

論文要旨

平成5年12月24日

生産工学 専攻	氏名	佐藤 恭一
論文題名	シート形油圧制御弁による高速流体制御に関する研究	
<p>作動油を媒介として動力を伝達する油圧制御技術は、建設機械、自動車、船舶、航空機、工作機械、農業機械、成形機械、鍛圧設備、製鉄設備など、産業の各種分野に広く利用されている。これらの産業用油圧システムでは、内部漏れがなく、作動油中のごみに強く、微小流量から大流量までを効率よく制御できる高速電子油圧制御弁の開発が待たれている。しかも、油圧制御弁が要求される性能は、単に弁単体の性能に限らず、油圧システム全体の性能を左右するものであるため、慣性負荷の高速制御時のキャビテーションの抑制や、外乱に対するシステムのロバスト性など、油圧システムの性能向上の糸口が、油圧制御弁の開発に求められている。</p> <p>油圧制御弁には、流体を流路の開口面に対して垂直な弁体の動きで絞るシート弁と、開口面に沿った弁体のしゅう動で絞るスライド弁がある。近年、油圧システムの高圧力化にともなって弁の内部漏れが問題となっており、しゅう動部に半径すき間を有し、弁中立位置での弁体のわずかなオーバーラップによって漏れを防止するスライド形弁に代わって、シート面によって形成したシール構造により、漏れのほとんど無い、ごみに強いシート弁が注目されている。</p> <p>油圧制御弁の制御方法には、スライド弁であるサーボ弁や電磁比例制御弁を用いて流体を連続的に制御する方法「連続的流体制御」と、シート形高速電磁弁を用いてパルスの制御する方法「パルスの流体制御」がある。流体パルス制御は、高速電磁弁を用いて電子パルスの変調信号を微小な流体パルス列に直接変換し、これによって平均的な油圧出力を制御するもので、単純な電流増幅回路で、作動信頼性の高い電子油圧制御システムを構成できる。この流体パル</p>		

4,000字以内

ス制御法の確立により、シート形油圧制御弁を用いた油圧システムのデジタル制御が、電子技術の進歩にともない可能になった。しかしながら、これまでの代表的なシート弁であるロジック弁は、大流量制御弁の小形化、低リーク化、低圧力損失化、高速化、低コスト化、多機能化などの面で威力を発揮しているが、作動はオンオフ的な2位値動作であるため、連続的に流体を制御することが困難とされている。

現在、電子油圧制御のインターフェイスとして実用化されている弁では、代表的なスライド弁であるサーボ弁以外に、高圧力下において、微小流量から大流量までを連続的に、しかも高速に制御できる高性能な電子油圧制御弁は見当たらない。しかし、サーボ弁は精密構造で高価であるとともに、作動油の清浄度管理が厳しく、常に流量出力に関係しない油圧前段増幅部流量が消費され、弁圧力損失も大きい。また、スプール弁構造により、各ポートの絞りの開度はスプールの変位で機械的に決まるため、アクチュエータの制御圧力を自由に制御することが難しく、重慣性負荷の高速制御におけるキャビテーションが問題となる。

このような背景のもとで、シート形油圧制御弁による高速流体制御と、広い流量範囲にわたって連続比例的な流体制御がおこなえる比例シート弁の開発が重要になっている。本研究は、この要求に応じて高速流体制御を実現するため、新しい形式のシート弁を提案し、その特性を理論と実験により評価したものである。

「第1章 緒論」では、本研究の背景と目的を論じ、シート形油圧制御弁と流体パルス制御に関する研究課題を明確にしている。本研究の目的は、シート形油圧制御弁の応答性を工学的に考察し、弁の高応答性を検討するとともに、サーボ弁に代わる産業用電子油圧サーボ機構の構築のため、高圧大流量の高速制御を可能とする比例シート弁の電子油圧制御システムを確立することである。

第2章、および第3章は、シート形油圧制御弁の高応答化に関する検討である。
「第2章 シート弁の軽量化によるラジアルピストンポンプ内のサージ圧力の低減」では、弁の軽量化による高応答化を論じており、自動車用小形ラジアルピストンポンプの吐出・締切制御をおこなう小形シート弁の軽量化を例に、その効果を示している。弁の質量を複合材料を用いて従来の1/6に軽量化することにより、弁の作動遅れを低減し、ポンプ加圧行程時に発生するピストン室内の圧力サージ現象を取り除くことに成功している。
「第3章 高速電磁弁の高速化」では、作動の信頼性の高い電子油圧制御法を確立するため、流体パルス制御法をとりあげ、電子パルス列を流体パルス列に変換する高速電磁弁の高速化を、駆動電子回路の改良と磁性材料の選定の両面から論じている。高速電磁弁には、ソレノイドのインダクタンスによる電流の遅れ、磁性材料内に生じた渦電流による磁界の遅れ、弁の慣性に起因する機械的遅れが存在する。本研究で提案する3電源方式高速駆動回路は、弁駆動力の立ち上がりを速める過励磁回路と、残留磁気を強制的に消磁し、電磁力を速やかに消滅させる消磁回路を組み合わせたものであり、電氣的、および磁氣的な遅れを低減することができる。これにより、本研究の供試弁では、従来10MPaの圧力下において流量7L/minを7.9msで切り換える弁を、0.8ms以内で作動させることができ、搬送波周波数200Hzのパルス幅変調制御による流量制御を可能にしている。磁性材料については、材料の導電率に着目し、有限要素法を用いた非常常磁場解析と実験により、渦電流の影響を明らかにしている。電磁弁ソレノイドの磁気回路に生じる渦電流は、弁駆動力の応答性を低下させ、その影響は弁の高速化が進むにつれて大きくなる。しかし、電磁ステンレス鋼(従来の磁性材料に比べて導電率が1/4)などの低導電率の磁性材料を用いることにより、渦電流の影響は低減される。本章ではさらに、新素材の油圧機器への応用を考え、超磁歪素子によって駆動されるパルス幅変調制御3方向形高速電磁弁(切換

え時間0.6ms)を開発し、300Hzのパルス幅変調で弁を制御できることを示している。
第4章と第5章は、微小流量から大流量までを連続的に制御する高速比例シート弁の開発とその応用である。
「第4章 位置フィードバック形シート弁の高速大流量比例流体制御」では、弁の位置を機械的にフィードバックし、弁を油圧で支持する高剛性(共振周波数:1.4 kHz)なシート弁の開発により、従来のばね支持形の弁の流体力による不安定問題を解決し、微小流量から大流量(700 L/min, 21 MPa)までの連続的な制御を可能にしている。本研究で開発した比例シート弁は、作動安定性を得るために主弁にバランススプールを付けた、負荷の変動の影響を受けにくい構造であり、これにより、従来問題となっている微小な弁開度における慣性負荷制御時の発振問題を解決している。また、比例シート弁のパイロット弁に、パルス幅変調制御高速電磁弁を用いることにより、パイロット弁の変調率に比例した大きな油圧出力を制御する高速電子油圧制御法を確立している。比例シート弁制御用パイロット弁の流体パルス制御に起因する圧力脈動については、金属ベローズ形小形アキュムレータの制御油圧回路への付加、または、3電源方式高速駆動回路を用いた高速電磁弁のPWM搬送波周波数の高周波数化により低減できることを示している。さらに、比例シート弁の流量特性を補償する油圧用流量計として、流体のもつ運動量の変化から流量を測定する定各流量60L/minのモーメンタム式流量計を開発し、これを高速電磁弁制御比例シート弁と組み合わせることにより、負荷圧力の変動に影響を受けにくい流量制御機構、すなわち、負荷圧力に依存せず、電気信号に比例した流量を制御するシステムを構築している。
「第5章 高速比例シート弁のアクティブ制御による重慣性負荷のキャパシタシオン抑制システム」は、第4章で開発した比例シート弁の応用であり、4個の

シート形油圧制御弁による
負遊差始創機に関する研究

1989.12.14

100-100

②

シート形油圧制御弁による
高速流体制御に関する研究

1993年12月24日

佐藤 恭一

第1章 緒論

1・1	まえがき	2
1・1・1	研究の背景	2
1・1・2	シート形油圧制御弁の特徴	6
1・2	従来の研究	9
1・2・1	シート弁の軽量化について	9
1・2・2	電磁弁の高速化について	11
1・2・3	シート弁の比例制御化について	14
1・2・4	シート弁の電子制御化について	18
1・3	本研究の目的と構成	23

第2章 シート弁の軽量化による
ラジアルピストンポンプ内のサージ圧力の低減

2・1	まえがき	30
2・2	シート弁を用いたラジアルピストンポンプの 吐出・締切制御機構	30
2・3	シート弁の軽量化によるポンプ室内のサージ圧力の低減	37
2・3・1	ボンドグラフによるサージ圧力発生現象の理論解析	37
2・3・2	弁体の軽量化によるサージ圧力の低減実験	45
2・4	まとめ	48

第3章 高速電磁弁の高速駆動

3・1	まえがき	52
3・2	高速電磁弁	52
3・2・1	高速電磁弁の構造	52
3・2・2	パルス幅変調制御高速電磁弁の流量特性と流体力の補償	55
3・2・3	高速電磁弁の作動遅れ要素の検討	60
3・3	電磁ソレノイドの高速駆動法	60
3・3・1	チョップパルスソレノイド過励磁回路による 高速電磁弁の高速化	60

3-3-2	3電源方式高速励磁回路による高速電磁弁の高速化	67
3-4	渦電流を考慮した電磁ソレノイドの非定常磁場FEM解析	76
3-4-1	磁気回路と解析領域	76
3-4-2	磁性材料の電気的特性と磁気的特性 (低炭素鋼と電磁ステンレス鋼)	77
3-4-3	非定常磁場解析と実験結果の考察 (渦電流の影響と励磁方法の影響)	79
3-4-4	低導電率磁性材の評価	87
3-5	超磁歪素子を用いた電磁弁の高速駆動	90
3-5-1	超磁歪高速電磁弁の開発の背景	90
3-5-2	超磁歪高速電磁弁の構造	90
3-5-3	超磁歪高速電磁弁による高速パルス流体制御	99
3-5-4	非定常磁場FEM解析による励磁方法の検討	103
3-6	まとめ	105

第4章 位置フィードバック形シート弁による高速大流量比例流体制御

4-1	まえがき	111
4-2	比例シート弁の開発	102
4-2-1	比例シート弁の構造	102
4-2-2	比例シート弁の理論特性と特性試験	117
4-3	高速電磁弁による比例シート弁の高速流体制御	152
4-3-1	高速電磁弁制御比例シート弁の特性試験	152
4-3-2	パルス幅変調制御に起因する圧力脈動の低減法	159
4-3-3	パイロット高速電磁弁の高速化による 比例シート弁の特性改善	172
4-4	比例シート弁とモーメント式流量計による 負荷無反応形流量制御	174
4-4-1	モーメント式流量計の開発	174
4-4-2	モーメント式流量計の流量測定原理とその特性	177
4-4-3	比例シート弁とモーメント式流量計による 流量制御機構	191
4-4-4	過渡特性の実験と解析	192
4-5	まとめ	196

第5章 高速比例シート弁のアクティブ制御による重慣性負荷の キャピテーション抑制システム

5-1	まえがき	202
5-2	高速比例シート弁のアクティブ制御	204
5-2-1	重慣性負荷制御時のキャピテーション問題	204
5-2-2	フルブリッジ比例シート弁のアクティブ制御	214
5-2-3	アクティブ制御の効果	218
5-3	まとめ	228

第6章 結論

6-1	結論	230
6-2	今後の展望	232

謝辞	233
----	-----

文献	234
----	-----

Appendix A	有限要素法を用いた非定常磁場解析	243
Appendix B	ボンドグラフによるシステム表現	251

第 1 章 緒 論

1・1 まえがき

1・1・1 研究の背景

油圧技術は、技術の中核として工業界の発展に大きな役割を果たしてきた。近年のエレクトロニクス技術のめざましい波及に代表されるように、技術の進歩は急速で、しかも多様な展開をくりひろげている。油圧技術も、メカトロ化の進行のもとに、エレクトロニクス技術との融合を経て、さらに飛躍を遂げようとしており、その制御分野は建設機械、成形機械、輸送機械など多岐に渡っている。これらの油圧システムにおいて、油圧制御弁の役割は、流体の流れを絞ることによって生じる圧力降下の大きさを媒介として、油圧システムの流量、圧力、および流れの方向を制御することである。油圧制御弁は、流体を流路の開口面に対して垂直な弁体の動きで絞るシート弁と、開口面に沿った弁体のしゅう動で絞るスライド弁に大別される。図1-1はその種類と制御方法をまとめたものである。近年、油圧システムの高効率化、油圧アクチュエータの小形化、高出力化によって、システムの使用圧力は高圧化の傾向にあり、弁の内部漏れ対策が重要な課題の一つとなっている。しゅう動部に半径すき間を有し、弁中立位置での弁体のわずかなオーバーラップによって漏れを防止するスライド弁の内部漏れは、構造上宿命的なものであり、これに代わって、シート面によって形成したシール構造により、漏れのはほとんど無い、ごみに強いシート弁が注目されている。

近年のマイクロコンピュータ技術の進歩と普及により、油圧制御は、高いパワーレベルでの高精度・高速制御システムに対し、複雑な情報処理を電気デバイスでおこない、大きな力を油圧力で発生させる電子油圧制御法がおこなわれるに至った。このような制御を高い信頼性のもとに効率よく、高速でおこなうためには、電気信号(情報)を油圧出力(流体エネルギー)に変換する性能のよい電子油圧制御弁が不可欠である。電子油圧制御のインターフェイスとして現在実用化されているものは表1-1に示す4種類がある。しかし、現在、代表的なスライド弁であるサーボ弁以外には、高圧力下において、微小流量から大流量までを連続的に、しかも高速に制御できる高性能な電子油圧制御弁は見あたらない。サーボ弁は、精密構造で高価であるとともに作動油の清浄度管理が厳しく、常に流量出力に関係しない油圧前段増幅部流量が消費され、弁圧力損失も大きい。また、サーボ弁に次ぐ電子油圧制御弁として位置付けられている電磁比例弁は、動特性の低さにより、十分市場の要求を満たしているとはいえない。そのため、図1-2に示すように、サーボ弁と電磁比例弁の中間的、もしくはサーボ弁に代わる性能をもつ制御弁が必要とされており、建設機械、成形機械をはじめ、あらゆる油圧システムにおいて、広い流量制御範囲を効率よく制御する、廉価なシート形の高速電子油圧制御弁の開発が待たれている⁽¹⁾⁽²⁾。

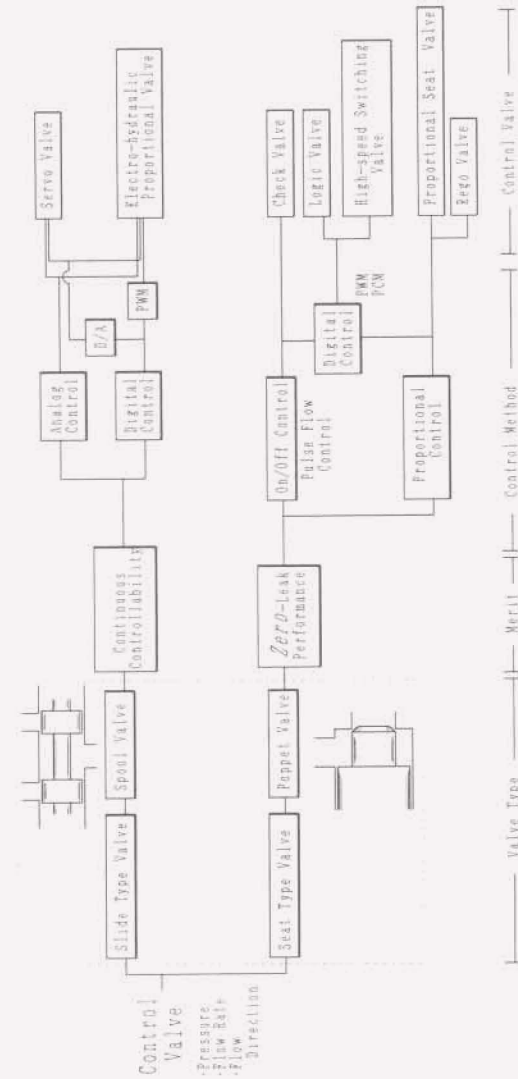


図1-1 スライド油圧制御弁とシート油圧制御弁

表1-1 電子油圧インターフェイス

Electro-hydraulic Control Valve	Electrical Part	Mechanical Part
Servo Valve	Torque Motor	Nozzle Flapper Spool
Digital Control Valve	Stepping Motor	
Proportional Valve	Proportional Solenoid	Spool
High Speed Switching Valve	ON-OFF Solenoid	Poppet Ball

油圧制御弁の制御方法には、スライド弁であるサーボ弁や電磁比例制御弁を用いて流体を連続的に制御する方法「連続的流体制御」と、シート形高速電磁弁を用いてパルス的に制御する方法「パルスの流体制御」がある。流体パルス制御は、高速電磁弁を用いて電子パルスの変調信号を微小な流体パルス列に直接変換し、これによって平均的な油圧出力を制御するもので、単純な電流増幅回路で、作動信頼性の高い電子油圧制御システムを構成できる。この流体パルス制御法の確立により、シート形油圧制御弁を用いた油圧システムのデジタル制御が、電子技術の進歩に伴い可能になった。しかしながら、これまでの代表的なシート弁であるロジック弁は、大流量制御弁の小形化、低リーク化、低圧力損失化、高速化、低コスト化、多機能化などの面で威力を発揮しているが、作動はオンオフ的な2位値動作であるため、連続的な流体制御がおこなえない。

このような背景のもとで、シート形油圧制御弁による高速流体制御と、広い流量範囲にわたって連続比例的な流体制御がおこなえる比例シート弁の開発が重要になっている。本研究は、流体制御の性能を左右するシート形油圧制御弁の高応答化と、微小流量から大流量までを連続的に制御する比例シート弁の開発に関するもので、高圧大流量の高速制御を可能とする比例シート弁による電子油圧制御システムを確立することを目的とするものである。

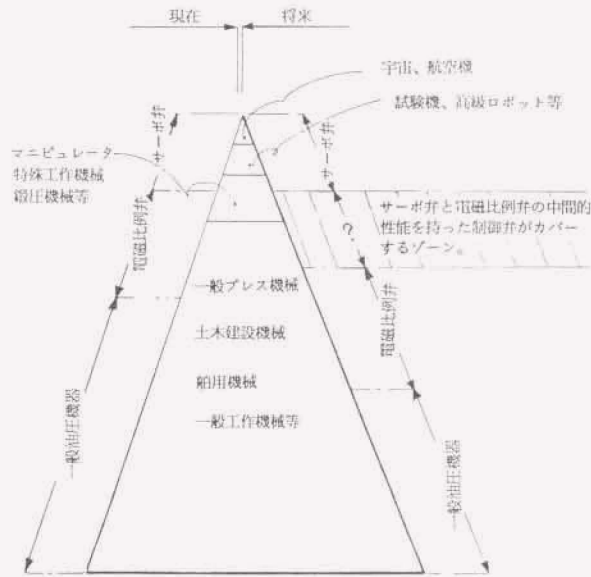


図1-2 電油サーボ化の将来展望⁽¹⁾⁻⁽¹⁾

1-1-2 シート形油圧制御弁の特徴

シート形油圧制御弁の特徴の一つは、シート面によるシール構造により、スライド形油圧制御弁と比較して、弁の内部漏れがほとんどないと見せることである。

スライド形油圧制御弁の代表的な弁であるスプール弁には、円滑なシール動作をおこなうために、油圧や外力による弁体の歪や加工精度を考慮した半径すき間がある。特に、弁中立位置では、わずかなオーバーラップ部分で漏れを防止する構造であるため、油圧システムの高圧化にともない、スプール弁における内部漏れが問題となる。例えば、油圧ショベルではブームにおける弁の漏れが、バケット先端の大きな沈下をもたらすことが挙げられる。図1-3は建機用油圧ポンプの圧力の変遷を示すものである⁽¹⁾⁻⁽²⁾。350気圧以上の高圧になってくるとスプールのみでは漏れ対策が不可能と言われており、弁閉時の密封性が高いシート弁が有利となる。また、一般に、シート弁はスライド形弁に比べて狭いすき間がないため、作動油中のごみに強いとされている。

シート弁は構造上、弁閉状態において大きな不平衡力を軸方向に受けている。弁が開き流れが生じると、弁表面における圧力分布とせん断応力分布が変化するため、弁閉状態とは異なった力を受ける⁽¹⁾⁻⁽²⁾。また、弁体の軸が弁座の軸に対して偏心している場合は偏心方向に横力を受け、横振動の原因となる⁽¹⁾⁻⁽²⁾。シート弁では、弁軸方向の他に、弁によってはこれと直角方向（横方向）の運動と重心まわりの回転の自由度を有する6自由度の振動系であり、作動中にしばしば不安定になり発振することがある。

図1-4はシート弁の一つであるロジック弁の基本構造を示したものである。Xポート（パイロットポート）は制御室につながるポートで、この圧力は機能に応じて、Aポート、Bポートあるいは独立した油圧源から取り出される。弁体に作用する力のつり合いより、 $p_A A_A + p_B A_B > p_X A_X + k(x + x_0)$ のとき弁体は上に押し上げられて開き、 $p_A A_A + p_B A_B < p_X A_X + k(x + x_0)$ のとき閉じる。このように、弁の作動はオン・オフ的な2位置動作となり、連続的なポートの位置制御は困難である。また、弁体の動きは圧力 p_A 、 p_B 、 p_X によって決まるため、システム内部の圧力変化を十分に把握することが必要である。

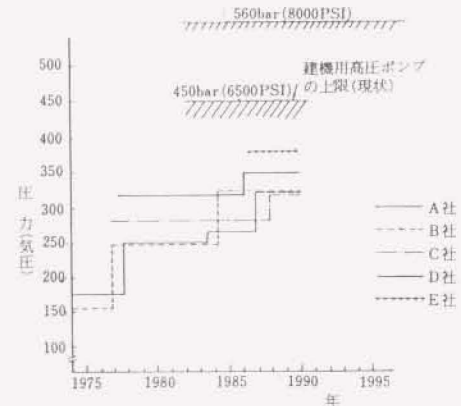


図1-3 油圧ショベルポンプ圧力の変遷（走行時）⁽¹⁾⁻⁽²⁾

A, B, C: 国内メーカー
D, E: 欧米メーカー
560bar(8000PSI): 航空機用

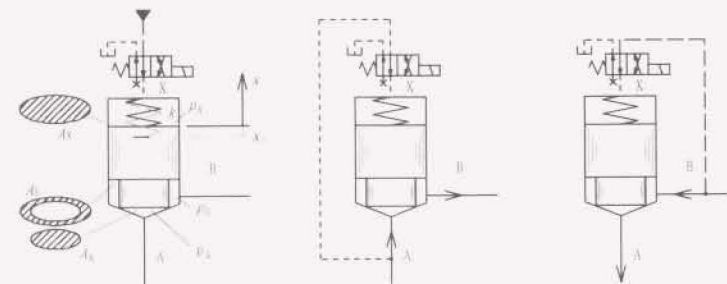


図1-4 ロジック弁

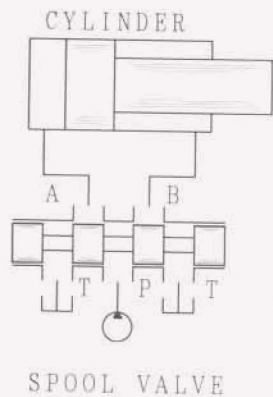


図1-5 スプール弁による
油圧シリンダの制御

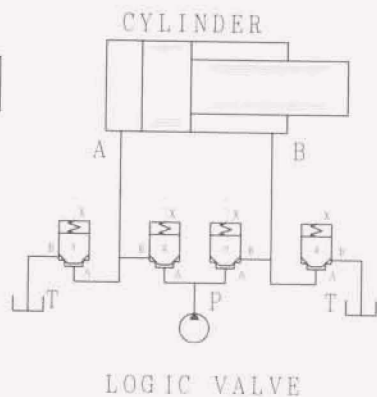


図1-6 ロジック弁による
油圧シリンダの制御

一方、スプール弁は構造的に圧力平衡がとられているため、流体を連続的に制御することが可能である。しかし、実際には、定常状態においてもスプール軸に垂直方向の横力とスプール軸方向の軸力が作用する。横力が生じるとスプールは本体に押しつけられ、油膜が切れて固体摩擦を生じる場合があり、スプールの弁本体との間の摩擦の増加によって弁操作が困難になる。スプール軸方向の力は、弁操作力などの外力、ばね力、横力にもとづく摩擦力、流体力があげられる。特に、流体力は弁の制御流量によっては非常に大きな力となる場合があり、弁操作を妨げるため、いくつかの低減法が提唱されている¹¹⁻⁸¹⁾。

アクチュエータの位置や速度の制御には、4ポートスプール弁(図1-5)や、それと等価な4個のロジック弁(図1-6)で構成されるブリッジ回路が使われる。スプール弁では、アクチュエータ流量を制御する4個の絞りの開度はスプールの移動にもなっており、それぞれ機械的に拘束されている。そのため、慣性が大きい負荷を高速で制御すると、アクチュエータの運動は弁の絞りの開閉に対して位相が遅れ、一方の接続管路には高いサージ圧力が生じ、他方の接続管路にはキャビテーションが発生することがある^{11-81)~11-83)}。一方、ロジック弁は弁変位の連続的な制御は困難であるが、個々の絞りの開度や開閉タイミングが各々独立に制御できるため、制御対象に応じた過渡状態の制御をおこなえる可能性をもち、非対称シリンダのようにアクチュエータの流入と流出流量が異なる場合や、キャビテーションやサージ圧力が問題となる重慣性負荷の制御に適する。

1・2 従来の研究

1・2・1 シート弁の軽量化について

従来から、油圧制御弁の動特性について様々な問題が提起されている。例えば、リリーフ弁の圧力サージ現象¹¹⁻¹⁰⁾や、流量制御弁のジャンピング現象¹¹⁻¹¹⁾などである。前者は、弁体の慣性や粘性摩擦による作動遅れにより、弁が圧力変化に十分追従できないことによるものであり、後者も同様に弁の作動遅れで生じた差圧の上昇により過大な流量が流れることによる。また、シート弁(ボベット弁)の不安定現象も、管路-ボベット弁系を対象に多くの研究がなされている^{11-12)~11-14)}。Wandlingらは弁の上流、下流の管路の影響を弁室、弁の質量、弁の支持ばねなどの影響と共に論じており、弁室の圧縮性が安定性に及ぼす影響に比べて、管路の特性、弁の質量、弁の支持ばねの影響が極めて大きいと報告している¹¹⁻¹⁷⁾。また、Shinは、バランスピストン形リリーフ弁の動特性解析により、パイロット弁、主弁双方

の質量が安定性に及ぼす影響をしらべ、パイロット弁の軽量化により整定時間が短縮されると報告している⁽¹¹⁻¹⁴⁾。

弁の応答性は、弁に作用する外力と弁の固有振動数に支配される。電気信号によって流体を能動的に制御する電磁弁では、電磁ソレノイドなどの弁駆動部の改善により操作力の応答性を向上し、弁の高応答化をはかることができる。一方、圧力変化に対して受動的に作動するチェック弁など、操作力に対する応答性を要求される弁では、固有振動数に寄与する弁体の軽量化と摩擦抵抗の低減が弁の高応答化をはかる有効な手段となる。ただし、粘性摩擦の低減については、弁の不安定現象を引き起こす要因となるため、安定性の観点から必ずしも有効手段とはなり得ない。

弁体の軽量化には、弁体の小形化と低密度材料の使用が考えられる。使用圧力が低い空気圧制御弁では、強度面よりも軽量化が重視されており、従来の鉄、黄銅などの材料に代わって、金属材料としてはアルミニウムが、非金属材料としては樹脂などが多用されるに至った。油圧制御弁では、横田らが、スプール弁の材質にアルミ合金を用いて弁の軽量化をおこなっており⁽¹¹⁻¹⁵⁾、また、鈴木は、管路-ポペット弁系において、弁に油撃が作用した際の過渡現象に及ぼす弁の質量の影響を、従来の鉄製ポペットと、高応答化をはかったアルミ製ポペット（鉄製の1/3の質量）で調べ、軽量化により油撃のピーク圧が減少すること示した⁽¹¹⁻¹⁶⁾。弁に従来の鉄鋼材料に代わる新素材を適用した例は、高含水作動油の耐キャビテーション・エロージョン対策として、アルミナ、サーメット、高温焼結材など⁽¹¹⁻¹⁷⁾、腐食性流体用としてジルコニア、窒化けい素などのセラミック材がある。これらは、軽量性、耐摩耗性、耐食性、耐熱性、低熱膨張率、高弾性率、高圧縮強度などの各種新素材の特徴の中で、耐食性、耐摩耗性を利用したものであり、軽量性（低密度）を含むその他の特徴の利用例は少ない。一般に油圧制御弁では、強度、耐久性の確保と、制御容量の維持のため、従来の鉄鋼材料（工具鋼材：SK材、ステンレス鋼材：SUS材、高炭素クロム軸受鋼材：SU材 など⁽¹¹⁻¹⁸⁾）に代えて軽量材料を適用したり、大幅な小形化をおこなうことは難しい。とくに、シート形油圧制御弁では、弁閉時に大きな不平衡力が弁体に作用しており、シート面の機械的強度が要求される。そのため、軽量新素材の適用はシート部の面圧が小さい低圧用またはシートが小さい小形シート弁に限られると考えられ、今後の軽量高強度の新素材の開発が望まれる。

1.2.2 電磁弁の高速化について

高速電磁弁に関して1970年以降、多くの研究がなされている⁽¹¹⁻²⁰⁾⁻⁽¹¹⁻²²⁾。

図1-7は高速電磁弁の制御流量と切り換え時間をまとめたものである。弁体の駆動するリニアアクチュエータは、従来の電磁式（ソレノイド）によるもの他に、近年、圧電素子（PZT）や超磁歪素子を用いた高速応答性に優れたものも現れている。しかしながら、圧電素子式のものでは現状では制御流量が小さく、実用的な用途は限られている。電磁式は構造が簡単であり、広く普及している。全般の傾向として、制御流量が大きくなるにしたがって、弁の切り換え時間は長くなる。この要因としては、制御流量の増大により、弁体とそれにとまなう可動部分が大形となり、機械的応答遅れの増大と、弁に作用する流体力の増大をまねくことがあげられる。

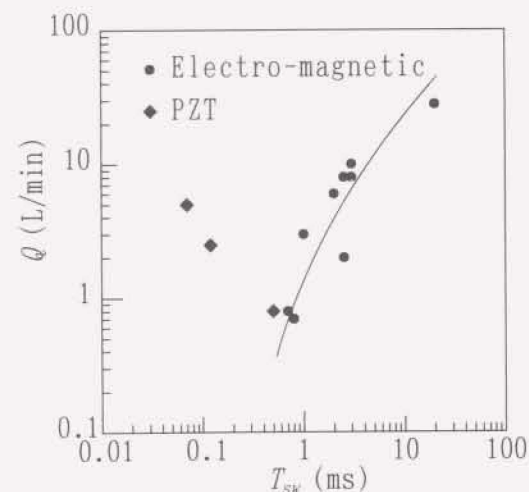


図1-7 電磁弁の切り換え時間
(T_{sw} : 弁切り換え時間, Q : 制御流量)

弁に作用する流体力の有効な低減策として、弁室内の流体の運動量の平衡化による流体力の補償が田中により報告されている⁽¹¹⁻²⁹⁾。具体的には、2位置2ポート形ポペット弁の弁室流入部に補償絞りを挿入して噴流を形成し、弁室からポペット弁絞り部を経て流出する運動量との平衡をはかるものである。

弁の使用圧力や制御流量などの仕様が決まってしまうと、弁の大幅な小形化、軽量化による応答性の向上は困難である。そこで、ソレノイドと駆動電子回路を改良することにより、弁の作動遅れを補償する研究がおこなわれている。ソレノイドの改良による電磁推力の増大をはかったものとして、Kushidaはディスク形のソレノイドによるリニアアクチュエータ (DISOLE:0.4mm,0.74ms)を開発している⁽¹¹⁻³³⁾。また、Seillyは、アーマチャとステータの組を軸方向に多段に設けたもの (HELENOID:0.5mm,0.5ms(図1-8)、COLENOID:1mm,1ms(図1-9))を考案している。いずれも磁極面積を増すことにより高推力が得られるが形状は複雑である⁽¹¹⁻³⁴⁾。駆動電子回路の改良による駆動力の応答を向上したものとして、岡田らは電流制限抵抗の先にコンデンサを付け、立ち上がりの電流をこのコンデンサから供給する方法と、チョークコイルの定電流特性を利用して、電流切り換えの高速化をはかる方法を示した(図1-10)⁽¹¹⁻³⁵⁾。日比らは、電流立ち上がり時と定常時にそれぞれ異なる電源を用いる2電源方式と、電流立ち上がり時のみ定格電圧以上の過電圧を印加して大電流を通電し、電流立ち上がり以後は通電を停止してダイオードを介して電流を循環させるというフリーホイーリング方式を提案している⁽¹¹⁻³⁶⁾。野村らも同様の概念のピークホールド方式と呼ばれる励磁方法を紹介している⁽¹¹⁻³⁷⁾。鹿島は、ソレノイドの励磁方式として、半導体スイッチにより高圧の電源を高速にオンオフして、ソレノイドに流れる電流を制御するチョップ方式、磁氣的エネルギーを別途用意したダミーコイルに蓄えておき、切り換えと同時にこのエネルギーをソレノイドに与えるダミーコイル方式、プランジャが吸着位置から離れると急激に吸引力が小さくなるというソレノイドの吸引力特性を利用し、非吸着時において、プランジャが動かない程度の電流で予め励磁しておく予備励磁方式(図1-11)の3種を提案している。このうち、予備励磁方式については良好な応答性が得られている。これは、予めソレノイドを励磁することにより、切り換え時までに磁化領域が磁性体内部に浸透し、漏れ電流による磁氣的遅れを軽減するためである⁽¹¹⁻³⁸⁾。

電磁弁を高速で作動させると、磁気回路中に大きな漏れ電流が生じ、電流に対する磁束の立ち上がりを遅くする。岡田らは、導電率が小さく漏れ電流が生じにくいフェライトを磁性材として用いることで、従来より小電力で高速駆動に成功した。ただし、フェライトは飽和磁束密度が通常の磁性材の1/2~1/3と小さいため(低炭素鋼の1.3~1.5Tに対して0.3~0.5T)、十分な吸引力を得るために磁束断面積を数倍に再設計する必要があると報告している⁽¹¹⁻³⁹⁾。Illmenau工科大学とBinder Magnete GmbHのグループは、比例ソレノイドのステップ電流変化に対する電磁力の過渡応答

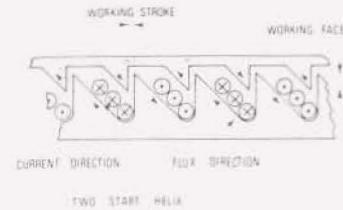


Fig. 17 - Typical construction of a Helenoid operated device

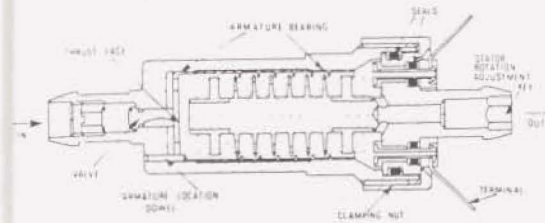


図1-8 HELENOID⁽¹¹⁻³⁴⁾

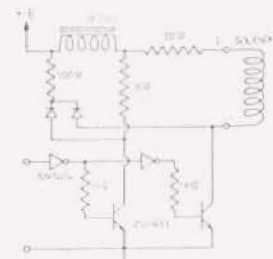


図1-10 チョークコイルを利用した電磁弁高速駆動回路⁽¹¹⁻³⁵⁾

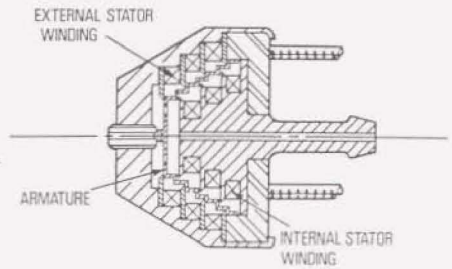


Fig. 28 - Double acting Colenoide metering device

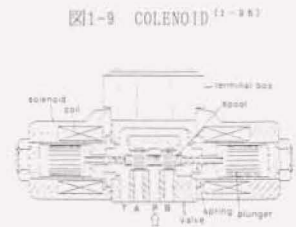


Fig. 9 Schematic and Cross-sectional Drawing of the Colenoide Valve

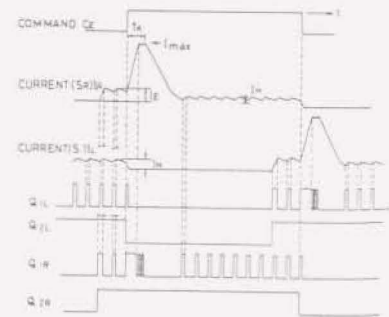


Fig. 11 Time Chart of the Pre-energizing Method

図1-11 予備励磁方式⁽¹¹⁻³⁸⁾

を、通常の磁性材と導電率がその1/3の磁性材について調べ、低導電率の磁性材は渦電流を抑えるため、ステップ応答の時定数が約3倍短くなるとを報告している。¹¹⁻⁴¹⁾
⁴²⁾パルス流体制御では、オン時、オフ時の双方の応答性が問題となる。しかし、駆動回路および磁性材料を対象とした応答性の改善に関する従来の研究は、オン時の駆動力の立ち上がりの応答性についておこなわれているものが多く、オフ時の駆動力の急速な消滅や磁性材料の特性を考慮した消磁過程を扱っているものは見受けられない。

1-2-3 シート弁の比例制御化について

ロジック弁を使った制御システムにおいて、弁の動きはシステムの圧力によって決まるため、システム内部の圧力変化を十分に把握することが必要である。また、弁は開く場合と閉じる場合で切り換え時間に大きな差があり、シリンダなどの方向制御回路を構成する際には問題となる。池尾らはロジック弁の制御ポートの絞り抵抗と、弁の開弁時間、閉弁時間との関係を調べ、開弁時間と閉弁時間を等しくし、かつ短くする研究をおこなった¹¹⁻⁴¹⁾ ⁴²⁾。吉島はロジック弁を含めたシステム全体の特性に関する研究をおこない¹¹⁻⁴³⁾、池尾らは動特性のシミュレーションにボンドグラフを利用した例を報告している¹¹⁻⁴⁴⁾。これらは2位置制御形でオンオフ動作をするものや機械的に主弁開度を設定することにより流量制御をおこなっているものであり、流量の連続比例的な制御や自動制御は容易でない。

ロジック弁のパイロット圧力をパルス幅変調制御高速電磁弁で制御することにより、主弁流量を連続的に制御する方法が報告されている。その特性は負荷圧力変化の影響を受けるが、主弁とパイロット弁との接続が簡単な油圧回路で構成できる特徴がある¹¹⁻⁴⁵⁾ ⁴⁶⁾。

図1-12はR. Bartholomäusらがまとめた、ロジック弁主弁位置のフィードバック方式であり、機械式、油圧式、電気式が提案されている¹¹⁻⁴⁷⁾。W. Backeら¹¹⁻⁴⁸⁾、およびG. Scheffel¹¹⁻⁴⁹⁾はそれぞれ、主弁位置を機械的にパイロット弁にフィードバックして主弁位置の連続比例的制御をおこなうロジック弁を考案している。図1-13にW. Backeらの考案したロジック弁、図1-14にG. Scheffelの考案したロジック弁を示す。図に示すように、主弁はばねで支持されているので、構造的に弁の固有振動数が低く、高速応答は望めない。

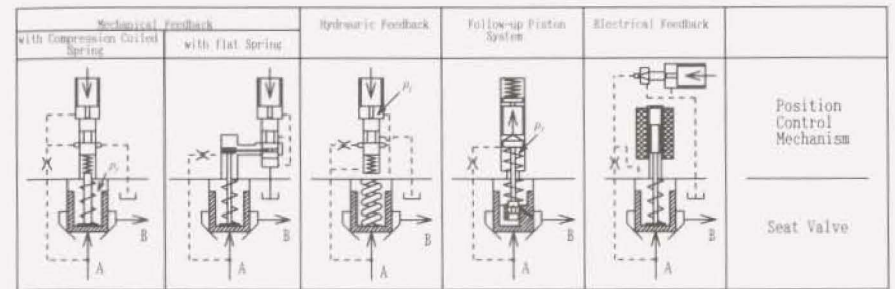


図1-12 ロジック弁主弁の位置フィードバック方式¹¹⁻⁴⁷⁾

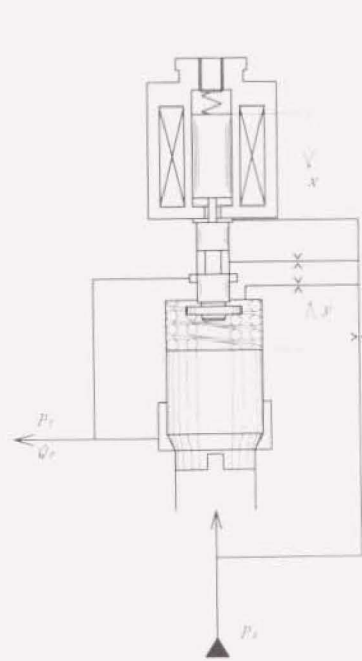


図1-13 比閥ロジック弁¹¹⁻⁴⁸⁾

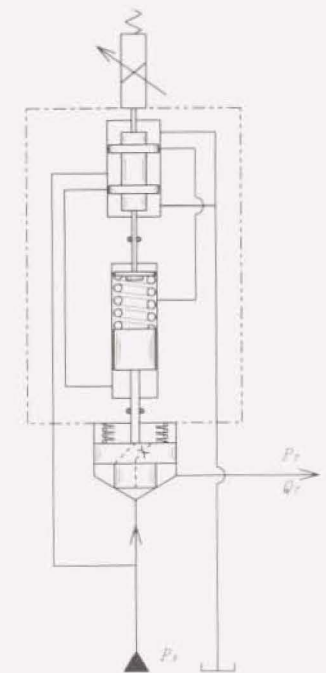


図1-14 比例ロジック弁¹¹⁻⁴⁹⁾

図1-15にB. Anderssonによって考案された“Valvistor”と呼ばれる比例シート弁⁽¹⁻⁵¹⁾を示す。Valvistorは、主弁を油圧力によって支持しているため剛性が高く、流体力や摩擦力などの外乱に強いのみならず、大流量を高速制御する可能性を持っている。しかしながら、主弁開度の小さいところでは高い支持剛性のゆえに十分な減衰が得られず、わずかな慣性負荷に対しても発振しやすいため、高圧化が困難であった。この弁についてはAnderssonは簡単な特性解析をおこなっている。詳細な特性解析は、Valvistorと同形式の弁について、呉ら^{(1-52)・(1-53)}が絞りを負荷とした場合の弁の安定性について制御油圧回路容積と負荷油圧回路容積の関係を調べ、負荷容積の増大により安定性が得られることを示した。大島は、同形式の弁について、定常流体力が弁の流量特性に及ぼす影響について報告している⁽¹⁻⁵⁴⁾。これらの知見をもとに、実用的に弁の安定性を得るために、主弁の流量ゲインを意図的に小さくしたり、横力による摩擦力を増やしたり、作動圧力を14MPa以下に限定するなどの対策を施しているが、本来のシート弁の持つ特徴を十分に発揮しているとはいえない。特に、慣性負荷の制御を対象とした比例シート弁の特性解析、微小弁開度における安定性および実験的検討はおこなわれていない。

