

論文 / 著書情報  
Article / Book Information

題目(和文)	水圧駆動用圧力制御弁及び流量調整弁の水の物理的特性に配慮した開発
Title(English)	Development of water hydraulic pressure control valves and pressure-compensated flow control valves with consideration of physical properties of water
著者(和文)	鈴木健児
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第4000号, 授与年月日:2009年5月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第4000号, Conferred date:2009/5/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

---

---

# 水圧駆動用圧力制御弁及び流量調整弁の 水の物理的特性に配慮した開発

---

---

*Development of water hydraulic pressure control valves  
and pressure-compensated flow control valves  
with consideration of physical properties of water*

鈴木健児

# 目次

<b>第1章 序論</b> .....	<b>1</b>
1.1 緒言 .....	1
1.2 水圧駆動技術の歴史的背景 .....	2
1.3 代表的な圧力制御弁及び流量制御弁の構造 .....	6
1.3.1 圧力制御弁 .....	6
1.3.2 流量制御弁 .....	10
1.4 水の物理的特性に起因する問題点 .....	11
1.4.1 蒸気圧 .....	11
1.4.2 粘度 .....	13
1.4.3 潤滑性 .....	14
1.4.4 体積弾性係数 .....	14
1.4.5 化学的特性 .....	14
1.5 水圧駆動用機器の開発における設計指針 .....	16
1.5.1 キャビテーション壊食の抑制 .....	16
1.5.2 摺動部の摩擦及び摩耗の低減 .....	17
1.5.3 静特性及び動特性の改善 .....	18
1.6 水圧駆動システム設計時及び運転時の指針 .....	20
1.6.1 水圧駆動システムの設計規準 .....	20
1.6.2 水の清浄度管理 .....	21
1.7 研究目的及び論文構成 .....	22
1.8 本論文に関連する発表論文等 .....	24
参考文献 .....	26
<b>第2章 耐腐食性材料のキャビテーション壊食試験</b> .....	<b>31</b>
2.1 緒言 .....	31
2.1.1 歴史的背景 .....	31
2.1.2 試験方法及び試験条件 .....	32
2.1.3 気泡の発生及び崩壊 .....	35
2.1.4 材料の損傷メカニズム .....	37
2.1.5 流体の特性 .....	39
2.1.6 材料の特性 .....	40

2.1.7	壊食量のモデル化及び予測	51
2.1.8	本研究の位置付け	53
2.2	実験装置及び実験方法	55
2.2.1	実験装置	55
2.2.2	試験片	56
2.2.3	予備実験	58
2.2.4	実験手順	59
2.2.5	試験片表面の観察	60
2.3	実験結果及び考察	60
2.3.1	壊食量の測定結果	60
2.3.2	試験片表面の観察	67
2.3.3	実験方法の検討	70
2.4	結言	71
	参考文献	72

### 第3章 摺動部支持のための静圧支持機構 ..... 82

3.1	緒言	82
	使用記号	84
3.2	理論	87
3.2.1	記号の定義及びすき間形状	87
3.2.2	基礎方程式	88
3.2.3	境界条件	90
3.3	計算方法	91
3.3.1	無次元化	91
3.3.2	計算手順	92
3.4	計算結果及び考察	94
3.4.1	事例1：二段形式のサーボ弁	95
3.4.2	事例2：直動形式の切換弁	98
3.5	実験1（すき間内の圧力分布の測定）	100
3.5.1	実験装置	100
3.5.2	スプール及びスリーブの真円度測定	102
3.5.3	実験方法	104
3.5.4	実験結果及び考察	104
3.6	実験2（支持力の直接測定）	106
3.6.1	実験装置	106
3.6.2	スプールの形状測定及び平均すき間の推定	108

3.6.3	実験方法	110
3.6.4	実験結果及び考察	111
3.7	結言	114
	参考文献	115
付録 3A	緩和法による圧力分布の計算	117
3A.1	すき間が一定の場合（完全格子）	119
3A.2	すき間が一定でない場合（完全格子）	120
3A.3	すき間が一定でない場合（不完全格子）	120
3A.4	すき間の勾配	122
付録 3B	圧力分布の巡回積分による流量の計算	124
3B.1	リセスからの流量	124
3B.2	すき間の左右境界における流量	126
付録 3C	流量の非線形連立方程式の解法	128
3C.1	スプールが偏心していない場合	128
3C.2	スプールが偏心している場合	129
<b>第 4 章</b>	<b>水圧用リリーフ弁の開発</b>	<b>131</b>
4.1	緒言	131
	使用記号	133
4.2	設計した弁の構造	134
4.3	設計のための解析	136
4.3.1	静圧支持機構を通過する流量	137
4.3.2	絞りを通過する流量	138
4.3.3	運動方程式及び連続の式	139
4.3.4	シミュレーション	140
4.4	実験	143
4.4.1	実験装置	143
4.4.2	実験結果	143
4.5	考察	145
4.6	結言	146
	参考文献	147

<b>第5章</b>	<b>水圧用減圧弁の開発</b>	<b>149</b>
5.1	緒言	149
	使用記号	151
5.2	設計した弁の構造	152
5.3	設計のための解析	154
	5.3.1 絞りを通る流量	154
	5.3.2 運動方程式及び連続の式	155
	5.3.3 シミュレーション	157
5.4	実験	159
	5.4.1 実験装置及び実験方法	159
	5.4.2 実験結果	160
5.5	考察	164
5.6	結言	165
	参考文献	166
<b>第6章</b>	<b>水圧用流量調整弁の開発</b>	<b>168</b>
6.1	緒言	168
	使用記号	170
6.2	設計した弁の構造	171
6.3	設計のための解析	174
	6.3.1 絞りを通る流量	174
	6.3.2 運動方程式及び連続の式	174
	6.3.3 シミュレーション	175
6.4	実験	178
	6.4.1 実験装置	178
	6.4.2 実験結果	178
6.5	考察	181
6.6	結言	183
	参考文献	184
<b>第7章</b>	<b>結 論</b>	<b>186</b>

謝 辞

# 第 1 章

## 序 論

### 1.1 緒言

水圧駆動技術は、動作端の運動を制御するために、圧力を伝達する作動流体として主に水道水を使用する技術である。産業界で主流となっている電動、油圧、空気圧の主要 3 駆動様式では実現が困難な、高動力密度かつ環境融和性が求められる用途に適する。

水は液圧駆動の作動流体として 18 世紀末から長い間使用されてきたが、機器の性能向上を図る上で生じた潤滑問題のため、作動流体の主流は 20 世紀初頭に油に代わった。油圧の特長は小形で高出力、すなわち動力密度が高いことであるが、油の持つ強い燃焼性、事故等によって漏洩した場合の環境汚染、廃液処理の必要性などの理由により、再び水圧技術が注目されている。これは環境保護の声が高まったことと、潤滑問題を解決する材料や表面被膜が開発され、高水圧用機器の開発が進んだことによる。

水圧の利点は、油圧と同等の動力密度を有しつつ、無害で環境に優しく、安価で入手・廃棄が容易な流体であり、火災や爆発の危険性が無いこと、また機器の洗浄が容易で衛生的なことなどである。自然環境との完全なる融和という観点から見て、水以上に優れた流体は存在しない。さらに、長期稼働した際の維持費用、事故発生時の対策費用及び防災装置費用の抑制も可能なので、長期的視点で見ると有利である。

しかしながら、圧力媒体としての水は、工業、工学上の諸特性が悪い。水の粘度は鉱物油に比べて二桁小さい。水の蒸気圧は鉱物油よりもはるかに高い。それらの特性により、機器内部の摺動部における摩擦及び摩耗、弁の振動、内部漏れの増大、腐食、キャビテーションによる壊食、騒音、ならびに不適切な清浄度管理下における微生物の発生など、いくつかの望ましくない現象が生じる。

水圧駆動システムの開発は技術的に困難であるが、展開すべき機械技術の一つである。アーヘン工科大学の Backé 教授は、文献(1)に寄せた序文において、次のように述べた。

現代の高度な技術革新が、環境に有害な影響を及ぼしてきたということが、明らかとなってきた。公共の環境問題に関する認識の高まりにより、環境を保護し、損傷を最大限に抑制するよう意図された対策が必要とされている。… 現代の技術者は、水圧駆動技術を、長年に渡り開発されてきた油圧駆動と同等の高水準まで高めるよう、要請されている。

水圧駆動システムを構成する上では、圧力や流量を制御する弁が不可欠である。本論文は、上記の要請に応えるために試みた、いくつかの弁の開発過程を述べたものである。

本章では、まず流体駆動技術の起源から現在の水圧駆動技術に至るまでの歴史的背景を述べる。次に、従来の油圧用各種制御弁を分類し、代表的な構造及び動作原理を示す。続いて、これらの構造をそのまま水圧用に転用した場合に生じる問題点や、水の化学的特性に起因する問題点を述べ、これらに対処するための設計指針を示す。最後に、研究目的及び本論文の構成を示す。

## 1.2 水圧駆動技術の歴史的背景<sup>(1-5)</sup>

---

水は、非常に古い時代から、動力伝達の一つの方法として使用されていた。たとえば、アレキサンドリアの Ctesibus は、紀元前 270 年頃に最初のポンプを発明したことで知られている。この装置は 2 つのピストンを持つ容積型ポンプであり、水を吸い上げるために使われた。これ以前に、エジプト人はサイフォンの原理による吸い上げを使用していた。また、彼らはミイラの防腐処理に際し、ピストン形式のシリンジを発明した。この概念は、容積型ポンプの先駆けであった。

1588 年にイタリアの Agostino Ramelli が著した書籍において、クランク式と回転斜板式のピストンポンプや、1 枚のベーンを有する回転型の揚水ポンプなどが示されている<sup>(6)</sup>。また、1636 年にはフランスの Pappenheim が歯車ポンプを発明した。このポンプは水車によって駆動され、ローマをはじめその他ヨーロッパの都市で人工の灌漑、噴水などを作動させた<sup>(7)</sup>。

1653 年に Blaise Pascal は、静止した流体中の圧力が全方向に等しく伝わることを示した。これがパスカルの原理であり、流体駆動技術はここから始まったとされている。ただし、1586 年にオランダの Simon Stevin が著した書籍において、パスカルの原理に相当する考え方が既に述べられている<sup>(8)</sup>。

水車のような古典的な流体装置は、自然の水の使用を前提に考えられてきた。これらの装置は、自然の水頭による圧力が比較的低いため、膨大な量の流体を必要とする。圧力が高くなるほど、動力を生み出すために必要な流量は少なくなり、システムの効率が向上する。しかし、自然がもたらすよりもはるかに高い圧力を人工的に発生させるポンプや圧縮機が開発されたのは、現在から数百年以内のことである。

18 世紀に James Watt によって最初の蒸気機関が開発されたすぐ後に、加圧された水を用いた動力伝達に関心が寄せられた。1795 年、Joseph Bramah は、最初の水圧プレスの発明に対して特許（イギリス特許 2045）を得た。これが流体駆動装置の始まりとされている。1850 年代のイギリスでの産業革命により、プレス機、エレベータ、クレーン、押出成型機などに水圧動力が使用され、多くの都市で、水圧分配網が設置された。このシステムは後に、1883 年に設立された London Hydraulic Power 社によって運営され、合計 7,000 馬力 (5 MW) の動力で、最長で約 290 km の管路網に水圧を供給した。錘式アキュムレータが備えられており、圧力は 800 psi (約 5.5 MPa) 程度に維持された。このシステムは、1977 年まで使用された。

この他にも、1894年に開通したロンドンのタワーブリッジには5.2 MPaの水圧装置が組み込まれ、油圧装置に置き換えられる1971年まで使用された。1887年、パリに建設されたエッフェル塔には水圧エレベータが組み込まれ、これは現在も稼働している。ドイツのケルンでは、ライン河にかかる開閉橋が100年以上水圧システムで駆動された。数年前の改修時には、新しく開発された水圧機器を用いて水圧駆動が維持された。

水圧は、電力供給が始まるまでは動力伝達用に広く使われた。1900年頃に電力供給ネットワークの開発が強力に行われ、電気モータへの動力供給と制御が可能となった。電力は特に遠方への動力伝達に優れているため、水圧駆動方式は徐々に衰退した。この頃、鉱物油が使用できるようになると、油圧駆動への関心が高まっていった。その転換は、機器の小型軽量化と高速化を図る上で必然的に生じた、潤滑の問題を解決するためであった。鉱物油は工業、工学上の様々な特性が優れているため、油圧技術そのものの発展が著しく進んだ。

1906年、最初の油圧システムが導入された。アキシシャルピストンモータを用いた静圧伝動装置が、Williams及びJanneyによって開発され、この液圧媒体には油が用いられた。この伝動装置は、軍艦の大砲のつり上げと制御を行うために、電気機械システムと置き換えられた。油圧によるラジアルピストン機械が、1910年にHenry Selby Hele-Shaw、1922年にHans Thomaによって導入された。Thomaは、斜板式の可変容量型ピストンポンプも開発した。1930年に、Harry Vickersはパイロット型リリーフ弁を発明した。第二次世界大戦終了後、油圧電磁方向制御弁が開発され、多くの装置において使用された。1950年代には、液圧斜板式ポンプ・モータと、サーボシステムにおける電気油圧サーボ弁が開発された。

油圧駆動の作動流体である鉱物油の欠点と見なされたのは、その強い燃焼性である。作動油は火災、特に延焼に際して大きな危険性を有している。1956年のベルギーの鉱山火災で多くの人命が犠牲となったことが発端となって、ヨーロッパでは鉱山内での油圧使用は禁止され、難燃性流体を用いる液圧駆動が研究された。火災に対する安全性の面から、製鉄所や工場の溶接ラインなどでは、水グリコールや高含水流体などの難燃性流体が用いられるようになった。高含水流体はその約95%が水である。これらの流体は鉱物油に比べて、工業、工学上の諸特性においてしばしば劣るが、油圧で通常期待される性能のほとんどすべてを満足し、防火安全性でも優れている。難燃性流体の使用に際しての問題点は、ユーザによる流体の緻密な管理や、交換の際に廃液処理を必要とすることである。

環境保護への関心の高まりにより、現代の技術には、性能だけでなく、環境との調和が要請されるようになった。工場においては排煙、排水だけでなく周辺の土壌への物質混入にも注意が向けられるようになった。ドイツでは、油圧装置から油が周囲に出ないことが、法律によって要請されている。また森林や水保全地域などへは、油を漏出する恐れのある機械の持ち込みが禁止されるに至っている。そこで、油圧駆動装置からの油漏れによって土壌や河川が汚染されるのを防ぐため、漏れてもその作動油が土壌中のバクテリアによって自然に分解される生分解性作動油が注目されている。このように、液圧システムには用途に応じた

性能や効率の追求だけでなく、安全性、環境融和性、より高い清浄性なども要求されており、それに適した作動流体の選択が重要となっている。

1978年、イギリス海軍は、動力伝達媒体として海水を用いた海中用の工具の開発を行うため、国立工学研究所 (NEL; National Engineering Laboratory) と契約した。ここでは摺動部に使用する材料の組合せについて摩耗試験が行われ、その結果を基に9本のシリンダを有する斜板式アキシャルピストンポンプが開発された。この設計において、すべての摺動部はステンレスと樹脂が組み合わされた。その後、シェルとエッソは、海中用工具と海水を用いたパワーパックの継続開発を NEL と契約した。ここでは海水を圧力媒体とした水圧グライダーや、水圧切断工具が開発された。1987年、イギリスの J. H. Fenner 社の子会社である Scot-Tech 社は、NEL とシェルの技術を獲得し、水圧用動力部品の開発を続けた<sup>(9)</sup>。

1994年、油圧部品の製造会社であるデンマークの Danfoss 社は、油圧の制御性能と同等水準の、液圧媒体として清浄な水道水を使った水圧駆動機器のネッシー (Nessie<sup>®</sup>) シリーズを登場させた。このシリーズの売上高は成長を続け、2005年には900万ユーロに達した。主要な採用実績分野は、以下のとおりである<sup>(10)</sup>。

- 食品産業：食肉処理場、ハンバーガー製造機、製氷機、ビール工場のモルト釜洗浄機。
- 車両、船舶：鉄道の地上ブレーキシステム、ゴミ収集車の機構駆動部、船底洗浄機。
- 林業、農業：製材工場での粉塵抑制および回転鋸歯の冷却、木材の乾燥技術への応用。
- その他：海水の淡水化技術への応用、下水管内ロボットの関節駆動など。

欧州における水圧駆動技術の研究は、上記のイギリス及びデンマークの他、フィンランドのタンペレ工科大学で精力的に行われており、主に7 MPa以下の圧力範囲を中心に応用面での研究が進められている<sup>(11, 12)</sup>。

日本国内における水圧駆動関連の研究は、1985年頃から行われるようになった。

池田ら<sup>(13)</sup>は、深海潜水船で使用するための、定格圧力61.7 MPaの海水ポンプを開発した。これは回転斜板式アキシャルピストン型で、海水が触れるプランジャの摺動部にはセラミックスが使用された。しかし、回転斜板部は油潤滑であり、完全なオイルフリーではなかった。吉灘ら<sup>(14)</sup>は、ピエゾ素子によって駆動するポペット弁を4組使用し、海水でマニピュレータを駆動した。新規に設計した海水ポンプは固定斜板式アキシャルピストン型で、すべての摺動部を海水潤滑とするため、セラミックスやCFRPが多用されている。定格圧力は20.6 MPa、定格回転速度1,500 rpmにおける定格流量は30 l/minである。

浦田及び宮川ら<sup>(15, 16, 17)</sup>は、スプールを静圧軸受によって支持する水圧サーボ弁を開発した。軸受絞りと、スプールとスリーブとのすき間を、供給圧力からノズルフラップ系への絞りとして利用している。これにより内部漏れを低減させると共に、オリフィス絞りの場合よりもフラップ変位に対するノズル背圧の線形性を向上させている。

大道と田中<sup>(18)</sup>は、AC サーボモータとボールねじでスプールを直接駆動する水圧サーボ弁を開発し、サーボ系を構築した。水圧ポンプは三連プランジャ式で、クランク部は油潤滑である。ポンプと接続したモータの回転速度を制御している。

朴及び北川ら<sup>(19, 20)</sup>は、水圧用高速電磁弁及び水圧用比例ポペット弁を開発した。弁体とスリーブとのすき間を絞りとして利用し、漏れ流量を弁の機能の一部として積極的に利用する構造に特徴がある。

Inoue ら<sup>(21)</sup>は、水圧用斜軸式アキシャルピストンポンプを開発した。ピストンとシリンダブロックにおいて横推力が働かないよう、ピストンとピストン半球部を切り離し、それを半球形の窪みにはめる構造として、21 MPa までの水圧下での運転に成功した。

Shinoda ら<sup>(22)</sup>は、低圧用の水圧ベーンモータを開発した。ベーン、ロータ、カム、側板という摺動部品の組合せに対し、ステンレス鋼及び樹脂の組み合わせを選択的に使用している。最大圧力 2 MPa の入力に対し、回転速度 1,500 rpm における最大出力は 100 W である。

以上のような個別の研究者及び会社による研究開発<sup>(23-28)</sup>の一方で、学会及び産業界による共同研究も盛んに行われている。日本フルードパワーシステム学会では、1997-1999 年に「水圧システム研究委員会」を設置し、水圧システムの意義、研究開発の方向性を明らかにした。その後、2000-2002 年「水圧駆動システム研究委員会」、2002-2005 年「水圧駆動推進研究委員会」、2006-2008 年「水圧駆動システムの新しい応用に関する研究委員会」が設置された。その成果として、テキストブック<sup>(29)</sup>や研究成果報告書<sup>(30)</sup>が発行された。

また、日本フルードパワー工業会では、1998-2000 年に「環境融和型水圧駆動システムに関する調査研究」が実施されており、水圧システムに関する規格化を目的として、使用する水質レベルの規定及び水圧駆動機器における最適な配管寸法や推奨流速範囲などについて共同研究を行っている。その後も、2000-2002 年「アクアドライブ技術の実用化に関する調査研究」、2001 年「アクアドライブの工作機械等製造プロセスへの応用に関する調査研究」、2003 年「水圧機器技術の現状及び市場予測等に関する調査研究」、2004-2006 年「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム (UniADS) に関するフィージビリティスタディ」が行われ、調査研究報告書として技術資料<sup>(31-33)</sup>及び報告書<sup>(34)</sup>が発行された。ごく最近では、第 22 回フルードパワー国際見本市 (IFPEX 2008) において、水圧駆動機器が一同に会した国内初の大規模テーマ展示コーナーが設けられた<sup>(35)</sup>。

以上のように、欧州及び日本において研究が進みつつあり、韓国<sup>(36, 37)</sup>や中国<sup>(38)</sup>からも水圧駆動関連の研究報告例がある。しかしながら、油圧駆動と同水準の性能及び信頼性を有する水圧駆動機器は、世界的に見てもまだ少ない。また、欧州では水圧駆動機器の採用例が増加しているが、日本国内では標準的な市場を形成するには至っていない。

水圧駆動システムの性能向上のためには、効率の良いポンプ及びアクチュエータ、制御性能の優れた各種制御弁などの開発が必要である。しかし、従来の油圧駆動用機器と同じ構造のままでは、水の高い蒸気圧や低い粘性等により、1.4 節で述べるような様々な問題が発

生ずる。したがって、水圧駆動用機器の開発においては、油圧用機器の構造を参考にしながらも、水の物理的特性に配慮し、水圧用として適した構造を新たに考案する必要がある。

### 1.3 代表的な圧力制御弁及び流量制御弁の構造<sup>(39-41)</sup>

---

一般的に、液圧制御システムは、以下の4種類の基本的構成要素によって成り立つ。ただし、ここではフィルタや冷却器などの、液体の状態を維持するための機器は除く。

- 液圧動力発生器（ポンプ）
- 液圧制御要素または変換器（弁）
- 液圧アクチュエータ（単動または複動シリンダ、回転型または揺動型モータ）
- 液圧伝達ライン（チューブ、ホース、継手など）

各種制御弁を大別すると、圧力制御弁、流量制御弁、及び方向制御弁の三種類である。本節では、研究対象である圧力制御弁及び流量制御弁の代表的な弁構造について述べる。

#### 1.3.1 圧力制御弁

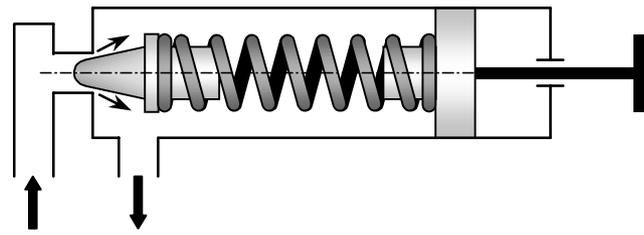
圧力制御弁を機能別に分類すると、回路内圧力を設定値に保持する弁と、回路内圧力が設定値に達すると回路の切り換えを行う弁に大別される。前者にはリリーフ弁及び減圧弁などがあり、後者にはシーケンス弁、アンロード弁、及びゲージカットオフ弁などがある。本節では、リリーフ弁及び減圧弁について述べる。

##### (1) リリーフ弁

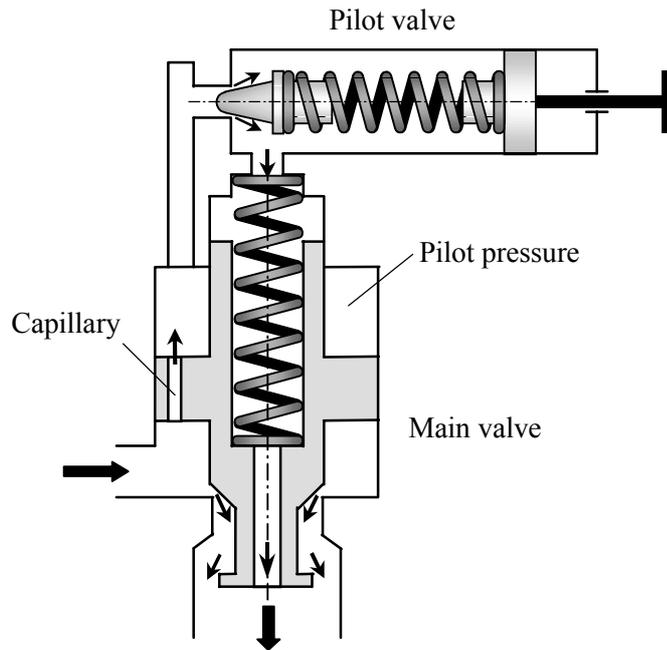
リリーフ弁は、液圧回路の最高圧力を設定して、回路の圧力を一定に保つための弁である。ほとんどすべての液圧回路には、流体の圧力を制御するため、少なくとも1つのリリーフ弁が装備されている。圧力制御弁としてリリーフ弁は最も基本的なものであって、他の圧力制御弁はいずれもリリーフ弁の構造を応用したものと考えることができる。

ポンプからの流量が一定であるとき、アクチュエータへの流量変化に対応して、リリーフ弁への流量が変化する。したがって、リリーフ弁を通過する負荷流量の変化に際して、管路圧力の変化が小さいことが要求される。

リリーフ弁は、流体の圧力を設定する圧力設定部、及びリリーフ流量を制御する流量制御部から構成されている。代表的な構造を図1.1に示す。その構造上、(a)直動形と、(b)バランスドピストン形に分類される。直動形は、圧力設定部と流量制御部が一体になっているのに対し、バランスドピストン形はそれらが分離しており、圧力設定部はパイロット弁、流量制御部は主弁と呼ばれる。



(a) Direct type



(b) Balanced piston type

**Fig. 1.1** Typical structure of relief valves

直動形リリーフ弁の場合、管路の圧力と弁の受圧面積の積が、ばねによる力よりも大きくなると弁が開いて流体を逃がす。弁の大容量化に伴って強力なばねを使用する必要がある。また、管路の圧力はばねの初期圧縮量で設定するため、その操作力が大きくなる。バランスドピストン形リリーフ弁の場合、管路から絞りを通して主弁上部に導かれたパイロット圧力によって、主弁の開閉が制御される。主弁部に使用するばねは主弁を押さえておくだけでよい。直動形のように強大なものにする必要が無い。パイロット圧力はパイロット弁によって制御され、その通過流量はわずかでよい。また、パイロット弁は小型のものでよい。その操作力は直動形に比べて極めて小さくて済む。

リリーフ弁の静特性を、概略的に図 1.2 に示す。弁の性能は、主に圧力オーバーライド特性で評価される。これは、弁を通過する流量の増加に伴い、回路の圧力が増加する現象である。主弁が開き、流体が流れ始める圧力をクラッキング圧力といい、この圧力と定格流量時の設定圧力との差が小さいほど、優れた静特性のリリーフ弁であると言える。

直動形は単純な構造であるが、圧力オーバーライドが大きい。しかし比較的応答性に優れているため、安全弁として用いられることが多い。バランスドピストン形は直動形に比べてリリース性能が良く、安定性に優れているため、市販されている油圧用リリース弁の主流となっている。さらに、パイロット弁として電磁ソレノイド弁や切換弁を使用することにより、電磁比例圧力制御弁やアンロードリリース弁としても使用することができる。

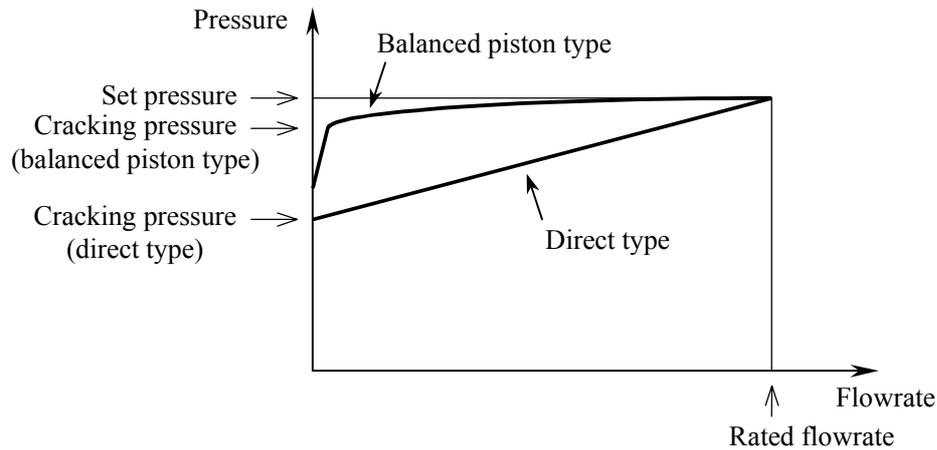


Fig. 1.2 Static characteristics of relief valves

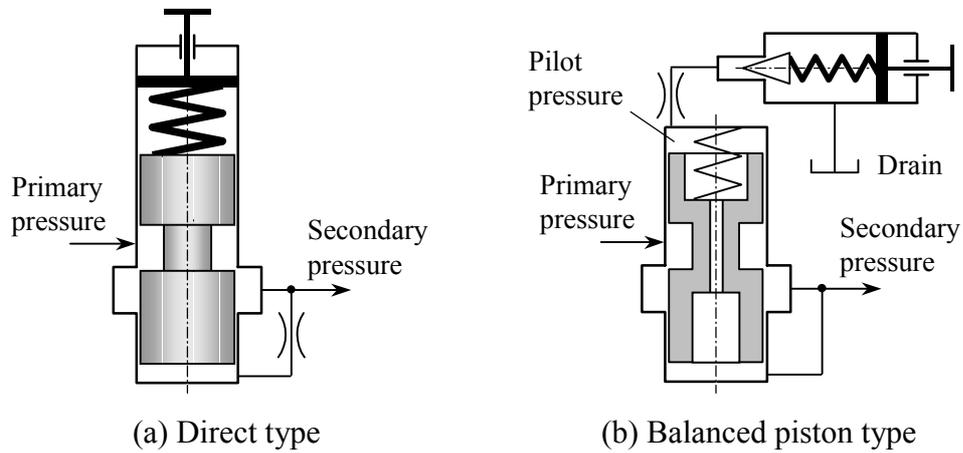
## (2) 減圧弁

減圧弁は、主回路圧力（一次圧力）よりも他の分岐回路圧力（二次圧力）を低下させ、制御するための弁である。リリース弁が弁の入口圧力を制御するのに対し、減圧弁は弁の出口圧力を制御する。代表的な形は二次圧力一定形であるが、弁の入口・出口の圧力差を一定に保つ差圧一定形や、出口圧力を入口圧力に対して所定の比率に減圧する定比減圧弁などがある。ここでは、二次圧力一定形について述べる。

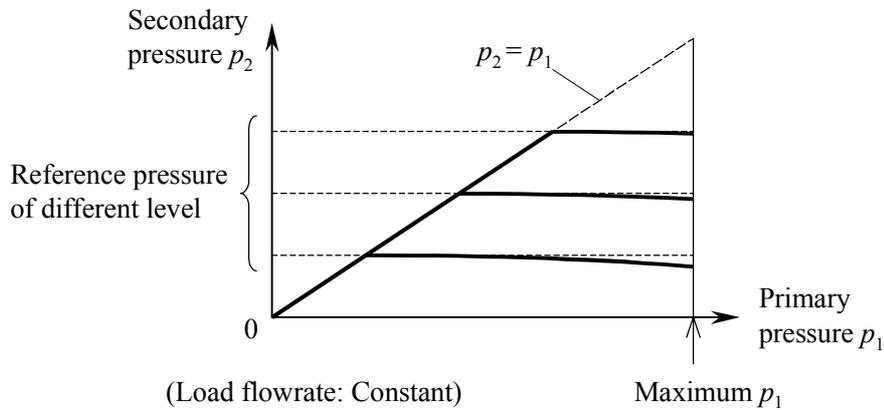
二次圧力一定形減圧弁の代表的な構造を図 1.3 に示す。リリース弁と同様に(a)直動形及び(b)バランスドピストン形があり、両者の構造上の違いはリリース弁の場合と同様である。しかしながら、弁の運動方向はリリース弁と逆である。制御対象の二次圧力が設定値よりも低いときに主弁は全開であり、設定値を超えると主弁は閉じ始める。なお、バランスドピストン形のパイロット流量は、ドレン流量として外部へ放出する。

弁の制御対象としての出力信号は二次圧力であるが、弁への入力信号は負荷流量及び一次圧力である。すなわち、負荷流量の変動だけでなく、一次圧力の変動の下でも、二次圧力を一定に保つことが要求される。まず、一次圧力に対する二次圧力の静特性を、概略的に図 1.4(a)に示す。一次圧力が二次圧力設定値よりも小さいとき、パイロット弁は閉じたままであり、二次圧力とパイロット圧力が等しいため、主弁絞りは全開のままである。二次圧力が設定圧力以上になるとパイロット弁が開き、主弁内の細孔を通過する流れによって主弁両端に圧力差が生じる。これによる力とばねによる力の平衡によって、主弁変位が調整される。

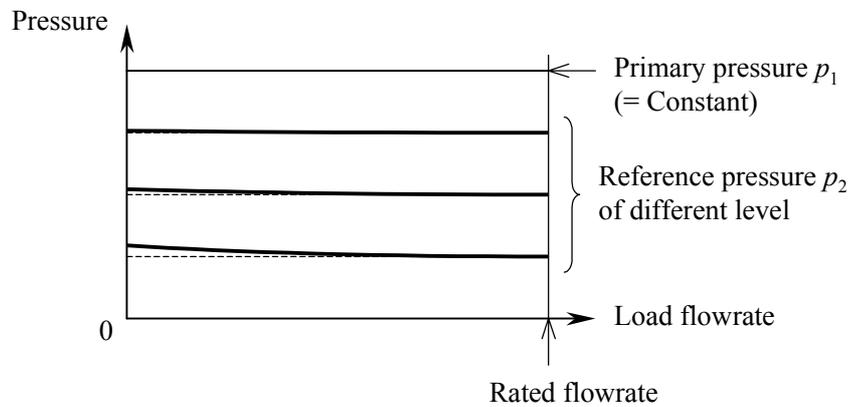
一次圧力の増加に伴って主弁絞りの開口面積が減少し、二次圧力を一定に保つ。図 1.4(b)は、負荷流量に対する二次圧力の静特性を示したものである。通常のリリーフ弁では負荷流量の増加に伴って圧力が増加するが、減圧弁では低下する。これらは主弁を閉じる方向に作用する流体力が増加することによる。



**Fig. 1.3** Typical structure of pressure-reducing valves



(a) Secondary pressure against primary pressure



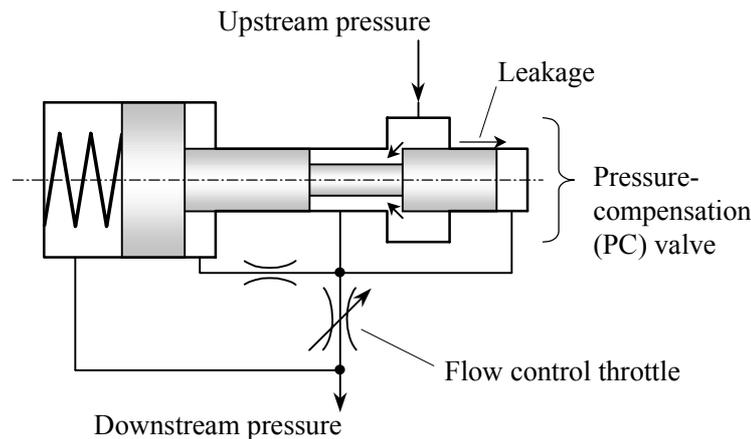
(b) Secondary pressure against flowrate

**Fig. 1.4** Static characteristics of pressure-reducing valves

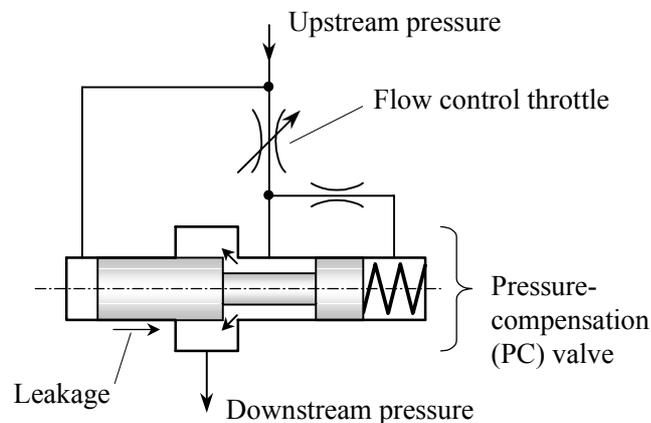
### 1.3.2 流量制御弁

流量制御弁には単純な絞り弁の他に、圧力補償機構を有する流量調整弁、フロープライオリティ弁、分流弁などがある。弁に要求される機能によって構造は異なるが、流量調整の基本的概念は共通である。すなわち、流量調節用の可変または固定絞りを通過する際の圧力差を検出し、これを一定に保つよう、圧力補償弁が動作する。これにより、弁の入口及び出口の圧力差が変化しても、弁の通過流量は設定された値に調整される。圧力補償弁における圧力損失量を変化させる形式の弁を流量調整弁といい、設定流量以上の余剰流量を第二の出口ポートから排出する形式の弁をフロープライオリティ弁という。

ここでは、最も基本的な流量調整弁について述べる。流量調節用絞りと圧力補償弁を直列に接続するのであるが、どちらを上流にするかで二種類の形式がある。概略図を図 1.5 に示す。(a)は圧力補償弁が上流にあり、(b)は下流にある。機能上はどちらも同じであり、流量調節用絞り前後の圧力差が設定値以上になると、圧力補償弁が閉じることによって、流量が調整される。



(a) PC valve upstream



(b) PC valve downstream

Fig. 1.5 Typical structure of pressure-compensated flow control valves

通常、流量調節用絞り前後の圧力差は小さいため、弁の入口及び出口の圧力差のほとんどは圧力補償弁で生じる。したがって、圧力補償弁における差圧が作用する摺動部すき間において、漏れ流量が大きくなる。(a)の形式では、漏れ流量も含めて流量調節用絞りを通過するため、大きな問題にはならない。しかし、(b)の形式では調整された流量に漏れ流量が加算される。ゆえに、低粘性流体の場合や高精度の流量調整が要求される場合には、(a)の形式の方が適している。市販されている流量調整弁は(a)の形式のものが多く、この形式の弁に適した取付面のポート配置が、ISO規格<sup>(42)</sup>及びJIS規格<sup>(43)</sup>で規定されている。

## 1.4 水圧駆動用機器開発における問題点<sup>(44-46)</sup>

水は鉱物油と比べて粘度が低く、体積弾性係数が高いため、水圧駆動は高速応答及び高エネルギー効率が必要な用途に有利であるとされている。粘度が低いことは流体抵抗が小さいことを意味する。よって熱の生成が小さく、エネルギーの損失が小さくなる。また、水は比熱及び熱伝導率が大きく、さらに管内の流れはほとんどの場合に乱流であるため、管路などからの放熱効果が高く、冷却系は小型のもので済む。体積弾性係数が高いことは、応答が速いことを意味し、長い配管による遠隔操作等に適用する場合は、油圧よりも制御性能の向上が期待できる。また、水は室温と運転温度における動粘度の相対変化が小さいため、温度による機器の特性変化が小さい。さらに、狭いすき間の流れ以外はほとんど乱流であるため、レイノルズ数に依存する絞りの流量係数や管路の損失係数はほぼ一定で、システムの設計が簡略化できる。これらは水の物理的特性による利点である。

しかしながら、低粘度によって内部漏れ流量が増加し、効率が低下する。また、弁の振動が減衰しにくくなる。潤滑性が低いことによって機器内部の摺動部において摩擦及び摩耗が増加する。圧縮性が低いことによって高いサージ圧力が発生し、高圧で振動する過渡応答という形の問題を引き起こす。他にも、高い蒸気圧によるキャビテーション壊食や、電導性による金属表面の腐食などの問題が生じる。

本節では、液圧駆動装置の作動流体として水道水を使用する際の、水の物理的特性及び化学的特性によって生じる問題点を述べる。これらへの対策は、1.5節で述べる。

### 1.4.1 蒸気圧

水と鉱物油では、蒸気圧が全く異なる。50°Cにおいて、鉱物油の蒸気圧は約1 mPaであるが、水の蒸気圧は約12 kPaであり、鉱物油の場合の $10^7$ 倍大きい。したがって、水は鉱物油よりもキャビテーションが発生しやすく、それに伴って様々な問題が発生する。図1.6に示すように<sup>(47)</sup>、水温の増加に伴って蒸気圧も増加するため、さらにキャビテーションが発生しやすくなる。

### (1) キャビテーションによる騒音の発生及び壊食

絞り前後の差圧が大きいと、流速の増加に伴って絞りを通過する際の圧力が減少する。この圧力が蒸気圧以下になるとキャビテーションが発生し、騒音及び振動が発生する。この気泡が固体壁近傍で潰れるとキャビテーション壊食が生じ、運転条件と材料次第では表面が穴だらけになって、すぐに使用できなくなる。

### (2) キャビテーション閉塞

弁の絞りにおいて圧力差の増加に伴って流量も増加するが、絞りの下流圧力が上流圧力の半分未満になると、それ以上流量は増えなくなる。この現象をキャビテーション閉塞という。キャビテーション閉塞が生じると、弁の正常運転が出来なくなる。

### (3) 液柱分離による振動の発生

水は圧縮には強いが引っ張りには弱い。ピストンが運動中にシリンダへの流入ポートを急閉鎖すると、ピストンの慣性負荷によってキャビテーションが発生する可能性がある。管路中で流れが急停止した場合も、水の慣性によって同様の現象が生じる。この空洞が潰れる際の衝撃圧力は圧力の変動を引き起こし、機器が破損する原因となる。

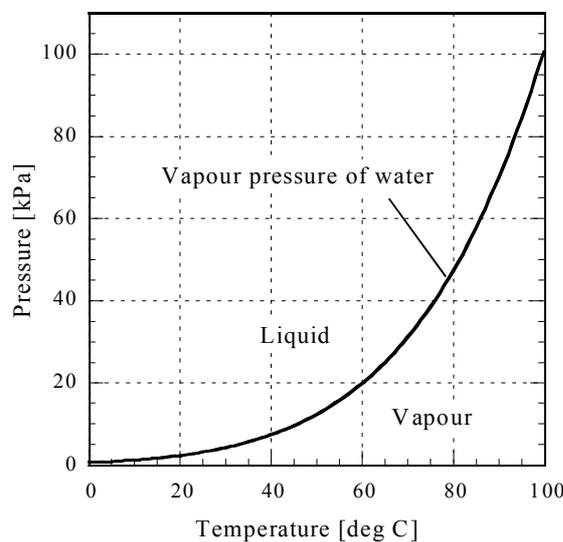


Fig. 1.6 Vapour pressure of water

## 1.4.2 粘度

粘度も、水と鉱物油で顕著に異なる。大気圧下における代表的な運転状態での動粘度は、鉱物油の場合 50°C で 23 cSt であるが、水の場合 40°C で 0.66 cSt である。すなわち、水の動粘度は鉱物油の 1/30 程度である。

さらに、温度及び圧力が粘度に及ぼす影響は、水と鉱物油とで全く異なる。圧力範囲 0.1–100 MPa において、鉱物油の粘度は 20°–70°C の温度範囲で 150 倍程度変化する。これに対し、水の粘度は 3°–50°C の温度範囲で 3 倍程度の変化に留まる。

### (1) 内部漏れ流量の増加

スプールとスリーブとのすき間を流れる漏れは、平行平板間の層流と見なすことができる。この流量は粘度に反比例し、すき間高さの 3 乗に比例する。水の粘度は鉱物油の 1/30 程度であるため、同寸法ならば漏れ流量は 30 倍に増加する。油圧用と同程度の漏れ流量にするためには、すき間を油圧用機器の 30~35% 程度にする必要がある。油圧用でのすき間は 10 μm 未満であるから、水圧用ではすき間を 3 μm 程度にしなければならない。これには部品の高精度加工が必要になる。

また、水中に含まれる微粒子が狭いすき間に入り込むと、摺動部の摩耗が促進されるだけでなく、摺動部品がロックして動かなくなる場合もある。したがって、微粒子を除去するフィルタの重要性が、油圧の場合よりも大きくなる。さらに、十分なる過性能が発揮できるよう、フィルタエレメントは適切に交換しなければならない。

高精度加工による狭いすき間が実現しても、ピストンとシリンダなどの摺動部品同士で熱膨張率が異なると、水温によるすき間の相対変化が大きくなる。摺動部において固体接触を抑制するためには、ある程度以上のすき間は必要である。したがって、油圧用機器と同水準の漏れ流量にするのは非常に困難である。結果として、ポンプやモータでは効率が低下し、弁においては静特性が悪化する。

一般に水圧駆動用の部品は寸法誤差の許容値を小さくするだけでなく、真円度、円筒度、真直度などの小さい高精度加工が必要であり、加工費用が高騰する。これは量産規模が小さい場合に製品価格を上昇させ、ユーザの初期投資を増大させる。

### (2) 動特性の悪化

弁の摺動部において、壁面におけるせん断応力は、 $(\text{粘度}) \times (\text{相対速度}) / (\text{すき間高さ})$  で表される。すき間高さを油圧用の 1/3 にしたとしても、粘度は 1/30 程度であるから、同じ相対速度に対して壁面に作用する粘性力は 1/10 程度になる。したがって、水の場合は粘性による振動減衰効果が小さく、弁の過渡応答において振動が持続しやすくなる。これにより、動特性が悪化する。

### 1.4.3 潤滑性

油に含まれる極圧添加物は、狭いすき間における固体壁面同士の接触を抑制し、摩擦を低減させる。しかし、水道水にはそのような添加物は含まれていないため、固体壁面同士が容易に直接接触する。これにより、摺動部の摩擦及び摩耗が生じる。

潤滑の状態は、境界潤滑、混合潤滑、及び流体膜潤滑の3種類に分類される。境界潤滑では、壁面の直接接触が支配的である。混合潤滑では、接触している壁面間に部分的な流体膜が形成される。流体膜潤滑では、壁面は流体膜によって離れている。油の場合は粘度が高いため容易に流体膜潤滑が形成されるが、水の場合にはほとんど期待できない。

水は潤滑特性が劣るため、ポンプ、モータ、及び弁などの、運動する部品を有するすべての構成要素について、特別な材料及び設計が必要である。構成要素のシール及び軸受における主な摩耗は、摩擦に関係する。潤滑流体として水を使用する場合、材料の選択と、摺動部の接触力及び摩擦を減少させる設計が最も重要である。

### 1.4.4 体積弾性係数

代表的な体積弾性係数は、鉱物油の場合 1.0–1.6 GPa に対し、水の場合 2.4 GPa であり、約 1.5 倍である。これは、水の方が圧力の時間応答が速くなることを意味する。しかし、流体の体積弾性係数は圧力の増加に伴って増加する。その他に、温度及び空気含有率にも影響を受ける。したがって、圧力の時間応答は運転状態によって変化する。

流体の圧縮性と、管路の弾性の合計が、管路系全体の圧縮性となる。その逆数が管路系の等価体積弾性係数である。したがって、たとえば管路の途中にホースなどを使用すると、管路系全体の等価体積弾性係数が著しく低下する。この場合、流体の体積弾性係数の違いのみを比較して応答速度を議論することはできない。

管路の剛性が十分に高い場合、急な弁操作等によって流れを急停止させると、水撃現象によるサージ圧力が発生する。これによって弁や配管が損傷する場合もある。発生した高圧は管路内を往復し、油圧の場合よりも減衰せずに振動が続く。

### 1.4.5 化学的特性

水は地球上ではありふれた物質であるが、化学的に見ると、非常に特殊な液体である。

- 水は、地球上の自然の状態では、固体・液体・気体の形態がある唯一の物質である。
- 水は、すべての液体の中で、表面張力が最も大きい。
- 水は、他のどんな液体よりも多くの物質を溶解させることができる「万能溶媒」である。
- 水は、知られている限り、最も優れた反応物質である。
- 水は、分子量が小さい割に融点及び沸点が共に高い。これは、個々の水分子の間に働く強い結合力が原因である。この構造によって、水は比熱が非常に大きい。

これらの特徴により、液圧駆動系の作動流体として使用する場合には、いくつかの問題が生じる。ただし、これらは機器設計時の材料選択及び水質の維持管理を適切に行うことによって排除可能である。

### (1) 腐食

広く一般に使用されている鉄鋼系材料では錆が発生する。メッキなどの表面処理をする和一時的な効果は得られるが、すぐに母材との境界で腐食が始まり、剥離する。

機器部品の材料として、耐腐食性の高い材料を使用しなければならない。不活性なステンレス鋼であっても、鋼種によって耐食性が異なる。SUS440 などは高硬度を得るため炭素含有量が多く、錆びやすい。また、水中に塩化物 (Cl<sup>-</sup>)、フッ化物 (F<sup>-</sup>)、及びマンガンイオン (Mn<sup>2+</sup>) が含まれていると、ステンレス鋼でも局所的に腐食することがある。

また、電位の異なる異種金属を組合せて使用すると、腐食が発生する。アルマイト処理していないアルミニウムや亜鉛メッキなどは、不適當である。

### (2) 微生物の発生

システムに水を充填する時点で微生物を完全に除去することは困難である。システムのどこかが開いていて、外部から有機物が供給されると、微生物は繁殖してバイオフィルムを形成し、異臭や金属表面の腐食の原因となる。

システムが閉じた系の場合、微生物の栄養分となる有機物が消費され尽くすと、微生物は死滅する。この死骸が適切にろ過されないと、摺動部の固着原因となる。

### (3) 相変化

水は 0°C で凍結するため、それ以下の温度では運転できない。また、水温の上昇に伴って蒸気圧が高くなるため、キャビテーションが発生しやすくなる。キャビテーションの発生を抑制するための標準動作水温は、3°~50°C とされている。それゆえ、場合によっては水を加熱または冷却し、温度を調整する必要がある。

### (4) 硬度

カルシウム成分が多い硬水だと結晶化しやすく、運転停止期間が長いと狭いすき間の摺動部で部品同士が固着する原因となる。ただし、日本国内の水道水は軟水であるため、硬度による問題は比較的少ない。

## 1.5 水圧駆動用機器の開発における設計指針

水の物理的特性が水圧駆動用機器の性能に及ぼす影響は、次のようにまとめられる。

- 蒸気圧が高いことによるキャビテーションの発生
- 潤滑性が低いことによる摺動部の摩擦及び摩耗
- 粘性が低いことによる静特性及び動特性の悪化

以下において、それぞれの問題に対する設計指針を述べる。

### 1.5.1 キャビテーション壊食の抑制

キャビテーション壊食を抑制するための第一の対策は、キャビテーションの発生そのものを抑制することであり、第二は耐壊食性の高い材料を使用することである。

キャビテーションを抑制するためには、複数の絞りを直列に配置することによって、圧力を段階的に降下させることが有効である<sup>(48, 49)</sup>。単一の絞りにおける圧力降下量を、上流圧力の半分以上にすることが望ましい。しかし、最終的にはタンク圧力へと開放しなければならない。通常、7 MPa 程度の圧力差であれば、キャビテーション壊食量は問題とならない場合が多いため、最後の絞りにおける圧力差が 7 MPa 程度になるように圧力を降下させれば良い。すなわち、14 MPa までの圧力範囲であれば、二段絞りとする。複雑な流路によって圧力を徐々に降下させることも有効<sup>(50, 51)</sup>であるが、弁が大型化し、構造が複雑になる。

また、平行平板間の狭いすき間を絞りとして利用すれば、圧力は徐々に降下する。しかし、大流量には対応できないため、これはパイロット流量などの圧力降下に用途が限られる。

シャープエッジ下流では、キャビテーションが発生しやすい。絞りの入口などでは、流路断面積が滑らかに変化するようにする。絞り下流の弁室内では、定在的な大きな渦が形成されるようにして、弁室内の圧力が局所的に低下しないようにする<sup>(52)</sup>。このためには、数値計算流体力学 (CFD) による流速及び圧力の計算が役に立つ<sup>(53)</sup>。しかし、最終的には実験による確認が必要である。

絞りにおいてキャビテーションが発生する低圧部に、流体を補充する通路を設けて、流体を吹き込むことも効果がある。空気を吹き込むとクッション効果が得られるが、他の面で不都合となるため、水を吹き込むようにする<sup>(4)</sup>。ただし、これによって絞りが機能しなくなる場合には適用できない。

キャビテーション噴流が発生した場合であっても、キャビテーション噴流を固体壁面に衝突させないか、別の噴流を当てて向きを変え、壁面から遠ざけることによって壊食を抑制することができる。これは油圧用アキシヤルピストンポンプの弁板において効果があることが確認されている<sup>(59)</sup>。条件次第ではキャビテーション騒音及び弁の振動が発生するが、その抑制は別の手段によって行う。

駆動システムの運転条件や許容寸法等の事情によって、キャビテーション噴流の固体壁への衝突が避けられない場合の対策は、キャビテーション壊食耐性の高い材料を使用することである。一般に、同系の金属では硬度を高めることによって耐壊食性を増加させることができる。また、窒化チタンや DLC コーティングは、耐壊食性の向上に効果的である。ただし、母材との密着性が重要である。異種金属では、結晶構造等の違いによって壊食量は異なる。樹脂の壊食量は硬度と無関係である。キャビテーション壊食は表面の疲労破壊が主な原因であることが知られており<sup>(54, 55)</sup>、材料の単純な機械的特性だけではキャビテーション壊食量を予想できない。したがって、候補となる耐腐食性材料を、同一条件でスクリーニング試験する必要がある。この試験結果については、第2章で述べる。

### 1.5.2 摺動部の摩擦及び摩耗の低減

水圧駆動機器の摺動部においては、静圧軸受の活用が有効である<sup>(17, 38)</sup>。静圧軸受はスプール弁の流体固着現象を防ぐ方法の一つとして提案<sup>(56)</sup>されたものであるが、摺動部における摩擦及び摩耗を低減する方法としても有効な手段である<sup>(57, 58)</sup>。支持力を生み出すための圧力源が得られる場合には、可能な限り静圧軸受を採用すべきである。本研究では、弁内に常に大きな圧力差が生じているリリーフ弁において、主弁摺動部に静圧軸受を組み込んだ。この構造については、第4章で示す。

静圧軸受を、回転または直進運動を伴う軸受として使用する場合は、リセス面積を大きくし、供給圧力を低くする。また、漏れ流量は通常そのままタンクへ戻す。しかし、制御弁における弁軸の支持が主な目的の場合は、設計方針が異なる。内部漏れの増加を避けるため、漏れ流量を弁の機能の一部として活用する場合には、タンクに戻す前にいくつかの絞りを通過させる。これにより、静圧軸受のすき間内における圧力分布の計算が困難になる。この計算方法については、第3章で取り扱う。

円筒内部で摺動する部品においては、横推力を低減させる工夫が必要である。これは、アキシャルピストンポンプ及びモータにおいて特に重要となる。喜多<sup>(59, 60)</sup>の FFC 方式の液压可変ポンプ/モータは高含水用のような低粘度流体用に開発されたもので、ラジアル形式であるが、ピストンには原理的に横推力が生じないという点で、最も合理的である。Inoue ら<sup>(21)</sup>の水圧用斜軸式アキシャルピストンポンプは、ピストンとピストン半球部を切り離し、それぞれ別々に駆動することによってピストンに横推力が働かないようにしている。Ham ら<sup>(36, 37)</sup>の水圧用ポンプも、ピストンとコンロッドを球面継手で接続し、ピストンに作用する横推力を低減させている。Danfoss 社の水圧用斜板式アキシャルピストンポンプでは、ピストンに作用する横推力を低減させる構造上の工夫は見られないが、シリンダ内面が樹脂で被膜してあり、摩擦力を低減させている。

横推力が生じる摺動部で、静圧軸受が使用できない場合、摺動面では境界潤滑が避けられない。この場合には、摺動部品の材料に耐腐食性及び耐摩耗性に優れた材料を使用しなければならない。推奨候補は、ステンレス鋼、アルミニウム青銅、銅合金、チタン合金、ニッケル合金、エンジニアリングプラスチック、ならびにセラミックスである<sup>(1, 5, 32, 44)</sup>。摺動条件が厳しくなく、強度も要求されない場合は、アルマイト処理したアルミニウムも使用できるが、未処理材は腐食するため使用できない。

水圧用ベーンポンプ/モータは、潤滑条件がかなり厳しい。ベーンに対して、ロータ、カムリング及びサイドプレートのそれぞれ、またロータとサイドプレートにも摺動面があるため、適切な材料選択及び加工精度が要求される。Shinoda ら<sup>(22)</sup>が開発した水圧用ベーンモータの材料は、樹脂及びステンレス鋼を組み合わせている。

耐摩耗性に優れた金属は、ほとんどの場合硬度が高く、加工性が非常に悪い。これらの材料を使用せずに耐摩耗性を得たい場合、または上記材料の耐摩耗性をさらに向上させる場合は、摺動面への適切なコーティングが必要である。アルマイト処理、DLC (Diamond-Like Carbon) 被膜<sup>(61-65)</sup>、及びセラミックスの低温溶射などが効果的であり、これらは腐食の防止にも役立つ。特に DLC 被膜は平滑面及び低い摩擦係数が得られる。ただし、コーティングの密着度を上げるためには、適切なコーティング方法及び条件にしなければならない。コーティングができない摺動面の場合、ウェアリングを使用する。ウェアリングの代表的使用例は、シリンダに対するピストンの偏心、焼き付き、かじり等を防止するためにピストンに装着するものである。その材質は布入りフェノール樹脂製のものが多い。この場合、樹脂の吸水による寸法変化を許容できるように、すき間寸法を適切に設計する必要がある。

横推力が作用しなくても、軸の摺動部のすき間に流れが生じると、圧力分布の不均一によって流体固着が生じる場合がある<sup>(66-69)</sup>。これは、流れの方向にすき間が拡大するようなテーパがついている場合に生じる。完全に平行なすき間を形成することは困難である。流体固着による力を低減させるためには、円周方向の溝（ラビリンス溝）をつける<sup>(70, 71)</sup>。これは溝の下流の圧力分布を均一にする効果があるため、流れの上流部分に作ると良い。ただし、これは横推力を減少させるが、中心に戻す向心力は作用しない。すなわち軸と円筒内面が接触しても、これらを離す機能は無い。したがって、重力の影響が無視できない場合、弁の姿勢によって摩擦特性が変化する。流れの方向にすき間を減少させれば向心力が作用するが<sup>(72)</sup>、流れの向きが逆転する場合には使用できない。また、適切な角度のテーパ加工は意外に難しく、また使用時間の経過に伴って大径部が摩耗し、効果が低下するという問題もある。

### 1.5.3 静特性及び動特性の改善

油圧用の弁構造では漏れが問題にならないようなすき間でも、水の低粘度によって漏れ流量が生じる。これにより、弁室内の圧力が変化し、結果として弁の静特性が悪化する場合

がある。また、内部漏れ流量をそのままタンクに戻すと、静特性の悪化及び効率の低下にもつながる。そこで、水圧用の弁では、漏れ流量が生じても弁性能に影響しないような構造上の工夫が必要となる。また、すき間を絞りとして使用し、漏れ流量をパイロット流量として利用すれば、弁の機能を実現するために必要な流量とすることができる<sup>(17, 19, 20)</sup>。その具体的設計手法は、個別の弁に要求される機能によって異なる。第4～6章において、リリーフ弁、減圧弁、及び流量調整弁における設計の提案を行う。

なお、第4, 5章のリリーフ弁及び減圧弁では、さらに静特性を向上させるために、圧力直接検知式パイロット弁を採用している。これは、パイロット圧力ではなく、制御対象の圧力そのもので直接パイロット弁を動作させる弁であり、油圧用の弁でも研究例がある<sup>(73, 74)</sup>。

弁の摺動面では、水膜による粘性抵抗が小さいため、振動の減衰効果は油圧の場合よりもかなり小さい。このため、弁の過渡応答において振動が発生しやすい。これを抑制するためには、ダンピングオリフィスや粘性ダンパを組み込む必要がある。絞り直径及びダンパピストンのすき間を小さくすれば弁の安定性は高まるが、応答性が悪くなる。絞り直径及びすき間を最適化するためには、設計時に動特性シミュレーションを行う<sup>(75-79)</sup>。同時に、流体の圧縮性を考慮し、弁室内の流体体積も適切なものにする必要がある。無駄な体積を排除することによって、安定性が高まる場合もある<sup>(80)</sup>。通常、弁の応答性と安定性は相反するが、実用上は安定性をより重視すべきである。弁の応答は、弁本体の特性だけでなく、管路の影響も受けるため、実際の使用において予期せぬ振動が現れることもある。

水圧駆動システムでは、機器の非線形性が動特性に影響を及ぼす場合がある。水圧用サーボ弁及び比例弁では、内部漏れ流量を低減させるため、スプールのメータリングエッジ部をオーバーラップにする必要がある。これにより、スプール変位に対する流量に不感帯が生じる。また、シリンダのピストンに使用するパッキンの摩擦力によって、スティックスリップ及びヒステリシスが生じる。これらの非線形特性を考慮した制御則を適用することによって、制御性能を改善した研究例が報告されている<sup>(81-84)</sup>。

## 1.6 水圧駆動システム設計時及び運転時の指針

---

### 1.6.1 水圧駆動システムの設計規準<sup>(1, 5, 46)</sup>

水圧駆動システム設計時には、主にキャビテーションの抑制及び微粒子混入防止のための対策が必要である。

まず、ポンプの吸い込み管路内でキャビテーションが発生しないようにする。このために、ポンプの位置は常にタンクの水面下に置く。ポンプ吸い込み口の管路は十分太くし、ろ過面積の大きいストレーナを装着する。また、システム内で発生した微小気泡を含んだ水がタンクに戻り、再びポンプに吸い込まれないようにする。これにはタンク内に仕切板を設け、戻った水がタンク内を回流し、微小気泡が水面から放出されるようにする。タンクには水位計を取り付け、水位を常に適切な範囲内に保つ。

水は 0°C で凍結するため、氷点下において運転するためには、ヒータを使用して温水を循環させるか、可能であればモノプロピレングリコールを 30~50% 加えた不凍液にしなければならない。また、水の蒸気圧は水温の上昇に伴って増加するため、キャビテーション防止のために水温を 50°C 以下にすることが推奨されている。Danfoss 社の Nessie<sup>®</sup>シリーズでは、運転可能温度範囲を 3°~50°C に設定している。運転時に 50°C を超えないよう、冷却器の容量を適切に設計する必要がある。また、タンクには水温計を取り付ける。

水圧駆動機器の摺動部は油圧用よりも狭く設計されているため、微粒子をろ過するフィルタの役割が重要である<sup>(5, 44)</sup>。フィルタの目の細かさは、油圧用の 1/3 が望ましい。Danfoss 社は、絶対粒子径で 10 μm 以下のフィルタを、戻り回路のタンク直前に入れるよう推奨している。また、フィルタの目詰まりを検出するためにフィルタ差圧をモニタできるようにする。バイパス弁を使用すると微粒子がタンク内に混入するため、使用しない。

システム外部からタンク内への微粒子及び微生物の混入を防止するためには、タンクを密封し、システムを開いた系にしないようにする。しかし、システムの運転に伴って水位が変動する場合には、大気への開放が必要である。この場合、微細な物質混入を抑制するため、エアブリーザに目の細かいフィルタをつける。ただし、微生物の混入を完全に防ぐことはできない。

配管作業において、ネジにグリースを塗布すると微生物の増加を招くため、使用しない。管継手のシールは O リングまたは金属同士の面圧によるフレア形が望ましい。ねじ込み式の管継手に使用するテフロン製のシールテープは、損傷を引き起こす可能性がある。管路を切断したり、管の接続部にネジ切りする場合は、バリを除去し、切り屑を完全に取り除く。さらに、油分が残らないよう洗浄する。

### 1.6.2 水の清浄度管理<sup>(5,46)</sup>

水圧駆動システムの運転時は、水の清浄度管理が最も重要である。システムで発生する微生物は、ほとんどが水を充填する前に棲息していたものである。したがって、配管作業が終了してシステムを運転する前に、十分にフラッシングを行って管路内を洗浄する必要がある。Danfoss社は、以下の洗浄手順を推奨している。まず戻りフィルタを通して水を充填し、管路内からエア抜きを行った後、洗剤を加えた水でシステムを1時間動作させ、油成分を十分に洗浄する。その水をすべて抜いた後、再び戻りフィルタを通して水を充填し、システムを30分間動作させ、すすぎを行う。これとは別に、タンクに水を戻さず、水を連続的に充填しながら洗い流す方法もある。戻りの水に洗剤の痕跡が無くなるまで、洗い流す。その水をすべて抜き、戻りフィルタのエレメントを交換する。このフィルタを通して水を充填し、管路内からエア抜きを行う。

水道水には、様々なイオンが含まれている<sup>(85)</sup>。硬水に含まれるカルシウムやマグネシウムは、スケールや沈殿物の主成分となる。ヨーロッパでは軟水化のためイオン交換を行う必要があるが、日本の水道水は軟水であるため、必要ない。日本の水道水をイオン交換すると、殺菌作用のある塩素まで取り除かれてしまう。過度の塩化物及びフッ化物はステンレス鋼を局所的に腐食させるため、これらの除去のためにイオン交換を行う場合には、殺菌のため適量の塩素を加える。

氷点下での運転のため、不凍液として生分解性モノプロピレングリコールを加える場合、濃度が20 vol.%以下の場合には微生物の成長を促す。気温に応じて、30~50 vol.%にしなければならない。

タンク内の水に紫外線を照射すると、微生物に対して効果的な殺菌作用が得られる。しかし、壁面に固着した微生物が密集して大小様々な層となったバイオフィームに対しては、効果が無い。バイオフィームの低層は酸性が強く、金属を腐食させる。また、熱交換器においては熱伝達率を低下させる。様々な問題を引き起こし、システムの故障の原因となる。バイオフィームは水が停留する場所に発生しやすいため、たとえばシリンダのストロークエンドなどにおいて、水の入れ替わらない空間を作らないようにしなければならない。

バイオフィームが形成されるほど微生物を繁殖させないためには、システムを閉じた系にすることが重要である。既にシステム内に存在する微生物に対しては、電気化学的手法を用いた殺菌方法が提案されている<sup>(86)</sup>。その他に、殺菌剤の投与、超音波や磁気を用いた方法などがあるが、いずれもシステム内の機器に及ぼす影響を検討する必要がある。

水の清浄度管理のためには、タンクの水位を定期的に観察し、pH、硬度、微粒子濃度を測定する。さらに、装置内の水だけでなく機器内壁に生息する微生物について調査する。フィルタの差圧を常に監視し、定格差圧に達したらフィルタエレメントを適宜交換する。それらの推移と併せて水の交換時期も記録しておく、後に参照することができる。

## 1.7 研究目的及び論文構成

本論文では、14 MPa の圧力水準で運転する水圧駆動システムに使用可能な制御弁の開発を目的とする。水の高い蒸気圧や低い粘性及び潤滑性などの物理的特性に起因する問題点を克服するため、キャビテーション壊食試験による材料選択を行い、摺動部の摩擦及び摩耗を防ぐ静圧支持機構の設計手法を確立し、それらの結果を用いて二種類の圧力制御弁（リリーフ弁、減圧弁）ならびに流量調整弁を開発する。開発する弁の仕様を表 1.1 に示す。

**Table 1.1** Specification of three kinds of water hydraulic valve to be developed

■ Relief valve	■ Pressure-reducing valve
Type: Balanced piston	Type: Balanced piston (external drain)
Rated pressure: 14 MPa Rated flowrate: 20 l/min	Max. primary pressure: 14 MPa Min. secondary pressure: 3.5 MPa Rated flowrate: 15 l/min
■ Pressure-compensated flow control valve	
Type: Two-way valve	
Adjustable flowrate range: 2.5–15 l/min Pressure difference range: 1–14 MPa	

本論文の構成と各章の関係を図 1.7 に示す。本論文は 7 章で構成され、第 2, 3 章は基礎研究に相当する。それらの結果を基にして、第 4~6 章で弁の開発を行う。次章以降の各章の内容は以下のとおりである。

第 2 章では、第 4~6 章で開発する弁部品の材料選択のため、耐腐食性の高い金属、樹脂及び表面コーティングについて、キャビテーション壊食試験を行った結果を述べる。これに先立ち、過去に行われてきたキャビテーション関連の研究について概観する。

第 3 章では、弁の摺動部における摩擦及び摩耗を低減させるために有効な、静圧支持機構について述べる。すき間内の圧力分布、支持力及び漏れ流量の計算方法を示し、実験によってその妥当性を検証する。ここで得られる結果は、第 4 章のリリーフ弁の開発において活用する。

第 4~6 章における弁の開発においては、水圧用として最適な弁構造を提案する。構造上の特徴における共通項目は、以下のとおりである。

- キャビテーション抑制のため、圧力差の大きい絞りは二段構造とする。
- 内部漏れ低減のため、摺動部すき間の流れを、弁の機能に必要な流量として利用する。
- 弁の振動抑制のため、粘性ダンパを組み込む。

第 4 章では、主弁摺動部に静圧支持機構を組み込んだ水圧用リリーフ弁を開発する。静圧支持機構を通過する流量を、パイロット流量として活用する。また、静特性向上のため、

パイロット弁が供給圧力を直接検知する構造とする。リリース流量に対するシステム圧力の静特性及び動特性についてシミュレーションを行う。製作した弁の性能を静特性実験によって確認し、提案する構造の妥当性を示す。

第5章では、負荷流量だけでなく、一次圧力の変化に対しても二次圧力を一定に保つよう構造を工夫した水圧用減圧弁を開発する。一次圧力の変化が、摺動部すき間を通じてパイロット圧力に直接伝わらないよう、すき間の途中に二次圧力を導く構造とする。また、静特性向上のため、パイロット弁が二次圧力を直接検知する構造とする。負荷流量及び一次圧力に対する二次圧力の静特性実験によって、提案する構造が有効に機能することを示す。

第6章では、水圧用圧力補償型流量調整弁を開発する。圧力補償弁と流量調節絞りの弁棒が交差する構造とすることにより、弁の内部構造を簡素化させる。また、圧力補償弁を閉じる方向に作用する流体力を補償するためのリングを装着する。弁の上流と下流の圧力差に対する流量の静特性実験を行い、提案する構造の妥当性を検証する。

第7章では、本論文を総括して結論を述べ、水圧制御弁の開発を通じて得られた設計指針を与える。さらに、今後の研究課題についても述べる。

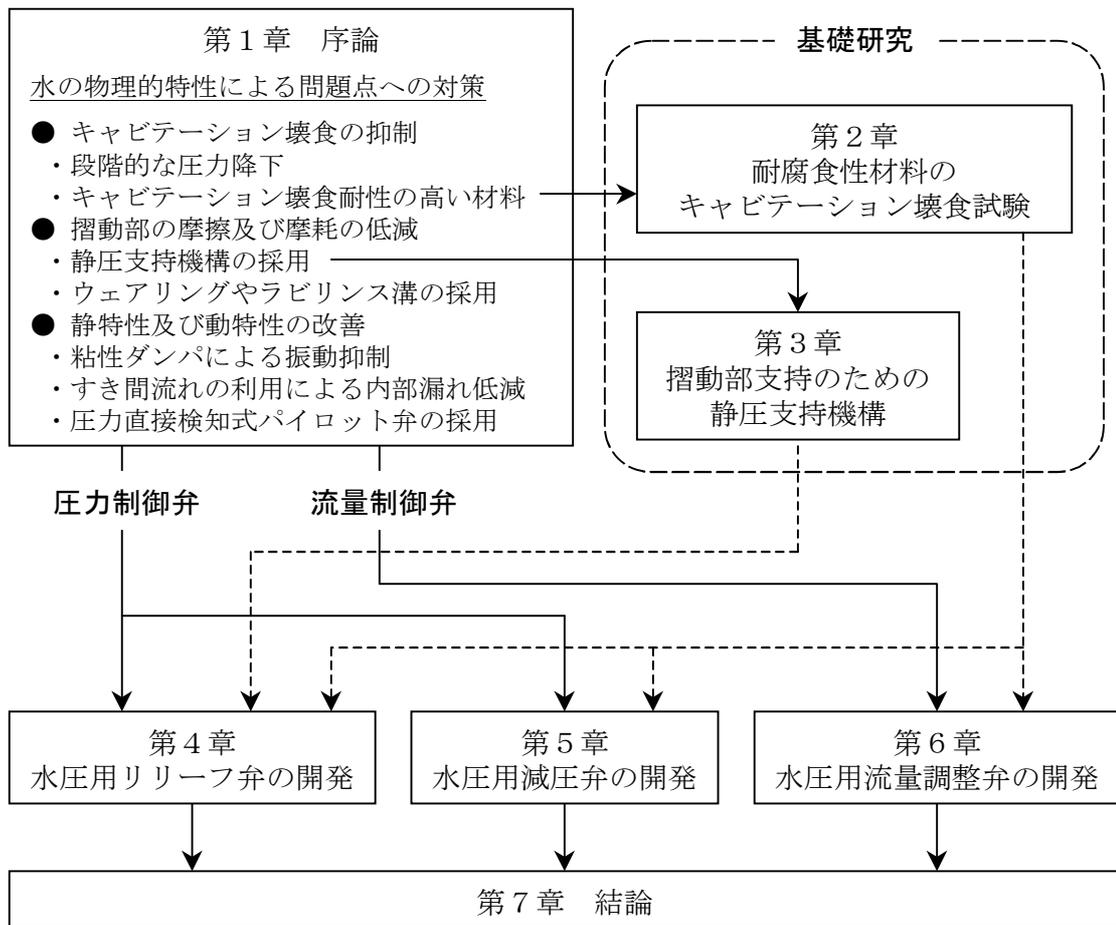


Fig. 1.7 Composition of this dissertation and relation of each chapter

## 1.8 本論文に関連する発表論文等

---

行頭記号凡例： ■ 学術雑誌，◆ 国際会議講演論文集，◇ 国内講演会講演論文集

### 第2章（耐腐食性材料のキャビテーション壊食試験）

- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Cavitation erosion of materials for water hydraulics, Proc. *Bath workshop on Power Transmission and Motion Control, PTMC2002* (Edited by C. R. Burrows and K. A. Edge), Professional Engineering Pub. Ltd. (UK), Bath, UK, pp. 127–139, (2002-9).
- ◇ 文蔵大輔, 鈴木健児, 浦田暎三, アンビル式によるキャビテーションエロージョン試験, 日本機械学会九州支部第59期総会・講演会講演論文集, 福岡, pp. 45–46, (2006-3).

