、横力を低減するための知見を得た。本論文の各章で得られた結論は、以下のようである。

第 1 章「緒論」では、本研究の背景と工学的意義について述べ、スプール弁に作用する流体力に関する従来の研究を概観するとともに、本論文の目的を示した。

第 2 章「数値計算手法および実験方法」では、対象とする流路形状が非対称なスプール弁の構成、弁内における三次元流れの数値解を求めるための数値計算手法、ならびに本研究で使用した油、水およびグリセリン水溶液による実験装置、軸力計測手法、可視化手法と圧力計測手法について説明した。

第 3 章「弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性」では、通常の油圧機器で採用されることが多い流路形状が非対称なスプール弁を対象として、流入絞りと流出絞りの場合におけるスプール弁内の三次元流れ場構造、絞りにおける速度分布、噴流角および運動量流束の周方向の非一様性、ならびにこれらの特性と流れパターンや弁開度との関係を調べ、軸力の周方向の発生状況に関して以下の知見を得た。

(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の剥離の影響を受ける。

(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、スプール表面での剥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。

第4章「弁内流れによる作用する横力」では、流入絞りと流出絞りの場合における弁開度に対する横力の変化、横力と流れパターンの関係、すなわち横力と噴流速度との相関ならびに流れパターンの周方向の不均一が及ぼす横力への影響を調べ、横力の発生状況と発生メカニズムに関して以下の知見を得た。

(1) 流入絞りの場合、絞りにおける噴流がスプール表面へ衝突する位置および角度、ならびに流れがスプール下流側端面へ衝突する強さが周方向で異なることによりスプール表面の各々の箇所横力が作用する。

(2) 流入絞りの場合、噴流衝突領域における横力が軸方向の異なる2箇所互いに打ち消し合う方向に作用するため、スプール全体の横力は小さく、 $S_1 = 0.5\text{mm}$ の場合を除きほぼ零である。

(3) 流出絞りの場合、流出ポートの影響により流出側の圧力が低下するため、絞りより下流において横力が作用する。横力は、噴流がスプール表面へ衝突する領域では大きく、その下流において流れが流出側の対称面で衝突する領域では小さい。

(4) 流出絞りの場合、軸方向のいずれの位置においても横力が同一方向(流出ポート方向)に作用するため、スプール全体の横力は大きい。弁開度が小さくなるほど、スプール下流側の横力が大きくなるため、弁開度の減少とともにスプール全体の横力は大きくなる。

第5章「弁の諸元が横力に及ぼす影響」では、弁開度に対する横力の変化が大きい流出絞りの場合を対象に、弁の諸元が横力に及ぼす影響を調べ、横力を低減する弁の幾何学条件に関して以下の知見を得た。

(1) 流出ポート側へ回り込む流れの影響により流出側の圧力が低下するため、絞りより下流において横力が作用する。横力は、噴流がスプール表面へ衝突する領域では大きく、そ

の下流において流れが流出ポート側の対称面で衝突する領域では小さい。

(2) ボディ内径とスプール大径部との半径差であるバケット深さ，およびボディ軸長が小さいほど，流出ポート側へ回り込む流れが速くなるため，横力が大きくなる。

(3) スプール全体の横力を低減するには，前述のバケット深さとスプール軸長の積である流路断面積の拡大，および絞りより下流におけるスプール表面積を縮小することが有効である。

参考文献

- [1] Mises, R.v., "Berechnung von Ausfluß- und Ueberfallzahlen," *VDI-Z*, **61-216** (1917), 447-452, 469-474, 493-498.
- [2] 築地徹浩・高橋浩爾, "スプール弁絞りからの噴流," *流れの可視化*, Vol.4, Suppl.(1984), 7-10.
- [3] 築地徹浩・高橋浩爾, "流線座標によるスプール弁絞りからの噴流の数値解," *機論*, **49-445**, B(1983), 1832-1839.
- [4] 半谷正夫・池尾茂, "カートリッジ形ロジック弁に働く流体力," *機論*, **52-473**, B(1986), 417-426.
- [5] 築地徹浩・林栄樹・上野勝幸, "スプール弁絞りからの二次元亜音速流れの数値解析," 平成4年春季油空圧講演会講演論文集, (1992), 37-40.
- [6] Lee, S.Y. and Blackburn, J.F., "Steady-State Axial Forces on Control-Valve Pistons," *Trans. ASME*, **76** (August 1952), 1005-1011.
- [7] 福島敏彦, "スプール弁内の噴流付着現象," *油圧と空気圧*, **5-3** (1974), 127-133.
- [8] Blackburn, J.F., Reethof, G. and Shearer, J.L., *Fluid Power Control*, The Technology Press of M.I.T. (1959)
- [9] 築地徹浩・高橋浩爾, "スプール弁絞りからの二次元付着噴流," *機論*, **54-507**, B(1988), 3076-3081.
- [10] 上野久儀・大路芳弘・室宮康成・田中弘義, "スプール弁内の流れと流体力," 平成6年秋季油空圧講演会講演論文集, (1994), 9-12.
- [11] 大路芳弘・上野久儀・岡島厚・薫曉林, "スプール弁内流れの数値シミュレーション," 平成7年秋季油空圧講演会講演論文集, (1995), 53-56.
- [12] 早瀬敏幸・程平・林叡, "スプール弁内の非定常流に関する数値解析," *機論*, **61-584**, B(1995), 1382-1388.
- [13] 津曲祐市・日比昭・市川常雄, "スプール弁の特性に対するキャビテーションの影響," *機論*, **52-482**, B(1986), 3519-3524.
- [14] 関谷祐一・佐々木芳宏・高橋義雄・伊藤惇, "密度変化を伴う流体の運動量理論と気液二相状態におけるスプール弁への適用," 日本機械学会東北支部・関東地方講演会講演論文集, (1995), 84-86.
- [15] 中野和夫・渡辺春夫・郭卯應, "スプール弁の流体力軽減法に関する実験的研究," *油圧と空気圧*, **18-6** (1987), 475-482.
- [16] Nakano, K., Watanabe, H. and Guo, M.Y., "Experimental study for the compensation of axial flow force in a spool valve," *J. Fluid Control*, **21-2-3** (1992), 7-26.
- [17] 郭卯應・中野和夫, "境界要素法によるスプール弁内流れの数値解析(第1報: $V-\omega-p$ を変数とした境界要素法)," *油圧と空気圧*, **20-6** (1989), 538-545.