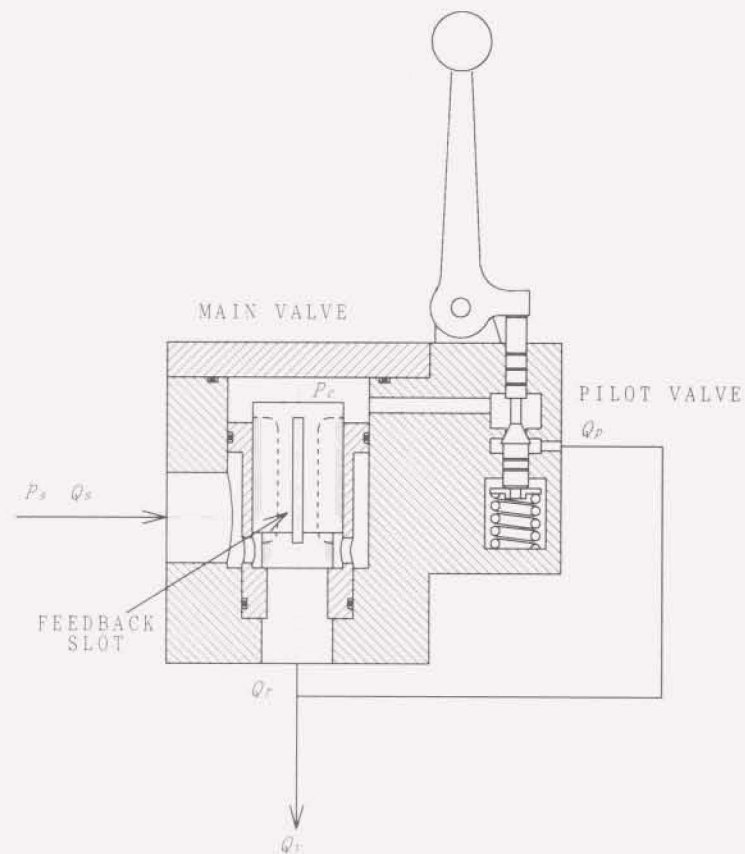


図1-15 比例シート弁 (Valvistor) ⁽¹⁻⁵¹⁾

1-2-4 シート弁の電子制御化について

1) 電子油圧流体パルス変調制御

油圧出力をデジタル的に制御する手段は、流体を連続的に制御する方法（アナログ的流体制御）と、パルスのに制御する方法（流体パルス制御）とに分けられる。前者は演算処理されたデジタルのビット信号をD/A変換し、サーボ弁や電磁比例弁などのアナログ電流で作動する弁で流量の制御をおこなう、後者はビット信号に応じた電子パルス列で高速電磁弁を直接オンオフし、間欠的な流体パルス列を形成し、平均的な流量の制御をおこなうものである^{11) 14)}。流体パルス制御では、弁とその励磁回路が単純になり、マイクロコンピュータとの結合性が良いなどの利点がある反面、流体パルスを形成する際の騒音、振動が問題化する場合がある。また、流体力による高圧力時の作動の不安定、弁の切換え遅れ時間に起因する流体制御特性の悪化なども流体パルス制御の課題である。

流体パルス列を形成する変調法には、アナログ量 R に応じてパルスの振幅の大きさを制御するパルス振幅変調（PAM : Pulse Amplitude Modulation）、単位時間（サンプリング時間） t_s 内のパルスの時間幅 t_p を制御するパルス幅変調（PWM : Pulse Width Modulation）、パルスの繰り返し周波数を制御するパルス周波数変調（PFM : Pulse Frequency Modulation）、パルス数を制御するパルス数変調（PNM : Pulse Number Modulation）、およびパルス数変調のパルス数を2進数で表した0または1のパルス符号に変換して制御するパルス符号変調（PCM : Pulse Code Modulation）などが挙げられる。これらの変調法を図示したものを図1-16に示す。

PWM制御は入力されたアナログ信号を、サンプリング周期 t_s 内のパルスのオン信号の時間幅 t_p に変換し、間欠的な流体パルスを形成して平均的な流体出力を制御するものである。流体パルス列の形成は一般に2ポートまたは3ポートの高速電磁弁の開閉でおこなわれる。2ポートノーマルクロズド形2ポート高速電磁弁の流量特性は、平均制御流量を \bar{q} 、供給圧力を p_s 、平均負荷圧力を P とし、PWM信号の変調率を τ （ $\tau = t_p / t_s$ ）、弁の最大制御流量を q_{max} とすると、作動遅れのない理想的な弁では(1-1)式で表される。

$$\frac{\bar{q}}{q_{max}} = \tau \sqrt{1 - \frac{P}{p_s}} \quad (1-1)$$

したがって、一定圧力差においては、変調率に比例した流量の制御がおこなえる。

近年、マイクロプロセッサは複雑な演算を高速に処理することが可能になったが、その制御指令を油圧出力に変換する高速電磁弁では、弁をパルスのに駆動する際の機械的遅れ、電流や磁界の遅れなど、高速化を妨げる要因が幾つかある。パル

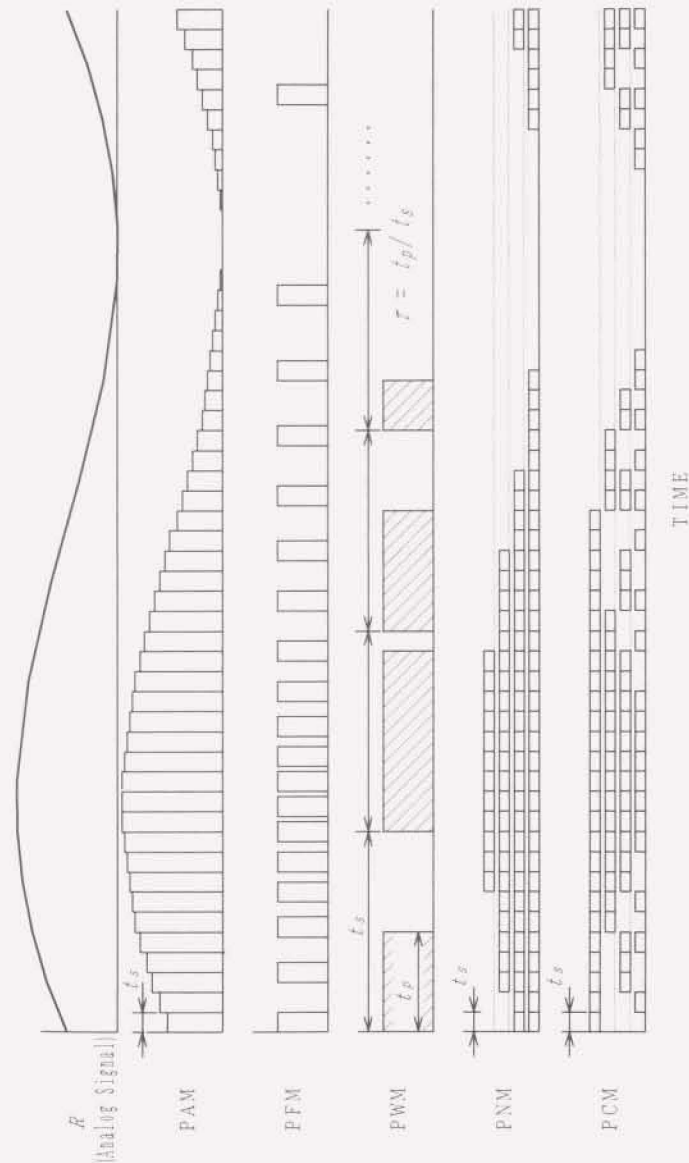


図1-16 流体パルス変調制御法

ス流体制御では、弁の作動遅れの影響を受けないためには、変調周期 f_c を長くとる必要がある。高速制御を要求されるシステムへは適用しにくいとされており、弁の高応答化が必要とされている。

パルス幅変調 (PWM) 制御高速電磁弁によるアクチュエータの制御では、弁の切り換え遅れによる流量特性の非線形性、作動遅れに起因する制御精度の限界、パルス形成による圧力・流量脈動など、克服すべき実用上の課題が存在する。これらの課題に対して、田中らは変調周期 f_c とサーボシリンダ制御時の安定性の関係を理論的に調べるとともに、パルス幅に弁の開弁遅れ分の一定の補償パルス幅を付加することにより、弁中立点付近の流量の不連続性の改善と、小さいヒステリシスの位置制御を可能にした^{(1)~(3)}。小柳らは作動条件の変化や機差に関わらず常に補償パルス幅をオンライン的に最適値に自動調整する自己学習機能を備えたパルス幅変調制御を提案し、切り換え時間が20ms程度の比較的高速でない電磁弁で良好な位置制御精度を得ている^{(1)~(4)}。末松らは2つの電磁弁の切り換えタイミングを調整することにより、シリンダピストン前後の差圧パルスを任意幅で与える差動PWM方式を提案し、微小変調率域での非線形性の改善^{(1)~(5)}と負荷系の強制外力に対する油圧剛性を向上した^{(1)~(6)}。野村らは車用電子制御燃料噴射装置 (フューエルインジェクタ) において、ソレノイド励磁方法の改良による弁の切り換え遅れ時間の短縮で、ダイナミックレンジ (弁全開流量の25%と75%の間を最小二乗法で直線化し、これに対し±5%の幅に収まる最大流量と最小流量の比をとった燃料量直線性の指数) が拡大することを示した^{(1)~(7)}。

流体パルス制御に起因する圧力脈動については、その圧力振幅と変調周期 f_c の理論的關係が報告されており^{(1)~(8)}、パルス搬送波周波数 $(1/f_c)$ を高めることが脈動低減に有効である。また、応答性の良い金属ベローズタイプの小形アクチュエータによる脈動吸収も効果が確認されている^{(1)~(9)}。

2) センサ搭載型シート弁の高機能電子油圧制御

電子油圧制御とともに各種のセンサ技術も発達し、近年の油圧機器の自動化、インテリジェント化の要求により、センサと一体化した油圧機器が開発され、これらは電子油圧システムにおける制御性、操作性の向上の面で重要な役割を果たすようになった。油圧シリンダは、ピストンロッド位置センサの搭載、制御弁、測定および制御用アンプとの一体化により、高出力の位置サーボアクチュエータとして、様々な産業機器に利用されている。油圧シリンダに用いられる位置センサとしては、磁気抵抗式 (MR) センサ、磁歪式位置センサ、インクリメンタル形センサやピストンロッドに磁気的に目盛りをつけたものなどがあげられる^{(1)~(10)~(1)~(11)}が、廉価で、作動信頼性が高く、コンパクトであるという条件を十分満たすものは少ない。ショートストロークシリンダ用としては、シリンダ内部に2連ばねによる変位縮小機構と差動トランスを納めたコンパクトな位置センサが開発され、パルス幅変調制御高速電

磁弁のフルブリッジ回路を用いたサーボシリンダに搭載されている^{(1)~(12)}。このサーボシリンダは廉価に位置制御システムの構成ができ、センサ部は完全にシリンダ内部に納められて外部からの衝撃に強く、各シート形電磁弁の開閉タイミングを制御することにより慣性負荷の制御に適したメータアウト回路が構成できるので、建設ロボット用のマニピュレータに応用する研究がなされている^{(1)~(13)}。

流量センサとしては、弁の制御流量やポンプの吐出流量の測定、流量フィードバックによる高性能の制御の実現のため、高速応答で高圧力下で使用できる流量計が必要となる。実用的なものとしては、ギヤメータ形、タービンメータ形などがある。田中らは、流体のもつ運動量の変化から流量を間接的に測定するモーメント式流量計を開発した^{(1)~(14)~(1)~(15)}。モーメント式流量計は構造が簡単で作動信頼性が高く、低圧力損失である。横田らは、円筒形絞りにおける差圧と流量の動特性を利用して、瞬時に通過流量を測定できる流量形システムを考案し^{(1)~(16)}、実用化への研究もおこなわれている^{(1)~(17)}。また、円筒形絞り流量計と管路の圧力流量伝達特性を利用して、流量計から離れた任意の位置の非定常流量を実時間で推定する流量測定手法も考案されている^{(1)~(18)}。流体の流れを乱さずに流量を測定する方法として、レーザドップラ流速計 (LDV) を利用したもの^{(1)~(19)}や、油と管壁との流動帯電により生じる静電気を利用する方法が報告されている^{(1)~(20)}。

一般的に普及している流量制御弁は差圧制御弁と可変絞りの組み合わせであり、搭載した圧力コンベンセータによって主弁絞り部の圧力降下が常に一定に保たれる機械的なフィードバックループを構成し、可変絞りの弁開度を電氣的に制御して、流量を制御するものである。通常、この弁には直動形電磁比例弁が使われる。この装置では、圧力コンベンセータについては、絞り部における動力損失と負荷の変動に対して安定性が得にくい。可変絞りについては直動形で剛性が低いため、流体力の影響を受け、高圧力差では電気信号通りに作動しないなどの問題点があった。一方、機械的な圧力補償をおこなわずに、流量を電氣的にフィードバックする流量制御の概念は、1960年代に面積式流量計を搭載し、その流量情報をノズルフラップに力としてフィードバックするサーボ弁 (E. Bahniukら)^{(1)~(21)}に採用されている。1970年代では、流量に対応した浮子の変位を、エレベータの昇降、下降を制御する2つのポペット弁のパイロット圧力を制御する比例ソレノイドに電氣的にフィードバックする方式 (Berlinger社) や、射出成型機用の二段形電磁比例弁 (Vickers社)^{(1)~(22)}の実用例がある。池辺らは、負荷圧力からサーボ弁の無負荷流量に対する流量減少を推定し、これを補償するように操作電流を増加することによって、負荷無反応形電気・油圧サーボ系を構成している^{(1)~(23)}。また、近年、流量指令に対して絞り部の差圧と弁変位の計測から推定した流量をフィードバックするシステムでポペット弁の変位を制御する、IP弁 (Intelligent Proportional Valve) と呼ばれる流量制御弁が開発されている^{(1)~(24)}。IP弁は、差圧を検出する圧力センサ、弁変位

を検出する位置センサ、ポペット弁の位置制御をおこなうパイロット電磁比例弁とそのドライバ・アンプ、さらに差圧と弁変位から流量を推定する1Pコントローラ（1ボードマイクロコンピュータ）で構成される。この方式によると機械的な圧力補償なしに電子的に流量制御が可能となる。その反面、センサと制御弁は高い作動信頼性を要求される。

3) 比例シート弁の応用研究

Andersson⁽¹¹⁻⁷⁸⁾は、4個のValvistorで構成された4ポート方向制御弁による油圧シリンダの制御油圧回路を紹介している。各Valvistorは、図1-15に示したようにそれぞれレバーで手動操作される。また、Valvistorのパイロット油圧回路に圧力制御弁を付加してシリンダの制御性を向上する方法や、手動操作の代わりにステッピングモータとカムを用いて電氣的に遠隔操作する方法も示されている。Luomarantaらは、2個のValvistorで構成された3ポート方向制御弁による差動シリンダの位置制御油圧回路を紹介するとともに、制御アルゴリズムには、従来の位置フィードバックと速度フィードバックの他に、PID制御も取り入れたデジタル制御（ $P+PI/\dot{x}$ 制御）を用いて動特性の向上をはかっている⁽¹¹⁻⁷⁹⁾。布谷らは、Valvistorと同形式のポペット式流量制御弁4個による油圧シリンダの制御油圧回路において、パイロット弁にPWM制御高速電磁弁を用いる方法を提案している。パイロット弁のPWM制御に起因する主弁制御流量脈動の低減については、パイロットのパルス搬送波を充分高くとり、かつ主弁の応答周波数をパルス搬送波周波数より充分低く設定する方法⁽¹¹⁻⁸⁰⁾と、パイロット弁を2個用いてこれを位相差を持たせて駆動し、制御圧力脈動の低減をはかる方法⁽¹¹⁻⁸¹⁾を考案している。また、大形シリンダ等の大流量制御システムに対しては、直接続された大形および中形のポペット式流量制御弁とパイロット電磁弁からなる3段形の流量増幅機構を考案している⁽¹¹⁻⁸²⁾。

1・3 本研究の目的と構成

本研究は、弁の内部漏れがなく、作動油中のごみや振動に強い、シート形油圧制御弁を用いた流体制御を研究対象とする。シート形油圧制御弁を用いた電子油圧制御システム、およびその制御方法の一つである流体パルス制御の現状の課題として次の事項があげられる。

- ① 流体パルス制御をおこなうシート弁の応答性の向上
- ② 小流量から大流量までの連続的な制御をおこなえるシート弁の開発
- ③ 従来のスプール弁制御で問題となっている重慣性負荷の高速制御時のサージ圧力の低減、キャビテーションの回避を可能とする、シート弁による電子油圧制御システムの構築

シート形高速電磁弁を用いた流体パルス制御システムでは、変調周期の長短が、システムの性能を左右する。弁の高速応答化は、復調周波数の高周波域の拡大、制御精度の向上や、流体パルス変調に起因する圧力脈動の低減などの効果があり、流体パルス制御による電子油圧システムを幅広い分野に適用するための重要な課題である。

また、大流量の高速制御を対象とした比例シート弁では、微小弁開度における慣性負荷制御時の発振問題の解決と信頼性の高い流体制御系の構成が課題である。

一方、高いパワーレベルでの制御をおこなう油圧システムは、慣性負荷を高速で制御するものが多い。従来のスプール形4方弁（スライド形弁）では、慣性負荷を制御する4個の絞りの開度はスプールの変位で機械的に拘束されているため、負荷が急速に停止する場合に、しばしばキャビテーションや過大なサージ圧力を生じることがある。このため、カウンターバランス弁の付加によって背圧を制御したり、流量ゲインの異なるスプールを用いて対処している。本研究で取り上げる比例シート弁を用いると、個々の絞りの弁開度を独立に制御できるブリッジ回路が構成できるため、非対称シリンダのようにアクチュエータの流入、流出流量が異なる場合や、キャビテーションやサージ圧力が問題となる重慣性負荷の高速制御に有利となり、制御対象に応じた過渡状態の制御をおこなえる。

本研究は、これらの上記の課題に対して、流体パルスを制御するシート形油圧制御弁の応答性を工学的に考察し、弁の高応答化を検討するとともに、サーボ弁に代わる産業用電子油圧サーボ機構を構築することを目的とする。

本論文は6章より構成される。

第1章（緒論）では、本研究の背景と目的を論じ、シート形油圧制御弁と流体パルス制御に関する研究課題を明確にしている。

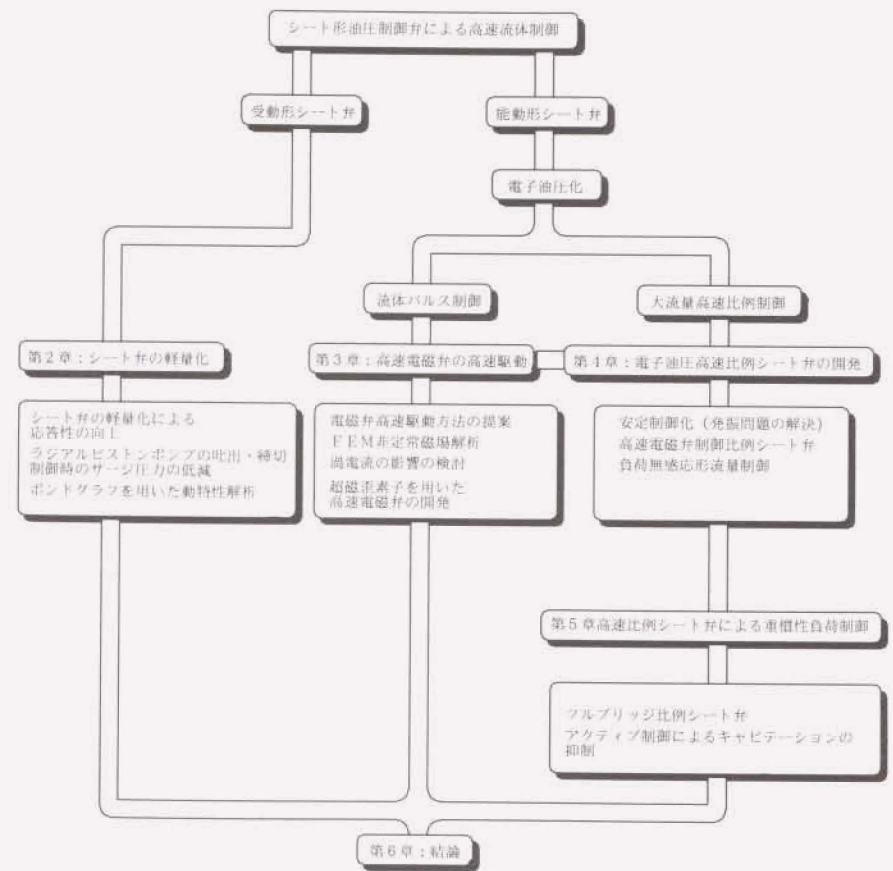
第2章では、弁体の軽量化によってシート弁の高応答化をはかる方法を示しており、自動車用小形ラジアルピストンポンプの吐出制御をおこなう小形シート弁の応答性をとりあげ、小形シート弁の動特性がポンプ内圧力脈動に及ぼす影響を論じている。特に、加圧行程に生じるサージ圧力の低減に、複合材料を用いた軽量シート弁の応答性の向上が有効であることを示している。

第3章では、作動中のごみに強く、信頼性の高い電子油圧制御法である流体パルス制御をとりあげ、電子パルス列を流体パルス列に変換するシート形高速電磁弁の高応答化手段を、駆動電子回路の改良と磁性材料の選定の両面から論じている。磁性材料については、材料の導電率に着目し、有限要素法を用いた磁場解析により、渦電流の影響を明らかにしている。さらに、弁の駆動に新素材を適用した例として、超磁歪素子を用いた高速応答な電磁弁の開発結果も言及している。

第4章では微小流量から大流量までを連続的に制御する比例シート弁の開発について、主弁の位置制御機構と基本特性、および安定性を論じている。また、パイロット弁に、パルス幅変調制御高速電磁弁を用いて比例シート弁の電子油圧化をはかるとともに、流体パルス制御で問題となる圧力脈動の低減策についても考察している。さらに、比例シート弁の流量特性をモーメント式流量計を用いて補償することにより、負荷圧力の変動に影響を受けにくい流量制御の構築にしている。

第5章では、第4章で得られた知見をもとに、4個の比例シート弁からなるフルブリッジ回路において、各シート弁（絞り）の開閉タイミングおよび弁開度を独立に操作するアクティブ制御方式を提案し、従来のフルブリッジ制御形スプール弁では実現が難しかった、慣性負荷に対してキャピテーションが生じにくい電子油圧サーボ機構の構築について論じている。その応用例として、高速油圧パンチプレスのラムの制御をとりあげ、重慣性負荷の高速制御におけるサージ圧力問題、キャピテーション問題の解決策として、アクティブ制御方式の独立制御の有効性を実機試験とボンドグラフによる解析により確かめている。

第6章では、各章で得られた主な結果を総括的に論じている。



本論文の構成

第 2 章
シート弁の軽量化による
ラジアルピストンポンプ内の
圧力脈動の低減

第2章で用いる記号

A_i : 吸入口の開口面積
 A_{sp} : チェック弁ポペット受圧面積
 A_{zv} : チェック弁絞り部流路面積
 A_l : 負荷絞り開口面積
 A_p : ピストンの断面積
 C_d : 流量係数
 b_c : チェック弁粘性抵抗係数
 d_c : チェック弁絞りの直径
 d_i : 吸入口の孔の直径
 e : カム偏心量
 f_f : チェック弁に作用する流体力
 k_c : チェック弁ばね定数
 k_p : ピストンばね定数
 m_c : チェック弁ポペット質量
 n : ポンプ回転数
 n_f : 吸入口の孔の個数
 p_a : 大気圧
 p_c : シリンダ内圧力
 p_i : 吸入側圧力
 p_l : 負荷圧力
 p_v : 油の飽和蒸気圧
 q : ポンプ吐出量
 q_c : チェック弁通過流量
 q_l : 漏れ流量
 q_i : 吸入口通過流量
 q_l : 負荷流量
 q_{th} : ポンプ理論吐出量
 V_a : 気泡(空気)の体積
 V_o : 油の体積
 V_s : シリンダ内容積
 V_l : 負荷容積
 W : 空洞の体積
 x : ピストン変位量
 x_0 : ピストンばね初期圧縮量

z : チェック弁リフト量
 z_0 : チェック弁ばね初期圧縮量

β_o : 作動油の見かけの体積弾性係数
 β_{o0} : 作動油の体積弾性係数
 η_v : 容積効率
 θ : チェック弁における油の噴出角
 κ : ポリトロップ指数
 ρ : 作動油の密度
 ω : ポンプ回転角速度

2・1 まえがき

弁の応答性は、弁に作用する外力と弁の固有振動数に支配される。電気信号によって能動的に操作される電磁弁では、弁駆動部の改善により操作力の応答性を向上し、弁の高応答化をはかることができる。一方、圧力変化などに受動的に作動するチェック弁など、操作力に対する応答性を要求されるシート弁では、固有振動数に寄与する弁体の軽量化と摩擦抵抗の低減が弁の高応答化をはかる有効な手段となる。

本章では、単純な構造のシート弁であるチェック弁について、弁体の軽量化による弁の高応答化の効果を示す。シート弁を用いた油圧機器として、自動車用吸い込み可変ラジアルピストンポンプを取り上げ、吐出・締切制御をおこなう小形シート弁の応答性がポンプ内部圧力脈動に与える影響を調べ、弁の軽量化の有効性について、実験とシミュレーションの比較検討をおこなう。

2・2 シート弁を用いたラジアルピストンポンプの吐出・締切制御機構

近年、自動車用油圧システム（パワーステアリング、ABS、アクティブサスペンションなど）の油圧供給源として、小形で、エンジンの回転数によらず一定の流量を吐出する可変吸込みラジアルピストンポンプが使用される傾向がある^{(2-1) (2-2)}。通常、油圧ポンプの回転数はエンジン回転数に比例するため、固定容量ポンプを使用した場合、高速回転時にリリーフ流量が増加し、無駄な消費流量が多くなる。可変吸込みラジアルピストンポンプは、各シリンダに設けられた吸入ポートのポンプ1回転当たりの開口時間が回転数の増加に応じて短くなるため、ある回転数以上になると十分に作動油を吸入できず、容積効率の低下によって定流量吐出特性を示すものである。この作動油吸入機構は、定流吐出特性とともに、吸入部チェック弁の装着による作動信頼性の低下の回避、および少スペース化がはかれる。この種のポンプの吐出流量飽和機構は、Overdtek⁽²⁻³⁾、服部ら⁽²⁻⁴⁾により示されているので、ここでは詳しい説明は省くが、作動原理について簡単に説明する。

図2-1は市販されている自動車用2連ラジアルピストンポンプ⁽²⁻⁴⁾である。6個のピストンからなるヘッド側ポンプと2個のピストンからなるシャフト側ポンプで構成され、共通の偏心軸によってピストンが駆動されるようになっている。通常、ヘッド側ポンプはパワーステアリング用、シャフト側ポンプはブレーキ及びサスペンションの制御用に用いられる。図2-2にヘッド側ポンプの作動原理を示す。吸込み行程において、作動油は吸入側固定絞り（ $\phi 2\text{mm}$ -3カ所）を通り、各ピストンの側面に開いている吸入口（ピストン1個当たり、 $\phi 2\text{mm}$ -円周方向8ヶ所）を介してシリンダ室に流入する。ピストンのストロークは6mmで、戻り行程は内部のばねによってなされ

る。吐出行程では、作動油は吐出制御チェック弁を通してタンク室で合流し、吐出される。このタンク室はアキュムレータの役割をはたし、負荷圧力脈動を緩和する働きがある。図2-3は本ポンプの無負荷吐出流量特性を調べたのもので、ポンプ回転数1200rpm以上では回転数によらず一定流量を吐出している。また、この飽和流量は吸入側固定絞りの流体抵抗の大きさに依存する。図2-3に、固定絞りの径の大きさに対する吐出流量特性を重ねて示す。

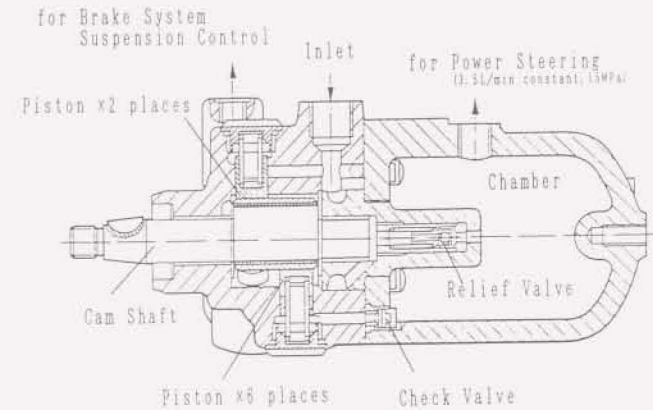


図2-1 自動車用吸い込み可変ラジアルピストンポンプ (2連, 15MPa)⁽²⁻⁴⁾

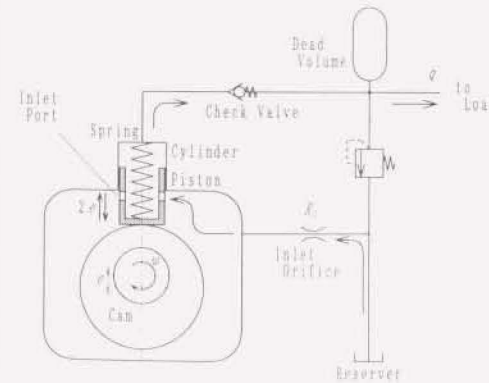


図2-2 吸い込み可変ラジアルピストンポンプの作動原理

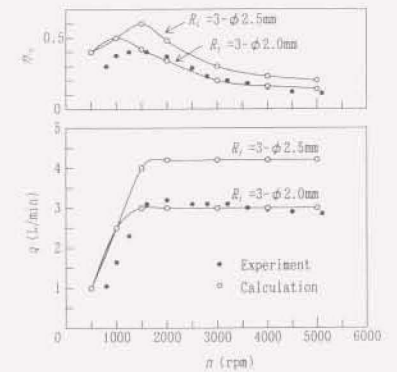


図2-3 ポンプ吐出流量特性
(無負荷) $\eta_v = q / q_n$

この種のポンプはシリンダ内部で油柱分離を生じながらポンプ作用をおこなうため騒音が大きく、また、チェック弁の作動遅れにより吐出行程で大きなサージ圧力が生じる。図2-4、図2-5はシリンダ内圧力脈動の測定用に試作した、前述のポンプと同形式の吸込み可変ラジアルピストンポンプである⁽²⁻⁸⁾。このポンプは2個のピストン（断面積 $A_p=55\text{mm}^2$ ）が電動モータ（電源12V, 3700rpm無負荷）駆動の偏心カム（ $e=1.5\text{mm}$ ）を挟んで対向に配置されている。吸入口はシリンダ円周方向8ヶ所（ $d_i=\phi 2.0\text{mm}$ ）の孔が開いており、孔の中心は下死点時のピストン前面と一致する。図2-6に、ピストン行程と吸入口の開口面積の関係を示す。シリンダには、 $\phi 0.5\text{mm}$ の細孔が開いており、ポンプハウジング上部から $\phi 0.8\text{mm}$ の通し穴を介して、シリンダ内の圧力を検出できるようになっている。吐出口（ $d_o=\phi 2.0\text{mm}$ ）の流れの制御はチェック弁による。

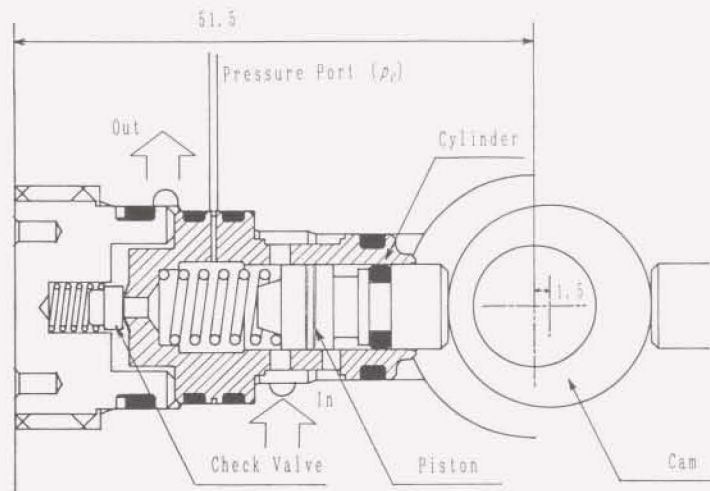


図2-4 供試ラジアルピストンポンプ構造図

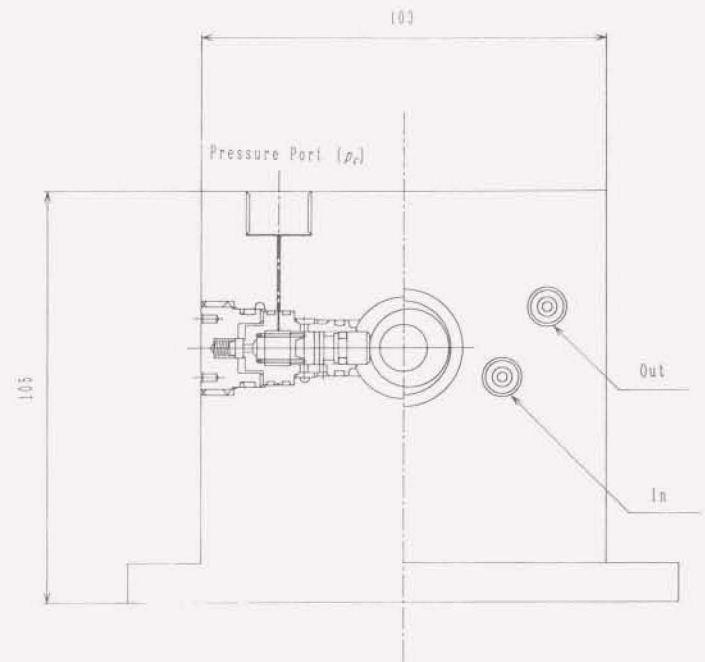


図2-5 供試ラジアルピストンポンプ

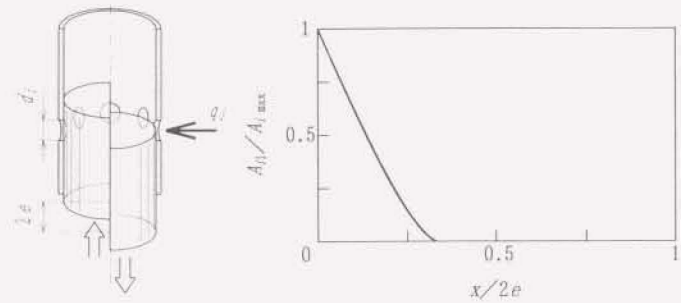


図2-6 ピストン行程と吸入口の開口面積の関係

図2-7に本実験の実験回路を示す。吸入側は、ポンプの吸入性能の向上と、吸込み側圧力の調整のため、別のポンプで加圧できている。試験では、吸込み側圧力を0.5MPaに設定する。吐出側は、2つの吐出口を銅パイプで1つにまとめ、これを負荷用の可変絞り接続し、負荷圧力を調整する。圧力測定はシリンダ室圧力 p_c 、負荷圧力 p_l をおこなう。シリンダ内圧力脈動に影響を及ぼすパラメータとして、チェック弁の質量を考え、表2-1に示す2種のボベットの、(質量 $m_c=0.4g$, 材質: SK5 炭素工具鋼)と(質量 $m_c=0.07g$, 材質: PTFE 四フッ化エチレン樹脂(テフロン))を用意した。図2-8から図2-10に本供試ポンプの主要部品の写真を示す。

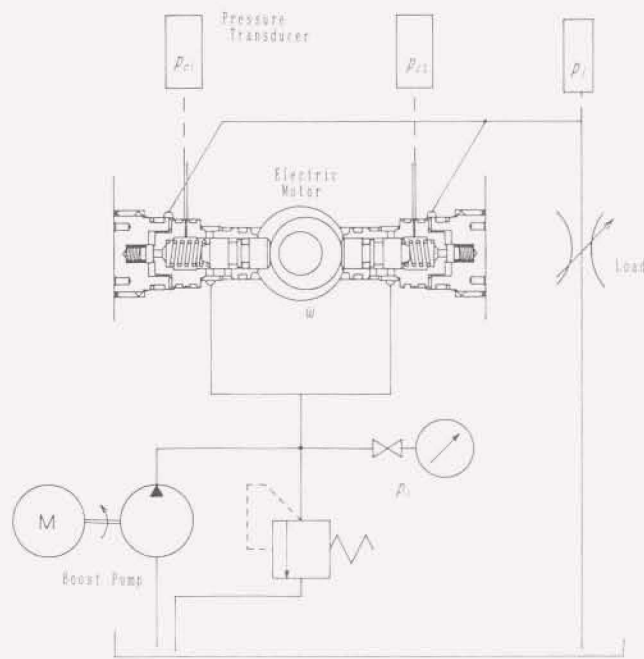


図2-7 実験油圧回路

表2-1 吐出・締切制御用小形シート弁

Material	Mass g	
SK5: Tool Steel	0.4	
PTFE	0.07	

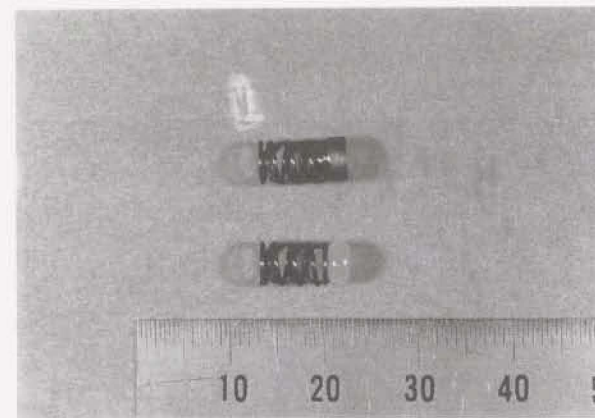


図2-8 供試ラジアルピストンポンプの主要部品
(チェック弁ボベットの: SK5 (上), PTFE (下))

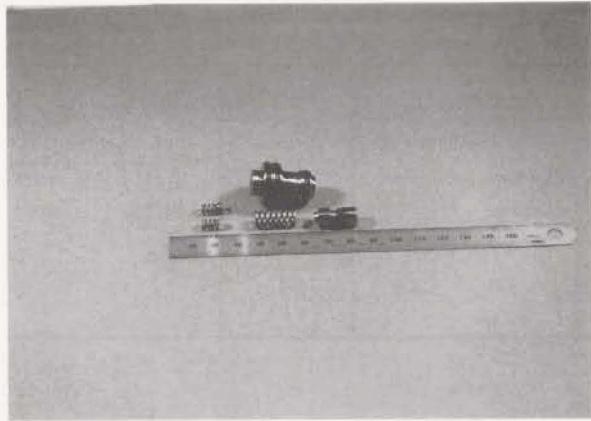


図2-9 供試ラジアルピストンポンプの主要部品

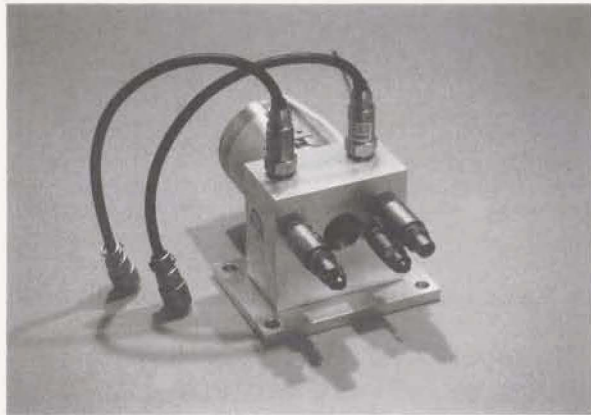


図2-10 供試ラジアルピストンポンプ

2・3 シート弁の軽量化によるポンプ室内のサージ圧力の低減

2.3.1 ボンドグラフによるサージ圧力発生減少の理論解析

圧力脈動の解析をおこなうにあたり、本ポンプのボンドグラフモデルを作成し、既に公開されているシミュレーションソフトウェアBGSP⁽²⁻⁹⁾を用いて、圧力脈動に及ぼす吐出・締切制御シート弁の動特性の影響を調べる。ボンドグラフの概要およびボンドグラフを用いたシステム表現についての概説についてはAppendix. Bに付記する。解析では、油の慣性は無視し、集中定数系で圧縮性のみを考慮する。吸入口、チェック弁部の絞りを、負荷絞りはオリフィス絞りとする。また、ピストンとカムは離れないものとする。

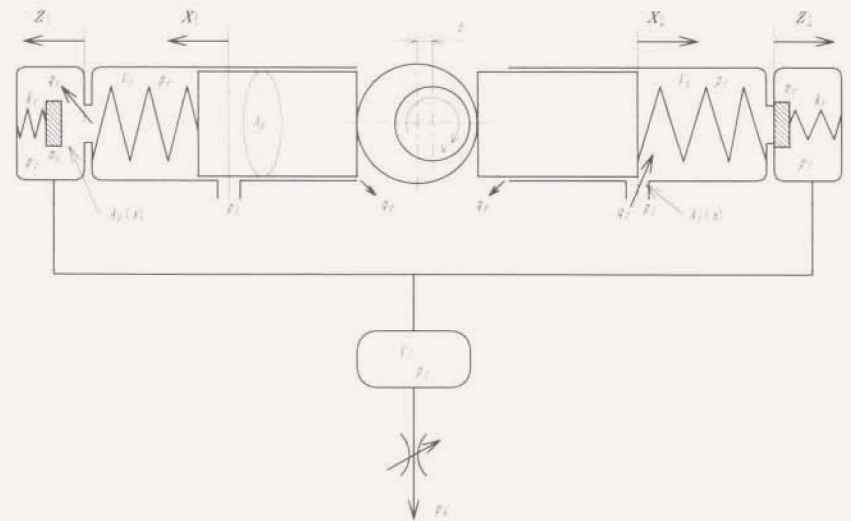


図2-11 供試ラジアルピストンポンプの解析モデル

[基礎式]

図2-11に示されるモデルに対する基礎式として以下の基礎式を得る。なお、一對のポンプ要素については、添え字 1, 2 を付けることによって区別する。

a) ピストン変位量

$$x_1 = e (1 - \cos \omega t) \quad (2-1)$$

$$x_2 = e (1 + \cos \omega t) \quad (2-2)$$

b) ピストン速度

$$\dot{x}_1 = e \omega \sin \omega t \quad (2-3)$$

$$\dot{x}_2 = -e \omega \sin \omega t \quad (2-4)$$

c) 連続の式

$$\dot{x}_1 A_1 + q_{11} - q_{12} - q_{13} = \frac{V_{c1}}{\beta_c} \dot{p}_{c1} \quad (2-5)$$

$$\dot{x}_2 A_2 + q_{12} - q_{22} - q_{23} = \frac{V_{c2}}{\beta_c} \dot{p}_{c2} \quad (2-6)$$

$$q_{c1} + q_{c2} - q_{c3} = \frac{V_{c3}}{\beta_c} \dot{p}_{c3} \quad (2-7)$$

d) 絞り部の流量特性

吸入部絞り

$$q_i = C_d A_i(x) \sqrt{\frac{2|p_i - p_c|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_i - p_c) \quad (2-8)$$

吐出・締切制御シート弁 (チェック弁)

$$q_c = C_d A_c(z) \sqrt{\frac{2|p_c - p_i|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_c - p_i) \quad (2-9)$$

ここで、

$$A_i = \begin{cases} 0 & \left(\frac{x}{2e} \geq \frac{1}{3} \right) \\ n_s \left[\frac{\pi d_i^2}{8} - x \sqrt{\frac{d_i^2}{4} - x^2} - \frac{d_i^2}{4} \sin^{-1} \left(\frac{2x}{d_i} \right) \right] & \left(0 < \frac{x}{2e} < \frac{1}{3} \right) \\ n_s \cdot \frac{\pi d_i^2}{8} & \left(\frac{x}{2e} = 0 \right) \end{cases} \quad (2-10)$$

$$A_{c3}(z) = \frac{\pi z \sin \theta}{4 d_c z \sin \theta} (d_c - z \sin \theta \cos \theta) \quad (2-11)$$

e) 吐出・締切制御シート弁 (チェック弁) 運動方程式

$$m_c \ddot{z} + b \dot{z} + k(z - z_0) = A_{c3}(p_c - p_i) - 2C_d A_c(z) (p_c - p_i) \cos \theta \quad (2-12)$$

このポンプでは、構造上ピストンの戻り行程において、油柱の分離が生じる。本解ではポンプ加圧行程時のチェック弁の動特性を考察することを目的としているので油柱分離現象についてはできるだけ単純化して扱うこととする。油柱分離の簡便な表し方としては、次の2つの取扱が考えられる。

1. 空洞モデル (Model I)

シリンダ内の油とピストン変位との体積関係に注目したもので、油は飽和蒸気圧 p_c 以下では体積の変化がなく、ピストン変位によるシリンダ内容積の増加は、シリンダ内に空洞が生じてその容積増加分を補う。そして、吸入口が開いて油が流入しても、流入した油が空洞を満たすまで圧力を一定とするという取扱である⁽²⁻¹⁰⁾⁽²⁻¹¹⁾。圧力 p_c が飽和蒸気圧 p_c 以下では、ピストン変位をもとに、次式より空洞の体積 W を求める。

$$W = \dot{x} A_1 + q_i - q_{c1} - q_{c2} \quad (2-13)$$

$W > 0$ では、空洞が存在しているとして、この間 $p_c = p_c$ とする。 $W = 0$ になったら空洞が消滅したとして、(2-5)式、(2-6)式で圧力 p_c を求める。この取扱いを空洞モデル (Model I) とする。