### 第3章（摺動部支持のための静圧支持機構）

- Urata, E. and Suzuki, K., Anti-hydraulic lock of spool-valves using hydrostatic bearings (part 2, Numerical study), *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part C: J. Mech. Engng. Sci.*, submitted on 19 Sep. 2008.
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Analysis of hydrostatic bearing for water hydraulic servovalve, Proc. *Sixth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Vol. 1, Tampere, Finland, pp. 179–190, (1999-5).
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Experimental study on hydrostatic supports of water hydraulic valves, Proc. *Fifth JFPS Intl. Symp. on Fluid Power*, Vol. 1, Nara, Japan, pp. 177–180, (2002-11).
- ◇ 内田慶一郎, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧制御弁に用いる静圧軸受の性能に及ぼす真円度の影響, 日本機械学会中国四国支部第42期総会講演会講演論文集, 広島, pp. 133–134, (2004-3).

### 第4章（水圧用リリーフ弁の開発）

- Suzuki, K. and Urata, E., Development of a direct pressure-sensing water hydraulic relief valve, *Intl. J. of Fluid Power*, Vol. 9, No. 2, pp. 5–13, (2008-8).
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Improvement of cavitation resistive property of a water hydraulic relief valve, Proc. *Eighth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Vol. 1, Tampere, Finland, pp. 265–276, (2003-5).
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Improvement in static characteristics of a water hydraulic relief valve, Proc. *Ninth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Linköping, Sweden, CD-ROM, (2005-6).
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Dynamic characteristics of a direct-pressure sensing water hydraulic relief valve, Proc. *Sixth JFPS Intl. Symp. on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, pp. 461–466, (2005-11).

- ◇ 小林拓也, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧用リリーフ弁におけるキャビテーション抑制のための設計, 日本機械学会中国四国支部第 42 期総会講演会講演論文集, 広島, pp. 137-138, (2004-3).
- ◇ 田中弥智, 鈴木健児, 浦田暎三, 圧力直接検知方式を用いた水圧用圧力制御弁の開発, 平成 16 年度秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 高知, pp. 149-151, (2004-11).
- ◇ 渡辺洋明, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧リリーフ弁内の圧力降下特性と弁の変形が弁の性能に及ぼす影響, 日本機械学会関東支部第 13 期総会講演会講演論文集, 宇都宮, pp. 91-92, (2007-3).

### 第 5 章 (水圧用減圧弁の開発)

- Suzuki, K. and Urata, E., Development of a direct pressure-sensing pressure-reducing valve for water hydraulics, *Proc. Instn Mech Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 222, No. 18, pp. 787-797, (2008-12).
- ◇ 香田一行, 鈴木健児, 浦田暎三, 制御弁の流量係数及び流体力に関する研究, 日本機械学会東北支部第 43 期総会講演会講演論文集, 仙台, pp. 221-222, (2008-3).

### 第 6 章 (水圧用流量調整弁の開発)

- Suzuki, K. and Urata, E., Development of a water hydraulic pressure-compensated flow control valve, *Intl. J. of Fluid Power*, Vol. 9, No. 3, pp. 25-33, (2008-11).
- ◆ Suzuki, K. and Urata, E., Development of a pressure-compensated flow control valve for water hydraulics, *Proc. Tenth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Vol. 2, Tampere, Finland, pp. 47-60, (2007-5).
- ◇ 上條智拓, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧用圧力補償型流量調整弁の試作, 平成 16 年度秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 高知, pp. 152-154, (2004-11).
- ◇ 富井大輔, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧用圧力補償型流量調整弁の研究, 日本機械学会関東支部第 13 期総会講演会講演論文集, 宇都宮, pp. 89-90, (2007-3).

## 参考文献

- (1) Trostmann, E., *Water hydraulic control technology*, Marcel Dekker, (1996).
- (2) McCloy, D. and Martin, H. R., *The control of fluid power*, John Wiley & Sons, (1973).
- (3) Burrows, C. R., Fluid power systems—some research issues, *Proc. Instn. Mech. Engers, Part C: J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 214, No. 1, pp. 203–220, (2000).
- (4) 浦田暎三, 水圧による流体駆動とその制御, 計測自動制御学会, 第9回流体制御部会講演会資料, 9p., (1994).
- (5) 浦田暎三, 宮川新平, 水圧駆動技術入門, 日刊工業新聞社, (2002).
- (6) Ramelli, A., Gnudi, M. T. and Ferguson, E. S., *The Various and Ingenious Machines of Agostino Ramelli*, Facsimile of 1588 ed., Scolar Press, (1988).
- (7) 大関博(監修), ロータリーエンジンの20年, グランプリ出版, 山海堂, (1982).
- (8) Devreese, J. T. and Vanden Berghe, G., 'Magic is no magic' *The wonderful world of Simon Stevin*, WIT Press, (2008).
- (9) Currie, J. A., The development of raw water hydraulics, *Design, modelling and control of pumps / First Bath Intl. Fluid Power Workshop* (edited by C. R. Burrows and N. D. Vaughan), Research Studies Press Ltd. (UK), Bath, UK, pp. 3–13, (1988-9).
- (10) Conrad, F., Trends in design of water hydraulics—motion control and open-ended solutions, *Proc. Sixth JFPS Intl. Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, pp. 420–431, (2005-11).
- (11) Koskinen, K. T., Vilenius, M. J., Virvalo, T. and Mäkinen, E., Water as a pressure medium in position servo systems, *Proc. Fourth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, Vol. 2, pp. 859–871, (1995-9).
- (12) Koskinen, K. T. and Vilenius, M. J., Water hydraulics—a versatile technology, 日本油空圧学会誌, Vol. 29, No. 7, pp. 597–603, (1998).
- (13) 池田玉治, 西村正, 猪熊守彦, 梅田時彦, 超高压海水ポンプの開発, 油圧と空気圧, Vol. 15, No. 6, pp. 1–6, (1984).
- (14) 吉灘裕, 佐々木宏, 成瀬俊久, 海水駆動マニピュレータについて, 油圧と空気圧, Vol. 22, No. 6, pp. 48–55, (1991).
- (15) 宮川新平, 山科智四郎, 水圧サーボシステムの開発, 油圧と空気圧, Vol. 25, No. 7, pp. 793–798, (1994).
- (16) Urata, E., Miyakawa, S. and Yamashina, C., Hydrostatic support of spool for water hydraulic servovalves—its influence on flapper-nozzle characteristics, *Proc. Fourth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, Vol. 2, pp. 910–929, (1995-9).
- (17) 浦田暎三, 宮川新平, 山科智四郎, 中尾陽一, 宇佐見雄一, 信田昌男, 水圧サーボ弁の開発, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 63, No. 610, pp. 2078–2085, (1997).

- (18) 大道武生, 田中昭夫, 水の特性を考慮した水圧サーボシステムの開発, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 62, No. 599, pp. 2612–2619, (1996).
- (19) Park, S.-H., Kitagawa, A. and Kawashima, M., Water hydraulic high-speed solenoid valve, Part 1: development and static behaviour. *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 218, pp. 399–409, (2004).
- (20) 朴聖煥, 北川能, 水圧用比例ポペット弁の開発及び基礎特性解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 36, No. 2, pp. 51–58, (2005).
- (21) Inoue, K., Teraoka, T., Itoh, T. and Urata, E., Development of a novel water hydraulic pump, *Proc. Bath workshop on Power Transmission and Motion Control* (edited by C. R. Burrows and K. A. Edge), Professional Engineering Pub. Ltd. (UK), Bath, UK, pp.19–28 (1998-9).
- (22) Shinoda, M., Yamashina, C. and Miyakawa, S., Development of low-pressure water hydraulic motor, *Proc. Sixth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, Vol. 1, pp. 208–217, (1999-5).
- (23) 宮川新平, 荏原総合研究所における水圧システム, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 609–614, (1998).
- (24) 上達政夫, ナブコにおける水圧制御技術の研究と活動, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 615–619, (1998).
- (25) 高島亮, 湯下篤, 全水潤滑水圧ポンプの開発, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 620–623, (1998).
- (26) 井上淳, カヤバ工業(株)における環境にやさしい液圧機器開発について, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 624–629, (1998).
- (27) 夙繁春, 東京精密測器における水圧機器とシステムについて, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 630–633, (1998).
- (28) 浦井隆宏, 杉山高洋, 日本ムグにおける水圧サーボ弁及びアクチュエータ開発, フルードパワーシステム, Vol. 29, No. 7, pp. 634–637, (1998).
- (29) 日本フルードパワーシステム学会(編), 水圧駆動テキストブック, 日本フルードパワーシステム学会, (2003).
- (30) 水圧駆動システム研究委員会, 研究成果報告書, 日本フルードパワーシステム学会, (2004).
- (31) 日本フルードパワー工業会「アクアドライブ技術の実用化に関する調査研究」委員会, アクアドライブシステム—技術資料, 日本フルードパワー工業会, (2001).
- (32) 日本フルードパワー工業会「アクアドライブ技術の実用化に関する調査研究」委員会, アクアドライブシステム—技術資料2, 日本フルードパワー工業会, (2003).
- (33) 日本フルードパワー工業会「アクアドライブ技術の実用化に関する調査研究」委員会, アクアドライブシステム—技術資料3, 日本フルードパワー工業会, (2004).

- (34) 日本フルードパワー工業会, 水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム (UniADS) の開発に関するフェージビリティスタディ報告書, 機械システム振興協会, (2007).
- (35) 大内英俊, IFPEX2008 見学記 (油圧駆動と水圧駆動), フルードパワーシステム, Vol. 39, No. 4, pp. 243–245, (2008).
- (36) Ham, Y.-B., Han, H.-S., Park, K.-M. and Kim, S.-D., Birfield joint application for tilting cam drive in water hydraulic axial piston pump, Proc. *Ninth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, CD-ROM, Linköping, Sweden, (2005-6).
- (37) Ham, Y.-B., Lee, Y.-B., Park, K.-M. and Choi, B.-O., A study on the application of birfield joint to a water hydraulic piston pump for low leakage and low friction pumping, Proc. *Sixth JFPS Intl. Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, pp. 497–502, (2005-11).
- (38) Huanlong, L., Jian, K., Guozhi, W. and Lanying, Y., Research on the lubrication characteristics of water hydraulic slipper friction pairs, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part C: J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 220, No. 10, pp. 1559–1567, (2006).
- (39) 日本油空圧学会(編), [新版] 油空圧便覧, オーム社, (1989).
- (40) 竹中俊夫, 浦田暎三, 油圧制御, 丸善, (1967).
- (41) 油圧技術研究フォーラム(編), これならわかる油圧の基礎技術, オーム社, (2001).
- (42) ISO 6263:1997, Hydraulic fluid power – Compensated flow-control valves – Mounting surfaces, (1997).
- (43) JIS B 8357:2000, 油圧用圧力補償付流量調整弁一取付面及び取付寸法, (2000).
- (44) Urata, E., Technological aspects on the new water hydraulics, Proc. *Sixth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, pp. 21–34, (1999-5).
- (45) Backé, W., Water or oil-hydraulics in the future, Proc. *Sixth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, pp. 51–64, (1999-5).
- (46) Trostmann, E., Frølund, B., Olesen, B. H. and Hilbrecht B., *Tap water as a hydraulic pressure medium*, Marcel Dekker, Inc., (2001).
- (47) 東京天文台(編), 理科年表, 丸善, (1988).
- (48) Berger, J., *Kavitationserosion und Maßnahmen zu ihrer Vermeidung in Hydraulikanlagen für HFA-Flüssigkeiten*, Dissertation, RWTH Aachen (1983).
- (49) Liu, Y. S., Huang, Y. and Li, Z. Y., Experimental investigation of flow and cavitation characteristics of a two-step throttle in water hydraulic valves, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A: J. Power and Energy*, Vol. 216, pp. 105–111, (2002).
- (50) Smirl, P. A. and Edwards, T. W., Solution found to chronic trim damage, *Pipeline Gas J.*, Vol. 224, No. 9, p. 36, 38, (1997).
- (51) Skousen, P. L., *Valve handbook*, McGraw-Hill, (1997).

- (52) 岡島厚, 上野久儀, 圧力制御弁内の流動数値シミュレーション, 油圧と空気圧, Vol. 23, No. 2, pp. 143–154, (1992).
- (53) Barman, P., Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis to predict and control the cavitation erosion in a hydraulic control valve, *SAE Tech. Pap. Ser.*, No. 2002-01-0572, 6p., (2002).
- (54) Richman, R. H. and McNaughton, W. P., Correlation of cavitation erosion behavior with mechanical properties of metals, *Wear*, Vol. 140, No. 1, pp. 63–82 (1990).
- (55) 服部修次, 伊藤隆基, 森啓之, 高分子材料の耐キャビテーション壊食性, 日本機械学会論文集(A編), Vol. 71, No. 705, pp. 838–843, (2005).
- (56) Sweeney, D. C., Eight ways to overcome hydraulic lock, *Engineering*, pp. 592–593, (Oct. 1960).
- (57) Rowe, W. B., *Hydrostatic and hybrid bearing design*, Butterworths, (1983).
- (58) 青山藤詞郎, 静圧軸受—設計と応用—, 工業調査会, (1990).
- (59) 喜多康雄, FFC方式の液圧可変ポンプ/モータ, 油空圧技術, Vol.32, No.3, pp.56–62, (1993).
- (60) 喜多康雄, FFC可変ポンプ/モーター定圧力源システムに適した新しいアクチュエータ, 油空圧技術, Vol. 37, No. 13, pp. 44–50, (1998).
- (61) 保田芳輝, エンジン部品における低フリクションコーティング技術, 機械設計, Vol. 48, No. 8, pp. 28–32, (2004).
- (62) 山本浩, 建設機械部品へのDLCの適用, 機械設計, Vol. 48, No. 8, pp. 33–36, (2004).
- (63) 加藤慎治, 油圧機器部品への表面改質技術の適用, 機械設計, Vol. 48, No. 8, pp. 37–41, (2004).
- (64) 斎藤秀俊(監修), DLC膜ハンドブック, エヌティーエス, pp. 131–174, (2006).
- (65) 山本兼司, 松門克浩, 水圧機器用水潤滑PVD膜の特性, 神戸製鋼技報, Vol. 56, No. 2, pp. 2–5, (2006).
- (66) Sweeney, D. C., Preliminary investigation of hydraulic lock, *Engineering*, Vol. 172, pp. 513–516 (Oct. 1951), 580–582 (Nov. 1951).
- (67) Manhajm, J. and Sweeney, D. C., An investigation of hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 169, pp. 865–879, (1955).
- (68) Dransfield, P., Bruce, D. M. and Wadsworth, M., A general approach to hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 182, Vol. 182, pp. 595–602, (1967).
- (69) Dransfield, P., Hydraulic lock with single-land pistons, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 182, Vol. 182, pp. 603–614, (1967).
- (70) Mannam, J., Further aspects of hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 173, Vol. 173, pp. 699–716, (1959).
- (71) Milani, M., Designing hydraulic locking balancing grooves, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 215, No. 5, pp. 453–465, (2001).

- (72) Mannam, J., Fowler, J. H. and Carpenter, A. L., Tapered lands hydrostatic journal bearings, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 179, Pt. 3F, pp. 78–84, (1964).
- (73) Andersson, B. R., *On the Valvistor, a proportional controlled seat valve*, Dissertation, Linköping University, (1984).
- (74) Yao, D., Burton, R., Nikiforuk, P., Ukrainetz, P. and Zhou, Q., Research and development of a direct pressure sensing relief valve, Proc. *Fourth Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control*, Hangzhou, China, pp. 150–155, (1997).
- (75) Shin, Y. C., Static and dynamic characteristics of a two stage pilot relief valve, Pap. *ASME Winter Annual Meeting*, San Francisco, USA, No. 89-WA/DSC-26, 12p., (1989-12).
- (76) Shin, Y. C., Static and dynamic characteristics of a two stage pilot relief valve, *Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 112, No. 2, pp. 280–288, (1991).
- (77) 中村善也, 鷺尾 誠一, 庄司野公也, 流量制御弁の動特性解析, 春季フルイドパワーシステム講演会講演論文集, pp. 55–57, (1999-5)
- (78) 白井敦, 林叡, 早瀬敏幸, 郭南楠, 水圧用圧力補償型流量制御弁の流動特性解析, 計測自動制御学会東北支部第 185 回研究集会, 資料番号 185-11, 6p., (1999-12).
- (79) 林叡, 白井敦, 郭南楠, 早瀬敏幸, 水圧用流量制御弁特性の数値解析, 秋季フルイドパワーシステム講演会講演論文集, pp. 97–99, (2000-10).
- (80) 林叡, 中西貴之, 早瀬敏幸, 白井敦, 水圧用リリーフ弁の動特性解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 33, No. 7, pp. 149–155, (2002).
- (81) 高橋秀和, 伊藤和寿, 池尾 茂, 水圧サーボモータシステムのロバスト制御に関する性能評価 (第 1 報  $H_{\infty}$  制御手法による制御系設計), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 38, No. 2, pp. 13–20, (2007).
- (82) 伊藤和寿, 高橋秀和, 池尾 茂, 水圧サーボモータシステムのロバスト制御に関する性能評価 (第 2 報 外乱オブザーバおよびスライディングモード制御手法による制御系設計), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 38, No. 2, pp. 21–28, (2007).
- (83) 伊藤和寿, 高橋秀和, 池尾 茂, 水圧サーボモータシステムのロバスト制御に関する性能評価 (第 3 報 適応制御手法による制御系設計およびこれまでの制御性能の比較), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 38, No. 3, pp. 35–40, (2007).
- (84) Ito, K., Ikeo, S. and Takahashi, H., Adaptive control of water hydraulic servo motor system—rotational angle and speed control, Proc. *Tenth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, Vol. 1, pp. 77–88, (2007-5).
- (85) 池尾茂, 作動流体としての水道水, 油空圧技術, Vol. 39, No. 13, pp. 6–11, (2000).
- (86) 松永是, 大河内美奈, 細菌を増やさない水管理, 油空圧技術, Vol. 38, No. 7, pp. 7–11, (1999).

## 第 2 章

# 耐腐食性材料のキャビテーション壊食試験

本章では、水圧駆動用機器の部品に対する材料選択の指針を得るために、様々な耐腐食性材料（金属、樹脂、コーティング）について、キャビテーション試験を行った結果を述べる。まず、キャビテーション壊食の研究の歴史を概観し、明らかにされてきたことを分類して示す。本研究における試験方法は静置試験片を用いた振動式で、超音波振動子によって発生させたキャビテーションに、静置試験片を暴露させることによって行った。試験した材料で高い耐壊食性を示したのは、金属では析出硬化系ステンレス鋼 SUS630、高含珪素ステンレス鋼シリコロイ A2、及びアルミニウム青銅、樹脂では超高分子量ポリエチレンであった。樹脂材料は、4 種類の壊食曲線を示した。キャビテーション衝撃による個々の損傷痕の形状を、レーザ顕微鏡で測定した。

### 2.1 緒言

水圧駆動に用いる機器部品の材料は、腐食、摩耗、摩擦係数、キャビテーション壊食などの点で、耐久性のあるものでなければならない<sup>(1)</sup>。適切な材料を選択するためには、水に対する耐腐食性を有する様々な材料のデータ表が必要である。本章の目的は、そのようなキャビテーション壊食耐性に関するデータ表作成に寄与することである。

本節では、まずキャビテーション壊食の研究の歴史を概観し、明らかにされてきたことを分類して示した上で、本研究の位置づけを述べる。

#### 2.1.1 歴史的背景

キャビテーションが問題として認識された有名な事例は、1893 年の試運転において設計速度の 27 ノットに達しなかった、イギリス海軍艦艇の駆逐艦デアリング (Daring) 号である<sup>(2, 3, 4)</sup>。Barnaby<sup>(5)</sup> 及び Parsons<sup>(6)</sup> は、プロペラ翼周囲の最低圧力がある特定の値にまで落ち込むと、プロペラは何も無い空間や雲状の泡を作り出すことを明らかにした。ただし、この現象は Euler によって 1754 年に予想されており、パイプ中のどこかで負圧が生ずればそこに水が無くなり、何も無い空間が作り出されるだろうと述べている<sup>(2, 4)</sup>。Thornycroft 及び Barnaby は、プロペラに損傷を及ぼすこの現象を、R. E. Froude の提案に従い、ラテン語の *cavus*（英語では *hollow*）にちなんで「キャビテーション」と呼んだ<sup>(7)</sup>。1894 年に、初の蒸気タービン船である試験艇タービニア (Turbinia) 号でも同様の問題に直面した Parsons は、1895 年に小型のキャビテーションタンネルを製作し、直径 2 インチの模型プロペラのキャビテーションを観察した<sup>(2, 3, 4)</sup>。その後タービニア号は、翼幅が十分に広いプロペラを 9 枚装備することで、32 ノットを達成した。

Rayleigh はプロペラにおけるキャビテーション壊食問題を最初に扱い、理想流体中における気泡の挙動を理論解析して、水中に発生した何も無い空洞が翼面に向かって潰れる際に生じる強烈な衝撃によって壊食が生じると述べた<sup>(8)</sup>。そのすぐ後に Parsons 及び Cook は、180 トン毎平方インチ (約 2.7 GPa) にもなる衝撃圧力の壊食作用は化学的作用ではなく、機械的作用であると述べた<sup>(9)</sup>。壊食の問題は高速船の建造において極めて重要であり、大型のウォータータンネルが各地に建造され、プロペラ、翼型、ポンプなどに発生するキャビテーションの様相が調べられるようになった<sup>(2,3,10)</sup>。

ウォータータンネルは実験装置としての規模が大きく、膨大な量の液体が必要となる。そこで、キャビテーション壊食の加速実験が行える小形の装置が開発され、様々な条件の元で数多くの試験が行われた。代表的な試験方法は、超音波振動子による方法及びキャビテーション噴流による方法である。これらは ASTM によってそれぞれ G32, G134 として規格化され<sup>(11,12)</sup>、現在に至るまで標準的な試験方法となっている。

キャビテーション壊食は、液体中の低圧領域に生じた気泡が崩壊する際、近傍の固体壁が壊食される現象である。流体の急激な相変化が伴い、流体及び固体の特性に関する数多くの因子が壊食量に影響を及ぼす。規格化された試験方法によって、一定強度のキャビテーションに対する材料の耐壊食性を調べることはできるが、それらは相対的なものである。これに対し、気泡の発生及び崩壊による衝撃圧力と材料の損傷メカニズムの解明や、試験条件や材料及び流体の特性が材料の損傷量に及ぼす影響など、数多くの研究が行われてきた。次節以降では、それらの研究を (1) 試験方法及び試験条件、(2) 気泡の発生及び崩壊、(3) 材料の損傷メカニズム、(4) 流体の特性、(5) 材料の特性、及び (6) 壊食量のモデル化及び予測、に分類して示す。ただし、Riddei 及び Roch によれば、キャビテーション関連の文献は 1940～1970 年だけで 1700 編近くにもなる<sup>(13)</sup>。それらをすべて網羅することはできないが、Knapp, Daily 及び Hammitt による *Cavitation*<sup>(10)</sup> が刊行された 1970 年頃から現在に至るまでの論文を対象とした。

### 2.1.2 試験方法及び試験条件

キャビテーション壊食の試験方法には、キャビテーションタンネルを用いた方法の他に、超音波振動式、ベンチュリ式、噴流式、回転円板式などがある<sup>(2,3,10)</sup>。ここでは、主に超音波振動式試験装置について述べる。

Gains はニッケル管の自励振動を用いた磁歪振動装置を開発し、振動するピストン端面にキャビテーション壊食が生じることを発見した<sup>(14)</sup>。その後の高周波振動装置は、しばしばピエゾ圧電素子で駆動されるようになった。この方法を用いた試験装置によって、振動の振幅や周波数などの試験条件が壊食量に及ぼす影響が調べられた。

Plesset は、磁歪式振動装置に流す交流電流を間欠パルス式にすると、定常的に運転するよりもキャビテーション壊食量が増加することを示した<sup>(15)</sup>。特に、腐食しやすい材料の海水中での損傷率が、非常に大きくなった。耐腐食性の高い材料では、定常式及びパルス式で損傷率に大きな差は見られなかった。

Hobbs は、20 kHz の超音波ドリルを改良し、これが金属の相対的なキャビテーション壊食耐性を定めるのに非常に適していることを示した<sup>(16)</sup>。直径 5/8 インチ (15.9 mm) の試験片を、20°C の水中において全振幅 0.002 インチ (51 μm) で振動させると、試験したすべての材料は 5 mm<sup>3</sup> が除去された後に壊食率が定常的になり、この壊食率は 10 mm<sup>3</sup> が壊食されるまで維持された。

Schulmeister は、キャビテーション及び腐食の結合作用について調べ、主に振動の周波数と振幅、試験流体の圧力及び温度が損傷量に影響を及ぼすことを示した<sup>(17)</sup>。損傷率は周波数と振幅の増加と共に増加し、圧力及び温度に対しては極大値が現れた。水及び水溶液では、損傷量は腐食の影響を強く受けた。キャビテーションと腐食による材料の損傷は、多くの要因に対して同時に依存するため、単一因子の影響の有意性を述べることはできないと述べた。

これらの研究結果の他、ASTM が主体となって材料のスクリーニング試験が行われた<sup>(18)</sup>。それを基に、振動装置を用いたキャビテーション壊食の標準試験法が、1972 年に ASTM G32-72 として規格化された<sup>(11)</sup>。これは振動子先端に取り付けた試験片を水中に入れて 20 kHz で振動させ、発生したキャビテーションに曝した試験片の質量減少量を測定する方法で、オープンビーカ法とも呼ばれる。これは 1985 年、1992 年、及び 1998 年に改訂された。

オープンビーカ法では、試験片の質量減少量を測定するたびに、振動子先端にねじ止めされた試験片を脱着する必要があるが、脆い材料や樹脂のように柔らかい材料ではねじ部が削り取られ、質量測定に支障が出る可能性がある。そこで、静置試験片をキャビテーションに曝露する方法が考えられた。Plesset 及び Ellis は、超音波を静置試験片に凝集させる方法を試みた<sup>(19)</sup>。試験片自体に加速度を与えないように、試験片を沈めたビーカ中の上部に超音波振動するリングを装着し、水中で共振を励起することにより、試験片表面に圧力振動を発生させた。Numachi は、この原理を用いた試験装置で、試験条件を様々に変えて壊食量を測定した<sup>(20)</sup>。しかしこの方法は、Knapp らに指摘されたように<sup>(10)</sup>、キャビテーション強度の定義や再現性に難がある。

Endo らは、変動荷重を受ける滑り軸受に生じる損傷要因を調べるため、磁歪式振動ホン先端に対向して設置した静置試験片に生じる壊食量を調べた<sup>(21)</sup>。損傷量は、流体膜の厚さ及び流体の粘度に依存することを示した。また、壊食は疲労破壊によるものであり、振動円板によって生成される気泡の崩壊に伴う繰り返し圧力と、流体がすき間からスクィーズ膜効果で出入りする際に繰り返しせん断力の両方が作用すると述べている。

Kikuchi 及び Hammitt は、室温の水道水中で、3 種の材料について、振動子と静置試験片とのすき間量 (0.127~6.096 mm) が壊食量に与える影響を調べた<sup>(22)</sup>。振動子及び静置試験片の材料の組合せによって、質量損失量が異なることを示した。

Hobbs らは、振動子と静置試験片のすき間におけるキャビテーション膜の温度を管理するため、静置試験片中央に穴を開け、そこからすき間に流体を流す方法を提案した<sup>(23, 24, 25)</sup>。これにより、壊食された粒子や、崩壊できる大きさを越えた気泡を流し出すこともできる。Hobbs はこの方法をアンビル式と名付けた。すき間の大きさは壊食量に影響を及ぼす。テルル銅を試験片とした場合、すき間は 0.5 mm が最適であると述べた。通常のオープンビーカ式と比べ、壊食量は約半分である。

振動式試験装置は広く認められているものの、キャビテーション現象の主な要因である流速を考慮することができないため、得られた知見は注意深く解釈しなければならない。Knapp らは、振動式装置を用いて、異なる材料、流体、温度の組合せについて、流れによるキャビテーションに対して適用できるような、損傷量の定量的な推定を行うことはできないと述べている<sup>(10)</sup>。一方、与えられた流体と温度の条件に対し、材料の耐性について比較的信頼できる順位付けを得ることはできる。

Lichtarowicz はキャビテーション噴流法を考案し<sup>(26)</sup>、これは 1995 年に ASTM G134-95 として規格化された<sup>(12)</sup>。Yamaguchi らは、同じ材料を用いて振動式及び噴流式による壊食量を比較し、その比率は材料によって異なることを示した<sup>(27)</sup>。

Preece 及び Brunton は、静置試験片法と間欠噴流衝突式とで壊食量を比較した<sup>(28)</sup>。潜伏期間が良い相関を示し、単相の金属及び合金では壊食の様子は同じであるが、二相アルミニウム合金では結晶構造の強度及び延性が一様でなく、壊食の様相が異なることを示した。

Okada 及び Hammitt<sup>(29)</sup>、He 及び Hammitt<sup>(30)</sup>は、オープンビーカ法とベンチュリ式による壊食量を比較し、壊食率の違いは柔らかい材料ほど大きいことを示した。初期の損傷痕の様子はかなり異なる。これは、流れの有無によってキャビテーションの様相が異なり、気泡の大きさ及び崩壊圧力が異なるためと述べている。

Steller は、より大規模な比較実験の結果を報告した<sup>(31)</sup>。6 種類の材料について、様々な研究室の装置でそれぞれ試験が行われた。キャビテーションタンネル 4 台、回転円板式 4 台、振動式 6 台、噴流衝突式 1 台、及びキャビテーション噴流式 2 台である。様々なキャビテーション負荷条件における材料の耐壊食性能を予測することが試みられた。しかし、個々の実験装置において実験条件が異なり、キャビテーションの強度が不明確であったため、試験条件を変えられる同一装置による結果に対してのみ、定量的な相関関係が示された。

Steller ら<sup>(32)</sup>及び Krella<sup>(33)</sup>は、キャビテーション強度を定量的に評価する方法を提案した。キャビテーション衝撃による個々のパルスによるエネルギーの総和としてキャビテーション強度指数を定義した。絞りの開口面積を変えられるスロット型ベンチュリ式試験装置において、ピエゾ圧電膜によってキャビテーションパルスを測定した。キャビテーション強度に対

する壊食率の関係は、アルミニウム合金ではほぼ線形であるが、オーステナイト系ステンレス鋼では指数関数的に増加することを示した。

これらを踏まえ、Steller 及び Krella は、異なる設計及び運転原理の実験装置で得られた試験結果に互換性を持たせる試みを報告した<sup>(34)</sup>。材料のキャビテーション耐性が、個々の気泡崩壊圧力によるキャビテーションパルスの大きさとその度数分布を元にしたキャビテーション強度に対する応答であると仮定し、壊食曲線の定式化を行った。精度向上のためには、各実験装置においてキャビテーション強度を測定する技術を広める必要がある。

水圧駆動用機器部品の材料選択のためには、耐腐食性材料と共に樹脂及び各種コーティング材料も試験する必要があるため、静置試験片による試験方法が適している。ただし、この方法は振動子とのすき間によって壊食量が変化する。すき間間隔については現在に至るまで規格化されておらず、研究者ごとに独自に定めているため、異なる試験装置で測定された壊食量を直接比較することができない。しかし、比較的短時間に試験を行うことができるため、数多くの耐腐食性材料をスクリーニング試験するためには、有用な試験方法であると言える。

### 2.1.3 気泡の発生及び崩壊

液体中の気泡の挙動は、1859年に Besant が著書の中で扱い、これを1917年に Rayleigh が解いて<sup>(8)</sup>、気泡力学の理論的研究が始まった。Plesset は、気泡の膨張・収縮運動を扱う際に最も基礎となる式を導出し<sup>(35)</sup>、これは Rayleigh-Plesset の式として知られている<sup>(3, 36)</sup>。初期の解析は理想流体に対するものであったが、その後、流体の粘性、圧縮性及び表面張力なども考慮に入れた解析及び数値計算が行われた<sup>(37)</sup>。

Ivany 及び Hammitt は、圧縮性のある流体中のキャビテーション気泡の崩壊を数値解析した<sup>(38)</sup>。表面張力、粘性、及び気泡中における気体の断熱的な圧縮も考慮した。気泡崩壊の中心から気泡の初期半径内にある流体には、気泡崩壊時に衝撃波または損傷を与えるほどの高圧は発生しないが、それは気泡が再び復活 (rebound) したときに現れることを示した。

Plesset 及び Chapman は、固体壁近傍で、最初球形の蒸気泡がその球対称性を失いながら崩壊する様子を、数値計算で求めた<sup>(39)</sup>。ただし、流体の粘度及び圧縮性は無視している。気泡の初期状態として、(1) 壁に接している場合と、(2) 気泡半径の半分だけ壁から離れている場合を計算した。気泡は、その崩壊過程の早期に、壁に向かうジェットを生成することが明らかとなった。水中で、周辺圧力が1気圧のとき、ジェットが気泡の反対側を貫く速度は、(1) の場合 130 m/s、(2) の場合 170 m/s であった。このような速度は、キャビテーション損傷を説明できるほどの速度である。ジェットは崩壊の早期に発達するため、液体及び蒸気の圧縮効果は重要ではないと述べた。

Chapman 及び Plesset は、無限流体中における蒸気気泡について、球体が少し歪んだ 2 種類の初期形状から崩壊する様子の数値シミュレーションを行った<sup>(40)</sup>。計算結果と、線形理論によって予測された結果を比較して、非線形効果を検討した。この非線形効果は、崩壊の最終段階においてのみ重要であることを示した。

一方、実験的に発生させた単一の気泡の崩壊過程が高速度カメラで撮影され、崩壊時の気泡形状や発生した衝撃波の測定などが行われた。

Jones 及び Edwards は、水中で崩壊した気泡底部における圧力を、実験的に測定した<sup>(41)</sup>。火花によって生成した単一気泡を、ピエゾ圧電素子に接した圧力バーの端部で崩壊させ、推力の時間変動を記録した。気泡の最小半径を算出し、崩壊のピーク圧力は少なくとも 10,000 気圧 (約 1 GPa) であることがわかった。崩壊過程のシュリーレン写真には、崩壊の瞬間に水中に放射された衝撃波及び気泡の復活が示された。復活した気泡の崩壊時には、最初の空洞の崩壊による圧力に匹敵するほどの圧力が生じることを示した。

Kling 及び Hammitt は、二次元ベンチュリ管ののど部で火花によってキャビテーション気泡を発生させ、下流で崩壊する際の気泡形状を写真撮影した<sup>(42)</sup>。固体壁近傍で気泡が崩壊する際、壁に向かって気泡が移動し、復活する様子が観察された。その最小体積付近で、気泡は高速のマイクロジェットを形成して近くの表面に衝突し、柔らかいアルミニウム上に個々の損傷クレーターが生じることを示した。

Mitchell 及び Hammitt は、非圧縮性流体中の蒸気気泡の非対称崩壊についていくつかの条件で数値計算を行い、一様圧力の液体中における固体壁近傍の球体気泡が崩壊する場合について実験を行った<sup>(43)</sup>。近似的に、二つの気泡が互いに近くで崩壊する場合と見なし、火花によって発生させた二つの気泡が崩壊する様子を写真撮影した。元々の気泡が球形のすべての場合において、気泡はジェットを形成するような形で崩壊することを示した。

Lauterborn 及び Bolle は、蒸留水中の固体壁近傍で、大きなパルスのルビーレーザを集光させてキャビテーション気泡を発生させ、気泡が崩壊する様子を高速撮影し<sup>(44)</sup>、変形していく気泡形状を Plesset らによる計算結果<sup>(39)</sup>と比較した。やや定性的ではあるが、これらは良く一致することを示した。

キャビテーションクラウドの状態になって壁面に作用する場合には、気泡の大きさ、形状、壁面からの崩壊位置などの条件によって、単一気泡の崩壊圧力とは異なる衝撃が加わることになる。岡田及び岩井は、ピエゾ素子を使った圧力検出器を製作し、14.5 kHz の振動子端面に発生する気泡崩壊圧のパルス高さとその度数分布を測定した<sup>(45)</sup>。さらに Okada らはその分布を、初期の壊食ピットの大きさの分布と比較した<sup>(46)</sup>。それぞれのピットが、崩壊した気泡による単一のパルスで形成されると仮定すると、直径 4  $\mu\text{m}$  のピットを形成するために必要な衝撃荷重は、アルミニウム、銅及び軟鉄に対してそれぞれ 9.1, 9.7, 13.7 N であった。潜伏期の後の壊食が始まるのに必要な、大きなピットを形成するほど大きな衝撃荷重を表すパルスの数は、非常に少ないことを示した。また Iwai らは、気泡崩壊による衝撃荷重の大

きさが広範囲に変動し、表面の疲労破損に寄与する衝撃荷重のしきい値があることを明らかにした<sup>(47)</sup>。この値は、材料の疲労限界に対応すると考えられる。すなわちキャビテーション壊食は、単一気泡の崩壊による衝撃だけで生じるのではなく、小さな衝撃が繰り返し加わることによる損傷であると考えられる。

#### 2.1.4 材料の損傷メカニズム

一般に、キャビテーションに曝された材料表面では、最初わずかな質量減少と塑性変形が繰り返され、やがて疲労破壊が生じて質量減少量は増大する。したがって、材料の耐キャビテーション性を示す壊食率は曝露時間と共に変化し、潜伏期、加速期、減速期、定常期に大別される。この損傷メカニズムを明らかにするため、高速度写真撮影、走査型電子顕微鏡 (SEM) による写真撮影、X線回折による結晶構造の推定など、様々な方法が試みられてきた。

Knapp は、ウォータータンネル中でステンレス製の半球後部に取り付けた柔らかいアルミニウム試験片を用いて損傷痕ができる割合を測定し、流速とキャビテーションの強度との関連や、キャビテーション発生位置と損傷の分布を調べた<sup>(48)</sup>。ピットの大きさを3段階に分けて分布を示し、大きいピットほど下流に生じることを明らかにした。気泡が大きいほど崩壊に要する時間が長く、小さい気泡よりも下流で崩壊するため、大きな気泡ほどキャビテーション強度も大きく、より大きいピットを造ることを示した。

Plesset 及び Devine は、磁歪式振動装置を用いて試験片上のキャビテーションクラウドを写真撮影し、深く損傷した表面上に形成されたキャビテーションクラウドが非常にまばらになった結果、損傷率が減少することを示した<sup>(49)</sup>。したがって、損傷率の変化は流体力学的要因に端を発しており、固体の特性変化に関連するものではないと述べた。また、試験片をX線回折で解析し、非常に軽微な損傷時においても、非常に激しい損傷時と同じように、塑性変形が広がっていることを示した。

Heymann は、液滴の衝突によるキャビテーション壊食率の変動に着目し、疲労が支配的な破壊機構であるような場合に対し、壊食プロセスの統計学的モデルを試験的に開発した<sup>(50)</sup>。非定常期間における瞬時壊食率は、有限の疲労寿命や、気泡または液滴の直径などの試験条件と関連したばらつきに強く影響を受けると述べた。Heymann の見解では、耐壊食性を予測するような、独立に測定可能な特定の材料特性が見つかる可能性は低く、耐壊食性は個々の材料ごとに調べなければならないと述べている。これは、疲労現象における応力と耐久性の関係が個々の材料ごとに試験され、単純な解析的形式では表せないことと類似している。

Kozirev は、壊食による損傷と機械部品表面に発生するピッチングの類似性を指摘した<sup>(51)</sup>。接触による損傷は、歯車の歯先、低摩擦軸受の球、カム等の表面に、概して液体潤滑剤が存在するとき発生する。これらに共通する主な特徴は、液体を含む表面損傷の疲労現象であ

る。どちらの場合も、損傷率は荷重に強く影響を受け、液体の粘度及び温度にもかなり依存すると述べた。

Matsumura らは、静置試験片について調べ、その損傷モードが振動試験片よりも延性的であることを示した<sup>(52)</sup>。これは、縦方向の振動による応力が無いことによる効果であると述べている。

Krause 及び Mathias は、噴流式試験による壊食表面に対し、X線残留応力解析を行った<sup>(53)</sup>。短い曝露時間では、キャビテーション強度と残留応力の変化に直接的な関係がある。しかし、曝露時間が長くなると、材料の延性特性や微細な亀裂の形成により、残留応力が低下することを示した。

Ahmed らは、振動式キャビテーション壊食による SUS304 の疲労破壊について調べた<sup>(54)</sup>。振動中の試験片の下方向から、キャビテーション暴露時間 5 分ごとに、試験片表面の同じ場所の拡大写真を撮影した。滑り帯が成長し、それに沿って疲労亀裂が始まり、疲労破壊に進展する様子を示した。

Hattori 及び Nakano は、キャビテーション壊食で除去された粒子を多孔質ポリカーボネートメンブレンフィルタで凝集して SEM 観察し、現象のメカニズムを調べた<sup>(55)</sup>。潜伏期間では、単一の衝撃荷重によって多くの小さい鋭利な粒子が発生する。加速期及び最大壊食率のあたりでは、繰り返し荷重によって大きな筋のある粒子が観察される。これらの期間で、疲労破壊の様相を示す粒子の体積率は、材料によらず 70~80%を占めることを示した。

振動子と対向する静置試験片に対して、振動と直角方向の応力を加えると、壊食量に変化する。Palhan は、振動子と対向する静置試験片に引張り応力を与え、それがキャビテーション壊食率に及ぼす影響を調べた<sup>(56)</sup>。材料は軟鋼及び灰色鋳鉄で、軟鋼に加えた応力は 6000, 18000 psi, 鋳鉄の場合は 1500, 18000 psi である。軟鋼の場合、応力の影響はあまり見られないが、灰色鋳鉄の場合は引張り応力の大きい方が明らかに壊食量が多くなった。また、Iwai らは、静的応力及び圧縮・引張りを交互に繰り返す応力の影響を調べた<sup>(57)</sup>。静的な圧縮または引張り応力の増加に対し、質量損失量は単調に変化せず、最初に低下した後に増加し、極大値となった後は減少する。圧縮・引張り応力を交互に加えた場合も同様の傾向を示すが、その質量損失率は静的応力の場合よりも大きくなることを示した。

新しい測定装置によって、新たな知見を得ようとする試みも行われている。Pohl 及び Stella は、振動式キャビテーション壊食試験を行い、静置試験片の壊食表面を共焦点レーザ走査顕微鏡 (Confocal Laser Scanning Microscope) で観察して、平均偏差 Ra, 標準偏差 Rq, 尖り度 Rsk, 表面粗さパラメータ Rs の変化を調べた<sup>(58)</sup>。潜伏期を過ぎる頃、Rs が急に増加するが、Rsk は明らかに減少することを示した。

Dular 及び Osterman は、円筒形容器底面から超音波振動子を上方に向けて発生させたキャビテーションに、薄い (10  $\mu\text{m}$ ) アルミホイルを曝露させて壊食を生じさせ、それを裏面 (水面側) から CCD カメラで 4 秒ごとに撮影することで、潜伏期間において衝撃痕群が成長す

る様子を捉えた<sup>(59)</sup>。既に壊食された衝撃痕が、新しい衝撃痕の生成に及ぼす影響を調べ、衝撃痕は群をなす傾向があることを示した。よって、既存の衝撃痕は「キャビテーション生成器」として作用し、気泡の生成及び崩壊をより多く生じさせると述べた。

材料の損傷過程が実験的に調べられる一方、単一の気泡崩壊による衝撃に対する材料変形の数値計算も行われている。Patella 及び Reboud は、様々な材料を流体噴流及び圧力衝撃波に曝した際の動的な応答を、弾塑性固体モデルによってシミュレートした<sup>(60)</sup>。ピット形状の数値計算結果と、実験結果とを比較し、両者が良好に一致することを示した。

### 2.1.5 流体の特性

キャビテーションは一般に流体の飽和蒸気圧以下で発生するため、液温及び周辺圧力の変化に対して壊食量が増加する。その他に、空気含有率や、表面張力及び粘度も壊食量に影響を及ぼす。また、水そのものだけでなく水溶液の溶質成分による腐食の影響も考えられる。

液温の影響を調べた研究は数多い。Plesset は、オープンビーカ法で、水温を 0°–90°C に変化させ、壊食量が最大となるのは 40°–50°C の範囲であることを示した<sup>(61)</sup>。Iwai らは、水温及び振動の振幅を様々に変えてその影響を調べ、壊食量が水温に対して極大値を持つことを示した<sup>(62)</sup>。工具鋼及び 316 ステンレス鋼では、最大壊食温度は振幅によらなかったが、鋳鉄の場合は振幅の増加と共に減少した。鋳鉄では、高温になると化学作用が増加するため、他の材料とは異なる影響を示すようである。Auret らは、試験片材料を銅及びアルミニウムとし、回転円板式装置を用いて水温の影響を調べた<sup>(63)</sup>。銅の場合は 50°C 以上で壊食量が低下したが、アルミニウムの場合は 80°C までの実験で、壊食量に極大値が現れなかった。これは、50°C 以上で腐食率が増加したためであることを示した。Mochizuki らは、試験片材料を純チタン及びチタン合金とし、回転円板式装置を用いて、海水中におけるキャビテーション壊食に対する温度の影響を調べた<sup>(64)</sup>。噴流式及び振動式と同様に、16°–43°C の間では温度と共に壊食量が増加することを示したが、それ以上の温度では試験していない。

飽和蒸気圧は、水温だけでなく周辺圧力によっても変化する。これらの影響を、Zhou らは振動式試験装置によって調べた<sup>(65)</sup>。圧力が 2 bar では、壊食量は 60°–70°C で最大となったが、1 bar では少し下がり、50°–60°C で最大となった。一方 Hattori らは、キャビテーション噴流式試験装置によって調べた<sup>(66)</sup>。加圧された水の氷点を 0°C、沸点を 100°C とした相対温度で表すと、45°C 付近に極大値があることを示した。

蒸留水中の空気含有率は、微細な気泡核の存在を左右し、壊食量に影響を及ぼす。Singer 及び Harvey は、振動式試験装置を用いて試験し、空気含有率を減少させると、壊食率も減少することを示した<sup>(67)</sup>。これは、気泡核が減少したことの効果であろう。空気含有率の影響は飽和状態付近では大きいですが、それより低い場合はあまり影響しないようである。一方 Auret らは、回転円板式装置を用いて試験し、空気含有率を増加させると、壊食は減少することを

示した<sup>(68)</sup>。これは、気泡の崩壊に対して溶解空気がクッション効果を持つためであると述べている。過飽和状態にすると大きな空気の気泡が形成され、壊食量は劇的に減少した。これらの研究では試験方法や空気含有率の測定及び管理方法が異なるため、直接比較はできない。

表面張力の影響については、Iwai 及び Li が調べている<sup>(69)</sup>。表面張力を減少させると、壊食率は徐々に減少し、水の半分程度の値になると急に減少する。また、表面活性剤を加えることにより、気泡崩壊圧力パルスのピーク高さ最大値及び度数はともに減少することを示した。これは、表面張力が気泡群の大きさ及び数に影響することによる。特に、気泡群の大きさ（平均直径）の転換点は、相対壊食率のそれと一致する。すなわち、表面張力の減少は気泡の成長及び崩壊の不安定性を促進し、気泡をより小さな気泡へと分裂させるようである。

粘度の影響は、蒸留水に溶解させるポリマーの量を変えることによって調べられている。Urata は、ポリマー濃度の増加に伴って、壊食量が減少することを示した<sup>(70)</sup>。0.3% 未満のポリマー濃度でも壊食量の抑制に効果がある。蒸留水中では試験片全面が深く壊食されるが、高濃度のポリマー水溶液中では個々のクレーターが帯状に連なるように壊食され、壊食されない面が多く残っている。同様の結果を、Brujan らも得ている<sup>(71)</sup>。

水溶液の溶質の影響については、調査の目的対象ごとに断片的に調べられているが、系統的試験はあまり行われていない。溶質によっては材料を腐食させ、試験時間によって壊食よりも腐食の影響が大きくなるようである。

Zhou 及び Hammitt は、炭素鋼について、水道水及び 4 種類の希薄水溶液（ $\text{CaCO}_3$ 、 $\text{CaO}$ 、 $\text{NaHCO}_3$ 、 $\text{NaOH}$ ）中においてオープンビーカ試験を実施した<sup>(72)</sup>。これらの水溶液は、洞窟中の地下水を模擬したものである。試験時間 30 分までは水道水での壊食量が最も多いが、その後水溶液中の壊食量が急増し、150 分経過後では水道水中の壊食量が最も少なくなることを示した。

Tomlinson らは、蒸留水、1% 塩化ナトリウム水溶液及び 1% 塩化ナトリウム／クロム酸塩水溶液中において、純鉄のキャビテーション壊食を振動試験法で調べた<sup>(73)</sup>。蒸留水中に比べ、塩水中では壊食率が約 40% 増加し、壊食面を腐食させた。塩水にクロム酸塩を 2000 ppm 加えると、塩化物の影響が無くなった。一方 Tomlinson 及び Chapman は、化学プロセス工業用純銅のキャビテーション壊食について、蒸留水中及び 3% 塩水中で振動式試験を行った<sup>(74)</sup>。純銅の場合、3% 塩を加えても壊食量には影響しないことを示した。

### 2.1.6 材料の特性

試験片の材料特性を変えて壊食量の変化を調べた研究は数多い。これらを、以下のような研究内容別に分類して示す。

- (1) 材料の種類を数多く変えた研究。流体特性も同時に変えた研究も含む。
- (2) 同系材料を用い、硬度や冶金学的特性を変えた研究。

- (3) 材料表面の改質効果を調査した研究.
- (4) 材料表面へのコーティングの効果を調査した研究.

### (1) 材料の種類による壊食量の違い

■ キャビテーション壊食の試験方法が規格化される以前に実施された材料のスクリーニング試験では、流体特性も併せて変化させた研究が多い。実験としては広範囲な内容であるが、材料特性及び流体特性の両方と壊食量との相関性を示すのは難しいようである。

Leith 及び Thompson は、磁歪式振動装置を用いて、金属の特性（硬度、冶金構造、腐食疲労限界）及び流体の特性（温度、圧力、濡れ性）の影響について調べた<sup>(75)</sup>。圧延鋼の場合、潜伏期間の長さは腐食疲労限界に比例する。同種鋼の場合、累積損失量は硬度に反比例する。炭素鋼及びステンレス鋼では、フェライト構造の金属はキャビテーション壊食耐性が低い。水道水では蒸留水よりも壊食量が多いが、0.01A の電流で試験片を陰極にすると壊食量は減少する。しかし陽極にすると、腐食作用によって潜伏期間が無くなり、壊食量も増加する。海水中では、陰極電流の増加と共に潜伏期間が増加し、壊食量が少なくなる。蒸留水中の鑄鉄試験片の壊食量は、水温が 120°F (49°C) のとき最大となる。

Hammit は、ステンレス鋼、炭素鋼、アルミニウム、プレキシガラスについて、ベンチュリ式キャビテーションタンネルによって、水中及び水銀中でのキャビテーション損傷を調べた<sup>(76)</sup>。キャビテーション気泡の密度及びエネルギーと、試験片材料の強度との関係を示した。

Garcia らは振動式試験装置を用いて、500°F (260°C) 及び 1500°F (816°C) の鉛ビスマス合金中、70°F (21°C) 及び 500°F (260°C) の水銀中、及び 70°F (21°C) の水中で、耐火性合金、鉄鋼、黄銅、銅、ニッケル、及びプラスチックを含む様々な材料のキャビテーション試験を行った<sup>(77)</sup>。キャビテーション壊食量と、機械的特性及び流体の特性の相関性を調べた。一般に最良の相関が得られたのは、エネルギー形式の機械的特性、強度形式の特性、及び流体と結びついたパラメータであったが、すべてのデータに適用できるような、比較的単純で単一の相関式は無いことを報告した。これは、非常に過渡的な過程として知られるキャビテーション損傷の相関に対し、統計的に定めた機械的特性及び流体特性が不十分であることを示している。

同年に Garcia 及び Hammit は、上記のデータとベンチュリ式試験装置の結果を直接比較し、材料の水銀中における壊食量の相対順位がほぼ同じであることや、ベンチュリ式で水銀を使用したデータと極限弾性エネルギーとが良い相関を示すことを示した<sup>(78)</sup>。極限弾性エネルギー (Ultimate Resilience) は Hobbs により提唱され、塑性変形が生じないと仮定した場合の、真の破断応力に至るまでに必要な単位体積あたりのエネルギーを表す。ただし、これはベンチュリ式で水を使用したデータには当てはまらなかった。キャビテーション強度が低く、腐食の影響が大きくなったためであろう。

Pai 及び Hargreaves は、4 種類の流体（鉱物油、生分解性油、2% o/w エマルジョン、5% o/w エマルジョン）中で、5 種類の材料（5005 アルミ合金、ダクタイル鋳鉄、灰色鋳鉄、303 ステンレス鋼、黄銅）について振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(79)</sup>。生分解性油中の 303 ステンレス鋼が、最も壊食量が少ないことを示した。

■ キャビテーション壊食の試験方法が規格化されると、材料のスクリーニング試験では、流体特性を変化させない場合が多くなる。

Feller 及び Kharrazi は、数種類の高純度金属（アルミニウム、コバルト、クロム、銅、鉄、マグネシウム、モリブデン、ニッケル、タングステン、亜鉛）と、市販の合金（母材：銅、鉄、ニッケル、コバルト）について、静置試験片による振動式試験装置で壊食量を調査した<sup>(80)</sup>。キャビテーション壊食耐性は、母材の共有結合エネルギーまたは結合エネルギーと、結晶構造によって定まることを示した。第二相金属粒子と母材との境界で亀裂及び変形が生じ、第二相金属粒子は先に脱落する。

Levy 及び Crook は、化学プロセス工業用合金 6 種類の壊食特性について、固体粒子衝突、スラリー摩耗、及びオープンビーカ試験によって調べた<sup>(81)</sup>。コバルトをベースとした合金は、ステンレス鋼や高ニッケル合金よりもはるかに耐キャビテーション壊食性が高いことを示した。

Lee らは、コバルト合金のステライト 6 及び新しい鉄合金のキャビテーション壊食を、振動式試験で調査した<sup>(82)</sup>。炭化物と母材との境界で亀裂が始まる。しかし、歪みによってオーステナイトからマルテンサイトへの相変態が生じ、それによって硬化された母材が、亀裂の進展を効果的に抑制することを示した。

■ 樹脂試験片を扱った研究もいくつか報告されている。金属とは異なり、耐壊食性は硬度に依存しない。金属よりずっと柔らかくても、耐壊食性能の優れた樹脂がある。

Rao は、回転円板式試験装置を用いて、エポキシ樹脂の壊食量を調査した<sup>(83)</sup>。壊食曲線に加速期は無く、減速期及び定常期のみであった。試験片表面の SEM 観察によって、表面の破壊が脆性的であることを明らかにした。

Böhm らは、様々な樹脂の、キャビテーション壊食、固体粒子壊食、引掻き摩耗及び滑り摩耗について、鉱業及び工業機械の条件を模擬する試験装置によって調べた<sup>(84)</sup>。キャビテーション壊食は、超音波振動子の先端を静置試験片の上方 0.35 mm に置くことによって発生させた。試験した樹脂は 23 種類で、ポリウレタン 4 種類、超高分子量ポリエチレン 2 種類、高密度ポリエチレン、ポリアセタール系 5 種類、ポリアミド、ポリアミドイミド、ポリプロピレン、ポリサルフォン、ポリエチレンテレフタレート (PET)、ポリカーボネート、フッ化ポリビニリデン、ナイロン、ポリエステル、ポリエーテルエーテルケトン (PEEK)、及び充填材入り PEEK である。壊食量が小さいのは、ポリエチレン系樹脂、ポリアセタール系樹脂、

ナイロン、及び PEEK であった（ただし、ナイロンは吸水率が高い）。滑り摩耗特性は、機械的特性とは何も関係が無かった。摩耗量が明らかに小さいのは、超高分子量ポリエチレンである。PEEK は、ポリアセタールなどと比べても摩耗量が多かったが、充填材（30% 炭素＋繊維）入りの PEEK は優れていた。引掻き摩耗耐性は、キャビテーション壊食耐性と概ね正の相関がある。ポリアミド、ナイロン及び PET は、キャビテーション壊食耐性の割に引掻き摩耗耐性が高い。

服部らは、4 種類の高分子材料（エポキシ樹脂、ポリプロピレン、高密度ポリエチレン、及びポリアミド 66）を対象に、静置試験片を用いた振動式キャビテーション試験を行った<sup>(85)</sup>。一般の鉄鋼材料よりも硬度が著しく低いにも関わらず、ポリアミド 66 及び高密度ポリエチレンは SS400 よりも優れた耐壊食性能を示した。試験片表面及び壊食によって脱落した微粒子の SEM 観察により、高分子材料のキャビテーション壊食は、金属材料の場合と同様に、疲労破壊的な機構で進展することを示した。

## (2) 同系材料の材料特性による壊食量の違い

■ 同系統の合金で、組成成分比や結晶粒径及び結晶構造などの冶金学的特性を変化させ、耐壊食性を比較する研究である。母材及び添加物の選択により、研究内容は多岐に渡る。

Neville 及び McDougall は、市販の純チタン及び 3 種類のチタン合金について、3.5% 塩水中で噴流式及び振動式のキャビテーション壊食試験を行った<sup>(86)</sup>。耐壊食性は硬度とともに増加するが、非線形であることを示した。

Hucińska 及び Głowacka は、スクリュプロペラ用の複相銅合金 5 種類と、比較用の  $\alpha$  単相銅合金 3 種類について、蒸留水中で振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(87)</sup>。耐壊食性の良い順位は、 $\text{CuNi5Fe5Al4Mn1} > \text{CuAl10Fe3Mn2} > \text{CuMn12Al7Fe3Ni3} > \text{CuMn17Zn6Fe5Al3} > \text{CuZn40Mn3Fe1} > \text{CuAl5} > \text{CuZn30} > \text{Cu99.7}$  であった。耐壊食性と合金の機械的特性に相関関係は見いだせなかった。しかし、 $\alpha$  単相銅合金については、化学的特性である積層欠陥エネルギーで定義される加工硬化性と壊食耐性に良い相関が見られた。積層欠陥エネルギーが小さく、加工硬化性が高いと、良い耐壊食性が期待できる。複相銅合金の耐性を、化学組成及び損傷モードの見地から検討し、耐壊食性にはニッケルとアルミニウムの影響が大きく、亜鉛の効果は小さいことがわかった。

Zhang 及び Fang は、アルミニウム青銅の、アルミニウム含有率を 0 から 9.38 wt.% に変えて、蒸留水中で振動式キャビテーション試験を行った<sup>(88)</sup>。潜伏期間及び最大壊食率は、硬度よりも、積層欠陥エネルギーと相関性が大きいことを示した。耐壊食性に関するパラメータは、硬度、極限弾性、歪みエネルギー、疲労限界、及び延性であると述べている。

Wang 及び Zhu は、4 種類の Fe-Mn-Si 合金と、4 種類の Fe-Cr-Ni-Mn ステンレス鋼について、回転円板装置でキャビテーション壊食試験を行った<sup>(89)</sup>。試験した合金の耐壊食性は、表面の局所的な弾性と、加工硬化性に相関性があることを示した。

Cuppari らは、Fe-Cr-Ni-C 合金における硬い第二相（炭化物）が、キャビテーション壊食に及ぼす影響を調べた<sup>(90)</sup>。クローム、ニッケル及び炭素の含有量を変えて、振動式キャビテーション試験を実施した。オーステナイトの母材及び炭化物の耐壊食性は、炭化物の形態及び母材の機械的特性に依存する。炭化物の形態は母材と炭化物の応力分布に影響し、その結果として摩耗の機構が変わる様子を示した。

Drozd らは、ジルコニウム基金属ガラス (Zr-Al-CuNi(Co)) のキャビテーション壊食性を、振動式試験で調べ、オーステナイト系ステンレス鋼と比較して 10 倍程度の耐壊食性があることを示した<sup>(91)</sup>。試験した材料の順位は、Zr48Co > Zr48 > Zr58 > Zr65 である。金属と同様に、硬度と耐壊食性には正の相関があった。

Okada らは、4 種の鋳鉄について、イオン交換水中で振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(92)</sup>。比較のために炭素鋼 2 種及び工具鋼 1 種も調べた。壊食の初期及び潜伏期間では、鋳鉄の壊食率は炭素鋼よりも大きい。灰色鋳鉄では、黒鉛の境界におけるノッチ作用のため、長い壊食亀裂が生じ、局所的に深い壊食痕が形成され、壊食率が大きくなる。球状黒鉛鋳鉄では、黒鉛と母材の境界に沿って亀裂が生じ、球状黒鉛の穴から窪みが広がることを示した。

Di Vernieri Cuppari らは、高含クローム鋳鉄の微細構造とキャビテーション壊食耐性の関係を調べた<sup>(93)</sup>。質量損失量は SUS304 の半分以下であるが、鋳造後の冷却率を上げると、さらに良くなることを示した。高含クローム鋳鉄では、オーステナイトの成分比率が増加すると、耐壊食性は減少した。母材に対し、炭素粒子をより細かく一様に分散させると耐壊食性が改善した。冷却率は合金の微細構造に影響し、したがって耐壊食性にも影響を及ぼす。

■ 水に対する代表的な耐腐食性金属である、ステンレス鋼についても報告されている。

Heathcock らは、マルテンサイト系 2 種類、オーステナイト系 2 種類、フェライト系 3 種類のステンレス鋼のキャビテーション壊食耐性を、振動式装置で調べた<sup>(94)</sup>。比較のため、オーステナイト系マンガン鋼も調査した。マルテンサイト系が最も強く、オーステナイト系、オーステナイト系マンガン鋼が続いた。フェライト系は非常に弱かった。光学顕微鏡、電子顕微鏡、X 線回折計によって、壊食の様子を調べた。合金の耐壊食性を制御する上では、微細な結晶構造が重要であることを示した。焼き入れ及び焼き鈍ししたマルテンサイト系ステンレス鋼の耐壊食性は、その強度に直接的な関係がある。大きな塊の二相粒子（炭化クローム）は、母材と弾性特性が合わないため、それらの境界において材料の脱落が始まる。フェライトと低炭素マルテンサイトの二相ステンレス鋼は、同じ鋼の单相フェライト状態よりも耐壊食性が高い。

Liu らは、2 種類の Cr-Mn-N ステンレス鋼（単相オーステナイト系及び二相系）と、マルテンサイト系 0Cr13Ni5Mo ステンレス鋼のキャビテーション壊食について、振動式試験法によって比較した<sup>(95)</sup>。キャビテーション壊食耐性は、オーステナイト系 > 二相系 > マルテンサイト系であると述べているが、Heathcock ら<sup>(94)</sup>の結果とは異なっている。3 種類の鋼材を調べただけで、系全体を含めて結論づけるのは無理がある。

Bregliozzi らは、2 種類のオーステナイト系ステンレス鋼（SUS304 及び高含窒素鋼）について結晶粒径の大きさを 3 種類に変え、振動式装置でキャビテーション壊食量を比較した<sup>(96)</sup>。SUS304 よりも高含窒素鋼の方が耐壊食性が高い。キャビテーション衝撃による亀裂は、結晶の境界及び滑り帯から始まる。オーステナイト系ステンレス鋼の微細結晶は、結晶境界の表面密度を増加させ、それはキャビテーションへの抗力となる。よって結晶粒径の減少に伴って耐壊食性が向上することを示した。

■ セラミックスは鋼よりも耐腐食性及び耐摩耗性が高く、摩擦面が滑らかになりやすいため潤滑特性に優れている。また硬度が高く、高温でも寸法安定性に優れるという特徴があり、用途が拡大している<sup>(97)</sup>。しかし脆性破壊しやすいため、キャビテーション気泡崩壊による衝撃に対してはあまり強くないようである。

Litzow らは、数種類のセラミックス（ $\text{Al}_2\text{O}_3$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2$ 、 $\text{ZrO}_2$ 、焼結 SiC）について、蒸留水中でのキャビテーション壊食について調べた<sup>(98)</sup>。比較材料はマルテンサイト鋼 100Cr6 である。最も良い耐壊食性を示したのは、粒子径 0.5  $\mu\text{m}$  の  $\text{ZrO}_2$  であり、マルテンサイト鋼よりも壊食量が少なかった。しかしそれ以外は壊食量がかなり多い。脆いセラミックスの表面損傷要因は、主に粒子間の破損であり、続いて単一粒子またはそれらの欠片の分離であった。潜伏期間及び壊食率は、初期の表面における空洞の量、粒子の大きさ、粒子境界における第二相の結合력에影響を受ける。すなわち、初期表面に凹みが無く、粒子が小さく、第二相の結合力が大きいと、耐壊食性は増加する。

Niebuhr は、水性溶液（塩水、蒸留水、希釈酸及び希釈塩基）中のセラミックス（ $\text{Al}_2\text{O}_3$ 、 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 、Macor（ガラス雲母）、 $\text{ZrO}_2$ ）のキャビテーション壊食について調べた<sup>(99)</sup>。 $\text{Al}_2\text{O}_3$  は溶液に影響され、 $\text{ZrO}_2$  は酸によって耐壊食性が低下する。 $\text{Si}_3\text{N}_4$  は最も強い。ガラス雲母セラミックスは最も弱い、媒体に影響されない。

■ 形状記憶合金は超弾性特性を有し、これがキャビテーション衝撃に対して非常に強いことが明らかとなってきた。チタンとニッケルの合金が代表的であるが、他にも様々な種類の形状記憶合金がある。以下に示すのは、バルク材での試験結果である。この粉末を溶融してコーティングした場合の試験結果については、後に示す。

Shida 及び Sugimoto は、Ti-Ni 二元合金のキャビテーション壊食について、噴流式試験によって調べた<sup>(100)</sup>。耐壊食性は、硬度ではなく化学組成及び微細構造に依存する。TiNi の耐壊食性が高いのは、マルテンサイトの熱弾性が関係すると述べている。

Richman らは、2 種類の NiTi 合金（成分比はほぼ同量）について、蒸留水中で静置試験片による振動式キャビテーション試験を行った<sup>(101)</sup>。SUS304L と比べて、12 時間後の質量損失量は 1/50 程度であった。壊食表面にはほとんど変化が見られなかった。

Wang 及び Zhu は、Fe-Mn-Si-Cr 形状記憶合金について、回転円板装置でキャビテーション壊食を調べた<sup>(102)</sup>。回転速度の増加による壊食量の増加量は、ステンレス鋼よりもはるかに少ないことを示した。

Liu らは、形状記憶合金の一種である Ni-Mn-Ga 合金について、結晶構造を 3 種類（立方晶系オーステナイト、正方晶系マルテンサイト、5 層マルテンサイト）に変化させ、静置試験片による振動式キャビテーション試験を行った<sup>(103)</sup>。耐壊食性が最も高いのは立方晶系オーステナイトで、次が正方晶系マルテンサイトであった。試験したすべての合金は、参照試験片であるステンレス鋼や、文献に現れる NiTi 合金と比べても耐壊食性が高かった。これは立方晶系オーステナイトの超弾性及びマルテンサイト相の結合によるものであろう。

Hattori 及び Tainaka は、Ti-Ni をベースに、第三の元素 Co, Fe, V 及び Cu を加えた形状記憶合金のキャビテーション壊食を調べた<sup>(104)</sup>。それらの耐壊食性は Ti-Ni 形状記憶合金の 1/4 ~1/2 であったが、SUS304 に比べると 6~16 倍優れていた。潜伏期間は SUS304 の 10~15 倍であった。25°C 以上のマルテンサイト相の耐壊食性は、25°C 以下のオーステナイト相よりも優れていることを示した。