- [18] 郭卯應・中野和夫, “境界要素法によるスプール弁内流れの数値解析(第2報:軸力補償パケット内の流れに関する研究),” *油圧と空気圧*, **20-6** (1989), 546-552.
- [19] GUO,M.Y. and Nakano,K., “Numerical study for the compensation of axial flow force in a spool valve by boundary element method,” *Fluid Power Transm. Control*, (1989), 171-176.
- [20] SHI,W., LI,S. and Ge,S., “A new technique for steady state flow force compensation in spool valves,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E*, **204-1** (1990), 7-14.
- [21] 水野勉・脇若弘之・山田一, “リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ,” *電学論D*, **113-8** (1993), 1002-1008.
- [22] Clark,N.R., “Compensation of Steady State Flow Forces in Spool-Type Hydraulic Valves,” *Trans. ASME*, **79** (Oct. 1957), 1748-1788.
- [23] 田中裕久・石原智男, “直動形電気油圧制御弁に関する研究(第1報 圧力制御弁と流量制御弁),” *機論*, **43-373** (1977), 3347-3356.
- [24] Bratland,O. and Karterud,T., “Improving a spool valve’s dynamic properties,” *Fluid Power* **8**, (1988), 383-393.
- [25] 佐藤信治・柳田秀記・日比昭・市川常雄, “スプール弁の流体力軽減に関する研究,” 昭和63年春季油空圧講演会講演論文集, (1988), 37-40.
- [26] 高橋義雄・佐々木芳宏・伊藤惇・田奇・堀徹真, “定常流体軸力におよぼすスプール弁形状の影響,” *素材物性学雑誌*, **7-1** (1994), 13-20.
- [27] 田奇・佐々木芳宏・高橋義雄, “定常流体軸力におよぼすスプール弁スリーブ流入出部形状の影響,” *素材物性学雑誌*, **9-2** (1996), 64-71.
- [28] 中田毅・林和彦, “スプール弁の流体力補償法に関する研究,” *機械技術研究所所報*, Vol.43 No.1 (1989), 20-26.
- [29] 朝倉賢太郎・國枝専・大内英俊・井上淳, “円筒形スライド弁に働く流体力の低減に関する研究,” 日本機械学会関東支部・精密工学会山梨支部講演会講演論文集, (1997), 249-250.
- [30] 築地徹浩・林栄樹, “逆問題手法を用いたスプール弁最適形状の設計,” *油圧と空気圧*, **25-6** (1994), 739-745.
- [31] 笠井浩爾, “弾性支持を有するポペット弁の安定性について,” *機論*, **34-260**, (1968), 655-669.
- [32] 竹中利夫・浦田暎三, “油圧制御弁の動特性,” *日本機械学会誌*, **71-599**, (1968), 74-81.
- [33] 池辺洋・大内英俊, “運動量理論への寄与,” *油圧と空気圧*, **8-2** (1977), 114-121.
- [34] 中田毅・池辺洋, “スプール弁の非定常軸力の研究 - 非定常軸力の測定,” *油圧と空気圧*, **11-1** (1980), 48-53.
- [35] Nakada,T. and Ikebe,Y., “Measurement of unsteady axial flow force on a spool valve,” *Pneum. Hydraul. Compon. Instrum. Autom. Control*, (1980), 193-198.

- [36] Nakada,T. and Ikebe,Y., “Measurement of the axial flow force on a spool valve,” *Fluid Q*, **13-3** (1981), 29-40.
- [37] 大島茂・市川常雄, “スプール弁に働く非定常流体力の測定,” *機論*, **47-423**, B(1981), 2221-2224.
- [38] 築地徹浩, “油圧弁絞りからの二次元突発噴流,” 平成2年秋季油空圧講演会講演論文集, (1990), 13-16.
- [39] Tsukiji,T., “Experimental and numerical flow visualization of impulsively started jet from spool valve orifices,” *ASME FED*, **128** (1991), 181-187.
- [40] 曾篠雅彦・築地徹浩, “スプール弁急開放時における突発噴流,” 平成3年春季油空圧講演会講演論文集, (1991), 129-132.
- [41] Tsukiji,T., Yonezawa,Y. and Soshino,M., “Unsteady jet flow issuing from a spool valve orifice for repeated valve opening and closing,” *ASME FED*, **149** (1993), 189-197.
- [42] 高橋浩爾・築地徹浩, “スプール弁絞りからの非定常噴流(上流側境界壁面が往復運動する場合),” *機論*, **47-420** (1981), 1548-1555.
- [43] 曾篠雅彦・築地徹浩・米沢至彦, “スプール弁が開閉する場合の弁内の二次元流れ,” 平成4年春季油空圧講演会講演論文集, (1992), 33-36.
- [44] 橋本正俊・洞口巖, “絞り弁式油圧サーボ機構の振動特性について(第2報, 弁に作用する軸力の動特性),” *豊田工業高等専門学校研究紀要*, **2** (1988), 9-14.
- [45] Hashimoto,M., Kato,S. and Marui,E., “Measurement of dynamic axial force acting on spool valve and instability of hydraulic servomechanism,” *Fluid Power Transm. Control*, (1989), 683-688.
- [46] 早瀬敏幸・夏毓鵬・林叡, “スプール弁内の非定常流に関する数値解析(高レイノルズ数域での動特性のモデル化),” *機論*, **64-619**, B(1998), 724-731.
- [47] 築地徹浩・高橋浩爾・荒井通晴・堀博之, “タフト法によるスプール弁内の流れの可視化と画像処理,” *流れの可視化*, **7-26** (1987), 335-338.
- [48] Tsukiji,T., Takahashi,K. and Hori,H., “A study on the axial flow forces in a spool valve using flow visualization and image processing technique,” *Fluid Power Transm. Control*, (1989), 177-182.
- [49] 小林敏雄・住田隆, “特集 乱流の数値シミュレーション(NST) その7 油圧制御弁におけるスプール回りの流れの数値解析,” *生産研究*, **43-1** (1991), 65-68.
- [50] 菊池和重・山口隆平, “スプール弁内流れの可視化と三次元数値解析モデルの検討,” *機論*, **64-627**, B(1998), 3558-3564.
- [51] 菊池和重・山口隆平・岡部昭典, “スプール弁内流れの速度場の計測と三次元流れ解析,” *機論*, **65-634**, B(1999), 2009-2015.

- [52] Parker,S.M., “The Development of Ultra High-Pressure Hydraulic Systems,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **156** (1947), 295-296.
- [53] Watson,E.A., “Fuel Systems for the Aero-Gas Turbine,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **158** (1948), 203-205.
- [54] Sweeney,D.C., “Preliminary Investigation of Hydraulic Lock,” *Engineering*, **172** (1951), 513-516, 580-582.
- [55] Manhajm,J. and Sweeney,D.C., “An Investigation of Hydraulic Lock,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **169** (1955), 865-879.
- [56] Whiteman,K.J., “Hydraulic Lock at High Pressure,” *The Engineer*, **203** (1957), 554-557.
- [57] Kamijo,K., Kusama,H. and Sasada,T., “Hydraulic Lock on Spool Valve, 1st Report-Calculation on Effect of Geometrical Irregularities,” *Bill. of Tokyo Inst. of Tech*, **100** (1970), 45.
- [58] Kamijo,K., Kusama,H. and Sasada,T., “Hydraulic Lock on Spool Valve, 2nd Report-Experimental Study on Lock Caused by Geometrical Irregularities,” *Bill. of Tokyo Inst. of Tech*, **100** (1970), 63-79.
- [59] Mannam,J., “Further Aspects of Hydraulic Lock,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **173** (1959), 699-716.
- [60] Blackburn,J.F., “Contributions to Hydraulic Control,” *ASME*, **75** (1953), 1175-1180.
- [61] Bangham,D.H., Mosallam,S. and Saweris,Z., “Visible Adsorbed Films and the Spreading of Liquid Drops at Interfaces,” *Nature*, **140** (1937), 237.
- [62] Kamijo,K., Kusama,H. and Sasada,T., “Hydraulic Lock on Spool Valve, 3rd Role of Dirts on Lock and Effect of Dither,” *Bill. of Tokyo Inst. of Tech*, **100** (1970), 81-90.
- [63] Hardy,W.B., “The Tension of Composite Fluid Surfaces and the Machanical Stability of Films of Fluid,” *Proc. Roy. Soc.*, **A86** (1912), 610.
- [64] Bastow,S.H. and Bowden,F.P., “Physical Properties of Surfaces II–Viscous Flow of Liquid Films. The Range of Action of Surface Forces,” *Proc. Roy. Soc. London*, **151** (1935), 220-233.
- [65] 上条謙二郎・草間秀俊・笹田直, “せまいすきまの流れ(第1報) - 液固界面における吸着分子膜の厚さについて - ,” *潤滑*, **14** (1969), 287-295.
- [66] 笹田直・上条謙二郎, “せまいすきまの流れ(第2報) - 液体によるすきまの分子閉塞について - ,” *潤滑*, **14** (1969), 296-301.
- [67] Maroney,G.E. and Fitch,E.C., “A Fundamental Method for Evaluating the Contaminant Tolerance of Fluid Power Control Valves,” *Proc. of the Sixth Annual Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**72-CC-7** (1972)