II. 等価 β_c モデル (Model II)

通常、大気圧下では、油の中に空気が溶解しており、気泡も混入している。油の体積弾性係数 (β_{e0}) は約 1.40 Pa であるが、多少とも気泡が混入していると、この値は著しく小さなものとなる。この場合溶解している分の空気は、この値に大きな影響を与えない。液体中への気体の溶解は概ねヘンリーの法則にしたがう。石油系の鉱物油では、体積割合で室温大気圧下 10% 程度の空気を溶解しているもので、高圧では気泡の溶解、低圧では析出がおこる。しかし実際は、気泡の溶解、析出にはある程度の時間がかかり、本実験のポンプのように、シリンダ内の作動油が短時間で流出する場合は、ヘンリーの法則による気泡の溶解、析出は無視してもよいと考えられる⁽²⁻¹²⁾。したがって、この取扱では、油の中にあらかじめ気泡の存在を仮定して、圧力によってその見かけの体積弾性係数を変化させて計算をおこなう。シリンダ内の圧力変化は、短時間でおこなわれるので、空気に対しては断熱変化と仮定し、圧力を p 、油 (体積 V_o) と空気 (体積 V_a) の体積和を V とすると、見かけの体積弾性係数は、次式で得られる。ただし、添え字 a は大気圧における値を示す。

空気の体積 V_a

$$V_a = V_{a0} \left(\frac{p_a}{p} \right)^{1/\gamma} \quad (2-14)$$

油の体積 V_o

$$V_o = V_{oa} \exp\left(-\frac{p-p_a}{\beta_{oa}}\right) \quad (2-15)$$

油と空気の体積和を V とすると、

$$V = V_o + V_a = V_{oa} \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1/\kappa} + \bar{V}_{oa} \exp\left(-\frac{p-p_a}{\beta_{oa}}\right) \quad (2-16)$$

(2-16)式より、

$$\frac{dP}{dV} = -\left[\frac{V_{oa}}{\kappa p} \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1/\kappa} + \frac{V_{oa}}{\beta_{oa}} \exp\left(-\frac{p-p_a}{\beta_{oa}}\right) \right]^{-1} \quad (2-17)$$

ここで、 $\exp\left(-\frac{p-p_a}{\beta_{oa}}\right) \approx 1$ であるから、体積弾性係数の定義より見かけの体積弾性係数 β_e は、

$$\beta_e = -V \frac{dP}{dV} \approx \frac{1 + \left(\frac{V_{oa}}{V_{oa}}\right) \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1/\kappa} \beta_e}{1 + \left(\frac{V_{oa}}{V_{oa}}\right) \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1/\kappa} \left(\frac{\beta_{oa}}{\kappa p}\right)} \quad (2-18)$$

この取扱いを等価 β_e モデル (Model II) とする。

図2-12は、以上の基礎式をもとに作成した、本ポンプシステムのボンドグラフモデルである。表2-2にシミュレーションに用いた諸値を示す。図2-13から図2-18に、2種のチェック弁ボベットの質量をパラメータとしたシミュレーション結果を示す。空洞モデルと等価 β_e モデルは同様の計算結果となったが、体積弾性係数変化モデルは、大気圧付近の低圧部分の圧力変化がなめらかになっている。圧力波形より、軽量ボベットを用いた場合の加圧行程時のサージ圧力が減少していることがわかる。

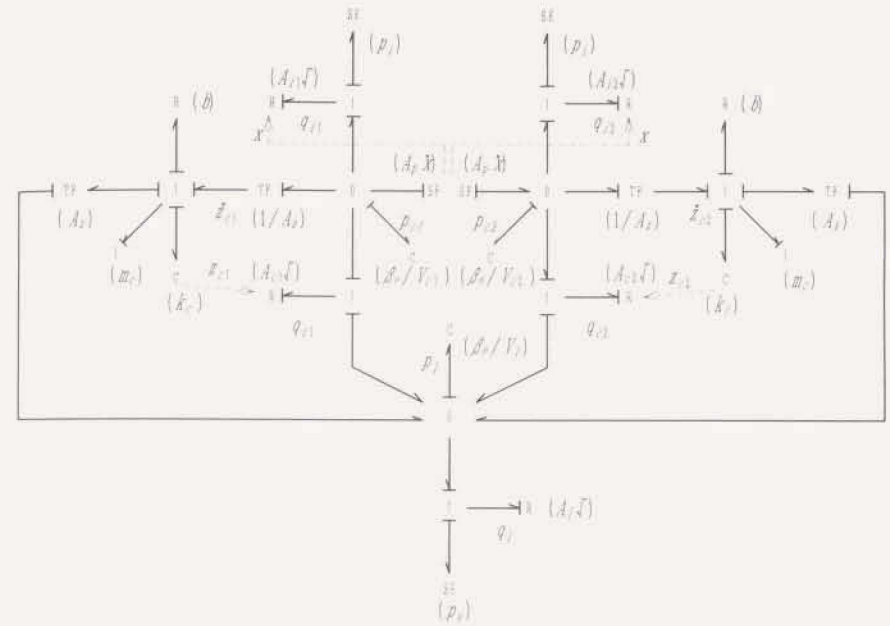


図2-12 供試ラジアルピストンポンプのボンドグラフ

表2-2 計算諸元

A_p : 55 mm ²	C_s : 0.6	d_1 : 2 mm	d_2 : 2 mm	e : 1.5 mm
k_s : 1.9 N/mm	m_s : 0.4 g, 0.07g	p_1 : 0.5 MPa		
V_a : 0.01 V_o	0.09 V_o (Model II)	V_o : 0.56 cm ³		
V_c : 13 cm ³	z_0 : 2 mm	β_o : 0.8 GPa (Model I)		
β_{oa} : 1.4 GPa (Model II)	θ : 69°	κ : 1.4		
ρ : 870 kg/m ³	ω : 370 rad/s (N : 3700 rpm)			

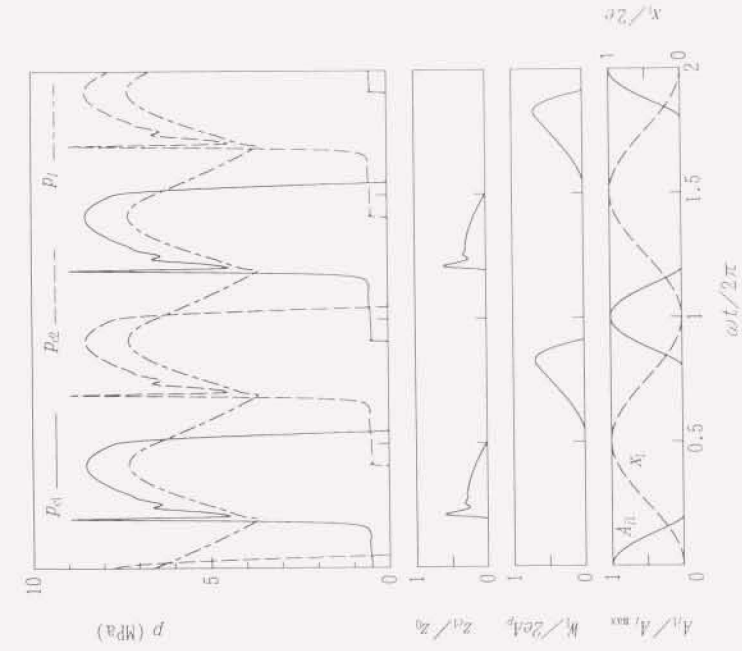


図2-13 シミュレーション結果 (空洞モデル)

$m_c = 0.4g$

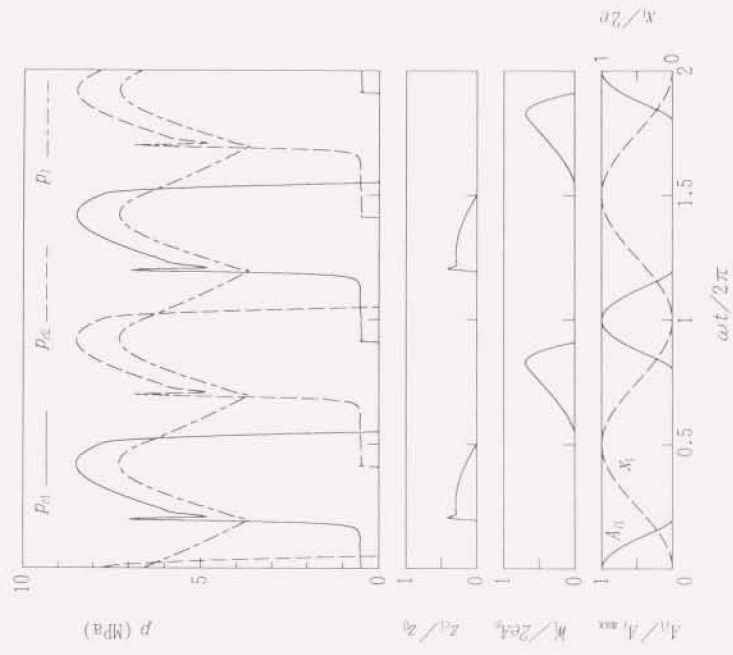


図2-14 シミュレーション結果 (空洞モデル)

$m_c = 0.07g$

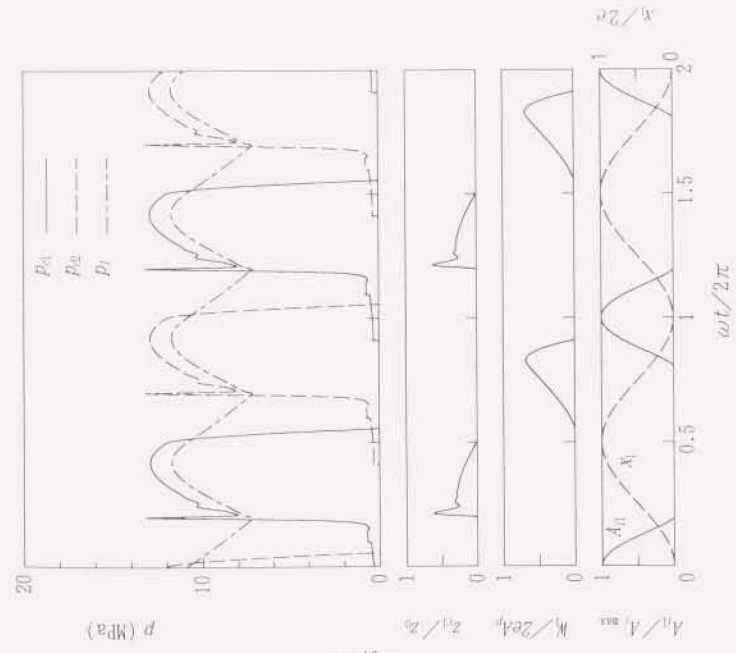


図2-15 シミュレーション結果 (空洞モデル)

$m_c = 0.4g$

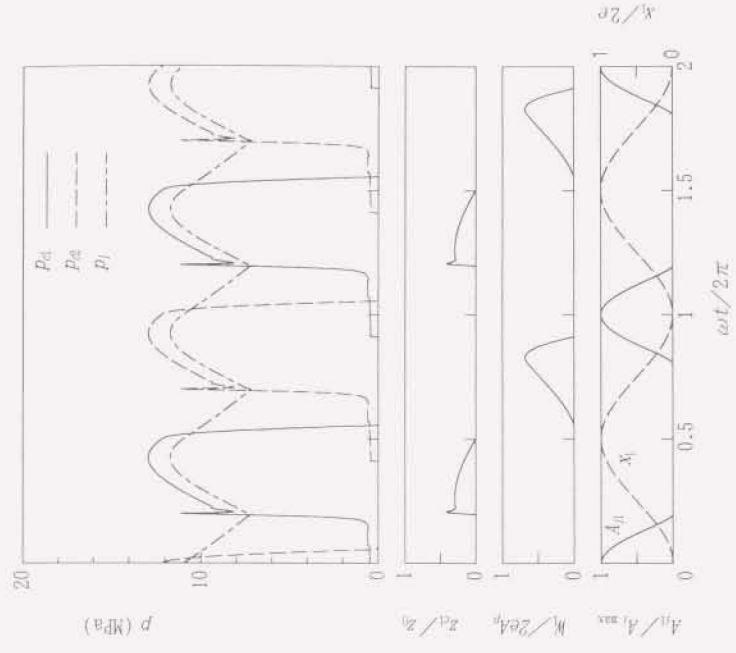


図2-16 シミュレーション結果 (空洞モデル)

$m_c = 0.07g$

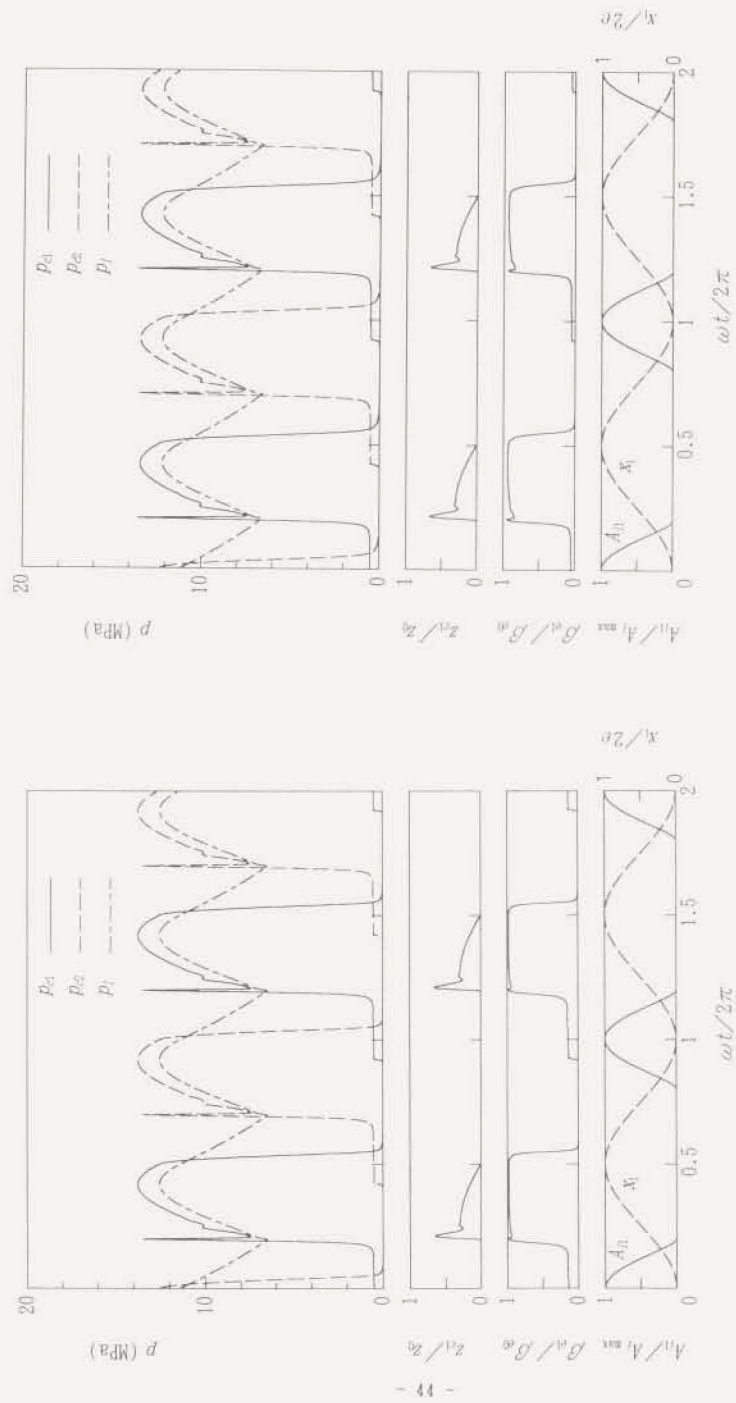


図2-17 シミュレーション結果(等価 β , モデル, $V_c/V_0 = 0.01$)
 $m_c = 0.4g$

図2-18 シミュレーション結果(等価 β , モデル, $V_c/V_0 = 0.03$)
 $m_c = 0.4g$

2.3.2 弁体の軽量化によるサージ圧力の低減

図2-19から図2-22に圧力波形の測定結果を示す。使用したチェック弁ポペットと図の対応を表2-3に示す。 $m_c = 0.4g$ のチェック弁ポペットを用いているものは、加圧行程時に3~5MPaのサージ圧力が現れている。 $m_c = 0.07g$ の軽量チェック弁ポペットを用いているものは、このサージ圧力が顕著に減少しており、解析結果が定性的に実験値と一致することが確認された。サージ圧力の減少は、ポペットの軽量化によりチェック弁の圧力変動に対する応答が向上したためと考えられ、圧力脈動に及ぼすチェック弁ポペット慣性の影響が大きいことがわかる。

表2-3 測定した圧力波形と使用したポペットの対応

Fig. No.	Mass of Poppet	Load Pressure P : MPa
Fig. 2-19	$m_c = 0.4g$	7
Fig. 2-21		12
Fig. 2-20	$m_c = 0.07g$	7
Fig. 2-22		12

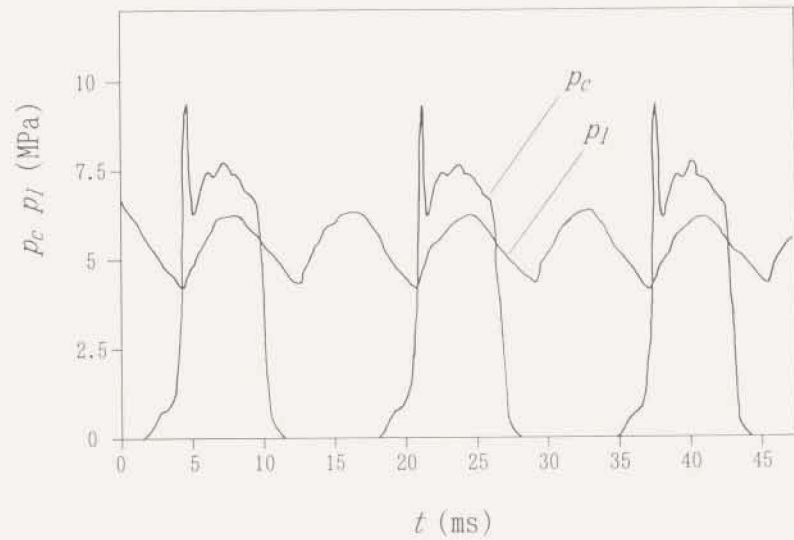


図2-19 圧力脈動測定結果
(炭素工具鋼 SK5 ポベット, $m_c = 0.4g$)

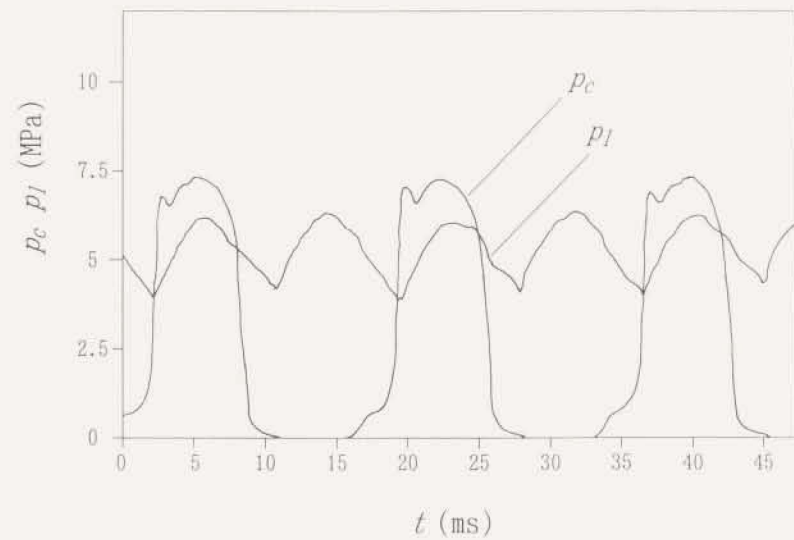


図2-20 圧力脈動測定結果
(四フッ化樹脂 ポベット, $m_c = 0.07g$)

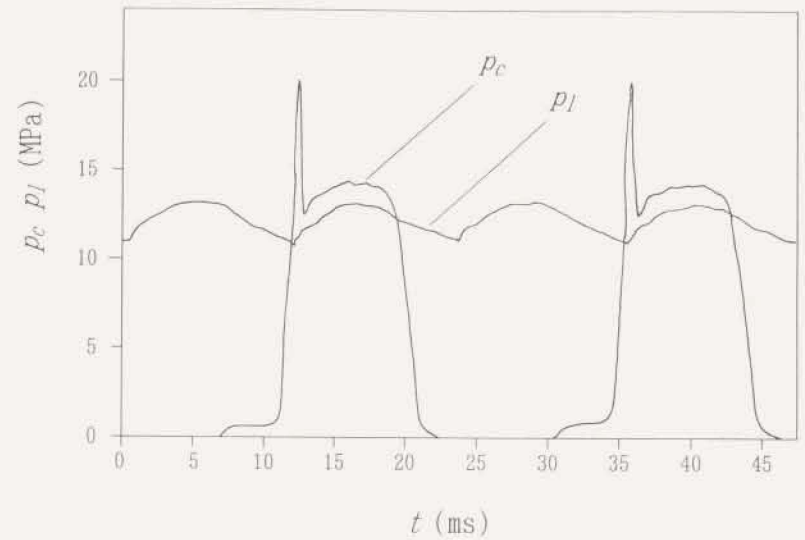


図2-21 圧力脈動測定結果
(炭素工具鋼 SK5 ポベット, $m_c = 0.4g$)

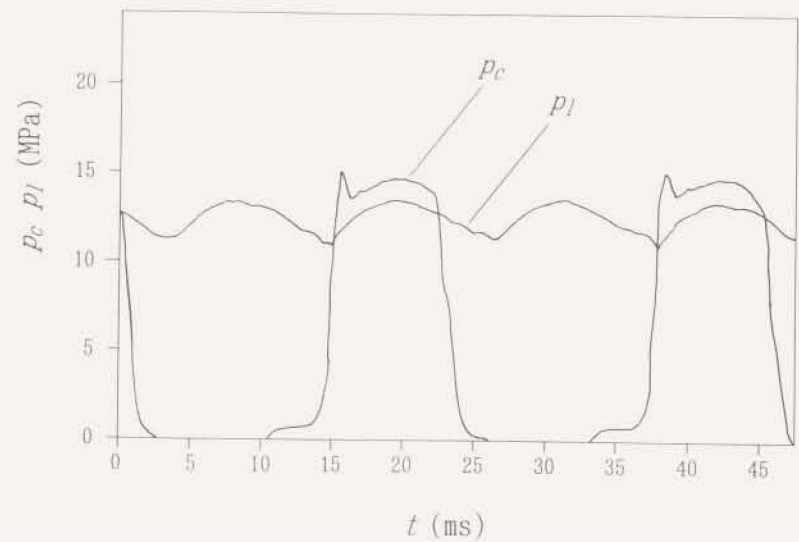


図2-22 圧力脈動測定結果
(四フッ化樹脂 ポベット, $m_c = 0.07g$)

2・4 まとめ

ポンプ回転数によらず一定吐出特性をもつ、吸込み可変ラジアルピストンポンプのシリンダ内圧力脈動を測定し、吐出・締切制御をおこなう小形シート弁ボベットの応答性がシリンダ内圧力脈動へおよぼす影響を調べた。実験では、ボベットの質量が0.4gと0.07gのチェック弁について調べ、軽量のボベットを用いることにより、チェック弁の応答性が向上し、圧縮行程で生じるサージ圧が緩和されることを示した。解析では、ボンドグラフを用いたシリンダ内圧力脈動の数値シミュレーションをおこない、チェック弁ボベットの軽量化による応答性の向上により、加圧行程時のサージ圧力が低減されることを示した。この結果は、実験値と定性的に一致する。また、シミュレーションにおける油柱分離現象の取扱いとして、油柱分離部分に空洞が生じて不足体積分を補うとした空洞モデルと、計算中に逐次算出した等価体積弾性係数を使用する等価 β モデルの2つの簡便なモデルをとりあげ、実験値との比較により、モデルの妥当性を確認した。

第3章 高速電磁弁の高速駆動

第3章で用いる記号

A :弁開口面積 (A_{max} :最大開口面積)
 A_{pl} :超磁歪アクチュエータ 大ピストン断面積
 A_{ps} :超磁歪アクチュエータ 小ピストン断面積
 B :磁束密度
 D :超磁歪アクチュエータ 小ピストン粘性抵抗係数
 C_a :流量係数
 E :電圧
 F :ソレノイド吸引力、超磁歪アクチュエータ推力
 f :周波数
 f_f :超磁歪アクチュエータ小ピストン摩擦力
 G :超磁歪アクチュエータ変位拡大機構増幅率 ($G=A_{pl}/A_{ps}$)
 H :磁界の強さ
 I :電流
 k :ばね定数 (小ピストン押しえばね 初期圧縮荷重 f_0)
 m :超磁歪アクチュエータ 小ピストン質量
 P :弁圧力損失
 P_a :超磁歪アクチュエータの変位増幅シリンダ内圧力
 p_L :負荷圧力 (〃は平均圧力、*は無次元圧力を表す)
 p_s :供給圧力
 Q :弁制御流量
 Q_m :最大制御流量
 Q_L :負荷流量 (〃は平均流量を、*は無次元流量を表す)
 T_o :弁動作開始時間
 T_{on} :開弁遅れ時間
 T_{off} :閉弁遅れ時間
 t_p :PWMパルスオン時間 (指令値)
 t_s :PWM周期
 V :超磁歪アクチュエータ シリンダ内容積
 V_a :負荷容積
 x :超磁歪アクチュエータ 大ピストン変位
 y :超磁歪アクチュエータ 小ピストン変位

β_e :体積弾性係数
 ν :磁気抵抗率
 σ :導電率
 ρ :作動油の密度
 Φ :磁束
 τ :変調率 ($\tau=t_p/t_s$)

3・1 まえがき

高速電磁弁を、電子パルス信号にしたがって高速に開閉して流体パルス列を形成し、平均的な油圧出力を制御する流体パルス変調制御法は、コンピュータとの適合性が高い、作動信頼性が高いなどの特徴から様々な電子油圧制御システムに利用されている。パルス幅変調 (PWM:Pulse Width Modulation) 制御による電子油圧サーボ機構では、その変調周波数を高くすることにより、精度の高い制御がおこなえるので、電子パルス信号に対して速やかに作動する高速応答弁が必要とされる。

本章では、高速電磁弁の高速化手段として、駆動電子回路の改良による電気的な遅れの補償と、低導電磁性材の磁気回路による渦電流の低減について述べる。駆動電子回路の改良については、チョップ式の過励磁駆動回路、および、過励磁回路と消磁回路を組み合わせた3電源方式駆動回路の2種の高速駆動方式を取り上げ、従来の駆動回路と比較する。また、高速作動化にともない、磁気回路を流れる磁束の過渡状態に及ぼす渦電流の影響が問題となるので、これを非定常磁場のFEM解析により理論的に調べ、従来磁気回路に用いている快削鋼(SUM22)と、導電率が快削鋼の約1/4の電磁ステンレス鋼(KM-38)を磁性材料とするソレノイドについて、それぞれ電流と磁束の過渡状態を理論と実験により調べる。その結果をもとに、高速駆動方式に低導電性の磁気回路を使用することの有効性について論じる。さらに、高応答な高速電磁弁として、超磁歪素子により駆動される高速電磁弁の開発について言及する。

3・2 高速電磁弁

3・2・1 高速電磁弁の構造

図3-1に供試電磁弁の構造図を示す。供試電磁弁は、ノーマルクローズド2ポート弁で、その作動は、ソレノイドが通電されるとプランジャが固定子(ステータ)に吸引されてプッシュピンを押し、ポペット弁を開く。流体は、Pポートより流入し、スリーブ上部の傾斜流路、ポペット弁絞り部を経て、Aポートより流出する。通電が止まるとばねによって弁は戻される。磁気回路を構成する部材の材質はヨーク、圧力チューブ(ソレノイドと高圧油とを分けるチューブ)、プランジャ、固定子が快削鋼(SUM22)、プッシュピンがSUS304である。プランジャと固定子の間の空けきは、弁閉時において0.4mm、弁開時においては、残留磁気による密着防止のため、0.1mmとなるようにストップでストロークが制限される。したがって、ポペット弁のストロークは0.3mmとなる。表3-1に弁の諸元を、図3-2に供試電磁弁の外観の写真を示す。

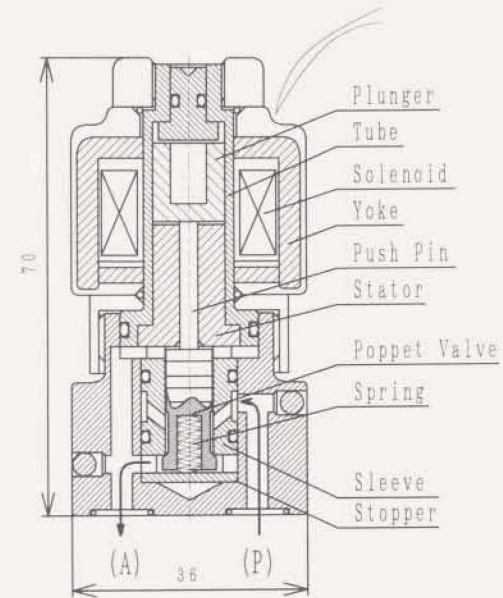


図3-1 供試高速電磁弁

表3-1 供試高速電磁弁諸元

<u>Valve</u>	
Diameter of seat	6mm
Valve stroke	0.3mm
Flow rate	5L/min at 10MPa
Max. pressure	17MPa
Valve position	Normally Closed
<u>Solenoid</u>	
Normal voltage	12V
Current(Max.)	2.6A
Resistance	5Ω at 20°C
Number of turns	300

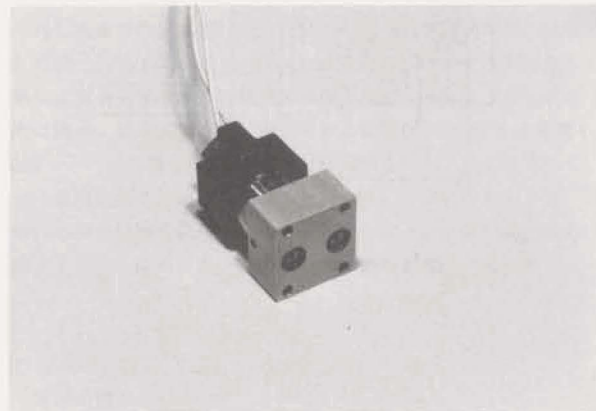
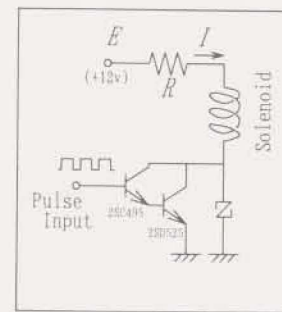


図3-2 供試高速電磁弁

3.2.2 パルス幅変調制御高速電磁弁の流量特性と流体力の補償

高速電磁弁のソレノイドの一般的な励磁方法は図3-3に示す電流サチレート方式と呼ばれる定電圧駆動方式である。この方法では入力パルス信号に対して電圧がステップ状に印加され、電流は定常状態においてソレノイドの電気抵抗成分により飽和（サチレート）する。図3-4に供試電磁弁の弁切り換え特性を示す。弁切り換え時間は、電流波形と電圧波形にプランジャの移動によるインダクタンスの変化と逆起電力によって生じる変曲点で測定され、供試弁を圧力10MPaのもとで定格12Vで駆動した場合、開弁に $T_{on} = 7.9\text{ms}$ 、閉弁に $T_{off} = 1.3\text{ms}$ の遅れ時間を要する。



Drive Circuit

図3-3 一般的なソレノイド励磁方法
(電流サチレート方式)

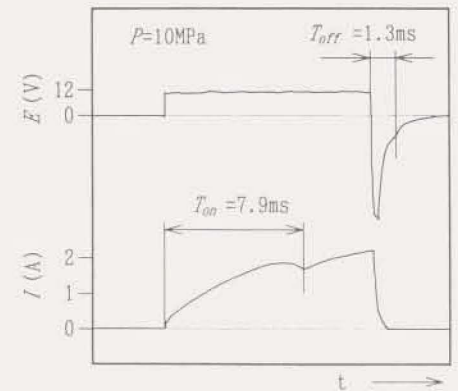


図3-4 供試高速電磁弁の
弁切り換え特性

パルス幅変調 (PWM) 制御は入力されたアナログ信号を、サンプリング周期 t_s 内のパルスのオン信号の時間幅 t_p に変換し、間欠的な流体パルス列を形成して平均的な流体出力を制御するものである¹²⁻¹³。流体パルス列の形成は一般に2ポート形または3ポート形の高速電磁弁の開閉でおこなわれる。本供試弁であるノーマルクロズド形2ポート高速電磁弁の流量特性は平均制御流量を \bar{q} 、供給圧力を P 、平均負荷圧力を \bar{P} とし、PWM信号の変調率を τ ($\tau = t_p / t_s$) とすると、作動遅れのない理想的な弁では(3-1)式で表される。

$$\bar{q} = C_d A_{max} \tau \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (3-1)$$

したがって、一定圧力差においては、変調率に比例した流量の制御がおこなえる。

図3-5は高速電磁弁の流量特性を測定する実験装置の概略図である。

図3-6、図3-7にパルス幅変調制御高速電磁弁の流量特性を示す。流量特性は、PWM搬送波周波数 ($1/t_s$) が高くなるにしたがって、サンプリング周期 t_s 中に占める弁の作動遅れ時間 (T_{on} 、 T_{off}) の割合が大きくなるため非線形なものとなる。そのため、高いPWM搬送波周波数において良好な流量特性を得るためには弁の作動遅れ時間の短縮をおこなわなければならない。

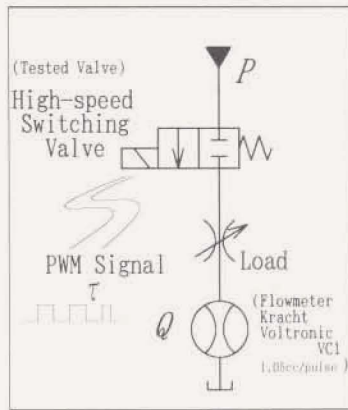


図3-5 高速電磁弁試験油圧回路

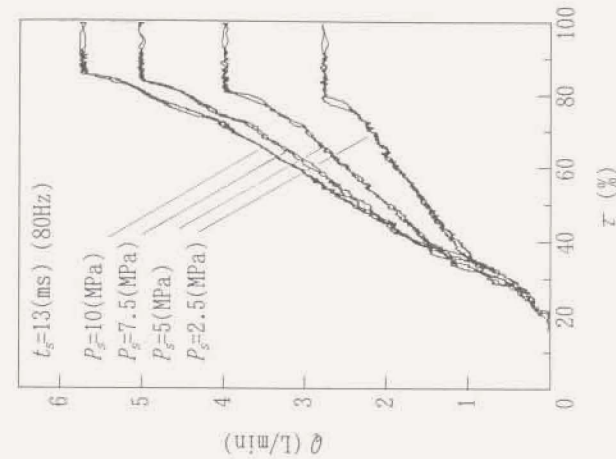


図3-7 PWM制御流量特性 (PWM: 80Hz)

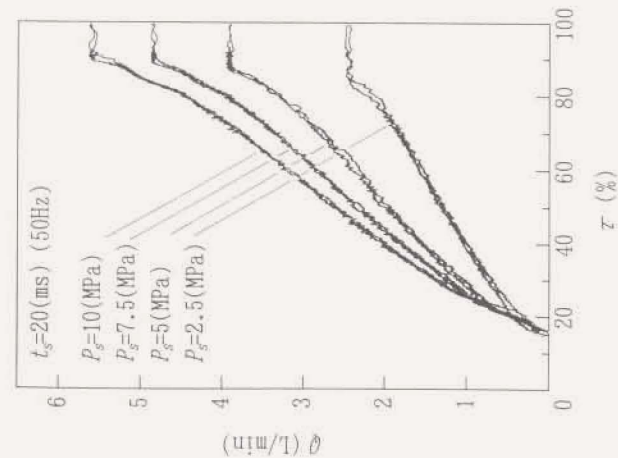


図3-6 PWM制御流量特性 (PWM: 50Hz)

弁の供給圧力と制御圧力の差圧が大きくなり、絞り部を通過する流体の流速が増加するのにもなって、弁を閉じる方向に作用する流体力は大きくなるため、 T_{on} は長く、 T_{off} は短くなる。さらに流体力が大きくなり、ソレノイドの吸引力を上回ると、弁開状態を保てずに作動が不安定となる。本研究では、ボベットの弁室流入部に絞りを挿入して噴流を形成し、弁室からボベットの絞り部を経て流出する運動量との平衡をはかることにより、流体力の補償をおこなう⁽¹³⁻²⁾。図3-8と図3-9に流体力補償の概念図と補償の効果を示す流量特性を示す。

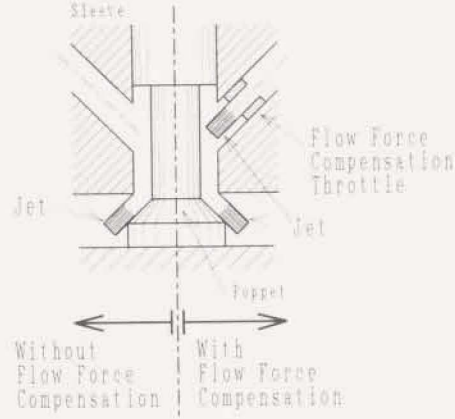
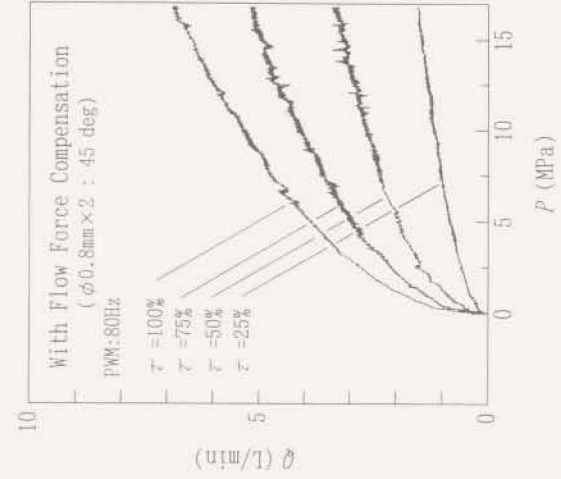
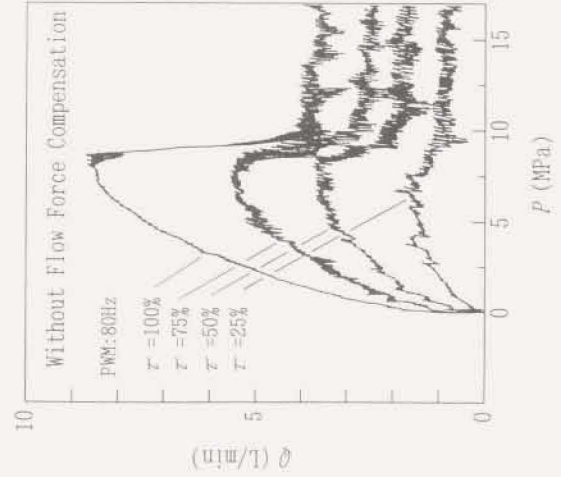


図3-8 流体力補償の概念



(b) 補償絞りあり



(a) 補償絞りをなし

図3-9 流体力補償の動員

3-2-3 高速電磁弁の作動遅れ要素の検討

一般に高速電磁弁の応答遅れは、「弁体のばね-質量系の機械的遅れ」、「ソレノイドのインダクタンスによる電流遅れ」、「磁気回路に生じる渦電流に起因する磁界の遅れ」がその要因となっている。これらの遅れの要因は、図3-10に示すように従属しているので、各遅れ要因を改善することが弁の高速化に結びつく。機械的遅れを低減するためには、弁体などの可動部分の軽量化、小形化が必須となる。しかしながら、弁の使用圧力や要求される最大制御流量により、弁の大きさはおよそ決まってしまう、大幅な軽量化、小形化による応答性の改善は見込めない。弁の制御容量を維持して高速化するには、ソレノイドを励磁する電子回路の改良により、遅れを電氣的に補償する方法が有効である。また、磁界が急速に変化すると、磁気回路中に渦電流が生じ、これによる反磁界は、電磁弁の駆動に寄与する磁束の変化を妨げるものとなる。通常の電磁弁における磁界の遅れは、ソレノイドのインダクタンスによる電流の遅れに比べて小さく、従来あまり問題とされていなかったが、電氣的補償により電流応答の高速化が進むにつれて、磁界の遅れが弁の高速応答化の障壁となる。磁界の遅れを低減するためには、渦電流の発生を抑える対策を施さねばならない。渦電流は、磁気回路を構成する導体内部に生じることから、低導電性磁性体を用いることが、有効な低減対策となる⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾。

3-3 電磁ソレノイドの高速駆動法

3-3-1 チョップ式ソレノイド励磁回路による高速電磁弁の高速化

高速電磁弁の作動遅れ時間を短縮するためには、弁の駆動力となるソレノイドの吸引力の応答を速めることが必要となる。吸引力の応答は、ソレノイドの励磁電流の変化におおよそ対応しており、速やかな励磁電流の変化が望まれる。一般に、ソレノイドにステップ状の電圧を印加したときの電流の応答は(3-2)式で与えられる。

$$I = \frac{E}{R} \left(1 - \exp\left(-\frac{Rt}{L}\right) \right) \quad (3-2)$$

ここで、 I は電流、 E は印加電圧、 R はソレノイドの電気抵抗、 L はソレノイドのインダクタンスである。(3-2)式より、電流 I の立ち上がりを速くするには、印加電圧 E を大きくし、ソレノイドの電気抵抗 R を大きく、インダクタンス L を小さくすれば良いことがわかる。 R と L はソレノイドの仕様で決まるが、印加電圧 E の増大については駆動回路の改良で対処できる。

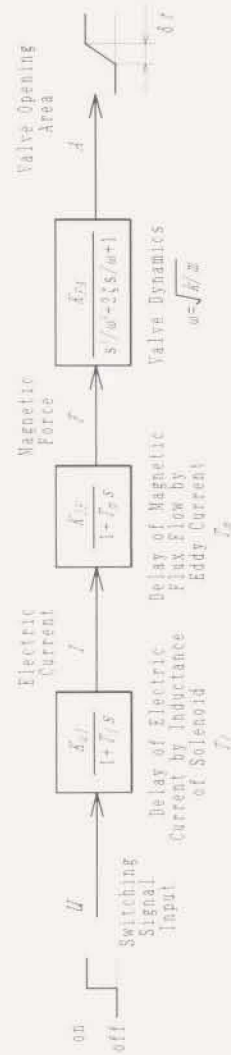


図3-10 電磁弁の応答遅れの要因

つぎに、オンオフソレノイドの吸引力と空隙の関係を図3-11に示す。この種のソレノイドは空隙量の二乗に反比例した吸引力が得られるので、弁作動後においては大きな励磁電流は必要ない。したがって、高速駆動に有効な励磁電圧波形は図3-12のようになる。

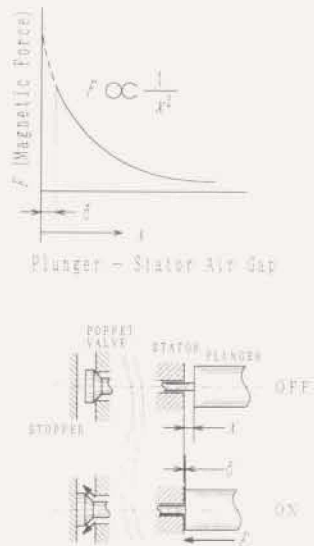


図3-11 オンオフソレノイドの吸引力特性

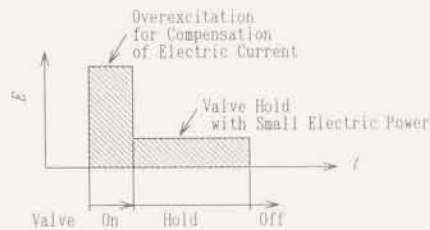


図3-12 高速駆動に有効な励磁電圧波形

チョップ式励磁法の概念は、ソレノイドを過励磁することにより、電流の立上がり速くして弁開き時の遅れを短縮し、弁開後はコイルの焼損を防ぐため、高周波パルス励磁により電流を制御し、定格電流以下のブランジャ保持電流でソレノイドを通电するものである¹³⁻¹⁴⁾。