### (3) 材料表面の改質効果

■ ショットピーニングによる壊食抑制効果は研究報告が少ないが、硬度の増加及び残留応力の発生による疲労限界の増加は、キャビテーション壊食に対して効果が大きいようである。

Tomlinson らは、純鉄及びオーステナイト系ステンレス鋼にショットピーニングを行い、それぞれ 2.0 倍及び 1.7 倍に硬度を高め、蒸留水中及び 1% 塩水中で振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(105)</sup>。試験時間 180 分後の壊食量は、純鉄では 0.7 倍、ステンレス鋼では 0.08 倍に低減することを示した。

■ レーザ溶融によって表面を相変態させ、残留圧縮応力が生じると、耐壊食性、特に潜伏期の増加に効果があるようである。

Preece 及び Draper は、1040 鉄鋼と 303 ステンレス鋼に対し、CO<sub>2</sub> レーザで表面を急速焼き入れを行った<sup>(106)</sup>。1040 鉄鋼では、焼き入れ層はマルテンサイトになり、相変態による残留圧縮応力が生じる。表面は粗くなるが、キャビテーション壊食耐性は向上した。しかし、

303 ステンレス鋼では残留引張り応力が生じ、表面が粗くなる上に耐壊食性が悪化した。耐壊食性の向上において、レーザによる表面溶融処理の効果は限定的であると述べている。

Tomlinson らは、鋳鉄の表面をレーザで溶融させ、蒸留水及び 3% 塩水中で振動式キャビテーション試験を行い、レーザ溶融の効果調べている<sup>(107, 108, 109)</sup>。灰色鋳鉄の壊食量は、蒸留水中では 0.3 倍、3% 塩水中では 0.57 倍に低減した。リンを含有した灰色鋳鉄では、蒸留水中では壊食率にあまり影響しない。しかし、3% 塩水中ではかなりの効果がある。未処理材では大きな黒鉛の断片があり、これがノッチ作用となって壊食が増大するが、レーザ処理によってこれを無くすことができ、特に蒸留水中では潜伏期間の増大に効果があることを示した。しかし、レーザ処理によって大きな亀裂が生じる場合があり、3% 塩水中では局所的な酸化と亀裂内の腐食を増進させるため、壊食率が増加する。また、16 wt.% の Cr を含有する白色鋳鉄では、蒸留水中の壊食率は 0.07 倍、塩水中では 0.2 倍になった。長期焼き鈍し、レーザ表面焼き入れ、プラズマ窒化した表面についても調べた。塩水は壊食率をかなり増加させ、0.02% にしただけで 3 倍以上も増加する。1040°C で長期焼き鈍しすると、蒸留水中では壊食率が低下するが、塩水中ではほとんど変わらない。鋳鉄を窒化しても壊食率は低下せず、レーザ溶融の利点を消してしまうことを示した。

Gireń らは、構造用炭素鋼と、耐腐食性の高いクローム鋼の表面を様々な金属元素を用いて CO<sub>2</sub> レーザで合金化した試験片について、回転円板式装置によってキャビテーション壊食特性を評価した<sup>(110)</sup>。レーザ光による加熱及び急冷却は結晶粒を微細化し、残留応力を生じさせる。硬いマルテンサイトが表面に形成されることにより、潜伏期間の増加に顕著な効果があることを示した。しかしながら、脆性の増加や歪み硬化能力の低下が避けられないため、キャビテーション摩耗を疲労プロセスと考えると、潜伏期間以後の壊食率減少には寄与しないと述べている。

Mann 及び Arya は、流体タービンに最もよく使用される、チタン合金 (Ti<sub>6</sub>Al<sub>4</sub>V)、Hadfield 炭素鋼、レーザ硬化鋼、プラズマ窒化鋼、ホウ化鋼について、水噴流衝突による壊食量を調べた<sup>(111)</sup>。Hadfield 炭素鋼が最も良い耐壊食性を示した。レーザ硬化鋼は、表面のオーステナイト相によって優れた耐壊食性を有する。プラズマ窒化及びホウ化は、潜伏期間の増加に効果がある。

■ 窒化処理は、鋼の表面に窒素を浸透させて硬い窒化層を生成させる。この表面には圧縮応力が存在するため、耐摩耗性及び耐疲労性を付加することができる。

Zhou 及び Herman は、チタン及びチタン合金の、窒化処理の有無によるキャビテーション壊食の様子の変化を調べた<sup>(112)</sup>。720°C で 8 時間の窒化処理を行うと、キャビテーション壊食耐性がかなり改善した。未処理材料は延性破壊を示すが、窒化処理すると脆性破壊を示すと述べている。

Huang らは、S48C を母材として、焼入れ及び焼鈍処理したもの、イオン窒化処理したものについて、清浄水、3.5% 塩水、及び 3.5% 塩化水素水溶液中にて、振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(113)</sup>。水中及び塩水中ではイオン窒化の効果が見られたが、塩化水素水溶液中では逆に壊食量が多くなることを示した。

Dos Santos らは、高温ガス窒化処理した AISI 304L オーステナイト系ステンレス鋼について、蒸留水中で振動式キャビテーション壊食試験を行った<sup>(114)</sup>。すべての試験片表面は完全にオーステナイトで、粒子径は約 80  $\mu\text{m}$  でほぼ等しかった。窒素含有量の増加と共に潜伏期間は増加し、壊食量は減少した。窒素含有率 0.48 wt.% の場合、未処理材の結果と比べて潜伏期間が 4.6 倍、壊食率は 8.6 分の 1 に減少することを示した。

Garzón らは、高温ガス窒化した二相ステンレス鋼の、海水中のキャビテーション壊食耐性を調べた<sup>(115)</sup>。流体の pH は水酸化ナトリウムの添加によって調整し、8.2 とした。高温ガス窒化により、表面は窒素を多く含むオーステナイト層を示し、未処理材に比べて壊食率が 8~23 分の 1 となった。これはコバルトを元にした Irecal やステライトと同程度である。また、結晶粒径の減少に伴い、壊食率が減少することを示した。

#### (4) 材料表面へのコーティングの効果

■ 窒化チタンコーティングは、高硬度で摺動特性及び耐熱性に優れ、現在では切削工具等の表面被膜によく使用されている。蒸着方法は数種類あり、それぞれ条件によって母材との密着強度が変化する。

Wang 及び Herman は、イオンビームによって室温で蒸着した窒化チタン膜のキャビテーション壊食性を、蒸留水中での振動式試験法で調べた<sup>(116)</sup>。窒化チタン膜は、キャビテーション壊食性の改善に効果があった。実験した条件下では、チタンの蒸着率に対する窒素の埋め込み率を下げると耐壊食性が向上したが、下げすぎると耐壊食性は減少した。膜厚も耐壊食性に影響を及ぼし、厚すぎても薄すぎても良くないと述べた。

Matsumura らは、物理蒸着法 (PVD) によって SUS410J1 に蒸着した窒化チタンコーティングの、イオン交換水中でのキャビテーション壊食について、振動試験法で調べた<sup>(117)</sup>。窒化チタンコーティングは、同じ厚さの電解クロムメッキよりも耐壊食性が優れていた。試験した中では、クロムと窒化チタンの二層コーティングが最も耐壊食性が高かった。

Nagasaka らは、イオン注入と真空蒸着とを同時に行うダイナミックミキシング法により、SUS420J2 に窒化チタンをコーティングし<sup>(118)</sup>、キャビテーション噴流式試験<sup>(119)</sup>、耐摩耗性及び摩擦係数の評価<sup>(120)</sup>を行った。従来のイオンプレーティング法よりも硬い薄膜が得られ、耐壊食性及び耐摩耗性が優れていることを示した。

Krella 及び Czyżniewski は、ステンレス鋼に陰極アーク法でナノ結晶化した窒化チタンをコーティングし、その耐壊食性をスロット形ベンチュリ式キャビテーションタンネルで調べ

た<sup>(121, 122, 123)</sup>。コーティング無しの場合に比べ、潜伏期間が2~4倍、耐壊食性は、約2.5倍となった。コーティングの密着強度は、母材の硬度と共に増加した。蒸着温度を変えると、母材との密着強度が変化する。試験したなかで最も良い結果を得たのは350°Cの場合であり、500°Cではコーティングがすぐに剥離した。窒化チタンコーティングの損傷は脆性破壊的であり、高強度のキャビテーション衝撃パルスによる表層剥離が主であることを示した。

■ 形状記憶合金であるNiTiは耐壊食性に優れているが、加工性が悪くコストも高い。この粉末を熔融してコーティングした場合の耐壊食性について調べられている。母材との密着強度及び表面の緻密さを得るためには、コーティング方法の最適化が必要である。

Hiragaらは、レーザプラズマハイブリッド溶射によるNiTiコーティングのキャビテーション壊食について、蒸留水中で振動試験を行った<sup>(124)</sup>。コーティングの耐壊食性は、製造時のレーザ動力密度等のパラメータに依存する。NiとTiの比率によって構造が変化し、NiTi<sub>2</sub>及びNi<sub>3</sub>Tiの場合は耐壊食性が減少した。NiとTiから生成される混合物では、NiTiのオーステナイト相が最も良い耐壊食性を示した。

Heらは、陽極アークプラズマイオンメッキ法で蒸着したTiNi膜のキャビテーション壊食について、振動式試験法で調べた<sup>(125)</sup>。試験は、清浄水、3.5%塩水、及び3.5%塩酸水溶液中にて行った。コーティングの効果は認められるが、TiNiバルク材には遠く及ばなかった。

Chiuらは、316Lステンレス鋼表面にNiTiをレーザ処理した場合のキャビテーション壊食耐性を調べた<sup>(126)</sup>。母材にNiTi粉末を乗せ、YAGレーザで熔融させた。母材との間に脆い境界を生成させずに、厚さ数百マイクロンの合金層を形成した。合金層の主成分はFeで、結晶構造は316ステンレス鋼と同様にオーステナイトであった。オーステナイトのNiTiの超弾性的挙動は部分的にしか得られていないが、耐壊食性は母材の29倍に達した。

Stellaらは、プラズマ溶射したNiTiコーティング膜のキャビテーション壊食について調べた<sup>(127)</sup>。合金化する前のNiTi粉末からコーティングすると、高い耐壊食性が得られることを示した。これはNiTi単体での結果と良く一致した。

■ 硬いクロームメッキ及び熱処理した無電解ニッケルメッキは耐壊食性を向上させるが、キャビテーション損傷痕が母材にまで達すると、塩水中では電気化学的腐食が生じる。メッキの効果を持続させるためには、キャビテーションの強度及び流体の種類に応じた密着強度及び膜厚にしなければならない。

Okadaらは、3%塩水中で、メッキした試験片のキャビテーション壊食を調べた<sup>(128)</sup>。母材は構造用炭素鋼で、メッキは亜鉛、錫、クローム、及びニッケルである。母材よりも不活性で硬いクロームまたはニッケルメッキ自体に高い耐壊食性があっても、キャビテーション衝撃が母材とメッキ層の境界にまで及ぶと、母材とメッキ層との硬度及び電気化学的腐食量の違いによって、試験片表面が粗くなる。したがって、薄く硬いメッキは直ちに失われる。

亜鉛のような、母材よりも柔らかいメッキは容易に剥落する。しかし、浸食領域の外側に残ったメッキによって、浸食領域が陰極となることにより浸食領域は保護される。耐壊食性の高い硬いメッキが効かないほどキャビテーション強度が大きい場合、電気化学的作用が有効なメッキはキャビテーション壊食を低減させる一つの方法であると述べた。

Iwai らは、硬質クロームメッキのキャビテーション壊食を、イオン交換水及び 3% 塩水中で調べた<sup>(129)</sup>。イオン交換水よりも 3% 塩水の方が壊食率が高い。クローム自身が壊食された後に母材が壊食され、メッキ層の剥離及び大きな断片の脱落が生じる。各段階において、メッキ厚さは壊食量に影響を及ぼす。イオン交換水中では厚いほど潜伏期が長くなる。しかし、3% 塩水中では 65  $\mu\text{m}$  以上厚くしても潜伏期は増加しないことを示した。

Lin 及び He は、無電解ニッケルメッキ処理した炭素鋼の、蒸留水中及び 3.5 wt.% 塩水中でのキャビテーション壊食特性を調べた<sup>(130)</sup>。メッキしたままでは未処理材よりも壊食量が多いが、メッキ後に熱処理をすると耐壊食性が向上する。しかし、ニッケル膜が浸食されると、塩水中では膜と母材との間に化学反応による腐食が始まることを示した。

Lin らは、無電解 Ni-P-SiC 複合メッキ処理した炭素鋼の、蒸留水中及び 3.5 wt.% 塩水中でのキャビテーション壊食を調べた<sup>(131)</sup>。SiC 粒子は、無電解ニッケルメッキの耐壊食性を向上させる。特にナノスケールの粒子は表面を緻密にする。SiC のマイクロ粒子またはナノ粒子を含んでいても、無電解ニッケルメッキの耐壊食性を向上させるには熱処理が必要であることを示した。

■ 上記以外のコーティングに対しても、試験結果が報告されている。いずれも潜伏期間の増加が見られるが、その後の壊食曲線は母材のままと大差無いか、場合によっては悪化する。メッキの場合と同様に、機器への適用時には、キャビテーション強度や流体の種類等を考慮する必要がある。

Mann らは、ステンレス鋼に対してニッケル合金との複合コーティングをプラズマ溶射し、真空中で焼結させ、回転円板式装置によってキャビテーション壊食試験を行った<sup>(132)</sup>。焼結コーティングは、溶射したままよりも数倍良く、潜伏期間の増加に役立つことを示した。しかし、潜伏期間を過ぎた後の壊食曲線は、母材のステンレス鋼と大差無い。

Chang らは、陰極アークプラズマイオン法によって、炭素鋼に対してニッケルアルミ合金コーティングを行い、キャビテーション壊食と腐食の様子を調べた<sup>(133)</sup>。3.5 wt.% の塩化ナトリウム電解液及び 3.5 wt.% の塩化水素電解液中においても優れた耐壊食性を示したが、衝撃痕によって母材が露出すると、腐食によって更に材料の損失が生じた。

Sugiyama らは、熱溶射したサーメット（セラミックスと金属の複合材料）について、スラリー摩耗試験及びキャビテーション壊食試験を行った<sup>(134)</sup>。熱溶射した材料では、スラリー摩耗耐性は硬度の約 3 乗に比例するが、耐壊食性は硬度に影響されないことを示した。粒

子密度が小さくなると、耐壊食性は増加する。スラリー摩耗耐性に関する材料特性は、耐壊食性に関する特性とは異なるようである。

Krella 及び Czyzniewski は、陰極アークプラズマ法によってステンレス鋼に蒸着した Cr-N コーティングのキャビテーション壊食耐性を、スロット形ベンチュリ式キャビテーション試験によって調べた<sup>(135)</sup>。Cr-N コーティングすると潜伏期間は 50% 増加したが、一定時間経過後の壊食率は同等であった。表面の SEM 写真により、Cr-N コーティングの損傷は主に層間剥離によるものであることを示した。

### 2.1.7 壊食量のモデル化及び予測

■ 材料の特性と、一定時間経過後の壊食量との相関関係を表す試みが行われてきた。同系の金属の場合、硬度と耐壊食性とは良い相関を示すが、異なる種類の金属には適用できない。キャビテーション壊食現象が、繰り返し衝撃が加わることによる疲労破壊であることが明らかとなり、これに対して Hobbs は Ultimate Resilience を提唱した。これは静的な引張り試験結果から求められ、壊食量に対してある程度の良い相関は得られたが、まだばらつきがある。Richman 及び McNaughto は、繰り返し応力及び繰り返し歪みに対するそれぞれの抵抗の積が、壊食量と良い相関を示すことを述べた。また服部らは、材料の引張り試験ではなく、疲労試験から得た疲労強度から、疲労破壊に要する歪みエネルギーを導出し、壊食抵抗との良い相関を示した。これは金属だけでなく、樹脂にも適用可能なパラメータである。

Hobbs は、24 種類の鉄鋼及び 4 種類の非鉄金属を標準条件で試験し、それらの耐壊食性を、同じ材料の引張り試験から導出した歪みエネルギーの様々な形式と関連づけることを試みた<sup>(16, 25)</sup>。耐壊食性に影響を与えるらしい機械的特性は、硬度、引っ張り強度、疲労特性、弾性係数、延性、及び衝撃抵抗であるが、最良の相関関係が得られたのは、Ultimate Resilience であった。これは弾性限界を超えた限界歪みエネルギーであり、 $(1/2) \times (\text{引張り強度})^2 / (\text{弾性率})$  で表される。これは、塑性変形が生じないと仮定した場合の、真の破断応力に至るまでに必要な単位体積あたりのエネルギーを表す。

Thiruvengadam は、自らが提案した「キャビテーション損傷数」（気泡の崩壊エネルギーに対し、材料が変形する際に吸収したエネルギーの割合）において、材料の動的降伏応力の代わりに歪みエネルギーの概念を導入した<sup>(136)</sup>。ストローハル数の概念に基づいた「空洞数」（運転時間中に流れた距離を、気泡の長さで除した値）と、キャビテーション損傷数との相関関係を、異なる材料及び大きさにまで拡張した。第三の無次元数「損傷開始数」（損傷が始まるような最小流速を元にした動圧に対する、降伏強度の割合）を導出し、臨界キャビテーションパラメータと関係づけた。歪みエネルギーを、極限応力と極限歪みの積としている。この値は真の値よりも少し大きくなるが、キャビテーション損傷数と空洞数は良い相関を示

す。潜伏期間は降伏応力に比例し、疲労限界も降伏応力に比例する。すなわち潜伏期間は疲労限界に比例する。

Thiruvengadam はまた、壊食に費やされたエネルギー量を表すため、「壊食強度」の概念を提案した<sup>(137)</sup>。これは (壊食深さ) × (材料が吸収しうる歪みエネルギー) / (運転時間) で表され、材料の単位体積が破壊されるまでに吸収するエネルギーとして定義される。

Thiruvengadam らは、液体衝突による壊食を、回転円板式試験装置によって実験的及び解析的に調べた<sup>(138)</sup>。衝突速度と、目に見える凹みが観察されるまでの衝突回数の関係を、高周波疲労耐久限界と比較すると、良い相関を示した。曝露時間に対する壊食率曲線は、四つの期間に分けられる。潜伏期間、加速期間、減速期間、及び定常期間である。この曲線に対し、エネルギーの「蓄積」及び「減衰」を仮定して導出した、標準化した微分方程式による理論値を示した。

Heymann は、液体衝突による壊食量を定量的に予測するための考察を行った<sup>(139)</sup>。様々な金属材料の耐壊食性を、硬度、歪みエネルギー、Ultimate Resilience ( $= S_u^2 / 2E$ )、及び  $S_u^2 E$  に対してプロットした ( $S_u$ : 極限強度,  $E$ : 弾性係数)。この中では、 $S_u^2 E$  とのプロットが最も相関性が良かったが、まだばらつきが大きいことを示した。

Hammit らは、液体衝突による体積損失に対し、統計的に検証したモデルを作成したが、良い相関性は得られなかった<sup>(140)</sup>。液体と材料の特性のみに関する項と、体積損失については、相関は何も見つからなかった。

Hammit 及び De は、流体機械の壊食率をあらかじめ予測するために、圧力マイクロプローブから得られた、気泡が崩壊するパルス高さのスペクトルと、測定した壊食率について、対応付けを行った<sup>(141)</sup>。振動式では正確な対応が得られたが、ベンチュリ式では定性的な対応が得られたのみであった。空気含有率、のど部流速などの、機械的キャビテーション強度の測定には有効である。使用したプローブの応答性が十分でないため、気泡崩壊による圧力脈動を詳細に調べられなかった。

Zhou 及び Hammit は、アルミ合金とステンレス鋼について、潜伏期間 (IP) とキャビテーション壊食耐性の関係を調べた<sup>(142)</sup>。  $MDPR_{max}^{-1} = k (IP)^n$  で表されるとしている。

Rao 及び Buckley は、キャビテーション及び液体衝突による壊食量の予測を試みた<sup>(143)</sup>。回転円板式試験装置を用いて、銅、青銅、ステンレス鋼の壊食曲線を調べ、壊食の加速期及び減速期における平均壊食率と累積損傷体積の関係を指数関数で定式化した。他の形式 (ベンチュリ式、磁歪式振動装置、液体衝突式装置) によって得られた結果も同様の方法で整理し、比較換算できるようにした。

Richman 及び McNaughto は、壊食率と繰り返し変形に関するパラメータとの間には良い相関が見られることを示した<sup>(144)</sup>。これはキャビテーション壊食による損傷が疲労プロセスであることを示す。キャビテーション壊食耐性における支配的特性は、疲労強度係数  $\sigma_f'$  で、これによりほとんどの材料の違いを説明することができる。この相関関係は、繰り返し歪み

硬化指数  $n'$  と結合したパラメータ  $\sigma_f n'$  によって、さらに精度が良くなる。この結合パラメータは、過去の実験で使用された多くの材料において変形モードの主要決定因子であった積層欠陥エネルギーとも良い相関を示す。疲労強度係数  $\sigma_f'$  は繰り返し応力に対する抵抗と考えられ、繰り返し歪み硬化指数  $n'$  は繰り返し歪みに対する抵抗と考えられる。材料の機械的特性によってキャビテーション壊食を単純に説明できないのは、 $\sigma_f'$  が繰り返し歪み硬化に強く影響を受け、強度の尺度とは単純な関係でないためである。

Meged は、振動式キャビテーション壊食試験において、壊食過程の初期段階における潜伏期間及び壊食曲線をモデル化した<sup>(145)</sup>。さらに、ワイブル累積分布関数を用いてモデルの高精度化を行った。

Hattori らは、酸化アルミニウム及び純銅について、振動式装置でキャビテーション壊食量を調査した<sup>(146)</sup>。酸化アルミニウムがキャビテーションに曝されると、壊食は孔や穴のような欠陥から始まる。壊食痕の数が指数関数的に増加するというモデルに基づき、体積損傷率及び累積損傷体積を定式化した。

服部らは、高分子材料を対象した振動式キャビテーション試験と併せて衝撃力の測定、引張り試験、疲労試験なども行い、耐壊食性を定量的に評価した<sup>(85)</sup>。Hobbs の Ultimate Resilience と、壊食抵抗（定常的に単位体積壊食させるのに要する衝撃エネルギー）とは良い相関を示さなかった。高分子材料の場合、静的な強度パラメータでは耐壊食性をうまく表せないようである。材料の疲労試験で得られた疲労強度を  $\sigma_w$  とし、疲労破壊に要する歪みエネルギー相当量を  $\sigma_w^2/2E$  ( $E$  は弾性係数) とすると、壊食抵抗との間に良い相関が見られた。

Hattori らは、約 30 年に渡るキャビテーション壊食のデータ 859 種について、データベースを構築した<sup>(147)</sup>。炭素鋼データを解析し、耐壊食性と材料硬度との高い相関性を示した。

### 2.1.8 本研究の位置付け

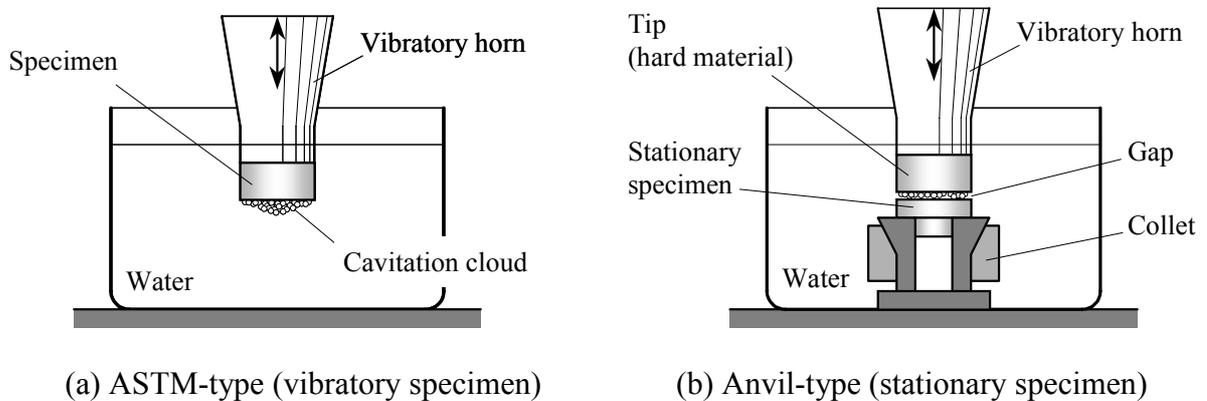
本研究では、水圧駆動機器の材料選択に役立つよう、耐腐食性材料のキャビテーション壊食耐性に対するスクリーニング試験を行う。調査対象とする材料は、ステンレス鋼、銅合金、樹脂、及び金属への各種コーティングである。個々の材料に関する耐壊食性を調べた研究はこれまでに成されているが、これらを同一条件で試験した研究は見当たらなかった。

数多くの材料を試験するためには、キャビテーション強度の大きい超音波振動式キャビテーション試験法が適している。図 2.1 に示すように、振動式試験法には振動試験片式及び静置試験片式の 2 種類がある。ASTM 規格に基づく振動試験片式試験（オープンビーカ法）では、液中に沈めた超音波振動子に取り付けた試験片の質量減少量を測定するのに対し、静置試験片式試験では、振動ホーンに対向して置かれた静置試験片の質量減少量を測定する。

オープンビーカ試験法は、本研究での試験対象である様々な材料に適用する上では不都合である。試験片をホーンに付け外しする際、脆い材料はしばしば破損し、柔らかい材料は

ねじ部が削り取られて測定誤差が大きくなるためである。静置試験片式ではそのような問題が発生しない。静置試験片を用いた試験法は、これまでにいくつかの文献に現れており、振動試験片にできない樹脂、ガラス及びセラミックス等の試験に使用されている<sup>(21-25, 84, 85, 91, 98, 104)</sup>が、形式は統一されていない。試験条件の統一が困難な要因は、壊食量に影響を及ぼす試験パラメータが多いためである。オープンベーカー試験のパラメータである振動の周波数及び振幅、流体の種類及び温度に加え、振動ホーンと静置試験片とのすき間高さ、すき間内温度、試験片の寸法及び材質等も、壊食量に影響する<sup>(24)</sup>。したがって、同じ静置試験片式であっても、過去に行われた様々な試験条件の実験結果とは、定量的に直接比較することができない。本研究では、様々な材料に対して条件を統一して試験を行い、材料の相対的な耐壊食性を定める。

試験した材料は、金属材料 18 種類、樹脂材料 16 種類、及び金属表面に各種コーティングを施したものの 7 種類である。金属材料と樹脂材料については、エロージョンによる質量減少の測定を行った。これらの材料のほか、金属材料の表面に各種コーティングを施したものについても、キャビテーション気泡の崩壊による表面形状の変化を測定し、顕微鏡による表面観察を行った。



**Fig. 2.1** Cavitation erosion test with ultrasonic vibrator

## 2.2 実験装置及び実験方法

### 2.2.1 実験装置

この研究で用いた試験装置を図 2.2 に示す。振動ホーン先端には、耐壊食性の強いチタン合金が装着してある。チタン合金にも壊食が生じるので、適宜交換する。

試験片は精度  $1\ \mu\text{m}$  の昇降台にコレットで固定してあり、振動ホーン先端との距離を正確に位置決めすることができる。圧電式超音波振動子の振動数は  $19.5\ \text{kHz}$ 、全振幅は  $32\ \mu\text{m}$  である。使用する液体はイオン交換水で、ポンプにより循環させる。温度調節器及びヒータによって、水温を  $50^\circ\pm 1^\circ\text{C}$  に保って実験を行う<sup>(61)</sup>。

試験片に生じる壊食量は、ホーン先端と試験片間の距離による<sup>(21, 22, 24)</sup>。この距離が非常に大きくなると、キャビテーション気泡は試験片表面に達しないため、壊食量はゼロに近づく。逆に距離が非常に小さくなると、隙間内は蒸気で充満してキャビテーション気泡が崩壊しないので、やはり壊食量はゼロに近づく。したがって、それらの中間に壊食量が最大になる位置がある。その位置は試験片の寸法や液温、また液体の種類により異なると予想される。試験片の材質により熱伝導率が異なるため、このことが壊食量最大位置に影響を与える可能性がある<sup>(22)</sup>が、この点は未解決である。

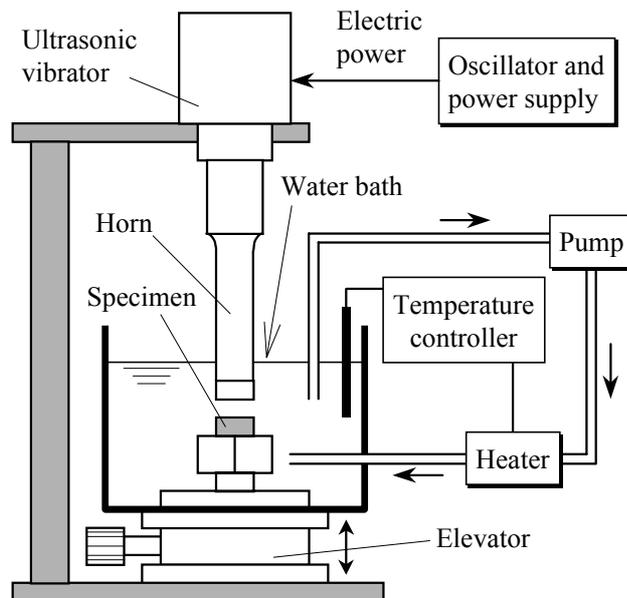


Fig. 2.2 Experimental apparatus with stationary specimen

### 2.2.2 試験片

本研究で用いた材料とその代表的物性値を表 2.1 (金属) 及び表 2.2 (樹脂) に示す. 図 2.3 は試験片の寸法を示す. 試験片作成方法は以下のとおりである.

- (a) 金属 (軟質): 旋盤加工後, 試験片表面は平面研削盤で平面を出し, エメリーペーパーで磨き (#4000 まで), 次いでバフ磨きをする.
- (b) 焼き入れした金属: 旋盤加工後, 熱処理したものに対して, 平面研削盤で平面を出す. 以後エメリーペーパー, バフ仕上げは軟質金属と同様である.
- (c) セラミクス低温溶射: 母材への低温溶射後, エメリーペーパー, バフ磨きのみとする.
- (d) メッキ, TiN, DLC コーティング材料: 母材をバフ仕上げまでした後, それぞれのコーティングを施したものを直接使用する.
- (e) 樹脂材料: ダイヤモンドバイトを用いて旋盤加工したものを直接使用する. これは, バフなどの砥粒が表面に食い込み, 測定の障害となるためである.

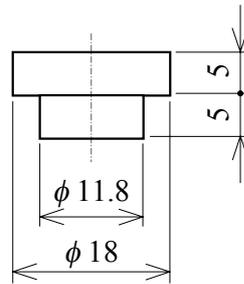


Fig. 2.3 Dimension of specimen

上記試験片の表面粗さは, レーザ顕微鏡で測定する. 平均粗さ ( $R_a$ ) は A5056 では  $0.2 \mu\text{m}$ , 他の金属材料では  $0.05 \mu\text{m}$  以下である. この粗さの相違は金属の硬さの違いによるものである. 最大粗さ ( $R_{\text{max}}$ ) は, いずれも  $0.5 \mu\text{m}$  程度である. セラミクス低温溶射材料では, 良い表面は得られなかった. アルミナ低温溶射の場合,  $R_a$  は  $0.05 \mu\text{m}$  程度,  $R_{\text{max}}$  が数  $\mu\text{m}$  になる. ジルコニア溶射表面では,  $R_a$  が  $2 \mu\text{m}$ ,  $R_{\text{max}}$  は  $5 \mu\text{m}$  を超える. 樹脂材料の表面粗さは, 充填材を含まない材料では  $R_a$  が  $0.2 \mu\text{m}$  である. 充填材を含む材料では  $R_a$  は材料による違いが大きく,  $0.1 \mu\text{m}$  程度のものから,  $0.6 \mu\text{m}$  のものまでである.

**Table 2.1** Physical properties of tested metals

Materials		JIS notation / JIS Spec.	Specific weight	Hv (Micro Hv)
Aluminium alloy		A5056 / H4040	2.7	103
Carbon steel	Raw	S45C / G4051	7.86	241
	Annealed	---	---	167
	Raw S45C + plating (Ni 0.1 $\mu$ m)	---	---	241
	Raw S45C + plating (Ni 1.5 $\mu$ m)	---	---	---
	Raw S45C + plating (Ni 10 $\mu$ m+Cr 0.1 $\mu$ m)	---	---	---
	Raw S45C + DLC coating *	---	---	286
Stainless steel	Austenitic stainless steel	SUS304 / G4303	7.93	197
		SUS316 / G4303	7.98	187
	Austenitic-ferritic stainless steel	SUS329J1 / G4303	7.80	240
	Martensitic stainless steel	SUS403 / G4303	7.75	167
		SUS420J2 / G4303	7.75	206 (256)
	SUS420J2 + TiN coating **	---	---	217 (948)
	Ferritic stainless steel	SUS430 / G4303	7.75	220
Precipitation hardening stainless steel	SUS630 / G4303	7.93	355	
Silicolloy-A2 ***	Non hardened	---	7.85	363
	Medium hardened	---	---	461
	Highly Hardened	---	---	562
Copper alloy	Phosphor bronze	C5191 / H3270	8.92	178
	Aluminium bronze	C6191 / H3250	7.46	198
	High-strength brass	C6782 / H3250	8.43	156
Titanium	Pure titanium	TB340H / H4650	4.51	177
	Titanium alloy	TAP6400 / H4607	4.42	372
Low-temperature thermal spray	Zirconia (ZrO <sub>2</sub> )	---	---	444
	Alumina (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	---	---	548

\* DLC: Diamond-Like Carbon

\*\* TiN coating is made by dynamic ion mixing method<sup>(118, 119)</sup>.

\*\*\* Silicolloy-A2 is a brand name, and it is a kind of precipitation hardened stainless steel with high silicon content<sup>(148)</sup>.

Hv: Vickers durometer; test force: 9.8 N, duration of the test force: 15 s

Micro Hv: Micro Vickers durometer; test force: 9.8 mN, duration of the test force: 30 s

**Table 2.2** Physical properties of tested resins

(Specific weight and water absorption are quoted from the manufacturer's catalogue.)

Materials	Abbreviation	Specific weight	Hv (Micro Hv)	Water absorption [wt%]
Polyoxymethylene (Polyacetal)	POM	1.41	17.8 (11.2)	0.22
Polyamide	PA	1.14	10.4 (9.1)	1.8
Polytetrafluoroethylene	PTFE	2.2	3.0 (2.75)	0.01
High-density polyethylene	HDPE	0.95	4.2 (3.4)	< 0.01
Ultra-high molecular weight polyethylene	UHMWPE	0.94	5.0 (-)	< 0.01
Polyamideimide	PAI	1.4	26.3 (19.5)	0.33
Polyphenylenesulfide	PPS	1.35	12.8 (12.7)	0.02
Polyethersulfone	PES	1.37	18.0 (13.2)	0.43
Phenol	PH	1.35	25.5 (26.4)	0.2-0.4
Polyimide	PI	1.43	21.7 (12.6)	0.24
Polyetheretherketone + filler	PEEK + filler	1.47	25.9 (12.7)	unknown
Polyacetal + filler	POM + filler	1.61	21.0 (12.4)	0.29
Polyamide + filler	PA + filler	1.36	19.4 (12.4)	1.1
Polytetrafluoroethylene + filler	PTFE + filler	2.09	4.3 (3.25)	unknown
Polyphenylenesulfide + filler	PPS + filler	1.66	25.0 (11.2)	0.015
Polyethersulfone + filler	PES + filler	1.51	24.7 (26.2)	0.36

Hv: Vickers durometer; test force: 9.8 N, duration of the test force: 15 s

Micro Hv: Micro Vickers durometer; test force: 9.8 mN, duration of the test force: 30 s

### 2.2.3 予備実験

振動ホーン先端と静置試験片間のすき間の高さを定めるため、予備実験を行う。静置試験片は、キャビテーション壊食に対して感度の高いアルミ合金 (A5056/JIS H4040) とした。

すき間高さを変えて試験を行い、壊食量との関係を調べた。実験結果を図 2.4 に示す。曝露時間が 30 分までは、すき間が小さい方が壊食量が大きい。しかし、45 分以降では近似曲線に極大値が現れた。試験片表面が荒れると、すき間内の水の流動抵抗が増加するため、キャビテーション気泡が崩壊する際に周りから水が十分に供給されず、キャビテーション気泡が崩壊しにくくなる。すなわち、すき間が小さいと、試験片表面が荒れることによる影響が大きくなると考えられる。60 分経過後の壊食量が最大となるのは、すき間が約 0.8 mm で、ピークはあまり明確ではない。この結果に基づき、以後の実験はホーン先端と静置試験片との間を 0.8 mm とした。

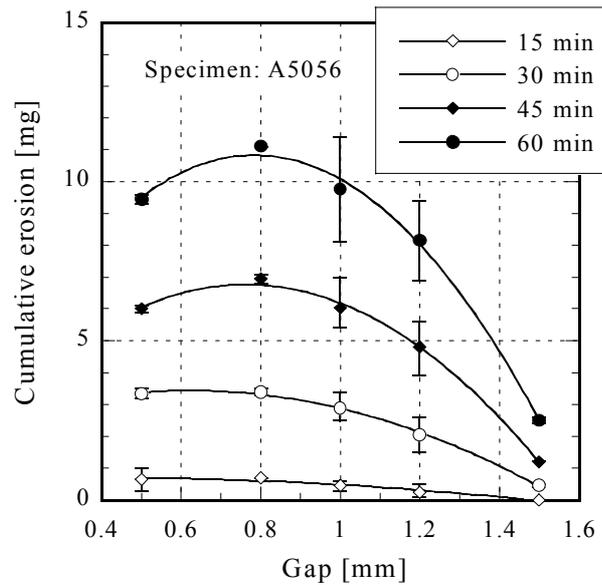


Fig. 2.4 Erosion vs. gap between the tip of horn and stationary specimen (A5056)

#### 2.2.4 実験手順

実験は、以下の(1)~(4)を繰り返すことによって行った。

(1) 超音波洗浄器による試験片の洗浄：

- 金属試験片はアセトン洗浄の後、イオン交換水ですすぐ。
- 樹脂試験片はイオン交換水で洗浄。

(2) 乾燥：

- 金属試験片はドライヤで乾燥。
- 樹脂試験片はドライヤで乾燥させた後、さらに試験片質量に変化がなくなるまでデシケータにより乾燥。

(3) 質量測定：精密電子天秤により 0.01 mg まで測定する。

(4) キャビテーション曝露：

- i) 試験片をコレットに取り付け、水中に沈める。
- ii) ホーン先端と試験片表面のすき間が 0.8 mm となるよう、昇降台を調節する。
- iii) 超音波振動子を所定の時間運転する。
- iv) 試験片をコレットから取り外す。

### 2.2.5 試験片表面の観察

壊食量が 1 mg 程度に達すると、試験片全面は不規則な凹凸で覆われる。キャビテーション気泡の崩壊による個々の損傷ピットを区別するために、研磨した表面を約 1 分未満の短時間だけキャビテーションに曝露させた。この段階では質量損失は観測されないが、レーザ顕微鏡で表面を観察すると、キャビテーションによる個々の衝撃痕の形状測定及び写真撮影を行うことができる。

## 2.3 実験結果及び考察

### 2.3.1 壊食量の測定結果

#### (1) 金属

実験は、同じ材料で製作した 4 個の試験片に対して繰り返し行った。図 2.5 は炭素鋼 (S45C / JIS G4051) 試験片に対する再現性を示す。この材料は耐腐食性材料ではないが、耐壊食性の基準として測定した。壊食データのばらつきは平均値に対して約 10% である。他の金属試験片でも、同程度のばらつきが見られた。それぞれの材料に対する平均値を、累積質量損失とした。比重の異なる様々な材料の結果をまとめて示すために、累積質量損失を密度で除した累積体積損失を図 2.6 に示す。図 2.7 は、図 2.6 のグラフの勾配を表す。

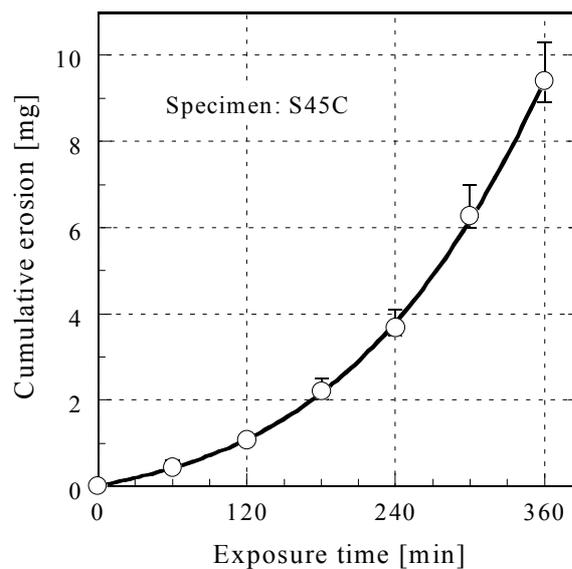


Fig. 2.5 Cumulative erosion of S45C

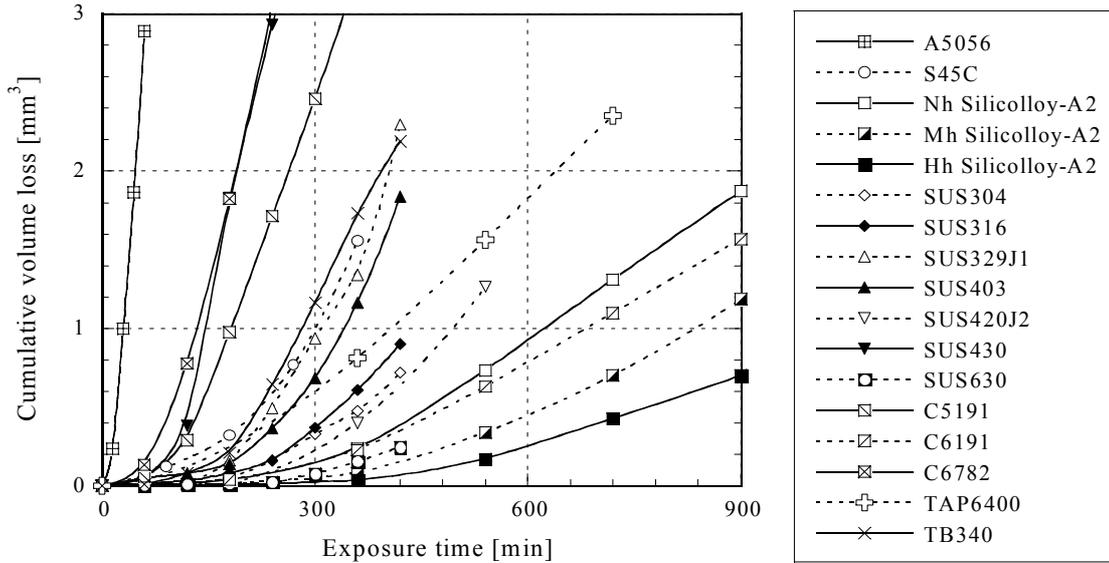


Fig. 2.6 Cumulative volume loss of metals

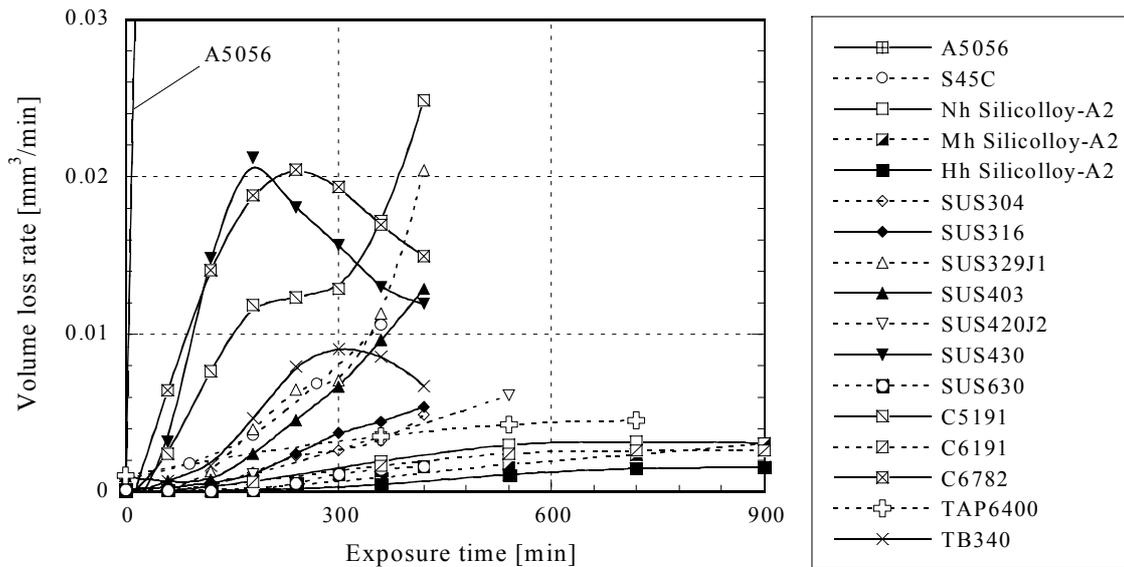


Fig. 2.7 Volume loss rate of metals

図 2.6 に示した材料では、どの場合にも壊食量に潜伏期があるが、特に SUS630、アルミニウム青銅 (C6191)、及びシリコロイ A2<sup>(148)</sup>では潜伏期が長い。これらの 3 種類は、潜伏期以降でも質量減少率は低く、特にシリコロイ A2 の強焼き入れ材は耐壊食性が良い。

フェライト系ステンレス SUS430 は、高力黄銅やリン青銅と同じくらい壊食量が多い。これらの材料は短い潜伏期の後で急激に壊食量が増大し、3~4 時間経過後には壊食率が低下し始める。二相系ステンレスの SUS329J1 は、SUS430 ほどではないが、他のオーステナイト系やマルテンサイト系ステンレスよりも壊食量が大きく、S45C と同程度である。

マルテンサイト系ステンレス SUS420J2 は、オーステナイト系ステンレス SUS304 及び SUS316 と同程度の壊食である。潜伏期は S45C よりも SUS420J2 の方が長いが、それを過ぎてからの壊食曲線はあまり変わらない。

オーステナイト系ステンレス SUS304 及び SUS316 は、同じような曲線を示した。わずかな違いは、硬度の違いによるものと考えられる。

析出硬化系ステンレス SUS630 の試験片は、固溶化熱処理のみの材料で製作したが、シリコロイ A2 の生材と同じくらい耐壊食性が良い。時効硬化熱処理を行って硬度を上げれば、さらに耐壊食性が良くなるものと考えられる。

純チタンは比重が小さいため、質量損失で表示すると SUS403 と同程度の壊食量であるが、体積損失では S45C や SUS329J1 と同程度である。チタン合金は、純チタンに比べると硬度が約2倍で、壊食量は半分程度である。

図 2.8 はシリコロイ A2 の異なる熱処理に対する壊食量を示す。同系の金属では、硬度を高めると壊食量が減少するという傾向を明瞭に示している。シリコロイ強焼き入れ材では、アルミニウム青銅の約2倍、チタン合金の約3倍の耐キャビテーション性がある。シリコロイ A2 は耐腐食性が良い材料として選んだものであるが、耐キャビテーション性も非常に優れている。

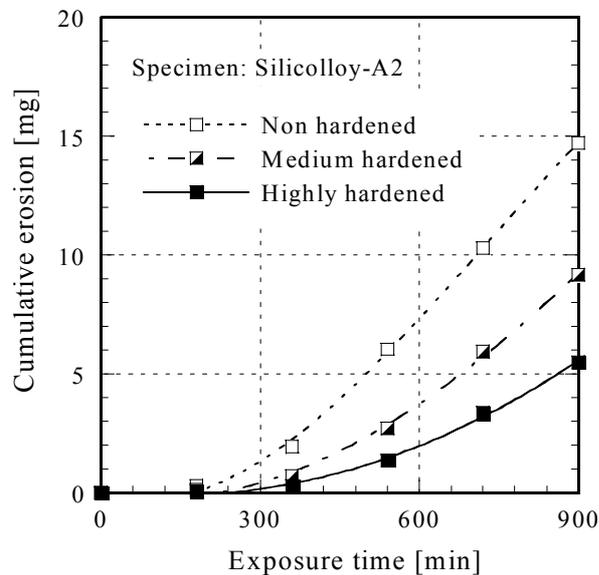


Fig. 2.8 Cumulative erosion of Silicolloy-A2

6時間経過後の体積損失と硬度との関係を図 2.9 に示す。りん青銅 (C5191 / JIS H3270) と純チタンは同程度の硬さであるが、体積損失はかなり大きい。高力黄銅はさらに弱い。チタン合金の損失質量は SUS304 と同程度であるが、損失体積は硬度の割にやや大きい。ステンレス鋼では、フェライト系の SUS430 と、二相系の SUS329J1 は、その硬度に比して壊食量がかかなり大きい。これらを除いたステンレス鋼では、硬いほど壊食量が減少するという一般的傾向を示している。試験した金属のうち、硬度が比較的低い割に損失体積が小さいのは、SUS304, 316, 420J2 及びアルミニウム青銅である。

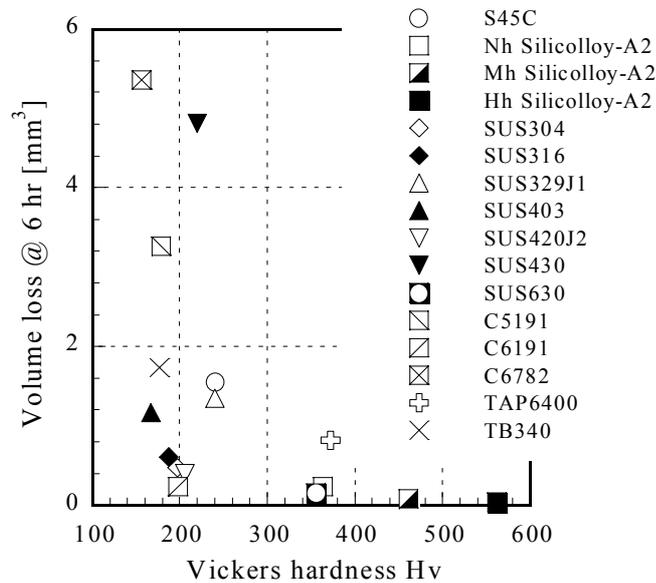


Fig. 2.9 Cumulative volume loss after 6 hours vs. hardness of metals

## (2) 金属へのコーティング

コーティングは、それぞれの密着特性によって炭素鋼またはステンレス鋼に対して行った。炭素鋼の試験片側面に生じる錆の影響を除くため、試験中の同じビーカー内に沈めた参照試験片の質量変化量を、試験片の質量変化から差し引いてある。錆による質量変化は、1 mg 近くにもなった。これにより、耐キャビテーション性の高いコーティングに対しては、測定精度がかかなり悪くなった。

図 2.10 は、アルミナ及びジルコニアをステンレス試験片に低温溶射した場合の結果を示す。このコーティングは、アルミナ粉またはジルコニア粉を四フッ化エチレン (PTFE) にくるみ、PTFE の溶けた状態で溶射したものである。これらの材料の表面は緻密でなく、摩擦すると表面が脱落しやすい。壊食曲線は潜伏期を示さなかった。キャビテーションアタックに対して、この種の材料が非常に弱いことがわかる。

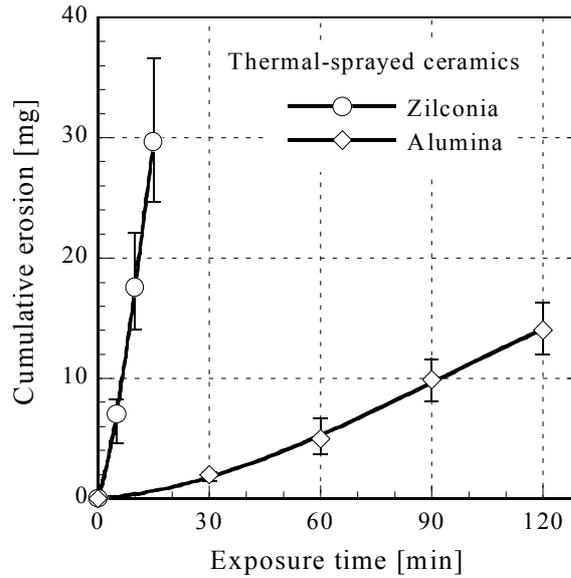


Fig. 2.10 Cumulative erosion of thermal-sprayed ceramics

図 2.11 は DLC コーティングした静置試験片の壊食曲線である。壊食量は 400 分で 0.5 mg 程度である。これは、シリコイ強焼き入れ材と同水準である。試験片によってデータのばらつきが大きいのが、これは個々の試験片表面に生じた錆による質量増加が、参照試験片のものとは異なるためと考えられる。

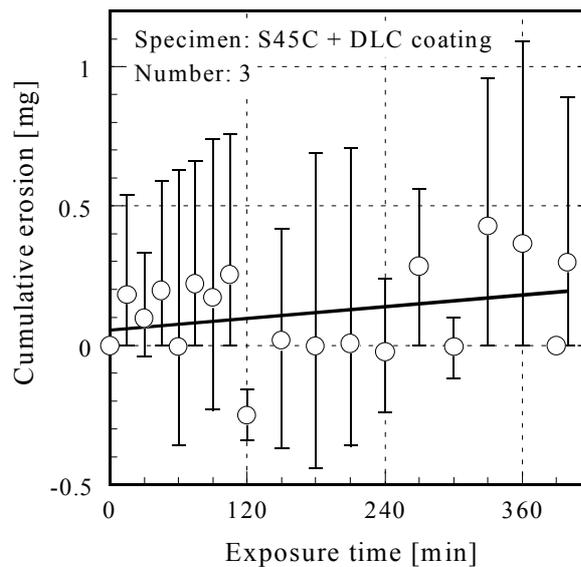


Fig. 2.11 Cumulative erosion of S45C + DLC

静置試験片式試験と比較するために、いくつかの材料に対してオープンビーカ試験を行った。アルミニウムその他金属試験片では、静置試験片の壊食量は振動試験片の約 1/5 であったが、DLC コーティング面では、静置試験片の損傷は、振動試験片の 1/10 程度であった。すなわち、DLC コーティング層は、弱い衝撃に長時間耐えるようである。

DLC コーティングした試験片の潜伏期は、静置試験片式試験では非常に長い。しかし、同じ材料でオープンビーカ試験を行うと、潜伏期を示さなかった。硬い表面層をコーティングすると、弱いキャビテーション衝撃に対しては表層が剥落するまでの潜伏期が長く、強いキャビテーション衝撃のもとではすぐに剥落が始まり、潜伏期が短い。すなわち、コーティングの密着度が非常に重要である。

### (3) 樹脂

樹脂試験片の場合の壊食曲線は単純ではなく、以下の 4 種類が観察された。単調増加、途中で壊食率が減少した後再度増加、ピークを過ぎた後に減少、及び飽和曲線である。それらの壊食曲線の代表的な形を、図 2.12~2.15 に示す。

図 2.12 は四フッ化エチレン (PTFE) の壊食曲線で、壊食量が単調増加する。今回実験を行った樹脂でこのような壊食経過をたどるものは、フェノール (PH)、ポリアミド (PA)、ポリエーテルサルフォン (PES) (充填材入りも含む)、ポリアミドイミド (PAI)、ポリイミド (PI)、ポリフェニレンサルファイド (PPS)、四フッ化エチレン及び超高分子量ポリエチレン (UHMWPE) である。

図 2.13 は充填材入り PEEK と充填材入り PTFE で見られた壊食曲線である。壊食率は試験初期に大きく、一度減少してから再び壊食率が大きくなる。これは樹脂自体よりも、充填材の脱落と関係があるかも知れない。

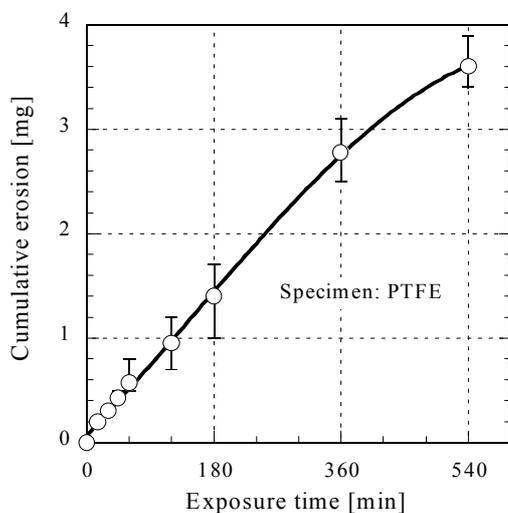


Fig. 2.12 Cumulative erosion of PTFE

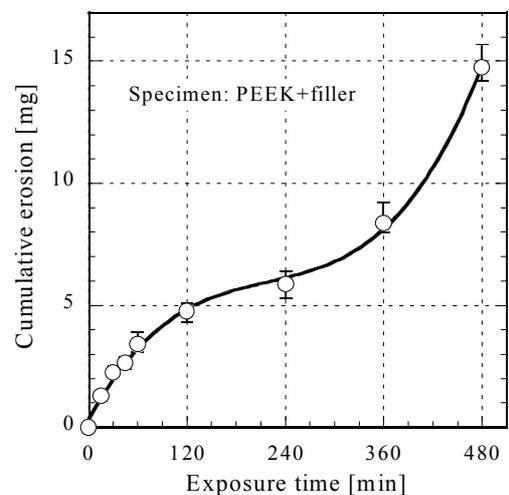


Fig. 2.13 Cumulative erosion of PEEK + filler

図 2.14 は充填材入りポリアミドで顕著に現れた現象である。負の壊食量は質量の増加を示しているが、これは樹脂が吸水したためである。樹脂は一般に吸水するので、2.2.4 節で述べたように脱水してから質量測定を行っている。しかしこの樹脂の場合は、脱水は極めて遅く、平衡に達するのに 20 日程度を要した。平衡状態であっても、キャビテーションに曝露した際に水の一部が樹脂内に強固に保持されるようである。

図 2.15 はポリアセタール、充填材入りポリアセタール、高密度ポリエチレンに見られる飽和曲線である。このような曲線となる理由として、キャビテーション衝撃による粒子が破壊された表面から脱落せずにそのまま表面に残る場合と、吸水量と壊食量が同程度になるといふ、二つの場合が想定される。しかし、原因は特定できていない。

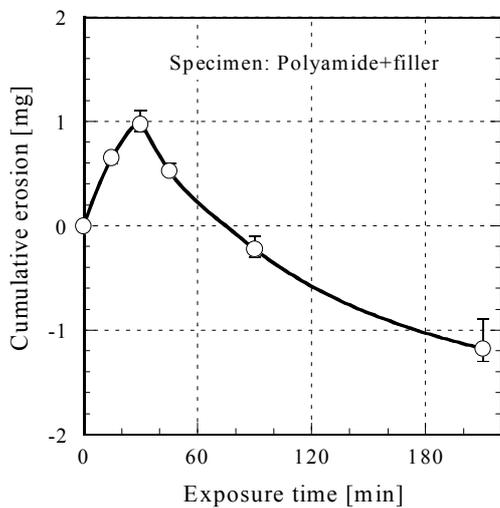


Fig. 2.14 Cumulative erosion of PA + filler

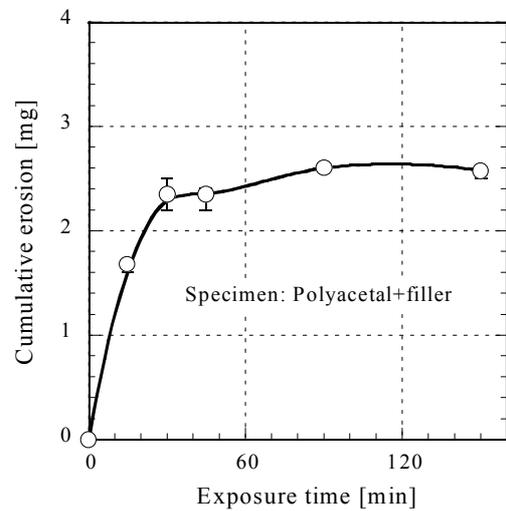


Fig. 2.15 Cumulative erosion of POM + filler

実験を行ったすべての樹脂の壊食曲線を図 2.16 に示す。壊食が激しい樹脂は、ポリアミド、フェノール、充填材入りポリフェニレンサルファイド、ポリエーテルサルフォン、充填材入りポリエーテルサルフォンである。これらはアルミ合金 A5056 よりも壊食量が多い。壊食量が少ない樹脂は、ポリアセタール、充填材入りポリアセタール、四フッ化エチレン、高密度ポリエチレン、超高分子量ポリエチレンである。これらの曲線は、水圧駆動機器に使用する樹脂材料を選択する際の資料となるであろう。

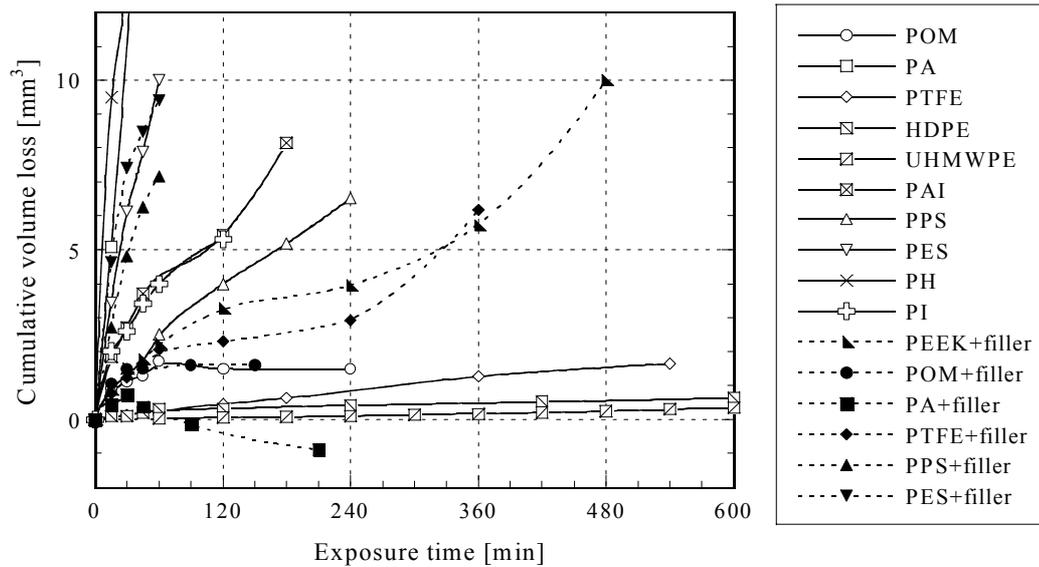


Fig. 2.16 Cumulative volume loss of resins

### 2.3.2 試験片表面の観察

キャビテーションによる破壊の様子を調べるために、壊食痕の形状をレーザ顕微鏡で調べた。曝露時間が長いと壊食痕が重なり合って凹凸が激しくなり、個々の損傷痕を区別できなくなる。そこで、壊食痕が一つ一つ観測できる程度の、短時間のキャビテーション曝露の後に、表面をレーザ顕微鏡で調べた。この観察のため、試験片表面は鏡面仕上げにし、表面粗さは  $0.05 \mu\text{m}$  ( $R_{\text{max}}$ ) 以下にした。

樹脂試験片表面は研磨加工せず、ダイヤモンドバイトを用いて旋盤加工したものを直接使用した。これは、研磨を行うと砥粒が表面に食い込んで無数の傷ができるためである。樹脂表面はレーザ顕微鏡による観察に適した滑らかさに達しなかったため、樹脂材料の表面では個々の壊食痕を判別できなかった。したがって、以下の観察結果では金属材料及びコーティングした金属について述べる。

観察した壊食痕は、形状や大きさが様々である。ピットの深さは、柔らかい材料ほど深くなる傾向にある。焼鈍した S45C 及び SUS420J2 のピット形状の例を、それぞれ図 2.17, 2.18 に示す。S45C の表面を光学顕微鏡で観察すると、損傷痕のまわりに焼き入れによる変色が生じている (図 2.19)。この色は、温度が局所的に  $500^{\circ}\text{C}$  以上に上昇したことを示している。

図 2.20, 2.21 は S45C の表面に薄いニッケルメッキを施した場合の形状である。メッキをしても損傷の大きさはあまり変わらないが、焼き入れによる変色は薄くなる (図 2.22)。

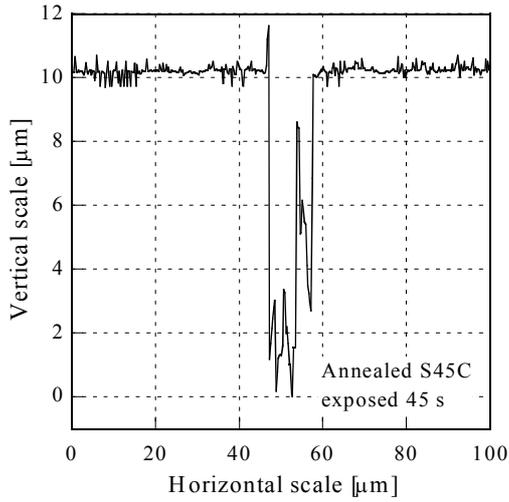


Fig. 2.17 Surface profile of annealed S45C

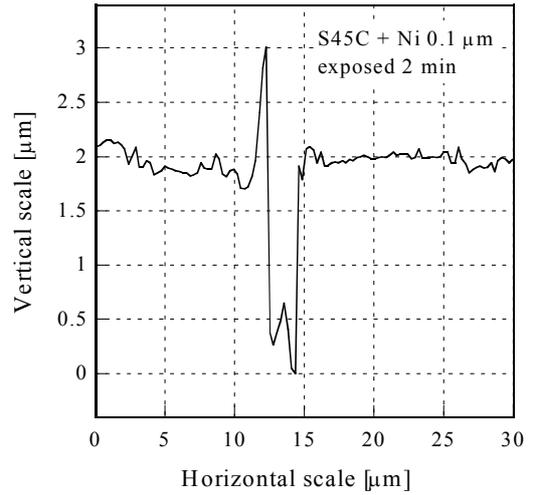


Fig. 2.20 Surface profile of S45C + Ni 0.1  $\mu\text{m}$

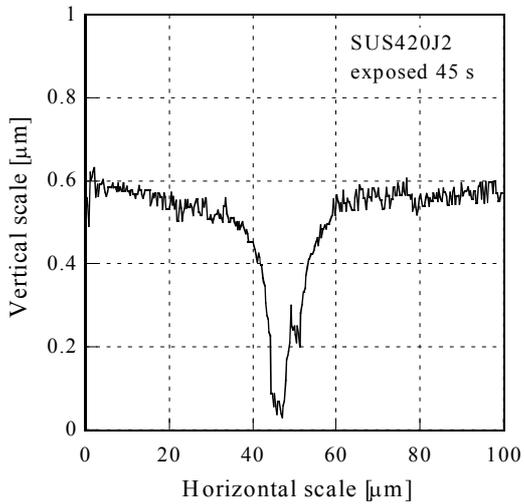


Fig. 2.18 Surface profile of SUS420J2

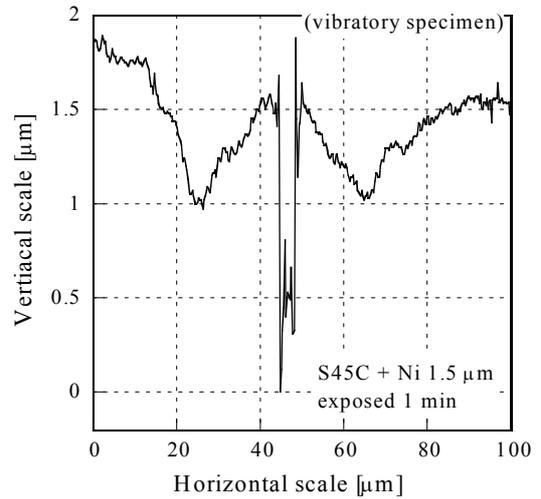


Fig. 2.21 Surface profile of S45C + Ni 1.5  $\mu\text{m}$

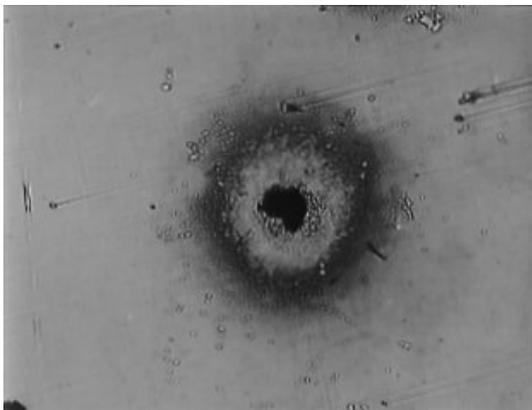


Fig. 2.19 Colour change around a damaged pit of S45C

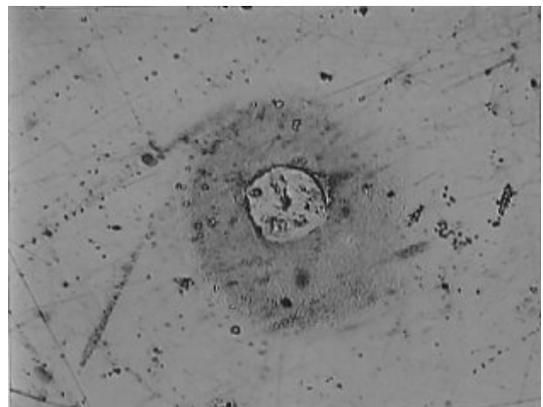


Fig. 2.22 Colour change around a damaged pit of S45C + Ni 1.5  $\mu\text{m}$

図 2.23 は炭素鋼に厚い NiCr メッキをした場合で、図 2.24 はステンレス鋼にダイナミックイオンミキシング法<sup>(119)</sup>で TiN コーティングをした場合である。これらの図に示したピット形状は、中心が深い円錐形となっている。メッキ層の厚さは 10  $\mu\text{m}$  であるから、この損傷痕はメッキ層内にある。これと類似した損傷痕を生じるのは、SUS420J2, TiN コーティングした SUS420J2, 及びアルミ青銅である。材料の塑性流動の性質が類似しているものと考えられる。

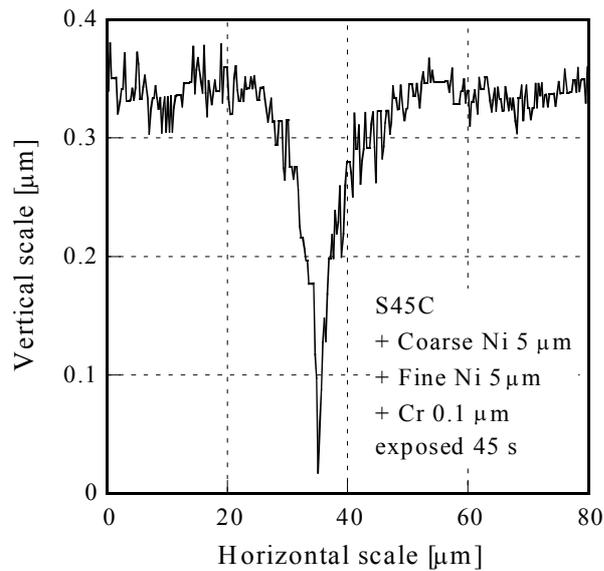


Fig. 2.23 Surface profile of S45C + Ni + Cr

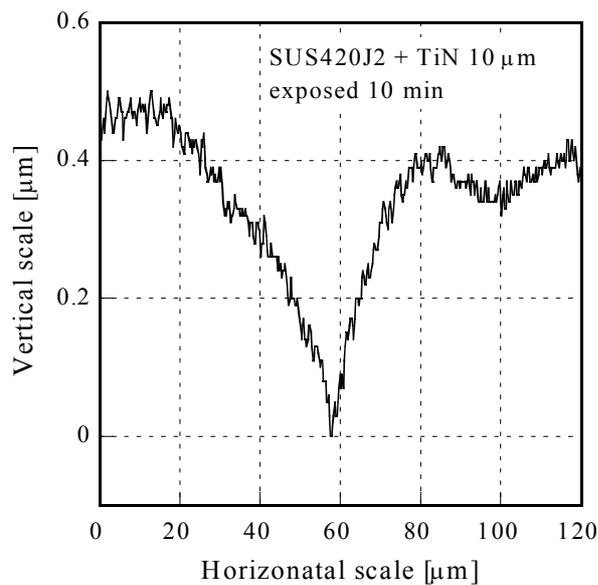


Fig. 2.24 Surface profile of SUS420J2 + TiN

### 2.3.3 実験方法の検討

本研究でアンビル式試験法を採用したのは、試験片として軟質材料及び脆弱な材料が使用できるためである。Hobbs 及び Rachman は静置試験片の中央にあけた穴からすき間に流体を流し、隙間内の温度を制御することを提案し<sup>(24)</sup>、水の場合には流量と隙間内の平均温度が反比例することを示した。一方、温度は中心からの距離の関数となり、壊食量は流体温度に依存する。そのため実験パラメータは少なくとも1つ増える(流量)。本研究では、様々な材料の耐壊食性を調べるために、管理する実験パラメータ数の削減を図った。したがって、すき間には流体を流さず、すき間はアルミ合金での壊食量が最大となる0.8 mmに固定して実験を行った。

レーザー顕微鏡を用いて、個々の損傷痕の観察及び測定を行った。損傷痕の大きさ、深さ、形状は様々である。Patella らはキャビテーション衝撃によるピット形状のシミュレーションを行い、図2.21, 2.22に示したような凹み形状を得ている<sup>(60)</sup>。しかし、図2.17, 2.18, 2.20~2.24に示したように、キャビテーション痕には様々な形状及び大きさがある。これは、材料の塑性流動の性質や熱伝導率が影響しているものと考えられる。定量的な関係を調べるには、更に研究を要する。

今回のアンビル試験法は、噴流試験やASTM試験との相関性を調べる必要があるが、柔らかい材料や脆い材料を含む様々な材料に対する耐キャビテーション性のスクリーニング試験としては有用といえるであろう。

## 2.4 結言

---

アンビル試験法を、流体を流さない場合について実施した。金属材料と樹脂材料について、キャビテーション壊食による質量損失を測定した。金属材料と、金属表面にコーティングを施したものについて、損傷した表面を観察した。本研究で得られた結果は以下のとおりである。

- (1) ステンレス鋼よりもアルミニウム青銅の方が耐壊食性に優れている。りん青銅は純チタンと同程度の硬さであるが、キャビテーション衝撃に対してはステンレス鋼よりもはるかに弱い。高力黄銅はりん青銅よりも耐壊食性がさらに弱い。
- (2) ステンレス鋼のうち、フェライト系の SUS403 及び二相系の SUS329J1 は、硬度の割に壊食量が多い。硬度が比較的低い割に損失体積が小さいステンレス鋼は、オーステナイト系の SUS304, SUS 316, 及びマルテンサイト系の SUS 420J2 である。
- (3) 試験した金属で優れた耐壊食性を示したものは、析出硬化系ステンレス SUS630, シリコロイ A2 及びアルミニウム青銅である。シリコロイ A2 は生材で SUS630 と同程度であり、焼き入れを強くした硬い材料では、壊食量は生材の約 1/3 になる。
- (4) セラミクス低温溶射した材料は、キャビテーション衝撃により表面からコーティング材が剥落し、炭素鋼などと比べても、かなり弱い。DLC コーティングは耐キャビテーション壊食性が非常に強い。
- (5) 樹脂材料では、硬さは壊食量の多寡を決定する要因とはならない。非常に柔らかくても、ずっと硬いフェノールより壊食量のはるかに少なくなる樹脂がある。試験した樹脂材料で良い耐壊食性を示したものは、硬質樹脂ではポリアセタール（充填材入りも含む）及び充填材入り PEEK, 軟質樹脂では四フッ化エチレン（充填材入りも含む）、高密度ポリエチレン, 及び超高分子量ポリエチレンである。
- (6) キャビテーション曝露により生じる試験片表面の損傷痕形状を観察した。表面は 1 分以内の短時間で穴や凹みを生じ、その際に穴の周囲の温度は数百度まで上昇している。

## 参考文献

---

- (1) Rydberg, K.-E., New materials and component design – Key factors for water hydraulic systems, *SAE Tech. Pap. Ser.*, SAE-2002-01-1381, 9p., (2002).
- (2) Young, F. R., *Cavitation*, McGraw-Hill, (1989).
- (3) 加藤洋治(編著), キャビテーション[新版]—基礎と最新の進歩—, 槇書店 (1999).
- (4) Weitendorf, E. A., On the History of Propeller Cavitation and Cavitation Tunnels, Fourth Intl. Symposium on Cavitation (CAV 2001), Session B9.001, 13p., (Pasadena, USA, 2001-6).
- (5) Barnaby, S. W., On the formation of cavities in water by screw propellers at high speeds, *Trans. Inst. Naval Arch.*, Vol. 38, pp. 139–144, (1897).
- (6) Parsons, Hon. C., The application of the compound steam turbine to the purpose of marine propulsion, *Trans. Inst. Naval Arch.*, Vol. 38, pp. 232–242, (1897).
- (7) Thornycroft, J. I. and Barnaby, S. W., Torpedo-boat destroyers, *Minutes of Proc. Inst. Civil Engrs*, Vol. 122, pp. 51–69, (1895).
- (8) Rayleigh, Lord, On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity, *Phil. Mag.*, Vol. 34, pp. 94–98 (1917).
- (9) Burrill, L. C., Sir Charles Parsons and cavitation, *Trans. Inst. Marine Engrs*, Vol. 63, No. 8, pp. 149–167, (1951).
- (10) Knapp, R. T., Daily, J. W. and Hammitt, F. G., *Cavitation*, McGraw-Hill, (1970).
- (11) Standard test method for cavitation erosion using vibratory apparatus, ASTM G32-98, (1998).
- (12) Standard test method for erosion of solid materials by a cavitating liquid jet, ASTM G134-95, (1995).
- (13) Riddei, V. and Roch, G., Cavitation erosion—A survey of the literature 1940-1970, *Wear*, Vol. 23, No. 1, pp. 133–136 (1973).
- (14) Gains, N., A magnetostriction oscillator producing intense audible sound and some effects obtained, *Physics*, Vol. 3, No. 5, pp. 209–229, (1935).
- (15) Plesset, M. S., The pulsation method for generating cavitation damage, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 85, No. 3, pp. 360–364, (Sep. 1963).
- (16) Hobbs, J. M., Experience with a 20-kc cavitation erosion test, *Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408*, American Society for Testing and Materials, pp.159–185, (1967).
- (17) Schulmeister, R., Vibratory tests in water on the combined action of cavitation and corrosion, *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 109–126, (1970).