- [68] Tessmann,R.K. and Foord,B.A., “Particle Size Distribution Effects on Servovalve Performance,” *Proc. of the Seventh Annual Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P73-CC-7** (1973)
- [69] Foord,B.A. and Tessmann,R.K., “A Dynamic Approach to the Contaminant Sensitivity of Directional Control Valves,” *Proc. of the Seventh Annual Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P73-CC-9** (1973)
- [70] Foord,B.A. and Tessmann,R.K., “The Dynamic Contaminant Sensitivity of Pressure Control Valves,” *Proc. of the Seventh Annual Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P73-CC-10** (1973)
- [71] Inoue,R., “Contaminant effects : look what happens to proportional valves,” *Hydraulic and Pneumatics*, **37-11** (1984), 156-159
- [72] Hong,I.T. and Fitch,E.C., “Tribological Effects of Obliteration on Sliding Valve Characteristics – Part I: Physics of Obliteration,” *The TSF jour.*, **7** (1987), 134-141
- [73] Ito,T., “Tribological Effects of Obliteration on Sliding Valve Characteristics–Part II: Experimental Verification,” *The TSF jour.*, **7** (1987), 142-147
- [74] Iyengar,S.K.R., “Effect of Particulate Contaminants on Break-out and Acting Forces in Spool Valves-A Case Study,” *Proc. of the Fluid Power Research Conf.*, Paper No. **P76-7** (1976)
- [75] Surjaatmadja,J.B. and Fitch,E.C., “The Characteristics of Contaminant Lock in Fluid Components - Particle Induced Friction (Part I),” *Proc. of the Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P76-8** (1976)
- [76] Surjaatmadja,J.B. and Fitch,E.C., “The Characteristics of Contaminant Lock in Fluid Components - Particle Plowing and Shearing (Part II),” *Proc. of the Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P76-9** (1976)
- [77] Surjaatmadja,J.B. and Fitch,E.C., “The Characteristics of Contaminant Lock in Fluid Components-Particle Obstruction and Over-Ride Jamming (Part III),” *Proc. of the Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P76-10** (1976)
- [78] Surjaatmadja,J.B. and Fitch,E.C., “The Characteristics of Contaminant Lock in Fluid Components-Interations and Non-Ideal Conditions (Part IV),” *Proc. of the Fluid Power Research Conf.*, Paper No.**P76-11** (1976)
- [79] Wolfe,G.F., Cohen,M. and Dimitroff,V.T., “Ten Years Experience with Fire Resistant Fluids in Stream Turbine Electrohydraulic Controls,” *Lubr. Eng.*, **26-1** (1970), 6-14.
- [80] Phillips,W.D., “The Electrochemical Erosion of Servo Valves by Phosphate Ester Fire-Resistant Hydraulic Fluids,” *Lubr. Eng.*, **44-9** (1988), 758-767.
- [81] Sasaki,A., Kawasaki,M., Sakai,T., Kojima, H. and Takayama,S., “A Study of Hydraulic Valve Problems,” *Lubr. Eng.*, **45-3** (1989), 140-146.

- [82] Le Pera, M.E., Messina, J., Mullinger, H. and Snyder, C.E., "Investigation of the Causes of Stuck Servovalves in U.S. Army Hydraulic Systems Using MIL-H-46170 Hydraulic Fluids, Rust Inhibited, Fire-Resistant, Synthetic Hydrocarbon Base," *Lubr. Eng.*, **34-7** (1978), 375-380.
- [83] Watanabe, H. and Kobayashi, C., "Degradation of Turbine Oils—Japanese Turbine Lubrication Practices and Problems," *Lubr. Eng.*, **34-8** (1978), 421-428.
- [84] 長尾哲哉, "水力発電機用潤滑油と弁類不動作現象," 昭和55年秋季油空圧講演論文集, (1980), 39-42
- [85] Snyder, C.E.Jr., Morris, G.J., Gschwender, L.J. and Campbell, W.B., "Investigation of Air Force MIL-H-5606 Hydraulic System Malfunctions Induced by Chlorinated Solvent Contamination," *Lubr. Eng.*, **37-8** (1981), 457-461.
- [86] 板橋重幸・佐々木善和・宮本秀夫, "FBK タービン SH の実用性能," 日石レビュー, **25-2** (1987), 154-160
- [87] Okada, M. and Yamashita, M., "Development of an Extended-Life Hydraulic Fluid," *Lubr. Eng.*, **43-6** (1987), 459-466.
- [88] Sasaki, A. and Yamamoto, T., "A Review of Studies of Hydraulic Lock," *Lubr. Eng.*, **49-8** (1993), 585-593.
- [89] 大住敏彦・山本宏一, "自動変速機の油圧制御バルブ内の流れ解析," マツダ技報, No.17 (1999), 85-92.
- [90] 秋山信幸・阿武芳朗, "スプール形油圧方向切換弁の流量係数について(第1報 理論解析と計算結果)," 機論, **36-286** (1970), 966-973.
- [91] Kawamura, T. and Kuwahara, K., "Computation of high Reynolds number flow around a circular cylinder with surface roughness," *AIAA Paper*, **84-0340** (1984), 1-11.
- [92] 稲垣昌英・堀之内成明, "空力基礎実験モデルまわりの流れ解析における離散化手法の比較・検討," 第10回数値流体力学シンポジウム講論集, (1996), 410-411.
- [93] Rhie, C.M. and Chow, W.L., "Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation," *AIAA Journal*, **21-11** (1983), 1525-1532.
- [94] Horinouchi, N., Kato, Y., Shinano, S., Kondoh, T. and Tagayashi, Y., "Numerical Investigation of Vehicle Aerodynamics with Overlaid Grid System," *SAE Paper*, No.950628 (1995), 85-92.
- [95] 永田拓・船田英明, "非定常境界層からの流脈の可視化," 流れの可視化, 1-2 (1981), 207-212.

謝 辞

本論文をまとめるにあたり，終始適切な御指導と御鞭撻を頂きました名古屋工業大学 伊藤基之教授に心から深く感謝し，厚く御礼申し上げます．また，本論文提出にあたり，有意義な御教示と御校閲を賜りました名古屋工業大学 辻俊博教授ならびに鬼頭修己教授に厚く御礼申し上げます．

本研究の遂行に関して，多くの有意義な御助言を頂いた名古屋工業大学 横田和彦助教授ならびに玉野真司助手に感謝いたします．実験装置の製作等において多くの御助言，御助力をくださった名古屋工業大学 祖父江人司技官ならびに橋本茂弘技官に深く感謝の意を表します．また，学会等の研究討議を通じて有意義な御教示，御助言を賜るとともに，暖かく励まして頂いた金沢大学 岡島厚教授ならびに木綿隆弘助教授に厚く御礼申し上げます．

本研究の実施にあたり，終始精力的に携わってくれた当時の名古屋工業大学大学院 小妻大輔殿，4年生の桜井淳二殿ならびに柘植友行殿に厚く御礼申し上げます．また，株式会社 豊田自動織機 諸井隆宏殿(当時名古屋工業大学大学院博士後期課程)には多くの御指導と御鞭撻を頂き，ここに深く感謝の意を表します．

また，国内留学の機会を与えて頂いた株式会社豊田中央研究所 林靖享取締役(当時)，倉内紀雄副所長，石山慎一部長(当時)，稲熊幸雄部長(当時)ならびに吉田一徳室長に深く感謝の意を表します．本論文の作成に際して，御指導と御協力を頂いた株式会社豊田中央研究所 鈴木秀之殿，松永継春殿および稲垣昌英殿に厚く御礼申し上げます．