図3-13にチョップ回路の基本構成を示す。チョップ回路は過励磁時間を設定するタイマ部（ワンショット・タイマ）、弁開後の電流を制御するチョップ部（マルチバイブレータ）で構成され、パルス入力がある間はフライホイールダイオードで電流を循環し、オフ時にバリスタにより電流遮断時に生じるサージ電圧の緩和をおこなう。回路は、比較的簡単なアナログ回路で構成できる。チョップ回路は、パルス入力に対し図3-13のようなドライブ回路入力電圧を生成する。ここで、タイマ時間 T_1 を $T_1 = T_{on}$ と設定して、弁開時のみソレノイドを過励磁し、チョップ周波数 f_c ($f_c = 1/T_{ch}$)、チョップデューティ τ_c ($\tau_c = T_{on}/T_{ch}$) についてはソレノイド通電時に安定してブランジャを保持し、実効電流も低減できる値を実験より求めた。図3-14はソレノイド通電状態の制御流量より観測されるブランジャの保持可能領域 ($Q = Q_{val}$: ブランジャ保持状態) と τ_c 、 f_c の関係を調べたものである。これより、チョップ回路の特性を支配するパラメータを表3-2のように設定する。実効電圧 E_e 、電流 I_e 、電力 P_{he} はそれぞれ、

$$E_e \approx \tau_c E_o \quad (3-3)$$

$$I_e \approx \tau_c I_o \quad (3-4)$$

$$P_{he} \approx \tau_c P_{ho} \quad (3-5)$$

と表せる。ここで、 E_o 、 I_o 、 P_{ho} は連続通電時 ($\tau_c = 100\%$) におけるブランジャ保持電圧、電流、および電力である。 $E_o = 12V$ (定格) でソレノイドをダーリントン回路により連続通電したときのブランジャ保持電力は30Wであり、チョップ励磁した場合は7Wに低減される。図3-15にチョップ回路励磁高速電磁弁の励磁電圧、電流波形を示す。

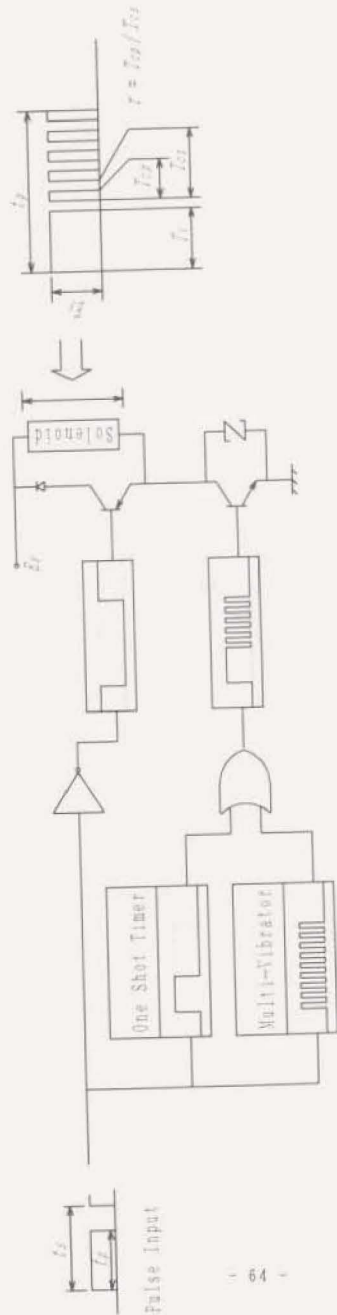


図3-13 チョップパ励磁回路の基本構成

表3-2 チョップパ励磁回路の設定値

E_s	: 24 V
T_p	: 4.5 ms
τ_c	: 30 % ($\tau_c = T_{12}/T_{13}$)
f_c	: 8 kHz ($f_c = 1/T_{c0}$)

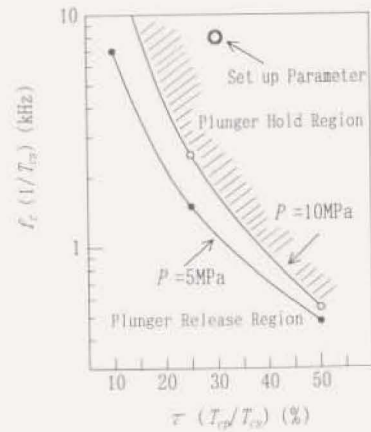


図3-14 弁保持状態とチョップパ周波数 f_c 、およびチョップパデューティ τ の関係

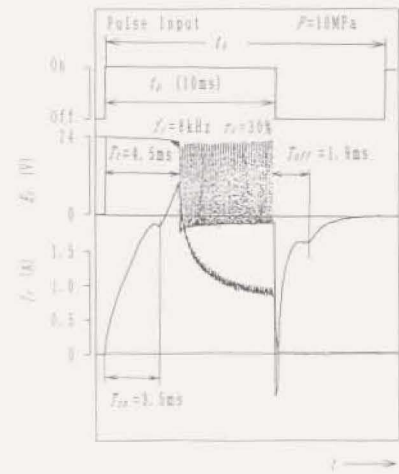


図3-15 チョップパ励磁回路の励磁電圧、電流波形

PWM制御高速電磁弁の流量特性は圧力差が一定の場合には、平均流量は変調率 τ に比例する。実際の弁では、弁の切替時の応答遅れのため τ が小さい所と大きい所では、流量の制御が円滑におこなえない。図3-16は $E_1=24V$ 、 $P=10MPa$ 、 $t_1=20ms$ (PWM搬送波周波数50Hz)、図3-17は $t_1=10ms$ (PWM搬送波周波数100Hz)において、高速電磁弁をダーリントン回路(定電圧駆動:電流サチレーテッド方式)によりPWM制御した場合と、チョップ励磁式過励磁回路でPWM制御した場合の流量特性を比較したものである。チョップ励磁回路で良好な流量制御をおこなえる変調率範囲が $t_1=20ms$ (50Hz)において15%~95%、 $t_1=10ms$ (100Hz)において30%~90%であるのに対し、定電圧駆動回路では $t_1=20ms$ (50Hz)において40%~95%の狭い変調率範囲でしか制御できず、 $t_1=10ms$ (100Hz)においては著しく線形性が悪くなるのがわかる。

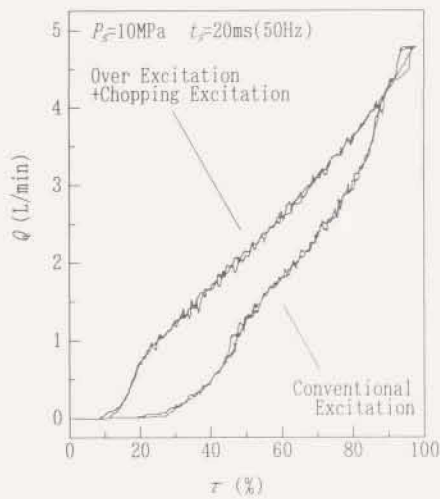


図3-16 PWM制御流量特性 (PWM: 50Hz)
(従来の励磁方法とチョップ励磁回路の比較)

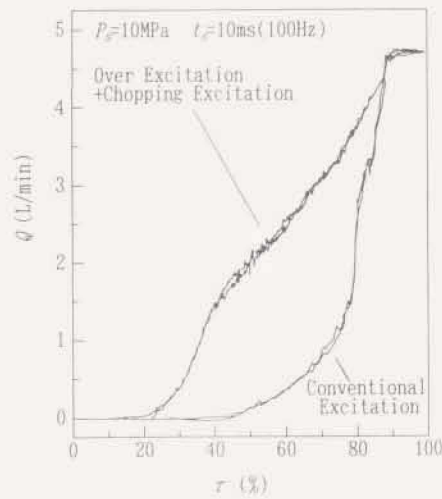


図3-17 PWM制御流量特性 (PWM: 100Hz)
(従来の励磁方法とチョップ励磁回路の比較)

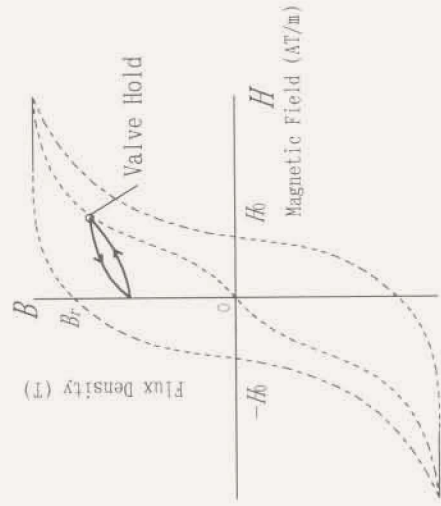
3-3-2 3電源方式高速励磁回路による高速電磁弁の高速化

ソレノイドの電流の立ち上がりを速める印加電圧波形は図3-12に示したものである。一方、磁性体の磁気特性は図3-18に示す $B-H$ 曲線で表される。図3-18(a)はソレノイドの通電を停止しても、 B_r の残留磁束密度が生じることを示しており、 B_r に起因する残留吸引力が弁閉動作の妨げとなる。残留磁気を消滅させるためには、瞬間的に逆向きの磁界を生じさせ、通電停止時($H=0$)において $B=0$ となるような磁気履歴をたどれば良い。したがって、吸引力の立ち上がりを速め、また速やかに吸引力を消滅させる駆動電圧波形は図3-18(b)に示すようになる。

3電源方式高速駆動回路は図3-19に示すように、入力パルス信号に対して、あらかじめ設定されたタイミングで印加電圧を切り換えるものである⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。図3-19で、①の過励磁区間では高電圧(E_1)を短時間(T_1)印加してインダクタンスによる電流立ち上がり遅れを補償し、開弁遅れ時間を短縮する。②では、定格電流以下の小電流(I_2)で開弁状態を保持する。③の消磁区間では逆極性の電圧(E_2)を短時間(T_2)印加し、①とは逆向きの磁界で残留磁気を強制的に消磁する。

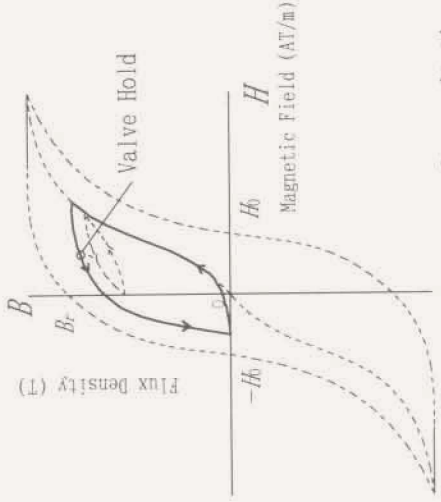
3電源方式高速駆動回路により駆動される高速電磁弁の弁切り換え特性を図3-20から図3-23に示す。 T_{on} は E_1 、 T_1 が大きいほど短くなる。また、 T_1 が短いと弁は作動せず、 $E_1=120\sim 140V$ で $T_1:0.5ms$ 、 $E_1=100V$ で $T_1:0.6ms$ 以上必要である。 T_{off} は極小点が存在し、 T_2 を過度に長くすると逆極性の磁界で生じた吸引力が T_{on} を延ばし逆効果となる。図3-24は弁駆動時の電流とサーコイルで測定したヨーク部の磁束の過渡特性(図3-27参照)であり、定電圧駆動方式に比べて極めて速い電流、磁束の切り換えがおこなえることがわかる。また、過度に消磁をおこなった場合に、逆向きの磁束が流れることも確認できる。

図3-20から図3-23の弁切り換え特性の測定結果より、弁切り換え遅れ時間を最短にする最適パラメータとして表3-3の諸元を得る。3電源方式高速駆動回路では E_1 、 T_1 、 E_2 および T_2 を最適に設定することにより、 $P=10MPa$ において、 $T_{on}=0.8ms$ 以下、 $T_{off}=1.0ms$ に弁切り換え時間を短縮できる。定電圧駆動方式ではその弁切り換え遅れのために、良好に流量制御がおこなえる変調周波数は50Hz($t_1=20ms$)程度に限られていた。一方、3電源方式高速駆動回路では T_2 中に占める弁切り換え遅れが小さいため、変調周波数200Hzにおいても十分流量制御できる。図3-25から図3-27にPWM制御高速電磁弁の流量特性を示す。



Voltage Wave Form of Conventional Drive

(a) 従来の励磁方法による磁化過程



Overexcitation



Voltage Wave Form Suitable for Quick Drive

(b) 高速駆動に有効な磁化過程

図3-18 B-H曲線

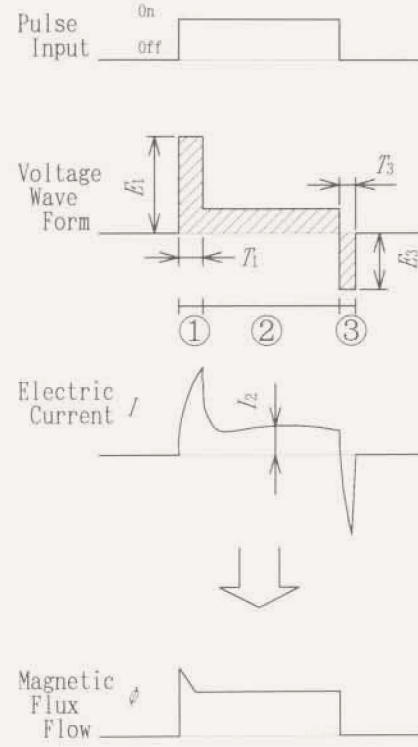


図3-19 3電源方式高速駆動回路の概念

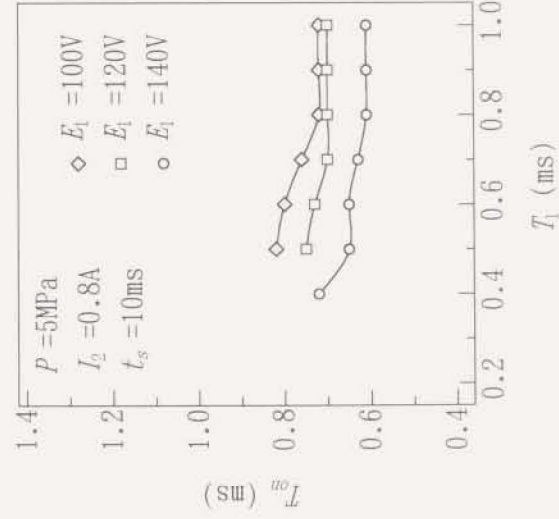


図3-20 3電源方式高速駆動回路による
高速電磁弁の切り換え特性
(弁閉時間, $P = 5\text{MPa}$)

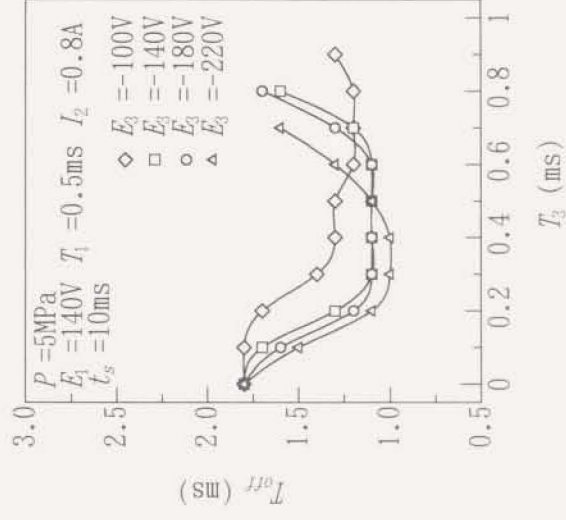


図3-21 3電源方式高速駆動回路による
高速電磁弁の切り換え特性
(弁閉時間, $P = 5\text{MPa}$)

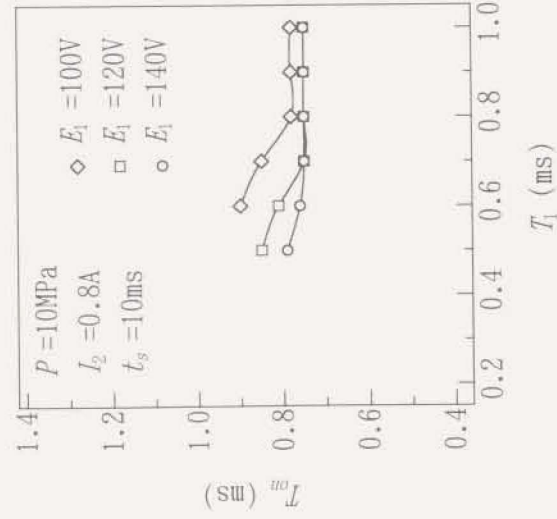


図3-22 3電源方式高速駆動回路による
高速電磁弁の切り換え特性
(弁閉時間, $P = 10\text{MPa}$)

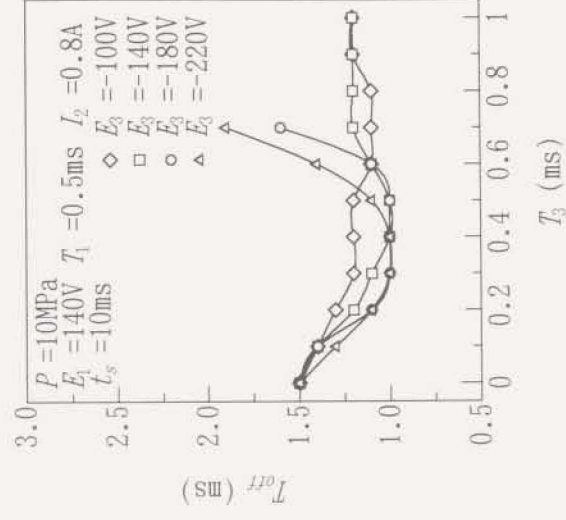


図3-23 3電源方式高速駆動回路による
高速電磁弁の切り換え特性
(弁閉時間, $P = 10\text{MPa}$)

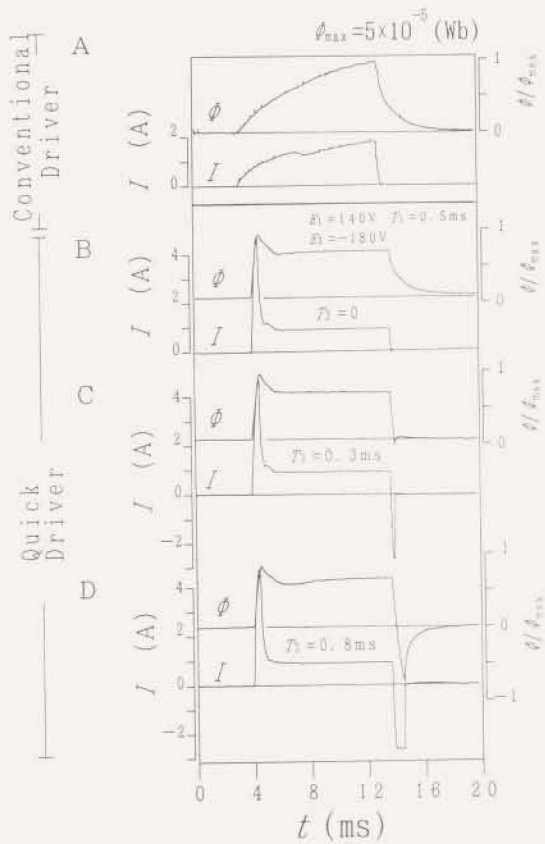


図3-24 ヨーク部の磁束の過渡特性 (測定値)
 A: 従来の励磁方法 (電流サチレーテド方式)
 B: 3電源方式高速駆動回路 - 強制消磁なし
 C: 3電源方式高速駆動回路 - 最適な駆動
 D: 3電源方式高速駆動回路 - 過度な強制消磁

表3-3 3電源方式高速駆動回路の
 最適駆動パラメータ ($P = 10\text{MPa}$)

Overexcitation	T_{ex} : 0.3 ms
	E_1 : 140 V
Demagnetization	T_1 : 0.5 ms
	E_2 : -180 V
Valve Hold	I_{h} : 0.8 A

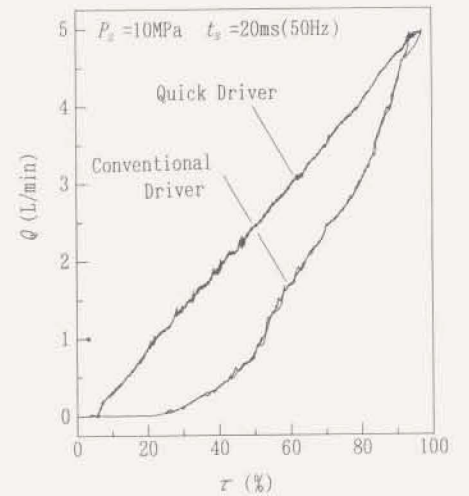


図3-25 PWM制御流量特性 (PWM: 50Hz)
 (従来の励磁方法と3電源方式高速駆動回路の比較)

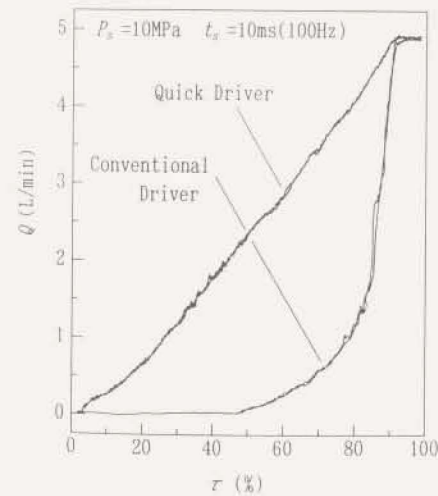


図3-26 PWM制御流量特性 (PWM: 100Hz)
 (従来の励磁方法と3電源方式高速駆動回路の比較)

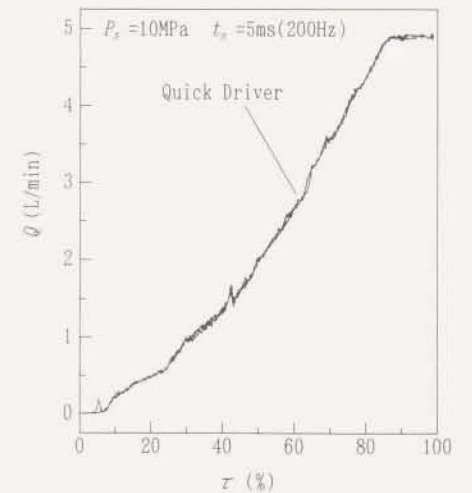


図3-27 3電源方式高速駆動回路による
 PWM制御流量特性 (PWM: 200Hz)

供試高速電磁弁は、残留磁気による吸引力が弁閉動作を妨げるのを防止するために、プランジャ吸着時においても0.1mmの空隙が生じている。一方、3電源方式高速駆動回路は強制的に残留磁気を打ち消すので、プランジャと固定子を密着して使用することが可能である。この種のソレノイドの吸引力は図3-11に示したように、空隙 δ の二乗に反比例する特性¹³⁻¹⁴⁾であり、 δ を小さくすることより大きな吸引力が得られる。図3-28に弁保持状態における空隙 δ の有無と弁閉し遅れ時間 T_{off} の関係を示す。強制的に消磁をおこなわない場合($E_2=0V$, $T_2=0ms$)、空隙有り($\delta=0.1mm$)に比べて空隙無し($\delta=0mm$)は T_{off} が長くなり、流体力が小さい低圧ほど顕著に差が現れる。強制的に残留磁気を打ち消せば、空隙無しと同程度に T_{off} を短縮できるのみならず、弁保持時により大きな吸引力が得られる。また、より小さい I_2 で空隙有りと同じ吸引力が得られるので弁保持時の消費電力の低減も可能である。図3-29、図3-30は空隙 $\delta=0.1mm$ 、および空隙 $\delta=0mm$ (プランジャ-固定子 密着)についてPWM制御流量特性を調べたものである。両者とも $I_2=0.8A$ とした。空隙がある場合は圧力が14MPaより高圧になると吸引力が流体力に対抗できず、弁保持が不安定になり流量が低下してしまうが、プランジャ-固定子を密着して使用すれば圧力が17MPaまで弁保持が安定している¹⁵⁻¹⁶⁾。

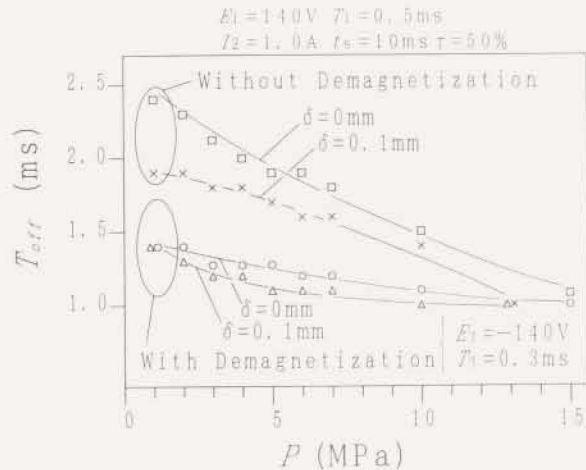


図3-28 弁保持状態における空隙の有無と弁閉し時間の関係

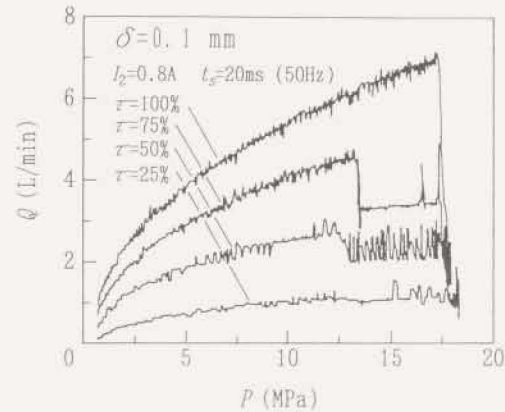


図3-29 PWM制御流量特性(空隙 $\delta=0.1mm$)

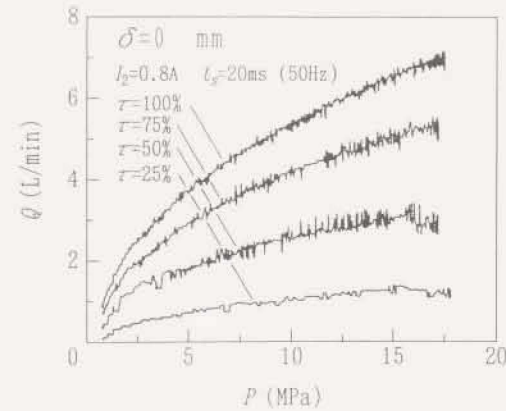


図3-30 PWM制御流量特性(空隙 $\delta=0mm$)

3・4 渦電流を考慮した電磁ソレノイドの非定常磁場FEM解析

3・4・1 磁気回路と解析領域

高速電磁弁の電磁気的な特性の解析と磁気回路の設計をおこなうにあたり、粗い近似では仮定磁路法、詳細な解析であれば有限要素法(FEM)が有効な手段となる⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。本研究では、過渡磁場特性の解析に、磁性材料の非線形な磁気特性と渦電流の影響を考慮した有限要素法を適用する。FEMによる非定常磁場解析についてはAppendix Aを参照されたい。有限要素解析プログラムは独自に開発したものを使用した⁽¹⁹⁾⁽²¹⁾。

FEM解析の対象領域は図3-31で破線で囲まれた部分(斜線部は強磁性体を示す)である。これを軸対称三次元モデルのもとに図3-32に示す一次三角形環状要素(1980節点, 3776要素)で分割し、外周には全て固定境界条件(磁気ポテンシャルが0)を与えた。なお、ヨーク部分は磁路断面積が等しくなるように補正してある。解析では、電圧印加後、プランジ+が動き始めるまでの過渡特性を評価するため、プランジ+固定子間の空隙が初期状態の0.4mmで固定されているものとし、0.05mmごとの特性を計算している。

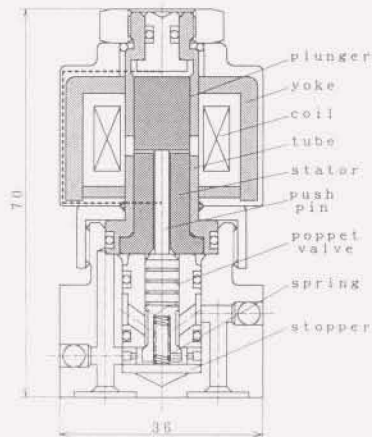


図3-31 FEM解析対象領域

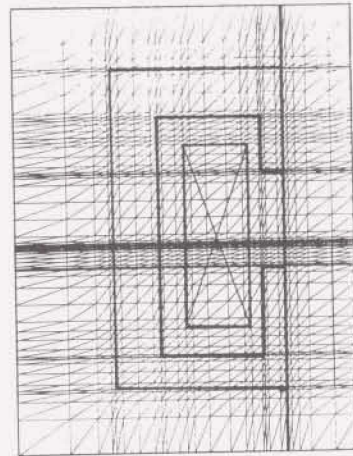


図3-32 要素分割図

3・4・2 磁性材料の電気的特性と磁気的特性(低炭素鋼と電磁ステンレス鋼)

供試高速電磁弁の磁気回路には快削鋼(SUM22)が使用されているが、その磁気特性は明確でない。一般に炭素鋼の磁気特性は炭素量の影響を強く受け、炭素量の増加にともなって磁気特性が悪くなる。解析では、SUM22と炭素量がほぼ等しい構造用炭素鋼(S10C)の磁気特性を参考に、不純物、加工による特性劣化を考慮して、飽和磁束密度を1割程度低く見積もった図3-33のB-H曲線を用いる。実際の計算過程では図3-33をもとに作成した $\psi-B^2$ 曲線(図3-34)を用いる。SUM22の導電率は $\sigma_{SUM22} = 0.7 \times 10^7 \text{ S/m}$ としている。

渦電流は導電性のある磁性体内に生じることから、その影響は導電率 σ の大きさに依存すると考えられる。そこで高速電磁弁の磁気回路を導電率の小さい(渦電流の生じにくい)電磁ステンレス鋼(K-M38:18Cr-2Si-2Mo)で試作し、従来のSUM22のものと比較検討する。K-M38の導電率はSUM22の約1/4の $\sigma_{K-M38} = 0.118 \times 10^7 \text{ S/m}$ である。磁気特性は飽和磁束密度が小さく、SUM22の1.4~1.5Tに対して約1.2Tである(図3-33)。表3-1にS10C、SUM22およびK-M38の諸元を示す。また、図3-35に磁気回路構成部品の写真を示す。

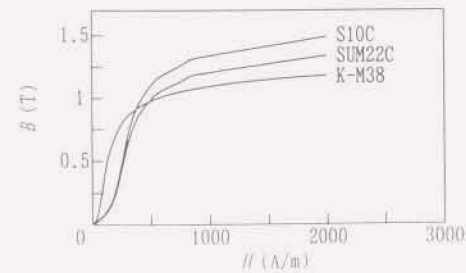


図3-33 B-H曲線

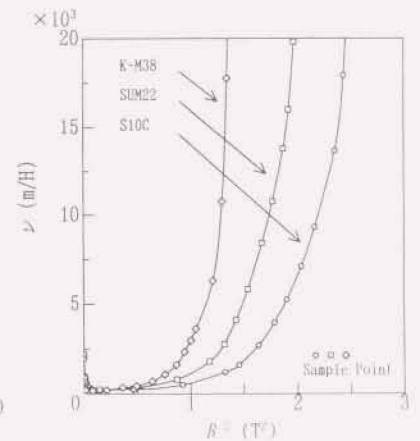


図3-34 $\psi-B^2$ 曲線

表3-4 磁性材料の諸元

	Constituent %			
	C	Mn	P	S
S10C	0.08~0.13	0.30~0.60	~0.030	~0.035
SUM22	~13	0.70~1.00	0.07~0.12	0.24~0.33
KM-38	18Cr-2Si-2Mo			

S10C : (JIS G4051)

SUM22 : (JIS G4804)

KM-38 : Magnetic Stainless Steel

Conductivity

SUM22 : $\sigma_{SUM22} = 0.7 \times 10^7$ S/m

KM-38 : $\sigma_{KM-38} = 0.118 \times 10^7$ S/m

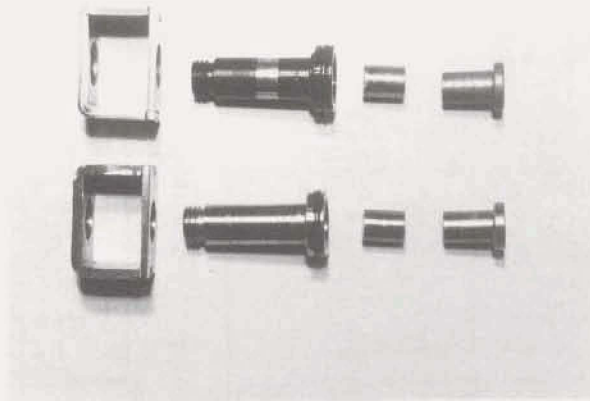


図3-34 磁気回路構成部品 (上: 軟鋼 S10C, 下: 電磁ステンレス鋼 KM-38)

3-4-3 非定常磁場解析と実験結果と考察 (磁性材料の影響と励磁方法の影響)

図3-36、図3-38に磁束変化の測定装置を示す。その測定原理は磁気回路の一部であるヨークにサーチコイルを巻き、ヨークを通過する磁束の時間変化に比例して生じる誘導起電力を積分することにより磁束が得られるものである。ヨークを通過する磁束 Φ の変化とサーチコイル生じる電圧 e には(3-6)式、(3-7)式の関係が成り立つ。

$$e = -n_s \frac{d\Phi_s}{dt} \quad (3-6)$$

$$\Phi_s = -\frac{1}{n_s} \int_{t_0}^t e_s dt \quad (3-7)$$

ここで、 n_s はサーチコイルの巻き数である。

(3-7)式より、 e_{OUT} を図3-37に示すオペアンプ積分回路の出力とすれば、

$$\Phi_s = \frac{CR}{n_s} e_{OUT} \quad (3-8)$$

より、ヨークを通過する磁束 Φ が測定できる。ただし、サーチコイルは一方のヨークに巻いてあるので、測定される磁束は、全磁束の半分となる。

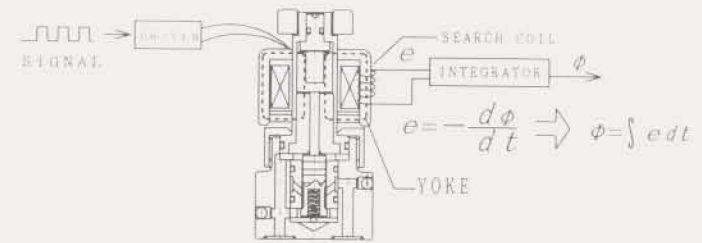


図3-36 磁束変化の測定原理

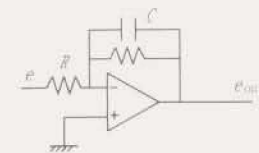


図3-37 積分器

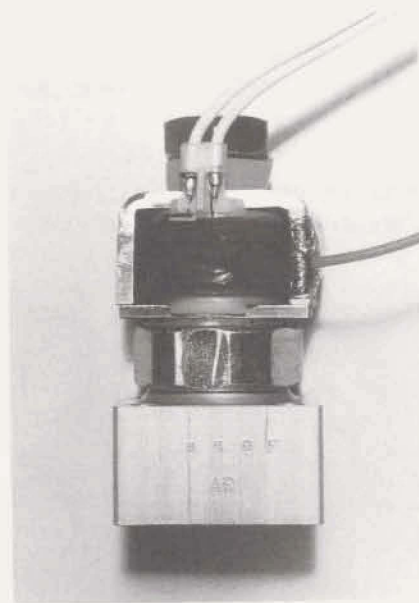


図3-38磁束変化の測定

従来の励磁方式（電流サナレーテド方式）によりソレノイドを定格電圧 $E = 12V$ （定常時の電流 $I_H = 2.4A$ ）、および過励磁を考慮して $E = 24V$ （ $I_H = 4.8A$ ）で励磁した場合の電流波形の実測値と計算値を図3-39、図3-40に示す。実測値に比べて計算値の方が電流の立ち上がりが速くなっているものの、材質の違いによる波形の特徴はよく対応している。

図3-41、図3-42はヨーク部の磁束変化をサーチコイルで実測した結果と、計算結果である。電流と同様に計算値の方が磁束の立ち上がりが速いが、実測値と計算値は非常によく対応している。 $E = 24V$ 印加時の1ms毎の磁束線図を図3-43に示す。図では、磁束は始め磁性材表面（コイル側）に集中し、時間と共に磁性材内部に浸透していく様子が見られる。同時刻と比較すると、磁束はSUM22よりK-M38の方が磁性材内部を通っている。特に、圧力チューブ（コイルを高圧油から保護するためのチューブ）においてK-M38の方が磁束が通過しやすく、プランジャに磁束が入りやすいことがわかる。これは、導電率が小さいことで渦電流による反磁界が抑えられた結果であると考えられる。

図3-44、図3-45に吸引力の時間応答の実測値と計算値を示す。K-M38はSUM22に比べて飽和磁束密度が低いいため、定常時の吸引力は小さいが、渦電流が抑えられたことでプランジャ-固定子を通る吸引力に寄与する磁束の増え方は速くなり、吸引力の立ち上がり特性が改善されて、ボベット弁戻しばねの初期圧縮荷重（ $F_0 = 16N$ ）に速く到達する。実測値は、プランジャ-固定子間の空隙が0.4mm（初期状態）となる位置で、プッシュピンのボベット弁側を荷重変換器（ロードセル）で受けて測定したものである（図3-46：実験装置写真）。吸引力は空隙の2乗に反比例するのに対して、空隙が0.4mmと小さく、また、荷重に対するロードセルの変形もあるため、実測値と計算値では差異が見られるものの、実測値においても吸引力の立ち上がり特性が改善されていることが確認できる。

図3-47は吸引力の時間応答に占める渦電流による遅れを調べるため、ばねの初期圧縮荷重 F_0 に到達するまでの時間 T_0 を渦電流を考慮した場合（ $T_{0e} : \sigma = \sigma_{SUM22}$ ）と渦電流を無視した場合（ $T_0 : \sigma = \sigma_{SUM22}$ の1/20とする）について、計算により比較したものである。ここで、 R は渦電流による遅れの占める割合で、 $R = (T_{0e} - T_0) / T_{0e}$ で定義する。図より、過励磁をおこなうことで T_0 は大幅に短縮されるが、渦電流による遅れの占める割合はほぼ一定であり、渦電流の影響の低減には低導電磁性材の使用が有効であることがわかる。

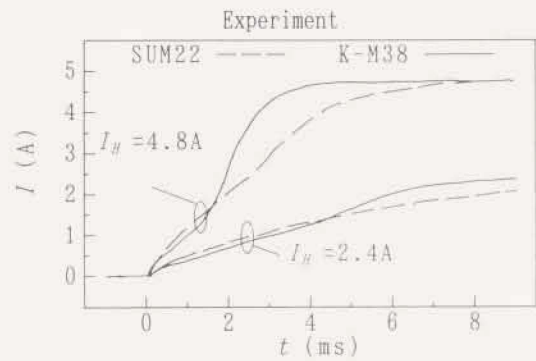


图3-39 励磁电流波形 (实测值)

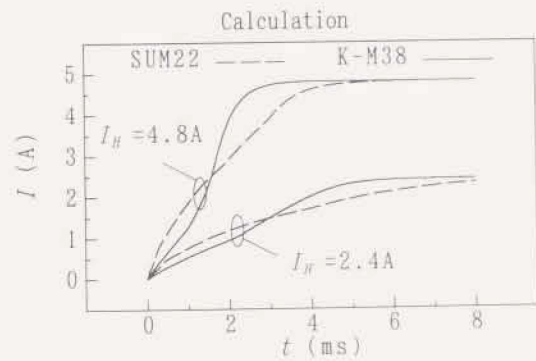


图3-40 励磁电流波形 (FEM解析)

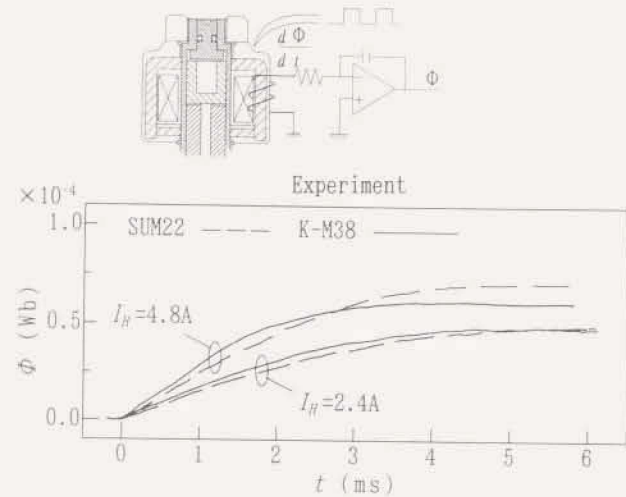


图3-41 过渡磁束响应 (实测值)

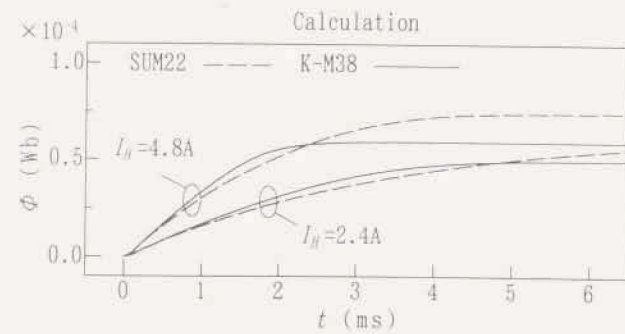


图3-42 过渡磁束响应 (FEM解析)