- (18) Hammitt, F. G., Chao, C., Kling, C. L., Mitchell, T. M., and Rogers, D. O., ASTM round robin test with vibratory cavitation and liquid impact facilities of 6061-T6511 aluminum alloy, 316 stainless steel, and commercially pure nickel, *Materials and Research and Standards*, ASTM, Vol. 10, No. 10, pp. 16–23, 36–38, (1970).
- (19) Plesset, M. S. and Ellis, A. T., On the mechanism of cavitation damage, *Trans. ASME*, Vol. 77, No. 7, pp. 1055–1064, (Oct. 1955).
- (20) Numachi, F., An experimental study of accelerated cavitation induced by ultrasonics, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 87, No. 4, pp. 967–976, (Dec. 1965).
- (21) Endo, K., Okada, T. and Nakashima, M., A study of erosion between two parallel surfaces oscillating at close proximity in liquids, *Trans. ASME, Ser. F, J. Lubrication Technology*, Vol. 89, No. 3, pp. 229–236, (Jul. 1967).
- (22) Kikuchi, K. and Hammitt, F. G., Effect of separation distance on cavitation erosion of vibratory and stationary specimens in a vibratory facility, *Wear*, Vol. 102, No. 3, pp. 211–225, (1985).
- (23) Brunton, W. C., Hobbs, J. M. and Laird, A., Investigation of a cavitating film erosion test, *Wear*, Vol. 16, No. 4, pp. 273–285 (1970).
- (24) Hobbs, J. M. and Rachman, D., Environmentally controlled cavitation test (Improvements in a cavitating film erosion test), *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 29–47, (1970).
- (25) Hobbs, J. M. and McCloy, D., Cavitation erosion in oil hydraulic equipment, *Metals and Materials*, January 1972, pp. 27–35, (1972).
- (26) Lichtarowicz, A., Cavitating jet apparatus for cavitation erosion testing, *Erosion: Prevention and Useful Applications, ASTM STP 664*, American Society for Testing and Materials, pp. 530–549 (1979).
- (27) Yamaguchi, A., Kazama, T., Inoue, K. and Onoue, J., Comparison of cavitation erosion test results between vibratory and cavitating jet methods, *International Journal of Fluid Power*, Vol. 2, No. 1, pp. 25–30 (2001).
- (28) Preece, C. M. and Brunton, J. H., A comparison of liquid impact erosion and cavitation erosion, *Wear*, Vol. 60, No. 2, pp. 269–284 (1980).
- (29) Okada, T. and Hammitt, F. G., Cavitation erosion in vibratory and venturi facilities, *Wear*, Vol. 69, No. 1, pp. 55–69 (1981).
- (30) He, J.-G. and Hammitt, F. G., Comparison of cavitation erosion test results from venturi and vibratory facilities, *Wear*, Vol. 76, No. 3, pp. 269–292 (1982).
- (31) Steller, J., International Cavitation Erosion Test and quantitative assessment of material resistance to cavitation, *Wear*, Vol. 233, pp. 51–64 (1999).

- (32) Steller, J., Krella, A., Koronowicz, J. and Janicki, W., Towards quantitative assessment of material resistance to cavitation erosion, *Wear*, Vol. 258, No. 1-4, pp. 604–613, (2005).
- (33) Krella, A., Influence of cavitation intensity on X6CrNiTi18-10 stainless steel performance in the incubation period, *Wear*, Vol. 258, No. 11-12, pp. 1723–1731, (2005).
- (34) Steller, J. and Krella, A., On fractional approach to assessment of material resistance to cavitation, *Wear*, Vol. 263, No. 1-6, pp. 402–411, (2007).
- (35) Plesset, M. S., The dynamics of cavitation bubbles, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, Vol. 16, pp. 277–282, (1949).
- (36) Brennen, C. E., *Cavitation and bubble dynamics*, Oxford University Press, (1995).
- (37) Hammitt, F. G., *Cavitation and multiphase flow phenomena*, McGraw-Hill, (1980).
- (38) Ivany, R. D. and Hammitt, F. G., Cavitation bubble collapse in viscous, compressible liquids —Numerical analysis, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 87, No. 4, pp. 977–985, (Dec. 1965).
- (39) Plesset, M. S. and Chapman, R. B., Collapse of an initially spherical vapour cavity in the neighbourhood of a solid boundary, *J. Fluid Mech.*, Vol. 47, Pt. 2, pp. 283–290, (1971).
- (40) Chapman, R. B. and Plesset, M. S., Nonlinear effects in the collapse of a nearly spherical cavity in a liquid, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 94, No. 1, pp. 142–146, (Mar. 1972).
- (41) Jones, I. R. and Edwards, D. H., An experimental study of the forces generated by the collapse of transient cavities in water, *J. Fluid Mech.*, Vol. 7, Pt. 4, pp. 596–609, (1960).
- (42) Kling, C. L. and Hammitt, F. G., A photographic study of spark-induced cavitation bubble collapse, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 94, No. 4, pp. 825–833, (Dec. 1972).
- (43) Mitchell, T. M. and Hammitt, F. G., Asymmetric cavitation bubble collapse, *Trans. ASME, Ser. I, J. Fluids Engineering*, Vol. 95, No. 1, pp. 29–37, (Mar. 1973).
- (44) Lauterborn, W. and Bolle, W., Experimental investigations of cavitation-bubble collapse in the neighbourhood of a solid boundary, *J. Fluid Mech.*, Vol. 72, Pt. 2, pp. 391–399, (1975).
- (45) 岡田庸敬, 岩井善郎, 機械材料の耐キャビテーション・エロージョン性, 日本機械学会誌, Vol. 91, No. 831, pp. 168–173, (1988).
- (46) Okada, T., Iwai, Y. and Awazu, K., A study of cavitation bubble collapse pressures and erosion part 1: A method for measurement of collapse pressures, *Wear*, Vol. 133, No. 2, pp. 219–232 (1989).
- (47) Iwai, Y., Okada, T. and Tanaka, S., A study of cavitation bubble collapse pressures and erosion part 2: Estimation of erosion from the distribution of bubble collapse pressures, *Wear*, Vol. 133, No. 2, pp. 233–243 (1989).

- (48) Knapp, R. T., Recent investigation of the mechanics of cavitation and cavitation damage, *Trans. ASME*, Vol. 77, No. 7, pp. 1045–1054, (Oct. 1955).
- (49) Plesset, M. S. and Devine, R. E., Effect of exposure time on cavitation damage, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 88, No. 4, pp. 691–705, (Dec. 1966).
- (50) Heymann, F. J., On the time dependence of the rate of erosion due to impingement of cavitation, *Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408*, American Society for Testing and Materials, pp. 71–110, (1967).
- (51) Kozirev, S. P., Analogy between erosion damage and pitting of machine component surfaces, *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 409–421, (1970).
- (52) Matsumura, M., Okumoto, S. and Saga, Y., Mechanism of damage in the vibratory test with stationary specimen, *Bull. Jpn. Soc. Mech. Engrs*, Vol. 25, No. 204, pp. 898–905, (1982).
- (53) Krause, H. and Mathias, M., Investigation of cavitation erosion using X-ray residual stress analysis, *Wear*, Vol. 119, No. 3, pp. 343–352 (1987).
- (54) Ahmed, S. M., Hokkirigawa, K. and Oba, R., Fatigue failure of SUS 304 caused by vibratory cavitation erosion, *Wear*, Vol. 177, No. 2, pp. 129–137 (1994).
- (55) Hattori, S. and Nakano, E., Cavitation erosion mechanisms and quantitative evaluation based on erosion particles, *Wear*, Vol. 249, No. 10-11, pp. 839–845, (2001).
- (56) Palhan, R. K., Effect of the stress level on the cavitation erosion rate, *Wear*, Vol. 45, No. 2, pp. 151–160 (1977).
- (57) Iwai, Y., Okada, T., Awazu, K. and Hammitt, F. G., Effects of applied stress on cavitation erosion, *Wear*, Vol. 79, No. 3, pp. 283–293 (1982).
- (58) Pohl, M. and Stella, J., Quantitative CLSM roughness study on early cavitation-erosion damage, *Wear*, Vol. 252, No. 5-6, pp. 501–511, (2002).
- (59) Dular, M. and Osterman, A., Pit clustering in cavitation erosion, *Wear*, Vol. 265, No. 5-6, pp. 811–820, (2008).
- (60) Patella, R. F. and Reboud, J.-L., A new approach to evaluate the cavitation erosion power, *Trans. ASME, Ser. I, J. Fluids Engineering*, Vol. 120, No. 2, pp. 335–344, (Jun. 1998).
- (61) Plesset, M. S., Temperature effects in cavitation damage, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 94, No. 3, pp. 559–566, (Sep. 1972).
- (62) Iwai, Y., Okada, T. and Hammitt, F. G., Effect of temperature on the cavitation erosion of cast iron, *Wear*, Vol. 85, No. 2, pp. 181–191 (1983).
- (63) Auret, J. G., Damm, O. F. R. A., Wright, G. J. and Robinson, F. P. A., Cavitation erosion of copper and aluminium in water at elevated temperature, *Tribology International*, Vol. 26, No. 6, pp. 421–429 (1993).

- (64) Mochizuki, H., Yokota, M. and Hattori, S., Effects of materials and solution temperatures on cavitation erosion of pure titanium and titanium alloy in seawater, *Wear*, Vol. 262, No. 5-6, pp. 522–528, (2007).
- (65) Zhou, Y.-K., Wang, X. and Hammitt, F. G., Vibratory cavitation tests at elevated temperature, *Wear*, Vol. 85, No. 3, pp. 319–329 (1983).
- (66) Hattori, S., Goto, Y. and Fukuyama, T., Influence of temperature on erosion by a cavitating liquid jet, *Wear*, Vol. 260, No. 11-12, pp. 1217–1223, (2006).
- (67) Singer, B. G. and Harvey, S. J., Gas content and temperature effects in vibratory cavitation tests, *Wear*, Vol. 52, No. 1, pp. 147–160 (1979).
- (68) Auret, J. G., Damm, O. F. R. A., Wright, G. J. and Robinson, F. P. A., The influence of water air content on cavitation erosion in distilled water, *Tribology International*, Vol. 26, No. 6, pp. 431–433 (1993).
- (69) Iwai, Y. and Li, S.-C., Cavitation erosion in waters having different surface tensions, *Wear*, Vol. 254, No. 1-2, pp. 1–9, (2003).
- (70) Urata, E., Cavitation erosion in various fluids, Bath workshop on Power Transmission and Motion Control (edited by C. R. Burrows and K. A. Edge), Professional Engineering Pub. Ltd. (UK), pp. 269–284 (Bath, UK, 1998-9).
- (71) Brujan, E. A., Al-Hussany, A. F. H., Williams, R. L. and Williams, P. R., Cavitation erosion in polymer aqueous solutions, *Wear*, Vol. 264, No. 11-12, pp. 1035–1042, (2008).
- (72) Zhou, Y.-K. and Hammitt, F. G., Vibratory cavitation erosion in aqueous solutions, *Wear*, Vol. 87, No. 2, pp. 163–171 (1983).
- (73) Tomlinson, W. J., Moule, R. T. and Blount, G. N., Cavitation erosion of pure iron in distilled water containing chloride and chromates, *Tribology International*, Vol. 21, No. 1, pp. 21–25 (1988).
- (74) Tomlinson, W. J. and Chapman, D., Effect of amplitude on the erosion and corrosion of copper by 20 kHz ultrasound, *Wear*, Vol. 130, No. 2, pp. 381–384 (1989).
- (75) Leith, W. C. and Thompson, A. L., Some corrosion effects in accelerated cavitation damage, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 82, No. 4, pp. 795–807, (Dec. 1960).
- (76) Hammitt, F. G., Observations on cavitation damage in a flowing system, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 85, No. 3, pp. 347–359, (Sep. 1963).
- (77) Garcia, R., Hammitt, F. G. and Nystrom, R. E., Correlation of cavitation damage with other material and fluid properties, *Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408*, American Society for Testing and Materials, pp. 239–283, (1967).
- (78) Garcia, R. and Hammitt, F. G., Cavitation damage and correlations with material and fluids properties, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engng*, Vol. 89, No. 4, pp. 753–763, (Dec. 1967).

- (79) Pai, R. and Hargreaves, D. J., Performance of environment-friendly hydraulic fluids and material wear in cavitating conditions, *Wear*, Vol. 252, No. 11-12, pp. 970–978, (2002).
- (80) Feller, H. G. and Kharrazi, Y., Cavitation erosion of metals and alloys, *Wear*, Vol. 93, No. 3, pp. 249–260 (1984).
- (81) Levy, A. V. and Crook, P., The erosion properties of alloys for the chemical processing industries, *Wear*, Vol. 151, No. 2, pp. 337–350 (1991).
- (82) Lee, M.-W., Kim, Y.-K., Oh, Y.-M., Kim, Y.-D., Lee, S.-H., Hong, H.-S. and Kim, S.-J., Study on the cavitation erosion behavior of hardfacing alloys for nuclear power industry, *Wear*, Vol. 255, No. 1-6, pp. 157–161, (2003).
- (83) Rao, P. V., Evaluation of epoxy resins in flow cavitation erosion, *Wear*, Vol. 122, No. 1, pp. 77–96 (1988).
- (84) Böhm, H., Betz, S. and Ball, A., The wear resistance of polymers, *Tribology International*, Vol. 23, No. 6, pp. 399–406 (1990).
- (85) 服部修次, 伊藤隆基, 森啓之, 高分子材料の耐キャビテーション壊食性, 日本機械学会論文集(A編), Vol. 71, No. 705, pp. 838–843, (2005).
- (86) Neville, A. and McDougall, B. A. B., Erosion- and cavitation-corrosion of titanium and its alloys, *Wear*, Vol. 250, No. 1, pp. 726–735 (2001).
- (87) Hucińska, J. and Głowacka, M., Cavitation Erosion of Copper and Copper-Based Alloys, *Metall. Mater. Trans. A*, Vol. 32A, No. 6, pp. 1325–1333, (2001).
- (88) Zhang, X.-F. and Fang, L., The effect of stacking fault energy on the cavitation erosion resistance of  $\alpha$ -phase aluminum bronzes, *Wear*, Vol. 253, No. 11-12, pp. 1105–1110, (2002).
- (89) Wang, Z.-Y. and Zhu, J.-H., Correlation of martensitic transformation and surface mechanical behavior with cavitation erosion resistance for some iron-based alloys, *Wear*, Vol. 256, No. 11-12, pp. 1208–1213, (2004).
- (90) Cuppari, M. G. Di V., Souza, R. M. and Sinatora, A., Effect of hard second phase on cavitation erosion of Fe-Cr-Ni-C alloys, *Wear*, Vol. 258, No. 1-4, pp. 596–603, (2005).
- (91) Drozd, D., Wunderlich, R. K. and Fecht, H.-J., Cavitation erosion behaviour of Zr-based bulk metallic glasses, *Wear*, Vol. 262, No. 1-2, pp. 176–183, (2007).
- (92) Okada, T., Iwai, Y. and Yamamoto, A., A study of cavitation erosion of cast iron, *Wear*, Vol. 84, No. 3, pp. 297–312 (1983).
- (93) Di Vernieri Cuppari, M. G., Wischnowski, F., Tanaka, D. K. and Sinatora, A., Correlation between microstructure and cavitation-erosion resistance of high-chromium cast steel—preliminary results, *Wear*, Vol. 225, pp. 517–522 (1999).
- (94) Heathcock, C. J., Protheroe, B. E. and Ball, A., Cavitation erosion of stainless steels, *Wear*, Vol. 81, No. 2, pp. 311–327 (1982).

- (95) Liu, W., Zheng, Y.-G., Liu, C.-S., Yao, Z.-M. and Ke, W., Cavitation erosion behavior of Cr-Mn-N stainless steels in comparison with 0Cr13Ni5Mo stainless steel, *Wear*, Vol. 254, No. 7-8, pp. 713–722, (2003).
- (96) Bregliozzi, G., Di Schino, A., Ahmed, S.I.-U., Kenny, J. M. and Haefke, H., Cavitation wear behaviour of austenitic stainless steels with different grain sizes, *Wear*, Vol. 258, No. 1-4, pp. 503–510, (2005).
- (97) 日本トライボロジー学会, セラミックスのトライボロジー, 養賢堂 (2003).
- (98) Litzow, U., Zum Gahr K.-H. and Schneider, J., Cavitation erosion of advanced ceramics in water, *Intl. J. Mater. Res.*, Vol. 97, No. 10, pp. 1372–1377, (2006).
- (99) Niebuhr, D., Cavitation erosion behavior of ceramics in aqueous solutions, *Wear*, Vol. 263, No. 1-6, pp. 295–300, (2007).
- (100) Shida, Y. and Sugimoto, Y., Water jet erosion behaviour of Ti-Ni binary alloys, *Wear*, Vol. 146, No. 2, pp. 219–228 (1991).
- (101) Richman, R. H., Rao, A. S. and Hodgson, D. E., Cavitation erosion of two NiTi alloys, *Wear*, Vol. 157, pp. 401–407 (1992).
- (102) Wang, Z.-Y. and Zhu, J.-H., Cavitation erosion of Fe-Mn-Si-Cr shape memory alloys, *Wear*, Vol. 256, No. 1-2, pp. 66–72, (2004).
- (103) Liu, X.-W., Söderberg, O., Koho, K., Lanska, N., Ge, Y., Sozinov, A. and Lindroos, V. K., Vibration cavitation behaviour of selected Ni-Mn-Ga alloys, *Wear*, Vol. 258, No. 9, pp. 1364–1371, (2005).
- (104) Hattori, S. and Tainaka, A., Cavitation erosion of Ti-Ni base shape memory alloys, *Wear*, Vol. 262, No. 1-2, pp. 191–197, (2007).
- (105) Tomlinson, W. J., Moule, R. T. and Blount, G. N., The effect of shot peening on the cavitation erosion of pure iron and austenitic stainless steel in distilled and 1% salt waters, *Wear*, Vol. 118, No. 2, pp. 233–242 (1987).
- (106) Preece, C. M. and Draper, C. W., The effect of laser quenching the surfaces of steels on their cavitation erosion resistance, *Wear*, Vol. 67, No. 3, pp. 321–328 (1981).
- (107) Tomlinson, W. J., Megaw, J. H. P. C., Bransden, A. S. and Girardi, M., The effect of laser surface melting on the cavitation wear of grey cast iron in distilled and 3% salt waters, *Wear*, Vol. 116, No. 2, pp. 249–260 (1987).
- (108) Tomlinson, W. J. and Talks, M. G., Cavitation erosion of laser surface melted phosphoric grey irons, *Wear*, Vol. 129, No. 2, pp. 215–222 (1989).
- (109) Tomlinson, W. J. and Talks, M. G., Laser surface processing and the cavitation erosion of a 16 wt.% Cr white cast iron, *Wear*, Vol. 139, No. 2, pp. 269–284 (1990).

- (110) Gireń, B. G., Szkodo, M. and Steller, J., Cavitation erosion of some laser-produced iron-base corrosion-resistant alloys, *Wear*, Vol. 258, No. 1-4, pp. 614–622, (2005).
- (111) Mann, B. S. and Arya, V., An experimental study to correlate water jet impingement erosion resistance and properties of metallic materials and coatings, *Wear*, Vol. 253, No. 5-6, pp. 650–661, (2002).
- (112) Zhou, K.-S. and Herman, H., Cavitation erosion of titanium and Ti-6Al-4V: Effects of nitriding, *Wear*, Vol. 80, No. 1, pp. 101–113 (1982).
- (113) Huang, W.-H., Chen, K.-C. and He, J.-L., A study on the cavitation resistance of ion-nitrided steel, *Wear*, Vol. 252, No. 5-6, pp. 459–466, (2002).
- (114) Dos Santos, J. F., Garzón, C. M. and Tschiptschin, A. P., Improvement of the cavitation erosion resistance of an AISI 304L austenitic stainless steel by high temperature gas nitriding, *Mat. Sci. Eng. A*, Vol. 382, No. 1-2, pp. 378–386, (2004).
- (115) Garzón, C. M., Thomas, H., Dos Santos, J. F. and Tschiptschin, A. P., Cavitation erosion resistance of a high temperature gas nitrided duplex stainless steel in substitute ocean water, *Wear*, Vol. 259, No. 1-6, pp. 145–153, (2005).
- (116) Wang, B.-Q. and Herman, H., Cavitation erosion of TiN films produced by ion-beam-enhanced deposition at room temperature, *Wear*, Vol. 134, No. 2, pp. 311–319 (1989).
- (117) Matsumura, M., Oka, Y., Ebara, R., Kobayashi, T., Odohira, T., Wada, T. and Hatano, M., Evaluation of cavitation-erosion resistance of ion-plated titanium nitride coating, *Environmentally Assisted Cracking: Science and Engineering, ASTM STP 1049*, American Society for Testing and Materials, pp. 521–533, (1990).
- (118) Nagasaka, H., Tsuchiya, N., Kiuchi, M., Chayahara, A., Fujii, K. and Satou, M., The properties of titanium nitride prepared by dynamic ion mixing, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Res. Sec. B*, Vol. 80-81, Pt. 2, pp. 1380–1383, (1993).
- (119) 長坂浩志, 土屋直樹, 南吉夫, 石黒寿一, ダイナミックミキシング法による金属の表面改質, エバラ時報, No. 159, pp. 7–12, (1993).
- (120) Nagasaka, H., Chayahara, A. and Fujii, K., Tribological properties of titanium nitride films prepared by dynamic ion beam mixing method, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Res. Sec. B*, Vol. 121, No. 1-4, pp. 279–282, (1997)
- (121) Krella, A. and Czyżniewski, A., Influence of the substrate hardness on the cavitation erosion resistance of TiN coating, *Wear*, Vol. 263, No. 1-6, pp. 395–401, (2007).
- (122) Krella, A. and Czyżniewski, A., Investigation concerning the cavitation resistance of TiN coatings deposited on austenitic stainless steel at various temperatures, *Wear*, Vol. 265, No. 1-2, pp. 72–80, (2008).

- (123) Krella, A. and Czyżniewski, A., Cavitation erosion resistance of nanocrystalline TiN coating deposited on stainless steel, *Wear*, Vol. 265, No. 7-8, pp. 963–970, (2008).
- (124) Hiraga, H., Inoue, T., Shimura, H. and Matsunawa, A., Cavitation erosion mechanism of NiTi coatings made by laser plasma hybrid spraying, *Wear*, Vol. 231, No. 2, pp. 272–278 (1999).
- (125) He, J.-L., Won, K.-W., Chang, C.-T., Chen, K.-C. and Lin, H.-C., Cavitation-resistant TiNi films deposited by using cathodic arc plasma ion plating, *Wear*, Vol. 233, pp. 104–110 (1999).
- (126) Chiu, K.-Y., Cheng, F.-T. and Man, H.-C., Cavitation erosion resistance of AISI 316L stainless steel laser surface-modified with NiTi, *Mat. Sci. Eng. A*, Vol. 392, No. 1-2, pp. 348–358, (2005).
- (127) Stella, J., Schüller, E., Heßing, C., Hamed, O.A., Pohl, M. and Stöver, D., Cavitation erosion of plasma-sprayed NiTi coatings, *Wear*, Vol. 260, No. 9-10, pp. 1020–1027, (2006).
- (128) Okada, T., Iwai, Y. and Awazu, K., Effects of plating on cavitation erosion, *Wear*, Vol. 124, No. 1, pp. 21–31 (1988).
- (129) Iwai, Y., Okada, T., Fujieda, T. and Awazu, K., Effects of hard chromium plating on cavitation erosion, *Wear*, Vol. 128, No. 2, pp. 189–200 (1988).
- (130) Lin, C.-J. and He, J.-L., Cavitation erosion behavior of electroless nickel-plating on AISI 1045 steel, *Wear*, Vol. 259, No. 1-6, pp. 154–159, (2005).
- (131) Lin, C.-J., Chen, K.-C. and He, J.-L., The cavitation erosion behavior of electroless Ni-P-SiC composite coating, *Wear*, Vol. 261, No. 11-12, pp. 1390–1396, (2006).
- (132) Mann, B. S., Krishnamoorthy, P. R. and Vivekananda, P., Cavitation erosion characteristics of nickel-based alloy-composite coatings obtained by plasma spraying, *Wear*, Vol. 103, No. 1, pp. 43–55 (1985).
- (133) Chang, J.-T., Yeh, C.-H., He, J.-L. and Chen, K.-C., Cavitation erosion and corrosion behavior of Ni-Al intermetallic coatings, *Wear*, Vol. 255, No. 1-6, pp. 162–169, (2003).
- (134) Sugiyama, K., Nakahama, S., Hattori, S. and Nakano, K., Slurry wear and cavitation erosion of thermal-sprayed cermets, *Wear*, Vol. 258, No. 5-6, pp. 768–775, (2005).
- (135) Krella, A. and Czyżniewski, A., Cavitation erosion resistance of Cr-N coating deposited on stainless steel, *Wear*, Vol. 260, No. 11-12, pp. 1324–1332, (2006).
- (136) Thiruvengadam, A., A unified theory of cavitation damage, *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, Vol. 85, No. 3, pp. 365–376, (Sep. 1963).
- (137) Thiruvengadam, A., The concept of erosion strength, *Erosion by Cavitation or Impingement, ASTM STP 408*, American Society for Testing and Materials, pp. 22–41, (1967).
- (138) Thiruvengadam, A., Rudy, S. L. and Gunasekaran, M., Experimental and analytical investigations on liquid impact erosion, *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 249–287, (1970).

- (139) Heymann, F. J., Toward quantitative prediction of liquid impact erosion, *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 212–248, (1970).
- (140) Hammitt, F. G., Huang, Y. C., Kling, C. L., Mitchell, T. M., Jr. and Solomon, L. P., A statistically verified model for correlating volume loss due to cavitation or liquid impingement, *Characterization and Determination of Erosion Resistance, ASTM STP 474*, American Society for Testing and Materials, pp. 288–322, (1970).
- (141) Hammitt, F. G. and De, M. K., Cavitation damage prediction, *Wear*, Vol. 52, No. 2, pp. 243–262 (1979).
- (142) Zhou, Y.-K. and Hammitt, F. G., Cavitation erosion incubation period, *Wear*, Vol. 86, No. 2, pp. 299–313 (1983).
- (143) Rao, P. V. and Buckley, D. H., Unified empirical relations for cavitation and liquid impingement erosion processes, *Wear*, Vol. 120, No. 3, pp. 253–288 (1987).
- (144) Richman, R. H. and McNaughton, W. P., Correlation of cavitation erosion behavior with mechanical properties of metals, *Wear*, Vol. 140, No. 1, pp. 63–82 (1990).
- (145) Meged, Y., Modeling of the initial stage in vibratory cavitation erosion tests by use of a Weibull distribution, *Wear*, Vol. 253, No. 9-10, pp. 914–923, (2002).
- (146) Hattori, S., Maeda, K. and Zhang, Q.-L., Formulation of cavitation erosion behavior based on logistic analysis, *Wear*, Vol. 257, No. 9-10, pp. 1064–1070, (2004).
- (147) Hattori, S., Ishikura, R. and Zhang, Q.-L., Construction of database on cavitation erosion and analyses of carbon steel data, *Wear*, Vol. 257, No. 9-10, pp. 1022–1029, (2004).
- (148) <http://www.silicolloy.co.jp/> (2003-11).

## 第3章

### 摺動部支持のための静圧支持機構

本章では、スプール弁の摺動部のような、円筒内面を摺動する円柱部品の固着を防ぐ機構を取り扱う。この機構では静圧軸受の原理を利用し、スプール摺動部すき間に外部から圧力を導き、偏心したスプールに対して中心に向かう復元力を生じさせる。水圧用制御弁に組み込むことを想定し、摺動部すき間の片側には一定圧力が作用し、反対側は絞りを通ってタンクへ戻るような機構を考察する。偏心量に対するスプールの支持力を得ることを目的として、摺動部すき間内の圧力分布を求めるための理論及び数値計算法を示す。さらに実験を行い、圧力分布、支持力及び漏れ流量の測定を行った結果を示す。

#### 3.1 緒言

水は潤滑性能に乏しいため、弁内部の摺動部において摩擦及び摩耗が生じやすい。耐摩耗性の高い適切な材料選択及び表面処理を行うことが重要であるが、最良の方法は静圧軸受によって摺動面が接触しないようにすることである。静圧軸受は一般にジャーナル軸受やスラスト軸受として用いられている<sup>(1, 2)</sup>。本研究では、静圧軸受の原理を利用して、スプールのような円柱外面とスリーブのような円筒内面との摩耗及び固着を防ぐ機構を扱う。すなわち、この機構では回転しない摺動部の支持のために用いるため、本論文では静圧支持機構と呼ぶことにする。この機構は、Urata ら<sup>(3)</sup>による水圧サーボ弁において、軸方向に運動するスプールの支持するために使用されている。

スプール弁において、スプールランドに流れが生じることによってスプールがスリーブに固着する現象は流体固着 (hydraulic lock) と呼ばれている。この現象の著名な研究は Sweeney による実験と解析で<sup>(4)</sup>、スプールとスリーブの間のすき間において圧力が円周方向に不均一になることが発見された。流体固着を防止する方法として、Sweeney は 8 つの方法を示し<sup>(5)</sup>、その中の 4 つが実際に使われた。

第 1 の方法は、スプールランドに複数の円周方向溝 (ラビリンス溝) をつける。溝の下流の圧力不均一が改善されるので、溝は上流側に付ける方が良い。これにより、すき間内の圧力が均一となり、横推力を減少させるが、中心に戻す向心力が作用するのではない。すなわちスプールとスリーブが接触しても、これらを離す機能は無い。したがって、重力の影響が無視できない場合、弁の姿勢によってスプールとスリーブとの摩擦特性が変化する。しかし、この方法は加工が容易であるため、市販されているほとんどすべてのスプール形の弁において採用されている。

第 2 の方法は、スプールランドの直径を軸方向に変化させて、小端部が高圧側を向くようにテーパをつける。このようにするとすき間内圧力分布が不均一となり、スプールに向心

力を与えることができる。同様に、スプールランドを段付きにし、軸方向のすき間分布を階段状にしても、力学的に同じ原理で向心力が発生する（Sweeney<sup>(5)</sup>はこれらを別々の方法としてカウントしている）。しかし、これらの方法はランドの高圧端が切り替わって流れの方向が逆になると、横推力を増加させるため、このような場合には適用できない。

逆テーパのあるスプールによる流体固着については、数多くの解析、数値計算、及び精巧な実験が行われた。Blackburn<sup>(6)</sup>は一次元理論モデルを示した。これに対し浦田<sup>(7)</sup>は摂動法によって近似的に二次元解析解を求め、横推力を解析的に求めた。Manhajm 及び Sweeney<sup>(8)</sup>は二次元の数値計算を行い、スプールランドが逆テーパの場合について圧力分布と流体固着力の測定を行った。Mannam は逆テーパのランドにラビリンス溝を形成したスプール<sup>(9)</sup>や、テーパ状のランドによる向心力<sup>(10)</sup>について、それぞれ二次元計算及び測定を行った。Dransfield らはすき間形状のテーパ、スプールの偏心、スプール軸心の傾斜等を考慮し、それぞれの影響を詳細に調べ<sup>(11)</sup>、流体固着力の計算及び測定を行った<sup>(12)</sup>。Borghi<sup>(13)</sup>は逆テーパ状スプールに作用する横推力についてスプール寸法の影響を解析し、一次元近似による解析解と二次元数値解とを比較して、それらはスプールランド長の増加に伴って乖離が大きくなることを示した。さらに Milani<sup>(14)</sup>は、ラビリンス溝の間隔、数、及び位置が横推力に及ぼす影響について、数値計算及び実験を行った。

テーパのあるスプールの研究論文は数多いが、微小テーパの精密加工が難しい上に、使用時間の経過に伴って直径の大きな部分が摩耗し、効果が低下することも難点である。

第3の方法は、弁に微小振動 (dither) を与える。これによりスプールとスリーブの間の液膜が切れることを防ぐ。この方法はサーボ弁では入力信号に微小振幅の高周波を加算することにより実施できるので、サーボ弁においては広く実用されている。

第4の方法は、スプールすき間に外部から圧力を導き、静圧軸受の原理によって向心力を発生させる。この方式が、本章の研究対象である。この方法は Manhajm 及び Sweeney の文献<sup>(8)</sup>の Discussion において J. E. Bendy が述べているが、構造が複雑になるという欠点がある。Bendy は、スプールの偏心が無い状態で、軸受絞りにおける圧力降下と、ランドにおける圧力降下を同程度にするためには、絞り径をかなり小さくする必要があり、加工が困難であると述べている。また、Blackburn<sup>(6)</sup>は小径の軸受絞りが目詰まりする可能性を指摘している。しかし、適切な設計及び運転を行えば、長期の使用による摩耗が生じたとしても、支持性能の維持が期待できる。

静圧軸受の原理を利用するためには、細管またはオリフィスにより、スプール側またはスリーブ側に作ったりセス（またはポケット）に、外部から加圧流体を導く。加工上の工夫として、Laurenson<sup>(15)</sup>はスプールランドの片側（高圧側）からりセスまで、ランド表面に彫った浅い溝を絞りとして利用する方式を提案した。この構造は、ランドの溝のある側が常に高圧でないと効果を発揮しない。両側で高圧・低圧が切り替わる場合のために、両側から溝を設け、ランド中央から漏れとして排出することを提案しているが、実用性は低い。

支持力と漏れ流量を知るためには、すき間内の圧力分布と、リセス圧力を計算しなければならない。リセスが円形に近く、ランド部すき間が複雑な形となる本研究の場合には、二次元レイノルズ方程式を解かなければならない。この場合、境界条件としてのリセス圧力が既知でないことが、問題を難しくしている。Heller<sup>(16)</sup>は、リセスが6個の静圧軸受の支持特性について、動特性も含めて計算及び実験を行っているが、リセス圧力は繰り返し計算で求めている。この方法では、リセス圧力の繰り返し計算のたびにすき間内圧力分布の計算が行われるため、計算時間が長い。O'Donoghue ら<sup>(17)</sup>は、複数リセスのジャーナル軸受の特性について、二次元レイノルズ方程式の数値解に重ね合わせの原理を導入することで圧力分布を計算し、支持力を求めた。この方法では、一つのリセス圧力を1、他のリセス圧力を0として得られる圧力分布の線形結合でリセス間の流体抵抗を求める。すき間内圧力分布の計算とリセス圧力の計算が分離され、圧力分布の計算はリセスごとに各1回で済む。

本研究で扱う静圧支持機構では、ジャーナル軸受の場合とは異なり、すき間の両側が大気圧ではない。水圧用制御弁に組み込むことを想定しているため、漏れ流量をそのままタンクに戻さず、弁の機能として利用できるようにする。そのため、すき間の片側には一定圧力が作用し、その反対側からの漏れ流量は絞りを通ってタンクへと戻る機構を想定する。したがって、圧力分布及び流量の計算に工夫が必要となる。

静圧支持機構は、十分なばね力（スプールの偏心量に対するスプールの復元力の比）が無ければならない。加えて、スプールとスリーブ間のすき間を流れる漏れ流量が小さくなければならない。これらの要求を満たすためには、軸受部及びすき間寸法の組合せを精密に定めることが必要である。静圧軸受関係の研究や書籍は、解析、実験ともに参考になるが、境界形状やスプールランド両端の圧力境界条件も異なるため、静圧軸受の場合とは別に調べる必要がある。

本研究では、すき間内の圧力分布及び漏れ流量を計算する方法を示し、圧力分布、支持力、及び漏れ流量について実験により確認を行った結果を述べる。

## 使用記号

$a_b, a_n$	軸受絞り及びノズルの通過面積	[m <sup>2</sup> ]
$a_{ij}$	無次元圧力に対する無次元流量の比（式(3-37)参照）	[-]
$b_{ij}$	無次元流量に対する無次元圧力の比（式(3-38)参照）	[-]
$C_i$	i番目リセスの外周曲線	
$c_{db}, c_{dn}$	軸受絞り及びノズルの流量係数	[-]
$d_b$	軸受絞りの直径	[m]
$e$	スリーブ中心に対するスプール中心の偏心量	[m]
$E$	スプールの縦弾性係数	[Pa]

$f_x, f_y$	スプール支持力の水平成分及び鉛直成分	[N]
$F_*$	無次元化した支持力 ( $= f_*/(2\pi RL \cdot p_s)$ )	[-]
$H$	無次元化したすき間高さ ( $= h/h_{cmin}$ )	[-]
$h$	スプールとスリーブとのすき間高さ	[m]
$h_c$	スプールとスリーブとの平均すき間	[m]
$h_{cmin}$	スプールとスリーブとの平均すき間最小値	[m]
$I$	スプールの断面二次モーメント ( $= \pi R^4/4$ )	[m <sup>4</sup> ]
$i, j$	番号	[-]
$K$	スプール両側に作用する荷重に対するたわみの比	[m/N]
$l_b$	軸受絞りの長さ	[m]
$l_*$	スプールの各部分の軸方向長さ (図 3.25 参照)	[m]
$L$	スプールランド部の軸方向長さ	[m]
$L_b$	スプール端から軸受絞り中心までの軸方向長さ	[m]
$M$	曲げモーメント	[Nm]
$n$	リセス外周曲線の外向き法線座標	[m]
$N$	無次元化した $n$ ( $= n/R$ )	[-]
$p_*$	圧力 (図 3.2 参照)	[Pa]
$p_s$	供給圧力	[Pa]
$P_*$	無次元圧力 ( $= p_*/p_s$ )	[-]
$q_*$	流量 (図 3.2 参照)	[m <sup>3</sup> /s]
$q_b$	基準流量 ( $= c_{db} a_b \sqrt{2p_s/\rho}$ )	[m <sup>3</sup> /s]
$q_x, q_y$	すき間内の $x$ 方向及び $y$ 方向の単位幅あたりの流量	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_*$	無次元流量 ( $= q_*/q_b$ )	[-]
$r$	リセス半径	[m]
$R$	スプール半径	[m]
$R_1, R_2$	抗力 (図 3.25 参照)	[N]
$s$	リセス外周曲線に沿う座標	[m]
$S$	無次元化した $s$ ( $= s/R$ )	[-]
$u_x, u_y$	すき間内流速の $x, y$ 成分	[m/s]
$v_*$	スプールの各部分のたわみ (図 3.25 参照)	[m]
$W$	荷重	[N]
$x_B, y_{Bi}$	$i$ 番目リセス中心の $x, y$ 座標	[m]
$x_P, y_P$	リセス外周曲線上の $x, y$ 座標	[m]
$x$	すき間内空間の軸方向座標	[m]
$x'$	スプールの圧力測定孔からの軸方向変位	[m]

$y$	すき間内空間の円周方向座標	[m]
$z$	すき間内空間の高さ方向座標	[m]
$\alpha$	スプールの偏心方位角	[-]
$\beta_c$	基準流量と基準すき間流量の比 (式(3-32)参照)	[-]
$\beta_n$	軸受絞りとノズルの流体抵抗比 (式(3-32)参照)	[-]
$\varepsilon$	偏心率: 無次元化した $e$ ( $= e/h_{cmin}$ )	[-]
$\xi$	無次元化した $x$ 座標 ( $= x/R$ )	[-]
$\theta$	スプール軸まわりの角度座標 ( $= y/R$ )	[-]
$\mu$	水の粘性係数	[Pa·s]
$\rho$	水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	水のせん断応力	[Pa]
$\Pi_i$	すき間内の無次元圧力分布	[-]

### 付録 3A, 3B, 3C で追加的に使用する記号

$a, b, c, d, f$	係数 (式(3A-2)参照)	
$c_*$	係数 (式(3C-2)参照)	[-]
$C_i, D$	式(3A-20)参照	[-]
$g_\xi, g_\theta$	すき間分布による関数 (式(3A-10)参照)	[-]
$I_{i*}$	長方形領域 $\Gamma_i$ の各辺を横切る無次元流量	[-]
$i, j$	$\xi$ 方向, $\theta$ 方向の格子番号	[-]
$k, l$	$\xi$ 方向, $\theta$ 方向の格子間隔	[-]
$k_*, l_*$	短縮された $\xi$ 方向, $\theta$ 方向の格子間隔 (図 3A.3 参照)	[-]
$m$	番号 (式(3B-8~11, 13, 14)参照)	[-]
$m_*$	係数 (式(3C-6)参照)	[-]
$N, M$	$\xi$ 方向, $\theta$ 方向の格子分割数	[-]
$N_*$	長方形領域 $\Gamma_i$ の各頂点の格子番号 (図 3B.1 参照)	[-]
$\mathbf{Q}$	未知の無次元流量ベクトル ( $= (Q_0, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5)$ )	[-]
$\mathbf{Q}_A, \Delta\mathbf{Q}$	$\mathbf{Q}$ の近似値及び $\mathbf{Q}_A$ に対する補正值	[-]
$f(\mathbf{Q}), g_i(\mathbf{Q}), h(\mathbf{Q})$	$\mathbf{Q}$ の関数 (式(3C-7)参照)	[-]
$\beta_{\xi i}, \beta_{\theta j}$	すき間分布による関数 (式(3A-14)参照)	[-]
$\delta_*$	格子間隔短縮係数 (式(3A-16)参照)	[-]
$\Gamma_i$	$i$ 番目リセスの外周曲線を囲む長方形領域 (図 3B.1 参照)	
$\lambda$	縦横の格子間隔の比 ( $= k/l$ )	[-]
$\xi_i$	$i$ 番目格子の $\xi$ 座標 ( $= (i-1)k$ )	[-]
$\theta_j$	$j$ 番目格子の $\theta$ 座標 ( $= (j-1)l$ )	[-]

### 3.2 理論

本節では，すき間内の圧力分布を計算するための基礎式を導く．すき間形状を定義した後，すき間内に適用する基礎方程式を導出し，境界条件を述べる．

#### 3.2.1 記号の定義及びすき間形状

本研究で扱う静圧支持機構の概略図を，図 3.1 に示す．円周上に等間隔で配置された 4 つのポートに水が供給され，軸受絞り，リセス，すき間を通して左右へと流れる．すき間の右端は一定圧力  $p_t$  とする．すき間を左方向に流れた水はスプール端に達した後（圧力  $p_n$ ），ノズルまたはオリフィスを通してタンクへと戻る．図 3.1 は，スプールとスリーブの円周方向平均すき間  $h_c$  が  $x$  方向に一定の場合を示している．すなわちスプール外径とスリーブ内径はそれぞれ一定で，両者の中心軸は平行である．

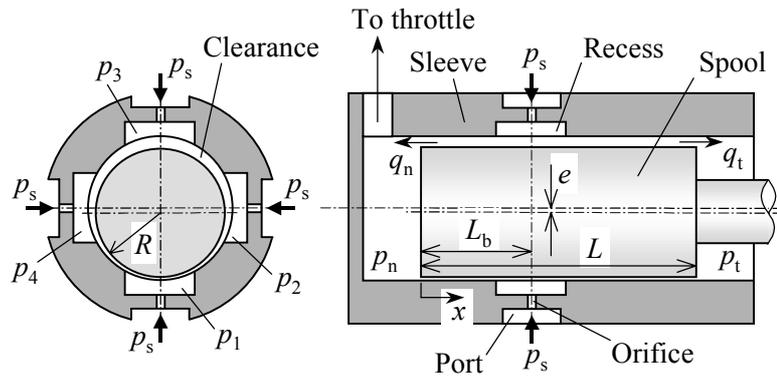


Fig. 3.1 Hydrostatic support of valve spool

図 3.2(a)は，リセス位置におけるスプール軸と垂直な断面を示す．角度  $\theta$  の基準は，第 1 リセスと第 4 リセスの間にとる．この図は，方位角  $\alpha$  の方向に偏心量  $e$  が生じた状態を示している．平均すき間  $h_c$  はスプール半径  $R$  に比べて十分小さいので，角度  $\theta$  におけるすき間高さ  $h$  は次式のように表せる．

$$h = h_c + e \cos(\theta - \alpha) \tag{3-1}$$

すき間は非常に薄く，スプール半径よりもはるかに小さいため，これを平面に展開して考察を行う．リセス空間は半径  $2r$  の円柱として加工されているため，その円柱とスリーブとの交線を平面に拡げると，これは円にならない．図 3.2(a)中の点 P は，展開平面では図 3.2(b)中の点 P になることから，

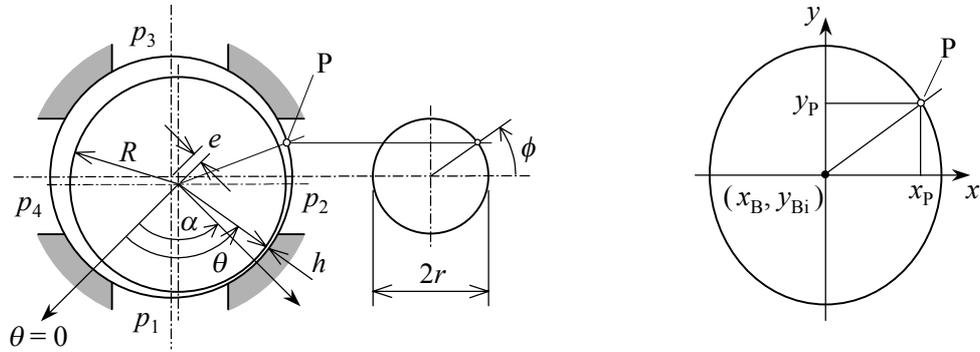
$$x_p - x_{Bi} = r \cos \phi, \quad y_p - y_{Bi} = R \sin^{-1} \left( \frac{r}{R} \sin \phi \right) \tag{3-2}$$

である．ただし， $(x_{Bi}, y_{Bi})$  は展開平面における  $i$  番目リセス中心の座標である．展開平面上で

のリセス外周曲線は次式で表される.

$$y_P = y_{Bi} \pm R \sin^{-1} \left\{ \frac{r}{R} \sin \left( \cos^{-1} \frac{x_P - x_{Bi}}{r} \right) \right\} \quad (3-3)$$

したがって, 展開平面上の任意の点  $(x, y)$  のリセス内外は, 式(3-3)を使って判別できる.



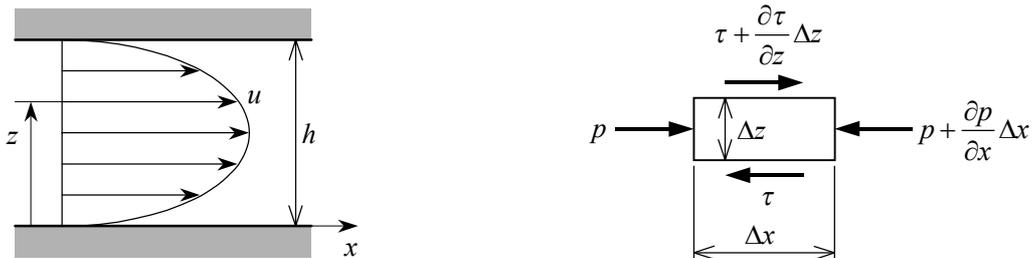
(a) Cross section at recesses (b) recess geometry on developed clearance

Fig. 3.2 Clearance and port shape

### 3.2.2 基礎方程式

すき間は非常に薄く, スプールの半径よりもはるかに小さいため, すき間内の流れは図 3.3(a) のような  $x$  方向に平行な平板間の流れと見なすことができる. 基礎式を導出する上で, 以下の仮定を設ける.

- (a) 流体は非圧縮性のニュートン流体とする.
- (b) 流れは定常で, 層流とする.
- (c) 流体の慣性力は粘性力に比べ無視できるものとする.
- (d) 流体に働く外力項は無視できる.
- (e) 流体の粘度及び密度はすき間内で一定とする.
- (f) すき間の高さ方向の圧力変化は無視できる.
- (g) 壁面と流体の境界ですべりは生じない.



(a) Velocity profile in clearance (b) Forces acting on an infinitesimal volume in the fluid

Fig. 3.3 Flow between parallel planes along  $x$ -coordinate

静圧を  $p$ 、せん断応力を  $\tau$  として、図 3.3(b)に示した流体中の微小体積に働く力の平衡を考えると、次式となる。

$$p\Delta z - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \right) \Delta z - \tau \Delta x + \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} \Delta z \right) \Delta x = 0 \quad (3-4)$$

よって、

$$\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial \tau}{\partial z} = 0 \quad (3-5)$$

となる。また、粘性流体ではせん断応力は速度勾配に比例するので、

$$\tau = \mu \frac{\partial u_x}{\partial z} \quad (3-6)$$

である。ただし、 $\mu$  は粘性係数である。式(3-5), (3-6)より、次式を得る。

$$\frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} = 0 \quad (3-7)$$

仮定(f)を用いて式(3-7)を積分し、仮定(g)の境界条件を用いると、次式となる。

$$u_x = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} z(h-z) \quad (3-8)$$

次に、 $y$  方向についても同様に力の平衡が成り立つため、次式を得る。

$$u_y = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} z(h-z) \quad (3-9)$$

すき間を流れる  $x, y$  方向の単位幅あたりの流量を、それぞれ  $q_x, q_y$  とすると、

$$q_x = \int_0^h u_x dz = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \int_0^h z(h-z) dz = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3-10)$$

$$q_y = \int_0^h u_y dz = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \int_0^h z(h-z) dz = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3-11)$$

である。微小体積に出入りする流量の和はゼロであるから、連続の式は次式となる。

$$(q_x \Delta y + q_y \Delta x) - \left\{ \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \left( q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \right\} = 0 \quad (3-12)$$

よって、

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \quad (3-13)$$

となる。この式に、式(3-10), (3-11)を代入すると、次式を得る。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (3-14)$$

ただし、 $\mu$  は定数と仮定している。式(3-14)は、本研究での基礎方程式となるレイノルズ方程式である。

### 3.2.3 境界条件

すき間を図 3.4 のような平面に展開して考える．  $x = L_b, y = \pi R/4, 3\pi R/4, 5\pi R/4, 7\pi R/4$  の位置にリセス中心がある．レイノルズ方程式(3-14)に対する境界条件は，以下のとおりである．

$$\left. \begin{aligned} p &= p_i \quad (\text{on } C_i \text{ and inside, } i=1, 2, 3, 4) \\ p &= p_0 = p_t \quad (x = L, 0 \leq y \leq 2\pi R) \\ p &= p_5 = p_n \quad (x = 0, 0 \leq y \leq 2\pi R) \\ p(x, 0) &= p(x, 2\pi R), \quad \frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{y=2\pi R} \end{aligned} \right\} \quad (3-15)$$

リセスから流出する流量については次式が成り立つ．

$$p_i = p_s - \frac{\rho}{2} \left( \frac{q_i}{c_{db} a_b} \right)^2, \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (3-16)$$

ただし， $c_{db}$  及び  $a_b$  はそれぞれ軸受絞りの流量係数及び通過面積で， $a_b = \frac{\pi}{4} d_b^2$  である．また，

$$q_i = -\frac{1}{12\mu} \oint_{C_i} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial n} \right) ds, \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (3-17)$$

である．ここで， $n$  は円周上の外向き法線方向座標， $s$  は円周長さ方向の座標である．

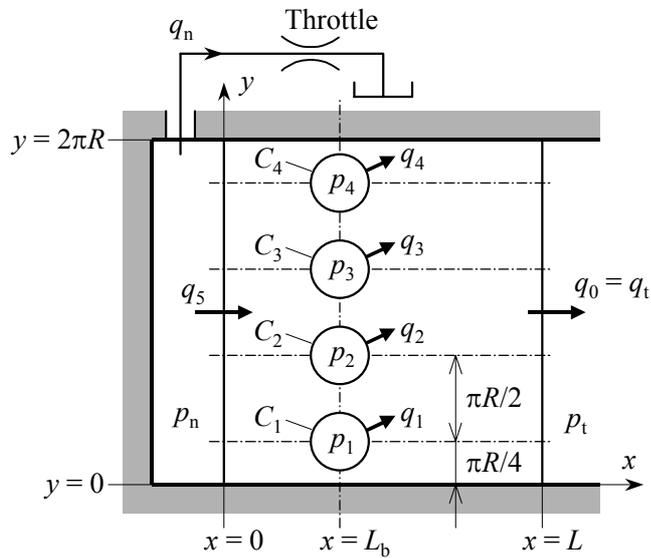


Fig. 3.4 Developed view of clearance

スプールの右側に流れる流量は，次式となる．

$$q_0 = -\frac{1}{12\mu} \int_0^{2\pi R} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=L} dy \quad (3-18)$$

スプールの左端に流れる流量は， $-x$  方向の流れを負にとることを考慮すると

$$q_5 = -\frac{1}{12\mu} \int_0^{2\pi R} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=0} dy \quad (3-19)$$

である。これとノズル流量との関係は次式となる。

$$q_n = c_{dn} a_n \sqrt{2p_n/\rho} = -q_5 \quad (3-20)$$

ただし、 $c_{dn}$ 及び $a_n$ はそれぞれノズルの流量係数及び通過面積である。

式(3-15)を境界条件(3-15)～(3-20)の下で解くと、各リセスの圧力、スプール端面の圧力及びすき間内の圧力分布を得る。同時にリセスからの流量及びノズル流量が求められる。

圧力分布が既知であれば、支持力の水平成分 $f_x$ 及び鉛直成分 $f_y$ は、以下の式で得られる。

$$f_x = -R \int_0^L dx \int_0^{2\pi R} p(x, y) \cos\left(\frac{y}{R} + \frac{\pi}{4}\right) dy \quad (3-21)$$

$$f_y = -R \int_0^L dx \int_0^{2\pi R} p(x, y) \sin\left(\frac{y}{R} + \frac{\pi}{4}\right) dy \quad (3-22)$$

### 3.3 計算方法

与えられたすき間高さの分布に対し、4つのリセス圧力( $p_1, p_2, p_3, p_4$ )、 $p_1$ 及び $p_n$ が既知であれば、すき間内の圧力は式(3-14)を数値的に解くことによって得られる。しかし、リセス圧力及びノズル圧力の境界条件として、非線形の絞り条件式(3-16)、(3-20)が与えられているのみであるから、数値計算上の工夫が必要となる。

本節では、まず計算式の無次元化を行い、次に計算手順を示す。この計算において必要な以下の項目は、章末付録として示す。

- すき間空間の境界における既知の圧力に対する、緩和法による圧力分布の計算。
- 既知の圧力分布に対する、巡回積分による各部流量の計算。
- 非線形の絞り条件式を満たす流量の計算。

#### 3.3.1 無次元化

計算を容易にするために、以下のように無次元化を行う。

$$\left. \begin{aligned} \xi &= x/R, \quad \theta = y/R, \\ \varepsilon &= e/h_{cmin}, \quad H(\xi, \theta) = h(x, y)/h_{cmin}, \\ P_* &= p_*/p_s, \quad Q_* = q_*/q_b, \quad F_* = f_*/(2\pi RL \cdot p_s) \end{aligned} \right\} \quad (3-23)$$

ただし、 $h_{cmin}$ は $x$ 方向に変化する $h_c$ の最小値で、

$$q_b = c_{db} a_b \sqrt{2p_s/\rho} \quad (3-24)$$

である。以上を用いて基礎方程式を書くと、次式となる。

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 0 \quad (3-25)$$

境界条件は、以下のようになる。

$$\left. \begin{aligned} P &= P_i \quad (\text{on } C_i \text{ and inside, } i=1, 2, 3, 4) \\ P &= P_0 = P_t \quad (\xi = L/R, 0 \leq \theta \leq 2\pi) \\ P &= P_5 = P_n \quad (\xi = 0, 0 \leq \theta \leq 2\pi) \\ P(\xi, 0) &= P(\xi, 2\pi), \quad \left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\theta=0} = \left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\theta=2\pi} \end{aligned} \right\} \quad (3-26)$$

$$P_i = 1 - Q_i^2 \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (3-27)$$

$$Q_i = -\beta_c \oint_{C_i} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial N} \right) dS \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (3-28)$$

$$Q_0 = -\beta_c \int_0^{2\pi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right)_{\xi=L/R} d\theta \quad (3-29)$$

$$Q_5 = -\beta_c \int_0^{2\pi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right)_{\xi=0} d\theta \quad (3-30)$$

$$Q_n = \beta_n \sqrt{P_n} = -Q_5 \quad (3-31)$$

ただし、

$$dS = \frac{ds}{R}, \quad dN = \frac{dn}{R}, \quad \beta_c = \frac{h_{c \min}^3 p_s}{12 \mu q_b}, \quad \beta_n = \frac{c_{dn} a_n}{c_{db} a_b} \quad (3-32)$$

である。無次元のスプール支持力は、以下の式となる。

$$F_x = - \int_0^{L/R} d\xi \int_0^{2\pi} P(\xi, \theta) \cos\left(\theta + \frac{\pi}{4}\right) d\theta \quad (3-33)$$

$$F_y = - \int_0^{L/R} d\xi \int_0^{2\pi} P(\xi, \theta) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{4}\right) d\theta \quad (3-34)$$

### 3.3.2 計算手順

レイノルズ方程式は線形であり、各リセス及びスプール端面の圧力は未定ではあるが定数である。角度  $\theta$  については周期的境界条件である。したがって式(3-25)の圧力分布に関しては、重ね合わせの原理が成り立つ。そこで

$$P_i = 1, \quad P_k = 0 \quad (i=0, 1, \dots, 5, \quad i \neq k) \quad (3-35)$$

として圧力分布を計算し(付録 3A 参照), これを仮の圧力分布  $\Pi_i(\xi, \theta)$  とする。この圧力分布を元に式(3-28)~(3-30)によって流量  $Q_j$  ( $j=0, 1, \dots, 5$ ) を求める(付録 3B 参照)。これを

$$Q_i(j) = a_{ij} \quad (i, j=0, 1, \dots, 5) \quad (3-36)$$

と書くことにする. すなわち  $Q_i(j)$  は,  $i$  番目のリセスにおける無次元圧力を 1, 他をゼロとしたとき,  $j$  番目のリセスに流れる流量を表す. ただし, ここでは 0 番目をすき間の右側境界, 5 番目を左側 (ノズル側) 境界としている. このようにして求めた  $a_{ij}$  を用いると, 圧力に関する一般的な境界条件の下では

$$Q_i = \sum_{j=0}^5 a_{ij} P_j \quad (i = 0, 1, \dots, 5) \quad (3-37)$$

が成り立つ. 式(3-37)から逆行列を求めて変形すると, 次式を得る.

$$P_i = \sum_{j=0}^5 b_{ij} Q_j \quad (i = 0, 1, \dots, 5) \quad (3-38)$$

式(3-38)と式(3-26), (3-27)及び(3-31)を合わせると, 次式のような流量  $Q_i$  ( $i = 0, 1, \dots, 5$ ) に関する非線形の連立方程式となる.

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \sum_{j=0}^5 b_{0j} Q_j \\ 1 - Q_i^2 &= \sum_{j=0}^5 b_{ij} Q_j \quad (i = 1, 2, 3, 4) \\ \frac{Q_5^2}{\beta_n^2} &= \sum_{j=0}^5 b_{5j} Q_j \end{aligned} \right\} \quad (3-39)$$

これをニュートン法で解き (付録 3C 参照), 得られた流量の値を式(3-38)に代入すれば, すべての圧力  $P_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 5$ ) を求めることができる. したがって, すき間内の圧力分布は

$$P(\xi, \theta) = \sum_{i=0}^5 P_i \Pi_i(\xi, \theta) \quad (3-40)$$

によって得られる. これを元に式(3-33), (3-34)を計算すれば, 支持力が得られる.

圧力分布を計算するフローチャートを図 3.5 に示す. 最初に諸定数や計算条件を設定する. 緩和法計算のために, 各節に対してリセス内外の判別及び周囲格子点からの重み係数を求めておく (付録 3A 参照). まず偏心率がゼロの場合に対して一連の計算を行い, 得られた値を保存する. 次に偏心率を増加させ, 流量  $Q_i$  及び仮の圧力分布  $\Pi_i(\xi, \theta)$  ( $i = 0, 1, \dots, 5$ ) を次の繰り返し計算のための初期値に設定する. 以降は, 偏心率が最大値に達するまで順次計算を行う.