最後に，本論文をまとめるまでの4年間，終始暖かく支援してくれた妻 和美，娘 菜月に心より感謝し，謝辞といたします．

付録 A 弁内流れが隙間流れに及ぼす影響

弁内流れはスプールに偏心や傾きを与えるととも、図 A-1 に示す軸隙間の境界 (弁内流れと隙間流れの境界) に周方向圧力勾配を生じさせる。これらは軸隙間の油膜圧力の不均一性に影響を及ぼし、場合によっては隙間流れによる横力を増大させると推察される。ここでは、弁内流れが隙間流れに及ぼす影響を明らかにするため、第 3, 4 章で対象とした典型的な非対称流路を有するスプール弁を対象として、弁内流れにより生じるスプールに傾きを与えるモーメントおよび軸隙間の境界における圧力分布について検討する。

A.1 スプールに作用するモーメント

スプールの傾きに及ぼす弁内流れの影響を調べるため、図 A-2 に示すようにスプールの重心を通る z 軸まわりのモーメント M_z (他の軸まわりは零) を定義し、 $Re = 214$ の場合におけるモーメントを図 A-3 に示す。

図 A-3 より、弁開度に対するモーメント M_z の変化は、図 4-1 に示す弁開度に対する横力の変化に類似していることがわかる。すなわち、流入絞りの場合、 $S_1 = 0.5\text{mm}$ では正のモー

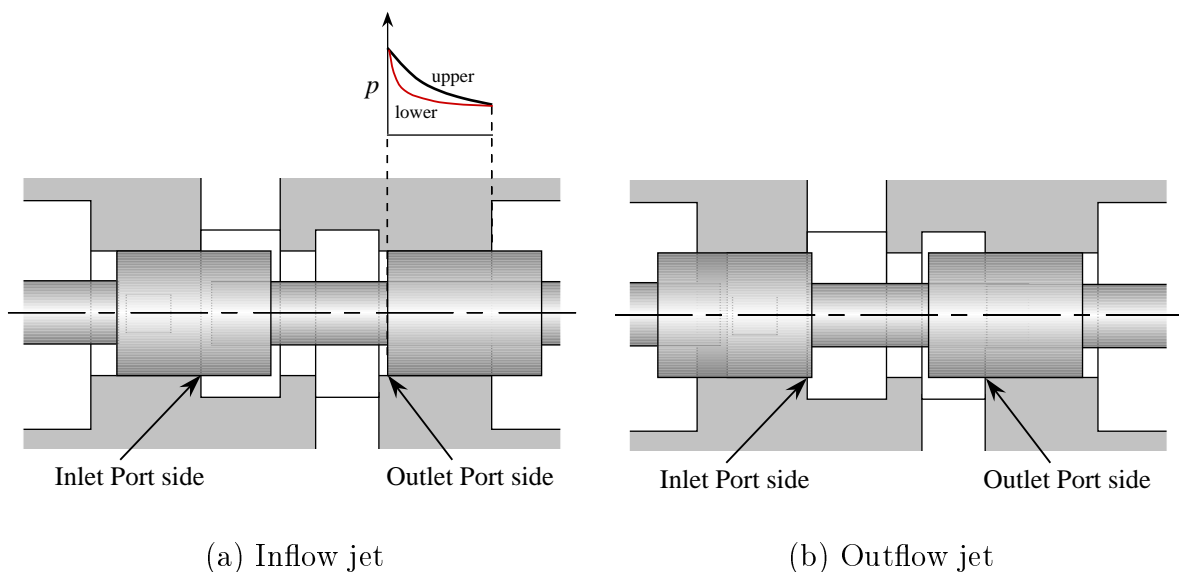


Fig A-1 Boundaries of the land edge

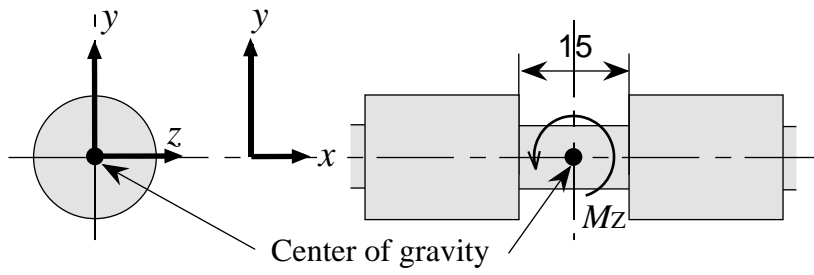
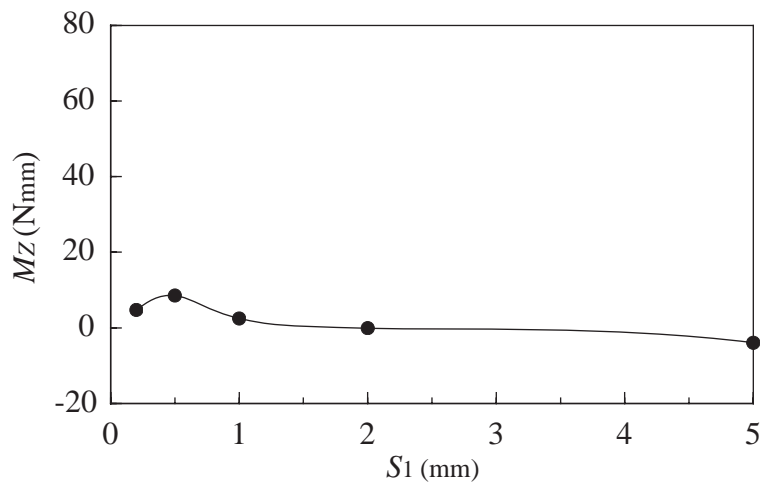
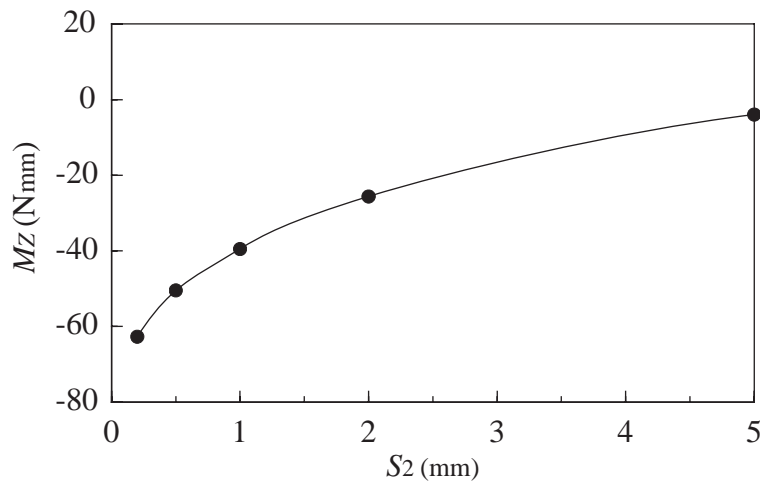


Fig A-2 Moment M_z around the center of gravity vs. valve displacement S_i



(a) Inflow jet



(b) Outflow jet

Fig A-3 Moment M_z around the center of gravity vs. valve displacement S_i

メントが作用するが、その他の弁開度ではモーメントはほぼ零である。一方、流出絞りの場合には負のモーメントが作用しており、弁開度が小さくなるほどモーメント $|M_Z|$ は単調に増加する。流出絞りの場合に作用するモーメントは、流入絞りの場合に比べて大きい。以上より、流出絞りの場合には弁内流れによってスプールに傾きが生じ、隙間流れに影響を及ぼすと考えられる。

スプールに作用するモーメント M_Z の発生メカニズムを明らかにするため、モーメント M_Z を図 A-4 に示すスプールの大径部と小径部の表面に作用するモーメント M_{Z1}, M_{Z2}, M_{Z3} ,

$$M_{Z1} = \sum F_1(x_1 - x_0), \quad M_{Z2} = \sum F_2(x_2 - x_0), \quad M_{Z3} = \sum F_3(x_3 - x_0) \quad \dots\dots (A-1)$$