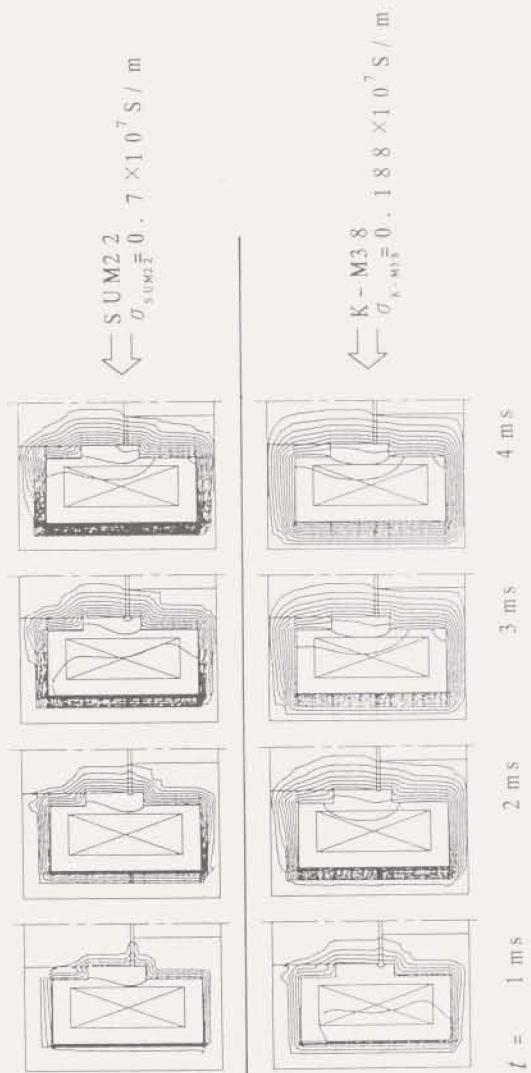


図3-43 磁束線図（等磁気ポテンシャル線図，0.1μWebステップ）

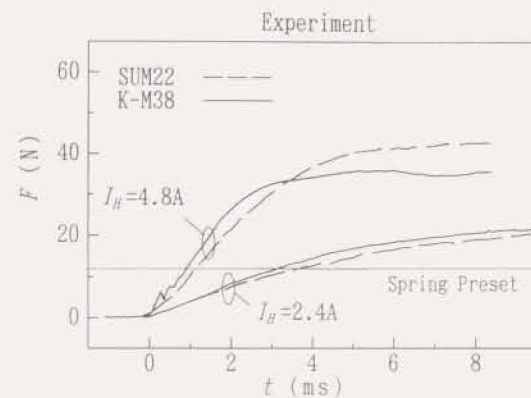


図3-44 過渡吸引力応答（実測値）

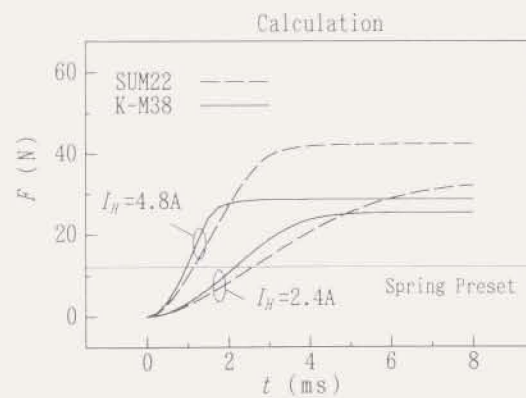


図3-45 過渡吸引力応答（FEM解析）

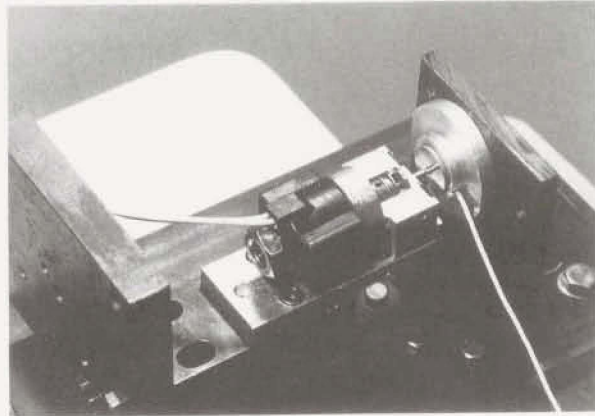


図3-46 吸引力測定装置

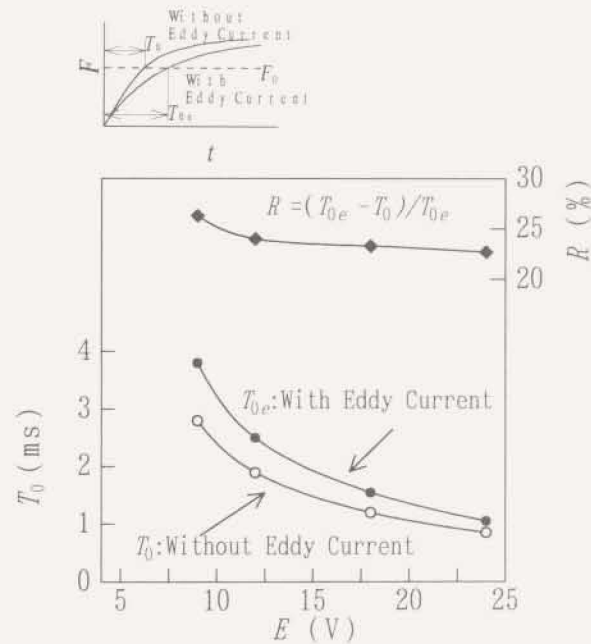


図3-47 吸引力の応答に占める渦電流の影響

3-4-4 低導電率磁性材の評価

3電源方式高速駆動回路では、過励磁と消磁の過程において、短時間ではあるが高電圧を用いるため、駆動回路の作動信頼性の向上（高電圧を扱うメインのスイッチングトランジスタの寿命など）や小電力化の観点から、過励磁、消磁電圧の低減、電圧印加時間の短縮が望まれる。図3-48から図3-50は、SUM22とK-M38について、過励磁電圧 $E_1=100V$ 、過励磁時間 T_1 をそれぞれ0.3ms, 0.4ms, 0.5msとした場合の吸引力の時間応答を計算したものである⁽¹⁾⁻⁽³⁾。なお、弁保持電流 I_0 は1Aとし、過励磁での最大電流は実際の駆動回路に合わせて4.2Aに制限している。 $T_1=0.3ms$ の場合、K-M38では吸引力の立ち上がりが速く、ばねの初期圧縮荷重 F_0 よりも大きい吸引力が得られている。一方、SUM22では渦電流による磁界の遅れのため、吸引力が F_0 に到達する前に過励磁が終了し、以後励磁電流は小さくなるので弁は作動しないことになる。 T_1 を大きくするとSUM22でも吸引力が F_0 を越えるので弁は作動するが、K-M38に比べて遅れることがわかる。図3-51、図3-52は電磁ステンレス鋼（K-M38）ソレノイドの弁切り換え特性を調べたものである（SUM22の図3-20から図3-23に対応）。 T_{off} については $E_1=100V$ 、 $T_1=0.4ms$ で、SUM22ソレノイドの $E_1=120\sim 140V$ 、 $T_1=0.5ms$ とほぼ同じ切り換え時間が得られる。 T_{off} では、ばね力、流体力による弁戻し力の影響が大きいため、大きな特性変化は見られないが、極小点以降の T_{off} の遅れが顕著であり、磁界が急速に切り換わることをわかる。このように、実験においても、電磁ステンレス鋼を用いることにより、低い電圧と短い印加時間で弁の高速切り換えがおこなえ、電子回路の負担軽減がはかれることが確認できる。

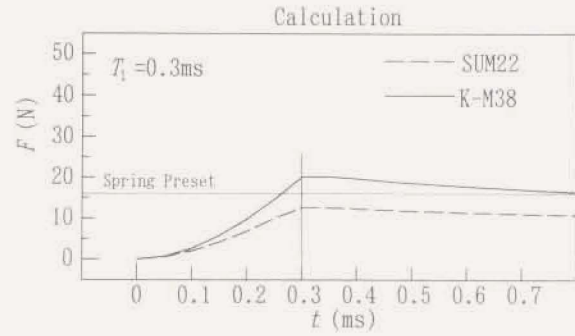


図3-48 3電源方式高速駆動の過渡吸引力応答 (FEM解析, $T_1 = 0.3\text{ms}$)

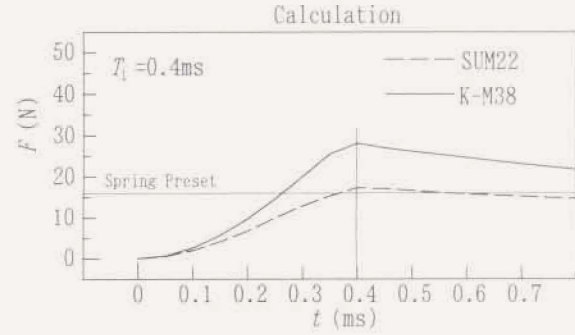


図3-49 3電源方式高速駆動の過渡吸引力応答 (FEM解析, $T_1 = 0.4\text{ms}$)

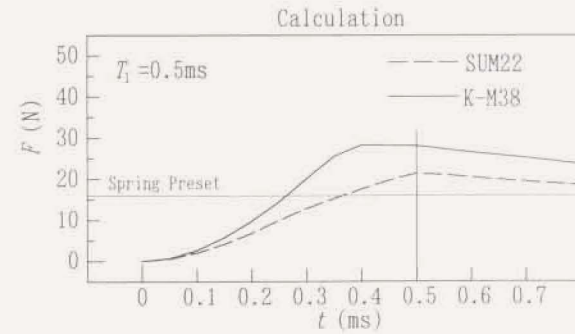


図3-50 3電源方式高速駆動の過渡吸引力応答 (FEM解析, $T_1 = 0.5\text{ms}$)

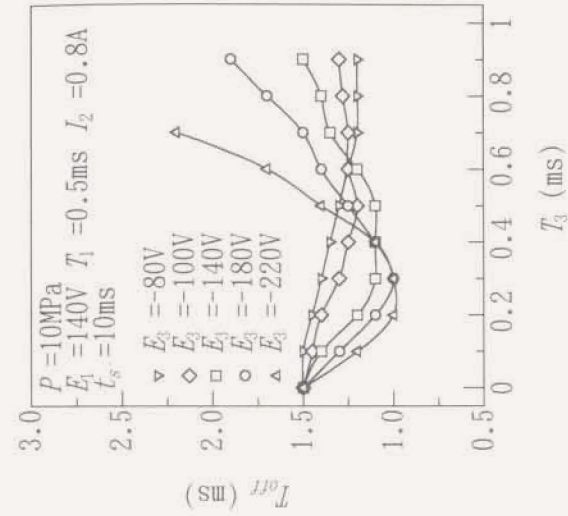


図3-52 電磁ステレンレス鋼ソレノイドの
弁切り換え特性 (弁閉時間, $P = 10\text{MPa}$)

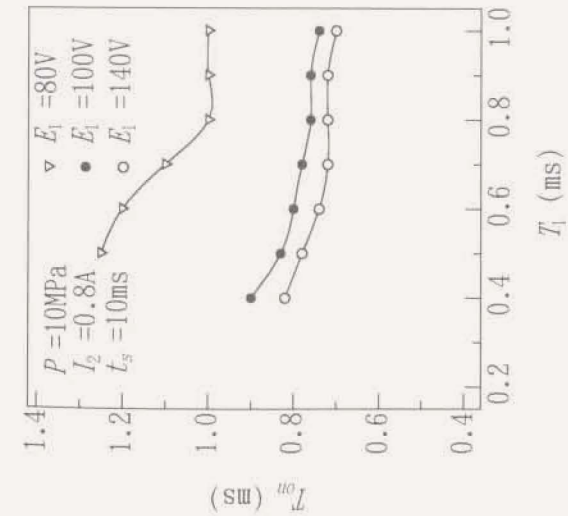


図3-51 電磁ステレンレス鋼ソレノイドの
弁切り換え特性 (弁閉時間, $P = 10\text{MPa}$)

3・5 超磁歪素子を用いた電磁弁の高速駆動⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾

3-5-1 超磁歪高速電磁弁の開発の背景

油圧システムにおいて電子-油圧インターフェイスの役割を担う高速電磁弁の駆動は、電磁力によるコイル内可動鉄心(プランジヤ)の直線運動によってなされる。駆動電子回路や磁性材の改良によりその応答性は向上しているが、さらに高応答な作動の要求は強い。これに替わる電子-機械変換デバイスとして、圧電素子(PZT)、電歪素子(PMN)や超磁歪素子(Terfenol-Dなど)を用いた高速直動アクチュエータが開発され⁽¹⁾⁻⁽³⁾、油圧制御弁の駆動に応用されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。特に、超磁歪素子は磁界中において高応答(応答性数kHz)で歪む(伸びる)という性質から、従来の電磁弁と同様に、コイルによる低インピーダンス駆動に適し、また圧電素子に比べて大きな歪率と出力が得られるので、電磁弁駆動用アクチュエータとしての応用が期待されている。超磁歪素子の油圧制御弁への適用例として、近作、弁ストローク50 μm の直動形サーボ弁⁽¹⁾、レバー式変位拡大機構を用いたスプール弁(Maryland社)、サーボ弁用超磁歪アクチュエータ(スウェーデン王立工科大)、超磁歪式燃料噴射弁⁽²⁾が報告されているが、実用例はまだ少ない。超磁歪素子は現状では高価で、得られる変位もプランジヤ形ソレノイドに比べて小さいなどの問題点を抱えているが、油圧制御弁への適用を検討することは今後の電磁弁の高応答化手段としても重要である。開発した電磁弁は、超磁歪素子を用いたストローク0.4mmのON/OFFアクチュエータで駆動する3ポート形高速電磁弁であり、パルス幅変調(PWM)方式による圧力制御に応用するとともに、有限要素法によるソレノイド励磁方式の検討をおこなったのでその結果を示す。

3-5-2 超磁歪高速電磁弁の構造

磁歪は磁性体を磁化したときに、その寸法が変化する現象である。磁歪は古くから知られていたが、超音波発信子などに応用されるようになったのは1940年代からである。当時、材料としてニッケル(Ni)やコバルト(Co)の単体を用いられていたが、磁歪定数(飽和状態における歪量)が 40×10^{-6} 程度と小さいものであった。

1960年代になってテルビウム(Tb)やジスプロシウム(Dy)などと鉄との三元合金が 1.0×10^{-3} を超える巨大な磁歪定数をもつことが見いだされ、1974年にはターフェノールD(Terfenol-D)組成($\text{Tb}_{0.25}\text{Dy}_{0.75}\text{Fe}_{2.0}$)と呼ばれる超磁歪素子が開発された。表3-5に超磁歪素子とその他の材料(PZT, Ni)との諸物性の比較を示す⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

Terfenol-Dの最大寸法(ロッド径、長さ)は、市販のPZTの5~10倍に当たり、ま

た、PZTの出力は35MPa程度といわれているのに対し、Terfenol-Dの出力は700MPaに及ぶことから、Terfenol-DはPZTに比べて大変位、大出力素子であるといえる⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

表3-5 超磁歪素子と他材料との特性値の比較⁽¹⁾⁻⁽³⁾

Property	$\text{Tb}_{0.25}\text{Dy}_{0.75}\text{Fe}_{2.0}$	PZT	Ni
Mechanical			
Density (kg/m^3)	9.25×10^3	7.7×10^3	8.97×10^3
Yang's Modulus (GPa)	25~35	73	320
Tensile Strength(MPa)	28	76	300
Compressive Strength (MPa)	700		
Thermal			
Thermal Expansion($1/^\circ\text{C}$)	12×10^{-6}	10×10^{-6}	13.3×10^{-6}
Electrical			
Resistivity ($\mu\Omega\text{m}$)	60		700
Magnetic			
Magnetization (T)	1.0		0.485
Curie Temperature ($^\circ\text{C}$)	387	300	354
Magnetostriction			
Magnetostriction (ppm)	1500~2500	100	-40
Energy Density (J/m^3)	14000~25000	1300	
Magnetomechanical			
Coupling Factor	0.7~0.75	0.65	0.3
Sound Speed (m/s)	1720		4900

超磁歪材料の磁場-歪特性を図3-53に示す。図において磁界の強さ H はコイルの電流に、歪率 λ は弁ストロークに対応する。超磁歪材料に予め $\sigma_{pre} = 7 \sim 14 \text{ MPa}$ の圧縮応力を加えておくとより大きな歪率が得られる⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

超磁歪素子の磁場-歪特性は非線形でヒステリシスを有するため、サーボ弁などのスプールの位置制御に適用するためには、弁ストロークを位置センサで検出する閉ループ制御とバイアス磁界（正負の歪を得るためのオフセット）の印加が必要となる。本研究では、位置センサの搭載を避けて簡素化をはかるため、駆動は簡単なON/OFF的作動とし、PWM方式により平均的な流体出力を制御するものとする。

図3-54に超磁歪高速電磁弁の構造を示す。ON/OFFアクチュエータ部は、①超磁歪素子（ $\phi 10 \text{ mm} \times 78 \text{ mm}$ ）（ $\text{Tb}_{0.8}\text{Dy}_{0.2}\text{Fe}_{1.8}$ ）と②コイル（1380 TURN, 6.5Ω ）、③ヨーク（SUM22）からなる。図3-53の歪特性をもとに歪率 $\lambda = 0.5 \times 10^{-4}$ を設計点（磁界の強さ $H = 40 \text{ kA/m}$ 、励磁電流 $I = 2 \text{ A}$ ）とすると、変位量は $30 \mu\text{m}$ 程度で実用には小さいため、パスカルの原理を用いて変位を増幅する。表3-6に超磁歪アクチュエータの設計諸元を示す。本機では④大ピストン（ $\phi 30 \text{ mm}$ ）、⑤小ピストン（ $\phi 6 \text{ mm}$ ）により増幅率 $G = 25$ となり、理論変位量は 0.8 mm となる。封入流体はVG32相当作動油で、この封入圧力 p_0 と小ピストン押さえばねの初期圧縮荷重 F_0 の設定により、超磁歪素子に適当な予圧縮応力 σ_{pre} を作用する。また、漏れによる封入流体の流出に対しては、外部よりチェック弁を介して補給する（通常はシールが有効に機能しており、漏れは非常に少ない）。⑥弁部は市販の3ポート形高速電磁弁の弁部（ボベット $\phi 6 \text{ mm}$ 、ストローク 0.25 mm ）を流用している。図3-55に超磁歪素子、図3-56に超磁歪高速電磁弁の写真を示す。

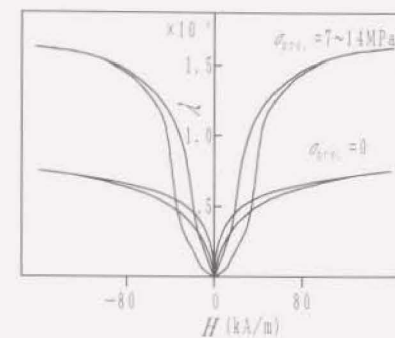


図3-53 磁場-歪特性（ $\text{Tb}_{0.8}\text{Dy}_{0.2}\text{Fe}_{1.8}$ ）

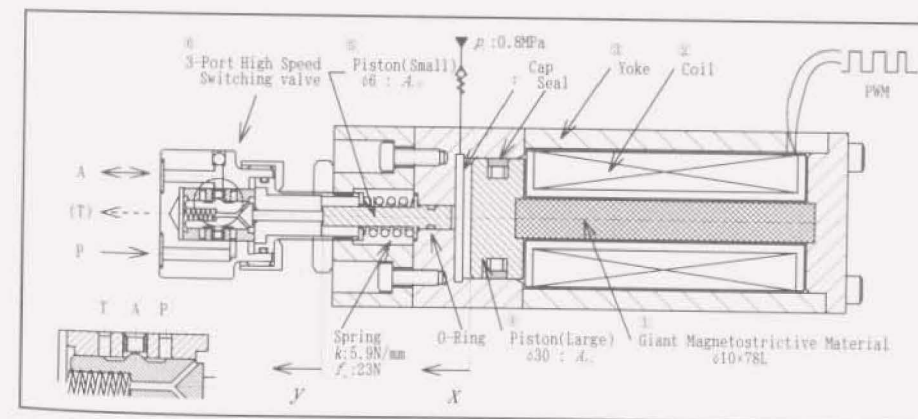


図3-54 超磁歪高速電磁弁

表3-6 超磁歪アクチュエータの設計諸元

Magnetostrictive Stretch (Large Piston Stroke)	x	: 0.035 mm
Magnetostriction	λ	: 0.5×10^{-3}
Small Piston Stroke	y	: 0.4 mm
Output Force	F	: 40 N (at 0.25 mm)
Multiplication Ratio	G	: 25
Natural Frequency	ω_n	: 800 Hz
Magnetic Field	H	: 40 kA/m (at 1380 Turn, 2 A)
Current	I	: 1.5~2 A

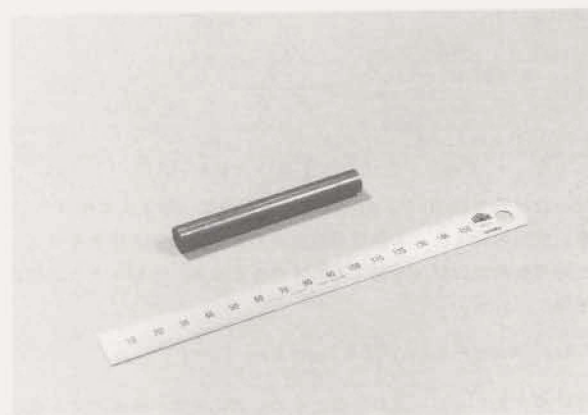


図3-55 超磁歪素子 (Tb_{0.4}Dy_{0.6}Fe_{1.4}, ϕ 10mm×73mm)

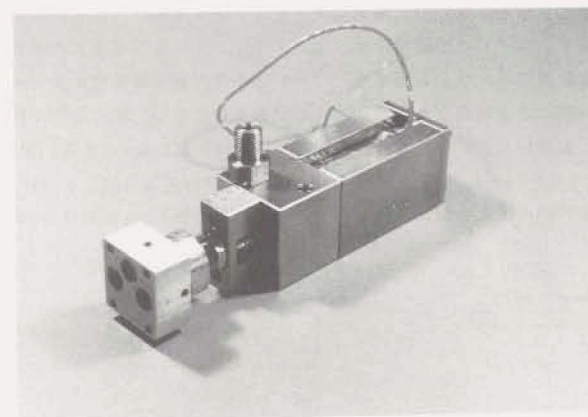


図3-56 超磁歪高速電磁弁

変位増幅機構の伝達関数は(3-9)式で与えられる。

$$Y(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \cdot \frac{G}{1 + \frac{V k}{A_{ps}^2 \beta_s}} \cdot X(s) \quad (3-9)$$

$$\text{ただし、} \omega_n = \sqrt{\frac{V k + A_{ps}^2 \beta_s}{V m}} \quad \zeta = \frac{b}{2} \sqrt{\frac{V}{m(V k + A_{ps}^2 \beta_s)}} \quad G = \frac{A_{ps}}{A_{ps}}$$

固有振動数の設計値は800Hzとした。実際の増幅率は、押さえばね反力、レール部の変形、摩擦、空気の混入による体積弾性係数の低下により、小さくなる。特に、空気の混入は固有振動数の低下を招くため注意を要する。小ピストンの理論推力は(3-10)式で与えられる。

$$F = A_{ps} \left[(A_{ps} X - A_{rs} y) \frac{\beta_s}{V} + p_0 \right] - k y - f_0 - f_l \quad (3-10)$$

図3-57は超磁歪アクチュエータの変位と推力の関係調べたもので、変位が大きくなるにしたがって推力は減少する。供試電磁弁に用いられていたプランジャ形ソレノイドより常に大きな推力を得るためには、弁の最大ストローク時(0.25mm)においてこれを上回る推力が必要である。しかしながら、実測した設計値 $I = 2A$ における超磁歪アクチュエータの出力は、理論値の約1/2であり、最大ストローク時のプランジャ形ソレノイドより大きな推力は得られていない。この原因として、小ピストンリングの摩擦、体積弾性係数の低下や要求される超磁歪素子の歪が得られていないことなどが考えられる。図3-58に超磁歪アクチュエータ(弁が付いていない状態)の動特性を示す。コイルの励磁電圧は、インダクタンスによる電流の応答遅れと、ヨークおよび超磁歪素子に生じる渦電流(***による高周波領域特性の劣化を補償するため、図3-59に示す電流立ち上がり時に過励磁をおこない、後に定常電圧を印加する電圧波形を用いた。0.25mmの変位に対して応答時間は0.6msである。図3-60は、各変調率 τ ($\tau = t_{on}/t_{off}$, t_{on} :パルスON時間, t_{off} :PWM変調周期)における超磁歪高速電磁弁の弁切り換えを測定したもので、搬送波周波数300HzにおけるPWM制御が可能である。

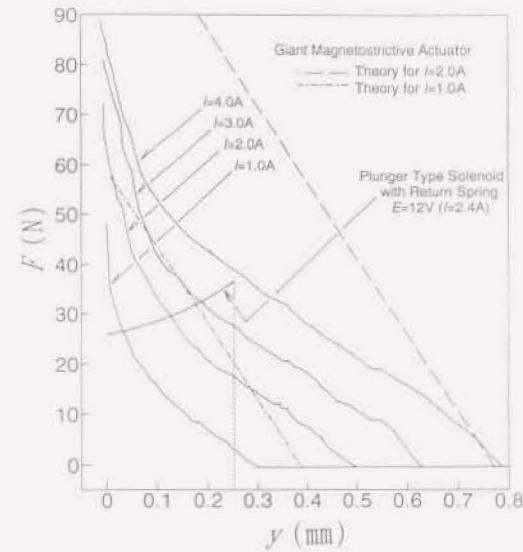


図3-57 超磁歪アクチュエータの変位-推力特性

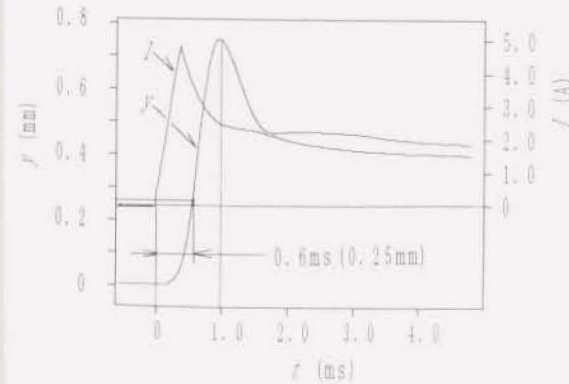


図3-58 超磁歪アクチュエータの動特性
(図3-59の励磁電圧で駆動)

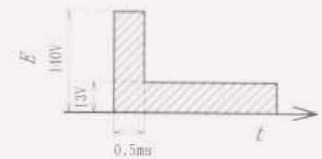


図3-59 励磁電圧波形

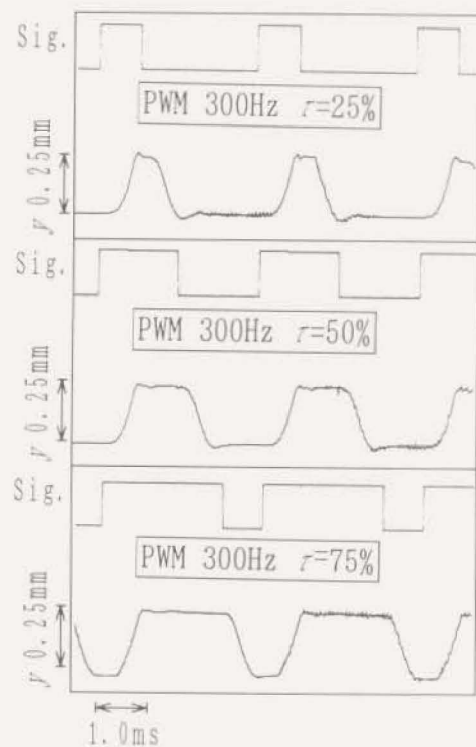


図3-60 超磁歪高速電磁弁の弁切り換え特性

3-5-3 超磁歪高速電磁弁による高速流体パルス制御

弁の試験油圧回路を図3-61に示す。3ポート弁の供給(P)ポートは $p_s=7\text{MPa}$ 一定に設定されており、排出(T)ポートはタンクに、出力(A)ポートは可変絞リ（負荷）と流量計に接続されている。Aポートと負荷絞リ間の容積は $V_d=52\text{cm}^3$ である。PWM制御3方向形高速電磁弁の理論流量特性は(3-11)式で与えられる。

$$\overline{Q}_L^* = \tau \sqrt{1 - p_L^*} - (1 - \tau) \sqrt{p_L^*} \quad (3-11)$$

ただし、 $p_L^* = p_L / p_s$ 、 $Q_L^* = \overline{Q}_L / Q_s$

この流量特性は、 τ を弁開度に置き換えたアンダラップ形3ポートスプール弁の特性と等価なものとなる。図3-62に各変調率に対する $p_L - \overline{Q}_L$ 特性の測定結果を示す。実際の流量特性は、弁を制御する変調率が弁切換え時間を含むため、設定より小さい変調率の特性となる。

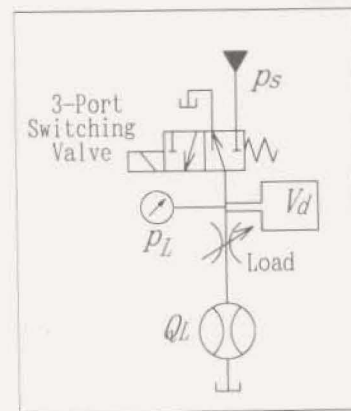


図3-61 超磁歪高速電磁弁 試験油圧回路

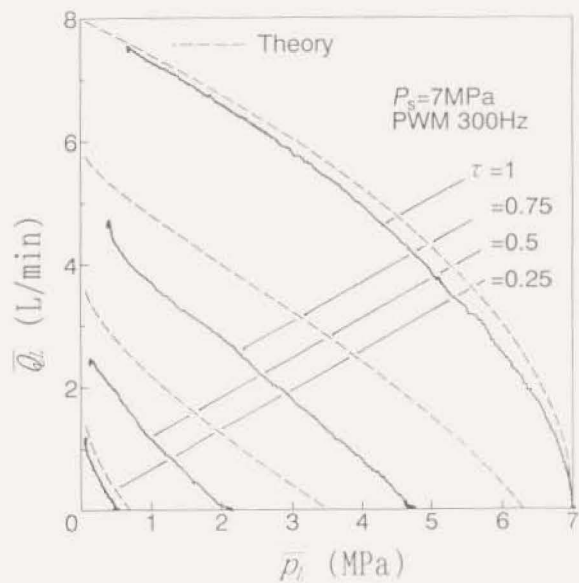


図3-62 負荷圧力-流量特性 (PWM: 300Hz)

PWM制御3ポート形高速電磁弁の $\overline{Q}_L = 0$ における理論圧力制御特性は(3-12)式で与えられる。

$$\overline{p}_L = \frac{\tau^2}{\tau^2 + (1-\tau)^2} \quad (3-12)$$

図3-63にPWM制御圧力制御特性の測定結果を示す。 τ を変えることにより、 \overline{p}_L を0から P_s 間で連続的に制御できる。

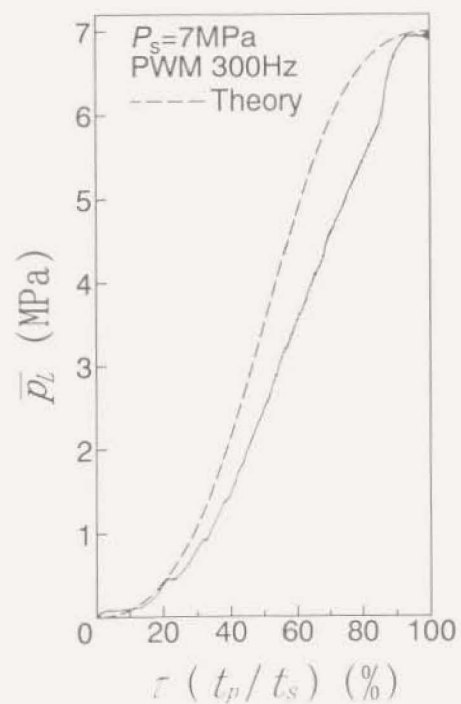


図3-63 PWM圧力制御特性 ($Q_L = 0$)

PWM制御高速電磁弁は、流体パルス列を形成するため、出力圧力は脈動する。圧力脈動振幅が最も大きい変調率 $\tau = 50\%$ における脈動率は、弁の運動を正弦波で近似すれば、概ね(3-13)式となり、図3-64の線図¹³⁻²⁰⁾で表される。

$$|p_a^*| = \frac{1}{\sqrt{1+8\pi^2\tau^2}} \quad (3-13)$$

ここで、 p_a^* ($p_a^* = p_a / p_s$) は無次元脈動圧力、 p_s は圧力脈動振幅、 $\tau = \frac{V_a D_s}{l_s Q_s \beta_s}$ である。図3-65は $\tau = 50\%$ における負荷容積の圧力波形を測定したもので、圧力脈動の低減には l_s を短く(PWM搬送波周波数を高く)することが有効である。

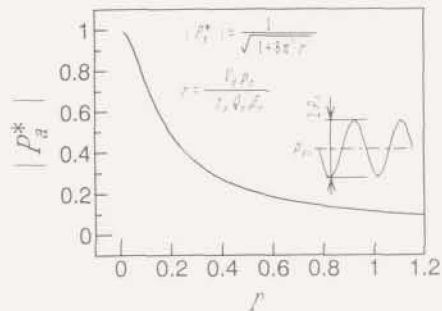


図3-64 理論圧力脈動振幅¹³⁻²⁰⁾

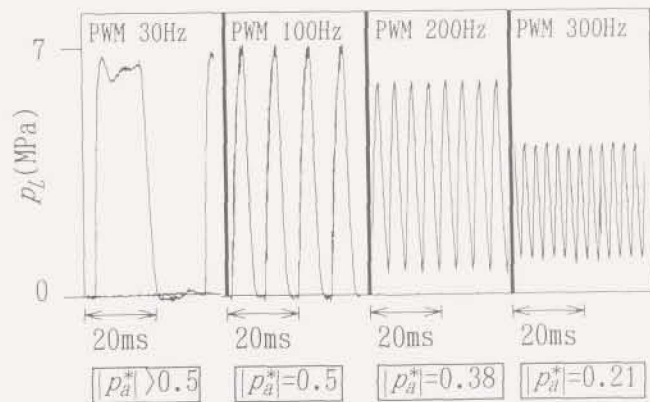
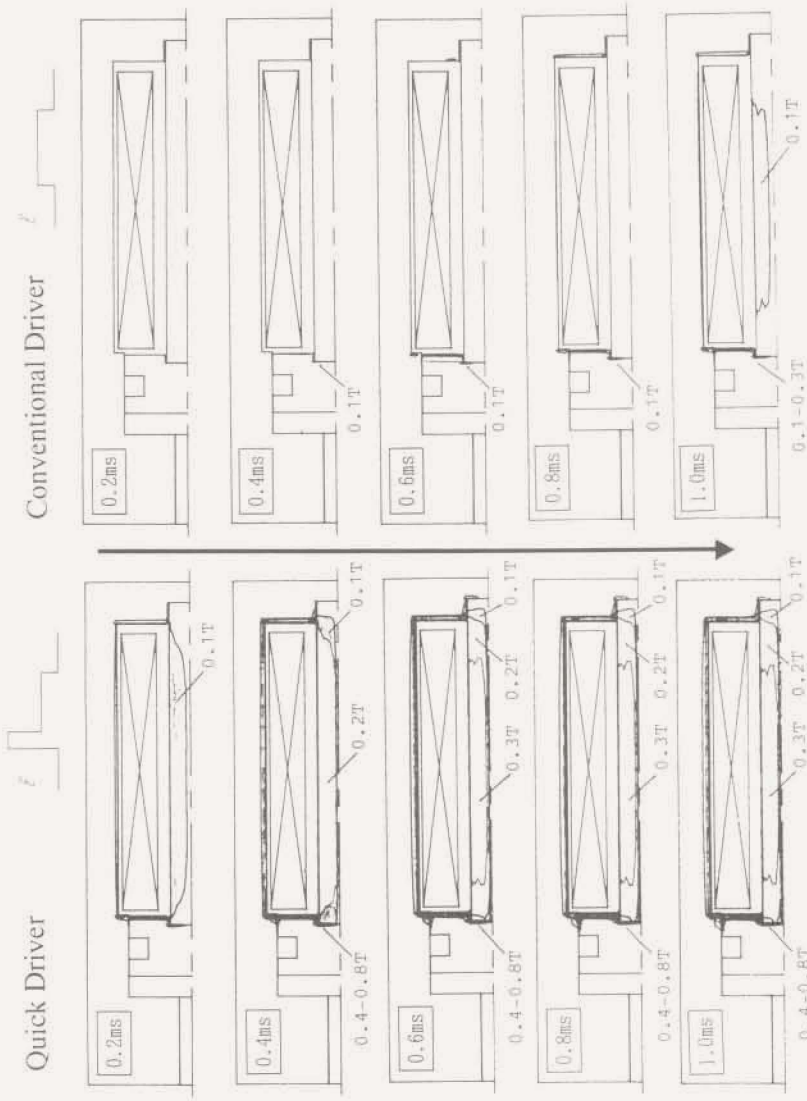


図3-65 負荷容積における圧力脈動振幅(実測値)

3-5-4 非定常磁場FEM解析による励磁方法の検討

弁を高応答で作動するためには、超磁歪素子をPWM信号に応じて速やかに磁化する必要がある。励磁電圧パルス印加後の過渡的な磁化の様子を把握するため、FEMによる非定常磁場解析をおこなった。解析モデルは軸対称三次元とし、磁気特性の非線形性、渦電流の影響を考慮した。図3-66は電圧パルス印加後1.0msまでの磁束密度分布を0.2ms毎に示したものである。図3-66(a)は図3-59に示した電圧波形に対する解析結果であり、図3-66(b)に示す過励磁をおこなわない場合に比べて、超磁歪素子が高応答で磁化していることがわかる。



(a) 過励磁、140V-0.5ms

(b) 過励磁なし、ステップ電圧 13V

図3-66 過励磁磁場密度分布 (FEM解析)

3・6 まとめ

本章では、高速電磁弁の応答性を向上する手段として、高速化に有効な電子駆動回路と磁性材料の選定について論じた。

磁束の立ち上げを速める過励磁回路と残留磁気を強制的に打ち消す消磁回路を組み合わせた3電源方式高速駆動回路により、従来、10MPaの圧力下において7L/minの流量を7.9msの作動遅れ時間で切り換えていた弁を、0.8ms以下の切り換え時間で作動するものに高速化した。また、高速電磁弁の非定常磁場解析結果と実測値を比較し、過渡状態における渦電流の影響を明らかにした。そして、磁性材料を従来用いていた快削鋼 (SUM22) の約1/4の導電率の電磁ステンレス鋼 (K-M38) とすることにより、渦電流による影響が低減されて吸引力の立ち上がり特性が改善されることを示した (図3-44、図3-45)。3電源方式高速駆動回路においても、渦電流の影響が少ない電磁ステンレス鋼 (K-M38) を用いることでSUM22より有利な駆動パラメータを設定でき、駆動回路の作動信頼性の向上、小電力化がはかれることを示した (図3-48から図3-52)。

さらに、より高応答な電磁弁として、超磁歪素子で駆動される3キート形高速電磁弁 (ストローク0.25mm) を開発し、PWM方式の圧力制御に応用した。その仕様は、7MPaの圧力下における最大流量8L/min、PWM搬送波周波数300Hzであり、変調率に応じて出力圧力を0から7MPaの間で連続的に制御できる弁が得られた。

第4章

位置フィードバック形シート弁による
高速大流量比例流体制御

第4章で用いる記号

- A : モーメント式流量計の傾斜ポート面積 ($A = \frac{\pi}{4} d \cdot n$)
- A_x : コントロール室側の比例シート弁主弁面の x 方向投影面積 ($A_x = \frac{\pi}{4} D_x^2$)
- A_p : パイロット弁開口面積
- A_y : 圧力 P_y が作用する比例シート弁主弁面の x 方向投影面積 ($A_y = \frac{\pi}{4} D_y^2$)
- A_z : 圧力 P_z が作用する比例シート弁主弁面の x 方向投影面積
($A_z = \frac{\pi}{4} (D_x^2 + D_z^2)$)
- b : 流量計可動子の粘性抵抗係数
- B_v : 比例シート弁の主弁粘性抵抗係数
- B_m : 油圧モータ内粘性抵抗係数
- C_{21} : モーメント式流量計の傾斜ポートの流量係数
- C_{22} : 流量係数 (比例シート弁フィードバック流路)
- C_{23} : 流量係数 (比例シート弁パイロット弁)
- C_{24} : 流量係数 (比例シート弁主弁)
- D_m : 油圧モータの押しのけ容積
- D_s : 比例シート弁シート部直径
- D_v : 比例シート弁主弁直径
- d : モーメント式流量計傾斜ポート直径
- d_1 : 流量計可動子前後の圧力室を結ぶ流路の直径
- d_2 : 流量計可動子直径
- e : モーメント式流量計の差動トランス出力電圧
- F : 流量計可動子に作用する軸力
- f_x : 流体力 (x 方向成分) (モーメント式流量計)
- I_m : 油圧モータ慣性モーメント
- k_{11}, k_{12} : モーメント式流量計可動子支持ばねのばね定数
- k_f : 比例シート弁主弁に作用する定常流体力を表わす係数
- L : モーメント式流量計ポート間距離
- l : 流量計傾斜ポート長さ
- l_1 : 流量計可動子前後の圧力室を結ぶ流路の長さ
- l_2 : 流量計可動子しゅう動部長さ
- m : 流量計可動子質量

- m_f : 流量計可動子内流体質量
- m_v : 比例シート弁主弁質量
- P_c : 比例シート弁のコントロール室圧力
- P_d : 慣性負荷 (油圧モータ) 制御油圧回路の背圧
- P_L : 負荷圧力
- P_r : 比例シート弁主弁制御圧力
- P_s : 供給圧力
- P_t : タンク圧力 (大気圧)
- Q_1 : 比例シート弁フィードバック流路流量
- Q_p : 比例シート弁のパイロット弁流量
- Q : 流量
- Q_L : 負荷流量
- Q_r : 比例シート弁主弁制御流量
- Q_{ref} : 流量制御システムの目標流量
- Q_s : 供給流量
- Q_v : 比例シート弁総流量
- S_i : モーメント式流量計に適用した検査面の面積要素 (i)
- s : ラプラス演算子
- T : 油温
- t_p : PWM制御パルス時間幅
- T_s : PWM制御パルスサンプリング周期
- U : 比例シート弁のパイロット弁制御入力信号
- V_c : 比例シート弁コントロール室容積
- V_L : 比例シート弁-慣性負荷系の管路容積
- W_1 : 比例シート弁フィードバック流路の幅
- W_v : 比例シート弁主弁シート周長 ($W_v = \pi D_s$)
- x : 比例シート弁主弁の変位
- x_L : フィードバック流路アンダラップ量
- x_v : 流量計可動子変位
- β_o : 作動油の体積弾性係数
- κ : 主弁の面積比 ($\kappa = \frac{A_y}{A_x}$)
- ϕ : 主弁シート部における作動油の流出角
- δ : 流量計の可動子-スリーブ間半径すき間
- θ : 流量計のポート傾斜角度
- ρ : 作動油の密度

η : 作動油動粘度

τ : PWM制御信号の変調率 ($\tau = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}}$)

σ : モーメント式流量計に適用した検査面の面積要素 (f) の面積

ω : 油圧モータ角速度

ω_n : 可動子の固有角周波数

添字 0 : 初期値

Δ : 微小変化量を表わす

$\bar{\cdot}$: ラプラス変換した値を表わす

4・1 まえがき

産業用油圧システムにおいて、シート形油圧制御弁の一つであるロジック弁は、低リーク化、大流量制御弁の小形化、低圧力損失化、高速化、低コスト化、多機能化の面で威力を発揮している。しかし、その作動は通常オンオフ的な2位置動作であるため、流量を広い範囲にわたって連続的かつ高速に制御できるシート形油圧制御弁の開発が待たれている。

1984年、Linköping Institute of Technology のAndersson¹⁴⁻¹¹⁾が考案した“Valvistor”と名付けられた比例シート弁は、主弁の一部に制御ポートに通じる直列絞りを設けただけの簡単な構造であるが、パイロット流量を連続的に制御することにより、微小流量から大流量までの広範囲にわたってパイロット流量に比例した主弁流量を制御できる弁として注目されている。しかし、この比例シート弁は、剛性が高いゆえに十分な減衰が得られず、弁開度の小さなところでは、わずかな慣性負荷（例えば油圧モータ）に対しても、発振しやすい問題がある。

本章では、まず、比例シート弁の安定性を論じ、発振問題を解決するためにバランススプール（負荷圧力変動の影響を軽減するスプール）を取り付けた負荷圧力補償形比例シート弁を開発し、その特性を示す。次に、パイロット弁にPWM制御高速電磁弁を用い、比例シート弁の電子油圧化をはかる。さらに、比例シート弁と新たに開発したモーメント式流量計を組み合わせ、負荷圧力に依存しない負荷無反応形流量制御系を構築したので、その成果について言及する。

4・2 比例シート弁の開発

4-2-1 比例シート弁の構造

比例シート弁は、シート形の主弁とそれを制御するパイロット弁で構成される。まず、本研究に用いる比例シート弁の原形となるAndersson¹⁴⁾が考案した“Valvistor”について説明する。図4-1にValvistorの構造図を示す。主弁はランド部の一部に直列絞り（フィードバック流路、幅 W_c ）を有し、この流路はコントロール室と x_c のアンダーラップがある。パイロット弁を操作することにより、以下のよう主弁変位の制御がおこなえる。

パイロット弁が閉じた状態（ $A_p=0$ ）では、供給圧力 P_s とコントロール室圧力 P_c とはフィードバック流路を介して等しく（ $P_c=P_s$ ）、受圧面積の関係（ $A_c < A_s$ ）から主弁は弁座（SEAT）に押し付けられ閉じている（ $x=0$, $Q_r=0$ ）。パイロット弁が開くにつれて（ $A_p > 0$ ）コントロール室圧力 P_c が低下し、主弁に作用する力が釣り合い（ $P_c A_c + P_s A_s = P_v A_v$ ）、主弁が開き始める。

パイロット流量 Q_p とフィードバック流路流量 Q_c が等しくなる主弁位置で主弁に作用する力が釣り合うので、パイロット弁開度に応じて（ $Q_p=Q_c$ ）となる位置に主弁は位置制御される。すなわち、小流量のパイロット流量 Q_p を制御することにより、それに比例した大流量の主弁流量 Q_v を得ることができ、一種の流量増幅器として機能する。

Anderssonが紹介した比例シート弁の使用法（図4-1）は、主弁、およびパイロット流量 Q_p が負荷圧力 P_r の影響を受けるため、主弁開度の小さいところでは、わずかな慣性負荷に対しても発振しやすい。図4-2は比例シート弁に油圧モータを接続した場合の発振現象の一例であり、微小流量域（モータの低回転数域）における発振現象がみられる。本研究では、この比例シート弁を「従来形比例シート弁」と呼ぶ。また、従来形比例シート弁の欠点であった負荷圧力の影響を軽減するため、パイロット弁のドレン回路を大気圧に開放し、パイロット流量 Q_p が負荷圧力 P_r の影響を受けない構造にするとともに、バランススプールを取り付け、主弁も負荷圧力 P_r の影響を受けない構造にした図4-3に示す比例シート弁を考え、これを「負荷圧力補償形比例シート弁」と呼ぶことにする。図4-4と図4-5に負荷圧力補償形比例シート弁の主弁の写真を示す。