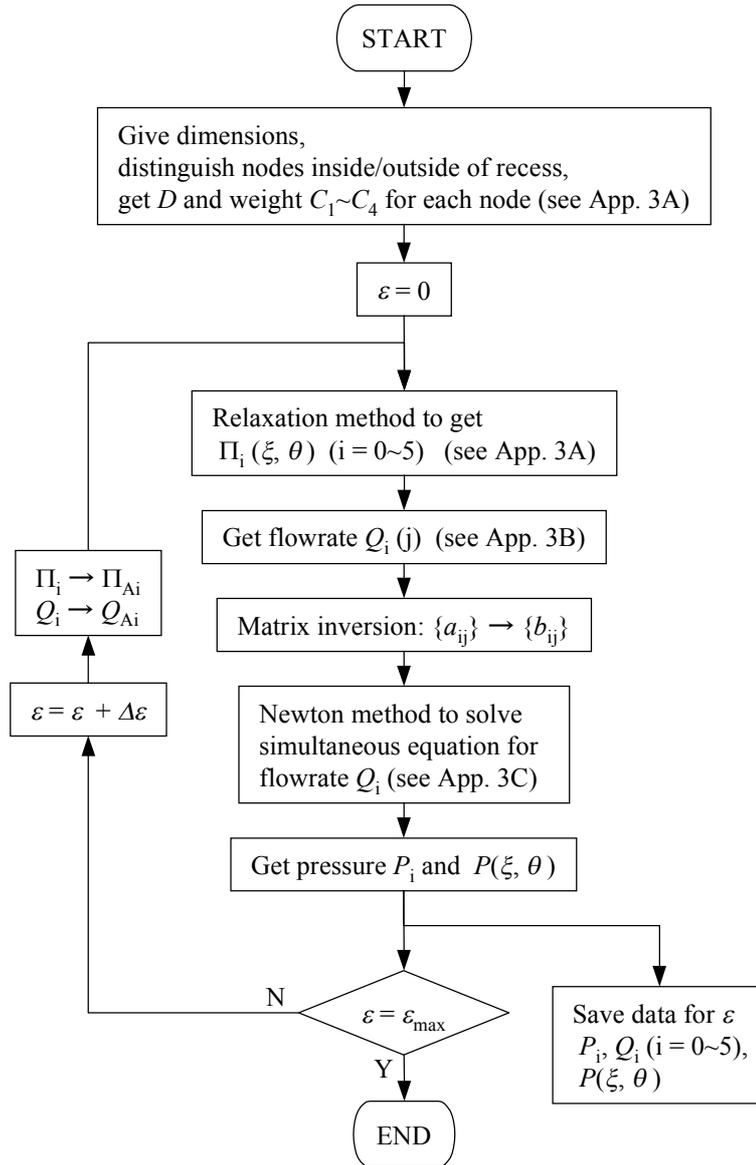


Fig. 3.5 Flowchart to find pressure distribution

### 3.4 計算結果及び考察

計算プログラムの作成には C 言語を使用した。偏心率  $\varepsilon$  は 0 から 0.1 ずつ増加させ、0.9 まで計算した。供給圧力  $p_s$  は、すべての計算で 1 MPa とした。偏心方向  $\alpha$  は  $\pi/4$  に統一した。すなわち、スプールは No. 1 リセスに接近し、No. 3 リセスから離れる。これに伴い、 $p_1$  は増加し、 $p_3$  は減少する。

スプール弁を使用した実際の制御弁を想定し、二段形式の水圧用サーボ弁及び直動形式の切換弁について計算を行った。なお、それぞれの計算に使用した寸法は、3.5 節及び 3.6 節で使用する実験装置のものであり、実物の弁寸法ではない。

### 3.4.1 事例1：二段形式のサーボ弁

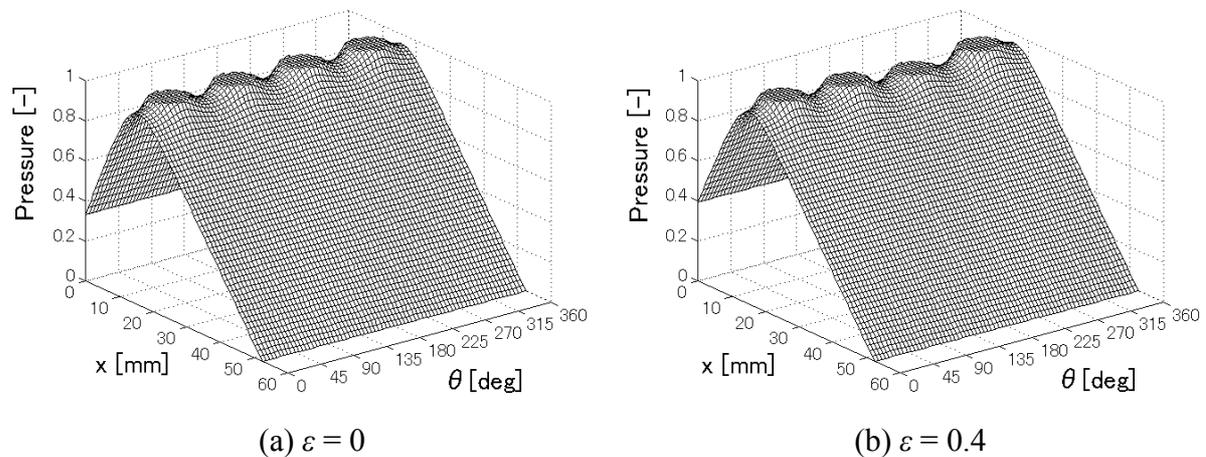
水圧用サーボ弁では、 $p_0$ はタンク圧力に相当し、 $p_n$ はノズル背圧に相当する。 $p_n$ はトルクモータで駆動するフラップによって制御される。スプールが偏心していない状態でのノズル背圧 $p_n$ が供給圧力の1/3となるように、ノズル絞りの開口面積 $a_n$ を定めた。この値は、平均すき間ごとにそれぞれ異なる。

計算に使用した寸法を、表3.1に示す。平均すき間及び軸受絞り直径は、それぞれ3種類の値で計算を行った。流量係数は、すべての軸受絞りに対して一定値を使用した。

**Table 3.1** Representative dimensions for the case 1

$R = 9 \text{ mm},$	$r = 3.75 \text{ mm},$	$L = 52.5 \text{ mm},$	$L_b = 15 \text{ mm},$	$c_{db} = 0.65,$
$h_c = 10, 20, 30 \text{ }\mu\text{m},$	$d_b = 0.8, 1.0, 1.2 \text{ mm}$			

圧力分布の計算例を図3.6に示す。これらは、 $h_c = 30 \text{ }\mu\text{m}$ 、 $d_b = 1.2 \text{ mm}$ の場合である。(a)の偏心が無い場合、圧力分布は $\theta$ 方向に一様である。(b)の偏心率0.4の場合には、225 degのNo. 3リセス圧力がやや減少するため、リセス周辺の圧力分布が不均一になる。しかし、リセスから離れるにしたがって、圧力分布の変化はあまり見られなくなる。



**Fig. 3.6** Overviews of calculated pressure distribution for the case 1 ( $h_c = 30 \text{ }\mu\text{m}$ ,  $d_b = 1.2 \text{ mm}$ )

得られた圧力分布を数値積分して得た支持力と、偏心率との関係を、図3.7に示す。平均すき間 $h_c$ が $10 \text{ }\mu\text{m}$ では絞りにおける圧力降下がほとんど得られず、支持力が小さい。この場合に十分な支持力を得るためには、軸受絞りをさらに細くする必要がある。 $h_c$ の増加、及び軸受絞り直径 $d_b$ の減少に伴って支持力の勾配は増加するが、 $h_c = 30 \text{ }\mu\text{m}$ 及び $d_b = 0.6 \text{ mm}$ の場合は、支持力特性に極大値が現れるようになる。こうなると、同じ荷重を与えた場合に2とおりの偏心率が生じることになるため、スプールが半径方向に振動する可能性がある。

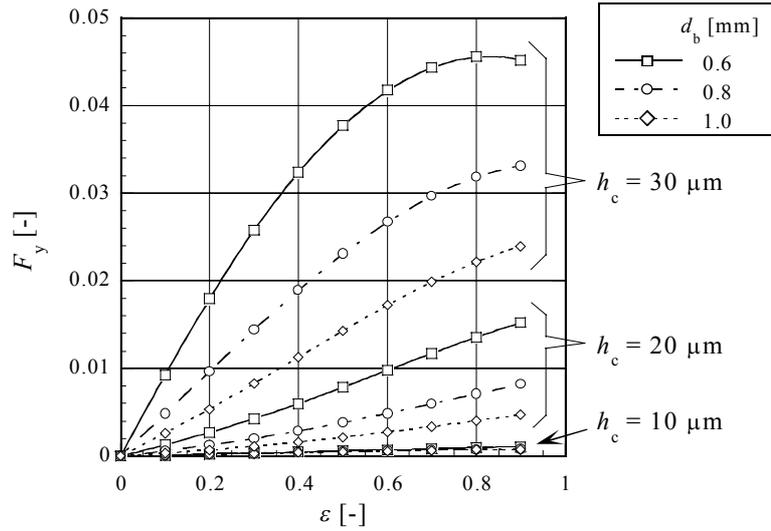


Fig. 3.7 Simulation for the case 1: dimensionless vertical restoring force vs. eccentricity

次に、タンクへの戻り流量  $q_t$  及びノズル流量  $q_n$  の計算結果を、それぞれ図 3.8 及び 3.9 に示す。異なる軸受絞りでの計算結果を直接比較するため、実際の流量に次元を戻して表示してある。戻り流量及びノズル流量は、定性的に同じ傾向を示す。  $h_c$  が  $20 \mu\text{m}$  までは、流量特性に  $d_b$  の影響はほとんど見られず、平均すき間寸法及び偏心率の影響が支配的である。  $h_c$  が  $30 \mu\text{m}$  になると、  $d_b$  の増加に伴って流量も増加するが、支持力特性に与えたほどには大きく影響しないことがわかる。

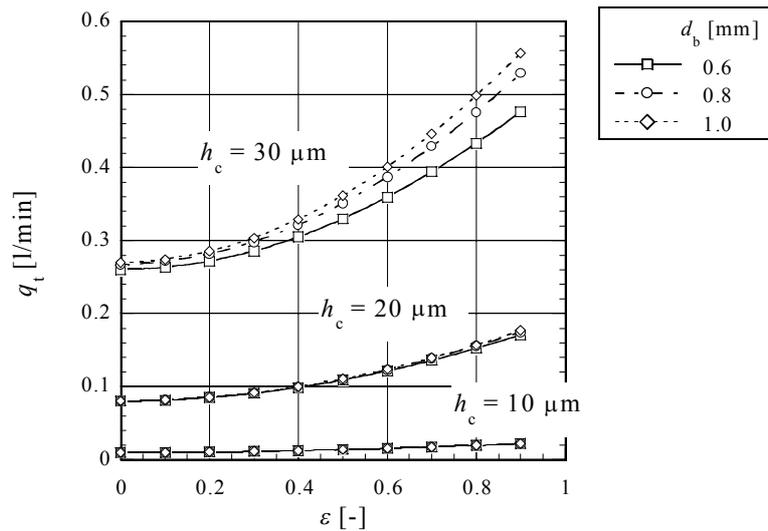


Fig. 3.8 Simulation for the case 1: leakage vs. eccentricity

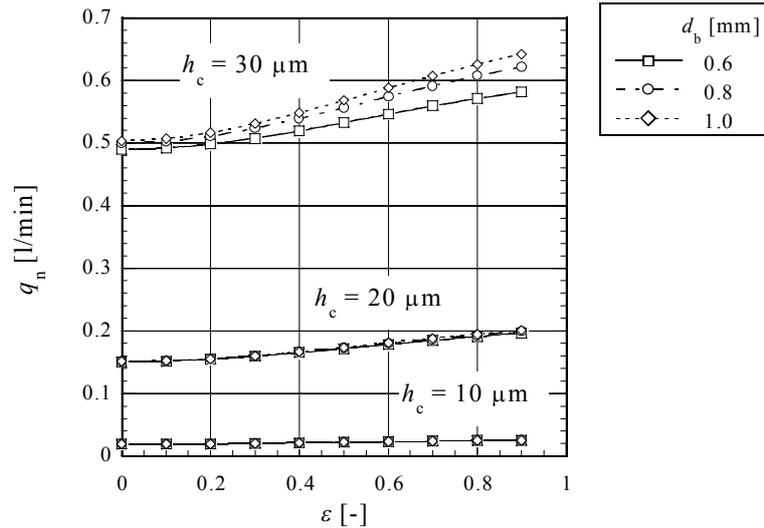


Fig. 3.9 Simulation for the case 1: nozzle flowrate vs. eccentricity

最後に、ノズル背圧の特性を図 3.10 に示す。偏心が無い状態での値が完全に一致していないため、その値ですべての値を無次元化して表示してある。偏心率の増加に伴ってノズル流量が増加し、その結果としてノズル背圧も増加する。h<sub>c</sub>が 10 μm のとき、ノズル流量はほとんど変化していないように見えるが、ノズルの開口面積が小さいため、ノズル背圧の変化は大きく現れている。

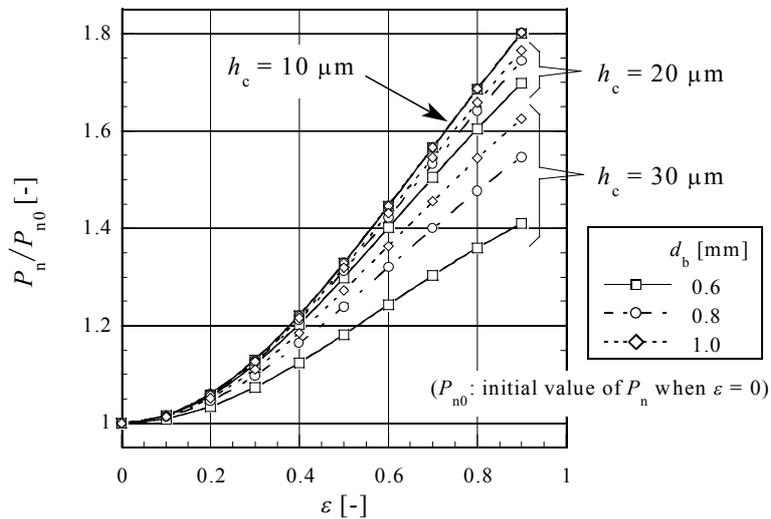


Fig. 3.10 Simulation for the case 1: dimensionless nozzle pressure vs. eccentricity

水圧サーボ弁ではスプールの左右で静圧支持機構を使用するため、偏心率に対するノズル背圧の変化率 ( $dp_n/dε$ ) が大きいと、スプールの振動の原因となる。スプール左右の偏心率が異なった場合に、左右のノズル背圧に差圧が生じ、スプールが変位するためである。  $dp_n/dε$

を小さくするためにはノズル開口面積を大きくする必要がある。しかし、そうするとフラップの変位に対するノズル背圧の変化が小さくなり、サーボ弁全体の応答性が悪化する。これらを防ぐためには、スプールの偏心を出来るだけ小さく留める必要がある。したがって、水圧サーボ弁の静圧支持機構は、スプールの支持だけが設計目標ではなく、可能な限り大きな支持力を発生するように設計しなければならない。

### 3.4.2 事例2：直動形式の切換弁

直動形式の切換弁では、スプールの状態に応じて  $p_0$  が供給圧力からタンク圧力まで変化する。また、 $p_n$  は常にタンク圧力である。これを模擬するために、ノズル絞りの開口面積を非常に大きな値とし、 $p_n$  をほぼゼロとした。

計算に使用した寸法を、表 3.2 に示す。平均すき間は一定とし、軸受絞り直径を 3 種類の値として計算を行った。それぞれの絞り直径に対する流量係数は、Lichtarowicz が  $Re > 2 \times 10^4$  に対して示した実験式<sup>(18)</sup>,

$$c_{db} = 0.827 - 0.0085 l_b / d_b \quad (3-41)$$

によって定めた。ただし、 $l_b$  は軸受絞りの長さである。

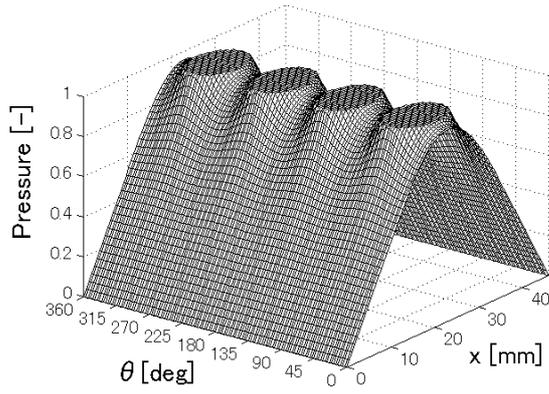
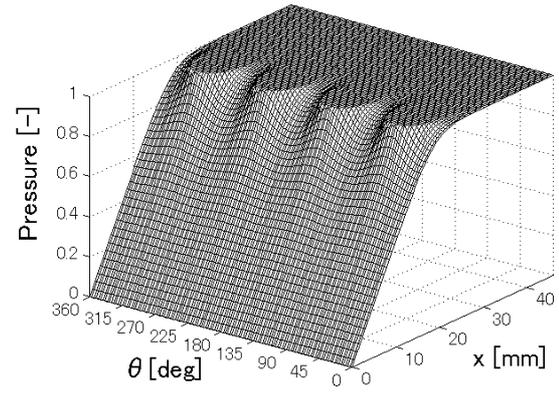
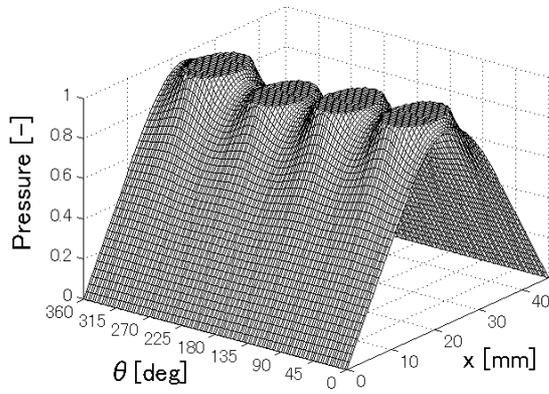
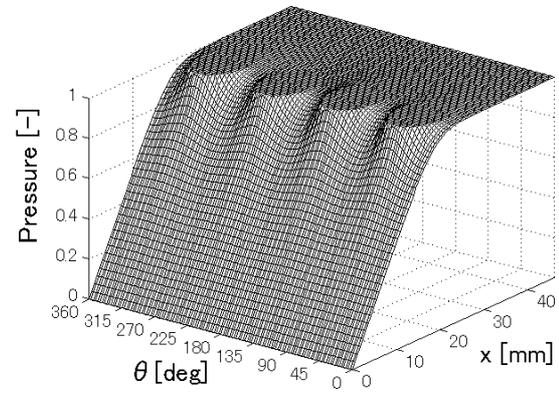
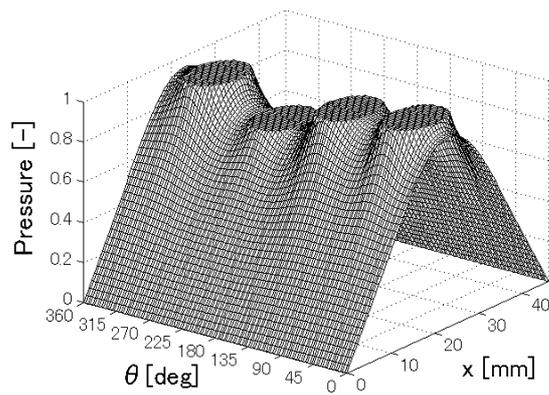
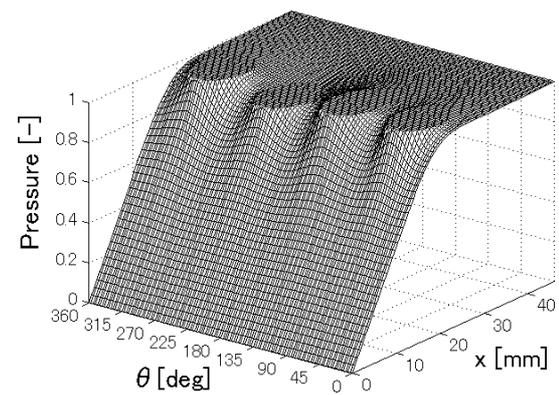
**Table 3.2** Representative dimensions for the case 2

$R = 12 \text{ mm},$	$r = 6 \text{ mm},$	$L = 46 \text{ mm},$	$L_b = 23 \text{ mm},$	$h_c = 18 \text{ }\mu\text{m},$
$l_b = 2 \text{ mm},$				
$d_b = 0.6, 0.8, 1.0 \text{ mm}$ ( $c_{db} = 0.7986, 0.8058, 0.81$ , respectively)				

圧力分布の計算例を図 3.11 に示す。これらは  $d_b = 0.6 \text{ mm}$  の場合である。偏心率の増加と共に、No. 3 リセス圧力は減少する。その減少量は、すき間両側圧力がゼロの場合 ( $P_0 = 0$ ; (a)~(c)) に比べて、すき間片側が供給圧力に等しい場合 ( $P_0 = 1$ ; (d)~(f)) の方が明らかに小さい。これは、圧力分布を積分した支持力の図 3.12 に明瞭に表れている。 $P_0 = 1$  の支持力は、 $P_0 = 0$  の支持力の 1/3 程度に低下する。このような場合にも十分な支持力が得られるように設計する必要がある。ただし、直動形式の切換弁では、スプール左右の偏心率の違いがスプールの振動の要因とはならないため、設計目標はスプール重量の支持のみでよい。

最後に、漏れ流量特性を図 3.13 に示す。この図も、実際の流量に次元を戻して表示してある。計算に使用した平均すき間  $h_c = 18 \text{ }\mu\text{m}$  では、 $P_0 = 1$  の場合、軸受絞り直径  $d_b$  の違いによる流量特性の変化はほとんど見られない。 $P_0 = 0$  の場合、 $d_b$  の減少に伴って流量は若干減少するが、支持力の変化率ほどには変化しない。また、 $P_0 = 1$  の方が  $P_0 = 0$  の場合よりも漏れ流量が若干増加するが、その影響はごくわずかであることがわかる。

本節で示した計算結果のいくつかに対して行った実験結果を、次節以降に示す。

(a)  $P_0 = 0, \varepsilon = 0$ (d)  $P_0 = 1, \varepsilon = 0$ (b)  $P_0 = 0, \varepsilon = 0.4$ (e)  $P_0 = 1, \varepsilon = 0.4$ (c)  $P_0 = 0, \varepsilon = 0.8$ (f)  $P_0 = 1, \varepsilon = 0.8$ 

**Fig. 3.11** Overviews of calculated pressure distribution for the case 2 ( $h_c = 18 \mu\text{m}$ ,  $d_b = 0.6 \text{ mm}$ )

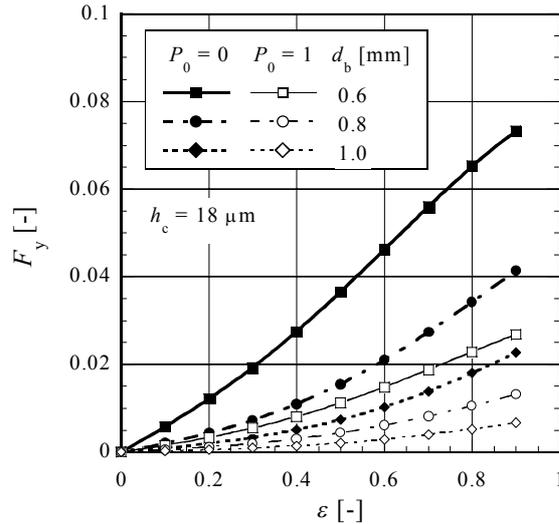


Fig. 3.12 Simulation for the case 2: dimensionless vertical restoring force vs. eccentricity

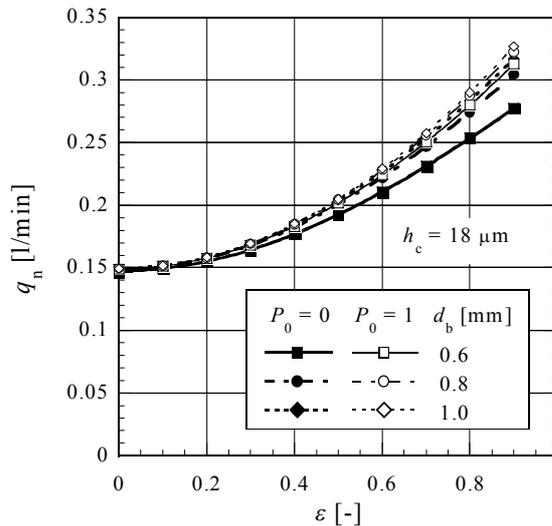


Fig. 3.13 Simulation for the case 2: leakage vs. eccentricity

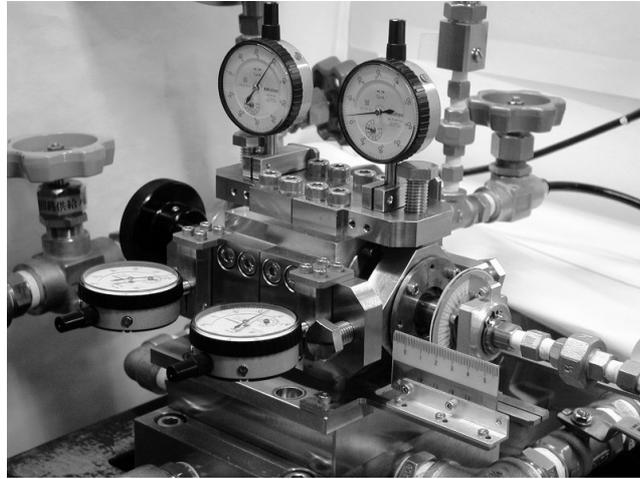
### 3.5 実験 1 (すき間内の圧力分布の測定)

本節では、3.4.1 節で事例 1 として示した水圧サーボ弁のスプールについて、すき間内の圧力分布を測定した実験結果を示す。

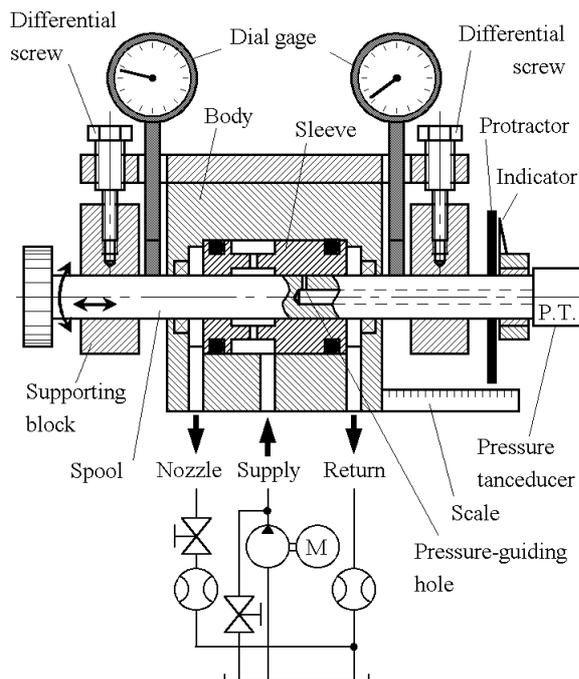
#### 3.5.1 実験装置

スリーブに対するスピールの偏心量を任意に設定できるような実験装置を設計製作した。装置の写真及び概略図を、それぞれ図 3.14 及び 3.15 に示す。本体に固定したスリーブに対し、スプールユニットはスリーブ軸回りの回転及び軸方向の移動ができる。装置の代表的な

寸法は、スプール半径  $R = 9 \text{ mm}$ 、リセス半径  $r = 3.5 \text{ mm}$ 、 $L = 52.5 \text{ mm}$ 、 $L_b = 15 \text{ mm}$  及び  $h_c = 30 \text{ }\mu\text{m}$  である。



**Fig. 3.14** Photograph of experimental rig #1 to measure pressure distribution



**Fig. 3.15** Schematic drawing of experimental rig #1 to measure pressure distribution

スリーブに対するスプールの偏心量は、スプールの左右に二組ずつある差動ねじによって調整する。一組は鉛直方向、もう一組は水平方向の偏心量を調整するためのものである。差動ねじの第一雌ねじは本体に固定され、第二雌ねじはスプールの支持ブロックに作られている。これらの差動ねじを調整することにより、スプールの位置及びスリーブとの平行度を精密に定めることができる。スプールの左右には、鉛直方向及び水平方向の変位を測定する

ため、分解能  $1\ \mu\text{m}$  のダイヤルゲージがそれぞれ取り付けられている。図示していないが、スプールの支持ブロックには充填材入り四フッ化エチレン樹脂層で被膜された滑り軸受が圧入されており、滑り軸受とスプールとのすき間量を調整できる機構を組み込んである。

スプール表面の1ヶ所に、直径  $0.8\ \text{mm}$  の圧力導入孔が開けられており、この穴はスプール中心の穴を通じて圧力変換器に接続されている。スプールの回転及び軸方向に移動させることにより、すき間内の任意の位置における圧力を測定する。スプールの軸方向変位  $x$  は、本体に固定したスケールで測定する。スプール角度  $\theta$  は、スプールに取り付けた全周分度器で測定する。これにより、圧力分布が測定できる。

供給圧力及びスプール端の圧力は、別の圧力変換器で測定する。これらの圧力変換器は、動歪計及びA/D変換器を経てPCに接続される。圧力測定の分解能は約  $10\ \text{kPa}$  である。

スプール端の圧力は、可変絞りによって調整する。可変絞りを通る流量及び戻りポートの流量は、それぞれ実際のサーボ弁ではノズル流量及び漏れ流量に相当する。それぞれの流量は、タービン型の流量計またはメスシリンダによって測定した。

この装置への水圧源は、アキュムレータ付きの三連ピストンポンプを使用した。定格圧力は  $21\ \text{MPa}$ 、定格流量は  $20\ \text{l/min}$  である。水温は、タンクへの戻り管路にある冷却器によって、 $40^{\circ}\pm 2^{\circ}\text{C}$  に保った。

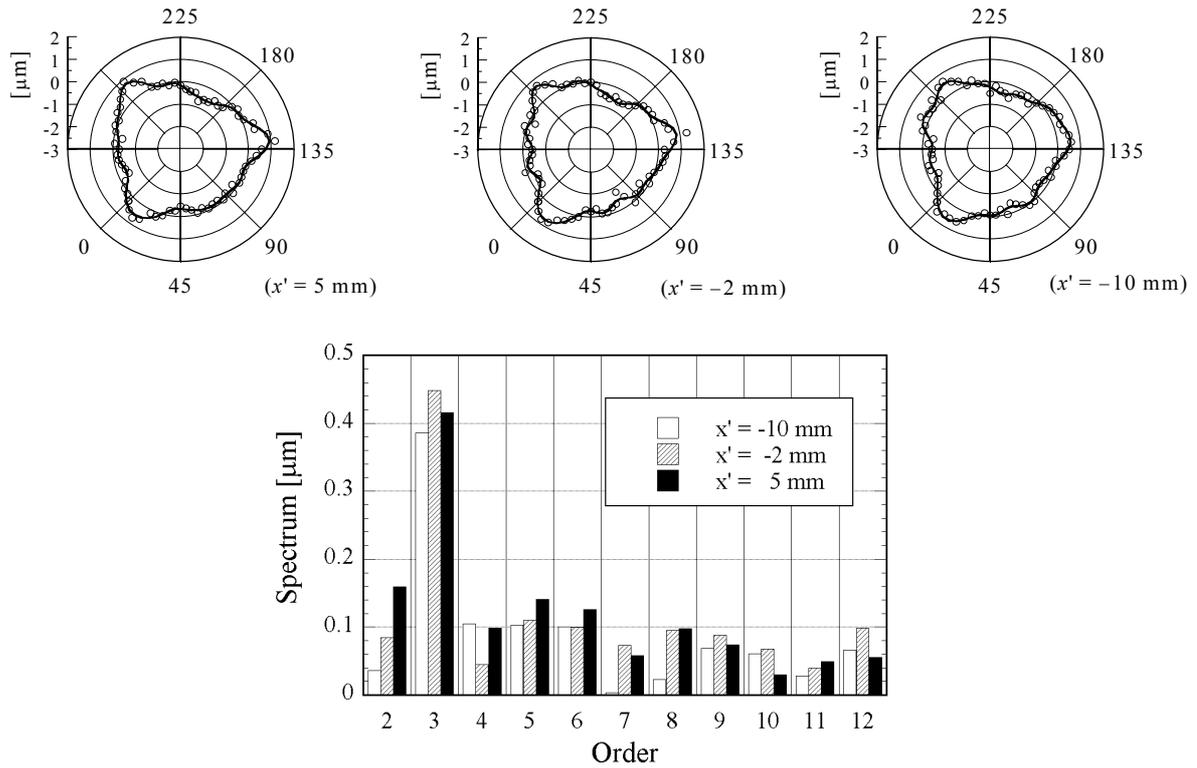
### 3.5.2 スプール及びスリーブの真円度測定

まず、スプール外面及びスリーブ内面の真円度測定を行った。スプールは両センタ台で支持し、手動で  $5\ \text{deg}$  ずつ回転させながら外面形状を電気マイクロメータで測定した。変位の分解能は  $0.1\ \mu\text{m}$  であるが、目分量によって  $0.01\ \mu\text{m}$  まで測定した。測定誤差を低減させるため、測定値は3回転分のデータの平均値とした。角度の原点は圧力測定孔の方向とした。軸方向の原点は圧力測定孔の位置とし、そこからの変位を  $x'$  とした。

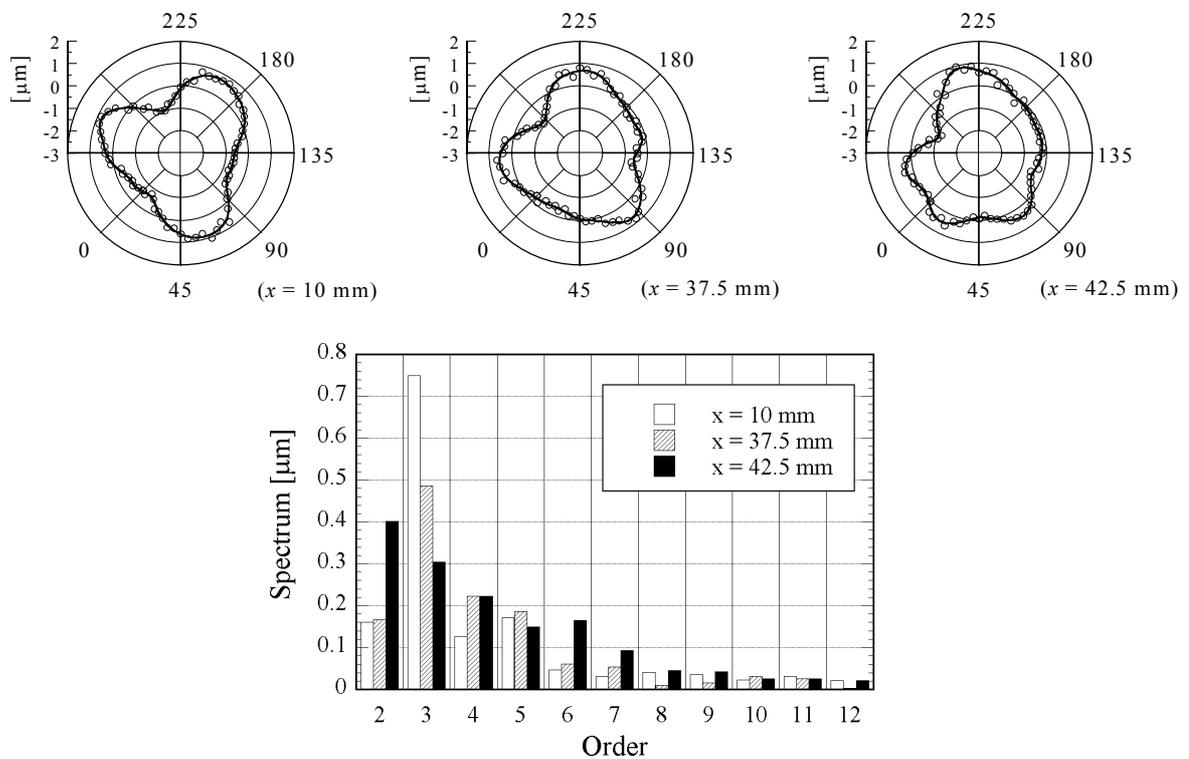
スリーブ内面形状は、NCマシニングセンタ（牧野フライス精機 MSA-40）に取り付けた回転テーブル（日研工作所 5AX-120）に取り付けて  $5\ \text{deg}$  ずつ回転させながら、固定したスピンドルに取り付けた電気マイクロメータで測定した。測定値は6回転分のデータの平均値とした。変位センサのレバー長さの制限により、測定範囲はスリーブ両端から  $15\ \text{mm}$  までの深さまでとした。角度の原点は、リセス No. 1 と No. 4 の中間方向とした。

スプール及びスリーブ共に、12次までの有限フーリエ係数を求めた。1次成分には平均円の偏心率に加えて測定時の偏心率も含まれるため、除外した。したがって、各断面における平均円中心の真直度は不明である。また、真円度測定では平均円の直径は測定できないため、ここでは各断面形状の真円度及び幾何学的特徴のみを示す。

スプール及びスリーブの真円度測定結果とフーリエスペクトルを、それぞれ図 3.16 及び 3.17 に示す。それぞれ、3ヶ所の断面における結果が示してある。極座標グラフのプロット点は測定値、実線は12次までの有限フーリエ級数近似である。



**Fig. 3.16** Spool radius distribution and their Fourier spectrum ( $x'$  : axial displacement from the position of the pressure-guiding hole)



**Fig. 3.17** Sleeve radius distribution and their Fourier spectrum

すべてのスプール断面においてスペクトルの3次成分が突出しており、その位相は断面によらずほとんど同じである。また、真円度はすべての断面において $1.6\ \mu\text{m}$ 程度である。 $0\ \text{deg}$ の方向に圧力測定孔があるため、その部分はやや凸であることがわかる。

スリーブ内面もスプールと同様にスペクトルの3次成分が突出しているが、その位相は断面によって異なる。タンク側に近い $x=42.5\ \text{mm}$ の位置では2次成分が大きく、特に $225\ \text{deg}$ 付近で大きな凹みが見られる。真円度は、すべての断面において $2\ \mu\text{m}$ 程度である。

スプール及びスリーブの、真円からの形状誤差による影響を小さくするために、実験装置における平均すき間は $30\ \mu\text{m}$ と大きな値とした。このとき軸受絞り直径が小さいと、スプールの偏心に対する支持力が大きくなり、スプールに与えた偏心が維持できなくなると考えられる。したがって、軸受絞り直径も比較的大きな値の $1.2\ \text{mm}$ とした。

### 3.5.3 実験方法

圧力分布の測定実験は、以下の手順によって行った。

(1) 供給圧力 $p_s$ 及びノズル圧力 $p_n$ の設定

スプール端における圧力は、可変絞り弁で調節する。

(2) スリーブ軸とスプール軸の整合

スプールの圧力孔を、 $x = L_b$ の位置に移動させる。スプールを回転させながら圧力を測定し、4つのリセス圧力( $\theta = \pi/4, 3\pi/4, 5\pi/4, 7\pi/4$ )が等しくなるように左右二組の差動ねじを調整する。同様の操作を、 $x = L$ の近くでも行う。それらの圧力が円周方向に一樣であれば、ダイヤルゲージの目盛りをゼロに合わせる。

(3) 偏心率 $\varepsilon$ の設定

スプール左右の差動ねじを用いて、所望の偏心量に設定する。ダイヤルゲージの指示値が偏心量である。

(4) 圧力分布の測定

スプールの軸方向変位 $x$ 及び回転角 $\theta$ を与え、圧力を測定する。

### 3.5.4 実験結果及び考察

図3.18は、 $\alpha = \pi/4$ に対する圧力分布の測定結果である。この場合、スプールは $\theta = \pi/4$ にあるリセス No. 1 に向かって偏心する。図3.18(a)及び(b)は、それぞれ偏心率 $\varepsilon = 0$ 及び $0.4$ の圧力分布である。三次元で表示した概観図では、シミュレーションで得られた圧力分布(図3.6)に類似している。しかし、この図からは定量的な比較はできない。

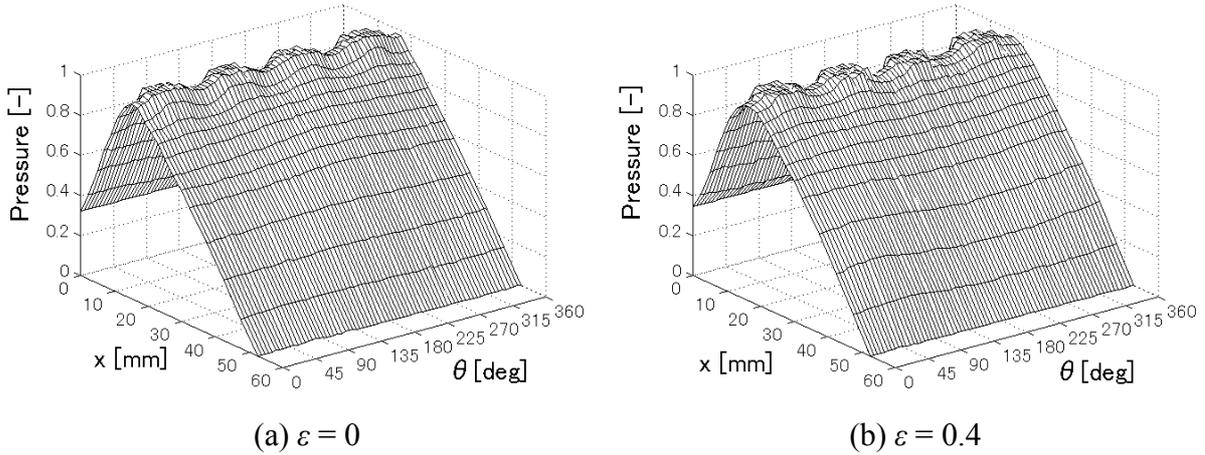


Fig. 3.18 Overviews of measured pressure distribution

図 3.19 は、いくつかの  $x$  軸座標における円周方向圧力分布を示す。圧力測定の分解能が大きい（約 10 kPa）ために、測定結果のばらつきが大きい。リセス付近 ( $x = 15$  mm) の圧力分布は、偏心率を増加させると  $\theta = 5\pi/4$  ( $225^\circ$ ) におけるリセス圧力がやや減少することを示している。圧力分布形状は、計算値と概ね一致している。しかし、リセスから遠ざかるにつれ、実験値と計算値の乖離が大きくなる。これは、以下のような理由が考えられる。

- (1) スプール及びスリーブの断面形状が真円ではなく、円周方向のすき間分布が一様でない。これは、図 3.16, 3.17 から明らかである。
- (2) 軸方向のすき間分布も一様ではない。したがって、測定前にスリーブ軸とスプール軸を整合させる際、円周方向圧力分布が一様であることを確認した位置（リセス位置及び  $x = L$  の近く）以外では、円周方向圧力分布が一様でなくなる。
- (3) 偏心を与えるとすき間内圧力分布の不均衡が生じて軸が曲がり、半径方向に与えた軸の移動量が減少することで、偏心がゼロの場合の圧力分布に近づく。
- (4) 円周方向圧力分布を測定する際にスプールを回転させるため、角度ごとにすき間の分布形状が変わり、それによって圧力分布が変化する。

この実験装置の測定原理として最大の難点は、圧力分布を測定するためにスプールを回転させることにある。それによって変化した圧力分布を積分し、支持力を求めても無意味であるため、この装置ではこれ以上の実験は行わなかった。リセス付近での特徴的な圧力分布を測定することができ、定性的には計算値と一致したが、定量的比較はできなかった。

静圧支持機構として重要な特性は、軸の偏心量に対して発生する支持力及び漏れ流量である。次節に示す実験装置では、スリーブに対してスプールを回転させずに、偏心量と支持力の関係を直接測定できるようにする。

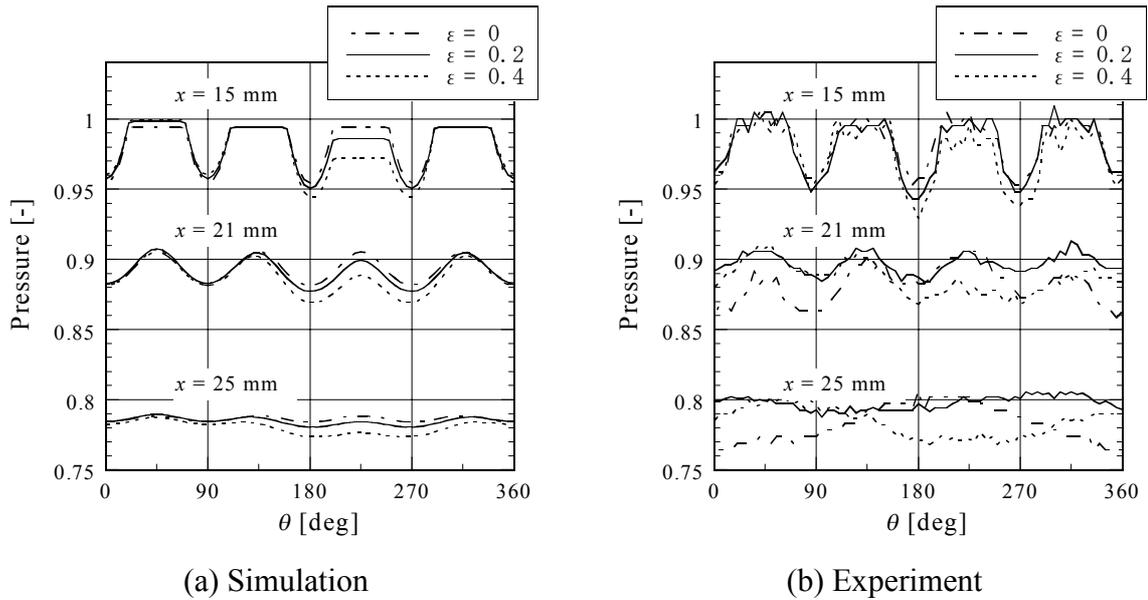


Fig. 3.19 Pressure distribution along circumferences

## 3.6 実験 2 (支持力の直接測定)

本節では、3.4.2 節で事例 2 として示した直動形式の切換弁のスプールについて、偏心量と支持力及び漏れ流量を測定した実験結果を示す。

### 3.6.1 実験装置

本節で設計製作した実験装置では、スプールに対して既知の支持力を与え、それによって生じる偏心量を測定するようにした。装置の写真及び概略図を、それぞれ図 3.20 及び 3.21 に示す。円周方向に等間隔で配置された 4 リセスから成る静圧軸受を左右 2 組使用し、スプールに相当する棒を支持している。スプールの両端を、プレートを通じて上方に引き上げることによって支持力  $2f_y$  を与え、スプール左右の鉛直方向偏心量 ( $e_L, e_R$ ) を、分解能  $1 \mu\text{m}$  のダイヤルゲージで測定する。ダイヤルゲージは水平方向にも取り付けられており、鉛直に引き上げられたスプールの水平方向の偏心量を確認することができる。スリーブを本体に固定する際に位相が変えられるようになっており、これによって偏心方位角  $\alpha$  を定める。

支持力は、梘子に乗せる重りによって定める。支点となる溝の位置は 4 ヶ所から選択できるようにし、幅広い荷重範囲に対応できるようにした。重りに乗せていない状態で梘子を平衡にするため、梘子に取り付けたカウンタウェイトで調整する。左右の静圧軸受の支持力特性が異なると、支持力を与えた際に左右の偏心量が大幅に異なる場合があるため、測定前の試行によって左右の偏心量を確認する。それらのバランスの調整は、梘子を軸方向に移動させることによって行う。スプールの偏心量は、左右の偏心量の平均値とした。

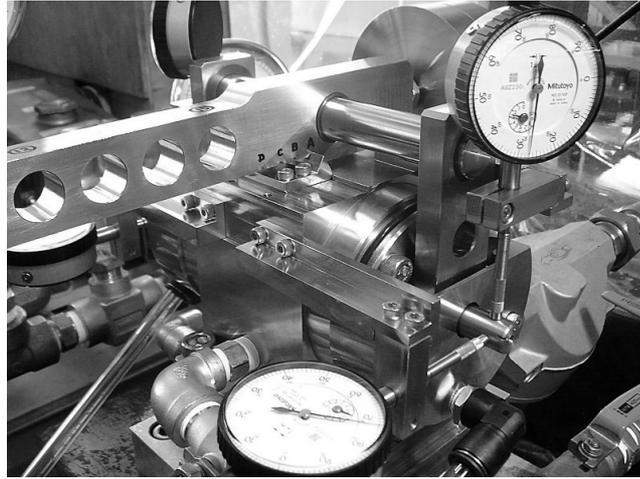


Fig. 3.20 Photograph of experimental rig #2 to measure supporting force

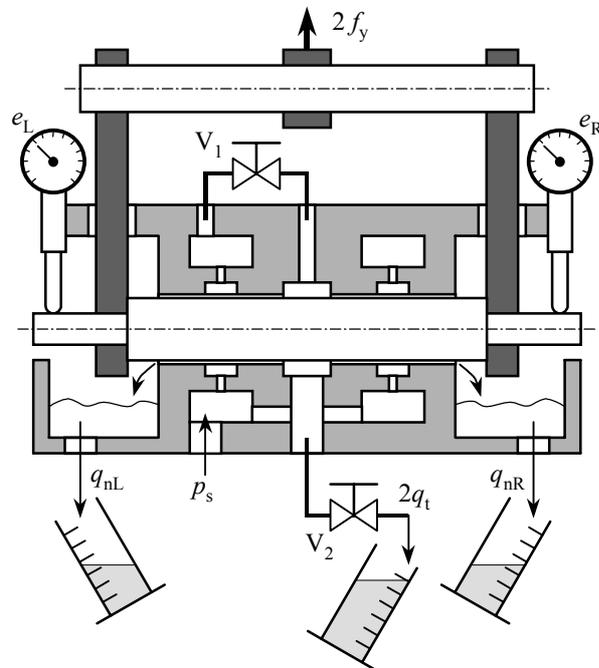


Fig. 3.21 Schematic drawing of experimental rig #2 to measure supporting force

2組の静圧軸受の間の圧力は、 $p_0$ に相当する。この空間と、供給圧力が作用する空間とは、絞り弁  $V_1$  を介して通じている。これとは別の絞り弁  $V_2$  の開閉を切り換えることにより、 $P_0 = 0$  または  $P_0 = 1$  の状態にすることができる。漏れ流量は、すべてメスシリンダで測定する。左右の漏れ流量の平均を、代表的な漏れ流量とした。

装置の代表的な寸法は、スプール半径  $R = 12 \text{ mm}$ 、リセス半径  $r = 6 \text{ mm}$ 、 $L = 46 \text{ mm}$ 、 $L_b = 23 \text{ mm}$  である。平均すき間  $h_c$  は  $20 \text{ }\mu\text{m}$  として設計したが、次節に示す方法によって推定した値は  $18 \text{ }\mu\text{m}$  である。

この装置への水圧源及び供給圧力の測定系は、前節と同じものである。ただし、水温は  $30^\circ \pm 1^\circ \text{C}$  とした。

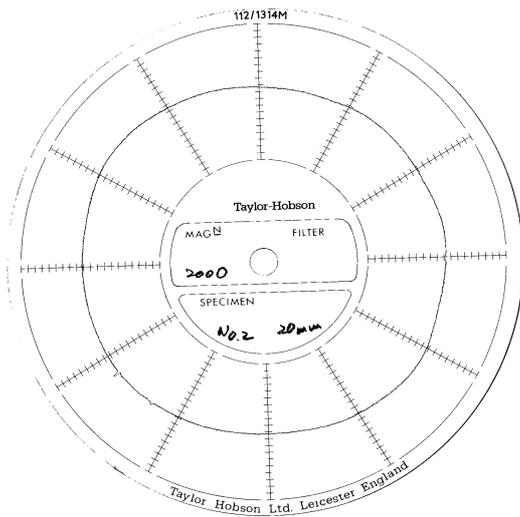
### 3.6.2 スプールの形状測定及び平均すき間の推定

まず、スプールの真円度を測定した。測定箇所は軸方向に 20 mm 毎の 6 断面とし、Taylor-Hobson 社の真円度測定器 (Talyrond 62) で測定を行った。測定結果を図 3.22 に示す。測定器のプローブ長の制限により、左右の 3 断面ずつ ((a)~(c) 及び (d)~(f)) でスプールの取付方向を上下逆にしたため、これら 3 断面ずつの断面形状は互いに左右が逆である。真円度は、いずれの断面においても  $2\ \mu\text{m}$  程度であった。

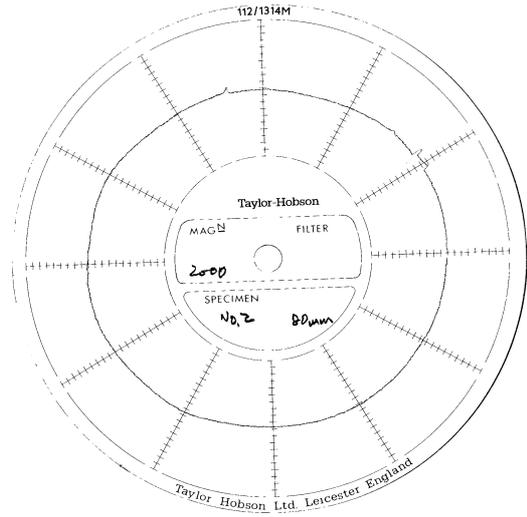
スプールの円筒度を簡易的に測定するため、Taylor-Hobson 社の形状・表面粗さ測定器 (Form Talysurf) で測定を行った。スプールを水平に支持し、軸に沿った水平断面の外形を、軸方向に沿って測定した。測定結果を図 3.23 に示す。2 本の線は、スプール外形の両側の測定値を示す。これらの線の間隔の最大値と最小値の差が、スプールの水平断面における直径分布の最大変動幅を表す。アナログデータのため目分量ではあるが、直径の変動幅は  $2\ \mu\text{m}$  程度であった。したがって、半径の変動幅は  $1\ \mu\text{m}$  程度と見積もることができる。

次に、スプールとスリーブの左右の平均すき間を確認するため、スリーブに対してスプールの挿入方向を入れ換えて漏れ流量を測定した。偏心率を同一にするため、スプールを完全に偏心させた状態 ( $\varepsilon = 1$ ) にした。軸受絞りは使用せず、すべてのリセスが同じ圧力になるようにし、供給圧力を  $0.25\ \text{MPa}$  ずつ増加させて左右の漏れ流量を測定した。測定結果を図 3.24 に示す。(a)の通常の状態では、左右の漏れ流量はほぼ同一である。スプールの左右を入れ換えた(b)では、わずかに差が見られるが、相対誤差の最大値は 9% 程度である。漏れ流量はすき間の 3 乗に比例することを考慮すると、半径誤差の最大値は 2% 程度と見積もることができる。この程度の誤差であれば、左右のすき間の不均一については無視できる。

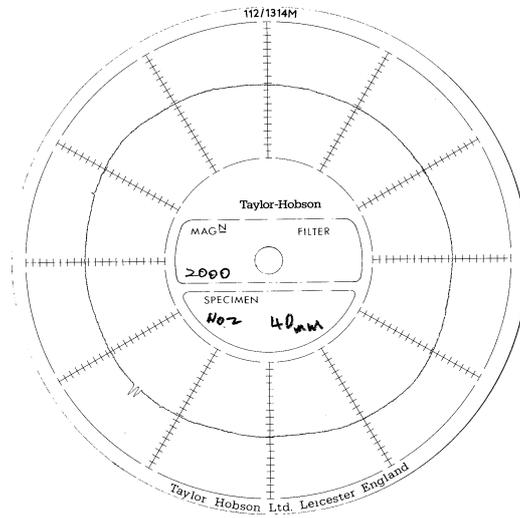
最後に、平均すき間を推定した。スプールとスリーブとのすき間分布を正確に知るためには、両方の形状を 3 次元測定する必要があるが、本研究では流体力学的に求めた。軸受絞り直径をリセス直径と同一にしたシミュレーションを行い、 $\varepsilon = 1$  における漏れ流量を計算した。平均すき間を変えて漏れ流量をそれぞれ算出し、図 3.24 で示した漏れ流量との差の二乗が最小になるようなすき間を求めた。これにより、平均すき間  $h_c = 18\ \mu\text{m}$  と推定した。



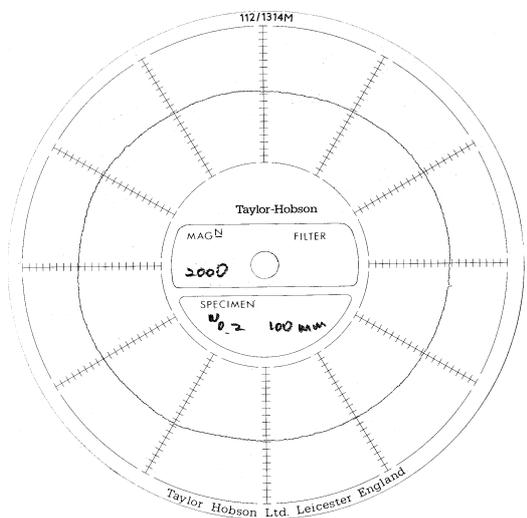
(a) at  $x' = 20$  mm (cw.)



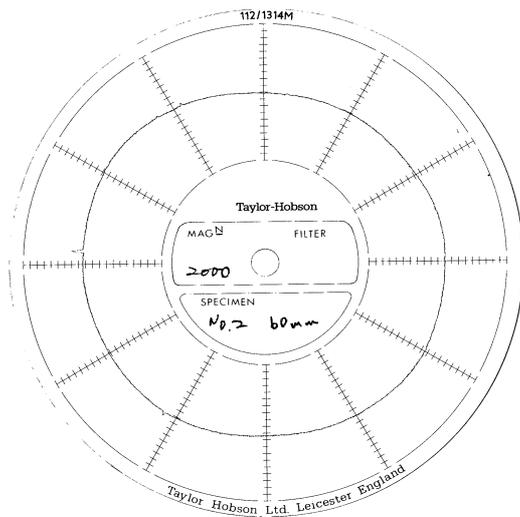
(d) at  $x' = 80$  mm (ccw.)



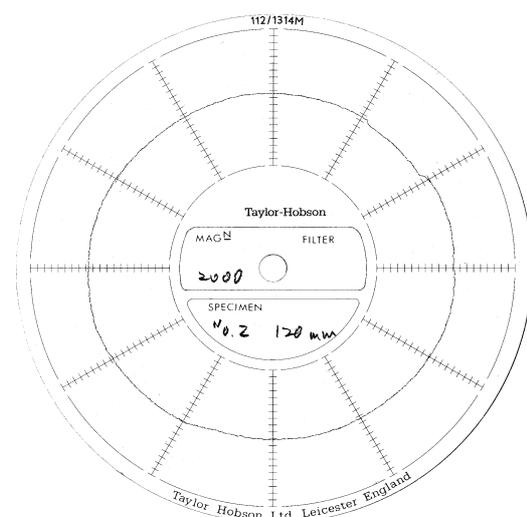
(b) at  $x' = 40$  mm (cw.)



(e) at  $x' = 100$  mm (ccw.)



(c) at  $x' = 60$  mm (cw.)



(f) at  $x' = 120$  mm (ccw.)

Fig. 3.22 Spool roundness (1 div. = 1  $\mu$ m,  $x'$  : axial position of spool section)

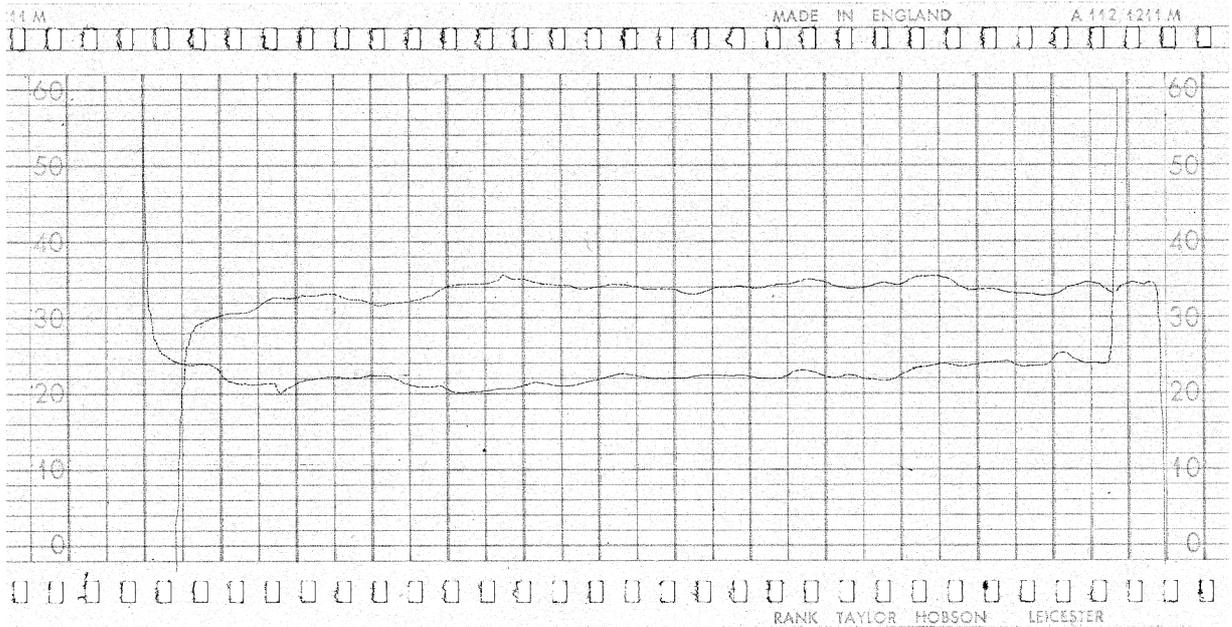


Fig. 3.23 Spool straightness (1 div. = 1  $\mu\text{m}$  for radial, 5 mm for axial)

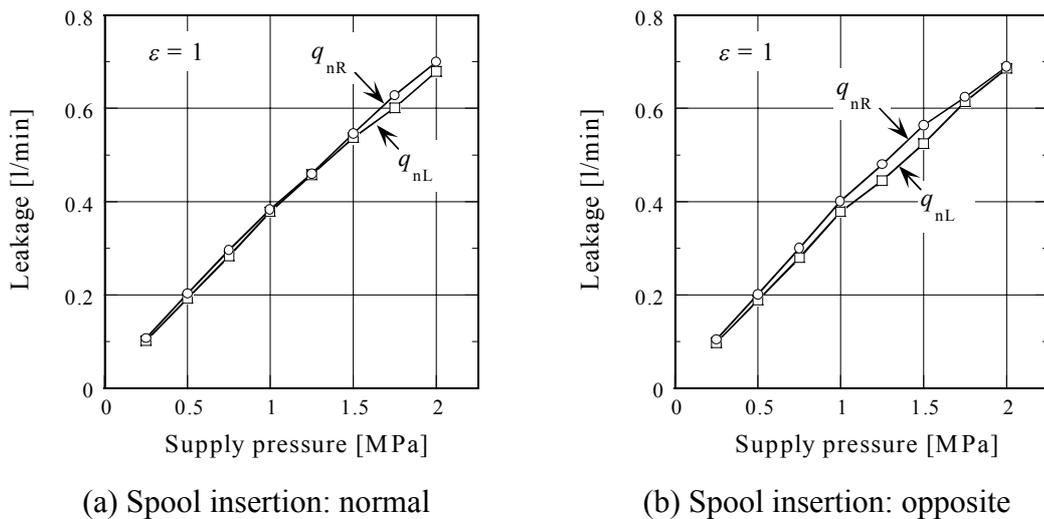


Fig. 3.24 Leakage when  $\varepsilon = 1$

### 3.6.3 実験方法

軸受の支持力及び漏れ流量の測定実験は、以下の手順によって行った。

(1) 梘子の比率設定及びカウンタウェイトの調整

実験装置の寸法を基に支持力の計算を行い、荷重の最大値を見積もる。梘子に装着できる重りの質量から、梘子の比率すなわち支点位置を選択する。梘子にスプールを装着した状態で梘子が平衡状態となるよう、梘子に取り付けられたカウンタウェイトを調整する。この際、ダイヤルゲージの押し付け力に相当する質量も、スプール質量に加える。

## (2) 供給圧力及び水温の設定

供給圧力を、手動の可変絞り弁によって  $1 \pm 0.02$  MPa に設定する。以後、偏心量増加による漏れ流量の増加に伴って供給圧力が減少するため、その度に供給圧力を調整する。水温を  $30 \pm 1^\circ\text{C}$  に保つため、タンクへの戻り回路中の冷却器への冷却水量を調整する。

## (3) 測定原点の検出

スプールを無負荷状態にし、静圧軸受の効果によって偏心率をゼロにする。ダイヤルゲージの目盛りを、ゼロに合わせる。梃子を軽く指で押し、離れた時に変位がゼロに戻ることを確認する。

## (4) スプール左右の偏心量バランスの調整

偏心率が 0.1 程度の間隔となるよう、徐々にスプールに荷重をかけ、左右の偏心量の差が  $1 \mu\text{m}$  以内となるようにする。バランスが悪い場合は、梃子の軸方向位置を微調整する。変位の原点がずれた場合は、手順 (3) に戻ってやり直す。

## (5) 支持力に対する偏心量及び漏れ流量の測定

荷重をゼロに戻し、測定を開始する。あらかじめ定めておいた荷重を加え、左右の偏心量を目分量で  $0.1 \mu\text{m}$  単位まで読む。漏れ流量を、メスシリンダとストップウォッチを用いて測定する。この作業を、偏心率が 1 近くになるまで繰り返す。

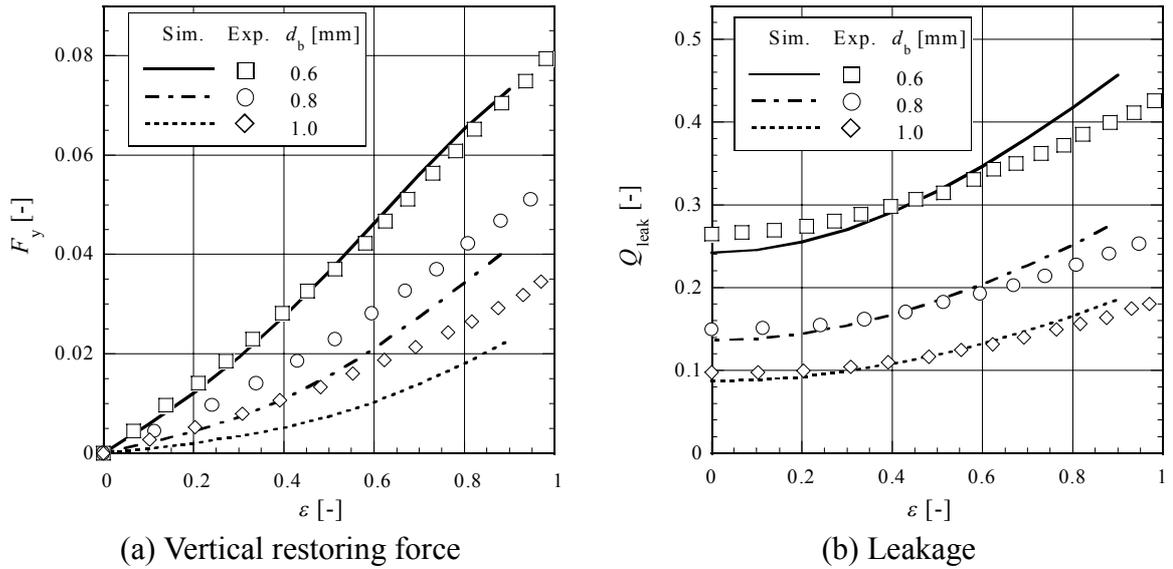
## 3.6.4 実験結果及び考察

$P_0 = 0$  の場合について、3 種類の軸受絞り直径  $d_b$  に対する測定結果を図 3.25 に示す。(a) は無次元化した支持力  $F_y$ 、(b) は無次元化した漏れ流量  $Q_{\text{leak}}$  である。ただし、

$$Q_{\text{leak}} = (q_{\text{nL}} + 2q_0 + q_{\text{nR}}) / (4q_b), \quad q_b = c_{\text{db}} \frac{\pi}{4} d_b^2 \sqrt{2p_s / \rho} \quad (3-42)$$

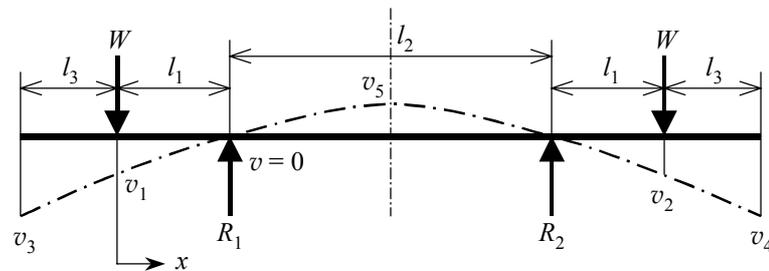
である。軸受絞り直径を変えると  $Q_{\text{leak}}$  がかなり変化しているが、これは無次元化の際の基準流量が変わるためであって、実際の漏れ流量はほとんど変化していない。ここでは、グラフを見やすくするために無次元表示してある。図中のプロット点は実験値で、実線、一点鎖線及び破線はそれぞれの絞り直径に対する計算値である。

まず、支持力に関しては、 $d_b = 0.6 \text{ mm}$  の場合にかなり良く一致している。しかし、それ以外では誤差が大きい。それとは逆に、漏れ流量では  $d_b = 1.0 \text{ mm}$  の場合におおよそ一致し、 $d_b$  の減少と共に誤差が大きくなる。特に、偏心率の増加と共に誤差が大きくなるようである。3.4 節で示した計算結果では、漏れ流量は平均すき間及び偏心率の影響が支配的であった。3.6.2 節で推定した平均すき間が正しくないと仮定すると、漏れ流量の実験値と計算値のどちらかが常に大きいはずである。しかし、図 3.25(b) では両者が途中で交わる。ゆえに、実験値と計算値の差は、測定した偏心量の誤差に起因するものと考えられる。ここで、支持力のグラフと併せて見ると、支持力が大きいほど漏れ流量の実験値と計算値の誤差が大きくなっている。したがって、スプールに加わる荷重によって、スプールのたわみが無視できないほど大きくなったと考えられる。



**Fig. 3.25** Dimensionless vertical restoring force and leakage vs. eccentricity

スプールのたわみの影響を検討するため、スプールを図 3.26 に示す梁のようにモデル化した。2 組の静圧軸受による支持力を集中荷重とし、それぞれ抗力  $R_1$  及び  $R_2$  とした。スプール両側に荷重  $W$  がかけられており、そこから  $l_3$  だけ離れた外側において変位を測定している。したがって、測定した変位からたわみ  $v_3$  を引けば、軸受絞りにおける真の偏心量が得られる。



**Fig. 3.26** Spool bending

梁のたわみの基礎式は

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \tag{3-43}$$

である。まず、 $l_1 < x < l_1 + l_2$  においては  $M = -Wl_1$  である。境界条件

$$\left. \frac{dv}{dx} \right|_{x=l_1+l_2/2} = 0, \quad v|_{x=l_1} = 0 \tag{3-44}$$

の下で式(3-43)を積分すると、次式を得る。

$$v = \frac{Wl_1}{2EI}(x-l_1)(x-l_1-l_2) \quad (3-45)$$

$$\frac{dv}{dx} = \frac{Wl_1}{EI}\left(x-l_1-\frac{l_2}{2}\right), \quad \left.\frac{dv}{dx}\right|_{x=l_1} = -\frac{Wl_1l_2}{2EI} \quad (3-46)$$

次に、 $0 < x < l_1$  においては  $M = -Wx$  である。境界条件

$$\left.\frac{dv}{dx}\right|_{x=l_1} = -\frac{Wl_1l_2}{2EI}, \quad v|_{x=l_1} = 0 \quad (3-47)$$

より、次式を得る。

$$v = \frac{W}{6EI}(x-l_1)\{(x-l_1)(x+2l_1)-3l_1l_2\}, \quad v_1 = v|_{x=0} = \frac{Wl_1^2}{6EI}(2l_1+3l_2) \quad (3-48)$$

$$\frac{dv}{dx} = \frac{W}{2EI}(x^2-l_1^2-l_1l_2), \quad \left.\frac{dv}{dx}\right|_{x=0} = -\frac{Wl_1}{2EI}(l_1+l_2) \quad (3-49)$$

したがって、たわみ  $v_3$  は以下の式となる。

$$\begin{aligned} v_3 &= v_1 - l_3 \left.\frac{dv}{dx}\right|_{x=0} = \frac{Wl_1^2}{2EI} \left\{ \frac{2}{3}l_1 + l_2 + l_3 \left( 1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \right\} \\ &= KW, \quad K = \frac{l_1^2}{2EI} \left\{ \frac{2}{3}l_1 + l_2 + l_3 \left( 1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3-50)$$

これに、実験装置における値を

$$I = \pi R^4/4, R = 12 \text{ mm}, E = 193 \text{ GPa}, l_1 = 43 \text{ mm}, l_2 = 60 \text{ mm}, l_3 = 30 \text{ mm} \quad (3-51)$$

として代入すると、次の値を得る。

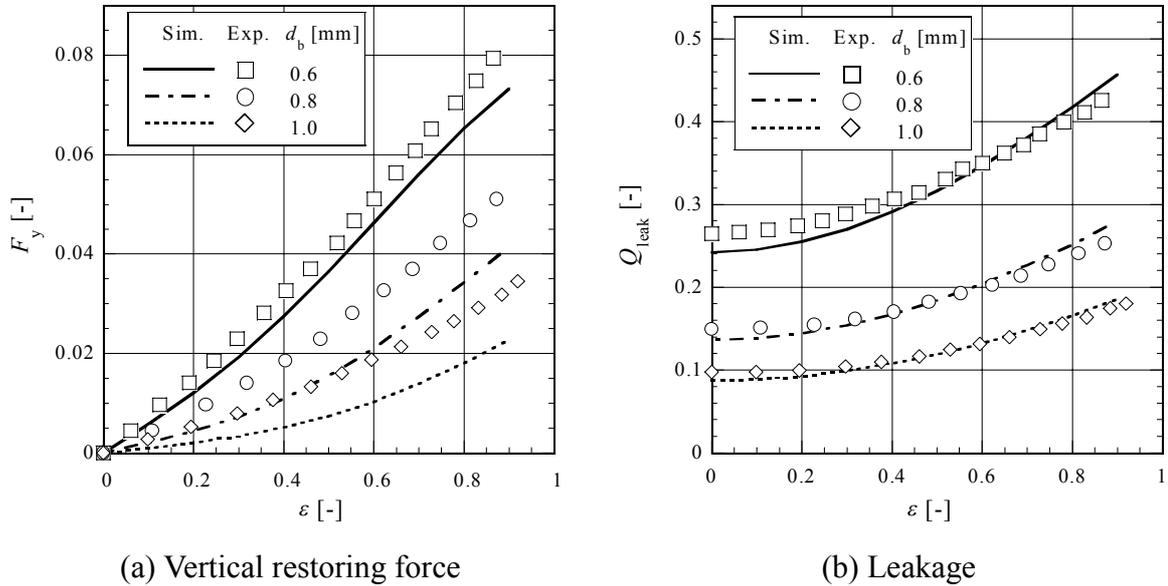
$$K = 0.0472 \text{ } \mu\text{m/N} (= 0.463 \text{ } \mu\text{m/kgf}) \quad (3-52)$$

軸受絞り直径が 0.6 mm の実験では、最大で約 88 N の荷重  $W$  をかけたため、たわみ量  $v_3$  は 4.2  $\mu\text{m}$  に達する。これは、推定した平均すき間  $h_c = 18 \text{ } \mu\text{m}$  に対しては無視できない。

図 3.25 の実験結果に対し、スプールにかけた荷重からたわみ量  $v_3$  を求め、それを偏心量から差し引く補正を行った結果を図 3.27 に示す。補正無しの場合に比べ、(b)漏れ流量特性の実験値が計算値と良く一致することがわかる。

しかしながら、(a)支持力においては逆に実験値と理論値の差が大きくなった。計算値よりも実験値の方が大きな支持力となっている。これは、軸受絞りにおける圧力損失が正しく計算されていないことを意味する。また、絞りの直径が大きいほど誤差が大きくなる。偏心率が小さいとき、絞りの直径によらず漏れ流量はほぼ同じであることを考慮すると、絞りにおける流速が小さいほど誤差が大きくなると言える。これは、本来レイノルズ数の関数である流量係数を、シミュレーションでは一定値としたことが原因であろう。

ただし、計算値よりも実験値の方が大きな支持力を発生するという事は、より安全側になるため、実用上では大きな問題にはならないと考えられる。しかし、数学モデルにおいては絞りの流量係数の変化を考慮しなければならないことを示している。



**Fig. 3.27** Dimensionless vertical restoring force and leakage vs. eccentricity with consideration of spool bending

### 3.7 結言

スプール弁の摺動部のような、円筒内面を摺動する円柱部品の固着を防ぐための、静圧支持機構について解析と実験を行った。この機構では静圧軸受の原理を利用し、スプール摺動部すき間に外部から圧力を導き、偏心したスプールに対して中心に向かう復元力を生じさせる。水圧用制御弁に組み込むことを想定し、摺動部すき間の片側には一定圧力が作用し、反対側は絞りを通ってタンクへ戻るような機構を考察した。偏心量に対するスプールの支持力及び流量特性を得ることを目的とし、摺動部すき間内の圧力分布を求めるための理論及び数値計算法を示した。さらに実験を行い、圧力分布、支持力及び漏れ流量の測定を行った結果を示した。

圧力分布の実験値は、計算値と類似した形状を示し、偏心時の形状も定性的には一致したが、定量的一致を示すには至らなかった。漏れ流量特性の実験値は、スプールへの荷重によるたわみの影響を考慮に入れると、計算値と良く一致した。支持力は、軸受絞りが小さいときには計算値と実験値が良く一致したが、絞り直径の増加に伴って実験値の方が計算値よりも大きな支持力となった。これは、実用上ではより安全側になるため、大きな問題にはならない。しかし、より精確な計算を行うためには、数学モデルにおいて絞りの流量係数の変化を考慮しなければならない。

## 参考文献

---

- (1) Rowe, W. B. *Hydrostatic and hybrid bearing design*, Butterworths, (1983).
- (2) 青山藤詞郎, 静圧軸受—設計と応用—, 工業調査会, (1990).
- (3) Urata, E., Miyakawa, S., Yamashina, C., Nakao, Y., Usami, Y. and Shinoda, M., Development of a water hydraulic servovalve, *Jpn. Soc. Mech. Engrs, Intl. J., Ser. B*, Vol. 41, No. 2, pp. 286–294, (1998).
- (4) Sweeney, D. C., Preliminary investigation of hydraulic lock, *Engineering*, Vol. 172, pp. 513–516 (Oct. 1951), 580–582 (Nov. 1951).
- (5) Sweeney, D. C., Eight ways to overcome hydraulic lock, *Engineering*, pp. 592–593, (Oct. 1960).
- (6) Blackburn, J. F., Contribution to hydraulic control, Part 5, Lateral forces on hydraulic pistons, *Trans. ASME*, Vol. 75, pp. 1175–1180, (Aug. 1953).
- (7) 浦田暎三, スプール弁のハイドロリックロックについて, 日本機械学会論文集, Vol. 33, No. 255, pp.1865–1868, (1967).
- (8) Manhajm, J. and Sweeney, D. C., An investigation of hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 169, pp. 865–879, (1955).
- (9) Mannam, J., Further aspects of hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 173, Vol. 173, pp. 699–716, (1959).
- (10) Mannam, J., Fowler, J. H. and Carpenter, A. L., Tapered lands hydrostatic journal bearings, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 179, Pt. 3F, pp. 78–84, (1964).
- (11) Dransfield, P., Bruce, D. M. and Wadsworth, M., A general approach to hydraulic lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 182, Vol. 182, pp. 595–602, (1967).
- (12) Dransfield, P., Hydraulic lock with single-land pistons, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 182, Vol. 182, pp. 603–614, (1967).
- (13) Borghi, M., Hydraulic locking-in spool-type valves: tapered clearances analysis, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 215, No. 2, pp. 157–168, (2001).
- (14) Milani, M., Designing hydraulic locking balancing grooves, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 215, No. 5, pp. 453–465, (2001).
- (15) Laurenson, I. T., The design of self-centring seal-less hydraulic pistons, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part B: J. Management and Engineering Manufacture*, Vol. 199, No. B1, pp. 59–65, (1985).
- (16) Heller, S., Static and dynamic performance of externally pressurized fluid film journal bearings in the turbulent regime, *Trans. ASME, Ser. F, J. Lubrication Technology*, Vol. 96, No. 3, pp. 381–390, (1974).