と、スプール端面に作用するモーメント M_{Z4}, M_{Z5}

$$M_{Z4} = \sum F_4(y_4 - y_0), \quad M_{Z5} = \sum F_5(y_5 - y_0) \quad \dots\dots\dots (A-2)$$

に分け、各モーメントを図 A-5, A-6 に示す。

図 A-5 から、流入絞りの場合、スプールの流出側端面に作用するモーメント M_{Z5} が支配的であることがわかる。モーメント M_{Z5} は 4.3 節で述べた領域 C の単位横力の発生原因と同様、スプール端面への流れの衝突による圧力上昇によって作用すると考えられる。一方、流出絞りの場合には、絞りより下流のスプールの大径部に作用するモーメント M_{Z3} が支配的であることが図 A-6 からわかる。このモーメント M_{Z3} の発生メカニズムは、4.4 節で述べた領域 D, E, F における単位横力の発生メカニズムと同様である。

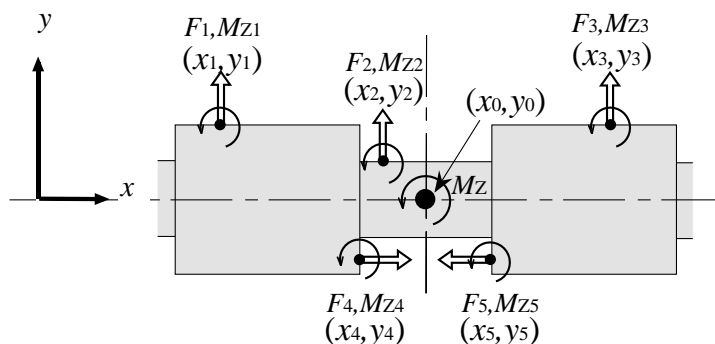
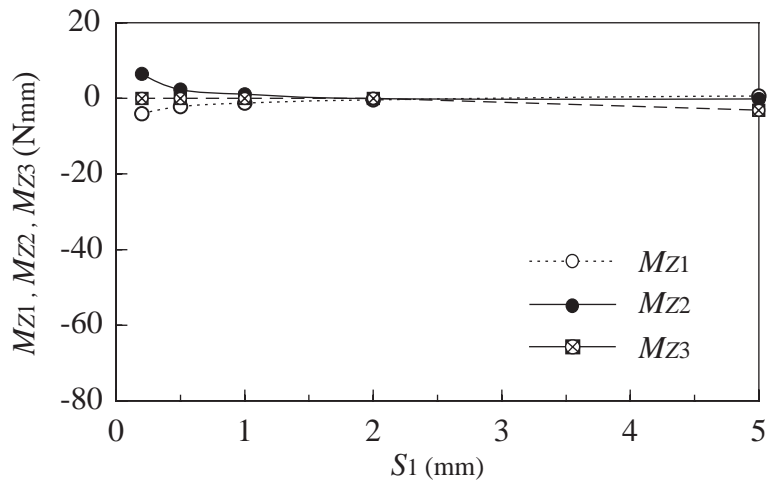
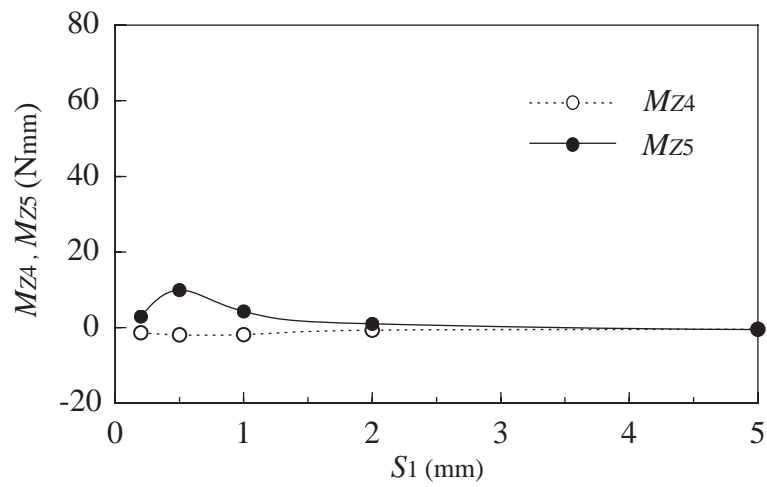


Fig A-4 Moment components M_{Zi} around the center of gravity

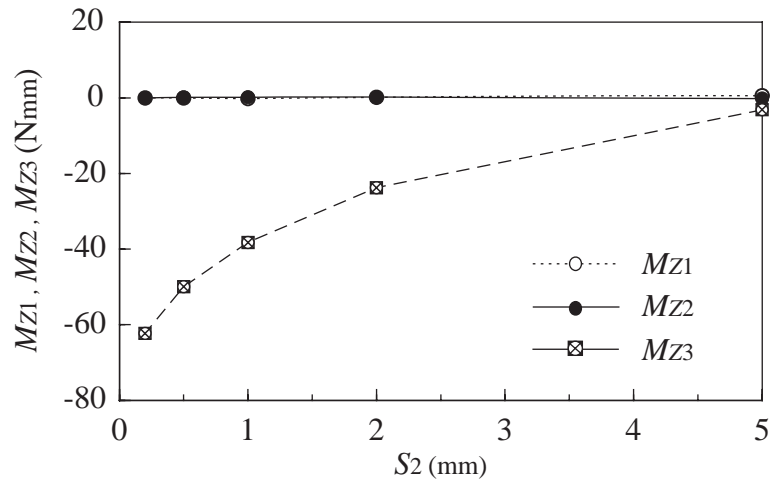


(a) M_{Z1}, M_{Z2}, M_{Z3}

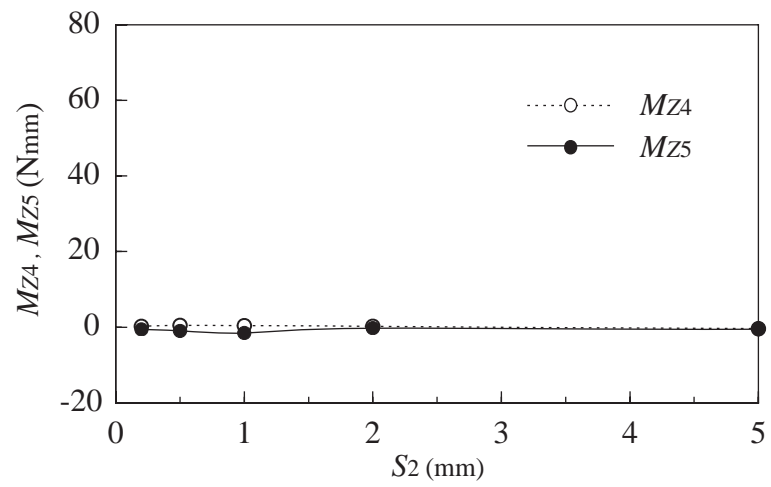


(b) M_{Z4}, M_{Z5}

Fig A-5 Moment components M_{Zj} vs. valve displacement S_1



(a) M_{Z1}, M_{Z2}, M_{Z3}



(b) M_{Z4}, M_{Z5}

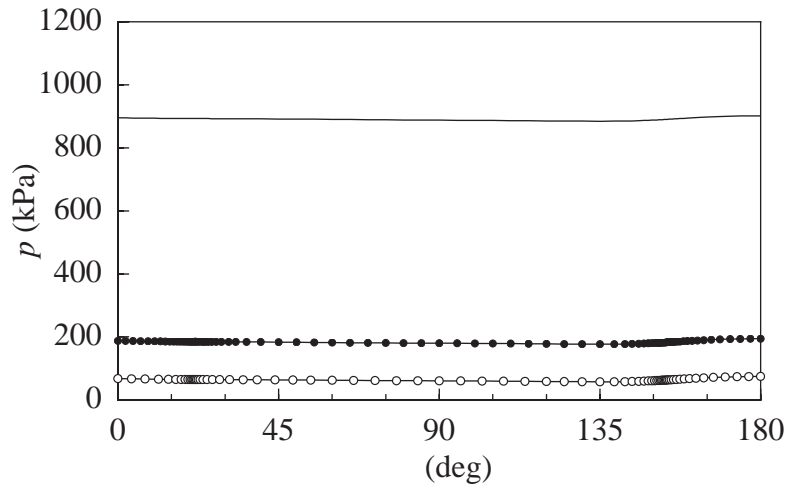
Fig A-6 Moment components M_{Zj} vs. valve displacement S_2