以後、本研究では図4-1の従来形比例シート弁、および図4-3の負荷圧力補償形比例シート弁について取り扱うものとする。

表4-1に本研究に用いる比例シート弁寸法諸元を示す。

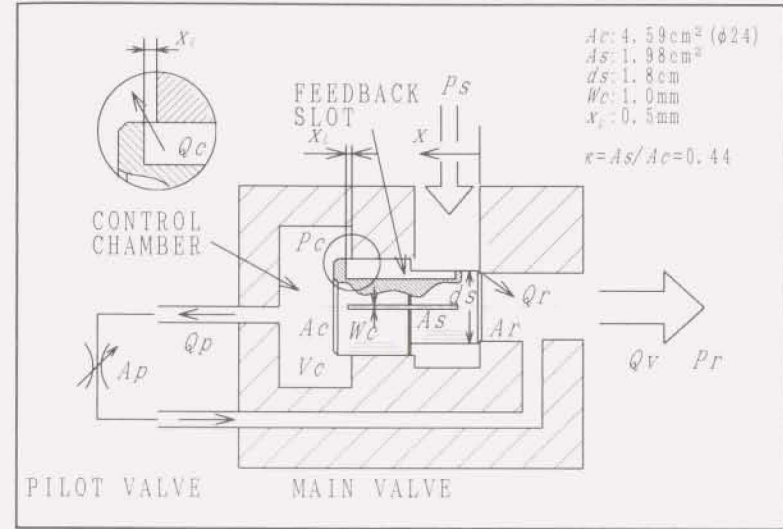


図4-1 比例シート弁（従来形比例シート弁）

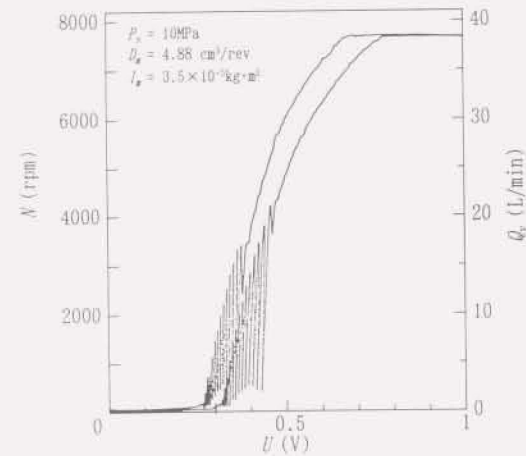


図4-2 従来形比例シート弁の静特性
（油圧モータ $I_m = 3.5 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,
 $D_m = 4.88 \text{ cm}^3/\text{rev}$ を接続した場合の発振例）

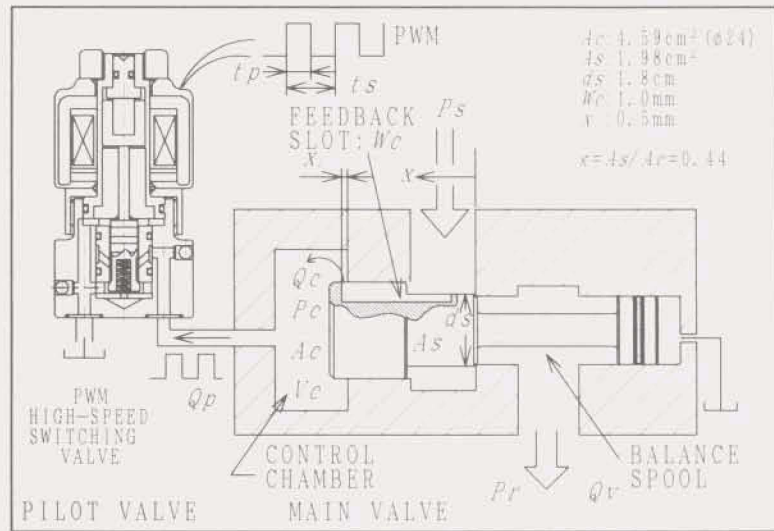


図4-3 負荷圧力補償形比例シート弁 (バランススプール付き)

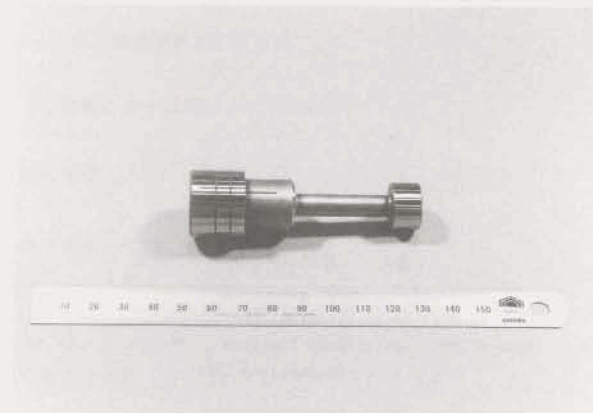


図4-4 負荷圧力補償形比例シート弁の主弁



図4-5 負荷圧力補償形比例シート弁

表4-1 比例シート弁の寸法諸元

Mass of Main Valve (Original type)	m_s	:	0.13 kg
Mass of Main Valve (Load Pressure Compensated Type)	m_s	:	0.15 kg
Diameter of Main valve	D_s	:	24 mm
Diameter of seat of Main valve	D_s	:	18 mm
Width of Feedback Slot	W_s	:	1.5 mm
Underlap of Feedback Slot	x_s	:	0.5 mm
Volume of Control Chamber	V_c	:	12.4 cm ³
Area of Pressure Supply Side	A_s	:	1.98 cm ²
Area of Control Chamber Side	A_c	:	4.52 cm ²
Area of Load Pressure side	A_L	:	2.54 cm ²
Area Ratio	κ	:	0.44

4-2-2 比例シート弁の理論特性と特性試験

比例シート弁の特性を表す基礎式を以下に導く。

[比例シート弁の基礎式]

a) パイロット弁流量 Q_p

従来形比例シート弁 (バランススプールなし)

$$Q_p = C_{dv} A_p \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (4-1)$$

負荷圧力補償形比例シート弁 (バランススプール付き)

$$Q_p = C_{dv} A_p \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (4-2)$$

b) フィードバック流路流量 Q_f

$$Q_f = C_{dv} W_s (x + x_s) \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (4-3)$$

c) 主弁流量 Q_v

$$Q_v = C_{dv} W_s x \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (4-4)$$

ただし、 $W_s = \pi D_s$

d) コントロール室に関する連続の式

$$Q_c + A_c \dot{x} - Q_f = \frac{V_c}{\beta_s} \dot{P}_c \quad (4-5)$$

e) 主弁運動方程式

従来形比例シート弁 (バランススプールなし)

$$m_s \ddot{x} + b_s \dot{x} + k_s x = P_s A_s + P_c A_c - P_L A_L \quad (4-6)$$

負荷圧力補償形シート弁 (バランススプール付き)

$$m_s \ddot{x} + b_s \dot{x} + k_s x = P_s A_s - P_c A_c \quad (4-7)$$

左辺第3項は主弁に作用する定常流体力を表わし、次式で与えられる。非定常流体力は無視する。

$$k_s x = \rho Q_p \cdot \frac{Q_p}{C_{dv} W_s x} = 2 C_{dv} W_s x (P_s - P_c) \quad (4-8)$$

(4-8)式より、 k_f を定常流体力係数として

$$k_f = 2C_{d1}W_0(P_1 - P_2) \quad (4-9)$$

f) 主弁の受圧面積関係

$$A_1 + A_2 = A_0 \quad (4-10)$$

[負荷および管路系の基礎式]

負荷に油圧モータを用いる場合の基礎式を示す。

a) 負荷および管路系の連続の式

$$Q_0 = D_m \omega + \frac{V_1}{\beta_0} \dot{P}_1 \quad (4-11)$$

ここで、 Q_0 は比例シート弁総流量であり、

$$\text{従来形比例シート弁では } Q_0 = Q_1 + Q_2 \quad (4-12)$$

$$\text{負荷圧力補償形比例シート弁では } Q_0 = Q_1 \quad (4-13)$$

b) 油圧モータの運動方程式

$$I_m \dot{\omega} + B_m \omega = D_m (P_{1A} - P_{1B}) \quad (4-14)$$

ただし、 P_{1A} 、 P_{1B} の添え字A、Bは油圧モータのポートを表す。

従来形比例シート弁と同種の弁に関して、Andersson^{[19][21]}、呉ら^{[14][21]}がそれぞれ静特性の理論式を示している。主弁に作用する流体力の影響は、主弁に作用する油圧力の3~7%であり、これらの報告では考慮していない。また、同種の弁に関して、大島^{[14][21]}は主弁に作用する流体力の影響を考慮した理論式を示している。本研究では定常流体力の影響を流体力と等価なばね定数 k_f で表わし、静特性の解析では簡単のため $k_f=0$ として扱う。

まず、従来形比例シート弁の理論静特性を導く。

(4-5)式より、定常状態では、次式が成り立つ。

$$Q_1 = Q_0 \quad (4-15)$$

主弁が閉じている状態($x=0$)では、

$$A_1 P_1 > A_2 P_2 + A_0 P_0 \quad (4-16)$$

が成り立つ。主弁は $A_1 P_1 - A_2 P_2 - A_0 P_0$ の力で弁座に押し付けられている。

(4-1)式、(4-3)式、(4-15)式および $x=0$ より、次の圧力関係式が成り立つ。

$$P_0 = \frac{1}{1 + \left(\frac{C_{d1} A_1}{C_{d2} W_0 x_L} \right)^2} (P_1 - P_2) + P_0 \quad (4-17)$$

P_0 の低下にともない(4-18)式が成り立つと、主弁を弁座に押し付ける力がなくなり、主弁は動き始める。

$$A_1 P_1 = A_2 P_2 + A_0 P_0 \quad (x=0) \quad (4-18)$$

受圧面積と圧力の関係は(4-10)式、(4-18)式より、

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_2} = \frac{A_2}{A_0} = \kappa \quad (4-19)$$

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_2} = \frac{A_1}{A_0} = \frac{1 - \kappa}{\kappa} \quad (4-20)$$

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_2} = \frac{A_1}{A_0} = \frac{1}{1 - \kappa} \quad (4-21)$$

(4-1)式、(4-3)式、(4-15)式より、パイロット弁開口面積は、

$$A_p = \frac{C_{d1} W_0 x_L}{C_{d2}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_0}} \quad (4-22)$$

(4-20)式、(4-22)式より、主弁が動き始めるパイロット弁の開口面積 $A_{p \text{ open}}$ は、

$$A_{p \text{ open}} = \frac{C_{d1} W_0 x_L}{C_{d2}} \sqrt{\frac{1 - \kappa}{\kappa}} \quad (4-23)$$

上式より、 $A_{p \text{ open}}$ は圧力に無関係で、主弁の受圧面積比、およびフィードバック管路の形状のみで決まることがわかる。

主弁が開いている状態($x>0$)では、主弁に作用する力は釣り合っているので(4-18)式が成り立つ。主弁変位 x は(4-1)式、(4-3)式および(4-20)式より、

$$x = \frac{C_{d1} A_1}{C_{d2} W_0} \sqrt{\frac{\kappa}{1 - \kappa}} - x_L \quad (4-24)$$

(4-24)式と(4-1)式、(4-4)式、(4-12)式をまとめると次式を得る。

$$Q = \left(\frac{C_{d1} W_0}{C_{d2} W_0} \sqrt{\frac{1}{1 - \kappa}} - \frac{C_{d1} W_0 x_L}{C_{d2} A_1} \sqrt{\frac{1}{\kappa}} + 1 \right) Q_0 \quad (4-25)$$

ここで、第2項の微小項を無視すると

$$Q = \left(\frac{C_{d1} W_0}{C_{d2} W_0} \sqrt{\frac{1}{1 - \kappa}} + 1 \right) Q_0 = G \cdot Q_0 \quad (4-26)$$

(4-26)式より、従来形比例シート弁はパイロット流量の G 倍の総流量が得られることがわかり、一種の流量増幅器と考えられる。増幅倍率 G は主弁形状で決まる。

次に、負荷圧力補償形比例シート弁の理論静特性を導く。負荷圧力補償形比例シート弁は、パイロット弁のドレン回路を大気圧に開放しており、また、主弁もバランススプーを付けることにより負荷圧力の影響を受けないので、従来形比例シート弁の特性式において、 $P_1 = P_2 = 0$ として扱えばよい。

(4-5)式より、定常状態では、(4-15)式 ($Q_1 = Q_2$) が成り立つ。

主弁が閉じている状態 ($x=0$) では、

$$A_1 P_1 > A_2 P_2 \quad (4-27)$$

が成り立つ。主弁は $A_1 P_1 - A_2 P_2$ の力で弁座に押し付けられている。(4-2)式、

(4-3)式、(4-15)式および $x=0$ より、次の圧力関係式が成り立つ。

$$P_2 = \frac{P_1}{1 + \left(\frac{C_{dr} A_p}{C_{dr} W_1 x_1} \right)^2} \quad (4-28)$$

P_2 の低下にともない(4-29)式が成り立つと、主弁を弁座に押し付ける力がなくなり、主弁は動き始める。

$$A_1 P_1 = A_2 P_2 \quad (x=0) \quad (4-29)$$

受圧面積と圧力の関係は(4-10)式、(4-29)より、

$$P_2 = \kappa P_1 \quad (4-30)$$

(4-2)式、(4-3)式、(4-15)式より、パイロット弁開口面積は、

$$A_p = \frac{C_{dr} W_1 x_1 \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1}}}{C_{dr}} \quad (4-31)$$

(4-30)式、(4-31)式より、主弁が動き始めるパイロット弁の開口面積 $A_{p_{open}}$ は、

$$A_{p_{open}} = \frac{C_{dr} W_1 x_1 \sqrt{\frac{1-\kappa}{\kappa}}}{C_{dr}} \quad (4-32)$$

上式より、負荷圧力補償形比例シート弁の場合も $A_{p_{open}}$ は圧力に無関係で、主弁の受圧面積比、およびフィードバック流路の形状のみで決まることがわかる。

主弁が開いている状態 ($x > 0$) では、主弁に作用する力は釣り合っているので(4-29)式が成り立つ。主弁変位 x は(4-2)式、(4-3)式および(4-15)式より、

$$x = \frac{C_{dr} A_p}{C_{dr} W_1} \sqrt{\frac{\kappa}{1-\kappa}} - x_1 \quad (4-33)$$

となり、パイロット弁開度に対する主弁変位は従来形比例シート弁と同じである。したがって、負荷圧力補償形比例シート弁は、パイロット弁開度と主弁開度の間には線形関係、主弁流量は負荷圧力の影響を受けるので、無負荷の場合のみ、パイロット流量と主弁流量の間に線形関係が成り立つ。総流量は主弁流量だけになるので、無負荷において、

$$Q_1 = \left(\frac{C_{dr} W_1}{C_{dr} W_2} \sqrt{\frac{1}{1-\kappa}} \right) Q_2 = G' \cdot Q_2 \quad (4-34)$$

となる。

従来形比例シート弁の無負荷における動特性に関しては、Anderssonが簡単な解析を紹介し⁽¹⁴⁾、また、同じ形式の弁について、異らは絞り弁を荷荷に見立てた系について、安定条件を示している⁽¹⁵⁾が、慣性負荷制御時の安定条件は言及されていない。そこで、従来形比例シート弁と負荷圧力補償形比例シート弁の両弁について、無負荷、および慣性負荷をメータイン回路で制御する場合の安定限界を明らかにする。

解析方法は、(4-1)式から(4-14)式の基礎式において、非線形部分を微小変動線形化法により線形化するとともに無次元化を行ない、ラプラス領域で伝達関数を導出しRouth-Hurwitzの判別法により安定限界を求める。以下、添え字“o”は初期値を、“”はラプラス領域における値を、“’”は無次元量を、sはラプラス演算子を表わす。なお、大気圧は $P_1 = 0$ として扱う。解析条件は供給圧力 P_1 一定である。従来形比例シート弁のパイロット流量は(4-1)式より、

$$\Delta Q_p = K_{1p} (\Delta \dot{P}_1 - \Delta \dot{P}_2) + K_{1a} \Delta A_p \quad (4-35)$$

ここで、

$$K_{1p} = \frac{C_{dr} A_{p0}}{\sqrt{2(P_{10} - P_{20})} \rho}$$

$$K_{1a} = C_{dr} \sqrt{\frac{2(P_{10} - P_{20})}{\rho}}$$

負荷圧力補償形比例シート弁のパイロット流量は(4-2)式より、

$$\Delta Q_p = K_{2p} \Delta \dot{P}_1 + K_{2a} \Delta A_p \quad (4-36)$$

ここで、

$$K_{2p} = \frac{C_{dr} A_{p0}}{\sqrt{2P_{10}} \rho}$$

$$K_{2a} = C_{dr} \sqrt{\frac{2P_{10}}{\rho}}$$

フィードバック流路流量は(4-3)式より、

$$\Delta \bar{Q}_p = -K_{11} \Delta \bar{P}_c + K_{12} \Delta \bar{x} \quad (4-37)$$

ここで、

$$K_{11} = \frac{C_{12} W_c (x_0 + \bar{x}_1)}{\sqrt{2} (P_{10} - P_{20}) \rho}$$

$$K_{12} = C_{12} W_c \sqrt{\frac{2 (P_{10} - P_{20})}{\rho}}$$

主弁流量は(4-4)式より、

$$\Delta \bar{Q}_v = -K_{21} \Delta \bar{P}_c + K_{22} \Delta \bar{x} \quad (4-38)$$

ここで、

$$K_{21} = \frac{C_{22} W_m x_0}{\sqrt{2} (P_{10} - P_{20}) \rho}$$

$$K_{22} = C_{22} W_m \sqrt{\frac{2 (P_{10} - P_{20})}{\rho}}$$

コントロール室に関する連続の式は(4-5)式より、

$$\Delta \bar{Q}_c + A_c \Delta \bar{x} s - \Delta \bar{Q}_v = \frac{V_c}{\beta_c} \Delta \bar{P}_c s \quad (4-39)$$

負荷管路系の連続の式は(4-11)式より、

$$\Delta \bar{Q}_l = D_l \Delta \bar{\omega} + \frac{V_l}{\beta_l} \Delta \bar{P}_l s \quad (4-40)$$

ただし、従来形比例シート弁は $\Delta \bar{Q}_l = \Delta \bar{Q}_v + \Delta \bar{Q}_p$ (4-41)

負荷圧力補償形比例シート弁は $\Delta \bar{Q}_l = \Delta \bar{Q}_v$ (4-42)

主弁運動方程式は(4-6)式、(4-7)式より、

従来形比例シート弁 (バランスポール無し)

$$(m_v s^2 + B_v s + k_v) \Delta \bar{x} = -A_c \Delta \bar{P}_c + A_v \Delta \bar{P}_l \quad (4-43)$$

負荷圧力補償形比例シート弁 (バランスポール付き)

$$(m_v s^2 + B_v s + k_v) \Delta \bar{x} = -A_c \Delta \bar{P}_c \quad (4-44)$$

油圧モータの運動方程式は(4-14)式より、

$$(J_m s + B_m) \Delta \bar{\omega} = -D_m \Delta \bar{P}_l \quad (4-45)$$

以上の(4-35)式から(4-45)式より、以下の無次元基礎式を得る。

従来形比例シート弁パイロット流量は、

$$Q_p^* = \left(\frac{\Delta \bar{Q}_p}{Q_{p0}} \right) = A_p^* + C_{p1}^* P_c^* - C_{p2}^* P_l^* \quad (4-46)$$

負荷圧力補償形比例シート弁パイロット流量は、

$$Q_p^* = \left(\frac{\Delta \bar{Q}_p}{Q_{p0}} \right) = A_p^* + C_{p1}^* P_c^* \quad (4-47)$$

フィードバック流路流量は、

$$Q_s^* = \left(\frac{\Delta \bar{Q}_s}{Q_{s0}} \right) = X x^* - C_s P_c^* \quad (4-48)$$

主弁流量は、

$$Q_v^* = \left(\frac{\Delta \bar{Q}_v}{Q_{v0}} \right) = x^* - C_v P_c^* \quad (4-49)$$

ただし、従来形比例シート弁では $Q_v^* = Q_p^* + Q_s^*$ (4-50)

負荷圧力補償形比例シート弁では $Q_v^* = Q_p^*$ (4-51)

$$Q_c^* - Q_p^* + T_c x^* s = T_c P_c^* s \quad (4-52)$$

$$Q_l^* = \omega^* + T_l P_l^* s \quad (4-53)$$

従来形比例シート弁の運動方程式は

$$(m_v s^2 + B_v s + k_v) x^* = K_{11} P_c^* - K_{12} P_l^* \quad (4-54)$$

負荷圧力補償形比例シート弁の運動方程式は、

$$(m_v s^2 + B_v s + k_v) x^* = -K_{21} P_c^* \quad (4-55)$$

油圧モータの運動方程式は、

$$(J_m s + B_m) \omega^* = K_{31} P_l^* \quad (4-56)$$

ここで、 C_{p1} 、 C_{p1}^* 、 C_{p2} 、 C_s 、 C_v 、 X は無次元定数で

$$C_{p1} = \frac{P_{10}}{2 (P_{10} - P_{20})} \quad (4-57) \quad C_{p1}^* = \frac{1}{2} \quad (4-58) \quad C_{p2} = \frac{P_{20}}{2 (P_{10} - P_{20})} \quad (4-59)$$

$$C_s = \frac{P_{10}}{2 (P_{10} - P_{20})} \quad (4-60) \quad C_v = \frac{P_{10}}{2 (P_{10} - P_{20})} \quad (4-61) \quad X = \frac{x_0}{x_0 + \bar{x}_1} \quad (4-62)$$

T_c 、 T_l 、 T は時定数で

$$T_c = \frac{A_c x_0}{Q_{c0}} \quad (4-63) \quad T_l = \frac{V_l P_{l0}}{\beta_l Q_{l0}} \quad (4-64) \quad T = \frac{V_l P_{l0}}{\beta_l Q_{v0}} \quad (4-65)$$

K_{11} 、 K_{12} 、 K_{21} は、

$$K_{11} = \frac{A_c P_{c0}}{x_0} \quad (4-66) \quad K_{12} = \frac{A_v P_{l0}}{x_0} \quad (4-67) \quad K_{21} = \frac{D_m P_{l0}}{\omega_0} \quad (4-68)$$

である。

無負荷では油圧モータに関する基礎式(4-53)式、(4-56)式を除いた式で、 $P_{l0} = 0$ 、 $P_l^* = 0$ とした系を考えればよい。この系のブロック線図を図4-6から図4-9に示す。

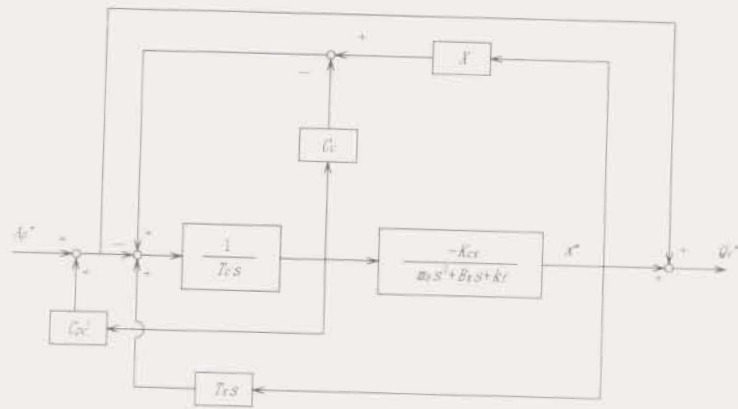


図4-6 従来形比例シート弁のブロック線図 (無負荷)

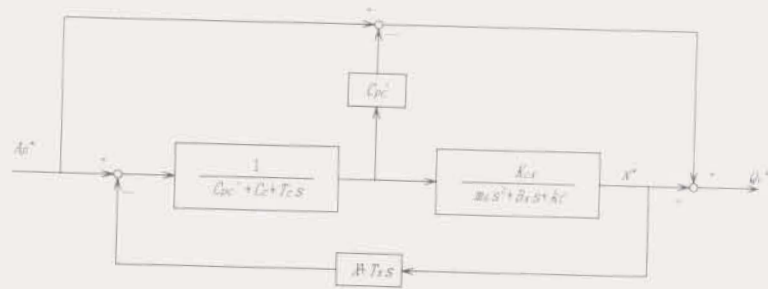


図4-7 等価変換した従来形比例シート弁のブロック線図 (無負荷)

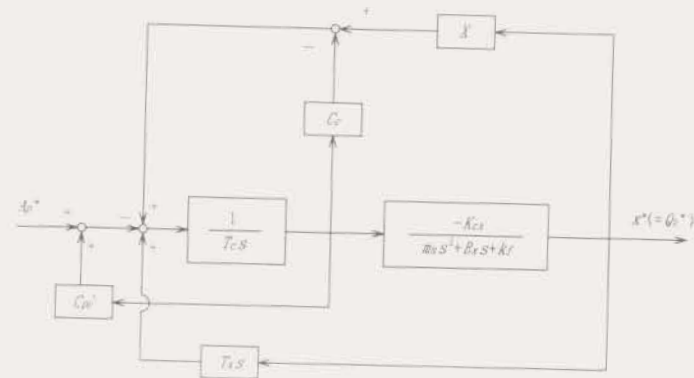


図4-8 負荷圧力比例シート弁のブロック線図 (無負荷)

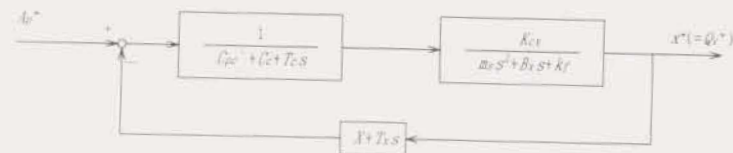


図4-9 等価変換した負荷圧力補償形比例シート弁のブロック線図 (無負荷)

(4-47)式から(4-53)式をまとめると以下の伝達関数を得る。

$$\frac{x^*}{A_p^*} = \frac{b_0}{a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (4-69)$$

$$a_0 = \frac{m_s T_s}{K_{sp}}$$

$$a_1 = \frac{m_s (C_{ps}^* + C_{ps}) + B_s T_s}{K_{sp}}$$

$$a_2 = \frac{B_s (C_{ps}^* + C_{ps}) + k_f T_s}{K_{sp}} + T_s$$

$$a_3 = X + \frac{(C_{ps}^* + C_{ps}) k_f}{K_{sp}}$$

$$b_0 = 1$$

また、 $B_s \approx \frac{m_s}{T_s}$ を仮定すれば、伝達関数は次式のようになる。

$$\frac{x^*}{A_p^*} = \frac{1}{(\omega_{s1} + s) \left(\frac{s^2}{\omega_{s2}^2} + 2\delta \frac{s}{\omega_{s2}} + 1 \right)} \quad (4-70)$$

ここで、 $\omega_{s1} = \frac{1}{T_s}$ (4-71)

$$\omega_{s2} = \sqrt{\frac{K_{sp} T_s}{m_s}} \quad (4-72)$$

$$\delta = \frac{(C_{ps}^* + C_{ps})}{2} \sqrt{\frac{m_s}{K_{sp} T_s}} \quad (4-73)$$

比例シート弁の寸法諸元(表4-1)の値を用いると、 $\omega_{s1} = 9.3 \times 10^3 \text{ rad/s} \approx 1450 \text{ Hz}$ となる。無負荷における動特性解析では、 $P_f = 0$ (一定)のため、従来形、負荷圧力補償形ともに同じ伝達関数で表わされる。

図4-10に比例シート弁の周波数特性(理論値)を示す。これより比例シート弁の固有振動数は約1.4kHzであり、高速応答性があることがわかる。

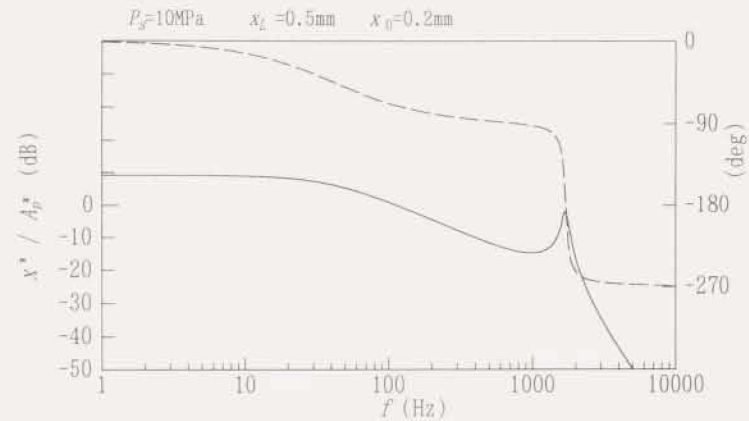


図4-10 比例シート弁の無負荷周波数特性(理論値)

比例シート弁の安定性を調べるために(4-69)式にRouth-Hurwitzの安定判別法を適用する。安定条件を、主弁フィードバック流路のアンダーラップ量 x_L について整理すると、次式の安定条件を得る。

$$x_L > \frac{V_c}{\beta_x} \sqrt{P_{10} - P_{10}} \left(\frac{2}{A_s} \sqrt{P_{10}} - \frac{B_s}{m_s C_{d1} W_c} \sqrt{2\rho} \right) - \frac{A_{s0}}{W_c} \sqrt{\frac{A_s}{A_c}} - x_{10} \quad (4-74)$$

(4-74)式より、無負荷における比例シート弁の安定性は表4-2のようになる。(4-74)式をもとに作成した、 V_c をパラメータとした $P_s - x_L$ 安定限界線図を図4-11に、 B_s をパラメータとした $P_s - x_L$ 安定限界線図を図4-12に示す。また、図4-13に W_c をパラメータとした $P_s - x_L$ 安定限界線図を示す。 W_c を小さくすることは、安定化に向かうのみならずパイロット弁制御流量の小流量化、または主弁制御流量範囲の増大化につながり、大流量制御形比例シート弁の開発に有効である。

表4-2 比例シート弁の安定性(無負荷)

Stable	—————	Unstable
Low	Supply Pressure P_s	High
Large	Feedback Slot Under Lap x_L	Small
Small	Volume of Control Chamber V_c	Large
Large	Damping Coefficient of Main Valve B_s	Small
Narrow	Feedback Slot Width W_c	Wide

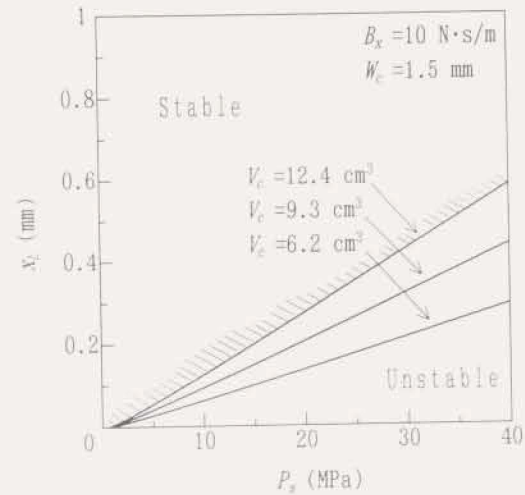


図4-11 安定限界線図(無負荷、コントロール室容積 V_c の影響)

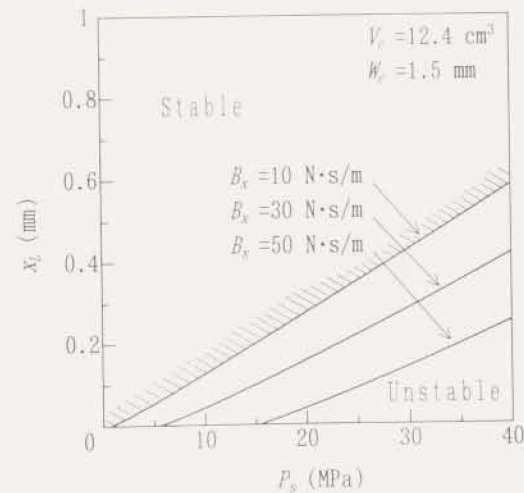


図4-12 安定限界線図(無負荷、主弁の粘性抵抗係数 B_s の影響)

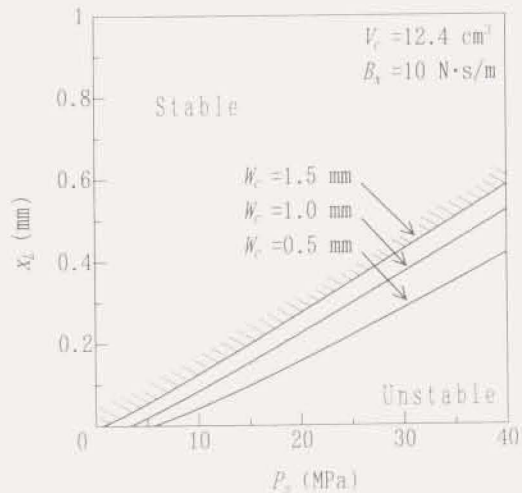


図4-13 安定限界線図(無負荷、フィードバック流路幅 W_c の影響)

図4-14、図4-15にメータイン油圧回路により比例シート弁で油圧モータの回転数制御をおこなう系のブロック線図を示す。負荷圧力補償形比例シート弁のブロック線図をもとに、パイロット弁開度 A_p^1 に対する主弁開度 x^1 の伝達関数を求めると、無負荷における伝達関数と同じ式を得る。これより、慣性負荷がある場合の負荷圧力補償形比例シート弁の安定条件は、無負荷の安定条件と同じであることがわかる。

慣性負荷が有る場合の従来形比例シート弁の安定条件は無負荷の場合に比べて複雑になる。そこで、比例シート弁と慣性負荷について非線形解析モデルを作成し、シミュレーションによって安定条件を求めるものとする。

比例シート弁は図4-1に示したように、パイロット弁と主弁で構成される。ここでは、比例シート弁と油圧モータによって構成される、油圧モータのメータイン制御回路のボンドグラフ(Appendix Bを参照)を作成し、その特性を評価する。

図4-16に無負荷における比例シート弁のボンドグラフ、図4-17、図4-18に従来形比例シート弁、負荷圧力補償形比例シート弁の油圧モータ回転数制御回路のボンドグラフを示す。なお、慣性負荷制御回路では、負荷制御圧力の負圧の発生を防止するため、負荷の背圧として $P_0 = 2\text{MPa}$ が作用しているモデルとする。

計算の初期条件は、

$$\text{主弁変位 } x = 0$$

$$\text{パイロット弁開口面積 } A_p = A_{p, \text{open}}$$

とし、その他の諸量の初期条件については基礎式をもとに算出する。上記の初期条件に対し、 $\Delta A_p = 0.1\text{mm}^2$ のステップ入力をおこなった場合について、アンダーシュート量 x や供給圧力 P_s の異なるモデルの挙動を調べる。計算のタイムメッシュは $\Delta t = 1 \times 10^{-5}\text{s}$ である。計算に用いた主なパラメータの値を表4-3に示す。

無負荷モデルについてシミュレーションをおこなった結果を図4-19から図4-22に示す。図に見られる振動は、コントロール室の容積効果と主弁質量により決まる固有振動数の $\omega_n \approx 1.4\text{kHz}$ である。

図4-23、図4-24は従来形比例シート弁の慣性負荷モデルについてシミュレーションをおこなったものである。図に見られる振動は ω_n より低い周波数で、約120Hzである。図4-25から図4-27に負荷圧力補償形比例シート弁の負荷モデルのシミュレーション結果を示す。主弁変位は従来形比例シート弁に比べて安定している。

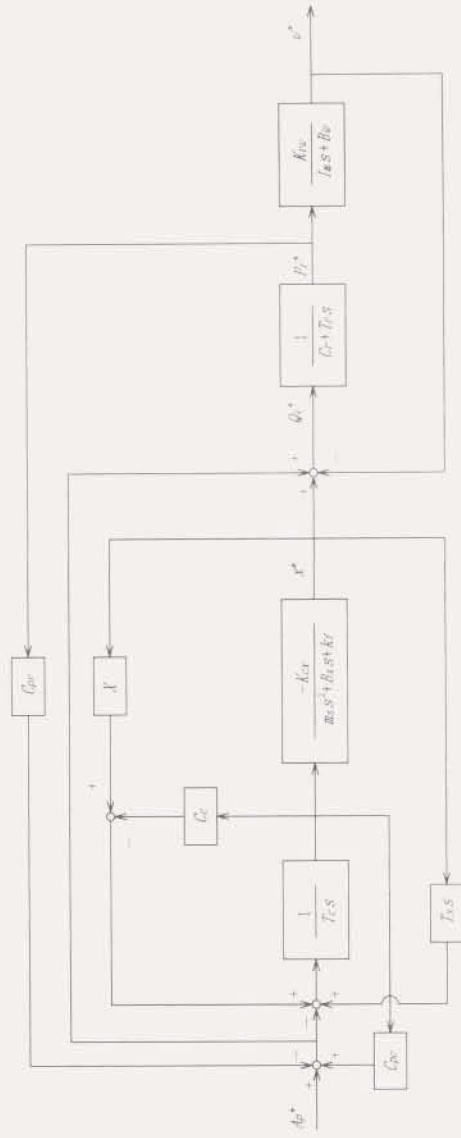


図4-14 従来形比例シート弁一慣性負荷系のブロック線図

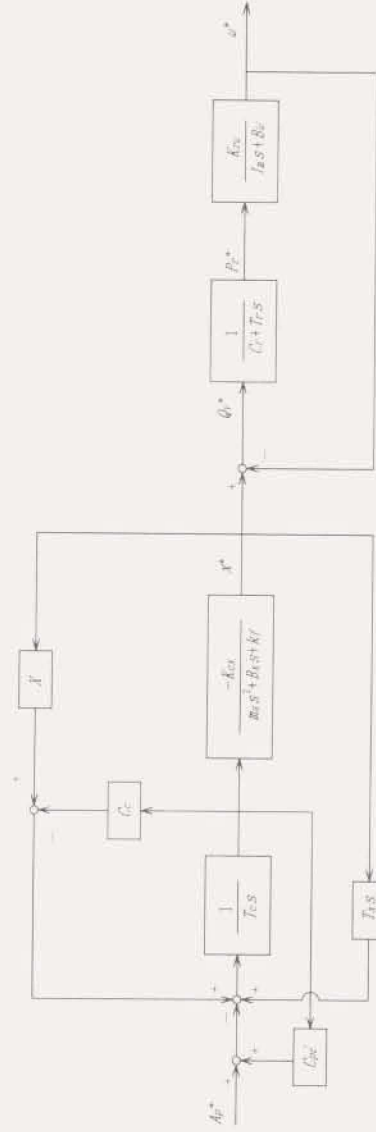


図4-15 負荷圧力補償形比例シート弁一慣性負荷系のブロック線図

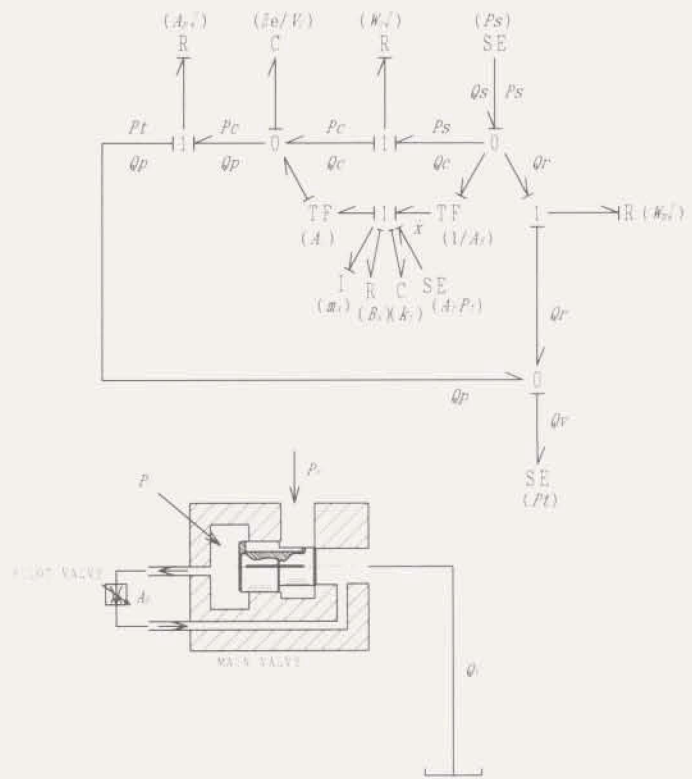


図4-16 比例シート弁のボンドグラフ (無負荷)

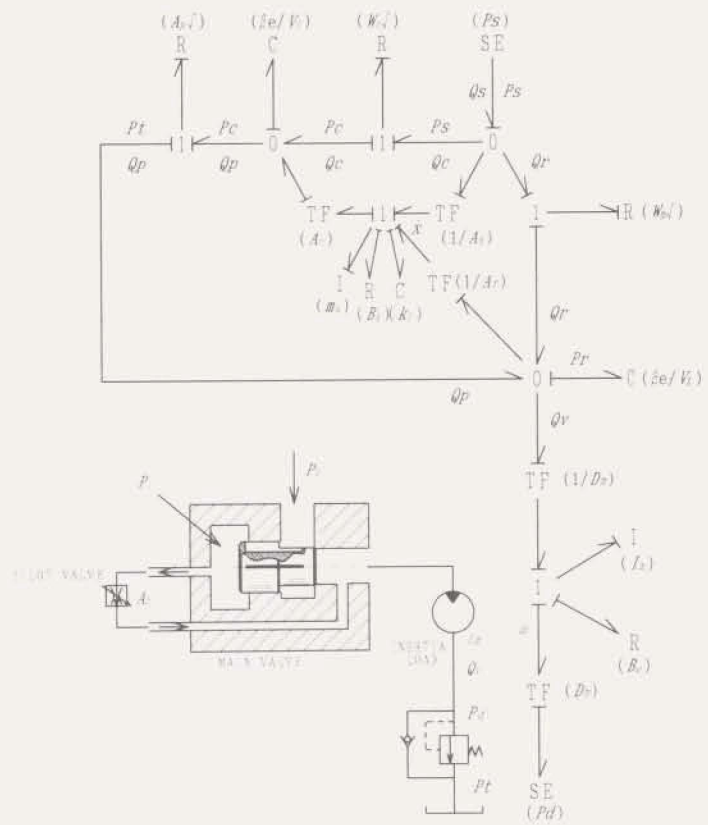


図4-17 従来形比例シート弁-慣性負荷系のボンドグラフ

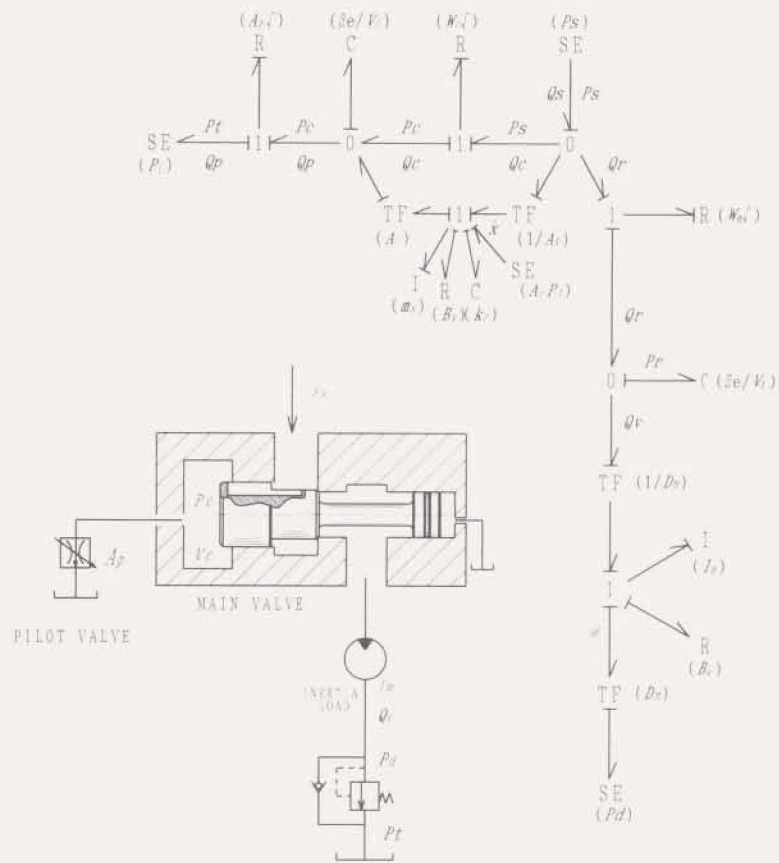


図4-18 負荷圧力補償形比例シート弁-慣性負荷系のボンドグラフ

表4-3 シミュレーションに用いた主なパラメータ

Mass of Main Valve (Original Type)	m_o	:	0.13 kg
Mass of Main Valve (Load Pressure Compensated Type)	m_o	:	0.15 kg
Diameter of Main valve	D_o	:	24 mm
Diameter of Main valve Seat	D_s	:	18 mm
Width of Feedback Slot	W_o	:	1.5 mm
Under Lap of Feedback Slot	x_o	:	0.5 mm, 0.8 mm etc.
Volume of Control Chamber	V_c	:	12.4 cm ³
Area of Pressure Supply Side	A_c	:	1.98 cm ²
Area of Control Chamber Side	A_s	:	4.52 cm ²
Area of Load Pressure side	A_l	:	2.54 cm ²
Area Ratio	κ	:	0.44
Discharge Coefficient	C_d	:	0.7
Volume of Load and Pipe Line	V_L	:	50 cm ³
Inertia of Hydraulic Motor	I_m	:	5×10^{-6} kg·m ²
Damping Coefficient of Motor	B_m	:	1×10^{-6} N·m·s
Displacement of Motor	D_m	:	0.77 cm ³ /rad
Density of Fluid	ρ	:	860 kg/m ³
Bulk Modulus of Fluid	β_o	:	0.8 GPa
Back Pressure	P_o	:	2 MPa