- (17) O'Donoghue, J. P., Hooke, C. J. and Rowe, W. B., A solution using the superposition technique for externally pressurized multi-recess journal bearings including hydrodynamic effects, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 185, No. 5/71, pp. 57–61, (1970).
- (18) Lichtarowicz, A., Duggins, R. K. and Markland, E., Discharge coefficients for incompressible non-cavitating flow through long orifices, *J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 7, No. 2, pp. 210–219, (1965).

### 付録3A 緩和法による圧力分布の計算

本節では、一つのリセス内の無次元圧力を1、他のリセス及び境界の圧力を0とした場合の、緩和法によるレイノルズ方程式の計算方法を述べる。

まず、図3A.1に示すように、すき間内を等間隔の格子で区切る。ξ, θ方向の区切り間隔をそれぞれ  $k(=L/(NR))$ ,  $l(=2\pi/M)$  とする。(i, j) は格子点の番号であって、左端(ξ=0)で  $i=1$ 、右端(ξ=L/R)で  $i=N+1$  とする。また、下端(θ=0)で  $j=1$ 、上端(θ=2π)で  $j=M+1$  とする。本節においては表示の簡略化のため、格子番号 (i, j) における無次元圧力及び無次元すき間を、それぞれ  $P(i, j)$  及び  $H(i, j)$  と書くことにする。  $i=2\sim N, j=1\sim M+1$  におけるすべての格子点において、上下左右の格子点における圧力から中央の圧力を繰り返し計算する。圧力値が収束するまで、計算を行う。

θに関する周期境界条件を与えるため、 $P(i, M+1)=P(i, 1)$  とする。また、領域上下端 ( $j=1, M+1$ ) においても統一的な計算式を用いるために、計算格子を上下に1列ずつ拡張し、 $P(i, M+2)=P(i, 2)$  及び  $P(i, 0)=P(i, M)$  としておく。

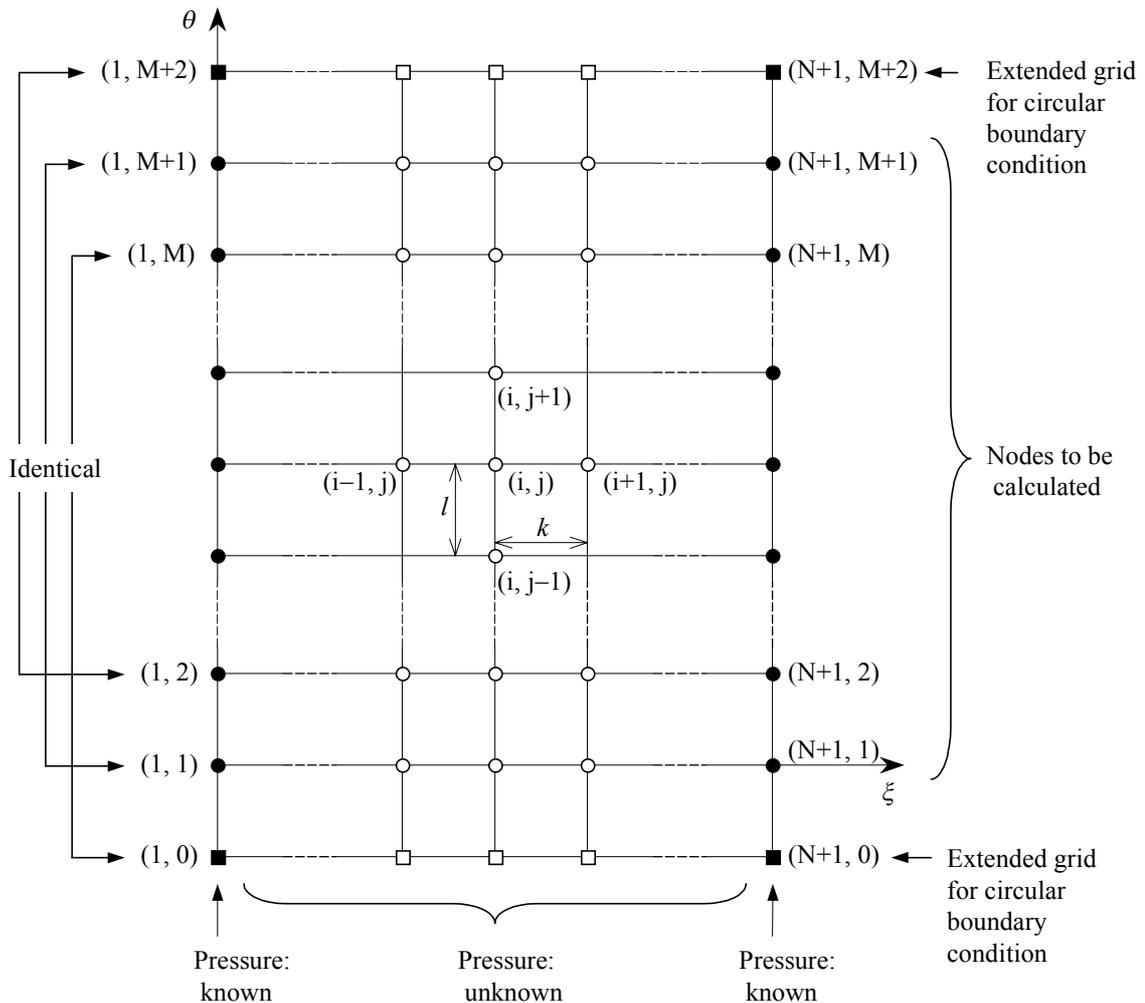


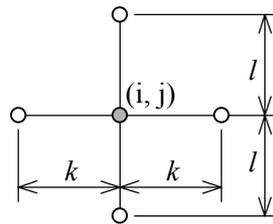
Fig. 3A.1 Mesh and nodes with equal intervals

この計算では、良い近似値を求めておくことが肝要である。まず偏心が無い場合の圧力分布を求めておき、それを微小な偏心を与えた場合の近似値として用いる。以降、順に偏心を増加させながら計算を行うが、一段階前の圧力分布を最初の近似値として用いる。

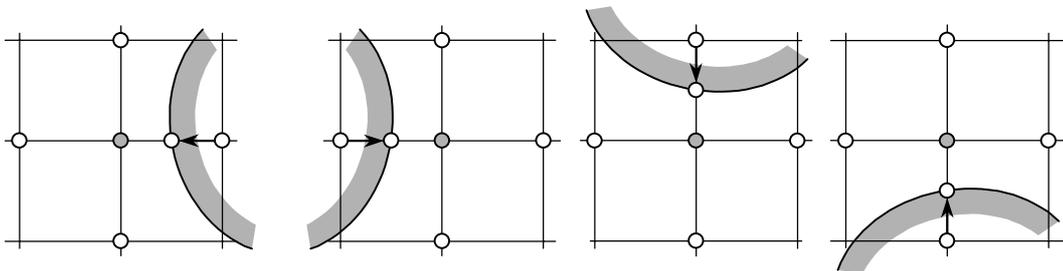
すき間空間にはリセスが存在するため、その境界近傍では格子が不完全な場合がある。格子の状態を整理すると、図3A.2に示すように、以下の9とおりがある。

- すべての格子点すすき間内にある（完全格子）。
- 格子点の一つ（上下左右のいずれか）がリセス内にある。
- 格子点の二つ（右と上、上と左、左と下、下と右のいずれか）がリセス内にある。

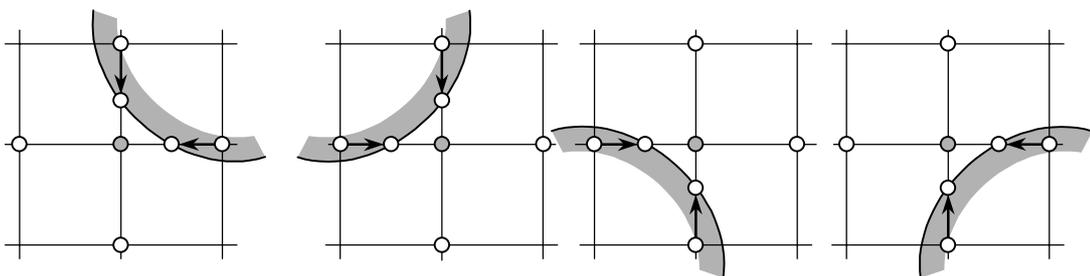
これらすべての場合に対して適用できる統一的な計算式を求めるために、以下において段階的に導出する。



(a) Normal



(b) One node in recess area



(c) Two nodes in recess area

**Fig. 3A.2** Nine conditions around a node for calculation

### 3A.1 すき間が一定の場合 (完全格子)

この場合は  $\partial H/\partial \xi = \partial H/\partial \theta = 0$  なので、レイノルズ方程式はラプラス方程式に帰着する。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0 \quad (3A-1)$$

まず、圧力分布を

$$P(\xi, \theta) = a\xi^2 + b\theta^2 + c\xi + d\theta + f \quad (3A-2)$$

と仮定して式(3A-1)を計算すると、次式を得る。

$$a + b = 0 \quad (3A-3)$$

次に、 $(\xi_i, \theta_j)$  を原点にとれば、 $\xi = 0, \theta = 0$  と見なせるので、以下の式を得る。

$$\left. \begin{aligned} P(i, j) &= f \\ P(i-1, j) &= ak^2 - ck + f \\ P(i+1, j) &= ak^2 + ck + f \end{aligned} \right\} \text{より, } a = \frac{1}{2k^2} \{P(i+1, j) + P(i-1, j) - 2P(i, j)\} \quad (3A-4)$$

$$\left. \begin{aligned} P(i, j) &= f \\ P(i, j-1) &= bl^2 - dl + f \\ P(i, j+1) &= bl^2 + dl + f \end{aligned} \right\} \text{より, } b = \frac{1}{2l^2} \{P(i, j+1) + P(i, j-1) - 2P(i, j)\} \quad (3A-5)$$

式(3A-3)に式(3A-4), (3A-5)を代入すれば、ラプラス方程式の差分近似式が得られる。

$$\frac{P(i+1, j) + P(i-1, j) - 2P(i, j)}{k^2} + \frac{P(i, j+1) + P(i, j-1) - 2P(i, j)}{l^2} = 0 \quad (3A-6)$$

これを整理すると、

$$P(i, j) = \frac{1}{2(1 + \lambda^2)} [P(i+1, j) + P(i-1, j) + \lambda^2 \{P(i, j+1) + P(i, j-1)\}] \quad (3A-7)$$

を得る。ただし、

$$\lambda = k/l \quad (3A-8)$$

である。

なお、ラプラス方程式の場合、Booyの方法\*では繰り返し計算を行わず逆行列計算が1度で済み、計算速度が速いため、正則な長方形領域の場合には有力な方法である。しかし、不規則な境界形状や、内部に流体の供給源がある場合にはうまく適用できないという欠点がある†。

\* Booy, M. L., A noniterative numerical solution of Poisson's and Laplace's equations with applications to slow viscous flow. *Trans. ASME, Ser. D, J. Basic Engineering*, pp. 725-733, (1966).

† 金子礼三, 三矢保永, 流体潤滑問題における数値計算法について, 潤滑, Vol. 20, No. 12, pp. 883-889, (1975).

### 3A.2 すき間が一定でない場合 (完全格子)

この場合のレイノルズ方程式を記述すると、次式となる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + g_\xi(\xi, \theta) \frac{\partial P}{\partial \xi} + g_\theta(\xi, \theta) \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \quad (3A-9)$$

ただし、

$$g_\xi(\xi, \theta) = \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \xi}, \quad g_\theta(\xi, \theta) = \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (3A-10)$$

であって、これらはすき間分布  $H(\xi, \theta)$  から求められる関数である。

圧力分布を式(3A-2)のように仮定し、式(3A-9)の計算を行うと、次式を得る。

$$2a + 2b + cg_\xi + dg_\theta = 0 \quad (3A-11)$$

$(\xi_i, \theta_j)$  を原点にとって差分式を求めると、以下のようになる。

$$2a + cg_\xi = \frac{1}{k^2} \left\{ \left( 1 + \frac{\beta_{\xi i}}{2} \right) P(i+1, j) + \left( 1 - \frac{\beta_{\xi i}}{2} \right) P(i-1, j) - 2P(i, j) \right\} \quad (3A-12)$$

$$2b + dg_\theta = \frac{1}{l^2} \left\{ \left( 1 + \frac{\beta_{\theta j}}{2} \right) P(i, j+1) + \left( 1 - \frac{\beta_{\theta j}}{2} \right) P(i, j-1) - 2P(i, j) \right\} \quad (3A-13)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \beta_{\xi i} &= kg_\xi(\xi_i, \theta), \quad \xi_i = (i-1)k \\ \beta_{\theta j} &= lg_\theta(\xi, \theta_j), \quad \theta_j = (j-1)l \end{aligned} \right\} \quad (3A-14)$$

であって、これらの関数の計算方法は 3A.4 節で示す。式(3A-12)、(3A-13)を式(3A-11)に代入すれば、差分式が得られる。

$$P(i, j) = \frac{1}{2(1+\lambda^2)} \left[ \left( 1 + \frac{\beta_{\xi i}}{2} \right) P(i+1, j) + \left( 1 - \frac{\beta_{\xi i}}{2} \right) P(i-1, j) + \lambda^2 \left\{ \left( 1 + \frac{\beta_{\theta j}}{2} \right) P(i, j+1) + \left( 1 - \frac{\beta_{\theta j}}{2} \right) P(i, j-1) \right\} \right] \quad (3A-15)$$

前節のようにすき間高さ一定の場合は  $\partial H/\partial \xi = \partial H/\partial \theta = 0$  であるから、 $\beta_{\xi i} = \beta_{\theta j} = 0$  となる。そのとき、式(3A-15)は式(3A-7)に縮退する。したがって、式(3A-15)は式(3A-7)を特別な場合として内包していることがわかる。

### 3A.3 すき間が一定でない場合 (不完全格子)

リセス外周曲線の外側近傍では、基準格子点の上下左右の格子点のうち、一つまたは二つがリセス内にある。その場合、基準格子点からリセス内格子点までの格子と、リセス外周曲線との交点を新たな格子点として計算を行う。その圧力はリセス内格子点の圧力に等しい。

既に述べたように、不完全格子の状態は 8 とおりある．これらすべての状態を統一的に示すために、図 3A.3 のように、上下左右すべての格子点が不完全な場合を考える．ここで、短縮された格子間隔を表す係数として、次式を定義する．

$$\delta_{kf} = k_f/k, \quad \delta_{kb} = k_b/k, \quad \delta_{lf} = l_f/l, \quad \delta_{lb} = l_b/l \quad (3A-16)$$

再び圧力分布を式(3A-2)のように仮定し、前節の式(3A-11)に対して計算すると、次式を得る．

$$2a + cg_{\xi} = \frac{1}{k^2 \delta_{kf} \delta_{kb} (\delta_{kf} + \delta_{kb})} \left[ \delta_{kb} (2 + \beta_{\xi i} \delta_{kb}) P(i+1, j) + \delta_{kf} (2 - \beta_{\xi i} \delta_{kf}) P(i-1, j) - (\delta_{kf} + \delta_{kb}) \{ 2 - \beta_{\xi i} (\delta_{kf} - \delta_{kb}) \} P(i, j) \right] \quad (3A-17)$$

$$2b + dg_{\theta} = \frac{1}{l^2 \delta_{lf} \delta_{lb} (\delta_{lf} + \delta_{lb})} \left[ \delta_{lb} (2 + \beta_{\theta j} \delta_{lb}) P(i, j+1) + \delta_{lf} (2 - \beta_{\theta j} \delta_{lf}) P(i, j-1) - (\delta_{lf} + \delta_{lb}) \{ 2 - \beta_{\theta j} (\delta_{lf} - \delta_{lb}) \} P(i, j) \right] \quad (3A-18)$$

整理すると、次式となる．

$$P(i, j) = \frac{1}{D} \{ C_1 P(i+1, j) + C_2 P(i-1, j) + C_3 P(i, j+1) + C_4 P(i, j-1) \} \quad (3A-19)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} D &= \frac{2 - \beta_{\xi i} (\delta_{kf} - \delta_{kb})}{\delta_{kf} \delta_{kb}} + \lambda^2 \frac{2 - \beta_{\theta j} (\delta_{lf} - \delta_{lb})}{\delta_{lf} \delta_{lb}}, \\ C_1 &= \frac{2 + \beta_{\xi i} \delta_{kb}}{\delta_{kf} (\delta_{kf} + \delta_{kb})}, \quad C_2 = \frac{2 - \beta_{\xi i} \delta_{kf}}{\delta_{kb} (\delta_{kf} + \delta_{kb})}, \\ C_3 &= \lambda^2 \frac{2 + \beta_{\theta j} \delta_{lb}}{\delta_{lf} (\delta_{lf} + \delta_{lb})}, \quad C_4 = \lambda^2 \frac{2 - \beta_{\theta j} \delta_{lf}}{\delta_{lb} (\delta_{lf} + \delta_{lb})} \end{aligned} \right\} \quad (3A-20)$$

である．すなわち、 $C_1 \sim C_4$  は上下左右の格子点による影響の重みを表している．

前節のように完全格子の場合、 $\delta_{kf} = \delta_{kb} = \delta_{lf} = \delta_{lb} = 1$  であるから、式(3A-20)は式(3A-15)に縮退する．したがって、式(3A-20)は式(3A-15)を特別な場合として内包していることがわかる．

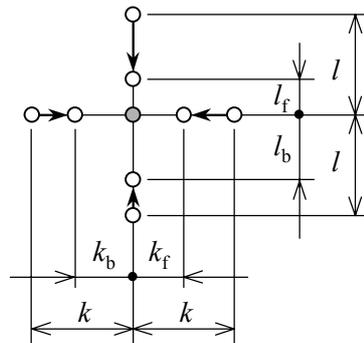


Fig. 3A.3 Generalised grid intervals

スリーブにおけるリセス形状及び位置が決定すれば、各格子点における格子間隔はすべて定まる。したがって、緩和法の繰り返し計算の前に、各格子点におけるリセス内外の判別、格子間隔短縮係数  $\delta_{kf}$ ,  $\delta_{kb}$ ,  $\delta_{lf}$ ,  $\delta_{lb}$  の計算、式(3A-20)の  $D$  及び  $C_1 \sim C_4$  の計算を行っておく。

### 3A.4 すき間の勾配

すき間が二次元配列  $H(i, j)$  で与えられているときの

$$\beta_{\xi i} = kg_{\xi}(\xi_i, \theta) = \frac{3k}{H} \frac{\partial H}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_i}, \quad \beta_{\theta j} = lg_{\theta}(\xi, \theta_j) = \frac{3l}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_j} \quad (3A-21)$$

を求める。  $\xi$  方向、  $\theta$  方向の格子間隔はそれぞれ  $k, l$  で、完全格子である。

$\partial H / \partial \xi$  及び  $\partial H / \partial \theta$  の差分式を求めるために、まず

$$H(\xi, \theta) = a\xi^2 + b\theta^2 + c\xi + d\theta + f \quad (3A-22)$$

とおくと、

$$\frac{\partial H}{\partial \xi} = 2a\xi + c, \quad \frac{\partial H}{\partial \theta} = 2b\theta + d \quad (3A-23)$$

である。  $(\xi_i, \theta_j)$  を原点にとれば、  $\xi = 0, \theta = 0$  と見なせるので、

$$\frac{\partial H}{\partial \xi} = c, \quad \frac{\partial H}{\partial \theta} = d \quad (3A-24)$$

を求めればよい。

(1)  $\xi$  方向 ( $i=1$  のとき)

前方2点を用いると

$$\left. \begin{aligned} H(1, j) &= f \\ H(2, j) &= ak^2 + ck + f \\ H(3, j) &= 4ak^2 + 2ck + f \end{aligned} \right\} \quad (3A-25)$$

であるから、まとめると

$$4H(2, j) - H(3, j) = 2ck + 3H(1, j) \quad (3A-26)$$

となる。したがって、次式を得る。

$$\beta_{\xi 1} = \frac{3k}{H} \frac{\partial H}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_1} \approx \frac{-3}{2H(1, j)} \{H(3, j) - 4H(2, j) + 3H(1, j)\} \quad (3A-27)$$

(2)  $\xi$  方向 ( $i=2 \sim N$  のとき)

前後2点を用いて同様に計算すると、次式を得る。

$$\beta_{\xi i} = \frac{3k}{H} \frac{\partial H}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_i} \approx \frac{3}{2H(i, j)} \{H(i+1, j) - H(i-1, j)\} \quad (3A-28)$$

(3)  $\xi$  方向 ( $i = N+1$  のとき)

後方2点を用いて同様に計算すると、次式を得る.

$$\beta_{\xi(N+1)} = \frac{3k}{H} \frac{\partial H}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_{1(N+1)}} \approx \frac{3}{2H(N+1, j)} \{H(N-1, j) - 4H(N, j) + 3H(N+1, j)\} \quad (3A-29)$$

(4)  $\theta$  方向

前後2点を用いて同様に計算すると、次式を得る.

$$\beta_{\theta_j} = \frac{3l}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_j} \approx \frac{3}{2H(i, j)} \{H(i, j+1) - H(i, j-1)\} \quad (3A-30)$$

ただし、 $j = 1, M+1$  のときは周回境界条件を用いる.

### 付録3B 圧力分布の巡回積分による流量の計算

無次元圧力分布  $P(\xi, \theta)$  が既知である場合に、各リセスから流出する流量及びすき間左右境界における流量を計算する。これらは、本文の式(3-28), (3-29)及び(3-30)に現れる。

なお、本節においても表示の簡略化のため、格子番号  $(i, j)$  における無次元圧力及び無次元すき間を、それぞれ  $P(i, j)$  及び  $H(i, j)$  と書くことにする。

#### 3B.1 リセスからの流量

本文の式(3-28)を再記する。

$$Q_i = -\beta_c \oint_{C_i} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial N} \right) dS \quad (i=1, 2, 3, 4) \tag{3-28}$$

この右辺について計算を行う。図3B.1は、 $i$ 番目リセスの外周曲線  $C_i$  と、その周辺の格子を示す。曲線  $C_i$  を囲むように長方形領域  $\Gamma_i$  をとる。長方形の左端及び右端の  $\xi$  方向格子番号をそれぞれ  $N_{\xi 1}$  及び  $N_{\xi 2}$ 、下端及び上端の  $\theta$  方向格子番号をそれぞれ  $N_{\theta i 1}$  及び  $N_{\theta i 2}$  とする。

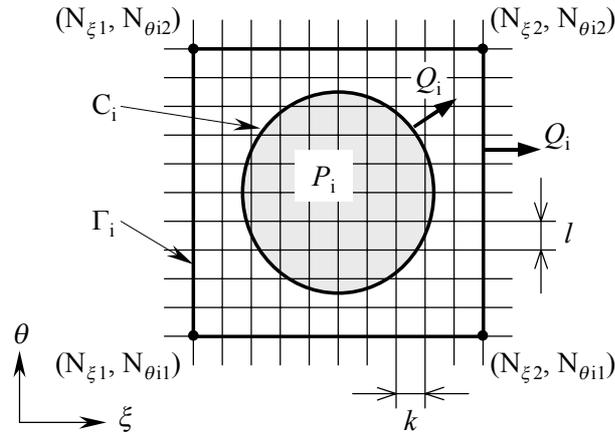


Fig. 3B.1 Grid around a recess

連続の関係より、 $C_i$ から流出する流量は  $\Gamma_i$ から流出する流量に等しい。すなわち、

$$\oint_{C_i} H^3 \frac{\partial P}{\partial N} dS = \oint_{\Gamma_i} H^3 \frac{\partial P}{\partial N} dS \tag{3B-1}$$

である。したがって、領域  $\Gamma_i$ 上を巡回積分することによって、式(3B-1)の右辺が計算できる。

$$\begin{aligned} \oint_{\Gamma_i} H^3 \frac{\partial P}{\partial N} dS &= \int_A^B -H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} dS + \int_B^C H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} dS + \int_C^D H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} dS + \int_D^A -H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} dS \\ &= \int_A^B -H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} d\xi + \int_B^C H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} d\theta + \int_C^D H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} d\xi + \int_D^A -H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} d\theta \end{aligned} \tag{3B-2}$$

ここで、 $\partial P/\partial\theta$ は4次の中央差分式、 $\partial P/\partial\xi$ は2次の差分式によって以下のように求める。

$$\frac{\partial P}{\partial\theta} \approx \frac{1}{12l} [8\{P(i,j+1) - P(i,j-1)\} - \{P(i,j+2) - P(i,j-2)\}] \quad (\text{for all of } i, j) \quad (3B-3)$$

$$\frac{\partial P}{\partial\xi} \approx \frac{1}{2k} \{P(i+1,j) - P(i-1,j)\} \quad (\text{for } i = N_{\xi_1}+1, N_{\xi_1}+2, \dots, N_{\xi_2}-1) \quad (3B-4)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial\xi} \right|_{i=N_{\xi_1}} \approx \frac{-1}{2k} \{3P(N_{\xi_1}, j) - 4P(N_{\xi_1}+1, j) + P(N_{\xi_1}+2, j)\} \quad (3B-5)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial\xi} \right|_{i=N_{\xi_2}} \approx \frac{1}{2k} \{3P(N_{\xi_2}, j) - 4P(N_{\xi_2}-1, j) + P(N_{\xi_2}-2, j)\} \quad (3B-6)$$

数値積分は、シンプソンの積分公式によって行う。したがって、長方形領域の $\xi$ 方向及び $\theta$ 方向の格子分割数、 $(N_{\xi_2} - N_{\xi_1})$ 及び $(N_{\theta_{i2}} - N_{\theta_{i1}})$ がいずれも偶数になるように格子番号をとる必要がある。それぞれの方向における格子分割数の半分の数

$$N_{\xi h} = (N_{\xi_2} - N_{\xi_1})/2, \quad N_{\theta h} = (N_{\theta_2} - N_{\theta_1})/2 \quad (3B-7)$$

と書くと、長方形の各边上の積分式は以下のようになる。

$$\begin{aligned} I_{i1} &= \int_A^B -H^3 \frac{\partial P}{\partial\theta} d\xi \\ &\approx -\frac{k}{3} \left[ H^3(N_{\xi_1}, N_{\theta_{i1}}) \frac{\partial P(N_{\xi_1}, N_{\theta_{i1}})}{\partial\theta} + H^3(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}}) \frac{\partial P(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}})}{\partial\theta} \right. \\ &\quad + 2 \sum_{m=1}^{N_{\xi h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi_1} + 2m, N_{\theta_{i1}}) \frac{\partial P(N_{\xi_1} + 2m, N_{\theta_{i1}})}{\partial\theta} \right\} \\ &\quad \left. + 4 \sum_{m=0}^{N_{\xi h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi_1} + 2m + 1, N_{\theta_{i1}}) \frac{\partial P(N_{\xi_1} + 2m + 1, N_{\theta_{i1}})}{\partial\theta} \right\} \right] \quad (3B-8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{i2} &= \int_B^C H^3 \frac{\partial P}{\partial\xi} d\theta \\ &\approx \frac{l}{3} \left[ H^3(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}}) \frac{\partial P(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}})}{\partial\xi} + H^3(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i2}}) \frac{\partial P(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i2}})}{\partial\xi} \right. \\ &\quad + 2 \sum_{m=1}^{N_{\theta h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}} + 2m) \frac{\partial P(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}} + 2m)}{\partial\xi} \right\} \\ &\quad \left. + 4 \sum_{m=0}^{N_{\theta h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}} + 2m + 1) \frac{\partial P(N_{\xi_2}, N_{\theta_{i1}} + 2m + 1)}{\partial\xi} \right\} \right] \quad (3B-9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{i3} &= \int_D^C H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} d\xi \\
&\approx \frac{k}{3} \left[ H^3(N_{\xi 1}, N_{\theta i 2}) \frac{\partial P(N_{\xi 1}, N_{\theta i 2})}{\partial \theta} + H^3(N_{\xi 2}, N_{\theta i 2}) \frac{\partial P(N_{\xi 2}, N_{\theta i 2})}{\partial \theta} \right. \\
&\quad + 2 \sum_{m=1}^{N_{\xi h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi 1} + 2m, N_{\theta i 2}) \frac{\partial P(N_{\xi 1} + 2m, N_{\theta i 2})}{\partial \theta} \right\} \\
&\quad \left. + 4 \sum_{m=0}^{N_{\xi h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi 1} + 2m + 1, N_{\theta i 2}) \frac{\partial P(N_{\xi 1} + 2m + 1, N_{\theta i 2})}{\partial \theta} \right\} \right] \quad (3B-10)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{i4} &= \int_A^D -H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} d\theta \\
&\approx -\frac{l}{3} \left[ H^3(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1}) \frac{\partial P(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1})}{\partial \xi} + H^3(N_{\xi 1}, N_{\theta i 2}) \frac{\partial P(N_{\xi 1}, N_{\theta i 2})}{\partial \xi} \right. \\
&\quad + 2 \sum_{m=1}^{N_{\theta h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1} + 2m) \frac{\partial P(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1} + 2m)}{\partial \xi} \right\} \\
&\quad \left. + 4 \sum_{m=0}^{N_{\theta h}-1} \left\{ H^3(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1} + 2m + 1) \frac{\partial P(N_{\xi 1}, N_{\theta i 1} + 2m + 1)}{\partial \xi} \right\} \right] \quad (3B-11)
\end{aligned}$$

ここで、式中の圧力勾配は既に示した式(3B-3)～(3B-6)を使用する。

以上により、

$$Q_i = -\beta_c (I_{i1} + I_{i2} + I_{i3} + I_{i4}) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (3B-12)$$

が求められる。連続の式によれば、長方形領域  $\Gamma_i$  は一つだけのリセスを囲むものであれば、どのように取っても良い。しかし、リセス外周に近すぎると圧力勾配が正確ではなくなる。また、あまり遠すぎると圧力が小さくなって、計算精度が下がる。

### 3B.2 すき間の左右境界における流量

本文の式(3-29), (3-30)を再記する。

$$Q_0 = -\beta_c \int_0^{2\pi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right)_{\xi=L/R} d\theta \quad (4-29)$$

$$Q_5 = -\beta_c \int_0^{2\pi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right)_{\xi=0} d\theta \quad (4-30)$$

この場合は境界が直線なので、左右端における3点による中央差分式を用いれば、以下のようになる。

$$\begin{aligned}
Q_0 \approx & -\frac{\beta_c l}{3} \left[ H^3(N+1, 1) \frac{\partial P(N+1, 1)}{\partial \xi} + H^3(N+1, M+1) \frac{\partial P(N+1, M+1)}{\partial \xi} \right. \\
& + 2 \sum_{m=1}^{(2/M)-1} \left\{ H^3(N+1, 2m+1) \frac{\partial P(N+1, 2m+1)}{\partial \xi} \right\} \\
& \left. + 4 \sum_{m=0}^{(2/M)-1} \left\{ H^3(N+1, 2m+2) \frac{\partial P(N+1, 2m+2)}{\partial \xi} \right\} \right] \quad (3B-13)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_5 \approx & -\frac{\beta_c l}{3} \left[ H^3(1, 1) \frac{\partial P(1, 1)}{\partial \xi} + H^3(1, M+1) \frac{\partial P(1, M+1)}{\partial \xi} \right. \\
& + 2 \sum_{m=1}^{(2/M)-1} \left\{ H^3(1, 2m+1) \frac{\partial P(1, 2m+1)}{\partial \xi} \right\} \\
& \left. + 4 \sum_{m=0}^{(2/M)-1} \left\{ H^3(1, 2m+2) \frac{\partial P(1, 2m+2)}{\partial \xi} \right\} \right] \quad (3B-14)
\end{aligned}$$

ただし、左右境界における  $\xi$  方向の圧力勾配は、以下の2次差分式で求められる。

$$\frac{\partial P(N+1, j)}{\partial \xi} = \frac{1}{2k} \{3P(N+1, j) - 4P(N, j) + P(N-1, j)\} \quad (3B-15)$$

$$\frac{\partial P(1, j)}{\partial \xi} = \frac{-1}{2k} \{3P(1, j) - 4P(2, j) + P(3, j)\} \quad (3B-16)$$

## 付録3C 流量の非線形連立方程式の解法

流量  $Q_i$  ( $i = 0, 1, \dots, 5$ ) を未知数とする非線形連立方程式は、本文の式(3-39)に現れる。

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \sum_{j=0}^5 b_{0j} Q_j \\ 1 - Q_i^2 &= \sum_{j=0}^5 b_{ij} Q_j \quad (i=1, 2, 3, 4) \\ \frac{Q_5^2}{\beta_n^2} &= \sum_{j=0}^5 b_{5j} Q_j \end{aligned} \right\} \quad (3-39)$$

ここでは、係数  $b_{ij}$  ( $i, j = 0, 1, \dots, 5$ ) は既に得られているものとする。

この連立方程式をニュートン法で解く場合、繰り返し計算の最初に与える初期値は、解に十分近い値でないと発散する可能性がある。そのため、まずスプールが偏心していない状態を想定して未知数を減らし、解を正確に求めておく。それ以降、徐々に偏心を与えて一連の計算を行い、一段階前に得られた解をニュートン法の初期値として使用する。

### 3C.1 スプールが偏心していない場合

この場合、4つのリセス流量は等しい ( $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4$ )。したがって、式(3-39)は3元連立2次方程式になる。

$$\left. \begin{aligned} b_{00}Q_0 + c_0Q_1 + b_{05}Q_5 &= P_0 \\ b_{10}Q_0 + c_1Q_1 + b_{15}Q_5 &= 1 - Q_1^2 \\ b_{50}Q_0 + c_5Q_1 + b_{55}Q_5 &= c_n Q_5^2 \end{aligned} \right\} \quad (3C-1)$$

ただし、

$$c_0 = \sum_{j=1}^4 b_{0j}, \quad c_1 = \sum_{j=1}^4 b_{1j}, \quad c_5 = \sum_{j=1}^4 b_{5j}, \quad c_n = \frac{1}{\beta_n^2} \quad (3C-2)$$

である。

まず、 $Q_0$  及び  $Q_1$  を  $Q_5$  で表すと、以下の式となる。

$$Q_0 = \frac{c_n c_0 Q_5^2 + (b_{05} c_5 - b_{55} c_0) Q_5 - c_5 P_0}{b_{50} c_0 - b_{00} c_5} \quad (3C-3)$$

$$Q_1 = \frac{c_n b_{00} Q_5^2 + (b_{05} b_{50} - b_{55} b_{00}) Q_5 - b_{50} P_0}{b_{00} c_5 - b_{50} c_0} \quad (3C-4)$$

これらを式(3C-1)に代入し、 $Q_5$  について整理すると、次式となる。

$$m_4 Q_5^4 + m_3 Q_5^3 + m_2 Q_5^2 + m_1 Q_5 + m_0 = 0 \quad (3C-5)$$

ただし、係数は以下のとおりである。

$$\left. \begin{aligned} m_4 &= (c_n b_{00})^2 \\ m_3 &= 2c_n b_{00} (b_{50} b_{05} - b_{00} b_{55}) \\ m_2 &= (b_{50} b_{05} - b_{00} b_{55})^2 + c_n (c_5 b_{00} - c_0 b_{50})(c_1 b_{00} - c_0 b_{10}) - 2c_n b_{50} b_{00} P_0 \\ m_1 &= (c_5 b_{00} - c_0 b_{50}) \{ c_1 (b_{50} b_{05} - b_{00} b_{55}) + b_{15} (c_5 b_{00} - c_0 b_{50}) + b_{10} (c_0 b_{55} - c_5 b_{05}) \} \\ &\quad - 2b_{50} (b_{50} b_{05} - b_{00} b_{55}) P_0 \\ m_0 &= (b_{50} P_0)^2 + (c_5 b_{00} - c_0 b_{50}) \{ (c_5 b_{10} - c_1 b_{50}) P_0 - c_5 b_{00} + c_0 b_{50} \} \end{aligned} \right\} \quad (3C-6)$$

式(3C-5)を  $Q_5$  についてニュートン法で解き、唯一の負根を求める。得られた結果を式(3C-3)及び(3C-4)に代入すれば、すべての流量が求められる。

### 3C.2 スプールが偏心している場合

式(3-39)を、以下のように変形する。

$$\left. \begin{aligned} f(\mathbf{Q}) &= P_0 - \sum_{j=0}^5 b_{0j} Q_j \\ g_i(\mathbf{Q}) &= 1 - Q_i^2 - \sum_{j=0}^5 b_{ij} Q_j \quad (i=1, 2, 3, 4) \\ h(\mathbf{Q}) &= \frac{Q_5^2}{\beta_n^2} - \sum_{j=0}^5 b_{5j} Q_j \end{aligned} \right\} \quad (3C-7)$$

ただし、

$$\mathbf{Q} = (Q_0, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5) \quad (3C-8)$$

である。左辺をゼロにする  $\mathbf{Q}$  を求めればよい。式(3C-7)を、 $\mathbf{Q}$  の解の近似値  $\mathbf{Q}_A$  近傍で線形近似すると、以下ようになる。

$$\left. \begin{aligned} f(\mathbf{Q}_A + \Delta\mathbf{Q}) &= f(\mathbf{Q}_A) + \Delta Q_0 \frac{\partial f}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial f}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial f}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial f}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial f}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial f}{\partial Q_5} \\ g_i(\mathbf{Q}_A + \Delta\mathbf{Q}) &= g_i(\mathbf{Q}_A) + \Delta Q_0 \frac{\partial g_i}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial g_i}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial g_i}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial g_i}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial g_i}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial g_i}{\partial Q_5} \\ &\quad (i=1, 2, 3, 4) \\ h(\mathbf{Q}_A + \Delta\mathbf{Q}) &= h(\mathbf{Q}_A) + \Delta Q_0 \frac{\partial h}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial h}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial h}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial h}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial h}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial h}{\partial Q_5} \end{aligned} \right\} \quad (3C-9)$$

ここで、 $\Delta\mathbf{Q}$  は  $\mathbf{Q}_A$  に対する補正值である。左辺をゼロとすれば、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_0 \frac{\partial f}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial f}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial f}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial f}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial f}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial f}{\partial Q_5} &= -f(\mathbf{Q}_A) \\ \Delta Q_0 \frac{\partial g_i}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial g_i}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial g_i}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial g_i}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial g_i}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial g_i}{\partial Q_5} &= -g_i(\mathbf{Q}_A) \\ &\quad (i=1, 2, 3, 4) \\ \Delta Q_0 \frac{\partial h}{\partial Q_0} + \Delta Q_1 \frac{\partial h}{\partial Q_1} + \Delta Q_2 \frac{\partial h}{\partial Q_2} + \Delta Q_3 \frac{\partial h}{\partial Q_3} + \Delta Q_4 \frac{\partial h}{\partial Q_4} + \Delta Q_5 \frac{\partial h}{\partial Q_5} &= -h(\mathbf{Q}_A) \end{aligned} \right\} \quad (3C-10)$$

行列で表せば

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial f}{\partial Q_0} & \frac{\partial f}{\partial Q_1} & \cdots & \frac{\partial f}{\partial Q_5} \\ \frac{\partial g_1}{\partial Q_0} & \frac{\partial g_1}{\partial Q_1} & \cdots & \frac{\partial g_1}{\partial Q_5} \\ \frac{\partial Q_0}{\partial Q_0} & \frac{\partial Q_1}{\partial Q_1} & \cdots & \frac{\partial Q_5}{\partial Q_5} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h}{\partial Q_0} & \frac{\partial h}{\partial Q_1} & \cdots & \frac{\partial h}{\partial Q_5} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta Q_0 \\ \Delta Q_1 \\ \vdots \\ \Delta Q_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -f(\mathbf{Q}_A) \\ -g_1(\mathbf{Q}_A) \\ \vdots \\ -h(\mathbf{Q}_A) \end{pmatrix} \quad (3C-11)$$

となる。これを解いて補正值  $\Delta \mathbf{Q}$  を求めると、補正後の値は

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}_A + \Delta \mathbf{Q} \quad (3C-12)$$

である。得られた値を新たな近似値  $\mathbf{Q}_A$  とし、式(3-39)が十分な精度で成立するまで補正を繰り返す。

## 第4章

### 水圧リリーフ弁の開発

本章では、定格圧力 14 MPa で作動するバランスドピストン形水圧リリーフ弁の開発過程を述べる。弁の設計においては、キャビテーションの防止、静特性及び安定性の向上を主眼に置いた。キャビテーションを防止するため、主弁はほぼ直径の等しい二段の直列絞りとした。静特性の指標として、圧力オーバーライド及びヒステリシスを考慮した。圧力オーバーライドを低減させるため、供給圧力を直接パイロット弁に導いた。ヒステリシスを低減させるため、主弁を静圧軸受で支持することにより、主弁に作用するクーロン摩擦を無くした。主弁の安定性を改善するため、主弁とパイロット弁の間にダンピングオリフィスを挿入するだけでなく、主弁に粘性ダンパを装着した。弁の寸法を定めるため、静特性及び動特性のシミュレーションを行った。リリーフ流量が 20 l/min までの実験を行った結果、測定された圧力オーバーライドは設定圧力の約 1%、ヒステリシスは 0.1%であった。開発した弁は、実験した圧力範囲（最大 14 MPa）ではキャビテーション騒音を発生しなかった。

#### 4.1 緒言

水圧駆動用の弁は、ほとんどの場合その基本構造が油圧用の弁と同じである。それらは防錆のために油圧用の弁とは異なる材料を用い、形状や寸法をわずかに変えて製作されている。そのような弁は、水の乏しい潤滑特性に対応するため、耐摩耗性をやや向上させている<sup>(1)</sup>。しかしながら、水の高い蒸気圧に伴うキャビテーションの発生及び低粘性に起因する弁の振動は、弁の設計を少し変えただけでは解決が困難である。

そのような問題をすべて解決するためには、新たな水圧用の弁設計の可能性を探らなければならない。本章では、新たな設計の可能性として位置付けられる、水圧用リリーフ弁を提案する。構造上の主な特徴は、以下のとおりである。

- キャビテーションの防止のため、主弁に二段の直列絞りを採用した。
- 弁の固着の防止のため、主弁摺動部を静圧軸受で支持した。
- 圧力オーバーライドの低減のため、圧力直接検知式パイロット弁を採用した。
- 減衰特性の改善のため、主弁に粘性ダンパを装着した。

絞りを通る流れにおいて、圧力差が大きいとキャビテーションが発生しやすいが、リリーフ弁の絞りでは通常、供給圧力からタンク圧力まで下がるため、圧力差が大きい。水圧用リリーフ弁の弁寸法が油圧用の弁と同じならば、キャビテーション騒音がしばしば発生し、製品寿命は短くなるであろう。弁の絞りにおける流路を複雑にして圧力を徐々に降下させることは、キャビテーションの抑制には効果的<sup>(2)</sup>であるが、弁寸法が大きくなる。キャビテーションを防止する他の方法は、圧力を複数段階に降下させることである<sup>(3, 4)</sup>。高い圧力を二

～三段階に分割して降下させることは、キャビテーションの防止に効果的な手法であり、それによって引き起こされる弁の損傷、騒音及び振動を抑制する。本章における設計では、主弁に二段の直列絞りを採用した。

水は潤滑特性が悪いため、弁と弁スリーブの固着を生じさせる。開発した弁では、主弁が滑らかに運動するように、弁の摺動部に静圧軸受を組み込んだ。従来のバランスドピストン形リリーフ弁では、流体は供給圧力ポートから細管を通してパイロット圧力室へと流れる<sup>(6)</sup>。開発した弁では、静圧軸受を通過する流れをパイロット圧力室へと導き、その流れをパイロット流量として使用する。すなわち、古典的な設計の細管絞りは使用せずに、主弁摺動部のすき間を絞りをして利用している。この方法は、水圧サーボ弁<sup>(6)</sup>や水圧用高速電磁弁<sup>(7)</sup>のような、他の水圧用の弁でも採用されている。

圧力オーバーライドを低減させるため、供給圧力をパイロット弁に導き、供給圧力を直接検出させる方法は、いくつかの研究例がある<sup>(8, 9, 10, 11, 12)</sup>。しかしながら、この設計原理を適用すると、水圧源のポンプ脈動に対してリリーフ弁が激しく共振することが多い。

そのような振動を抑制するために、主弁とパイロット弁の間にダンピングオリフィスを設けた<sup>(13)</sup>。しかしながら、ダンピングオリフィスは限られた効果しか示さなかった。したがって、本章で示す設計では、弁に必要な減衰特性を得るために、主弁に粘性ダンパを追加した。

開発した水圧リリーフ弁は、定格圧力 14 MPa で動作する。弁の寸法は、静特性及び動特性に関する数値シミュレーションに基づいて定めた。リリーフ流量 20 l/min までの静特性実験を行い、弁の性能すなわち圧力流量特性、圧力オーバーライド及びヒステリシスを評価した。

## 使用記号

$A_*$	面積 (式(4-17)参照)	[m <sup>2</sup> ]
$c_{d*}$	絞りの流量係数	[-]
$C_m, C_p$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁の減衰係数	[Ns/m]
$d_*$	直径 (図 4.2 参照)	[m]
$D_i$	主弁の $i$ 番目絞りの外径	[m]
$e$	スリーブに対する主弁の偏心量 (図 4.3 参照)	[m]
$H$	無次元ヒステリシス (式(4-25)参照)	[-]
$h_{xi}$	主弁の $i$ 番目絞りの軸方向開口高さ	[m]
$h_{0i}$	主弁の $i$ 番目絞りの軸方向初期隙間	[m]
$K_*$	定数 (式(4-4), (4-7), (4-19)参照)	
$k_m, k_p$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁のばね定数	[N/m]
$L$	主弁の減衰長さ	[m]
$l_*$	長さ (図 4.2 参照)	[m]
$m_m, m_p$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁の等価質量 (対応するばね質量の 1/3 を含む)	[kg]
$m_{fm}, m_{fp}$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁と共に運動する水の質量	[kg]
$p_*$	圧力 (図 4.2 参照)	[Pa]
$p_D, p_I$	それぞれ, リリーフ流量減少時及び増加時の平均供給圧力	[Pa]
$p_m$	中間圧力 (図 4.2 参照)	[Pa]
$q_*$	流量 (図 4.2 参照)	[m <sup>3</sup> /s]
$t$	時間	[s]
$V_*$	体積 (図 4.2 参照)	[m <sup>3</sup> ]
$V_{d0}, V_{p0}$	それぞれ, $x=0$ における $V_d$ 及び $V_p$ の初期値	[m <sup>3</sup> ]
$x$	主弁の変位	[m]
$x_0$	主弁用ばねの初期圧縮量	[m]
$y$	パイロット弁の変位及び	[m]
$y_0$	パイロット弁用ばねの初期圧縮量	[m]
$\beta$	水の体積弾性係数	[Pa]
$\delta_*$	円環状すき間の半径方向高さ (図 4.2 参照)	[m]
$\Delta p$	静圧支持機構を通過する際の圧力差 ( $= p_s - p_p$ )	[Pa]
$\mu$	水の粘度	[Pa·s]
$\rho$	水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_p$	ポペット弁の半頂角	[-]

## 4.2 設計した弁の構造

開発した弁の断面図を図 4.1 に示す。取付面寸法及びポートの配置は、ISO コード 6264-06-09-1-97 に従っている。弁本体及びほとんどの内部部品は、それぞれ銅合金及びステンレス鋼で製作した。主弁の材料には、第 2 章において高いキャビテーション壊食耐性を示したアルミニウム青銅を使用した<sup>(14)</sup>。主弁及びパイロット弁について、圧力、流量及び寸法の記号定義をそれぞれ図 4.2(a), (b) に示す。弁の基準寸法は、表 4.1 に示す。これらの寸法は、4.3 節で述べる設計解析に基づいて定めた。

主弁は、円環状に平面接触する二つの直列絞りとした。それらの直径はほとんど等しいが、組立の利便性のために  $d_1$  は  $D_2$  よりもわずかに大きな値とした。

二つの絞りの軸方向距離を精密に定めるため、弁スリーブは三部品から成る。中央のスリーブ部品は第一絞りの弁座でもあるが、その軸方向長さは、主弁の二つの封止面間の距離よりもわずかに短くした。したがって、主弁変位がゼロのとき、すなわち第二絞りが閉じているとき、第一絞りはわずかに開いている。

よく用いられている直列絞りは、二組の弁と弁座が円錐面上の円で線接触するというものである<sup>(4, 10, 15, 16)</sup>。しかしながら、二つの弁の角部が同時に接触することは、工業製品ではほとんど不可能である。さらに、接触部が平らになるため、弁の特性は短い運転時間で変化する。したがって、開発した弁では両方の絞りに面接触を採用した。二つの接触面は弁軸に対して垂直である。ゆえに、流れの流出角は弁軸に対してほぼ垂直である。これにより、主弁の運動に及ぼす流体力の影響が小さくなるという利点も生まれる。

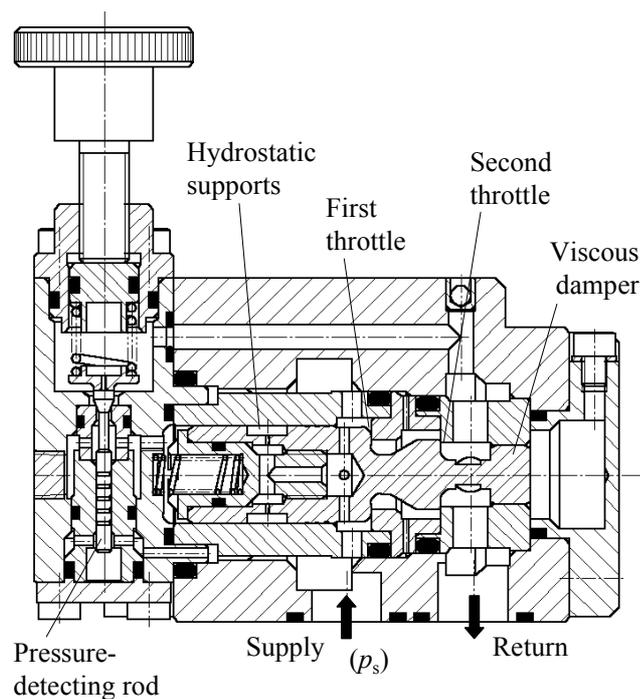
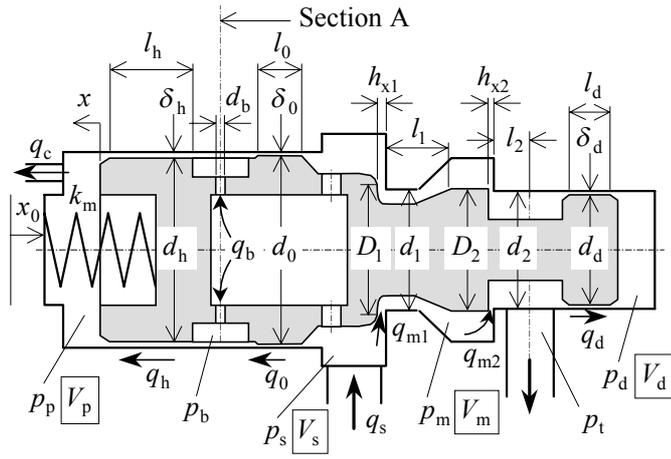
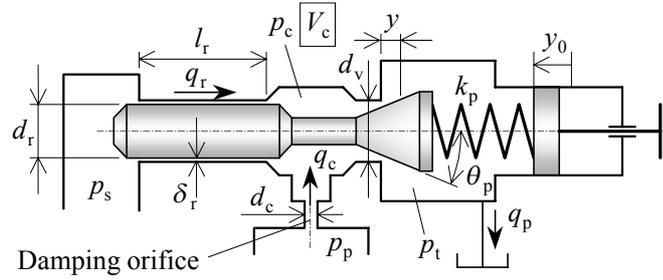


Fig. 4.1 Cross-section of the developed valve



(a) Main valve



(b) Pilot valve

Fig. 4.2 Valve functions and dimensions

Table 4.1 Reference dimensions of the developed valve

Main valve					
$D_1$	15 mm	$d_1$	14.2 mm	$h_{01}$	5 $\mu\text{m}$
$D_2$	13.77 mm	$d_2$	13.1 mm	$h_{02}$	0.5 $\mu\text{m}$
$d_d$	11.99 mm	$l_d$	6 mm	$\delta_d$	10 $\mu\text{m}$
$k_m$	0.49N/mm	$x_0$	19 mm	$d_c$	1 mm
$V_m$	1.73 $\text{cm}^3$	$V_{d0}$	5.16 $\text{cm}^3$	$m_m$	94 g
Hydrostatic supports					
$d_h$	19.975 mm	$l_h$	11 mm	$\delta_h$	17.5 $\mu\text{m}$
$d_0$	19.99 mm	$l_0$	5.4 mm	$\delta_0$	10 $\mu\text{m}$
$d_b$	0.6 mm	$N_b$	4		
Pilot valve					
$d_r$	2.99 mm	$l_r$	10 mm	$\delta_r$	10 $\mu\text{m}$
$k_p$	22.9N/mm	$d_v$	3.01 mm	$\theta_p$	20 deg
$V_c$	1.06 $\text{cm}^3$	$V_{p0}$	1.31 $\text{cm}^3$	$m_p$	5 g

主弁の滑らかな運動のために、その摺動部は静圧軸受で支持している。静圧支持機構部の概略図を図 4.3 に示す。これは、図 4.2 の断面 A に相当する。図 4.3 において、水は軸受絞り、リセス、及び弁とスリーブ間のすき間を通してパイロット圧力室へと流れる。したがって、静圧支持機構部は供給圧力からパイロット圧力への絞りとしても使用される。

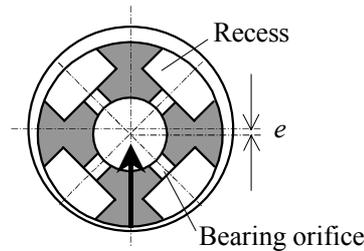


Fig. 4.3 Hydrostatic support

静圧支持機構部では、四つのリセスが同一円周上に等間隔で配置される。主弁の中心位置がスリーブ中心から外れると、偏心が生じた方向のリセス圧力が増加し、同時に反対側のリセス圧力が減少する。ゆえに、主弁を元の中心位置に押し戻す復元力が生じる。復元力を増大させるために、主弁周囲のすき間高さは、軸方向に段差を設けている。すなわち、 $\delta_h > \delta_0$  である。

静圧支持機構の支持特性及び漏れ流量特性は、第 3 章で示した計算手法によって計算した。すき間の片側を供給圧力と等しくし、すき間の反対側下流の絞り面積を変化させることによって、供給圧力とパイロット圧力との差圧に対する漏れ流量特性を求めることができる。

パイロット弁では、円錐状のポペット弁先端を延長し、ポペット弁座直径とほぼ等しい直径の圧力検知ロッドを追加してある。ロッドの左端を押す供給圧力による力と、ポペット弁右端を押すパイロット用ばねによる力が釣り合う。したがって、パイロット弁は供給圧力を直接検知することができる。

主弁の安定性を向上させるため、主弁とパイロット弁との間に挿入したダンピングオリフィスに加えて、主弁に粘性ダンパを装着した。

### 4.3 設計のための解析

弁の寸法を定めるため、設計解析を行った。後に行うシミュレーションでは、設計パラメータを様々に変えて計算を行う。したがって、設計段階で詳細なモデル化を行ってもあまり意味がない。許容される範囲内で基礎式を簡略化するため、以下の仮定を設けた。

- (a) 円環状の狭いすき間を通る流れは、平行平板間の層流とみなす。
- (b) 漏れ流量によって弁に作用する粘性抵抗力は、圧力及びばねによって弁に作用する力に比べて無視出来るほど小さい。
- (c) 主弁の絞りは、平行で滑らかな面から構成される。したがって、接触面の表面粗さが漏れ流量に及ぼす影響を無視する。
- (d) 主弁絞りにおいて、水は壁に沿って流れるものとする。したがって、流れの縮流は考慮しない。
- (e) 弁の絞りにおいて、キャビテーションは発生しないものとする。
- (f) 主弁絞りを通る流れは、弁軸に対してほぼ垂直とする。したがって、主弁に作用する流体力は無視できる。
- (g) 弁部品の弾性変形は小さく、無視できる。
- (h) 戻りポートの圧力は、供給圧力及び中間圧力に比べて無視できるほど小さい。

#### 4.3.1 静圧支持機構を通過する流量

静圧軸受における円周上のすき間を通過する流量は、数値解析によって求めることができる<sup>(17)</sup>。しかしながら、長い計算時間を必要とするため、様々な設計パラメータを試す設計解析には不便である。したがって、弁の設計においては、以下に述べるような簡略化計算を行った。

リセスは、すき間空間において複雑な境界を形成する。流量計算を簡略化するために、リセス面積の広がりを見捨て、図 4.2 の断面 A の位置にある円周上の線からの流れとしてオリフィス流れを近似する。この簡略化の元で、軸受絞り及び隙間を通過する流量は、以下のように書くことができる。

$$q_b = K_b \sqrt{p_s - p_b} \quad (4-1)$$

$$q_0 = K_0 (p_s - p_b) \quad (4-2)$$

$$q_h = K_h (p_b - p_p) \quad (4-3)$$

ただし、

$$K_b = N_b c_{db} \frac{\pi}{4} d_b^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad K_0 = \frac{\pi d_0 \delta_0^3}{12 \mu l_0}, \quad K_h = \frac{\pi d_h \delta_h^3}{12 \mu l_h} \quad (4-4)$$

であり、 $c_{db}$  は軸受絞りの流量係数である。

連続の式は

$$q_h = q_0 + q_b \quad (4-5)$$

である。式(4-1)～(4-5)より、

$$q_0 = \frac{K_0}{K_b^2} q_b^2, \quad q_b = \frac{-K_2 + \sqrt{K_2^2 + 4K_1(p_s - p_p)}}{2K_1} \quad (4-6)$$

を得る。ただし、

$$K_1 = \frac{1}{K_b^2} \left( 1 + \frac{K_0}{K_h} \right), \quad K_2 = \frac{1}{K_h} \quad (4-7)$$

である。したがって、 $\Delta p (= p_s - p_p)$  が与えられれば、式(4-5)及び(4-6)から流量  $q_h$  を求めることができる。

図 4.4 は、数値計算と上記の近似解析を比較したものである。上記の近似計算による流量は、数値解析の結果に対して約 10% 大きい。この精度は、パラメータ選択のためのスクリーニングには十分である。したがって、設計パラメータの選択には近似計算を用い、最終的に選択した寸法に対しては数値計算を適用した。

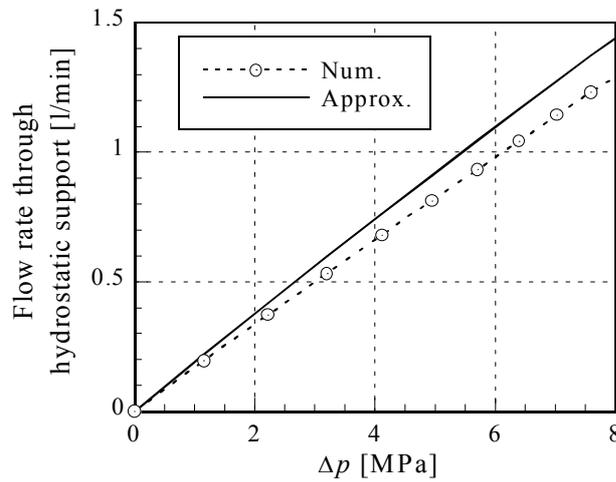


Fig. 4.4 Pressure-flow rate characteristics of the hydrostatic supports

### 4.3.2 絞りを通過する流量

本節では、静圧支持機構以外の基礎式を示す。絞りを通過する流量は、以下のとおりである。

$$q_{m1} = c_{d1} \pi D_1 h_{x1} \sqrt{2(p_s - p_m) / \rho} \quad (4-8)$$

$$q_{m2} = c_{d2} \pi D_2 h_{x2} \sqrt{2(p_m - p_t) / \rho} \quad (4-9)$$

$$q_c = \text{sgn}(p_p - p_c) c_{dc} \frac{\pi}{4} d_c^2 \sqrt{2|p_p - p_c| / \rho} \quad (4-10)$$

$$q_p = c_{dp} \pi d_v y \sin \theta_p \sqrt{2(p_c - p_t) / \rho} \quad (4-11)$$

$$q_r = \frac{\pi d_r \delta_r^3}{12\mu l_r} (p_s - p_c) \quad (4-12)$$

$$q_d = \frac{\pi d_d \delta_d^3}{12\mu l_d} (p_t - p_d) \quad (4-13)$$

ただし、 $c_{d1}$ 、 $c_{d2}$ 、 $c_{dc}$ 及び $c_{dp}$ はそれぞれ、主弁の第一絞り及び第二絞り、ダンピングオリフィス、及びポペット弁の流量係数である。

主弁の第一絞り及び第二絞りの軸方向すき間は、それぞれ

$$h_{x1} = h_{01} + x, \quad h_{x2} = h_{02} + x \quad (4-14)$$

である。主弁を剛体と仮定しているため、主弁変位と絞りのすき間は線形関係にある。

### 4.3.3 運動方程式及び連続の式

減衰機構の寸法を定めるためには、動力学解析が必要である。本節では、弁の運動方程式を導出する。

主弁のそれぞれの絞りは、弁座と平面接触する。したがって、弁と弁座の間に重なり部が形成される。この重なり部における圧力分布は、主弁に働く力に影響を与える。しかしながら、開発した弁では重なり部の半径方向長さは非常に短い（約 0.4 mm）。この寸法は、それぞれの絞りでの重なり部における圧力分布が、下流圧力に等しいという簡略化が合理的である。それゆえ、主弁及びパイロット弁の運動方程式はそれぞれ

$$\begin{aligned} (m_m + m_{fm}) \frac{d^2 x}{dt^2} + C_m \frac{dx}{dt} + k_m (x + x_0) - \rho L \frac{dq_m}{dt} \\ = A_s p_s + A_m p_m + A_t p_t + A_d p_d - A_p p_p \end{aligned} \quad (4-15)$$

及び

$$\begin{aligned} (m_p + m_{fp}) \frac{d^2 y}{dt^2} + C_p \frac{dy}{dt} + k_p (y + y_0) \\ = A_r p_s + (A_v - A_r) p_c - K_{fp} y (p_c - p_t) \end{aligned} \quad (4-16)$$

である。ただし、

$$\left. \begin{aligned} A_s &= \frac{\pi}{4} (d_h^2 - D_1^2), \quad A_m = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2), \\ A_t &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_d^2), \quad A_d = \frac{\pi}{4} d_d^2, \quad A_p = \frac{\pi}{4} d_h^2, \\ A_r &= \frac{\pi}{4} d_r^2, \quad A_v = \frac{\pi}{4} d_v^2, \quad L = l_1 + l_2 \end{aligned} \right\} \quad (4-17)$$

$$C_m = \pi \mu \left( \frac{d_0 l_0}{\delta_0} + \frac{d_h l_h}{\delta_h} + \frac{d_d l_d}{\delta_d} \right), \quad C_p = \pi \mu \frac{d_r l_r}{\delta_r} \quad (4-18)$$

$$K_{fp} = c_{dp} \pi d_v \sin 2\theta_p \quad (4-19)$$

である。式(4-15)より、主弁の運動に及ぼす  $p_m$  の影響を小さくするためには、 $A_m$  の値は小さいことが望ましい。弁の組立のためには  $D_1 > D_2$  でなければならないため、 $A_m$  はゼロにはできないが、それらの直径差は可能な限り小さくした。

主弁絞りの流れは内向きであるから、減衰長さ  $l_1$  及び  $l_2$  は負の減衰力を発生させる。しかしながら、シミュレーションでは負の減衰力（式(4-15)の左辺第四項）は、粘性ダンパによって発生する力（ $A_d p_d$ ：式(4-15)の右辺第四項）の1%以下である。したがって、この設計では減衰長さの影響は現れない。