A.2 軸隙間の境界における圧力分布

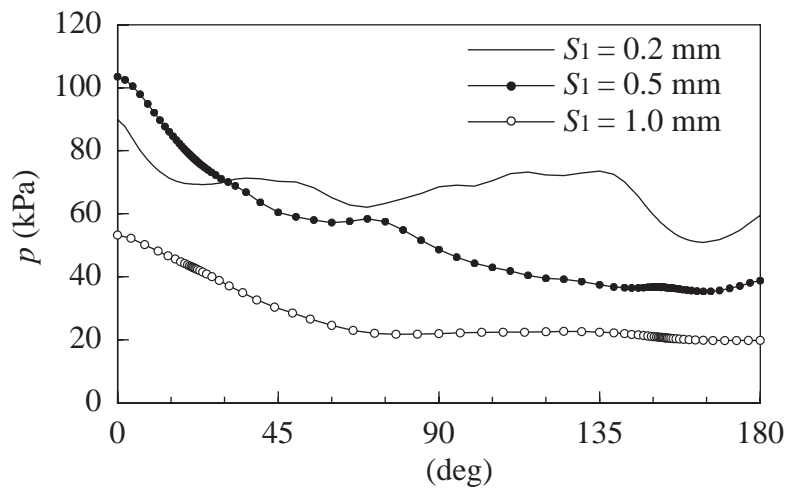
流入絞りおよび流出絞りの場合における軸隙間の境界における圧力分布をそれぞれ図 A-7, A-8に示す.

図 A-7, A-8から, 流入および流出絞りの場合とも, 流入ポート側に比べて流出ポート側で圧力勾配が大きく, また, 弁開度が等しい場合には両者の流出ポート側における圧力勾配がほぼ同じ大きさになっていることがわかる. 図 A-7に示す流入絞りの場合, 圧力は流出 ($\theta=0^\circ$) 側が高くなっており, 隙間流れによる横力は正の方向に作用する. この圧力勾配は, 4.3 節で述べた領域 C の単位横力を作用させるスプール端面への流れの衝突によるものと考えられる. 一方, 図 A-8に示す流出絞りの場合, 圧力は流入 ($\theta=180^\circ$) 側が高くなっており, 隙間流れによる横力は負の方向に作用する. この圧力分布を周方向に積分した後, 単位面積で除したものが領域 F の端面における単位横力であるため, この圧力勾配の発生原因は 4.4 節で述べた領域 F の単位横力の原因と同様である.

以上のように, 流入絞りおよび流出絞りの場合とも, 弁内流れは流出ポート側の軸隙間の境界における油膜圧力に影響を及ぼし, 隙間流れによる横力を増大させる場合があると考えられる.

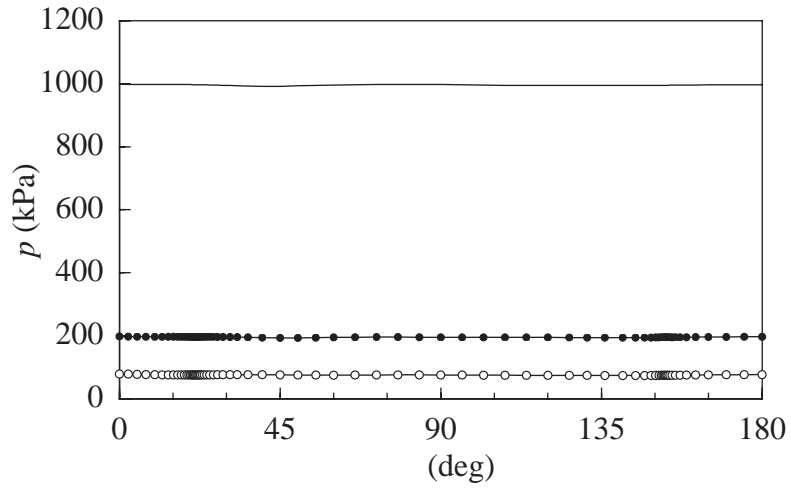


(a) Inlet port side

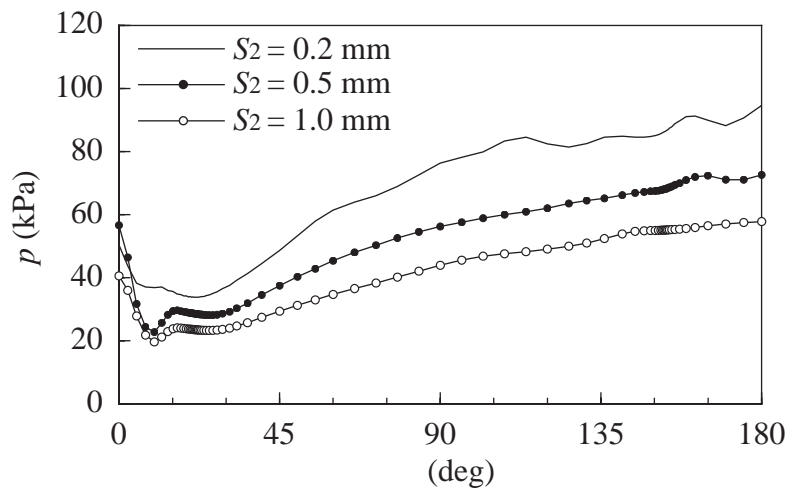


(b) Outlet port side

Fig A-7 Pressure distributions on the land edge for various values of S_1



(a) Inlet port side



(b) Outlet port side

Fig A-8 Pressure distributions on the land edge for various values of S_2

付録 B 章 弁の諸元が軸力および隙間流れへ及ぼす影響

B.1 弁の諸元が軸力へ及ぼす影響

第5章で対象とした流出絞りに特化したスプール弁を対象として、弁開度および弁諸元を変化させた場合の軸力をそれぞれ図B-1～B-6に示す。

図から、弁開度を変化させた場合、軸力はほぼ弁開度に反比例して大きくなるが、弁諸元を変化させても軸力はあまり変化しないことがわかる。したがって、弁の諸元は軸力に対しては大きく影響しないといえる。

B.2 弁の諸元が軸隙間の境界における圧力分布へ及ぼす影響

前節と同様、弁開度および弁諸元を変化させた場合の軸隙間の境界における圧力分布をそれぞれ図B-7～B-12に示す。

図から、弁開度、スプール大径、ボディ内径およびボディ軸長を変化させた場合に、圧力勾配が大きく変化していることがわかる。また、各諸元に対する圧力勾配の変化の傾向が横力の変化の傾向とほぼ対応していることから、軸隙間の境界における圧力勾配は周方向速度の影響を受けると考えられる。