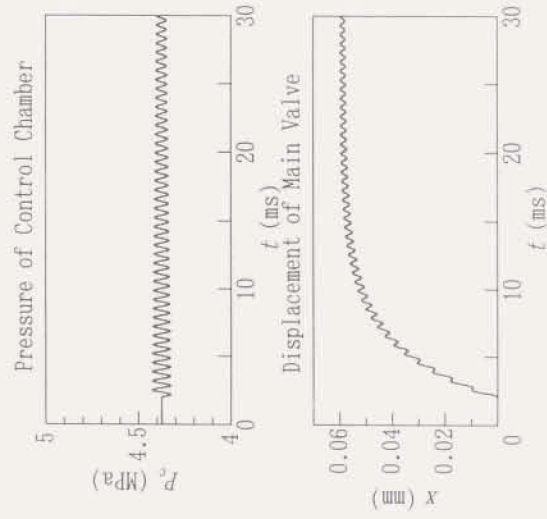


図4-19 シミュレーション結果 (無負荷, $P_0 = 10\text{MPa}$, $x_2 = 0.1\text{mm}$)

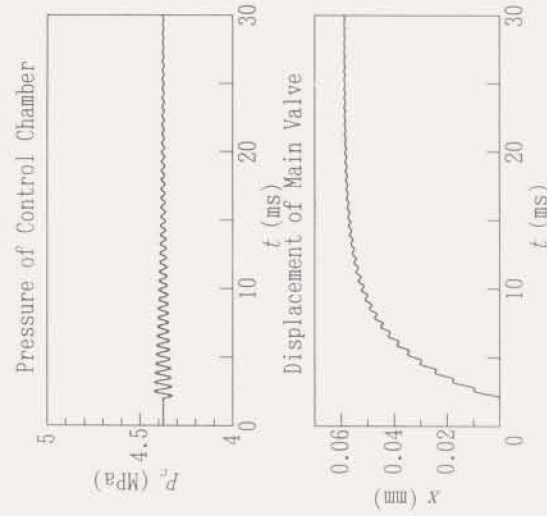


図4-20 シミュレーション結果 (無負荷, $P_0 = 10\text{MPa}$, $x_2 = 0.2\text{mm}$)

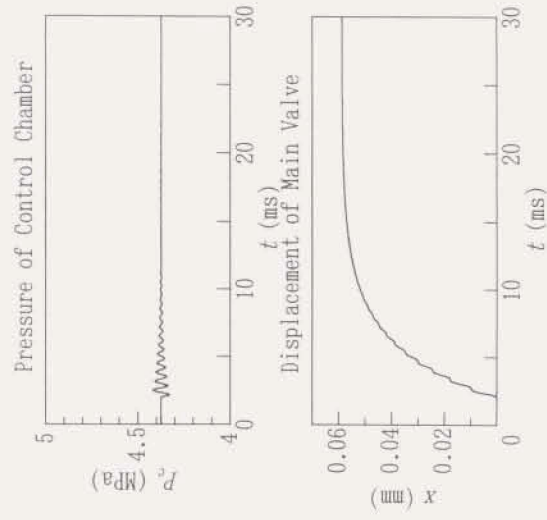


図4-21 シミュレーション結果 (無負荷, $P_0 = 10\text{MPa}$, $x_2 = 0.5\text{mm}$)

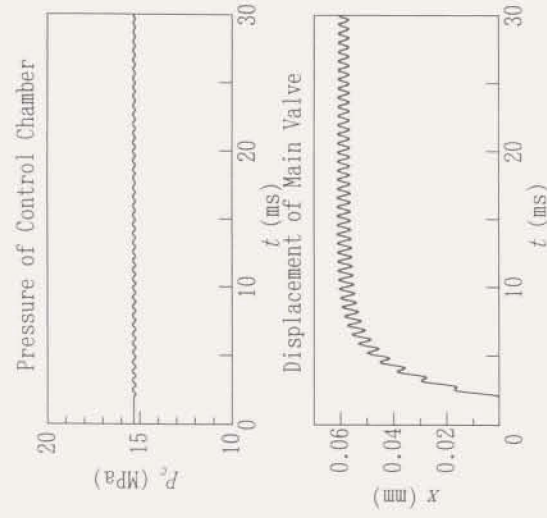


図4-22 シミュレーション結果 (無負荷, $P_0 = 33\text{MPa}$, $x_2 = 0.5\text{mm}$)

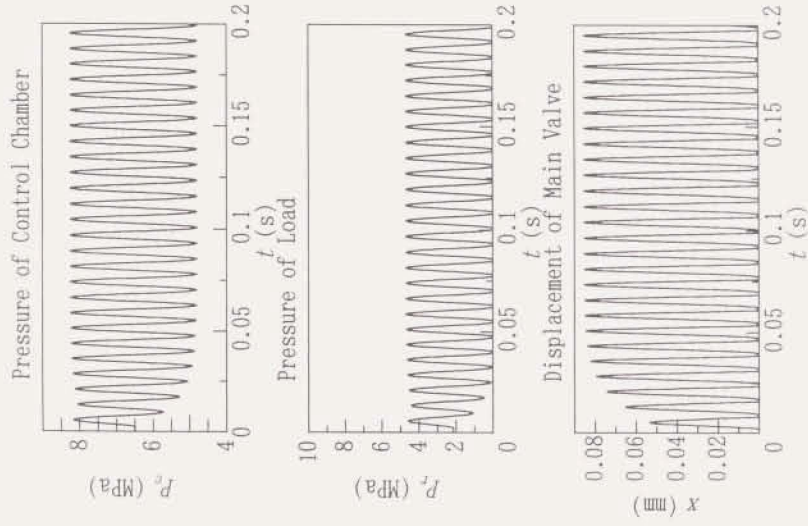


図4-23 シミュレーション結果

(従来形比例シート弁-慣性負荷系, $P_s = 12\text{MPa}$, $x_L = 10\text{mm}$, $P_e = 2\text{MPa}$)

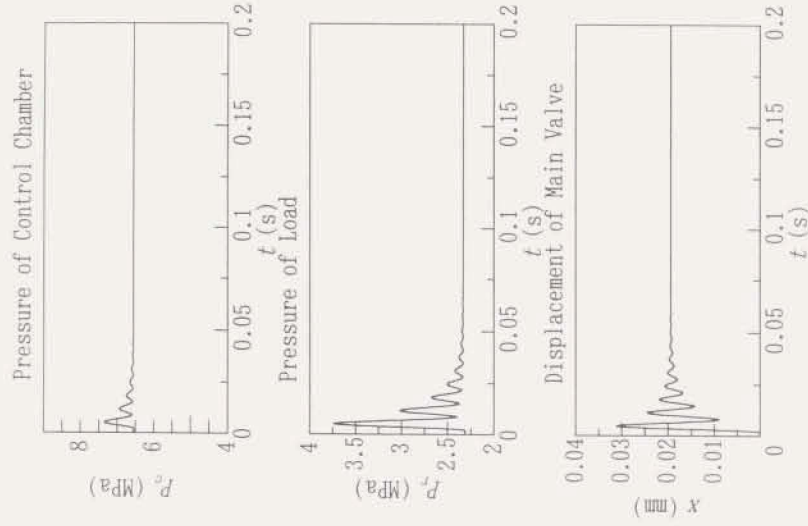


図4-24 シミュレーション結果

(従来形比例シート弁-慣性負荷系, $P_s = 12\text{MPa}$, $x_L = 15\text{mm}$, $P_e = 2\text{MPa}$)

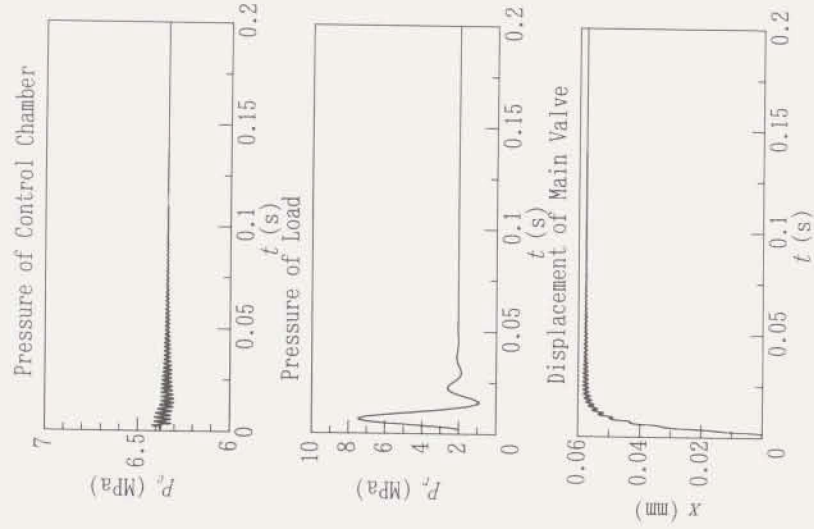


図4-25 シミュレーション結果

(負荷圧力補償形比例シート弁-慣性負荷系, $P_s = 12\text{MPa}$, $x_L = 0.1\text{mm}$, $P_e = 2\text{MPa}$)

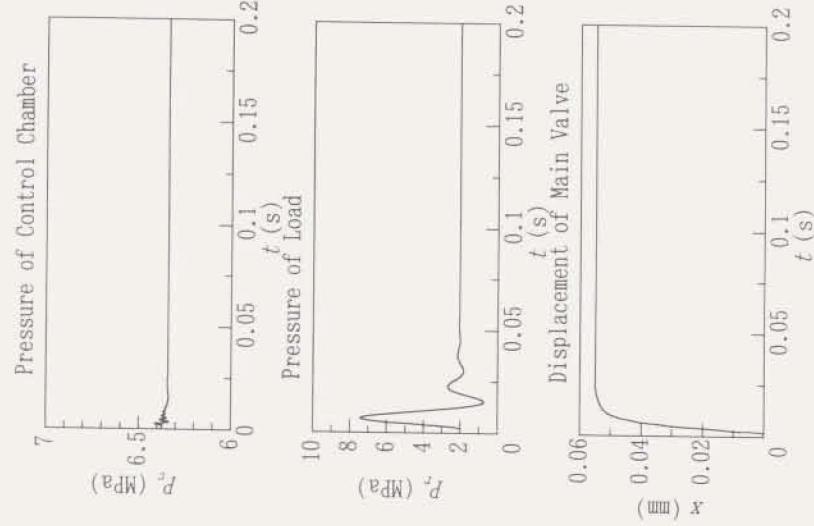


図4-26 シミュレーション結果

(負荷圧力補償形比例シート弁-慣性負荷系, $P_s = 12\text{MPa}$, $x_L = 0.5\text{mm}$, $P_e = 2\text{MPa}$)

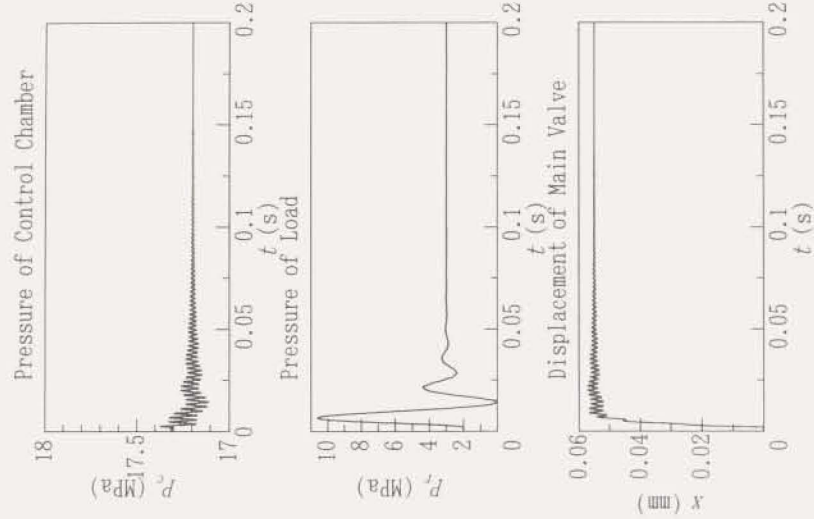


図4-27 シミュレーション結果

(負荷圧力補償形比例シート弁-慣性負荷系, $P_s = 37\text{MPa}$, $x_{11} = 0.5\text{mm}$, $P_{12} = 2\text{MPa}$)

図4-28、図4-29、図4-30に P_s の振動(無負荷については P_{12})の減衰比が1となる x_{11} 、 P_{12} についてまとめた安定限界線図を示す。慣性負荷制御時の負荷圧力補償形比例シート弁の安定限界線図は無負荷における安定限界線図とほぼ一致するのに対し、慣性負荷制御時の従来形比例シート弁の安定限界線図では、無負荷時のおよそ100倍の x_{11} が必要である。

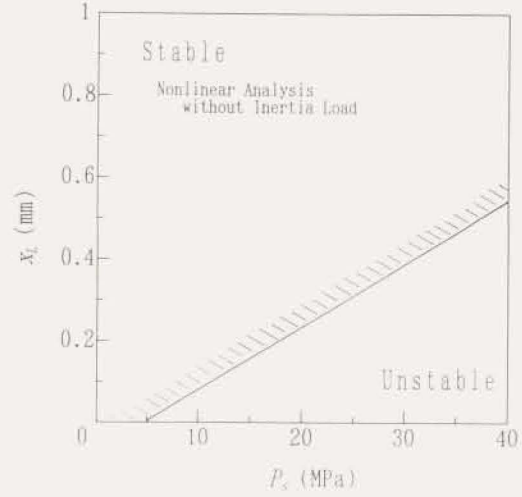


図4-28 安定限界線図(無負荷, 非線形解析)

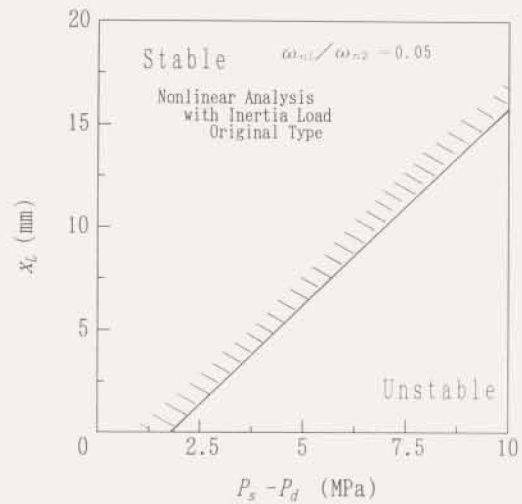


図4-29 安定限界線図 (従来形比例シート弁—慣性負荷系, 非線形解析)

$$\omega_{nl}/\omega_{n2} = 0.05 \quad ; \quad \omega_{n2} = \sqrt{\frac{\beta_s A_s^2}{m_s V_s}} \quad , \quad \omega_{nl} = \sqrt{\frac{\beta_s D_s^2}{I_s V_s}}$$

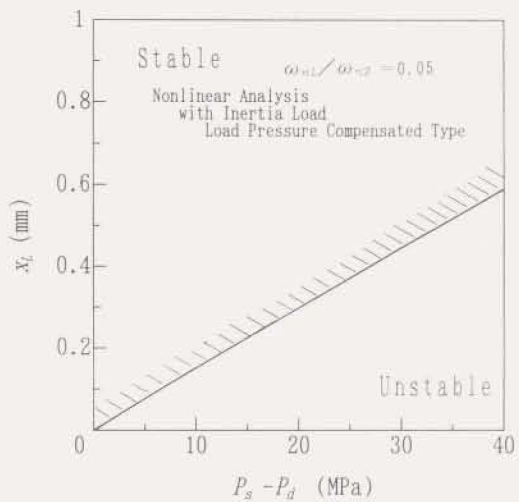


図4-30 安定限界線図 (負荷圧力補償形比例シート弁—慣性負荷系, 非線形解析)

$$\omega_{nl}/\omega_{n2} = 0.05 \quad ; \quad \omega_{n2} = \sqrt{\frac{\beta_s A_s^2}{m_s V_s}} \quad , \quad \omega_{nl} = \sqrt{\frac{\beta_s D_s^2}{I_s V_s}}$$

図4-11、図4-28、図4-30をまとめた安定限界線図を図4-31に示す。負荷圧力補償形比例シート弁については、線形解析、非線形解析ともほぼ同じ安定限界線図が得られる。

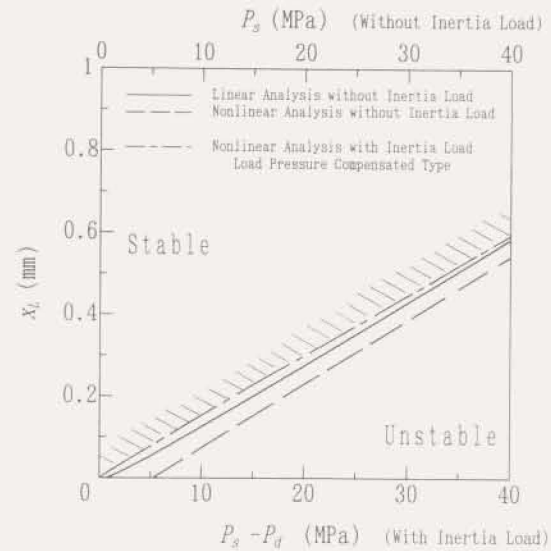


図4-31 安定限界線図

比例シート弁の静特性を図4-32に示す油圧回路で測定する。主弁総流量 Q の計測には、斜軸形油圧ピストンモータ ($D_m = 4.88\text{cm}^3/\text{rev}$, $I_m = 3.5 \times 10^{-3}\text{kg}\cdot\text{m}^2$) を用い、モータの回転数より換算する。比例シート弁のパイロット流量は電磁比例流量制御弁 (NACHI EOP-G01-P25) で制御する。

図4-33、図4-34に従来形比例シート弁の静特性実験結果、および理論静特性を示す。従来形比例シート弁では、弁開度の小さいところで発振が生じ、その範囲は供給圧力の増加にしたがって大きくなる。

図4-35、図4-36に同条件における負荷圧力補償形比例シート弁の静特性実験結果、および理論静特性を示す。負荷圧力補償形比例シート弁は発振せず、理論静特性とはほぼ一致する特性が得られる。

なお、従来形比例シート弁、負荷圧力補償形比例シート弁両方の特性にヒステリシスが見られるが、これはパイロット弁に用いた電磁比例流量制御弁の特性が現れたものである。

図4-32に示した油圧回路において、比例シート弁と流量測定用に接続した油圧モータの慣性負荷系についてステップ応答を測定した。図4-37、図4-38に従来形比例シート弁、図4-39、図4-40に負荷圧力補償形比例シート弁の実験結果を示す。

パイロット弁には高速電磁弁を用い、オンオフ制御でステップ入力を形成する。実験結果より、負荷圧力補償形比例シート弁は弁開度の小さい所でも、従来形比例シート弁に比べ、短い整定時間で安定することがわかる。

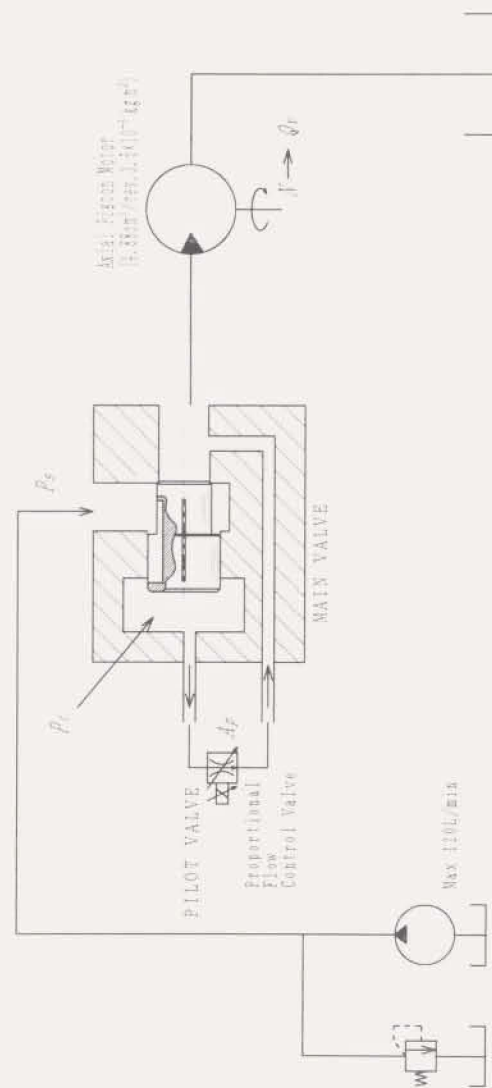


図4-32 比例シート弁の試験油圧回路

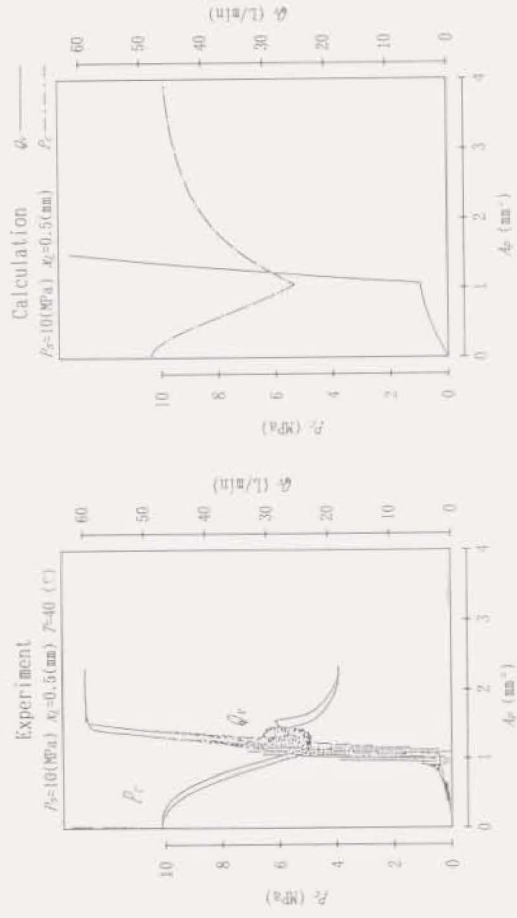


図4-33 従来形比例シート弁の静特性（測定値）

図4-34 従来形比例シート弁の静特性（理論値）

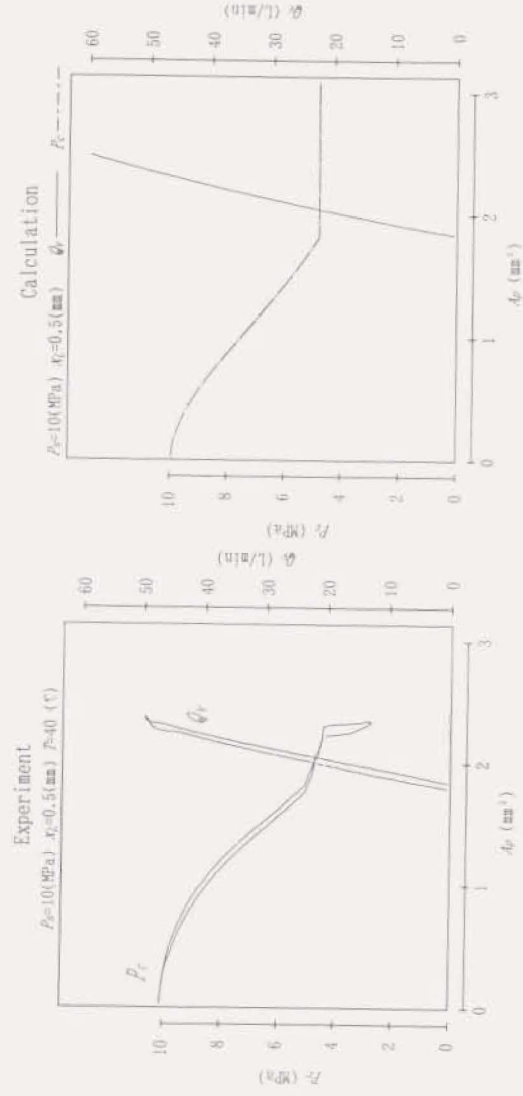


図4-35 負荷圧力補償形比例シート弁の静特性（測定値）

図4-36 負荷圧力補償形比例シート弁の静特性（理論値）

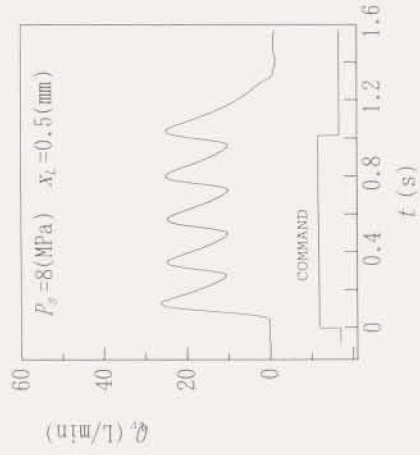


図4-37 従来形比例シート弁のステップ応答

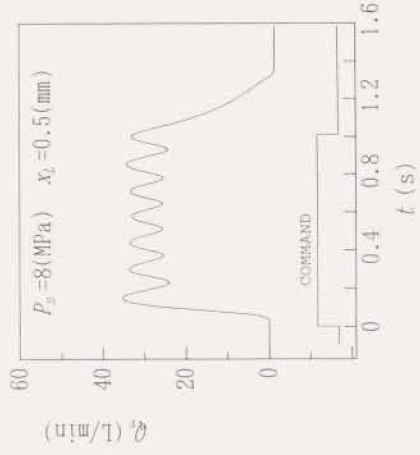


図4-38 従来形比例シート弁のステップ応答

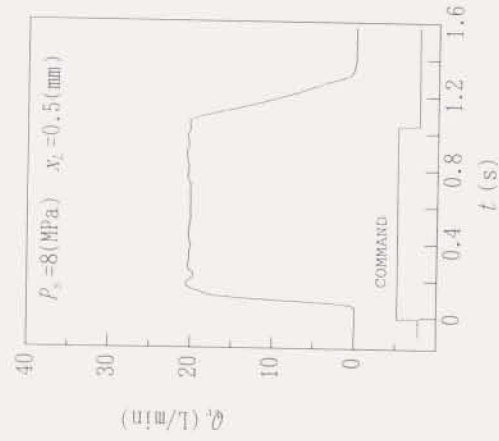


図4-39 負荷圧力補償形比例シート弁のステップ応答

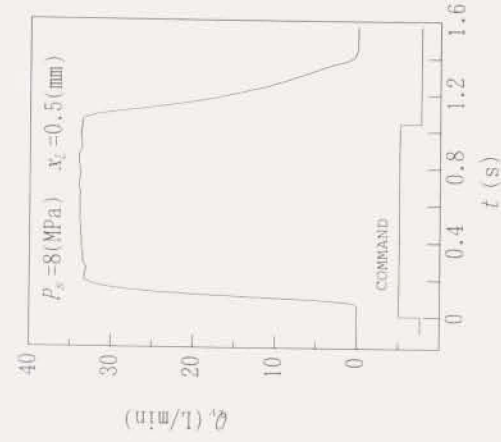


図4-40 負荷圧力補償形比例シート弁のステップ応答

図4-43に高速電磁弁制御比例シート弁の静特性実験回路を示す。本研究では、パラメータの変更がソフトウェア上で容易にできる点から、マイクロコンピュータを用いたコントロール回路で高速電磁弁の制御をおこなう。主弁流量 Q_1 の測定には衝動式流量計（KRACHT社、VOLUTRONIC VC1 1.05cc/Pulse）を用いる。

図4-44に変動率 τ に対する主弁流量 Q_1 を測定した結果を示す。PWM搬送波周波数は、パイロット高速電磁弁の応答性とコントローラの演算速度の制限により 80 Hzとしている。PWM制御では見かけしノイズをかげていることになり、パイロット弁に電磁比例弁を用いた場合に見られるヒステリシスはほとんど現れない。また、線形性もよく、良好な特性が得られる。しかしながら、PWM制御による騒音は大きく、低騒音化対策をほどこす必要がある。

図4-45にパイロット高速電磁弁を電源方式高速駆動回路で駆動した場合の比例シート弁の静特性を示す。駆動回路の入力PWM信号は関数発生器で生成し、200HzのPWM制御に成功している。

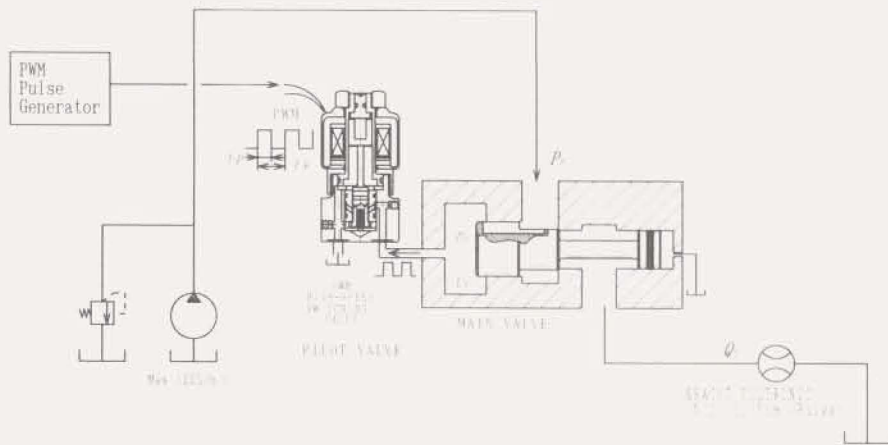


図4-43 高速電磁弁制御比例シート弁 静特性 試験油圧回路

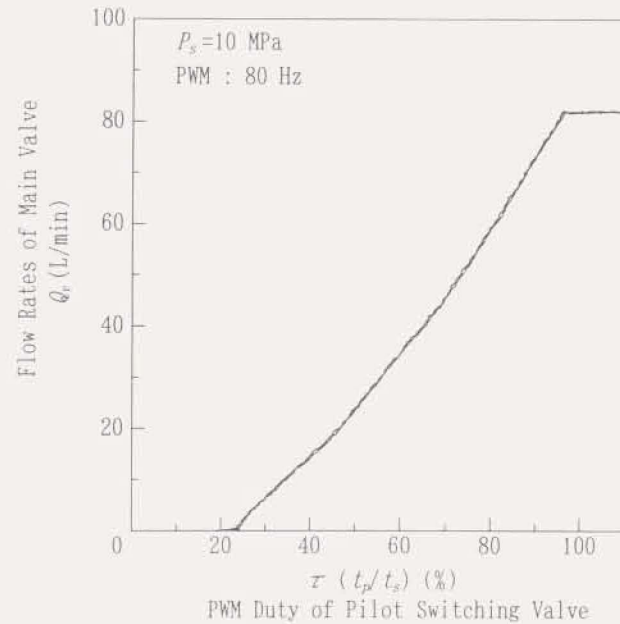


図4-44 高速電磁弁制御比例シート弁の流量特性 (PWM: 80Hz)

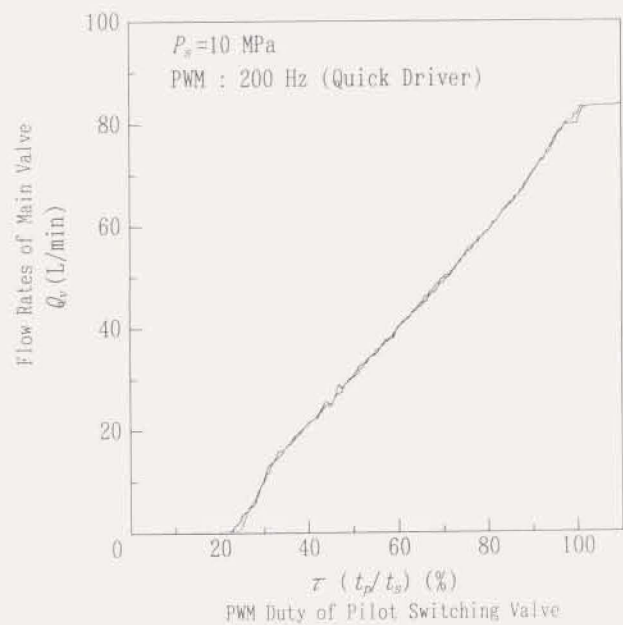


図4-45 高速電磁弁制御比例シート弁の流量特性 (PWM: 200Hz, 3電源方式高速駆動回路)

図4-46に高速電磁弁制御比例シート弁の動特性実験回路を示す。主弁の応答は負荷圧力 P_L を測定し、その変化から調べる。

図4-47、図4-48にステップ応答測定結果を示す。負荷圧力の応答より、主弁は25msで応答していることがわかる。

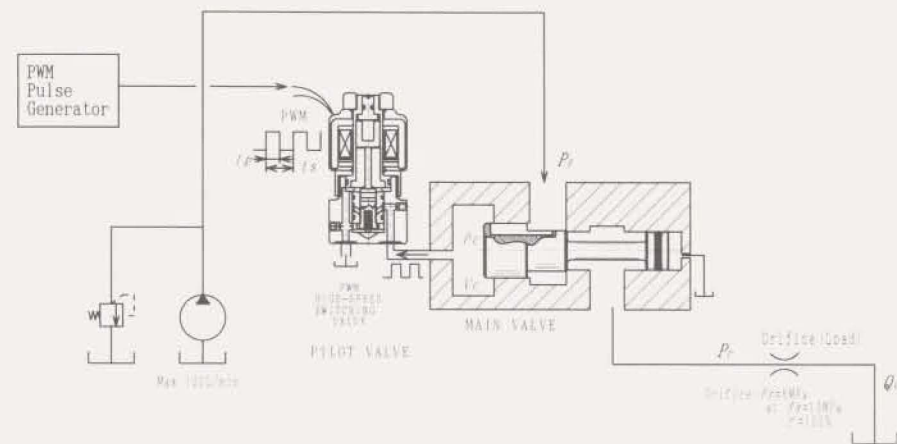


図4-46 高速電磁弁制御比例シート弁 動特性 試験油圧回路
(負荷圧力の応答から比例シート弁主弁の応答を測定)

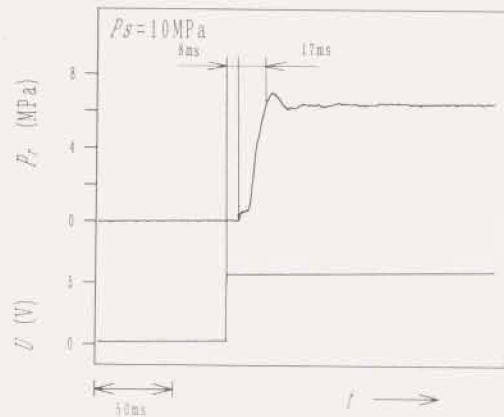


図4-47 高速電磁弁制御比例シート弁のステップ応答 (PWM: 80Hz, $\tau = 100\%$)

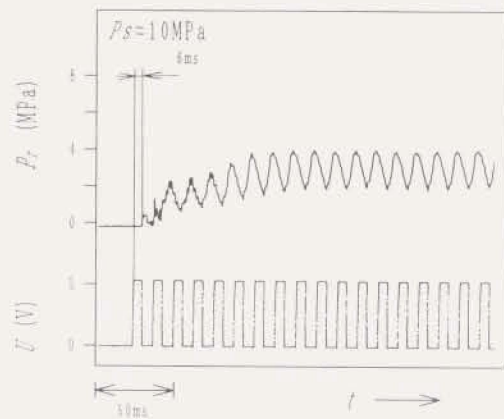


図4-48 高速電磁弁制御比例シート弁のステップ応答 (PWM: 80Hz, $\tau = 50\%$)

4-3-2 パルス幅変調制御に起因する圧力脈動の低減法

PWM制御高速電磁弁は、常に流体パルスを形成しているため、出力圧力は脈動する。PWM制御高速電磁弁を比例シート弁のパイロット弁に用いた場合、コントロール室圧力の脈動に主弁が応答し、主弁流量の脈動を生じて、騒音、振動を発生する。主弁流量はパイロット弁流量に対して大流量であるため、その騒音、振動は大きく、コントロール室内の圧力脈動の低減が必要である。

主弁に作用する圧力脈動に影響を与えるパラメータを明確にするため、図4-49に示す主弁変位が固定された高速電磁弁制御比例シート弁のモデルについて、コントロール室内圧力脈動を計算する¹⁴⁾¹⁵⁾。実際にはコントロール室圧力脈動を小さくするように主弁が応答して変位するので、このモデルのコントロール室圧力脈動より小さな値になる。

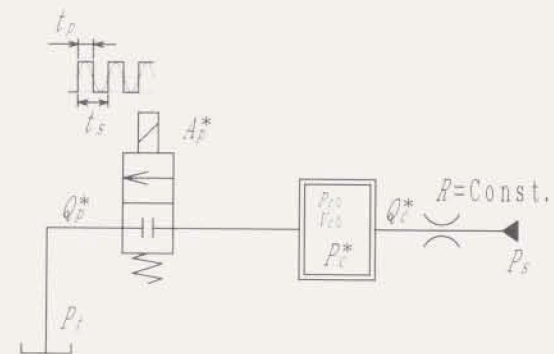


図4-49 コントロール室内圧力脈動解析モデル (主弁固定)

簡単化のため、PWM制御されるパイロット弁の運動を正弦状に近似し、圧力脈動振幅が最も大きくなる変調率 $\gamma = 50\%$ について考える。(4-47)式、(4-48)式、(4-50)式より、弁の無次元化された振動振幅 A_p^* に対するコントロール室内無次元振動圧力 P_c^* の伝達関数は、

$$\frac{P_c^*}{A_p^*} = \frac{1}{C_{p0} + C_v + T_v s} \quad (4-75)$$

すなわち、

$$\frac{P_c^*}{A_p^*} = \frac{1}{\frac{1}{2(1-\kappa)} + \frac{\kappa V_c P_0}{\beta_e Q_{v0}}} s \quad (4-76)$$

で与えられる。ここで、線系化する動作点を $A_{p0} = \frac{1}{2} A_{pmax}$ 、 $A_p^* = \frac{1}{2}$ 、 $\kappa = \frac{1}{2}$ 、

$s = \frac{2\pi j}{T_v}$ とおくことにより、圧力の振動振幅は、

$$|P_c^*| = \frac{1}{\sqrt{1 + \pi^2 r^2}} \quad (4-77)$$

$$r = \frac{V_c P_0}{T_v \beta_e Q_{v0}}$$

となる。(4-77)式の関係を図に示したものを図4-50に示す。図より、 r を大きくするにしたがって、圧力脈動は低減されることがわかる。高速電磁弁制御比例シート弁に適用すると、

- (1) コントロール室容積の増大
- (2) PWM変調搬送波周波数の高周波化
- (3) パイロット弁制御流量の少量化

が対策として考えられる。(1)は4-2-2節で述べたように不安定化に向かい、(2)は高速電磁弁の性能に依存する。(3)はフィードバック流路幅を狭めることで有効な対策となると思われる。その他、パイロット高速電磁弁を複数用いて脈動を低減する例¹⁴⁾もある。

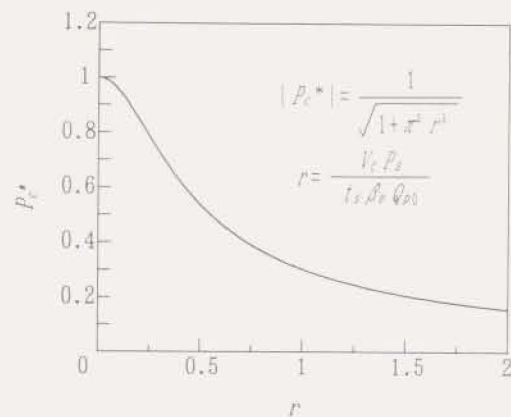
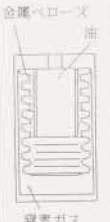




図4-50 理論圧力脈動振幅

圧力脈動低減法として、高速電磁弁に脈動吸収アキュムレータと固定絞りを付け加えた弁要素を構成して、PWM制御による圧力脈動を平滑化する方法を示す^{(1)(*)}。主なアキュムレータの構造別比較を表4-4に示す。

図4-51は車載用油圧ポンプの圧力脈動を吸収し、車内騒音、振動の低減に用いられる金属ベローズタイプのアキュムレータである。金属ベローズタイプアキュムレータはゴムブラダタイプ、フリーピストンタイプと比較し、金属ベローズ部からのガス透過がなく、初期性能を維持でき、作動時の抵抗が小さく追従性が良いため、高周波までの油圧脈動を吸収できる点で優れている。本研究では、金属ベローズタイプアキュムレータを用いてコントロール室内圧力脈動を低減する油圧回路を構成し、PWM制御による圧力脈動の平滑化をおこなう。図4-52にコントロール室内圧力脈動吸収回路を示す。

表4-4 主なアキュムレータの構造比較

	金属ベローズ	フリーピストン	高分子膜
概略構造図			
ガスシール性	メンテナンスフリー 5%以下/10年交換不要	低温時ガス透過大 シール部しゅう動 抵抗と相反する	高温時ガス透過大 約40%/4年 約7年で交換
しゅう動抵抗	○	△ シール部しゅう動抵抗あり	○
スペース組付け性	△ フリーピストン約1.6倍の体積	○	△ 球形であり組付け性が悪い
総合評価	○	△	△

(金属ベローズタイプアキュムレータ技術資料より引用)

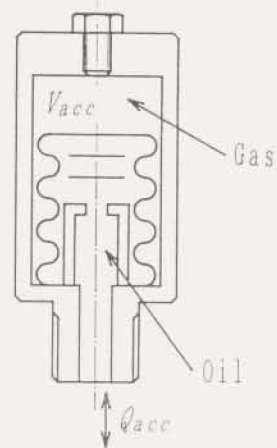


図4-51 金属ベローズタイプ脈動吸収アキュムレータ

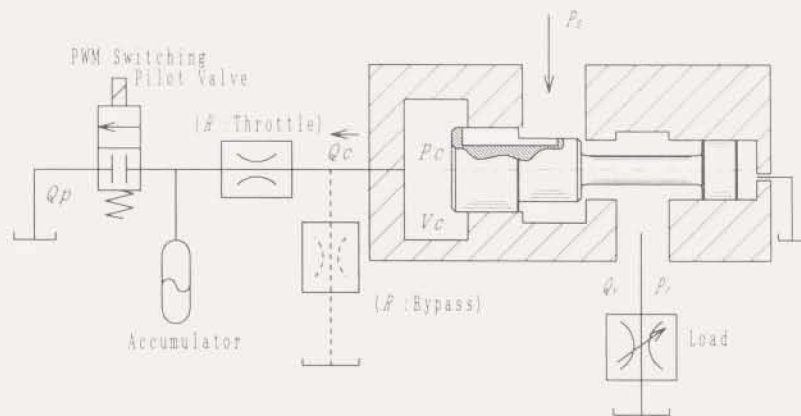


図4-52 アキュムレータを用いたコントロール室内圧力脈動吸収回路

実験では、初期ガス封入圧力 $P_{acc0} = 3\text{MPa}$ のアクチュエータ ($V_{acc0} = 5\text{cm}^3$) を用意し、負荷として可変絞りをを用いた。負荷の設定は、可変絞り全開の弁開度を無負荷とし、供給圧力 $P_s = 10\text{MPa}$ 、パイロット弁全開 ($\tau = 100\%$) において、負荷圧力 $P_r = 6\text{MPa}$ となる負荷用絞り弁開度を負荷有りとする。

図4-53にアクチュエータ無しと、アクチュエータ有りについて、負荷がある場合の変調率と比例シート弁の発する騒音のオーバーオール値 (A特性) の関係を示す。騒音は相対的な比較をおこなうので、比例シート弁から1.8m離れた同一地点より、簡易騒音計で測定する。油圧ユニットなどから生じている暗騒音は同地点では78dB (A) である。アクチュエータが無い場合、変調率 $\tau = 50\%$ 付近に騒音のピークを持つ特性を示すのに対して、アクチュエータがある場合は、変調率によらずほぼ一定の騒音特性を示し、そのオーバーオール値はPWM制御時以外の暗騒音とはほぼ等しく、顕著に低騒音化がおこなえている。

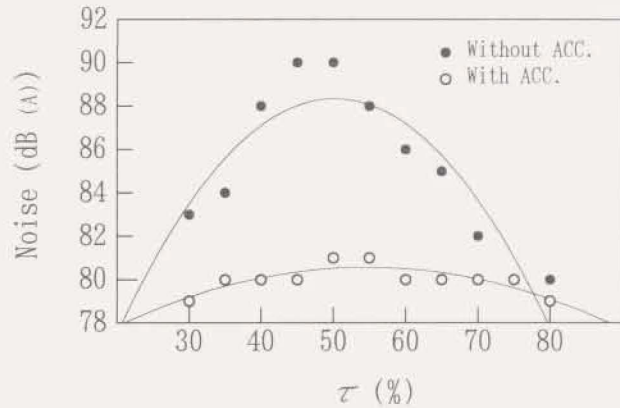


図4-53 PWM制御時の騒音 (アクチュエータの有無に対する騒音の比較)