式(4-16)の右辺では、 $d_r \approx d_v$  であるから第二項は無視される。次に第三項は流体力を表すが、パイロット流量は小さく、 $y \ll d_v$  であるため、第三項は第一項よりもはるかに小さい。したがって、パイロット弁の位置は主に供給圧力による力と、パイロット弁用ばねによる力によって影響を受けることがわかる。したがって、パイロット弁の位置によって供給圧力を小さな誤差で検出することができる。

最後に、連続の式を考える。圧力  $p_s$ 、 $p_m$  及び  $p_c$  がそれぞれ作用する体積  $V_s$ 、 $V_m$  及び  $V_c$  は、弁の運動による相対変化が小さいため、定数とみなす。水の圧縮性を考慮すると、連続の式は以下のとおりである。

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{\beta}{V_s} \left( q_s - q_{m1} - q_h - q_r - A_s \frac{dx}{dt} - A_r \frac{dy}{dt} \right) \quad (4-20)$$

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{\beta}{V_m} (q_{m1} - q_{m2}) \quad (4-21)$$

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{\beta}{V_{p0} - A_p x} \left( q_h - q_c + A_p \frac{dx}{dt} \right) \quad (4-22)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{\beta}{V_c} (q_r + q_c - q_p) \quad (4-23)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\beta}{V_{d0} + A_d x} \left( q_d - A_d \frac{dx}{dt} \right) \quad (4-24)$$

ただし、 $V_{p0}$  及び  $V_{d0}$  はそれぞれ  $V_p$  及び  $V_d$  の  $x=0$  における初期値である。

#### 4.3.4 シミュレーション

弁の設計段階におけるシミュレーションでは、絞りの流量係数は定数（0.67）と仮定した。この仮定により、流量が小さいときの計算精度が悪くなる可能性がある。より正確なシミュレーションのためには、流量係数をより精密にモデル化する必要がある。

リリーフ流量に対する静特性は、式(4-5)～(4-24)から時間の導関数を消去することによって得られる。入力パラメータは、供給圧力または主弁を通る流量とした。他のすべての未知パラメータは、定常状態の式を二分法で解くことによって得られる。

図 4.5 は、リリーフ流量 20 l/min における供給圧力の計算結果を、1 MPa ごとに 14 MPa まで示す。供給圧力が増加するとパイロット弁が開き、主弁がクラッキング圧力で開いた後、供給圧力はほぼ一定となる。圧力オーバーライドの計算結果は、設定圧力が 1 MPa のとき以外は、0.4% 以下であった。

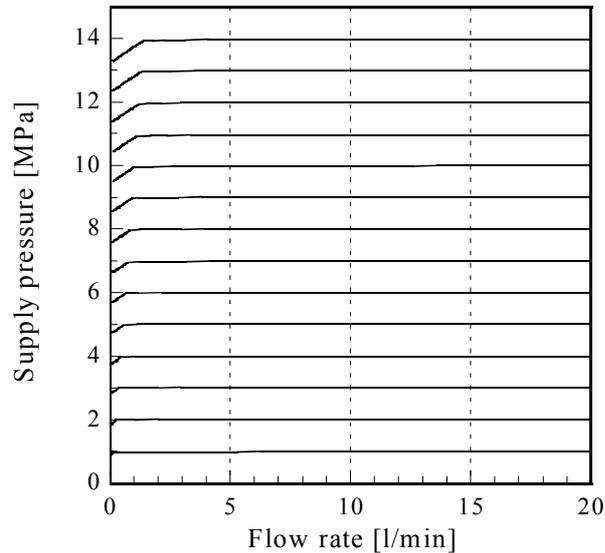
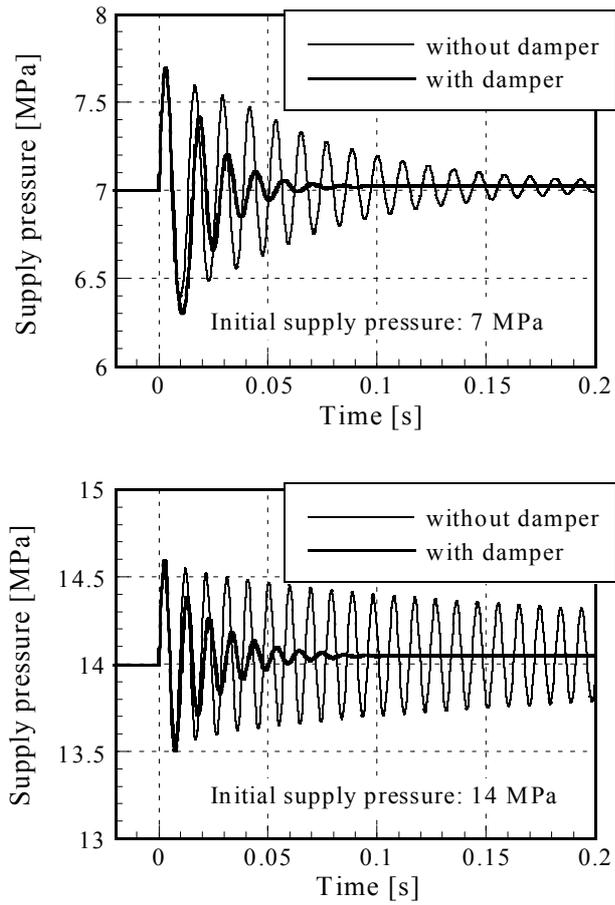


Fig. 4.5 Simulation results of static characteristics

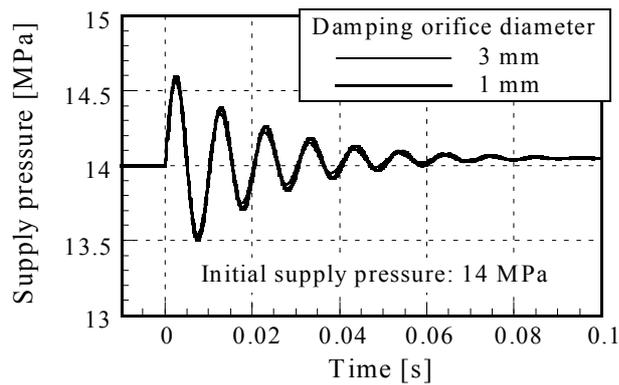
粘性ダンパの寸法を定めるため、リリーフ流量のステップ変化に対する圧力応答を計算した。MATLAB/Simulink® を用いて式(4-5)～(4-24)をモデル化した。解法は 4 次のルンゲ・クッタ法とした。計算の時間刻みは、5  $\mu$ s に固定した。入力信号は、1.5 から 20 l/min にステップ状に変化する流量とした。リリーフ弁上流の流体の体積は、過渡応答に大きな影響を及ぼすため、実験装置の値に合わせた。供給圧力の初期値を 7 または 14 MPa とし、主弁のダンパ及びダンピングオリフィスの寸法を変えながら、供給圧力の応答を計算した。

主弁ダンパの有無による圧力応答波形の違いを、図 4.6 に示す。両方の場合で、ダンピングオリフィスの直径は 1 mm である。図 4.6 はダンパの重要性を示しており、供給圧力が大きいほど振動の減衰は遅くなることも示している。

次節で示す実験では、ポンプの流量脈動による弁の振動を抑制するために、ダンピングオリフィスを使用した方が効果的であった。しかしながら、図 4.7 に示すシミュレーションでは、オリフィス直径の選択は過渡圧力の減衰に対してあまり重要ではないことを示している。



**Fig. 4.6** Simulation results of dynamic response with- and without damper for the main valve



**Fig. 4.7** Simulation results of dynamic response with- and without damping orifice

## 4.4 実験

### 4.4.1 実験装置

図 4.8 は実験装置を示す。水圧源として、アキュムレータ付きの三連ピストンポンプを使用した。定格圧力は 21 MPa、定格流量は 20 l/min である。供試リリーフ弁への流量は、それに平行に接続された手動のニードル弁を通過するバイパス流量を変えることによって調整した。リリーフ流量は、流量測定範囲の異なる二種類のタービン形流量計を切り替えて測定した。圧力測定系の分解能は約 10 kPa である。水温は、タンクへの戻り回路にある冷却器によって、25°–30°C に保った。

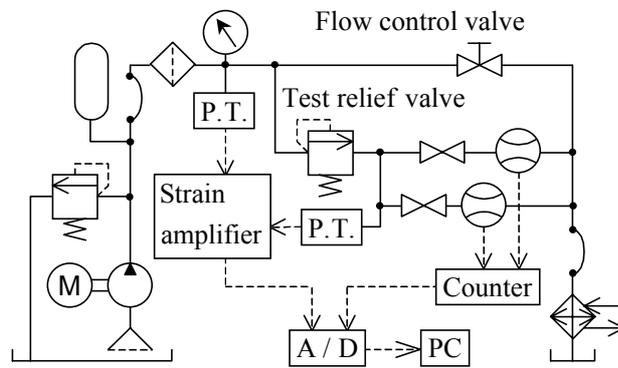


Fig. 4.8 Experimental rig

### 4.4.2 実験結果

図 4.9 は、設定圧力を 1MPa ごとに変えて 14MPa まで測定した実験結果を示す。データ点の白及び黒は、それぞれ流量の増加時及び減少時のものである。実線は、図 4.5 に示したシミュレーション結果である。シミュレーションと実験の差異は、クラッキング圧力以下の圧力においてのみ見られる。

圧力オーバーライドについて、実験及びシミュレーションの比較を図 4.10 に示す。ここに示した圧力オーバーライドは、最大流量における圧力とクラッキング圧力との差である。また、設定圧力に対する圧力オーバーライドをパーセント表示した値も示してある。図 4.10 からわかるように、圧力オーバーライドは設定圧力の約 1% である。

図 4.11 は、実験によって観測された圧力のヒステリシスを示す。ヒステリシスのパーセント表示は、次式で定義する。

$$H = \frac{|p_I - p_D|}{p_I + p_D} \times 100 \quad (4-25)$$

図 4.11 より、無次元ヒステリシスは、設定圧力が 2~14 MPa の範囲では約 0.1% である。例外は 1 MPa での値で、これは圧力測定系の分解能 (10 kPa) が相対的に大きくなることによ

る。ヒステリシスの値が小さいことにより、主弁が静圧支持機構によって滑らかに運動していることがわかる。

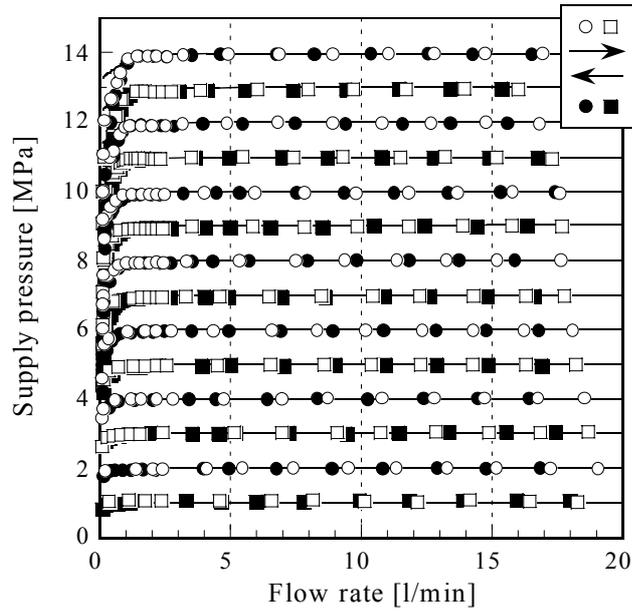


Fig. 4.9 Experimental results of static characteristics

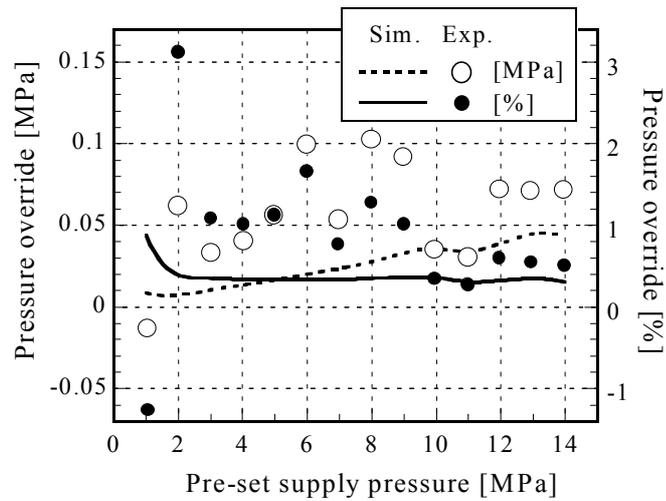


Fig. 4.10 Pressure override

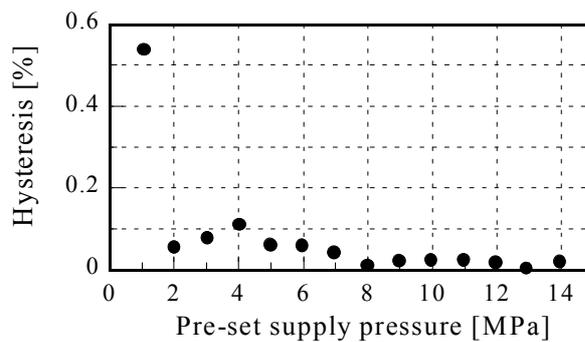


Fig. 4.11 Experimental results of hysteresis

開発した弁は、実験した範囲内ではキャビテーション騒音を発生しなかった。これは二段階圧力降下によってキャビテーションが防止されたことを示す。この詳細は次節で考察する。

## 4.5 考察

主弁は、二段階圧力降下を実現するために二つの直列絞りを有する。絞りの効果は、中間絞りを調べることによって観察することができる。理想的な中間圧力の値は、無次元の中間圧力  $(p_m - p_t)/(p_s - p_t) = 0.5$  を常に満足する。しかしながら、この値は二つの絞りが完全に同時に閉止する必要があるため、実現が困難である。クラッキング圧力の不確かさを避けるため、開発した弁では第二絞りにおける封止を優先させた。

この設計原理では、入口圧力がクラッキング圧力未満のとき、第二絞りは閉じているが第一絞りはわずかに開いている。この状態では、中間絞りは入口圧力に等しい。すなわち、無次元の中間圧力は1である。主弁がクラッキング圧力で開き始めると、水は主弁を流れ、第一絞りで圧力が降下する。同時に、無次元中間圧力は減少する。その値は、二つの絞りの直径の比によって定まる値に近づく。図 4.12 は、代表的な設定圧力での無次元中間圧力について、実験値とシミュレーション結果を比較したものである。実験とシミュレーションとの乖離は比較的大きいが、二つの絞りによって圧力降下が効果的に行われていることを示している。乖離の原因は、流量係数を正しく見積もっていないことや、それぞれの絞りにおいて対向する面の粗さによる影響、または弁部品の弾性変形などが考えられる。

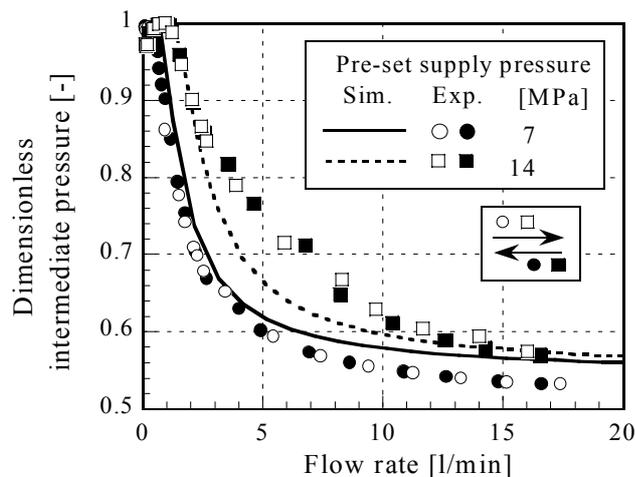


Fig. 4.12 Dimensionless intermediate pressure in the space between two throttles of the main valve

弁の圧力流量特性では、圧力オーバーライドが小さく、シミュレーションと実験値はよく一致したが、中間圧力は定量的にあまり一致しなかった。これは、パイロット弁によって供給圧力を直接検知したことの結果と考えられる。供給圧力はばねによる力と釣り合い、外乱はパイロット弁に働く流体力である。しかし、パイロット流量は中間圧力とは独立である。したがって、中間圧力は弁の圧力流量特性に影響を及ぼさない。

中間圧力は、主弁に働く流体力を変化させるため、弁の安定性に影響を与えるであろう。主弁の二段絞りを構成する部品の剛性が低いと、圧力が作用した際に部品が変形し、絞りの開口面積が変化する。これにより中間圧力が変動し、弁の安定性が悪化する。したがって、二段絞りを構成する部品は、その変形が無視できる程度まで剛性を高める必要がある。本章の設計では、この方向の研究は行わず、主弁に粘性ダンパを追加することによって弁の安定性を与えた。

## 4.6 結言

---

定格圧力 14 MPa で作動するバランスドピストン形水圧リリーフ弁を開発した。キャビテーションを防止するために、主弁は二つの直列絞りを有する。開発した弁は実験した範囲内ではキャビテーション騒音を発生しなかった。主弁を静圧軸受によって支持し、その弁とスリーブの間の円環状すき間はパイロット圧力への絞りとして利用した。圧力オーバーライドを低減させるため、パイロット弁が供給圧力を直接検知する構造とした。弁の安定性を得るため、主弁とパイロット弁との間にダンピングオリフィスを挿入するだけでなく、主弁に粘性ダンパを設けた。静特性及び動特性の数値シミュレーションを行い、弁の寸法を定めた。

リリーフ流量 20 l/min までの実験において、圧力オーバーライドは設定圧力の約 1% であった。実験でのヒステリシスは設定圧力の約 0.1% であった。したがって、静圧軸受によって主弁が滑らかに運動していることを確認した。

本章における水圧用リリーフ弁の開発を通じて得られた設計指針は、以下のとおりである。

### (1) 主弁の二段絞りについて

- 二段の絞りの直径を可能な限り等しくする。
- 絞りの流入部及び流出部において、流れの剥離が生じないよう角部に丸みをつける。
- 弁と組み合わせる弁座部品は軸方向に分割し、加工精度を高める。
- 二段の絞りを構成する部品の剛性を高める。

### (2) 主弁について

- 主弁摺動部に静圧軸受を組み込む。
- 主弁の支持に必要な漏れ流量を、パイロット流量として利用する。
- 主弁の振動抑制のため、粘性ダンパを組み込む。

## 参考文献

---

- (1) Trostmann, E., *Water hydraulics control technology*, Dekker (1996).
- (2) Skousen, P. L., *Valve handbook*, McGraw-Hill (1997).
- (3) Berger, J., *Kavitationserosion und Maßnahmen zu ihrer Vermeidung in Hydraulikanlagen für HFA-Flüssigkeiten*, Dissertation, RWTH Aachen (1983).
- (4) Liu, Y. S., Huang, Y. and Li, Z. Y., Experimental investigation of flow and cavitation characteristics of a two-step throttle in water hydraulic valves, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A: J. Power and Energy*, Vol. 216, pp. 105–111, (2002).
- (5) Cundiff, J. S., *Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications*, CRC Press (2001).
- (6) Urata, E., Miyakawa, S., Yamashina, C., Nakao, Y., Usami, Y. and Shinoda, M., Development of a water hydraulic servovalve, *Jpn. Soc. Mech. Engrs, Intl. J., Ser. B*, Vol. 41, No. 2, pp. 286–294, (1998).
- (7) Park, S.-H., Kitagawa, A. and Kawashima, M., Water hydraulic high-speed solenoid valve, Part 1: development and static behaviour, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I: J. Systems and Control Engineering*, Vol. 218, pp. 399–409, (2004).
- (8) Andersson, B. R., *On the Valvistor; a proportional controlled seat valve*, Dissertation, Linköping University, (1984).
- (9) Yao, D., Burton, R., Nikiforuk, P., Ukrainetz, P. and Zhou, Q., Research and development of a direct pressure sensing relief valve, *Proc. Fourth Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control*, Hangzhou, China, pp. 150–155, (1997).
- (10) Suzuki, K. and Urata, E., Improvement of cavitation resistive property of a water hydraulic relief valve, *Proc. Eighth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, pp. 265–276, (2003-5).
- (11) Suzuki, K. and Urata, E., Improvement in static characteristics of a water hydraulic relief valve, *Proc. Ninth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Linköping, Sweden, CD-ROM, (2005-6).
- (12) Suzuki, K. and Urata, E., Development of a direct pressure-sensing water hydraulic relief valve, *Intl. J. of Fluid Power*, Vol. 9, No. 2, pp. 5–13, (2008)
- (13) Suzuki, K. and Urata, E., Dynamic characteristics of a direct-pressure sensing water hydraulic relief valve, *Proc. Sixth JFPS Intl. Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, pp. 461–466, (2005-11).
- (14) Suzuki, K. and Urata, E., Cavitation erosion of materials for water hydraulics, *Proc. Bath workshop on Power Transmission and Motion Control*, Bath, UK, pp. 127–139 (2002-9).

- (15) Nie, S., Huang, G., Li, Y., Yang, Y. and Zhu, Y., Research on low cavitation in water hydraulic two-stage throttle poppet valve, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part E: J. Process Mechanical Engineering*, Vol. 220, pp. 167–179, (2006).
- (16) Lauttamus, T., Linjama, M., Nurmi, M. and Vilenius, M., A novel seat valve with reduced axial forces, *Proc. Bath workshop on Power Transmission and Motion Control*, (Edited by D. N. Johnston and K. A. Edge), Hadleys Ltd. (UK), Bath, UK, pp. 415–427, (2006-9).
- (17) Suzuki, K. and Urata, E., Analysis of hydrostatic bearing for water hydraulic servovalve, *Proc. Sixth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, pp. 179–190, (1999-5).

## 第 5 章

### 水圧用減圧弁の開発

本章では、パイロット形水圧用減圧弁の新しい設計を提案する。開発した弁は、14 MPa までの一次圧力において、負荷流量範囲 2.7–15 l/min で、二次圧力下限 3.5 MPa まで作動する。設計した弁の大きな特徴は、キャビテーションを防止するために主弁を二段絞りとしたこと、パイロット弁が二次圧力を直接検知すること、一次圧力ポートからパイロット圧力室への漏れを排除したこと、及び主弁の運動を安定化させるために粘性ダンパを装着したことである。弁の寸法を定めるため、動的及び静的な解析を行った。製作した弁について静特性実験を行った。一次圧力が 14 MPa までの範囲で、キャビテーション騒音は発生しなかった。製作した弁の静特性は、シミュレーションによる予測値とよく一致した。測定された二次圧力の変動は、14MPa までの一次圧力変化に対しては約 0.2 MPa、15 l/min までの負荷流量変化に対しては 0.5 MPa であった。

#### 5.1 緒言

減圧弁は、水道水供給系の圧力制御用としてよく使用されており、その静特性及び動特性については研究例がある<sup>(1-3)</sup>。それらのシステムの運転圧力水準は 1 MPa 程度である。油圧駆動システム用減圧弁は、14 MPa 程度の主回路圧力を、それよりも低圧な副回路系へ減圧する。これにより、異なる圧力水準を単一の圧力源で運転することができる。

従来の減圧弁の代表的な構造を、図 5.1 に示す。(a) は直動形 (single-stage)、(b) はパイロット形 (two-stage) である<sup>(4)</sup>。ばねの代わりに比例電磁ソレノイドを用いた弁も開発されている<sup>(5-7)</sup>が、本研究ではばねによって圧力設定をおこなう形式とする。通常、直動形は低圧システム用で、パイロット形は高圧用である。

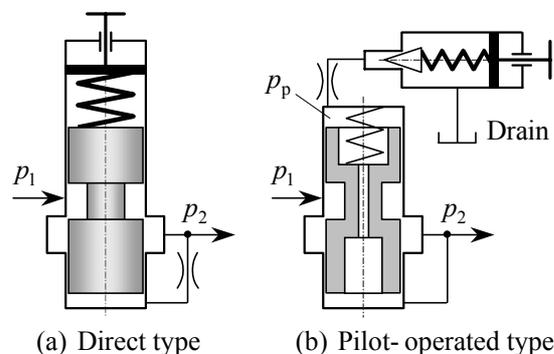


Fig. 5.1 Two types of conventional pressure-reducing valve

直動形では、二次圧力による力とばねによる力の平衡によって、スプール弁の開度を調整している。構造が単純で応答速度も速いが、高圧用途には強力なばねが必要である。また、弁の振動抑制のためにはダンピング用絞りなどのパラメータを適切に設計する必要がある<sup>(8-10)</sup>。

パイロット形では、ポペット形式のパイロット弁がパイロット圧力 ( $p_p$ ) を制御する。二次回路の流体が固定絞りを通してパイロット圧力室に流れるため、パイロット圧力は二次圧力よりもやや低い。パイロット形は直動形よりも静特性が良く、小形で高圧用途に向くため、油圧用では幅広く使用されている。

本章では、14 MPa の圧力水準で運転できる新しい構造を有する水圧駆動用パイロット形減圧弁を開発する。構造上の主な特徴は、以下のとおりである。

- キャビテーションの防止のため、主弁に二段の直列絞りを採用した。
- 一次圧力の変化がパイロット圧力室に伝わらないよう、摺動部すき間の途中に二次圧力を導いた。
- 静特性向上のため、パイロット弁が二次圧力を直接検知するようにした。
- 弁の安定性を改善するため、主弁に粘性ダンパを装着した。

高水圧用の弁では、絞りにおける圧力差及び流量が大きいとキャビテーションが発生しやすい。キャビテーションを抑制するためには、複雑な流路によって圧力を徐々に降下させることが効果的であるが<sup>(11, 12)</sup>、弁寸法が大きくなる。本研究では、複数段の絞りによって圧力が段階的に降下するよう<sup>(13-20)</sup>、主弁に二段の絞りを採用した。

図 5.1(b) に示した従来型の油圧駆動用減圧弁の構造では、主弁周りの円環状すき間が、一次圧力ポートからパイロット圧力室への漏れ流路となる。水の低粘度による漏れ流れは、一次圧力 ( $p_1$ ) の変動をパイロット圧力 ( $p_p$ ) に伝え、結果として二次圧力 ( $p_2$ ) が変動する。この影響を防止するため、図 5.2 に示した構造では、円環状すき間の途中に二次圧力を導く圧力案内孔を設けてある。この機能については、5.2 節で説明する。

二次圧力の変動を低減させるため、本設計では二次圧力をパイロット弁に導き、パイロット弁が二次圧力を直接検出する構造とした。この設計原理は、油圧用リリーフ弁<sup>(21, 22)</sup>、減圧弁<sup>(6)</sup>、及び水圧用リリーフ弁<sup>(17-19)</sup>でも採用されている。しかしながら、この設計原理を水圧用の弁に適用すると、圧力供給源のポンプ脈動に対して弁が激しく振動する。よって本設計では、主弁に粘性ダンパを装着し、必要な減衰特性が得られるようにした。

開発した水圧用減圧弁は、14 MPa までの一次圧力に対し、二次圧力を 3.5 MPa まで減圧するよう作動する。弁の寸法は、静特性及び動特性の数値シミュレーションに基づいて定めた。一次圧力 14 MPa 及び負荷流量 15 l/min までの静特性実験を行い、弁の性能、すなわち圧力流量特性、一次圧力と二次圧力の関係、圧力変動、及びヒステリシスについて評価した。

## 使用記号

$c_{d*}$	絞りの流量係数	[-]
$d_*$	直径 (図 5.3 参照)	[m]
$D_i$	主弁スリーブの $i$ 番目絞りの内径	[m]
$F_c$	主弁に働くクーロン摩擦	[N]
$F_d, F_s$	それぞれ, 主弁に働く動的及び静的な流体力	[N]
$H_*$	無次元ヒステリシス (式(5-21)及び(5-22)参照)	[-]
$h_{xi}$	主弁の $i$ 番目絞りの軸方向開口高さ	[m]
$h_{0i}$	主弁の $i$ 番目絞りの軸方向初期隙間	[m]
$k_m, k_p$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁のばね定数	[N/m]
$l_*$	長さ (図 5.3 参照)	[m]
$l_i$	主弁の $i$ 番目絞りの減衰長さ	[m]
$m_m, m_p$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁の等価質量 (対応するばね質量の 1/3 を含む)	[kg]
$m_{fm}, m_{fp}$	それぞれ, 主弁及びパイロット弁と共に運動する水の質量	[kg]
$p_*$	圧力 (図 5.3 参照)	[Pa]
$p_1, p_2$	それぞれ, 一次圧力及び二次圧力	[Pa]
$p_{1ref}, p_{2ref}$	それぞれ, 参照一次圧力及び参照二次圧力	[Pa]
$p_{D*}$	一次圧力または負荷流量の減少時における平均二次圧力	[Pa]
$p_{I*}$	一次圧力または負荷流量の増加時における平均二次圧力	[Pa]
$p_m$	中間圧力 (図 5.3 参照)	[Pa]
$q_*$	流量 (図 5.3 参照)	[m <sup>3</sup> /s]
$q_2$	負荷流量	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{2ref}$	参照負荷流量	[m <sup>3</sup> /s]
$V_*$	体積 (図 5.3 参照)	[m <sup>3</sup> ]
$x$	主弁の変位	[m]
$x_0$	主弁用ばねの初期圧縮量	[m]
$y$	パイロット弁の変位	[m]
$y_0$	パイロット弁用ばねの初期圧縮量	[m]
$\beta$	水の体積弾性係数	[Pa]
$\delta_*$	円環状すき間の半径方向高さ (図 5.3 参照)	[m]
$\mu$	水の粘度	[Pa·s]
$\rho$	水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_c$	ポペット弁の半頂角	[-]
$\theta_f$	主弁絞りにおける噴流の流出角	[-]

## 5.2 設計した弁の構造

開発した弁の断面図を図 5.2 に示す。弁の取付面寸法は、ISO コード 5781-AG-06-2-A に一致している。弁本体及びほとんどの内部部品は、それぞれ銅合金及びステンレス鋼で製作した。主弁の材料は、第 2 章において高いキャビテーション壊食耐性を示したアルミニウム青銅とした。弁の機能及び寸法の定義は、図 5.3 に示す。弁の基準寸法を、表 5.1 に示す。これらの寸法は、5.3 節で述べる設計解析に基づいて定めた。

キャビテーションを防止するため、著者らによる他の水圧弁<sup>(17-20)</sup>と同様に、本設計では主弁に二つの直列絞りを採用した。二つの絞りにおける圧力降下が等しくなるよう、それらの寸法は同一とした。すなわち、 $d_1 = d_2$ 、 $D_1 = D_2$  及び  $h_{01} = h_{02}$  である。

二つの絞り間の空間における中間圧力は、絞りの開口面積の比によって定められる。したがって、開口面積が小さいとき、加工誤差が中間圧力に及ぼす影響が相対的に大きくなる。二つの絞りの軸間距離を精密に定めるため、弁スリーブは三部品から構成される。中央のスリーブ部品は、第二絞りの固定エッジでもあるが、その軸方向長さは主弁の二つの絞りにおけるメータリングエッジの距離と等しくした。

図 5.1(b)に示した従来の油圧用減圧弁では、主弁周りの円環状すき間を通る流れによって、一次圧力 ( $p_1$ ) がパイロット圧力 ( $p_p$ ) に影響を及ぼす。その影響の大きさはすき間や絞りの寸法によって変化する。ある仮定した寸法を用いた試行計算を行った結果によると、主弁内の絞りを通る流量に対する流れ流量の割合は、10% 以上に達した。この影響を排除するため、図 5.2 の設計では弁構造を工夫している。主弁内部及び斜めに開けられた穴 (図 5.3(a)も参照) を通じて、円環状すき間の途中に、二次圧力  $p_2$  を導いた。この構造により、パイロット流量は  $p_p$  と  $p_2$  の圧力差のみに依存し、 $p_1$  の影響が無くなる。

パイロット圧力室と、斜めの穴が開けられている溝部分との間の円環状すき間は、 $p_p$  と  $p_2$  の圧力差を生じさせるために必要な流体絞りとして利用した。主弁に偏心が生じるとすき間の流体絞り抵抗が変化してしまうため、主弁の偏心を防ぐためのウェアリングを装着した。

主弁の滑らかな運動のためには、ウェアリングの代わりに、第 4 章で示した水圧リリーフ弁<sup>(19)</sup>のように静圧軸受を組み込むことが望ましい。しかしながら、静圧軸受が十分な支持力を発生するためには、ある程度の圧力差を必要とする。水圧リリーフ弁では、供給圧力の約半分の圧力を、静圧軸受の圧力源として利用できた。しかし、本研究の減圧弁では摺動部に生じる圧力差 ( $p_1 - p_2$ ) しか利用できない。これは、主弁の動き始めではゼロである。したがって、この減圧弁では静圧軸受を採用しなかった。

パイロット弁の円錐状ポペット弁の先端を延長し、圧力検出ロッドとして使用した (図 5.3(b))。二次圧力はロッドの左端に作用し、それによる力はポペット弁右端を押すパイロット用ばねによる力と釣り合う。したがって、パイロット弁は二次圧力を直接検出する。

主弁の安定性を改善するため、主弁に粘性ダンパを装着した。それに加え、水圧リリース弁の場合と同様な効果<sup>(18, 19)</sup>を期待し、主弁とパイロット弁の間にはダンピングオリフィスも挿入した。

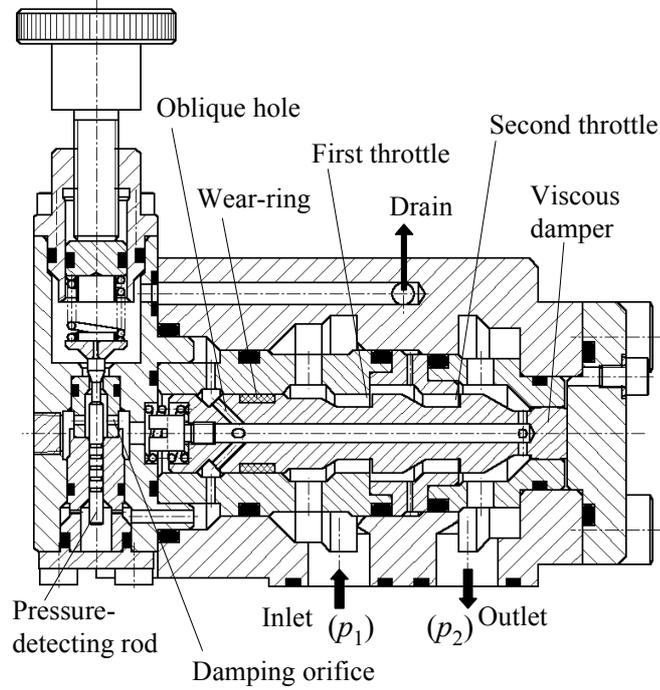
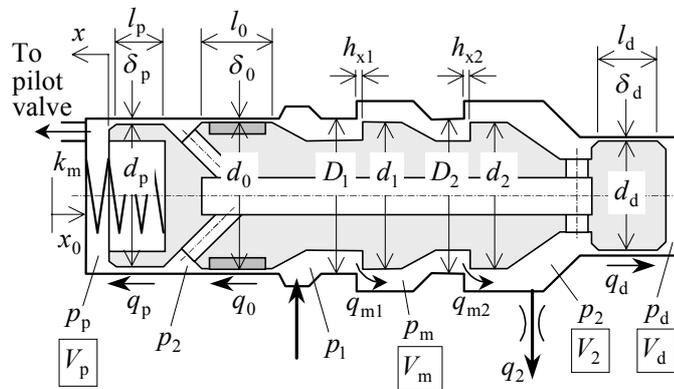
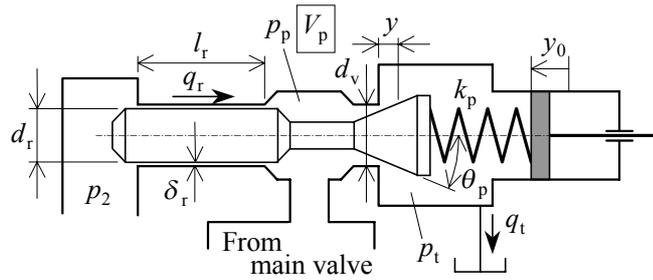


Fig. 5.2 Cross-section of the developed valve



(a) Main valve



(b) Pilot valve

Fig. 5.3 Valve dimensions

**Table 5.1** Reference dimensions of the developed valve

Main valve					
$d_1$	17.995 mm	$D_1$	18.01 mm	$h_{01}$	0.5 mm
$d_2$	17.995 mm	$D_2$	18.01 mm	$h_{02}$	0.5 mm
$d_0$	17.995 mm	$l_0$	14 mm	$\delta_0$	7.5 $\mu\text{m}$
$d_p$	17.94 mm	$l_p$	5 mm	$\delta_p$	35 $\mu\text{m}$
$d_d$	11.985 mm	$l_d$	4 mm	$\delta_d$	12.5 $\mu\text{m}$
$k_m$	12.7 N/mm	$x_0$	5 mm	$m_m$	130 g
$V_m$	2.4 $\text{cm}^3$	$V_{d0}$	0.4 $\text{cm}^3$		
Pilot valve					
$d_r$	2.99 mm	$l_r$	10 mm	$\delta_r$	10 $\mu\text{m}$
$k_p$	19.4 N/mm	$d_v$	3.01 mm	$\theta_p$	20 deg
$V_{p0}$	2.3 $\text{cm}^3$	$m_p$	5 g		

### 5.3 設計のための解析

弁の寸法を定めるため、設計解析を行った。基礎式を簡潔にするため、以下の仮定を設けた。

- (a) 狭い円環状すき間を通る流れは、平行平板間の層流と見なす。
- (b) 漏れ流量によって弁に働く粘性抵抗力は、圧力及びばねによる力に比べて無視できるほど小さい。
- (c) 弁の絞りにおいて、キャビテーションは発生しないものとする。
- (d) 主弁絞りにおける流出角は、定数 ( $69^\circ$ ) とする。
- (e) 弁部品の弾性変形は小さく、無視できる。
- (f) ドレインポート圧力は、二次圧力に比べて無視できるほど小さい。

#### 5.3.1 絞りを通る流量

本節では、基礎式を示す。絞りを通る流量は、以下のとおりである。

$$q_{m1} = c_{d1} d_1 \pi \sqrt{2(h_{x1}^2 + \delta_1^2)(p_1 - p_m) / \rho} \quad \text{for } h_{x1} \geq 0 \quad (5-1)$$

$$q_{m2} = c_{d2} d_2 \pi \sqrt{2(h_{x2}^2 + \delta_2^2)(p_m - p_2) / \rho} \quad \text{for } h_{x2} \geq 0 \quad (5-2)$$

$$q_d = \frac{\pi d_d \delta_d^3}{12 \mu l_d} (p_2 - p_d) \quad (5-3)$$

$$q_0 = \frac{\pi d_0 \delta_0^3}{12 \mu l_0} (p_1 - p_2) \quad (5-4)$$

$$q_p = \frac{\pi d_p \delta_p^3}{12\mu l_p} (p_2 - p_p) \quad (5-5)$$

$$q_r = \frac{\pi d_r \delta_r^3}{12\mu l_r} (p_2 - p_p) \quad (5-6)$$

$$q_t = c_{dp} \pi d_v y \sin \theta_p \sqrt{2(p_p - p_t)/\rho} \quad (5-7)$$

ただし、 $c_{d1}$ 、 $c_{d2}$ 及び $c_{dp}$ は、それぞれ主弁の第一、第二絞り及びパイロット弁の流量係数である。

弁は剛体と仮定しているため、主弁の第一及び第二絞りの、軸方向及び半径方向のすき間は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned} h_{x1} &= h_{01} - x, & \delta_1 &= (D_1 - d_1)/2 \\ h_{x2} &= h_{02} - x, & \delta_2 &= (D_2 - d_2)/2 \end{aligned} \right\} \quad (5-8)$$

である。

### 5.3.2 運動方程式及び連続の式

ダンピング機構の寸法を定めるため、動的な解析が必要である。本節では、弁の運動方程式を導出する。

主弁及びパイロット弁の運動方程式は、それぞれ

$$\begin{aligned} (m_m + m_{fm}) \frac{d^2 x}{dt^2} + \operatorname{sgn} \left( \frac{dx}{dt} \right) F_c + k_m (x + x_0) \\ = A_1 p_1 + A_m p_m + A_2 p_2 + A_d p_d - A_p p_p + F_s + F_d \end{aligned} \quad (5-9)$$

及び

$$\begin{aligned} (m_p + m_{fp}) \frac{d^2 y}{dt^2} + C_p \frac{dy}{dt} + k_p (y + y_0) \\ = A_r p_2 + (A_v - A_r) p_p - K_{fp} y (p_p - p_t) \end{aligned} \quad (5-10)$$

である。ただし、

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_1^2), & A_m &= \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2), \\ A_2 &= \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_d^2 - d_0^2 + d_p^2), & A_d &= \frac{\pi}{4} d_d^2, \\ A_p &= \frac{\pi}{4} d_p^2, & A_r &= \frac{\pi}{4} d_r^2, & A_v &= \frac{\pi}{4} d_v^2 \end{aligned} \right\} \quad (5-11)$$

$$F_s = 2\pi \cos \theta_f \left\{ c_{d1} d_1 \sqrt{h_{x1}^2 + \delta_1^2} (p_1 - p_m) + c_{d2} d_2 \sqrt{h_{x2}^2 + \delta_2^2} (p_m - p_2) \right\} \quad (5-12)$$

$$\begin{aligned}
F_d &= \rho \left( l_1 \frac{dq_{m1}}{dt} + l_2 \frac{dq_{m2}}{dt} \right) \\
&\approx -\frac{dx}{dt} \pi \sqrt{2\rho} \left\{ c_{d1} d_1 l_1 h_{x1} \sqrt{\frac{p_1 - p_m}{h_{x1}^2 + \delta_1^2}} + c_{d2} d_2 l_2 h_{x2} \sqrt{\frac{p_m - p_2}{h_{x2}^2 + \delta_2^2}} \right\}
\end{aligned} \quad (5-13)$$

$$C_p = \pi \mu \frac{d_r l_r}{\delta_r}, \quad K_{fp} = c_{dp} \pi d_v \sin 2\theta_p \quad (5-14)$$

である。式(5-13)は、主弁に働く動的な流体力を表す。この力  $F_d$  は、弁室内の流体が加速されることによって発生する力である<sup>9)</sup>。流れは外向きであるから、動的な流体力は弁の運動方向とは逆向きに作用し、弁を安定化させる。

本設計では  $d_1 = d_2$  であるから、 $A_m = 0$  である。それゆえ式(5-9)の  $A_m p_m$  の項は消去される。さらに、設計上は  $h_{x1} = h_{x2}$  及び  $\delta_1 = \delta_2$  である。よって式(5-12)より、定常状態の流体力  $F_s$  は、中間圧力  $p_m$  の影響を受けないことがわかる。したがって、中間圧力がその理想値から外れたとしても、この弁の圧力流量特性にはほとんど影響を及ぼさない。

式(5-10)の右辺において、 $d_r \approx d_v$  であるから第二項は無視できる。第三項は流体力を表すが、これは第一項よりも十分小さい。それらの大きさの比を求めると、以下のとおりである。

$$\begin{aligned}
\frac{K_{fp} y (p_p - p_t)}{A_r p_2} &= \frac{\pi c_{dp} d_v y \sin 2\theta_p (p_p - p_t)}{\pi d_r^2 / 4 p_2} \\
&\approx 4 c_{dp} \sin 2\theta_p \frac{p_p}{p_2} \frac{y}{d_r} \ll 1
\end{aligned} \quad (5-15)$$

したがって、定常状態におけるパイロット弁の変位は、近似的に次式で与えられる。

$$k_p (y + y_0) = A_r p_2 \quad (5-16)$$

これより、パイロット弁の変位によって二次圧力  $p_2$  を精度良く検知できることがわかる。

連足の式は以下のとおりである。

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{\beta}{V_m} (q_{m1} - q_{m2}) \quad (5-17)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} \left( q_{m2} + q_0 - q_p - q_r - q_2 - A_r \frac{dy}{dt} \right) \quad (5-18)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\beta}{V_{d0} + A_d x} \left( q_d - A_d \frac{dx}{dt} \right) \quad (5-19)$$

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{\beta}{V_{p0} - A_p x} \left( q_p + q_r - q_t + A_p \frac{dx}{dt} \right) \quad (5-20)$$

ただし、 $V_{p0}$  及び  $V_{d0}$  は、それぞれ  $V_p$  及び  $V_d$  の、 $x = 0$  における初期値である。

### 5.3.3 シミュレーション

減圧弁の二次圧力の静特性は、式(5-1)~(5-20)から時間の導関数を消去して数値的に解くことによって得られる。二次圧力  $p_2$  は、パイロット用ばねの初期圧縮量  $y_0$  によって調整される。しかしながら、 $p_2$  は  $y_0$  だけで完全に定まるのではなく、一次圧力  $p_1$  及び負荷流量  $q_2$  の両方からも影響を受ける。言い換えると、 $p_2$  は  $y_0, p_1$  及び  $q_2$  の関数である。すなわち、

$$p_2 = f(y_0, p_1, q_2), \tag{5-21}$$

である。ただし、 $p_2$  に対する  $p_1$  及び  $q_2$  の影響は小さい。これらの影響を調べるため、二種類のシミュレーションを行った。第一の計算では  $q_2$  の値を定数とし、 $p_1$  の変化に対する  $p_2$  の変化を調べる (図 5.4)。第二の計算では  $p_1$  の値を定数とし、 $q_2$  の変化に対する  $p_2$  の変化を調べる (図 5.5)。この設計段階ではクーロン摩擦が不明であるため、図 5.4 及び 5.5 に示すシミュレーションでは、摩擦無しと仮定した。

シミュレーションにおいて、 $p_2$  の基準値 ( $= p_{2ref}$ ) は 3.5, 7.0, 10.5 MPa のいずれかに設定した。それぞれの  $p_{2ref}$  の値に対し、 $y_0$  の値は以下のように定めた。まず  $p_{2ref}, q_{2ref}$  及び  $p_1 = p_{1ref} = p_{2ref} + K$  を定める。ここで  $K$  は任意の正の定数とするが、ここでの計算では  $K = 1$  MPa とした。それから、式(5-21)を満たすように  $y_0$  を定める。実際の計算では、関数  $f$  を陽な形で求める必要は無い。 $p_{2ref}, p_{1ref}$  及び  $q_{2ref}$  を式(5-1)~(5-20)に代入することで、必要な  $y_0$  の値が得られる。

図 5.4 は、14 MPa までの一次圧力の変化に対し、 $p_{2ref}$  の値を様々に変えて二次圧力を計算した結果を示す。基準流量  $q_{2ref}$  は、5, 10 及び 15 l/min の三種類とした。すべての曲線は、 $p_1 = p_{2ref}$  の近くで折れ曲がる。さらに  $p_1$  を増加させると、 $p_2$  はわずかに減少する。これは、圧力差  $p_1 - p_2$  が増加すると、主弁を閉じる方向に働く流体力が増加するためである。 $p_{2ref} = 3.5$  MPa 及び  $q_2 = 15$  l/min の条件で計算された  $p_2$  の減少量は、 $p_{2ref}$  の 2% である。

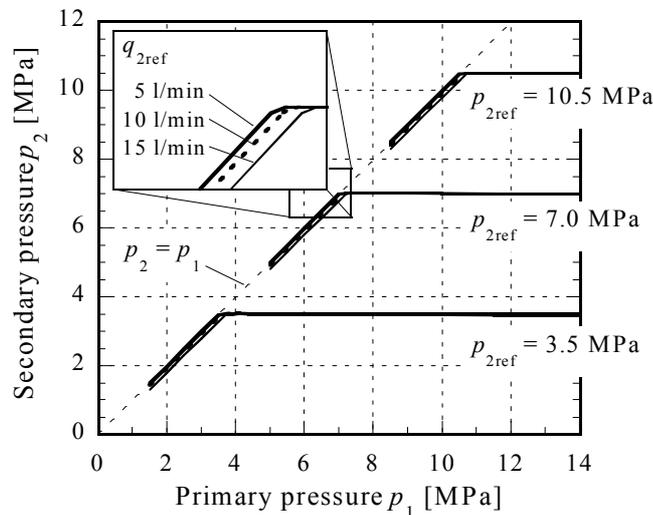


Fig. 5.4 Simulation: primary pressure-secondary pressure

図 5.5 は、一次圧力を 14 MPa とし、負荷流量を 15 l/min まで変化させて計算した二次圧力を示す。  $y_0$  の値は、  $q_2 = 15 \text{ l/min}$  のとき  $p_2 = p_{2\text{ref}}$  を満たすように定めた。  $q_2$  の変化による  $p_2$  の変化は非常に小さいが、  $p_{2\text{ref}}$  が小さくなるほど  $q_2$  の変化による  $p_2$  の変化が大きくなる。  $p_{2\text{ref}} = 3.5 \text{ MPa}$  のとき、流量範囲 0–15 l/min に対するの  $p_2$  減少分は、  $p_{2\text{ref}}$  に対して 3% であった。

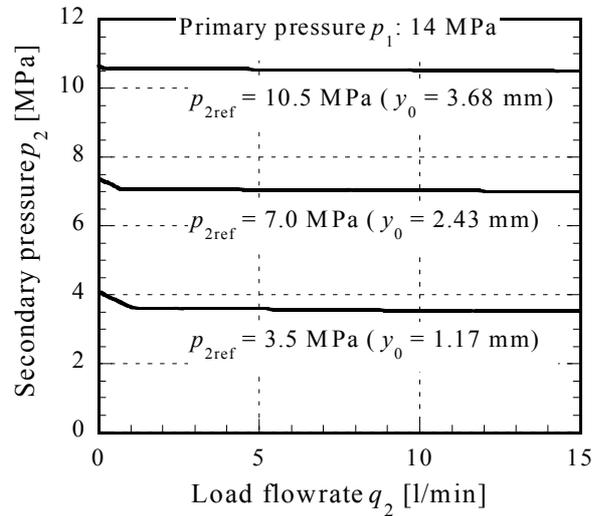
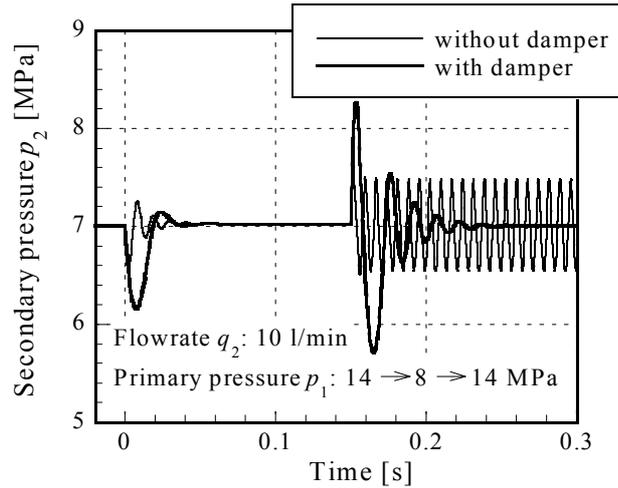
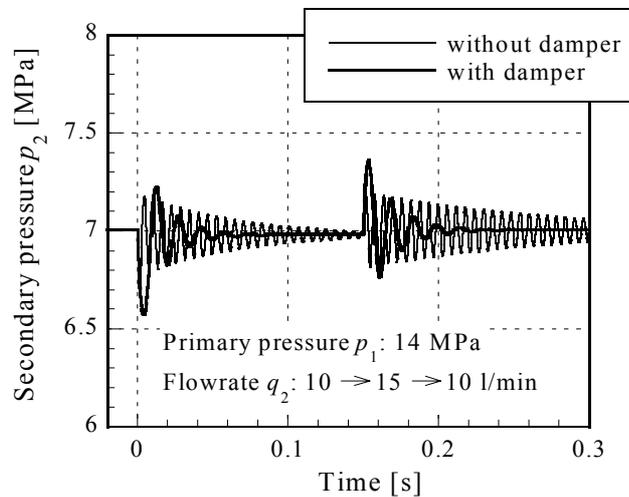


Fig. 5.5 Simulation: load flowrate-secondary pressure

主弁に装着する粘性ダンパの寸法を定めるため、一次圧力または負荷流量のステップ変化に対する二次圧力の過渡応答を計算した。式(5-1)～(5-20)のモデル化には MATLAB/Simulink<sup>®</sup>を用い、解法には 4 次のルンゲ・クッタ法を用いた。計算の時間刻みは 5  $\mu\text{s}$  の固定ステップとした。減圧弁下流の流体体積は、過渡応答に大きな影響を及ぼすため、実験装置での値と等しくした。二次圧力の初期値は 7 MPa である。ダンパの影響を明確に示すために、この過渡応答計算ではウェアリングに働くクーロン摩擦を無視した。

図 5.6(a)では、入力信号として一次圧力の矩形波を用いた。負荷流量は定数 (10 l/min) に設定した。初期状態で 14 MPa の一次圧力は、0 ms において 8 MPa に変化し、150 ms において元の 14 MPa に戻る。図 5.6(b)では、入力信号は負荷流量の矩形波である。一次圧力は定数 (14 MPa) に設定した。初期状態で 10 l/min の負荷流量は、0 ms において 15 l/min に変化し、150 ms において元の 10 l/min に戻る。

図 5.6 には、四種類の過渡応答がある。  $p_1$  の増加、  $p_1$  の減少、  $q_2$  の増加、  $q_2$  の減少である。系が線形でないため、入力信号の正負の変化に対する過渡応答の変化は、対称的ではない。主弁にダンパが装着されると、すべての過渡応答は振動がより早く減衰するが、振動波形の最大振幅は増加する。

(a) Stepwise change of the primary pressure  $p_1$ (b) Stepwise change of the flowrate  $q_2$ **Fig. 5.6** Simulation results of dynamic response

## 5.4 実験

### 5.4.1 実験装置及び実験方法

実験装置を図 5.7 に示す。水圧源として、アキュムレータ付きの三連ピストンポンプを使用した。定格圧力は 21 MPa、定格流量は 20 l/min である。減圧弁の一次圧力は、第 4 章で開発した水圧リリース弁<sup>(9)</sup>によって設定した。その圧力変動は約 1% である。負荷流量は、供試弁下流に接続した手動のニードル弁で調節した。負荷流量は、2.7 l/min 以上の流量での測定精度が 2% 程度のタービン型流量計によって測定した。ドレイン流量は、0.1–2.8 l/min の流量範囲での測定精度が 2% 程度の、別のタービン型流量計によって測定した。圧力測定系の分解能は、約 10 kPa である。水温は、タンクへの戻り回路にある冷却器によって、25°–30°C に保った。

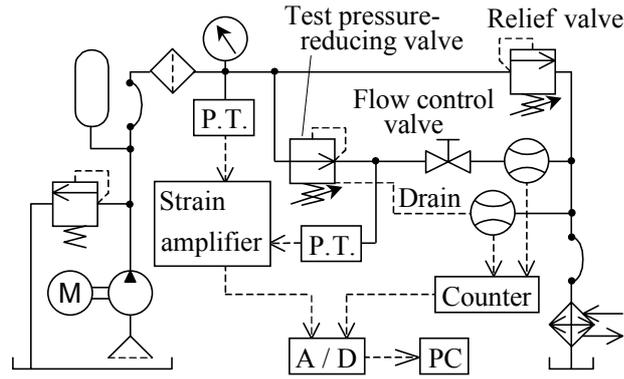


Fig. 5.7 Experimental rig

実験は、二つのパラメータ  $p_1$  及び  $q_2$  を変えて行った。それら二つのパラメータの影響を調べるために、以下の二種類の実験を行った。

(1)  $p_1$  の変化に対する  $p_2$  の測定手順

- 試験回路のリリーフ弁を用いて、 $p_1$  を  $p_{2ref} + 1$  MPa に設定する。
- $q_2 = q_{2ref}$  のとき  $p_2 = p_{2ref}$  となるよう、減圧弁及び二次圧力ラインの流量調節弁を設定する。
- $p_1$  を  $p_{2ref} - 1.5$  MPa まで下げ、測定を開始する。
- 14 MPa までの範囲で  $p_1$  を増加・減少させ、 $p_2$ 、 $q_2$  及び  $p_m$  の値を測定する。

(2)  $q_2$  の変化に対する  $p_2$  の測定手順

- 二次圧力ラインの流量調節弁を全閉にし、リリーフ弁で  $p_1$  を定める。
- $q_2 = 15$  l/min のとき  $p_2 = p_{2ref}$  となるよう、減圧弁及び二次圧力ラインの流量調節弁を調整し、測定を開始する。
- 流量調節弁を操作し、 $q_2$  を 2.7–15 l/min の範囲で減少・増加させ、 $p_1$ 、 $p_2$  及び  $p_m$  の値を測定する。
- 測定の間、 $p_1$  が一定となるよう、必要に応じリリーフ弁を調整する。

### 5.4.2 実験結果

図 5.8 は、定常状態における一次圧力と二次圧力の関係を示す。この図には、9 種類の実験結果及びそれに対応するシミュレーション結果がプロットしてある。二次圧力の基準値は、3.5、7.0 及び 10.5 MPa である。それぞれの基準圧力に対し、負荷流量を 5、10 及び 15 l/min としている。一次圧力の変化に対し、二次圧力の変動は小さい。その変動は、負荷流量の増加に伴って増加する。しかしながら、観測された圧力変動は、最大でも 0.2 MPa である。

図 5.9 は、負荷流量と二次圧力の関係を示す。図中には、同時に測定した一次圧力も、実験条件としてプロットしてある。一次圧力と二次圧力の差圧が小さいとき、たとえば  $p_{2ref} =$

10.5 MPa では、二次圧力はわずかにヒステリシスが見られるが、ほぼ一定値を保つ。差圧が大きくなると、負荷流量の変化に伴う二次圧力の変化が増加し、ヒステリシスも大きくなる。シミュレーションと実験値の差は、二次圧力が低いほど大きくなる。この差の主な原因は、シミュレーションではゼロとしたウェアリングのクーロン摩擦である。

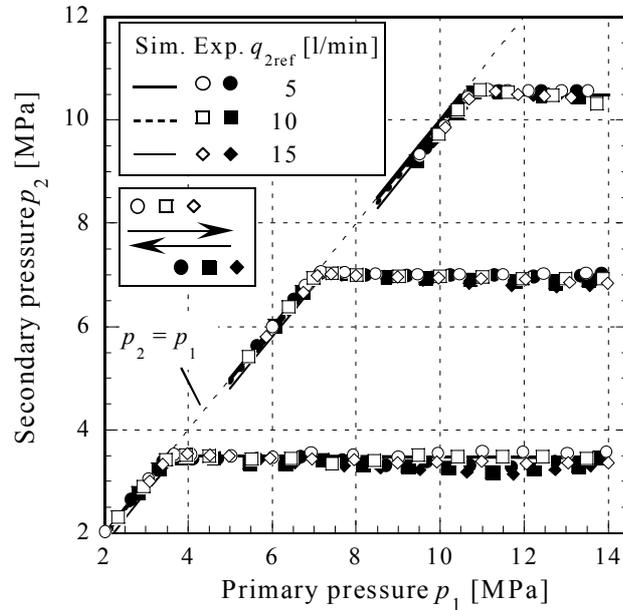


Fig. 5.8 Experiment: primary pressure-secondary pressure

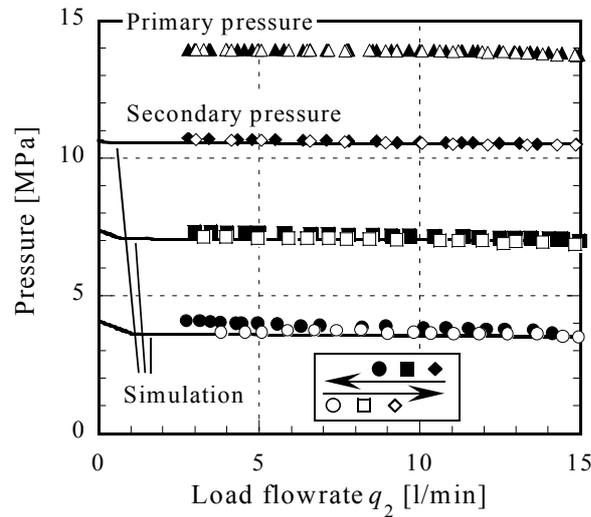


Fig. 5.9 Experiment: load flowrate-secondary pressure

主弁は、二段階圧力降下を実現するため、二段絞りを有する。それらの絞りの効果は、中間圧力を調べることによって観察できる。中間圧力の理想値は、一次圧力と二次圧力のちょうど中間の値、すなわち  $(p_m - p_2)/(p_1 - p_2) = 0.5$  である。

図 5.10 は、一次圧力の変化に対する無次元中間圧力を示す。このデータは、基準二次圧力が 7 MPa の場合に測定したものである。二次圧力の設定値 (= 7 MPa) より一次圧力が小さいとき、主弁は完全に開いている。一次圧力が 7 MPa 以上になると、主弁が閉じ始める。無次元中間圧力はある値に近づくが、それは明らかに 0.5 ではない。0.5 からの偏差は、二つの絞りの特性が等しくないことによる。弁室形状の違い及び加工誤差により、絞りの特性が異なったものと考えられる。

図 5.11 は、負荷流量の変化に対する無次元中間圧力の変動を示す。一次圧力の違いによってグラフの特性が変わるのは、主弁変位の違いによる。負荷流量が 5 l/min より大きいときは、同じような値に近づく。負荷流量が 5 l/min より小さいときは、0.5 からの偏差は非常に大きくなる。すなわち、主弁が限界近くまで閉じていることを表す。この状態では、わずかな加工誤差であっても二つの絞りにおける圧力降下に大きな不均衡をもたらす。

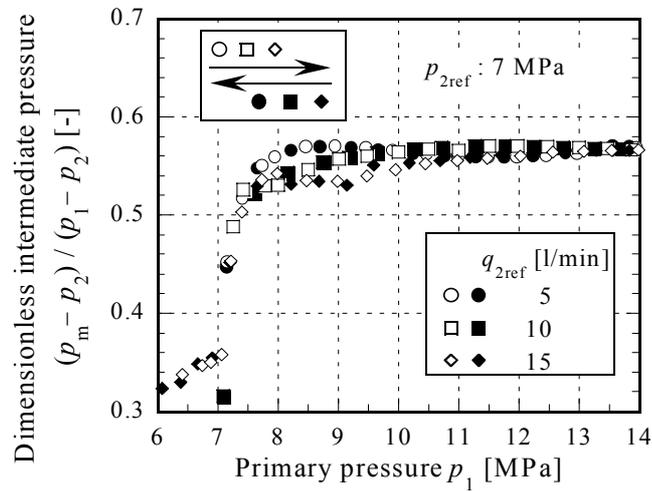


Fig. 5.10 Dimensionless intermediate pressure vs. primary pressure

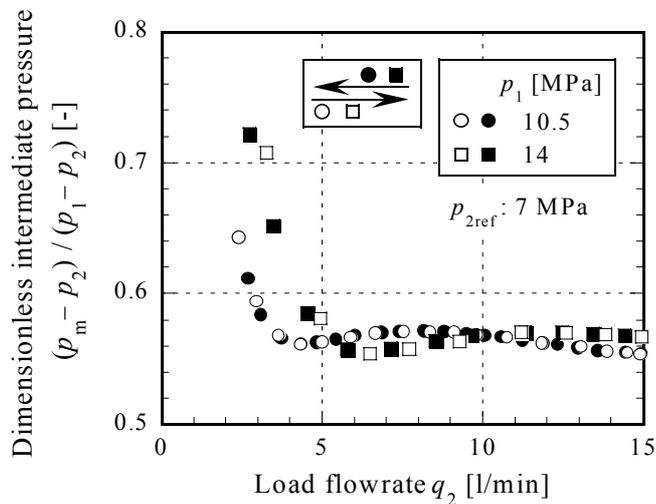


Fig. 5.11 Dimensionless intermediate pressure vs. load flowrate

図 5.8 で見られるように、中間圧力の変化は定常状態の二次圧力にほとんど影響を及ぼさない。二次圧力は主弁の変位によって定まり、その変位は中間圧力から受ける影響が小さい。これは、 $d_1 = d_2$ としたことにより、中間圧力によって主弁が受ける力が相殺されるためである。

パイロット形減圧弁はドレイン流量を発生させる。ドレイン流量は二次圧力に直接影響しないが、パイロット弁の運転状態を示している。図 5.12 は、一次圧力の変化に対するドレイン流量を示す。負荷流量の増加に伴い、ドレイン流量は減少する。測定した流量の大きさは、シミュレーションによる値とよく一致している。しかしながら、実験結果ではヒステリシスを示しており、特に一次圧力減少時でシミュレーションとの差が生じている。このドレイン流量のヒステリシスは、図 5.8 の二次圧力に見られたヒステリシスと対応している。

図 5.13 は、負荷流量の変化に対するドレイン流量を示す。一次圧力の増加に伴い、ヒステリシスが増加し、またシミュレーションと実験結果の差も増加している。

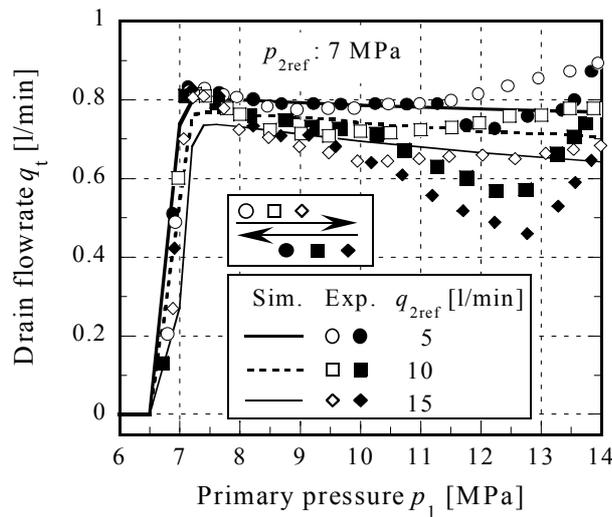


Fig. 5.12 Drain flowrate vs. primary pressure

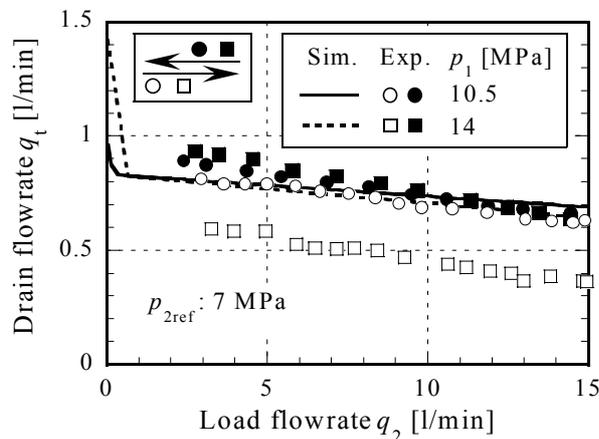


Fig. 5.13 Drain flowrate vs. load flowrate

## 5.5 考察

すべての実験を通じ、開発した弁はキャビテーション騒音を発生せず、十分な安定性を有している。したがって、主弁に採用した二段絞り及び粘性ダンパは、効果的に作動したものと考えられる。

二次圧力は、一次圧力及び負荷流量の広い範囲に渡ってほとんど一定であったが、ウェアリングの装着によってヒステリシスが観測された。ヒステリシスは、一次圧力と二次圧力の差圧が大きいほど増加した。この傾向は、ウェアリングと弁スリーブとのクーロン摩擦が、一次圧力と二次圧力の差が大きいほど増加するという事実に対応する。

二種類の実験結果に現れるヒステリシスの大きさを、それぞれ以下の式で定義する。

$$H_p = \frac{|p_{Ip} - p_{Dp}|}{p_{Ip} + p_{Dp}} \times 100 \quad (5-22)$$

$$H_q = \frac{|p_{Iq} - p_{Dq}|}{p_{Iq} + p_{Dq}} \times 100 \quad (5-23)$$

これらの式は、それぞれ一次圧力及び負荷流量の変動に対するヒステリシスを表す。上式において、 $p_{Ip}$  は一次圧力増加時の二次圧力の平均値、 $p_{Dp}$  は一次圧力減少時の二次圧力の平均値を示す。同様に、 $p_{Iq}$  及び  $p_{Dq}$  はそれぞれ負荷流量の増加時及び減少時のものである。

ウェアリングのクーロン摩擦を定数 (4 N) と仮定して再度シミュレーション計算を行い、上記の実験結果と比較した。図 5.14 より、ヒステリシス  $H_p$  は基準二次圧力の増加と共に増加し、その最大値は約 2% であることがわかる。また、基準負荷流量の変化によるヒステリシスの変動は小さい。図 5.15 より、ヒステリシス  $H_q$  は一次圧力の増加によって減少し、最大値は約 3% である。多くの実用例において、この水準のヒステリシスは許容範囲内であろう。

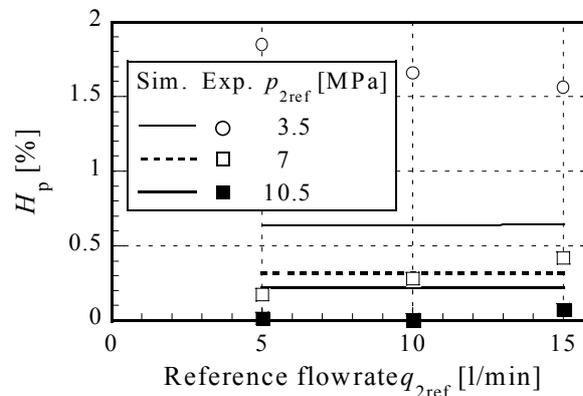


Fig. 5.14 Hysteresis with change of primary pressure

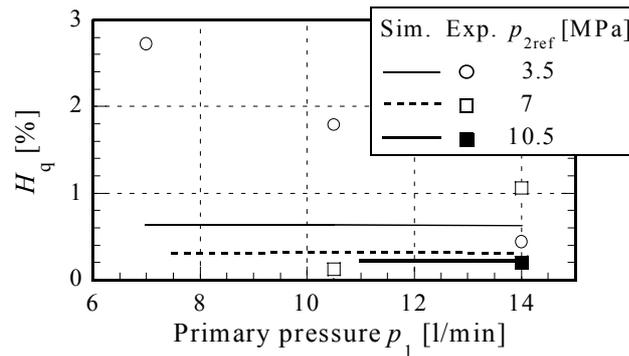


Fig. 5.15 Hysteresis with change of load flowrate

中間圧力は、主弁に働く流体力を変化させるため、弁の安定性に影響を及ぼす可能性がある。弁の開発において、この方向の研究は行わず、主弁にダンパを装着することによって安定性を与えた。

本研究で行ったシミュレーションは、より良い設計寸法を探るためには効果的である。しかしながら、精密な解析のためには、摩擦力、流量係数及び流出角などで仮定したパラメータの値について、再検討が必要であろう。

## 5.6 結言

14 MPa で動作する水圧用減圧弁を開発した。弁の特徴は以下のとおりである。

- キャビテーション防止のため、主弁に二段絞りを採用した。
- 一次圧力が二次圧力に影響しないよう、主弁の摺動部に二次圧力を導いた。
- 静特性向上のため、パイロット弁が二次圧力を直接検知するようにした。
- 弁の安定性を改善するため、主弁に粘性ダンパを装着した。

弁の寸法を定めるために数値シミュレーションを行い、製作した弁性で実験を行った。開発した弁は、14 MPa までの一次圧力の元で、二次圧力が 3.5 MPa まで、負荷流量が 2.7–15 l/min の範囲で動作した。実験した範囲内では、キャビテーション騒音は発生しなかった。測定した静特性は、シミュレーション結果とよく一致した。測定した二次圧力の変動量は、14 MPa までの一次圧力変化に対しては約 0.2 MPa、15 l/min までの負荷流量変化に対しては約 0.5 MPa であった。

本章における水圧用減圧弁の開発を通じて得られた設計指針は、以下のとおりである。

### (1) 全体構造について

- 一次圧力室からパイロット圧力室までの摺動部すき間に、二次圧力を導く。
- 主弁摺動部のすき間を通る漏れ流量を、パイロット流量として利用する。

- (2) 主弁の二段絞りについて
  - 二段の絞りの直径を等しくする。
  - 弁と組み合わせる弁座部品は軸方向に分割し，加工精度を高める。
- (3) 主弁について
  - 主弁のウェアリング装着部には，大きな圧力差が作用しないようにする。
  - 主弁の振動抑制のため，粘性ダンパを組み込む。

## 参考文献

---

- (1) Hilton, D. J. and Lichtarowicz, A., Instabilities in a pressure-reducing valve-pipework system: valve with downstream pipeline only, *Proc. Third Intl. Fluid Power Symposium*, Turin, Italy, pp. C3.45–C3.71, (1973).
- (2) Hilton, D. J., Interactions between a pressure-reducing valve and the upstream pipe, *Proc. Fifth Intl. Fluid Power Symposium*, Durham, UK, pp. G2.23–G2.44, (1978).
- (3) Prescott, S. L. and Ulanicki, B., Dynamic modeling of pressure reducing valves, *J. Hydraulic Engineering*, Vol. 129, No. 10, pp. 804–812, (2003).
- (4) Cundiff, J. S., *Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications*, CRC Press, (2001).
- (5) Muschalle, M., Petri, W. and Fjellgren, C., New concepts of proportional pressure reducing valves (PPRVs) for mobile hydraulics, *SAE Tech Pap Ser*, SAE-981969, No. SP-1380, pp. 1–8, (1998).
- (6) Yu, K.-Y., Hu, D.-H. and Lu, Y.-H., Development and research of a pilot proportional pressure reducing valve with new concepts, *Proc. Eighth Intl. Symposium on Fluid Power*, Birmingham, U.K., pp. 395–412, (1988).
- (7) Quan, L., Yu, K.-Y., and Lu, Y.-X., Development and research on electric feedback three-way proportional pressure reducing valve, *Proc. Second Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control*, Hangzhou, China, pp. 132–136, (1989).
- (8) Ma, C. Y., The analysis and design of hydraulic pressure-reducing valves, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, Vol. 89, No. 2, Paper No. 66-WA/MD-4, pp. 301–308, (1967).
- (9) Merritt, H. E., *Hydraulic control systems*, John Wiley & Sons, (1967).
- (10) Manring, N. D. and Johnson, R. E., Optimal orifice geometry for a hydraulic pressure-reducing valve, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, Vol. 119, No. 3, pp. 467–473, (1997).
- (11) Smirl, P. A. and Edwards, T. W., Solution found to chronic trim damage, *Pipeline Gas J.*, Vol. 224, No. 9, p. 36, 38, (1997).
- (12) Skousen, P. L., *Valve handbook*, McGraw-Hill, (1997).