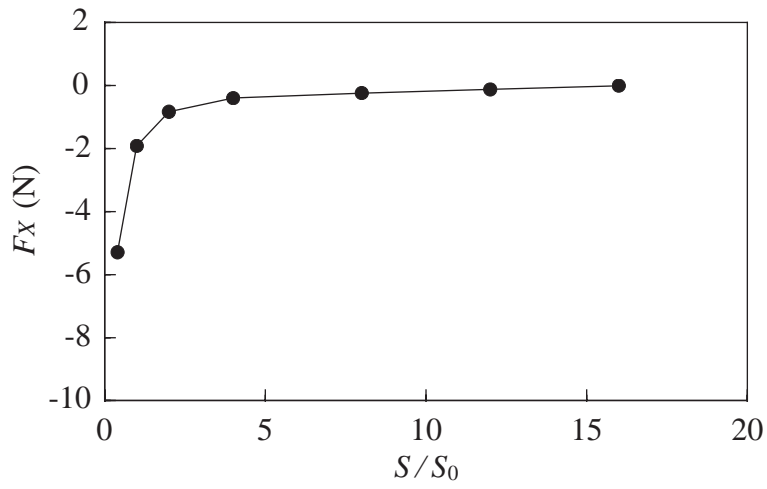


Fig B-1 Axial flow force F_X vs. valve displacement S/S_0

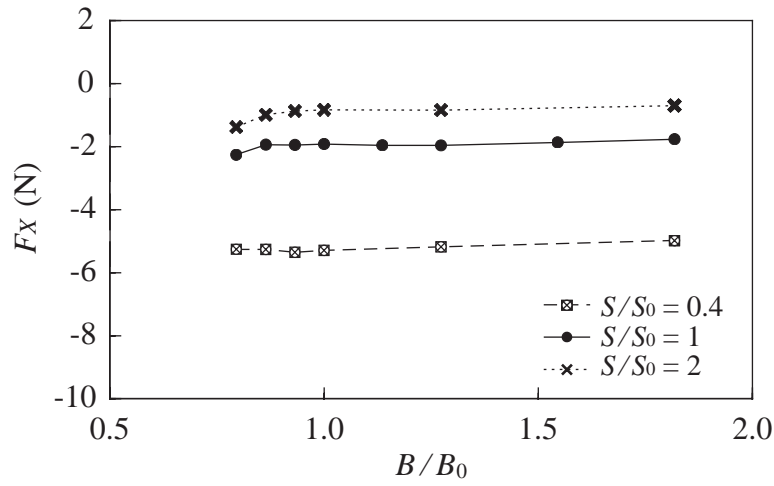


Fig B-2 Axial flow force F_X vs. body diameter B/B_0

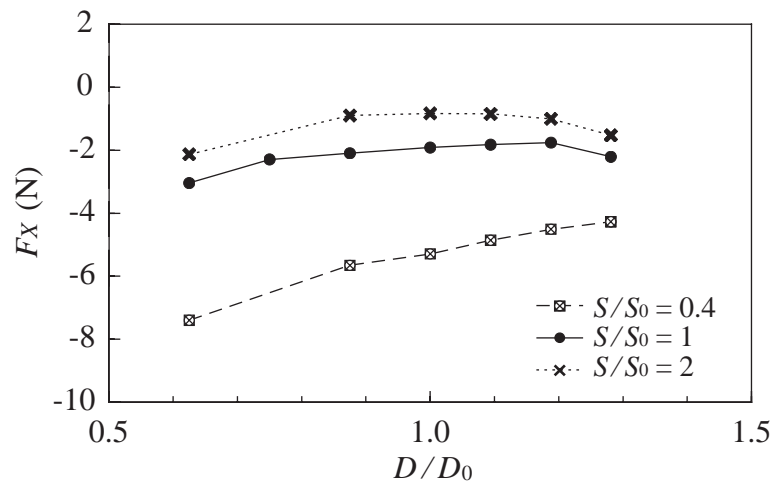


Fig B-3 Axial flow force F_X vs. spool outer diameter D/D_0

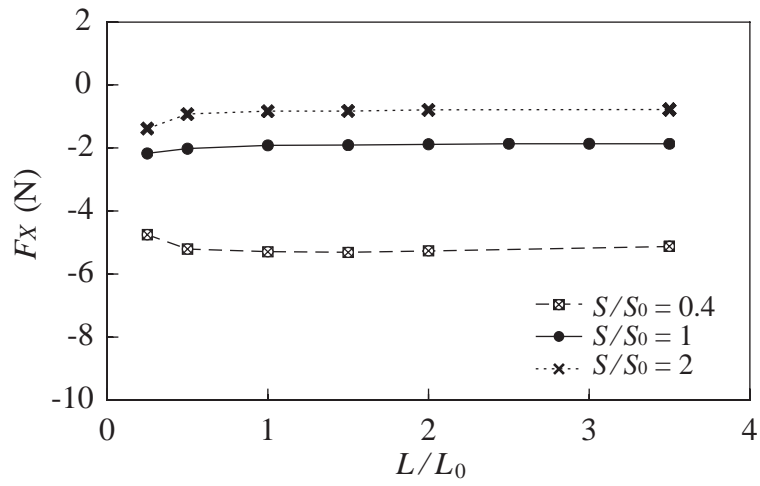


Fig B-4 Axial flow force F_X vs. body axial length L/L_0

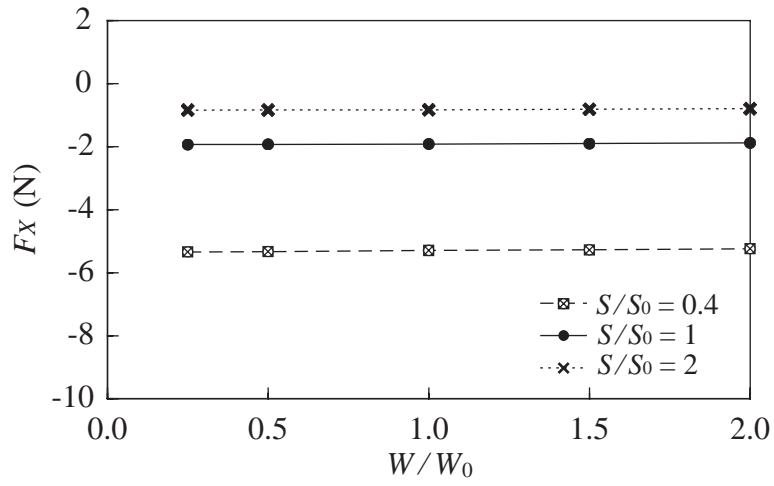


Fig B-5 Axial flow force F_X vs. outlet port width W/W_0

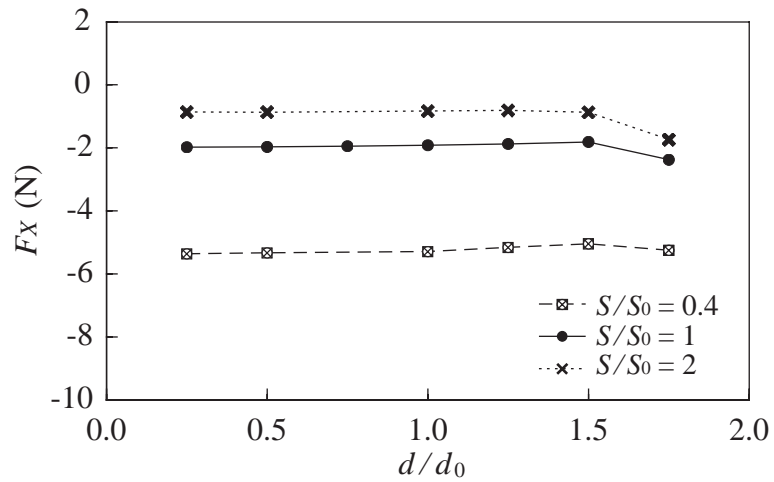


Fig B-6 Axial flow force F_X vs. spool inner diameter d/d_0

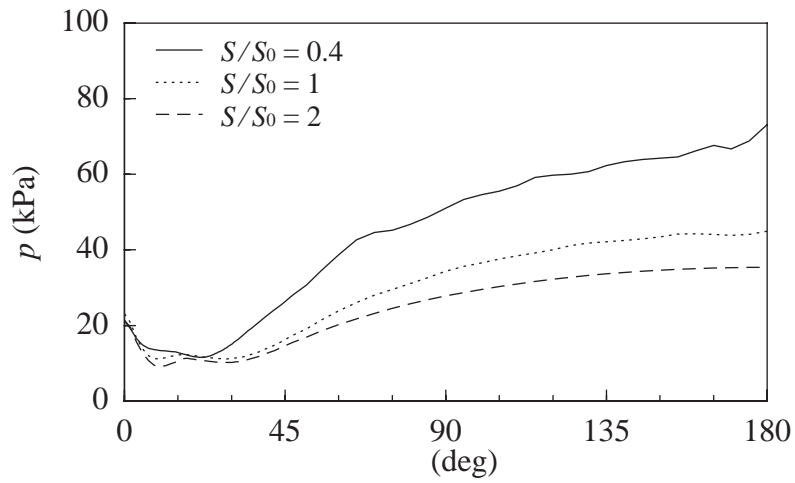