- (13) Berger, J., *Kavitationserosion und maßnahmen zu ihrer vermeidung in hydraulikanlagen für HFA-flüssigkeiten*, Dissertation, RWTH Aachen, (1983).
- (14) Liu, Y.-S., Huang, Y. and Li, Z.-Y., Experimental investigation of flow and cavitation characteristics of a two-step throttle in water hydraulic valves, *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy*, Vol. 216, pp. 105–111, (2002).
- (15) Pandharikar, S., Khuperkar, A., Soni, N. L. and Agrawal, R. G., Design and development of water hydraulic pressure compensated flow control valve, *Indian J. Engineering and Material Science*, Vol. 9, pp. 440–447, (2002).
- (16) Nie, S., Huang, G., Li, Y., Yang, Y. and Zhu, Y. 2006. Research on low cavitation in water hydraulic two-stage throttle poppet valve, *Proc. IMechE Part E: J. Process Mechanical Engineering*, Vol. 220, pp. 167–179, (2006).
- (17) Suzuki, K. and Urata, E., Improvement in static characteristics of a water hydraulic relief valve, *Proc. Ninth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Linköping, Sweden, CD-ROM, (2005-6).
- (18) Suzuki, K. and Urata, E., Dynamic characteristics of a direct-pressure sensing water hydraulic relief valve, *Proc. Sixth JFPS Intl. Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan, pp. 461–466, (2005-11).
- (19) Suzuki, K. and Urata, E., Development of a direct pressure-sensing water hydraulic relief valve, *Intl. J. of Fluid Power*, Vol. 9, No. 2, pp. 5–13, (2008).
- (20) Suzuki, K. and Urata, E., Development of a pressure-compensated flow control valve for water hydraulics. *Proc. Tenth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Tampere, Finland, Vol. 2, pp. 47–60, (2007-5).
- (21) Andersson, B. R., *On the Valvistor; a proportional controlled seat valve*. Dissertation, Linköping University, (1984).
- (22) Yao, D., Burton, R., Nikiforuk, P., Ukrainetz, P. and Zhou, Q., Research and development of a direct pressure sensing relief valve, *Proc. Fourth Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control*, Hangzhou, China, pp. 150–155, (1997).

## 第6章

### 水圧用流量調整弁の開発

本章では、水圧用圧力補償型流量調整弁の新しい設計を示す。開発した弁の運転圧力差範囲は1–14 MPa、調整可能流量範囲は2.7–17 l/minである。圧力補償弁及び流量調節弁は直列に接続され、圧力補償弁が上流に配置してある。設計した弁の主な特徴は、圧力補償弁におけるキャビテーションを防止するための二段絞り、流体力補償用リング、及び弁の運動を安定化させるための粘性ダンパである。弁寸法は、動的及び静的な解析を元に定めた。製作した弁について、実験を行った。14 MPaまでの運転圧力範囲では、キャビテーション騒音が発生しなかった。流体力補償用リングを装着することによって、設定流量に対するヒステリシスは0.5%から2.5%に増加したが、流量変動は8%から4%に減少した。

#### 6.1 緒言

流量制御弁には、ニードル弁やゲート弁のような単純な絞り弁がある。より高機能かつ通常使用される流量制御弁は、圧力補償や温度補償機能を有する。圧力補償型流量調整弁は、流量調節用絞り弁と圧力補償弁から構成される。流量調節用絞り弁は流量を定め、圧力補償弁は流量調節用絞り弁前後の圧力差を一定に保つように作動する。本章では、水圧駆動システムに使用する圧力補償型流量調整弁を開発する。温度変化による水の粘度変化は、他の液圧駆動用流体に比べて小さいため、温度補償に関しては本研究では取り扱わない。

流量調整弁には、二方形及び三方形がある。流量を一定に保つため、二方形では圧力損失を調整するのに対し、三方形では超過流量を外部へ排出する<sup>(1, 2)</sup>。本章で設計した流量調整弁は、二方形に属する。

二方形流量調整弁では、流量調節用絞り弁及び圧力補償弁は直列接続される。圧力補償弁が上流側にある形式(図 6.1(a))と、圧力補償弁が下流側にある形式図 6.1(b)とがある。どちらの機能も同じであるが、漏れ流量特性が異なる。水圧駆動用では、(a)の形式が望ましい。(b)の形式では、流量調整弁の上流と下流とを直接接続する漏れ流路が存在するため、圧力差が増加すると漏れ流量が増加する<sup>(3, 4, 5)</sup>。(b)の形式で試作した水圧用流量調整弁では、漏れ流量を補償することによって、弁全体の通過流量をほぼ一定にすることは可能であった。しかし、弁寸法のわずかな変化に対しても弁の圧力流量特性が大幅に変化し、製作上の問題が残った<sup>(5)</sup>。したがって、本章では(a)の形式を扱う<sup>(6)</sup>。

流量調節用絞り弁前後の圧力差は通常ほぼ一定であるから、流量調整弁の上流と下流との圧力差が増加すると、圧力補償弁における圧力降下が増加する。圧力差の増加は圧力補償弁絞りにおける流速を増加させる。流速が大きいほど、弁を閉じる方向に働く流体力が大きくなるため、圧力補償弁の開口面積が所望の値よりも小さくなり、流量が減少する。したが

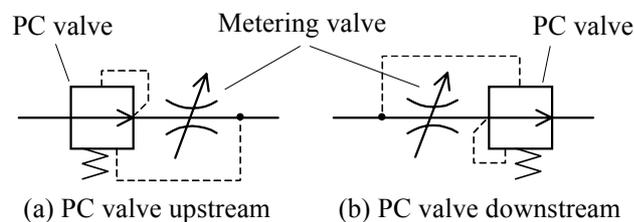
って、流量調整弁の上流と下流との圧力差が増加すると、流量がわずかに減少する<sup>(3, 4, 7, 8)</sup>。圧力差の増加に伴う流量の減少率は、流量が大きいほど顕著になる。

流量調節用絞り弁における圧力降下は通常小さい。弁の入口と出口間の圧力差のほとんどは、圧力補償弁で生じる。単一の絞りにおける圧力差が大きいとキャビテーションが容易に発生するが、市販の流量調整弁の圧力補償弁は単一絞りである。したがって、水圧用流量調整弁では、キャビテーションに対する何らかの対策が必要である<sup>(2)</sup>。また、摺動部の摩擦及び摩耗、漏れ流量の増加、減衰の不足といった、水の低粘度及び潤滑性の不足に起因する問題に対しても、対策が必要である。

本章における弁の基本構造は、上述した問題に対応するよう設計した。弁の構造上の主な特徴は、以下のとおりである。

- 圧力補償弁におけるキャビテーション抑制のための二段絞り
- 圧力補償弁に作用する流体力を補償するためのリング
- 弁全体構造の簡素化のため、圧力補償弁を流量調節用絞りが貫通

弁の構造は、6.2 節で詳しく述べる。弁の寸法は、静特性及び動特性の数値シミュレーションに基づいて定めた。14 MPa までの圧力範囲で静特性実験を行い、弁の性能、すなわち圧力流量特性、流量変動及びヒステリシスについて評価した。



**Fig. 6.1** Two types of pressure-compensated flow-control valve

## 使用記号

$c_{d^*}$	絞りの流量係数	[-]
$d_*$	直径 (図 6.3 参照)	[m]
$D_0$	圧力補償弁スリーブの内径	[m]
$D_i$	圧力補償弁スリーブの $i$ 番目絞りの内径	[m]
$F_c$	圧力補償弁に働くクーロン摩擦	[N]
$F_d, F_s$	それぞれ, 圧力補償弁に働く動的及び静的な流体力	[N]
$H$	無次元ヒステリシス (式(6-16)参照)	[-]
$h_{xi}$	圧力補償弁の $i$ 番目絞りの軸方向開口距離	[m]
$h_{oi}$	圧力補償弁の $i$ 番目絞りの軸方向初期開口距離	[m]
$k$	圧力補償弁のばね定数	[N/m]
$l_*$	長さ (図 6.3 参照)	[m]
$l_i$	圧力補償弁の $i$ 番目絞りの減衰長さ	[m]
$m$	圧力補償弁の等価質量 (ばね質量の 1/3 を含む)	[kg]
$m_f$	圧力補償弁と共に運動する水の質量	[kg]
$p_*$	圧力 (図 6.3 参照)	[Pa]
$p_m$	中間圧力 (図 6.3 参照)	[Pa]
$q_*$	流量 (図 6.3 参照)	[m <sup>3</sup> /s]
$q_D$	入口圧力減少時の平均流量	[m <sup>3</sup> /s]
$q_I$	入口圧力増加時の平均流量	[m <sup>3</sup> /s]
$V_*$	体積 (図 6.3 参照)	[m <sup>3</sup> ]
$x$	圧力補償弁の変位	[m]
$x_0$	ばねの初期圧縮量	[m]
$\beta$	水の体積弾性係数	[Pa]
$\delta_*$	円環状絞りの半径方向高さ (図 6.3 参照)	[m]
$\Delta Q_+$	無次元流量変動 (式(6-15)参照)	[-]
$\mu$	水の粘度	[Pa·s]
$\rho$	水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_c$	流量調節用オリフィスの半頂角	[-]
$\theta_f$	圧力補償弁絞りの流出角	[-]

## 6.2 設計した弁の構造

開発した弁の断面図を図 6.2 に示す。取付面形状は ISO コード 6263-03-03-0-97 に従っている。水は入口ポートから流入し、圧力補償弁及び流量調節用ニードル弁（メータリングオリフィス）を通過して、出口ポートから流出する。流量調節絞りの変位を調節することによって、設定流量を定めることができる。

弁本体及びほとんどの内部部品は、それぞれ銅合金及びステンレス鋼 SUS304 で製作した。圧力低下量の大きい圧力補償弁には、キャビテーション壊食耐性の高い材料が望ましい。第 2 章のキャビテーション壊食試験結果により、第 4, 5 章のリリーフ弁及び減圧弁の主弁にはアルミニウム青銅を使用した。しかし、流量調整弁では圧力制御弁ほど大きな差圧が常に作用していないため、後述するような二段絞りでキャビテーション対策をしておけば、材料に対する条件は比較的緩やかなものとなる。したがって、圧力補償弁は最も一般的なステンレス鋼である SUS304 で製作した。第 2 章の試験結果では、SUS304 の耐壊食性はアルミニウム青銅ほど高くなかったが、チタン合金 TAP6400 と同程度であった。

図 6.2 は水が流れていない状態を示しており、バイアス用ばねは圧力補償弁を左側端部に押し付けている。メータリングオリフィスの下流は、弁の出口であり、圧力補償弁の右端空間に通じている。同様に、メータリングオリフィスの上流は、圧力補償弁下流の空間であり、圧力補償弁の中心穴を通して左端空間に通じている。

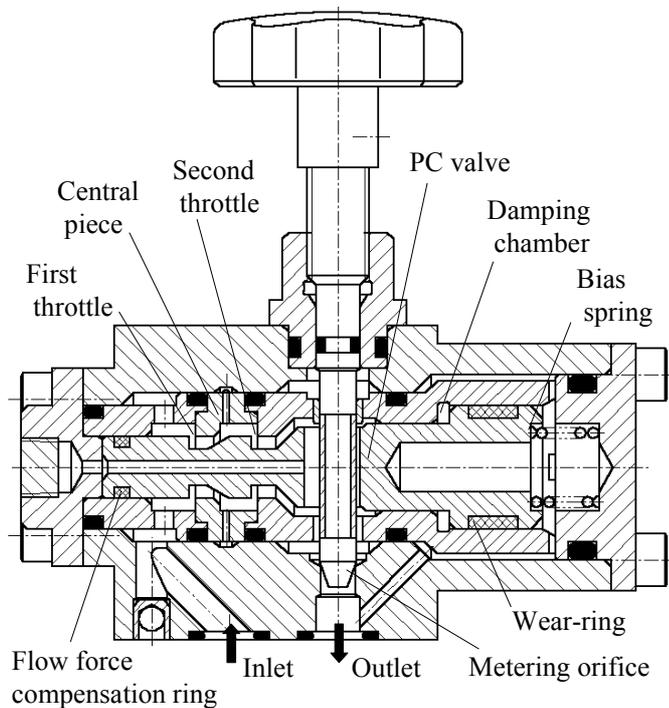


Fig. 6.2 Cross-section of the developed valve

圧力補償弁の動作原理は、従来の圧力補償型流量調整弁と同じである。流れが生じると、メータリングオリフィスの上流圧力が増加し、メータリングオリフィス前後の圧力差と圧力補償弁の断面積の積に等しい力が、圧力補償弁を右側に押す。すると圧力補償弁は、流体の圧力による力とバイアス用ばねによる力が平衡する位置に移動する。したがって、メータリングオリフィス前後の圧力差は、バイアス用ばねの圧縮量によって定められる。メータリングオリフィス前後の圧力差に変化が生じると、それが変化前の値に戻るよう、圧力補償弁が新たな位置に移動する。こうして、メータリングオリフィス前後の圧力差が一定に保たれる。弁の機能及び寸法の定義を、図 6.3 に示す。開発した弁の基準寸法を、表 6.1 に示す。これらの寸法は、6.3 節で示す設計解析に基づいて定めた。

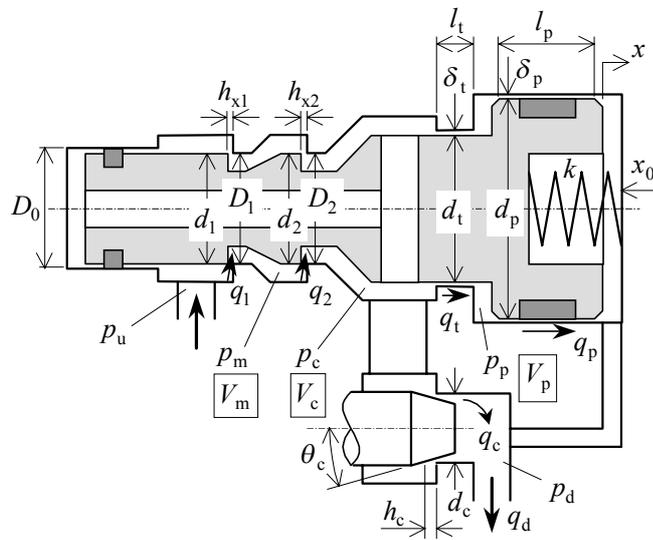


Fig. 6.3 Valve functions and dimensions

Table 6.1 Reference dimensions of the developed valve

PC valve					
$D_1$	10.01 mm	$d_1$	9.985mm	$h_{01}$	1 mm
$D_2$	10.01 mm	$d_2$	9.985mm	$h_{02}$	1 mm
$d_t$	13.95 mm	$l_t$	8 mm	$\delta_t$	30 $\mu$ m
$d_p$	19.95 mm	$l_p$	12 mm	$\delta_p$	30 $\mu$ m
$k$	17.4 N/mm	$x_0$	4.7 mm	$D_0$	10.01 mm
$V_m$	1 cm <sup>3</sup>	$V_{p0}$	0.4 cm <sup>3</sup>	$m$	41 g
Flow metering valve					
$d_c$	5.5 mm	$\theta_c$	20 deg	$V_{c0}$	4 cm <sup>3</sup>

キャビテーションを防止するためには、圧力を複数段階で低下させることが効果的である<sup>(9, 10, 11, 12)</sup>。本章での設計では、以前に設計した弁<sup>(5)</sup>と同様に、圧力補償弁に二つの直列絞りを採用した。二つの絞りにおける圧力降下が等しくなるよう、それぞれの絞りの寸法は等しくした。すなわち、 $d_1 = d_2$ ,  $D_1 = D_2$  及び  $h_{01} = h_{02}$  である。

二つの絞りの間の空間における中間圧力は、それぞれの絞りの開口面積の比によって定まる。したがって、開口面積が小さいとき、中間圧力に及ぼす加工誤差の影響が相対的に大きくなる。二つの絞りの軸方向距離を正確に定めるため、弁スリーブは三つの部品から構成される。中央の部品は第一絞りの固定エッジであるが、その軸方向長さは圧力補償弁における二つのメータリングエッジの距離と等しくした。

定常状態の流体力は、圧力補償弁を閉じる方向に作用する。この力を補償するために、第一絞りの直径  $d_1$  よりもわずかに大きい内径  $D_0$  のスリーブに密着するよう、流体力補償用リングをはめ込んだ。直径  $D_0$  と  $d_1$  との間のすき間に作用する圧力  $p_u$  は、圧力補償弁を開く方向の力を発生させる。

流体力補償用リングに作用するクーロン摩擦は、弁特性にヒステリシスを生じさせる可能性がある。本研究では、二種類のリングを試した。市販の四フッ化エチレン樹脂 (PTFE) 製スリッパリング付き O リングと、超高分子量ポリエチレン (UHMWPE) で製作したリングである。UHMWPEは摺動抵抗及び吸水率が低い、温度による寸法変化が比較的大きい。したがって、リングの幅はそれがはめ込まれる圧力補償弁の溝幅よりも若干小さくした。

水の低粘性は圧力補償弁に十分な減衰力を付与することができない。一方、設計した圧力補償弁は負の減衰長さを有し、弁の振動を発生させる可能性がある。十分な言類力を得るために、ダンピング室と円環状すき間から成るダンピング機構を組み込んだ。弁の摩耗及び偏心を防ぐためのウェアリングを、圧力補償弁の右側ランド部に装着した。

設計した弁の構造上の大きな特徴は、圧力補償弁と流量調節用絞り弁とが交差していることである (図 6.4)。圧力補償弁の中程に開けられた長穴に、流量調節用絞りの弁棒が貫通している。弁棒と圧力補償弁とが金属接触しないよう、弁棒にはナイロンチューブが挿入してある。この設計により、従来の圧力補償型流量調整弁と比較して弁体の構造が非常に簡素化される。



Fig. 6.4 The PC valve and the metering valve spindle

### 6.3 設計のための解析

弁の寸法を定めるために、設計解析を行った。基礎式を簡素化するために、以下の仮定を設けた。

- (a) 狭い円環状すき間の流れは、平行平板間の層流と見なす。
- (b) 漏れ流量によって弁に作用する粘性抵抗力は、バイアスばね及び流体の圧力による力と比べて無視できるほど小さい。
- (c) 弁の絞りにおいて、キャビテーションは発生しないものとする。
- (d) 圧力補償弁の絞りにおける流出角は、定数 (69°) とする。
- (e) 弁部品の弾性変形は小さく、無視できる。

#### 6.3.1 絞りを通る流量

本節では、基礎式を提示する。絞りを通過する流量は、以下のとおりである。

$$q_1 = c_{d1} d_1 \pi \sqrt{2(h_{x1}^2 + \delta_1^2)(p_u - p_m)/\rho} \quad \text{for } h_{x1} \geq 0 \quad (6-1)$$

$$q_2 = c_{d2} d_2 \pi \sqrt{2(h_{x2}^2 + \delta_2^2)(p_m - p_c)/\rho} \quad \text{for } h_{x2} \geq 0 \quad (6-2)$$

$$q_c = c_{dc} \pi h_c \sin \theta_c \left( d_c - \frac{h_c}{2} \sin 2\theta_c \right) \sqrt{2(p_c - p_d)/\rho} \quad (6-3)$$

$$q_t = \frac{\pi d_t \delta_t^3}{12 \mu l_t} (p_c - p_p) \quad (6-4)$$

$$q_p = \frac{\pi d_p \delta_p^3}{12 \mu l_p} (p_p - p_d) \quad (6-5)$$

ただし、 $c_{d1}$ 、 $c_{d2}$  及び  $c_{dc}$  は、それぞれ圧力補償弁の第一、第二絞り及び流量調節絞りの流量係数である。

弁は剛体と仮定しているため、圧力補償弁の第一及び第二絞りの、軸方向及び半径方向すき間は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned} h_{x1} &= h_{01} - x, & \delta_1 &= (D_1 - d_1)/2 \\ h_{x2} &= h_{02} - x, & \delta_2 &= (D_2 - d_2)/2 \end{aligned} \right\} \quad (6-6)$$

である。

#### 6.3.2 運動方程式及び連続の式

ダンピング機構の寸法を定めるため、動的な解析が必要である。本節では、弁の運動方程式を導出する。

圧力補償弁の運動方程式は、以下のとおりである。

$$\begin{aligned}
(m + m_f) \frac{d^2x}{dt^2} + \operatorname{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) F_c + k(x + x_0) \\
= A_c p_c - A_u p_u + A_m p_m + A_p p_p - A_d p_d + F_s + F_d
\end{aligned} \quad (6-7)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned}
A_c &= \frac{\pi}{4} (D_0^2 + d_t^2 - d_2^2), \quad A_u = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_1^2), \\
A_m &= \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2), \quad A_p = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_t^2), \quad A_d = \frac{\pi}{4} d_p^2
\end{aligned} \right\} \quad (6-8)$$

$$F_s = 2\pi \cos\theta_f \left\{ c_{d1} d_1 \sqrt{h_{x1}^2 + \delta_1^2} (p_u - p_m) + c_{d2} d_2 \sqrt{h_{x2}^2 + \delta_2^2} (p_m - p_d) \right\} \quad (6-9)$$

$$F_d = \frac{dx}{dt} \pi \sqrt{2\rho} \left\{ c_{d1} d_1 l_1 h_{x1} \sqrt{\frac{p_u - p_m}{h_{x1}^2 + \delta_1^2}} + c_{d2} d_2 l_2 h_{x2} \sqrt{\frac{p_m - p_c}{h_{x2}^2 + \delta_2^2}} \right\} \quad (6-10)$$

である. この設計では  $d_1 = d_2$  であるから,  $A_m = 0$  である. それゆえ, 式(6-7)における  $p_m$  の項 ( $A_m p_m$ ) は消去できる (流体力に対する  $p_m$  の影響は残る). さらに式(6-9)より, 圧力補償弁の二つの絞りが同じ寸法かつそれぞれの流量係数が同じであるならば,  $p_m$  は定常状態の流体力  $F_s$  に影響を及ぼさないことがわかる. したがって, 弁部品の寸法精度が多少悪くなり, 中間圧力が予期せず変化しても, それが弁の圧力流量特性に及ぼす影響は小さいことがわかる.

最後に, 連続の式は以下のとおりである.

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{\beta}{V_m} (q_1 - q_2) \quad (6-11)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{\beta}{V_{c0} + A_c x} \left( q_2 - q_c - q_t - A_c \frac{dx}{dt} \right) \quad (6-12)$$

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{\beta}{V_{p0} + A_p x} \left( q_t - q_p - A_p \frac{dx}{dt} \right) \quad (6-13)$$

$$q_d = q_c + q_p + A_p \frac{dx}{dt} \quad (6-14)$$

ただし,  $V_{c0}$  及び  $V_{p0}$  は, それぞれ  $V_c$  及び  $V_p$  の  $x=0$  における初期値である.

### 6.3.3 シミュレーション

弁の圧力流量特性, すなわち弁の入口と出口間の圧力差及び弁を通過する流量 (排出流量) の関係は, 式(6-1)~(6-14)において時間の導関数を消去し, 数値的に解くことによって得られる. 図 6.5 は流量の計算結果を示す. 変化させるパラメータは, メータリングオリフィスの開口高さ  $h_c$  である. 図 6.5(a)は流体力補償が無い場合の結果を示し, 図 6.5(b)は流体力補償が有る場合の結果である. 流体力補償が無い場合は,  $D_0 = d_1$  として計算した.

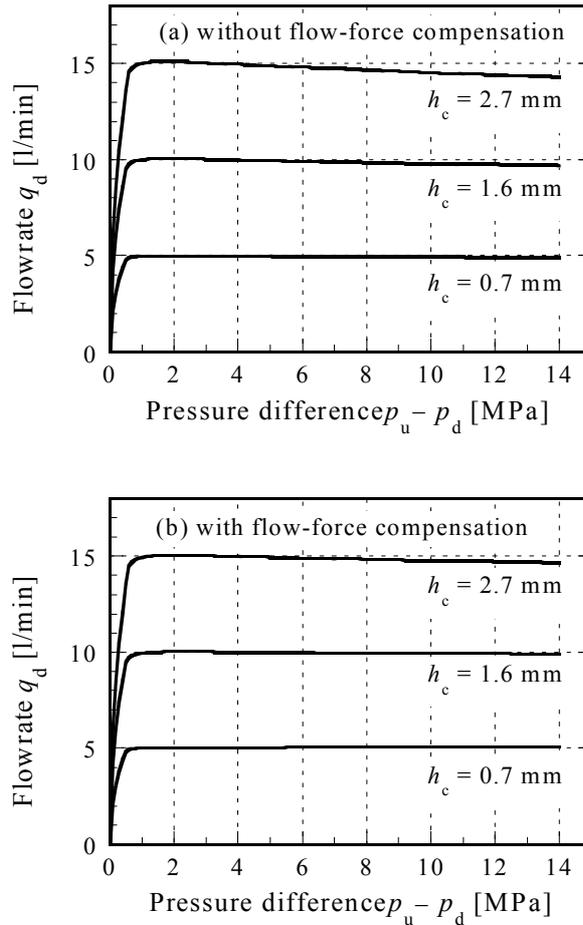


Fig. 6.5 Simulation results of static characteristics

図 6.5(a)より、流体力補償がなされない場合、基準流量の増加に伴い、流体力が流量を減少させることは明らかである。加えて、流量は弁全体の圧力差の増加に伴って減少する。図 6.5(b)は、流体力補償を行うと、流量減少率を低減させることを示している。試行計算では、 $D_0$ の値を大きくすると、流量が大きい範囲での圧力流量特性をさらに改善できた。しかしながら、流量が小さい範囲においては、基準流量よりも流量が増加した。表 6.1 に示した寸法は、これらの結果を考慮して選定した。

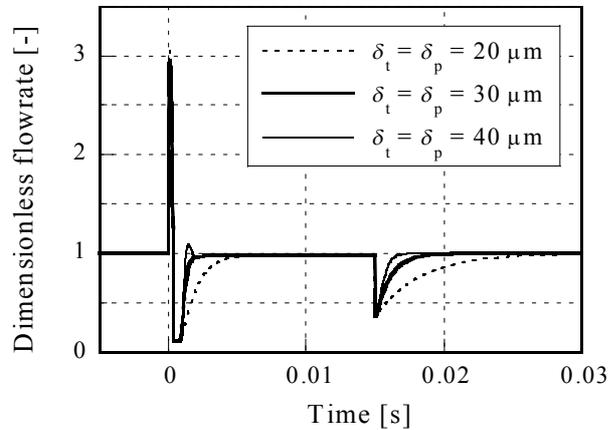
粘性ダンパの大きさを定めるため、上流圧力のステップ変化に対する流量の応答を計算した。式(6-1)～(6-14)のモデル化には MATLAB/Simulink<sup>®</sup>を用いた。数値解法には 4 次のルンゲ・クッタ法を使用した。計算の時間刻みは、1  $\mu$ s に固定した。

下流圧力はゼロとし、入力信号として上流圧力の矩形波を用いた。初期状態で 2 MPa の上流圧力は、0 ms において 14 MPa に変化し、15 ms 後に再び 2 MPa に戻る。圧力変化の増減に対応し、圧力補償弁は 0–15 ms で閉じる方向に運動し、15–30 ms で初期位置に戻る。

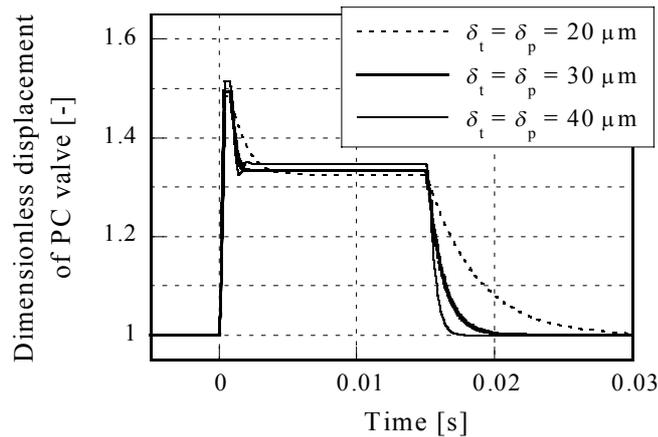
排出流量の初期値を 15 l/min とし、ダンパ及び圧力補償弁の寸法を変えながら応答を計算した。ダンパすき間の影響を検出するため、この計算ではクーロン摩擦をゼロとした。

図 6.6(a)及び(b)は、それぞれ排出流量  $q_d$  及び圧力補償弁の変位  $x$  の応答を示す。ここではダンパのすき間  $\delta_t$  及び  $\delta_p$  を、基準値  $30 \mu\text{m}$  に対して  $\pm 10 \mu\text{m}$  の範囲で変化させた。

上流圧力が上昇した瞬間に、流量スパイクが見られる。圧力上昇に対応して圧力補償弁が急速閉止すると、流量が下側に行き過ぎる。それから流量は徐々に基準値に戻るが、ダンパのすき間が大きいと再び上側に行き過ぎる。図 6.6 には示していないが、上流圧力が低下すると圧力補償弁が開き、方向が反対ではあるが同様の過渡応答を示す。ダンパすき間を通過する流れがあることにより、上流圧力が減少するときの応答速度は、圧力増加に対する応答速度よりもやや遅くなる。



(a) Flowrate



(b) Displacement of PC valve

**Fig. 6.6** Simulation results of dynamic response

## 6.4 実験

### 6.4.1 実験装置

図 6.7 は実験装置を示す。水圧源として、アキュムレータ付きの三連ピストンポンプを使用した。定格圧力は 21 MPa、定格流量は 20 l/min である。供試流量調整弁の入口圧力は、それと平行に接続された手動のニードル弁を通過するバイパス流量を変えることによって調整した。弁の出口には圧力負荷をかけずに、出口圧力は 30 kPa 以下に保った。流量の測定精度を 2% 未満にするため、流量測定範囲の異なる二種類の流量計を切り換えて使用した（図 6.7 参照）。圧力測定系の分解能は約 10 kPa である。水温は、タンクへの戻り回路にある冷却器によって、25°–30°C に保った。

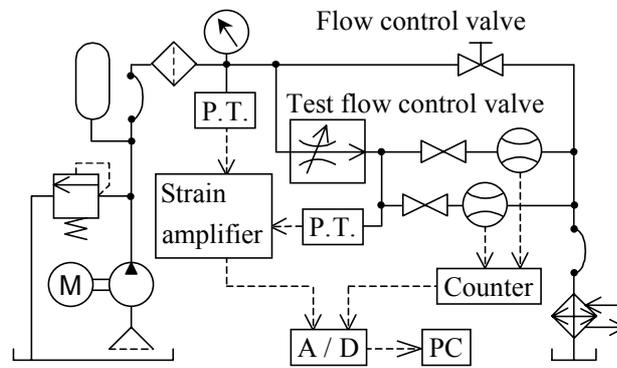


Fig. 6.7 Experimental rig

### 6.4.2 実験結果

図 6.8 は、圧力補償弁に流体力補償用リングを装着しない場合の圧力流量特性を示す。入口圧力範囲は 0–14 MPa で、基準流量は 5, 10 及び 15 l/min である。データ点の白及び黒は、それぞれ入口圧力の増加時及び減少時のものである。実線は図 6.5 で示したシミュレーション結果を再表示したものである。基準流量 15 l/min で若干の乖離が見られるが、シミュレーションと実験結果はよく一致している。基準流量との最大偏差は、15 l/min のとき 8% である。ヒステリシス、すなわち入口圧力の増減による流量の差は、約 0.5% である。これより、装着したウェアリングに生じるクーロン摩擦による影響は非常に小さいことがわかる。

図 6.9 は、PTFE 製スリッパリング付き O リングを圧力補償弁に装着した場合の圧力流量特性を示す。入口圧力増加時の流量特性は、シミュレーション結果とよく一致している。しかしながら、圧力減少時の流量特性はシミュレーションと差が生じる。基準流量が大きいくほど差が大きくなり、15 l/min の場合では 2.5% に達する。このヒステリシスの原因は、PTFE スリッパとスリーブ内壁とのクーロン摩擦が増加したことと考えられる。

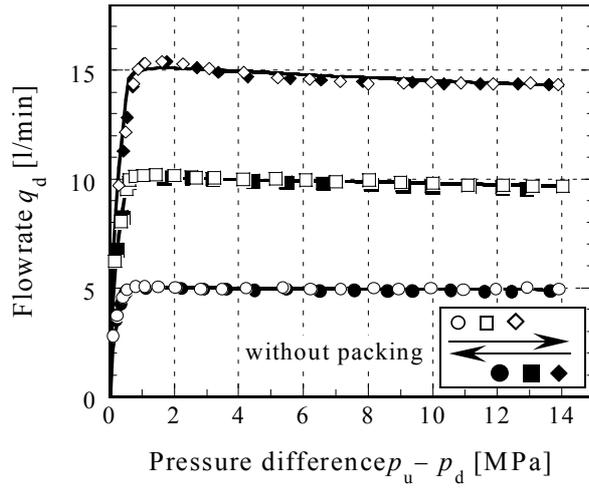


Fig. 6.8 Pressure-flow characteristics without flow force compensation

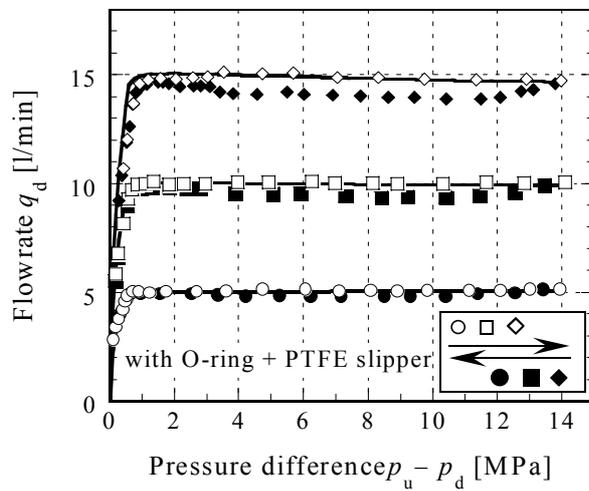


Fig. 6.9 Pressure-flow characteristics with O-ring and PTFE slipper for flow force compensation

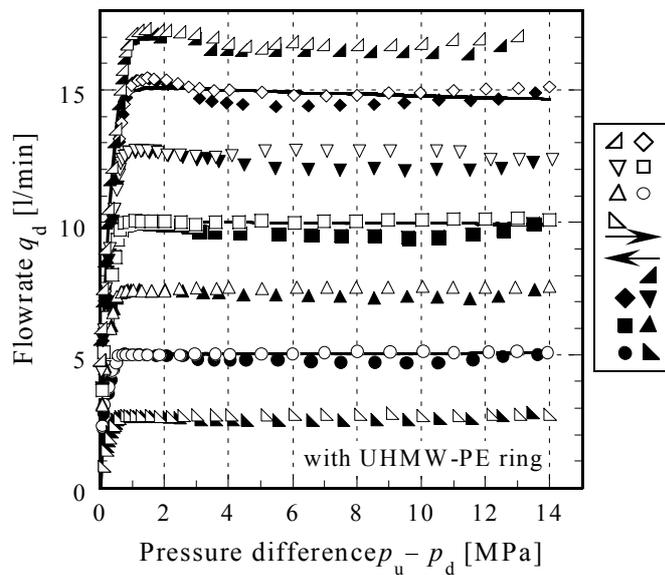


Fig. 6.10 Pressure-flow characteristics with UHMW-PE ring for flow force compensation

摩擦力を低減させるため、スリッパ付き O リングを、UHMWPE 製のリングと交換した。この場合の圧力流量特性を、図 6.10 に示す。入口圧力の増加に伴い、4 MPa までは流量は減少する。この傾向は、図 6.8 に示した圧力流量特性と同様である。このことより、リングがスリーブに密着しておらず、わずかなすき間が残っているものと考えられる。圧力差  $p_u - p_d$  が 8 MPa 以上になると、流量は増加に転じる。ゆえに、基準流量からの差はスリッパ付き O リングの場合と同様になる。ヒステリシスの大きさは、基準流量 15 l/min のときに 1.5% に低減する。これはスリッパ付き O リングの場合の約半分である。

図 6.8~6.10 に示した実験結果を、二つの項目で評価する。第一は入口圧力増加に伴う基準流量からの流量誤差で、第二はヒステリシスである。

第一項目に対する評価指数は、入口圧力増加時に、圧力補償弁が開いている間に測定された流量（図 6.8~6.10 の白いデータ点）によって計算され、次式で定義される。

$$\Delta Q_+ = \frac{\Delta q_+}{q_1} \times 100 [\%] \quad (6-15)$$

ただし、 $\Delta q_+$  は基準流量と流量の測定値の差の最大値で、 $q_1$  は測定データの平均値である。図 6.11 に評価結果を示す。パッキンが無い場合、流体力補償をしていないため、基準流量からの変動は基準流量の増加と共に増加し、15 l/min のときには約 8% に達する。スリッパ付き O リング及び UHMWPE リングを装着した場合は流体力が補償され、流量変動は 4% に低減される。

第二項目のヒステリシスは、次式で定義する。

$$H = \frac{|q_1 - q_D|}{q_1 + q_D} \times 100 [\%] \quad (6-16)$$

ただし、 $q_D$  は入口圧力減少時に測定した流量の平均である。図 6.12 は測定結果を示す。パッキンを装着しない実験でのヒステリシスは約 0.5% である。スリッパ付き O リングを装着した場合、ヒステリシスは 2.5% に増加する。UHMWPE 製リングでも、ヒステリシスの最大値は 2.5% まで増加する。スリッパ付き O リングでは、基準流量の増加に伴ってヒステリシスも増加する、対照的に、UHMWPE 製リングでは基準流量の増加に伴ってヒステリシスが減少し、15 l/min のときは 1.2% になった。したがって、本章で試みた流体力補償方法は、弁の圧力差の増加に伴う流体力への補償として、効果的であることがわかる。この方法の欠点は、流体力補償を行わない場合に比べ、摩擦によってヒステリシスが増加することである。

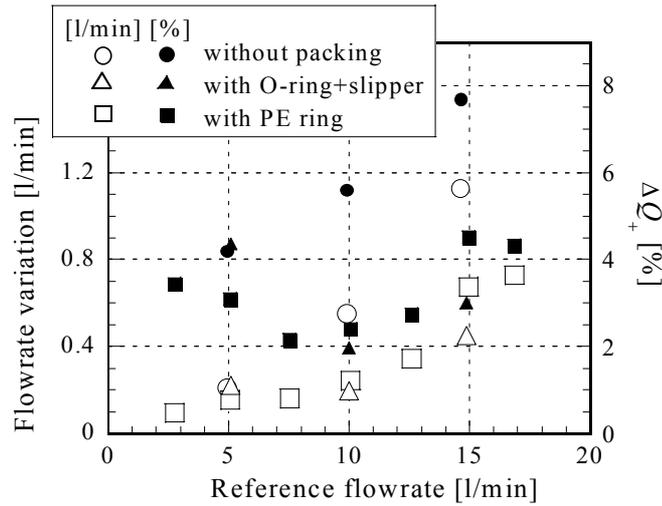


Fig. 6.11 Experimental results of flowrate variation for increase of inlet pressure

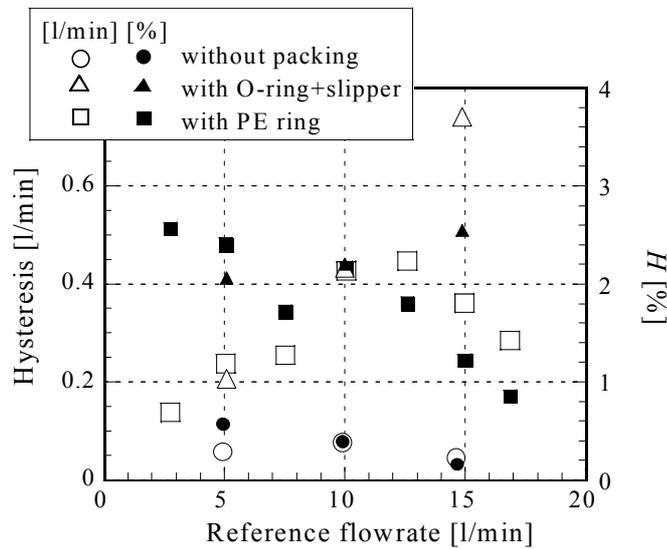


Fig. 6.12 Experimental results of hysteresis

## 6.5 考察

前節の実験において、開発した弁はキャビテーション騒音を発生せず、十分な安定性を有することがわかった。弁の圧力差の広い範囲に渡って、排出流量はほぼ一定である。したがって、圧力補償弁の二段絞り、組み込んだダンパ、及び流体力補償用リングは効果的に作動したと考えられる。

メータリングオリフィスにおける圧力差の変動は、圧力補償弁の釣り合いによって検出され、その結果として圧力補償弁は圧力差が元の値に戻るよう、フィードバック動作を行う。したがって、圧力補償弁内における圧力降下の配分は、弁全体の圧力流量特性にほとんど影響を及ぼさない。しかしながら、圧力降下の配分はキャビテーションの発生に影響する。弁

内の流れ及び圧力は、安定性、ヒステリシス、及び動特性などの、弁の運転性能に様々な影響を及ぼす。したがって、ここでは最初に圧力降下の分配について考察し、次に流体力補償用リングによって生じたヒステリシスについて論ずる。

圧力補償弁は、二段階圧力降下を実現するために二つの絞りを有する。絞りの効果は、中間圧力を調べることによって観測できる。中間圧力の理想値は、圧力補償弁の上流圧力と下流圧力とのちょうど中間である。すなわち、弁の変位に関わらず、 $(p_m - p_c)/(p_u - p_c) = 0.5$  であることが望ましい。

図 6.13 は、代表的な基準流量における無次元中間圧力の実験値を示す。無次元中間圧力は、出入口間の圧力差の増加に伴ってやや増加している。基準流量が 15 l/min のときは約 0.5 でほぼ一定であるが、基準流量が小さいときは 0.5 よりも徐々に大きくなる。この傾向の原因は、基準流量が小さいほど圧力補償弁絞りの開口面積が小さく、弁の運動による開口面積の相対変化が大きく現れるためと考えられる。この現象は説明が困難であるが、考えられる原因としては弁部品の加工誤差及び組立誤差の影響や、弁室内の流れが一様ではなく、弁の開口部における流速の変化に伴って変化することなどが考えられる。基準流量が 2.7 l/min のとき、中間圧力は出入口の圧力差が 6–10 MPa の範囲で劇的に変化する。10 MPa 以上では一定値となるが、これは圧力補償弁が右端にあって完全に閉じきっており、これ以上は弁が動かないことを意味する。

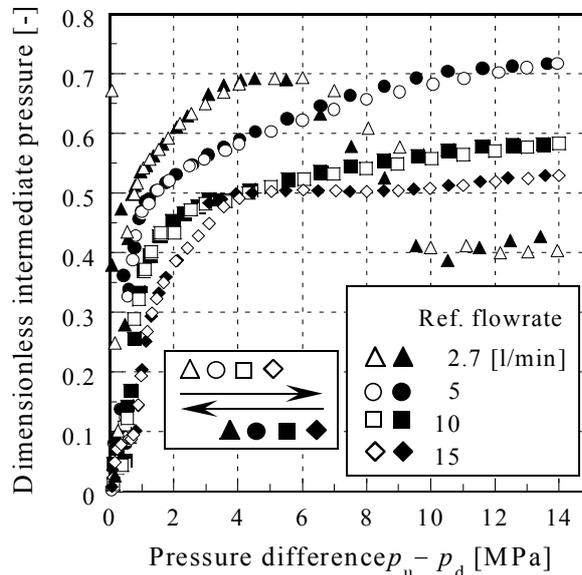


Fig. 6.13 Dimensionless intermediate pressure in the space between the two throttles of the PC valve

図 6.14 は、メータリングオリフィス前後の圧力差を示す。圧力差が一定ならば、オリフィスを通る流量も一定である。このデータは、弁の出入口圧力差が約 1 MPa 未満のときには圧力補償弁が左端にあって動いていないことを示す。基準流量 2.7 l/min 以外の曲線は、

図 6.12 に示したものと同様なヒステリシスを示し、その原因は流体力補償用リングに作用する摩擦である。基準流量が 2.7 l/min では、出入口の圧力差が 10 MPa 以上では圧力補償弁が右のストローク端まで達して止まっている。この場合、圧力補償弁が止まっているため、ヒステリシスの原因は摩擦ではない。他の流体力学的な理由が考えられる。

シミュレーションではヒステリシスを考慮しなかったが、シミュレーションで得られた流量調整弁の圧力流量特性は、実験結果とよく一致した。これは、基準流量に対して、メータリングオリフィスにおける圧力降下を一定に保つように圧力補償弁が作動するという、フィードバック効果の結果である。

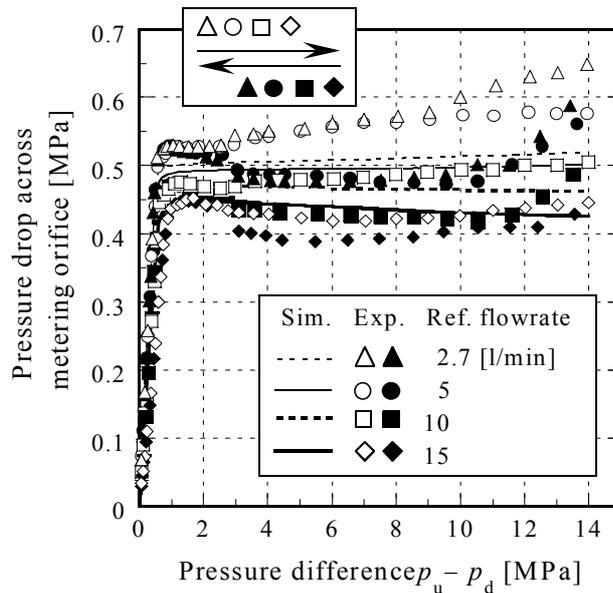


Fig. 6.14 Pressure drop across the metering orifice

## 6.6 結言

水圧用圧力補償型流量調整弁を開発した。設計上の特徴は以下のとおりである。

- キャビテーション防止のため、圧力補償弁に二つの直列絞りを採用した。
- 水の低粘性による減衰不足を補うため、粘性ダンパを組み込んだ。
- 水の低粘性による漏れ流量の影響を低減させるため、圧力補償弁をメータリングオリフィスの上流に配置した。
- 流体力補償用リングを装着し、排出流量に及ぼす流体力の影響を低減させた。

弁の寸法を定めるためにシミュレーションを行い、製作した弁で静特性実験を行った。開発した弁は、弁の出入口圧力差が 1–14 MPa の範囲において、2.7–17 l/min の流量範囲の運転が可能である。製作した弁の圧力流量特性は、シミュレーションによる予測値とよく一致した。したがって、設計した弁は水圧駆動システムでの使用に適している。

上記に挙げた、水の物理的特性に起因する問題に対する対策は、それぞれ効果的であることが確認された。しかしながら、中間圧力はしばしば理想値からの偏差を示し、流体力補償用リングを装着したことによってヒステリシスが生じた。これらの問題の解決は、今後の課題である。

本章における水圧用流量調整弁の開発を通じて得られた設計指針は、以下のとおりである。

(1) 全体構造について

- 圧力補償弁は、流量調節絞りの上流に設ける。
- 圧力補償弁に開けた横穴に、流量調節用絞りの弁棒を貫通させる。

(2) 圧力補償弁の二段絞りについて

- 二段の絞りの直径を等しくする。
- 弁と組み合わせる弁座部品は軸方向に分割し、加工精度を高める。

(3) 圧力補償弁について

- 摺動部のすき間を、粘性ダンパの絞りとして利用する。
- 圧力補償弁に働く流体力を補償するために、摺動部にリングを装着する。

## 参考文献

---

- (1) Cundiff, J. S., *Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications*, CRC Press, (2001).
- (2) Pandharikar, S., Khuperkar, A., Soni, N. L. and Agrawal, R. G., Design and development of water hydraulic pressure compensated flow control valve, *Indian J. Eng. Mtrl. Sci.*, Vol. 9, pp. 440–447, (2002).
- (3) Trostmann, E., *Water hydraulics control technology*, Dekker, (1996).
- (4) Wu, D., Burton, R., Schoenau, G. and Bitner, D., Analysis of a pressure-compensated flow control valve, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, Vol. 129, pp. 203–211, (2007).
- (5) Suzuki, K. and Urata, E., Development of a pressure-compensated flow control valve for water hydraulics, *Proc. Tenth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Vol. 2, Tampere, Finland, pp. 47–60, (2007-5).
- (6) Suzuki, K. and Urata, E., Development of a water hydraulic pressure-compensated flow control valve, *Intl. J. of Fluid Power*, Vol. 9, No. 3, pp. 25–33, (2008).
- (7) Andersson, B. R., *On the Valvistor, a proportional controlled seat valve*, Dissertation, Linköping University, (1984).
- (8) Handroos, H. M. and Vilenius, M. J., Flexible semi-empirical models for hydraulic flow control valves, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, Vol. 113, pp. 232–238, (1991).

- (9) Berger, J., *Kavitationserosion und Maßnahmen zu ihrer Vermeidung in Hydraulikanlagen für HFA-Flüssigkeiten*, Dissertation, RWTH Aachen, (1983)
- (10) Liu, Y. S., Huang, Y. and Li, Z. Y., Experimental investigation of flow and cavitation characteristics of a two-step throttle in water hydraulic valves, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A: J. Power and Energy*, Vol. 216, pp. 105–111, (2002).
- (11) Suzuki, K. and Urata, E., Improvement in static characteristics of a water hydraulic relief valve, *Proc. Ninth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power*, Linköping, Sweden, CD-ROM, (2005-6).
- (12) Nie, S., Huang, G., Li, Y., Yang, Y. and Zhu, Y., Research on low cavitation in water hydraulic two-stage throttle poppet valve, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part E: J. Process Mechanical Engineering*, Vol. 220, pp. 167–179, (2006).

## 第7章

### 結 論

本論文は、14 MPa の圧力水準で運転する水圧駆動システムに使用可能な制御弁の開発を目的とし、水の高い蒸気圧や低い粘性及び潤滑性などの物理的特性に起因する問題点を克服するため、キャビテーション壊食試験による材料選択を行い、摺動部の摩擦及び摩耗を防ぐ静圧支持機構の設計手法を確立し、それらの知見を用いて二種類の圧力制御弁（リリース弁、減圧弁）ならびに流量調整弁を開発したものである。各章で得られた成果を、以下に示す。

第1章では、まず流体駆動技術の起源から現在の水圧駆動技術に至るまでの歴史的背景を述べた。次に、従来の油圧用各種制御弁を分類し、代表的な構造及び動作原理を述べた。続いて、これらの構造をそのまま水圧用に転用した場合に生じる問題点や、水の化学的特性に起因する問題点を示した。これに対する、水圧駆動用の機器及びシステム全体の設計指針を述べ、さらに、システム運転時に水の清浄度を維持管理するための方策を述べた。

第2章では、水圧駆動用機器の部品に対する材料選択の指針を得るために、様々な耐腐食性材料（金属、樹脂、コーティング）について、キャビテーション壊食試験を行った結果を述べた。まず、キャビテーション壊食の研究の歴史を概観し、明らかにされてきたことを分類して示した。実験は静置試験片を用いた振動式試験方法で、超音波振動子によって発生させたキャビテーションに、静置試験片を暴露させることによって行った。試験した材料で高い耐壊食性を示したのは、金属では析出硬化系ステンレス鋼 SUS630、高含珪素ステンレス鋼シリコロイ A2、及びアルミニウム青銅、樹脂では超高分子量ポリエチレンであった。樹脂材料は、4種類の壊食曲線を示した。キャビテーション衝撃による個々の損傷痕の形状を、レーザ顕微鏡で測定し、その形状や大きさが様々であることを示した。

第3章では、スプール弁の摺動部のような、円筒内面を摺動する円柱部品の固着を防ぐ機構を取り扱った。この機構では静圧軸受の原理を利用し、スプール摺動部すき間に外部から圧力を導き、偏心したスプールに対して中心に向かう復元力を生じさせる。水圧用制御弁に組み込むことを想定し、摺動部すき間の片側には一定圧力が作用し、反対側は絞りを通ってタンクへ戻るような機構を考察した。偏心量に対するスプールの支持力を得ることを目的として、摺動部すき間内の圧力分布を求めるための理論及び数値計算法を示した。さらに実験を行い、圧力分布、支持力及び漏れ流量の測定を行った結果を示した。実験においてスプールへの荷重によるたわみの影響を考慮に入れると、漏れ流量特性の実験値は計算値と良く一致した。支持力は、軸受絞りが小さいときには計算値と実験値が良く一致した。

第2、3章で得られた結果を基にし、第4～6章で三種類の弁を開発した。それらの弁の構造上の特徴は、以下のとおりである。

目的	構造上の特徴	第4章 リリース弁	第5章 減圧弁	第6章 流量調整弁
キャビテーション 壊食の抑制	二段の直列絞りによる 段階的な圧力降下	○	○	○
	耐壊食性の高い材料の使用	○	○	○
摺動部の摩擦及び 摩耗の低減	静圧支持機構の組み込み	○	—	—
	ウェアリングの装着	—	○	○
	ラビリンス溝の採用	○	○	—
静特性及び動特性 の改善	すき間流れの利用による 内部漏れ低減	○	○	○
	圧力直接検知式パイロット弁 による静特性向上	○	○	—
	粘性ダンパによる振動抑制	○	○	○

第4章では、定格圧力 14 MPa で作動するバランスドピストン形水圧リリース弁の開発について述べた。弁の設計においては、キャビテーションの防止、静特性及び安定性の向上を主眼に置いた。キャビテーションを防止するため、主弁はほぼ直径の等しい二段の直列絞りとした。第2章の結果を基に、主弁材料はアルミニウム青銅とした。静特性の指標として、圧力オーバーライド及びヒステリシスを考慮した。圧力オーバーライドを低減させるため、供給圧力を直接パイロット弁に導いた。ヒステリシスを低減させるため、主弁を静圧軸受で支持することにより、主弁に作用するクーロン摩擦を無くした。この静圧支持機構の設計においては、第3章で示した計算手法を基にした。主弁の安定性を改善するため、主弁とパイロット弁の間にダンピングオリフィスを挿入するだけでなく、主弁に粘性ダンパを装着した。弁の寸法を定めるため、静特性及び動特性のシミュレーションを行った。リリース流量が 20 l/min までの実験を行った結果、測定された圧力オーバーライドは設定圧力の約 1%、ヒステリシスは 0.1% であった。開発した弁は、実験した圧力範囲（最大 14 MPa）ではキャビテーション騒音を発生しなかった。

第5章では、パイロット形水圧用減圧弁の新しい設計を提案した。開発した弁は、14 MPa までの一次圧力において、負荷流量範囲 2.7–15 l/min で、二次圧力下限 3.5 MPa まで作動する。設計した弁の大きな特徴は、キャビテーションを防止するために主弁を二段絞りとしたこと、パイロット弁が二次圧力を直接検知すること、一次圧力ポートからパイロット圧力室への漏れを排除したこと、及び主弁の運動を安定化させるために粘性ダンパを装着したことである。第2章の結果を基に、主弁材料はアルミニウム青銅とした。弁の寸法を定めるため、動的及び静的な解析を行った。製作した弁について静特性実験を行った。一次圧力が 14 MPa までの範囲で、キャビテーション騒音は発生しなかった。製作した弁の静特性は、シミュレーションによる予測値とよく一致した。測定された二次圧力の変動は、14 MPa までの一次圧力変化に対しては約 0.2 MPa、15 l/min までの負荷流量変化に対しては 0.5 MPa であった。

第6章では、水圧用圧力補償型流量調整弁の新しい設計を示した。開発した弁の運転圧力差範囲は1-14 MPa、調整可能流量範囲は2.7-17 l/minである。圧力補償弁及び流量調節弁を直列に接続し、圧力補償弁を上流に配置した。設計した弁の主な特徴は、圧力補償弁におけるキャビテーションを防止するための二段絞り、流体力補償用リング、及び弁の運動を安定化させるための粘性ダンパである。また、弁全体の構造を簡素化するため、圧力補償弁と流量調節用絞りの弁棒が交差する構造とした。弁寸法は、動的及び静的な解析を元に定めた。製作した弁について、実験を行った。14 MPaまでの運転圧力範囲では、キャビテーション騒音が発生しなかった。流体力補償用リングを装着することによって、設定流量に対するヒステリシスは0.5%から2.5%に増加したが、流量変動は8%から4%に減少した。

第4~6章における弁の開発では、水の物理的特性に起因する問題を解決するため、従来の油圧用制御弁には見られない新たな構造を採用した。開発した弁は、それぞれ良い静特性を示し、提案した構造が有効であることを確認した。特に重要な構造的特徴と、その設計に関して得た知見は、以下のとおりである。

#### (1) キャビテーション抑制のための二段絞り

- 二段の絞りの直径を可能な限り等しくする。これにより、二つの絞り間における空間の圧力（中間圧力）が弁の運動に及ぼす影響を小さくすることができる。
- 弁と組み合わせる弁座部品は軸方向に分割する。二つの絞り間の軸方向距離と、分割した弁座部品の軸方向長さとを等しくすると、絞りの軸方向位置精度が向上する。
- 二段の絞りを構成する部品の剛性を高める。絞りの開口面積が小さいとき、弁の変形による影響は相対的に大きくなるため、中間圧力に及ぼす影響が大きくなる。

#### (2) 内部漏れ低減のための、摺動部すき間流れの利用

- 摺動部すき間を絞りとして利用する場合、軸の偏心によって圧力流量特性が変化するため、偏心を防止するためのウェアリングや、次項に示す静圧軸受を組み込む。ただし、すき間における軸方向の圧力差が大きい場合、ウェアリングの装着は不適當である。
- 製作誤差や摩耗によるすき間高さの変化が弁性能に及ぼす影響を調べるため、製作前の検討段階においてすき間高さを変化させて弁性能のシミュレーションを行っておく。

#### (3) 摺動部の摩擦及び摩耗低減のための静圧軸受

- 弁の内部に常に大きな圧力差が生じる場合、その圧力を弁の摺動部に導き、静圧軸受を構成する。その支持剛性は、本研究で示した数値計算法によって計算できる。
- 軸の支持に必要な漏れ流量を、弁の機能を実現するために必要なパイロット流量などに利用する場合、静圧軸受の支持剛性は十分大きくなければならない。これは、軸の偏心による摺動部すき間の圧力流量特性の変化を小さくするためである。

上記の構造と知見は、本研究で開発した弁とは別の種類の水圧用制御弁を開発する際、開発効率を向上させるための設計指針となるであろう。

## 今後の課題

最後に、今後の研究課題について述べる。まず、第2章で示したキャビテーション壊食については、耐腐食性材料について、材料表面の疲労強度と耐壊食性との相関性を調べる必要がある。服部ら<sup>(4)</sup>は、材料の引張り試験ではなく、繰り返し歪みを与える疲労試験から得た疲労強度から、疲労破壊に要する歪みエネルギーを導出し、壊食抵抗との良い相関を示した。これは金属だけでなく、樹脂にも適用可能である。しかし、この方法は材料表面のコーティングについては調べられない。そこで、転がり疲労試験によって疲労強度を導出し、本研究で調べた耐壊食性との相関を調べる。

次に、第3章で示した静圧支持機構については、理論・実験共に精度向上を図る必要がある。理論の改善点は、以下のとおりである。

- 軸受絞りの流量係数をレイノルズ数の関数として与える。
- 個々の軸受絞りの寸法及び圧力流量特性のばらつきをそれぞれ指定できるようにする。
- スプール及びスリーブの断面形状誤差によるすき間分布の不均一を考慮する。

絞りの長さ／直径の比が2～10の“long orifice”に対する流量係数については、Lichtarowicz<sup>(2)</sup>らによって良くまとめられている。最も良い近似式を、第3章で使用した記号を用いて表すと、次式となる。

$$\frac{1}{c_{db}} = \frac{1}{0.827 - 0.0085 l_b / d_b} + \frac{20}{Re_h} (1 + 2.25 l_b / d_b) - \frac{0.005 l_b / d_b}{1 + 7.5 (\log 0.00015 Re_h)^2} \quad (7-1)$$

ただし、 $Re_h$ は絞りの直径及び差圧に基づくレイノルズ数で、次式で表される。

$$Re_h = \frac{d_b}{\mu} \sqrt{2\rho(p_s - p_i)}, \quad (i=1,2,3,4) \quad (7-2)$$

式(7-1)は、 $l_b/d_b$ が4程度までであれば、右辺第3項を除外しても十分な精度を有している。しかしこの式は、入口がシャープエッジの絞りに十分発達した流れが流入する場合について示されたものであり、本研究で使用した絞りへの適用可能性は定かではない。したがって、使用する絞りすべてについて圧力流量特性を測定し、式(7-1)が成立するかを確認しなければならない。

実験装置においては、スプールの曲がりが無視出来るほど剛性を高める必要がある。ただし、これはスプール直径を2～3倍にすれば十分可能である。また、スプールとスリーブのすき間分布を精確に知るためには、高精度の三次元形状測定が不可欠である。

第4～6章で示した制御弁の開発では、弁の安定性をより高めなければならない。各章で示したように、静特性を測定できる程度の安定性は有しているが、急激な弁操作をすると振動が発生する場合があった。弁の設計前に行った動特性のシミュレーションでは、各部の寸法を定めることが目的であったため、絞りの流量係数及び流出角を定数とした。これらも、

Washio ら<sup>(3)</sup>がリリーフ弁で行ったように、弁の絞りの圧力流量特性を個別に測定し、その結果をシミュレーションモデルに組み込む必要がある。

また、弁の安定性に関連し、チャタリングのモデル化も必要である。これは、弁と弁座の衝突によって運動方程式が非線形かつ不連続になるため、解析的に示すことができない。MATLAB/Simulink<sup>®</sup>のブロック線図において、弁が弁座に接触した瞬間に、弁の速度及び変位の積分器を強制的にゼロにリセットすることは可能であるが、弁の跳ね返りもモデルに組み込まなければならない。さらに、弁の応答はそれが接続された管路系の影響も受ける。林ら<sup>(4)</sup>が水圧用リリーフ弁の動特性解析で示したように、弁の上流部及び排出管路等も含めた実際の使用状況に近い回路の動特性を扱う必要がある。弁のシミュレーションモデルを確立した後は、弁の設計手順を示し、異なる要求仕様に対しても容易に設計できるようにする。

最後に、水圧駆動用途の拡大のためには、流量・方向制御弁の開発が不可欠である。水圧サーボ弁<sup>(5)</sup>及び水圧比例弁<sup>(6)</sup>は開発されているが、選択肢が少ない。また、弁の小型化及び低価格化も重要な課題である。さらに、これらの弁を使用した駆動システムを構築し、その有用性を示す必要があるが、これは本論文の目的である弁の開発とは別の展開である。

## 参考文献

---

- (1) 服部修次, 伊藤隆基, 森啓之, 高分子材料の耐キャビテーション壊食性, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol. 71, No. 705, pp. 838–843, (2005).
- (2) Lichtarowicz, A., Duggins, R. K. and Markland, E., Discharge coefficients for incompressible non-cavitating flow through long orifices, *J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 7, No. 2, pp. 210–219, (1965).
- (3) Washio, S., Nakamura, Y. and Yu, Y., Static characteristics of a piston-type pilot relief valve, *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part C: J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 213, No. 3, pp. 231–239, (1999).
- (4) 林叡, 中西貴之, 早瀬敏幸, 白井敦, 水圧用リリーフ弁の動特性解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 33, No. 7, pp. 149–155, (2002–11).
- (5) 浦田暎三, 宮川新平, 山科智四郎, 中尾陽一, 宇佐見雄一, 信田昌男, 水圧サーボ弁の開発, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 63, No. 610, pp. 2078–2085, (1997).
- (6) 高橋圭瑞, 山科智四郎, 水圧比例制御弁の開発, エバラ時報, Vol. 193, pp. 3–9, (2001–10).

## 謝 辞

まず、著者の学部生及び院生時代から、本研究の遂行に至るまでの長きに渡りまして、終始ご指導、ご鞭撻を賜りましてだけでなく、常に暖かく見守って下さいました恩師である、神奈川大学工学部浦田暎三教授に、心より篤く御礼申し上げます。研究や論文執筆のご指導だけでなく、研究及び教育のあり方、自己研鑽の厳しさ、物事に臨む姿勢など、様々な影響を深く受けました。著者が本論文をまとめることが出来たのも、ひとえに浦田暎三教授のご指導のお陰であり、それに対する感謝の念をここにすべて記すことは、到底出来ません。

本論文の執筆に際しましては、論文の題目及び構成に対するご指導を賜りましてだけでなく、論文の原稿に対しまして細部に渡り丁寧に添削をして頂きました東京工業大学工学部北川能教授に、心より篤く御礼を申し上げます。

第2章のキャビテーション壊食試験で用いた金属及び樹脂材料の一部は、機械振興協会技術研究所に当時ご在職の白井浩匡氏及び櫻井勝也氏より提供を受けました。メッキ試験片の調製は、神奈川大学工学部物質生命化学科の佐藤祐一教授と、関東化成工業(株)のご厚意によりました。またセラミックスクーティングは、(株)荏原総合研究所のご厚意によるものです。ここに記し、謝意を表します。

第3章の静圧支持機構の実験装置で用いた部品の、Taylor-Hobson社の真円度測定器及び形状・表面粗さ測定器による形状測定は、機械振興協会技術研究所計量技術部の高瀬省徳氏、及び生産技術部の五嶋裕之氏のご厚意によりました。篤く御礼申し上げます。

第4～6章すべてに参考文献として引用致しました、Linköping大学Bo R. Andersson教授の博士論文は、ご本人から直接原本を頂きました。2005年6月にLinköping大学にて直接お会いし、不躰なお願いにも関わらず快諾して頂きました。ここに記し、心より感謝致します。

第5章の水圧用減圧弁の開発において、開発費用の一部は油空圧機器技術振興財団より平成17年度研究助成金を受けることによって賄われました。ここに記し、謝意を表します。

神奈川大学機械工作センターの技術員の方々（ご退職された井上順二氏、佐伯良徳氏、藤井作氏、現職の本田広幸氏、佐々木安則氏、岡林千里氏、小林宏氏、木下久夫氏）には、実験装置の部品製作などで大変お世話になりました。心より篤く御礼を申し上げます。

第2～6章の実験、特に第2章のキャビテーション壊食試験では、当時の大学院生及び学部生に協力を受けました。以下の諸氏に、御礼申し上げます。

- キャビテーション壊食の研究：堺 隆之，新井 博，金井主龍，文蔵大輔。
- 静圧支持機構の研究：成澤 洋，内田慶一郎，山口博史。
- 各種水圧制御弁の開発：小林拓也，田中弥智，上條智拓，富井大輔，渡辺洋明。

その他にも、本論文の執筆に際し、非常に多くの方々からご助言やご協力、暖かい励ましを頂きました。その方々すべてをここに記すことは出来ませんが、心より感謝致します。

最後になりますが、本論文の執筆は家族による協力及び精神的支え無しには不可能でした。晴子(妻)、颯人(長男)、麗彩(長女)に、心より深く感謝致します。