Fig B-7 Pressure distributions on the land edge for various values of S/S_0

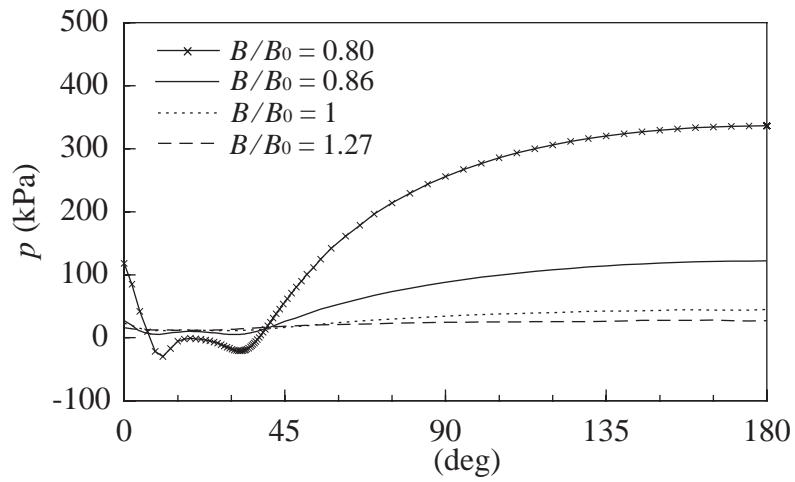


Fig B-8 Pressure distributions on the land edge for various values of B/B_0

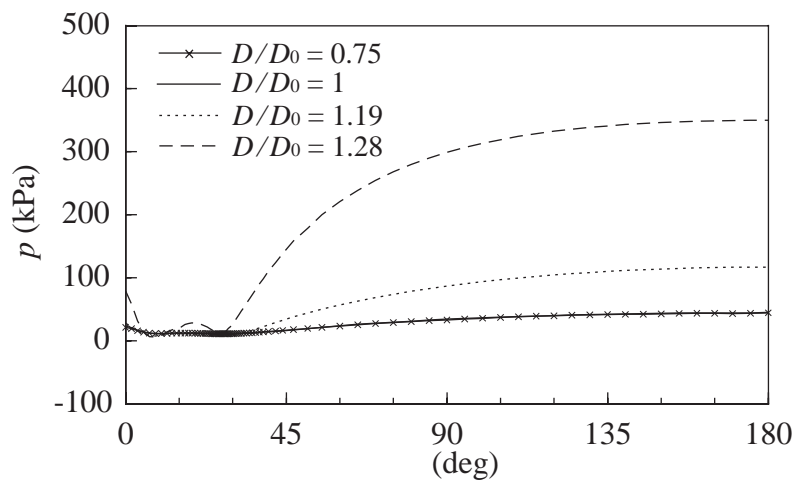


Fig B-9 Pressure distributions on the land edge for various values of D/D_0

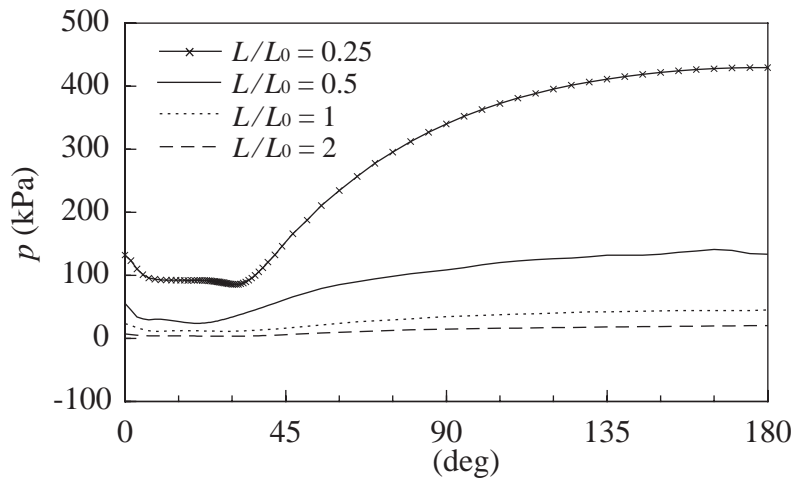


Fig B-10 Pressure distributions on the land edge for various values of L/L_0

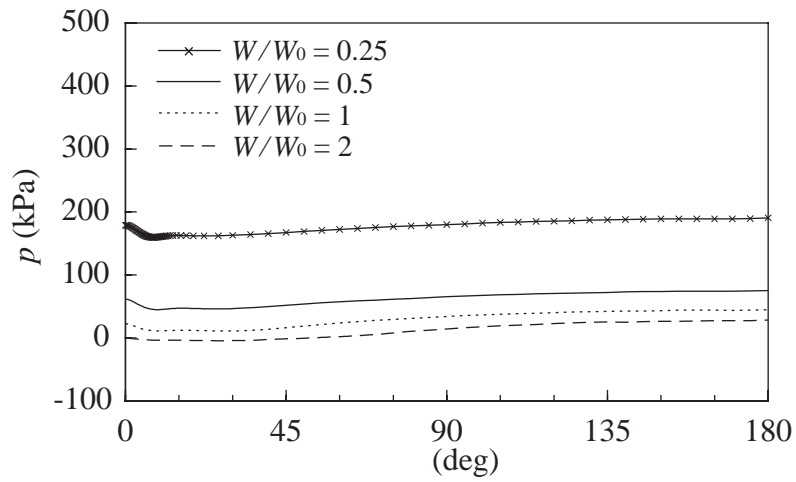


Fig B-11 Pressure distributions on the land edge for various values of W/W_0

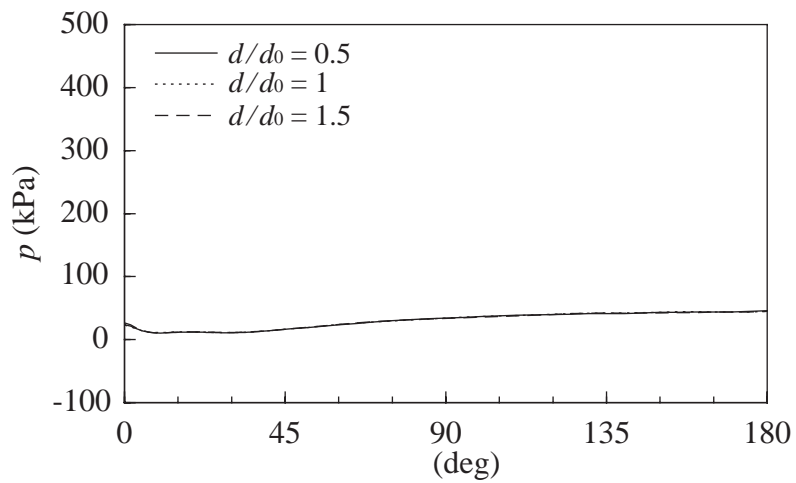


Fig B-12 Pressure distributions on the land edge for various values of d/d_0