図4-54、図4-55にアクチュエータ無しの場合のコントロール室圧力、及び負荷圧力波形を、図4-56、図4-57に初期ガス封入圧力 $P_{acc0} = 3\text{MPa}$ のアクチュエータを用いた場合のコントロール室圧力、及び負荷圧力波形を示す。アクチュエータが無い場合は、パイロット弁の入力信号に対応して大きく脈動しているのに対し、アクチュエータを用いた場合は、圧力脈動がほぼ平滑化されているのがわかる。

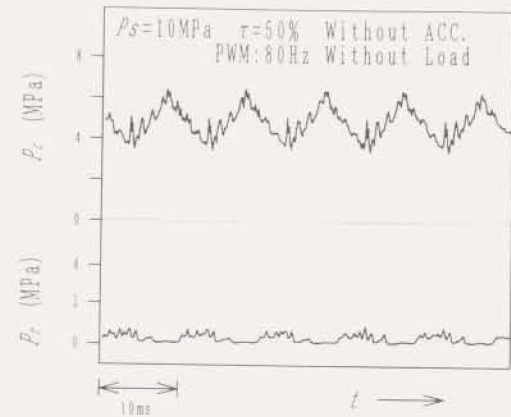


図4-54 PWM制御時のコントロール室内圧力と負荷圧力の波形
(アクチュエータ無し、負荷無し、PWM: 80Hz)

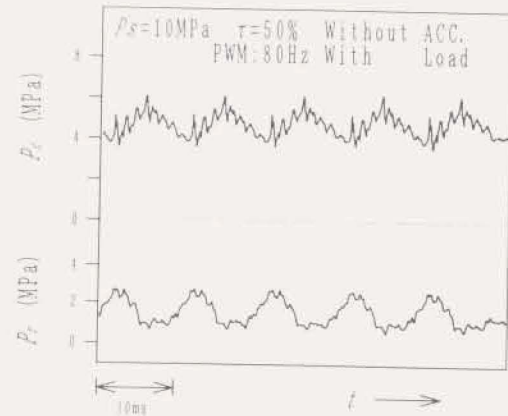


図4-55 PWM制御時のコントロール室内圧力と負荷圧力の波形
(アクチュエータ無し、負荷有り、PWM: 80Hz)

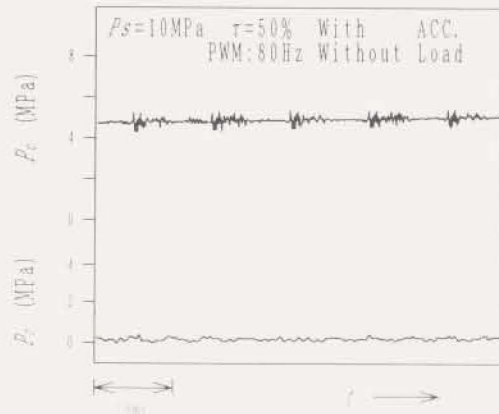


図4-56 PWM制御時のコントロール室内圧力と負荷圧力の波形
(アキュムレータ有り、負荷無し、PWM:80Hz)

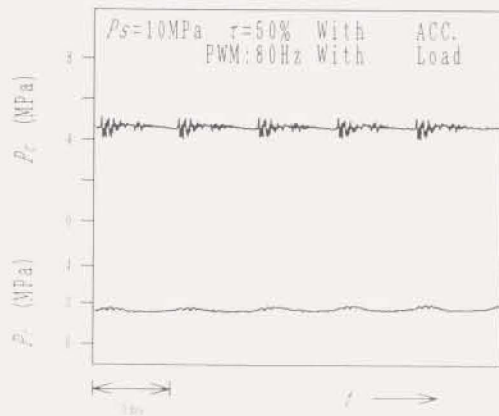


図4-57 PWM制御時のコントロール室内圧力と負荷圧力の波形
(アキュムレータ有り、負荷有り、PWM:80Hz)

以上の結果から、脈動吸収アキュムレータの選定は、圧力脈動振幅が最大となる変調率 $\tau=50\%$ 付近において、最大主弁流量（無負荷）制御時のコントロール室圧力より低い最低作動圧力であり、かつ変調率 $\tau=0\%$ におけるコントロール室圧力以上の最高使用圧力を有するものを選べば良いことがわかる。しかしながら、高圧力化、制御流量の大流量化につれて、アキュムレータの使用圧力が高くなるので、この圧力脈動低減法は、アキュムレータの性能によって制限を受けると思われる。

図4-58と図4-59に、アキュムレータ無しと、アキュムレータ有りについて、コントロール室圧力脈動をボンドグラフを用いてシミュレーションをおこなった例を示す。簡単化のため、アキュムレータに封入されたガスの変化は断熱変化とし、アキュムレータの特性は次式で表わされるものとする。

$$P_{acc} = P_{acc0} \left(\frac{V_{acc0}}{V_{acc0} - \int Q_{acc} dt} \right)^{\gamma} \quad (4-78)$$

ここで、 P_{acc} 、 P_{acc0} 、 V_{acc0} はそれぞれ、アキュムレータ圧力、初期ガス封入圧力、初期ガス容積を表わし、 Q_{acc} はアキュムレータ流入流量、 γ はポリトロップ指数を表わす。

図4-60にシミュレーションに用いたボンドグラフモデルを示す。シミュレーションより、アキュムレータの装着によってコントロール室圧力脈動が低減できることがわかる。しかし、パイロット弁の制御流量が少ない場合は、コントロール室圧力 P_c が主弁の開き始める圧力まで下がるのに時間がかかり、応答性が悪くなる。

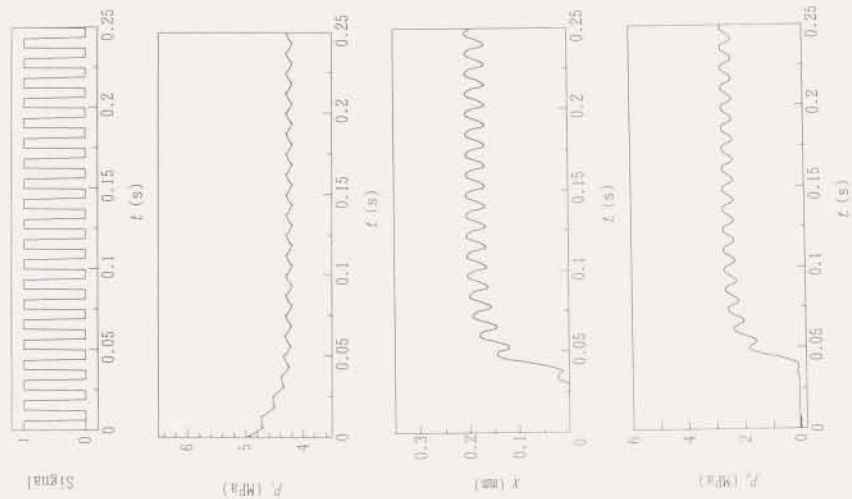


図4-59 シミュレーション結果 (アキュムレータ有り)

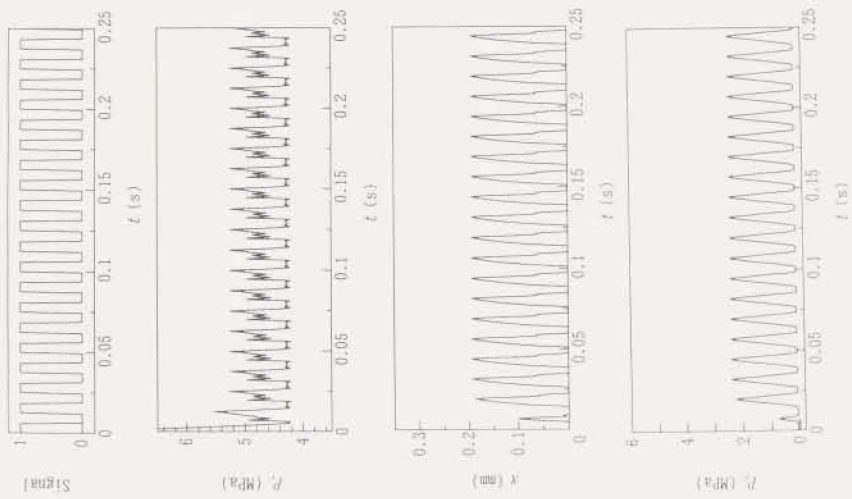


図4-58 シミュレーション結果 (アキュムレータ無し)

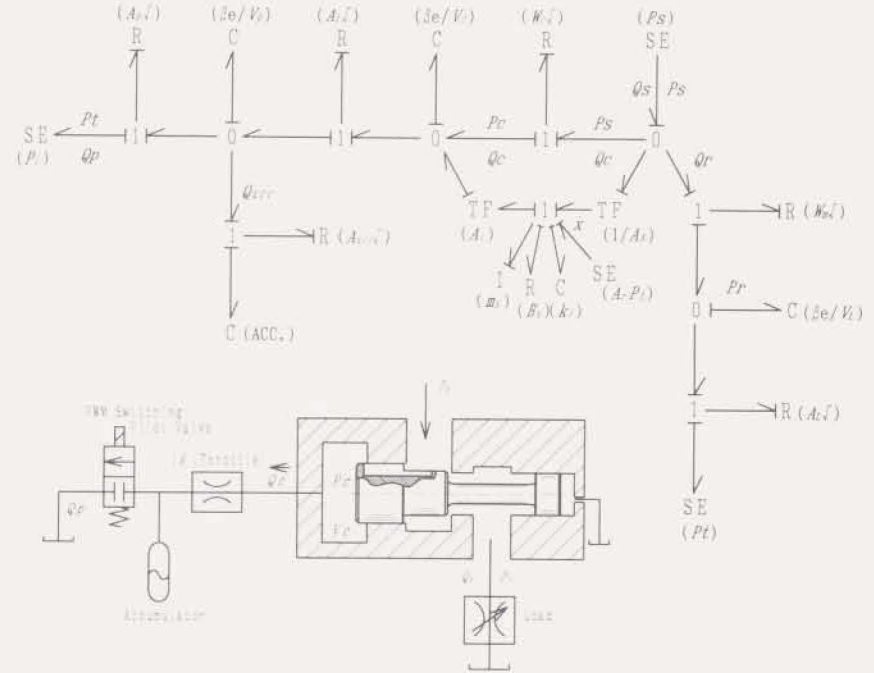


図4-60 アキュムレータを用いたコントロール室内圧力脈動吸収回路のホンドグラフ

図4-61、図4-62にアキュムレータ付き比例シート弁のステップ応答を示す。試験油圧回路は4・2・2節で述べた実験回路と同じものである。アキュムレータがある場合、コントロール室の圧力変化が緩やかになるため、アキュムレータが無い場合に比べて応答が遅くなり、主弁が開き始めるまでに $\tau = 100\%$ において18ms、 $\tau = 50\%$ において30msを要する。(アキュムレータ無しでは、 $\tau = 100\%$ において8ms、 $\tau = 50\%$ において6ms(図4-47、図4-48参照))

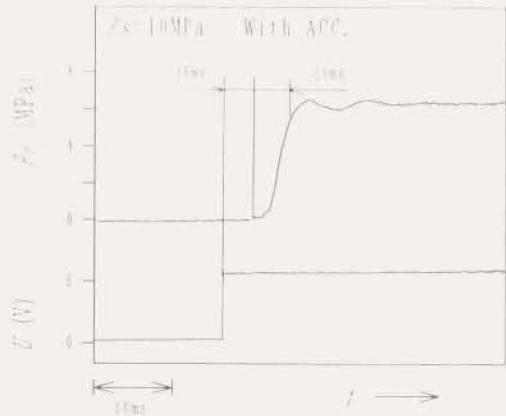


図4-61 アキュムレータ付き比例シート弁のステップ応答
(PWM: 80Hz, $\tau = 100\%$)

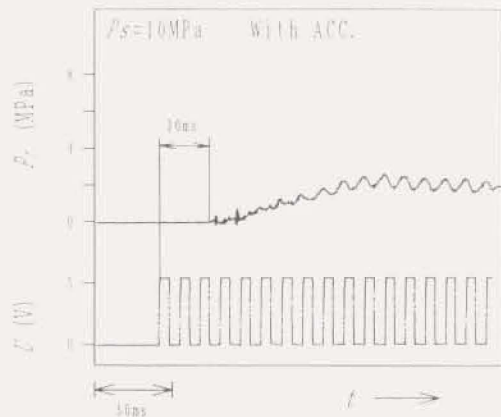


図4-62 アキュムレータ付き比例シート弁のステップ応答
(PWM: 80Hz, $\tau = 50\%$)

応答が遅くなるのを改善するために、図4-52に示すように主弁が作動する圧力よりわずかに高い圧力にコントロール室圧力を減圧するバイパスを設ける。図4-63、図4-64にバイパス回路を設けた場合のステップ応答を示す。図より、弁の応答時間が $\tau = 100\%$ において10ms短縮されていることがわかる。しかしながら、この方法は常時パイロット流量が消費されるため、メータアウト回路によりアクチュエータを制御する場合には適用できない。

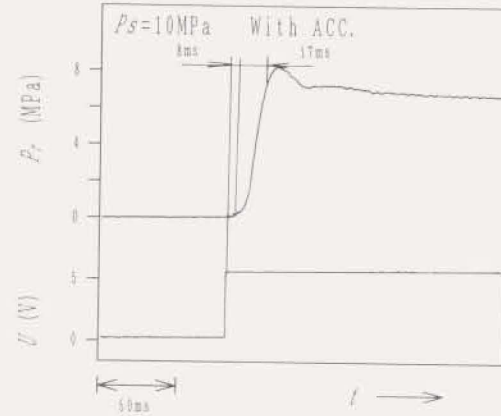


図4-63 パイロットバイパス回路付加による応答性の改善
(PWM: 80Hz, $\tau = 100\%$)

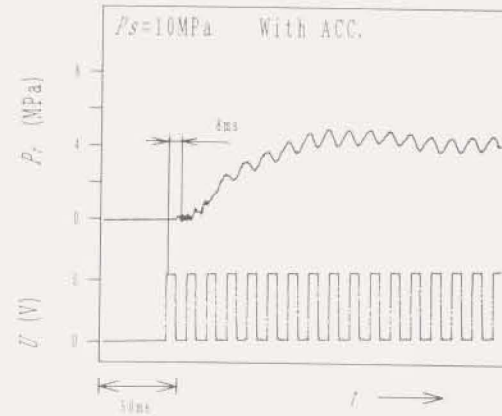


図4-64 パイロットバイパス回路付加による応答性の改善
(PWM: 80Hz, $\tau = 50\%$)

4-3-3 パイロット高速電磁弁の高速化による比例シート弁の特性改善

4-3-1 節において、高速電磁弁制御比例シート弁のステップ応答を示した。弁の応答時間は、10MPaの圧力下において25msを要しているが、そのうち約8msがパイロット高速電磁弁の切り換え時間である。第3章で述べた3電源方式高速励磁回路を用いて、この切り換え時間を短縮することにより、比例シート弁の応答時間の向上がはかられる。図4-65は高速励磁回路を用いた比例シート弁のステップ応答を調べたものであり、パイロット弁切り換え時間の短縮により、応答時間が10msに短縮されていることがわかる。

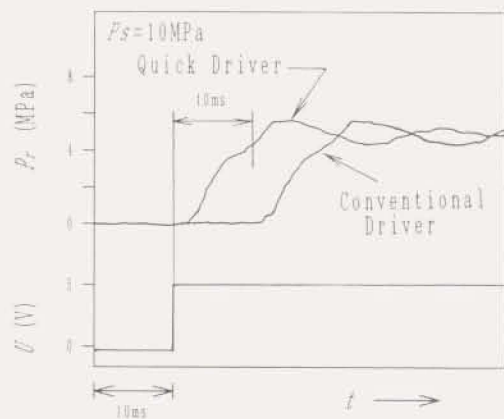


図4-65 パイロット高速電磁弁の高速化による比例シート弁の応答性の改善
(ステップ応答, PWM: 200Hz, $\tau = 100\%$, 3電源方式高速駆動回路)

また、4-3-2節において、PWM搬送波周波数の高周波数化が、圧力脈動の低減に効果があることを示した。パイロット弁に用いている高速電磁弁は、通常、弁の切り換え遅れの影響のため、50Hz程度のPWM搬送波周波数で使用されている。一方、3電源方式高速励磁回路では、高速電磁弁を200HzのPWM搬送波周波数で駆動できるため、圧力脈動の低減に有利である。図4-66はPWM搬送波周波数200Hzにおける、比例シート弁のコントロール室圧力と負荷圧力を測定したものである。アキュムレータの付加による脈動低減には及ばないものの、PWM搬送波周波数の高周波数化により脈動が低減されており、今後、高速電磁弁がさらに高速化されれば、有効な手段となる。特にこの方法は、アキュムレータ付加の場合に問題となる応答性の低下がないため、高速制御を必要とするシステムに適用できる。

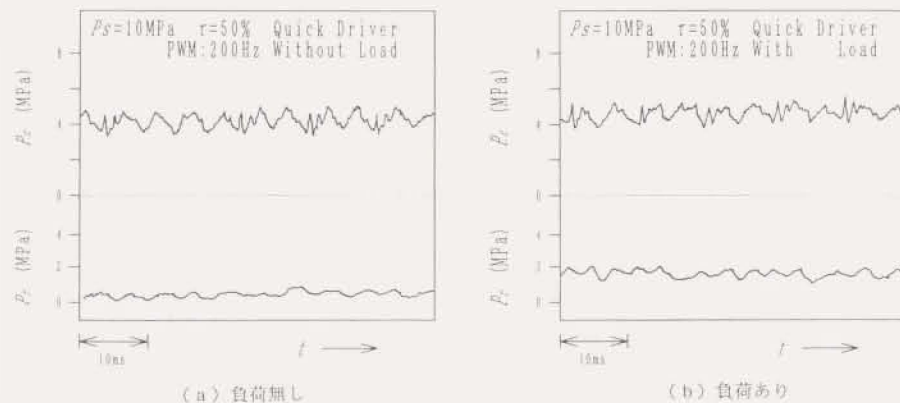


図4-66 パイロット高速電磁弁の高速化による比例シート弁の圧力脈動の低減
(圧力脈動波形, PWM: 200Hz, $\tau = 50\%$, 3電源方式高速駆動回路)

4・4 比例シート弁とモーメント式流量計による負荷無反応形流量制御

4・4・1 モーメント式流量計の開発

ポンプの吐出流量や油圧制御弁の制御流量、アクチュエータで消費される流量を測定することは、油圧システムの故障予知や流体制御特性向上の観点から重要になっている。流量計の測定原理には容積変化、絞りによる差圧、流れの中の物体に作用する力、超音波、電磁誘導、カルマン渦などをもとに、直接的ないし間接的に流量を計る多くの方法がある^{14) 15) 16) 17)}が、油圧装置用流量計としては(1)高速応答 (2)高圧力下で使用できる (3)流体の粘度変化の影響が少ない (4)静かである (5)低圧力損失 (6)簡単な構造で作動信頼性が高い (7)廉価であるという条件を満たす必要がある。本章では、上記の条件を実用的に満たす方法として、流体の持つ運動量の変化に着目して流量を間接的に計る方法を検討した。これをモーメント式流量計と名付ける^{18) 19) 20) 21)}。

高速電磁弁制御比例シート弁は、PWM制御されるパイロット弁（高速電磁弁）の変調率と主弁開度に比例関係がある。しかしながら、主弁が制御する流量は、主弁開度と負荷圧力により決まり、入力信号に比例した流量制御をおこなうためには、制御流量を直接的に測定、または諸値から間接的に推定し、それをフィードバックする制御系の構成が必要となる。

本節では、システムの単純化と作動信頼性を向上、および負荷の圧力に依存せずに電気信号に比例する流量制御をおこなう弁として、剛性が高く流体力の影響を受けにくい高速電磁弁制御比例シート弁と、簡単な構造のモーメント式流量計の結合を考え、制御流量を直接信号量として取り込む負荷無反応形流量制御系を構築する。

図4-67、図4-68に装置の構造図と装置の写真を示す。本流量計は流体の運動量の変化より生じる流体力とばね力を平衡させ、その変位量を測定することにより、流量を間接的に測るものである。作動油の流れの方向がAポートからBポートの場合、Aポートより流入した流体は、スリーブの角度 θ 傾斜した流路（円周上に等間隔8ヶ所）を通過して噴流を形成する。その際、ばね支持された可動子は流体より力を受け変位する。流体はその後、Bポートより流出する。逆方向の流れ（BポートからAポートへの流れ）の場合も、流体の経路が可動子について対称なので、同様の原理で作動する。なお、可動子の両端の圧力室にはBポートの油圧が導かれており、しゅう動部の圧力差を少なくして可動子の固着を防止している。図4-69に各部の寸法諸元を示す。

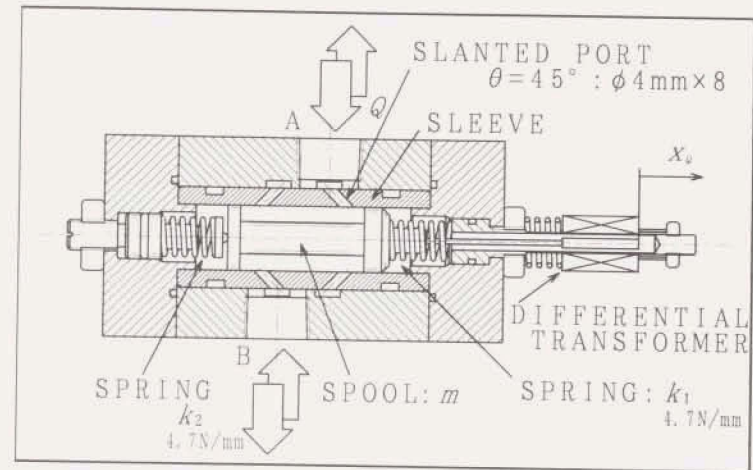


図4-67 モーメント式両方向流量計

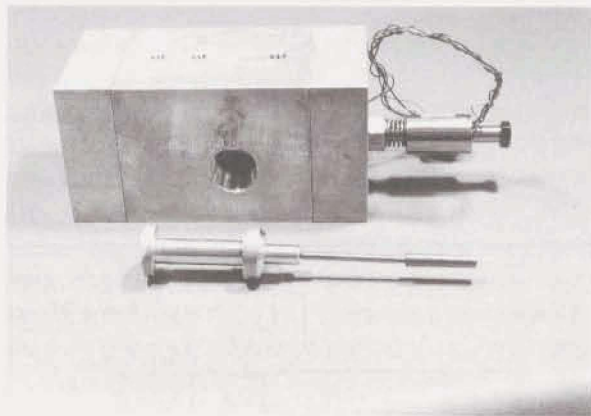


図4-68 モーメンタム式両方向流量計

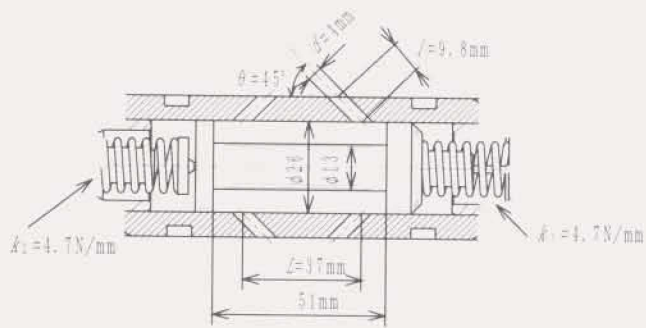


図4-69 モーメンタム式流量計の寸法諸元

4-4-2 モーメンタム式流量計の流量測定原理とその特性

可動子に作用する流体力を運動量理論^{(4-172)~(4-181)}より算出する。図4-70の静止座標系において、対象とする系を包む閉曲面を $S_v(t)$ 、その閉曲面で囲まれる空間を $V_v(t)$ 、点 (x, y, z) における時刻 t における流速の x, y, z 成分を u, v, w とする。Newtonの運動の第2法則より、 $S_v(t)$ 内の流体に働く力の x 方向成分は、

$$f_x(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{V_v(t)} u dV \quad (4-79)$$

で与えられる。

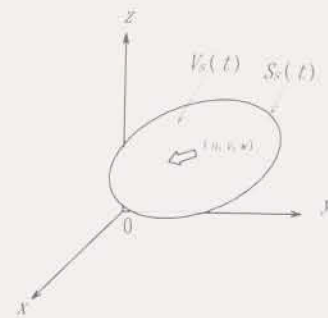


図4-70 検査対象の系を包む閉曲面

図4-71において、検査面を $S_e(t)$ 、検査面 $S_e(t)$ で囲まれた空間を $V_e(t)$ とする。検査面 $S_e(t)$ は静止座標系に関する時間関数で与えられ、運動、変形は自由であり、また、面上の流速は、面上の位置と時間の関数で与えられることを前提とする。 $t=t_0$ で $S_e(t)$ 内にあった対象とする系が、時刻 t で占める空間を $V_a(t)$ 、その表面を $S_a(t)$ とすれば、 $t=t_0$ において $V_a(t)=V_e(t)$ 、 $S_a(t)=S_e(t)$ である。ただし、系は検査面と独立に動くので、 $t \neq t_0$ では $V_a(t) \neq V_e(t)$ 、 $S_a(t) \neq S_e(t)$ とは限らない。 $t+\Delta t$ においては、 $V_a(t+\Delta t)=V_1+V_2$ 、 $V_e(t+\Delta t)=V_1+V_3$ である。空間 V_1 内の流体のもつ運動量の x 方向成分を M_1 と表すと、

$$\begin{aligned} f_x(t_0) &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M_x(t_0+\Delta t) - M_x(t_0)}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M_1 + M_2 - M_x(t_0)}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M_1 + M_3 - M_x(t_0) + M_2 - M_3}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M_x(t_0+\Delta t) - M_x(t_0)}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{(M_2 - 0) + (0 - M_3)}{\Delta t} \end{aligned} \quad (4-80)$$

(4-80)式の右辺第1項は検査面内の運動量変化率を表し、第2項は V_2, V_3 内の運動量変化率、すなわち、検査面を流入および流出した運動量の変化率を表す。

$$f_x(t_0) = \rho \left[\frac{d}{dt} \int_{V_e(t)} u dV \right]_{t=t_0} + \rho \int_{S_e(t_0)} u u_n dS \quad (4-81)$$

ここで、 u_n は検査面の微小面素の移動速度に対する流体の相対速度の、検査面の外向き法線方向成分である。 $t=t_0$

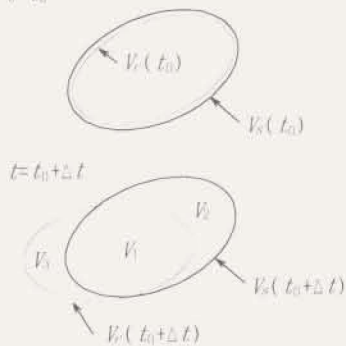


図4-71 Control Volume

(4-81)式は任意の時刻 t で成り立ち、また、(4-81)式の第1項は、非圧縮性流体の連続の条件とGaussの発散定理により、面積積分に書き換えられる。

$$f_x(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_e(t)} x u_n dS + \rho \int_{S_e(t)} u u_n dS \quad (4-82)$$

ここで、 u_n は検査面上の流速の検査面外向き法線方向成分である。

図4-72において、可動子に作用する軸方向の力は、流体に作用する力の反作用、すなわち、 $-f_x(t)$ から求められる。いま、流体はAポートから流入し、Bポートより流出するものとし、検査面をスリーブ表面、スプール内側面、スプール軸表面からなる中空円柱表面にとる。すなわち、検査面は面構成要素 $S_{i, i=1-6}$ で構成され、 $\sigma_{i, i=1-6}$ はその面構成要素の面積を表す。

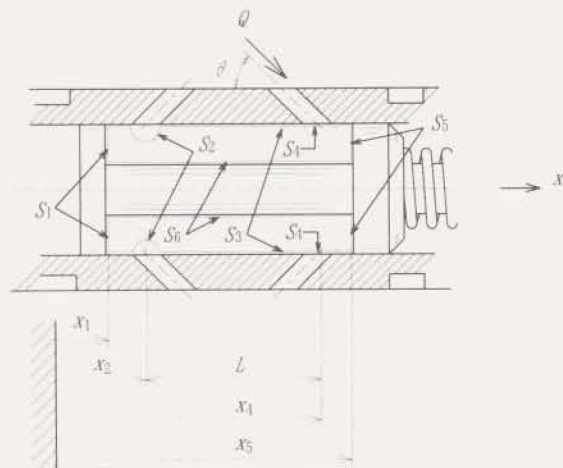


図4-72 モーメント式流量計に適用した検査面

運動量理論を適用する際、以下の仮定をおく。

- 1) 検査面は可動子の移動にともなって移動する。
- 2) S_2, S_4 上での流速は一樣、ただし、時間の関数である。
- 3) S_3, S_5 上でのせん断力は小さく、無視できる。

各面構成要素について、(4-82)式を適用する。

$$f_{x1}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e1}(t)} x_1 u_{x1} dS + \rho \int_{S_{e1}(t)} u u_{x1} dS$$

$$= -\rho \sigma_1 x_1 \ddot{x}_0 + 0 \quad (4-83)$$

$$f_{x2}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e2}(t)} x_2 u_{x2} dS + \rho \int_{S_{e2}(t)} u u_{x2} dS$$

$$= \rho x_2 \dot{Q} + 0 \quad (4-84)$$

$$f_{x3}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e3}(t)} x_3 u_{x3} dS + \rho \int_{S_{e3}(t)} u u_{x3} dS$$

$$= 0 + 0 \quad (4-85)$$

$$f_{x4}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e4}(t)} x_4 u_{x4} dS + \rho \int_{S_{e4}(t)} u u_{x4} dS$$

$$= -\rho x_4 \dot{Q} - \rho \frac{Q^2}{\sigma_4} \cot \theta \quad (4-86)$$

$$f_{x5}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e5}(t)} x_5 u_{x5} dS + \rho \int_{S_{e5}(t)} u u_{x5} dS$$

$$= \rho \sigma_5 x_5 \ddot{x}_0 + 0 \quad (4-87)$$

$$f_{x6}(t) = \rho \frac{d}{dt} \int_{S_{e6}(t)} x_6 u_{x6} dS + \rho \int_{S_{e6}(t)} u u_{x6} dS$$

$$= 0 + 0 \quad (4-88)$$

また、

$$\sigma_1 = \sigma_5 \quad (4-89)$$

$$\rho \sigma_1 (x_5 - x_1) \dot{m}_1 \quad (4-90)$$

$$x_4 - x_2 = L \quad (4-91)$$

$$\sigma_4 = C_d A \operatorname{cosec} \theta \quad (4-92)$$

ただし、 m_1 は可動子内部（検査面で囲まれた空間内部）の流体の質量、 L は傾斜

ポート間距離、 $C_d A$ は傾斜ポートにおける噴流の有効断面面積である。

ゆえに、可動子に作用する軸方向の力 F_x は、

$$F_x(t) = -\sum_{i=1}^6 f_{xi}(t) = \rho \frac{Q^2}{C_d A} \cos \theta + \rho L \dot{Q} - m_1 \ddot{x}_0 \quad (4-93)$$

ここで、第1項は定常流体力、第2、第3項は非定常流体力による軸力である。

また、流体がBポートからAポートに流れる場合については、同様の検査面をポートに関して逆にとればよい。

流量の正負を考慮して、AポートからBポートへの流れを正にとれば、 $F_x(t)$ は次式で表される。

$$F_x(t) = \rho \frac{Q|Q|}{C_d A} \cos \theta + \rho L \dot{Q} - m_1 \ddot{x}_0 \quad (4-94)$$

流量係数 C_d は傾斜ポートを短管絞りで近似すれば、(4-95)式で与えられる関係式によく一致することが知られており、図4-73はその関係を示したものである⁽⁴⁻¹⁷⁾。

$$C_d = \left[1.5 + 13.74 \left(\frac{l}{d R_e} \right)^{1/2} \right]^{-1/2} \quad \left(\text{for } \frac{d R_e}{l} > 50 \right)$$

$$C_d = \left[2.28 + 64 \left(\frac{l}{d R_e} \right) \right]^{-1/2} \quad \left(\text{for } \frac{d R_e}{l} < 50 \right) \quad (4-95)$$

ここで、 $R_e = \frac{d Q}{\nu A}$

可動子の運動は(4-96)式で表せる。

$$(m + m_1) \ddot{x}_0 + b \dot{x}_0 + (k_1 + k_2) x_0 = \rho \frac{Q|Q|}{C_d A} \cos \theta + \rho L \dot{Q} \quad (4-96)$$

定常状態における可動子の変位は、

$$x_0 = \rho \frac{Q|Q|}{C_d A (k_1 + k_2)} \cos \theta \quad (4-97)$$

例えば、流体の密度を $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ とすると、 $Q = 60 \text{ l/min}$ において、理論値として、定常流体力 8.9 N 、可動子変位量 0.94 mm となる。また、応答速度を支配する可動子の固有角周波数は $\omega_n = 440 \text{ rad/s}$ ($\sim 70 \text{ Hz}$) である。

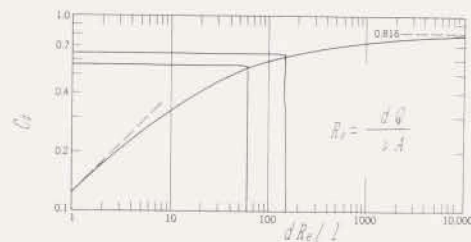


Figure 3-12 Discharge coefficient for a short tube orifice.

図4-73 短管絞りの流量係数⁽⁴⁻¹⁷⁾

図4-74にモーメント式流量計の性能試験装置の油圧回路を示す。流量制御はフルブリッジ回路の高速電磁弁制御比例シート弁(0~80L/min, 10ms at 10MPa)を用い、歯車式流量計(KRACHT社 VOLUTRONIC VC1, 1歯当り容積1.05 cm³, 流量範囲 0~63 L/min)により流量の検定をおこなった。図4-75は油温 $T = 40^{\circ}\text{C}$ 、流量制御弁供給圧力 $P_s = 10\text{MPa}$ において、歯車式流量計により測定される流量 Q に対する可動子変位 x_s の静特性を調べたものであり、(4-97)式より得られる理論値と概ね一致している。ヒステリシスは2%以内に納まっているが、特性は二次曲線で表されるため、分解能は小流量(10L/min以下)になるにしたがい低下する。本流量計の流量測定範囲を $5\text{L/min} < Q < 100\text{L/min}$ とすると、(4-95)式より $70 < R_s < 1400$ となり、 $C_d \approx 0.6$ (一定) と見なすことができる。 C_d 一定として、差動トランスの出力電圧の平方根を求め、図4-75に示した流量計の二次曲線的な特性を線形化したものを図4-76に示す。図4-77は油温の変化の影響を調べたもので、温度の上昇にともない、変位は僅かに減少する傾向にある。図4-78は本流量計の圧力損失を実測したもので、 $T = 40^{\circ}\text{C}$ 、VG32相当の作動油を用いると流量60L/minで0.4MPaである。

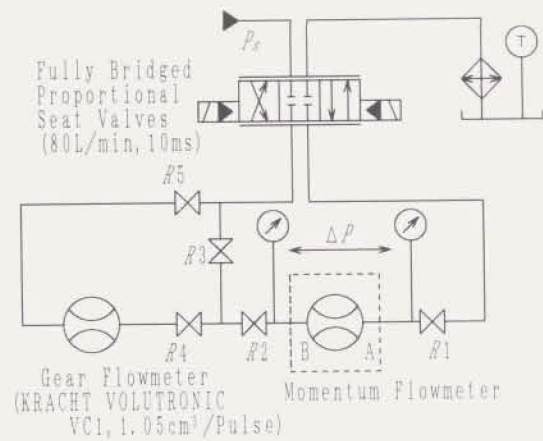


図4-74 モーメント式流量計試験油圧回路

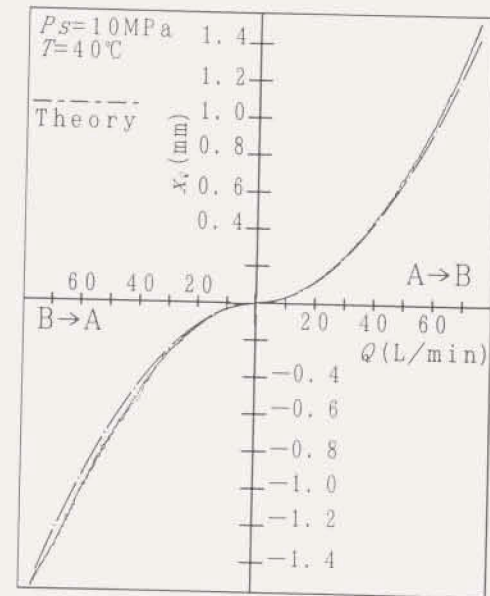


図4-75 モーメント式流量計の静特性 (測定値と理論値の比較)

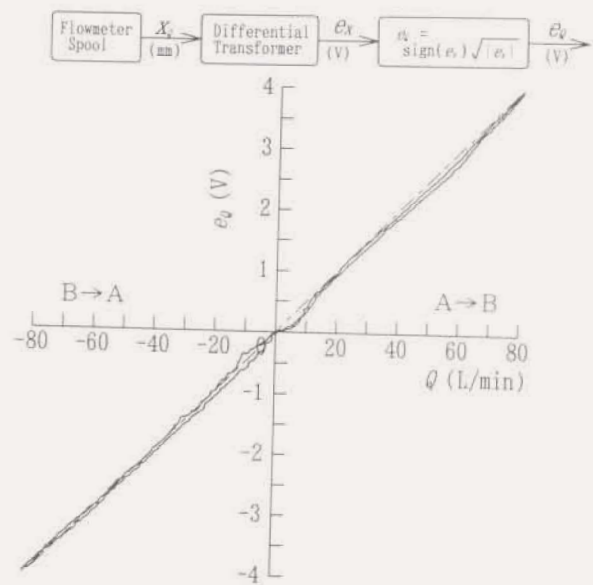


図4-76 線形化されたモーメント式流量計の静特性

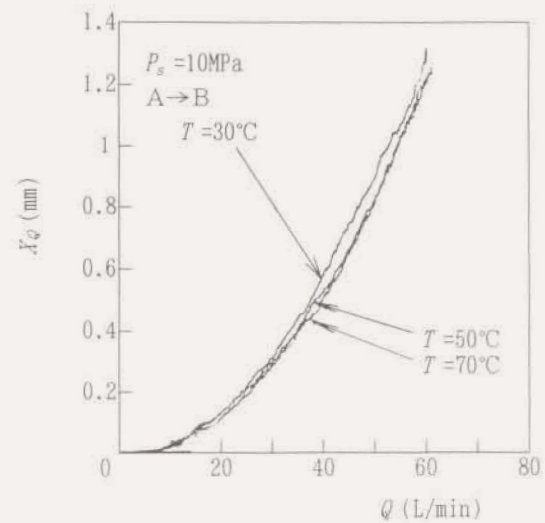


図4-77 油温による特性変化 (測定値)

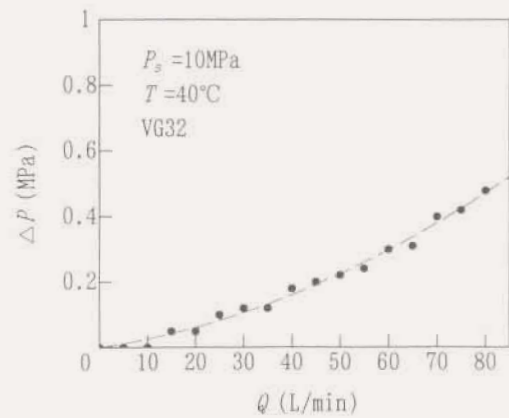


図4-78 圧力損失特性 (測定値)

図4-79は、制御弁の操作によりモーメント式流量計にステップ流量を入力し、流体抵抗の小さい絞りR2（図4-74参照）における圧力波形と、モーメント式流量計の応答速度を比較したものである。立ち上がり時間10msのステップ状圧力波形（ $Q = 30 \rightarrow 60 \text{ L/min}$ に相当）と比べると、35msの遅れで応答している。図4-80は正逆流量振幅35L/minのステップ状流量変化を与えた場合のモーメント式流量計の特性であり、過渡的な振動もなく切り換え流量を計測している。

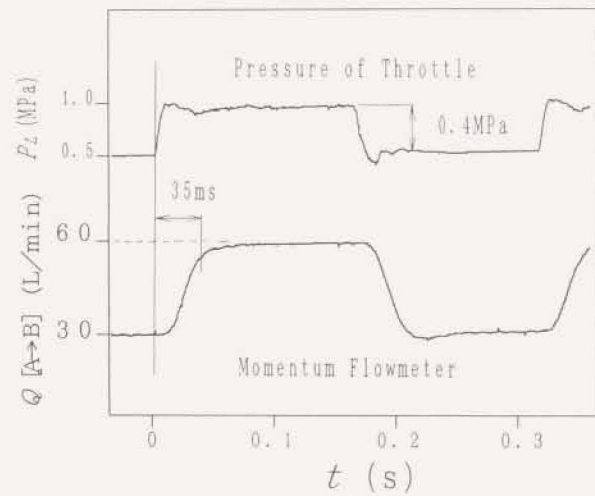


図4-79 モーメント式流量計のステップ応答

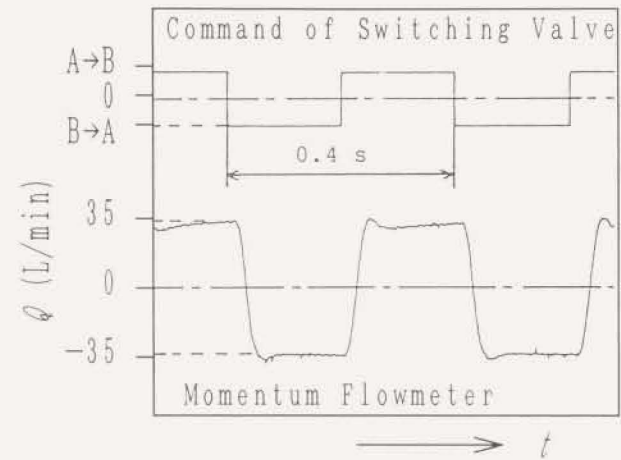


図4-80 正逆両方向の流量変化を与えた場合の動特性

流量が非定常変化する場合、モーメント流量計の出力には(4-96)式に示される非定常流体力成分が加算される。その影響を調べるため、式(4-96)を微小変化量について線形化しラプラス変換して整理すると(4-98)式と(4-99)式を得る。

非定常流体力を考慮しないならば

$$\frac{X^*(s)}{Q^*(s)} = \frac{2\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4-98)$$

非定常流体力を考慮すると

$$\frac{X^*(s)}{Q^*(s)} = \frac{\omega_n^2(T_d s + 2)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4-99)$$

となる。ここで、 $X^*(s) = \frac{\Delta x_Q(s)}{x_{Q0}}$ 、 $Q^*(s) = \frac{\Delta Q(s)}{Q_0}$ 、 ω_n は固有角周波数

$$(\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}})、k_e \text{は等価ばね定数、} m_e \text{は可動部の等価質量、} \zeta = \frac{b}{2\sqrt{m_e k_e}}、$$

$$T_d = \frac{C_d A L}{Q_0 \cos \theta} \text{である。}$$

図4-81および図4-82は上式をもとに周波数特性を求めたものである。可動子の固有周波数以下の実用周波数域では、ゲインについては両者の違いはほとんどなく、位相については非定常流体力が微分要素として位相遅れを補償するはたらきをすることがわかる。

次に、しゅう動部の粘性抵抗の影響について考察する。図4-83は可動子のステップ応答について、粘性摩擦力を可動部しゅう動部の管状すき間に作用する油のせん断力をもとに(4-100)式で算出したものであり、 $\zeta = 0.025$ となり振動的になる。

$$b = \frac{\rho \nu \pi d_s l_s}{\delta} \quad (4-100)$$

これは可動子前後の圧力室を大気圧に開放した場合に相当する。これに対し、図4-84は粘性摩擦力をしゅう動部の粘性抵抗に、可動子前後の圧力室にある油の流動抵抗を等価的に含め、(4-101)式で算出したものである。

$$b = \frac{\rho \nu \pi d_s l_s}{\delta} + 8\rho \nu \pi l_s \left(\frac{d_s}{d_c}\right)^3 \quad (4-101)$$

この場合は、 $\zeta = 1.15$ となり、応答は過減衰となる。したがって、両圧力室を結ぶ流路については、可動子に過度な減衰を与えるように流体抵抗を設計すればよい。

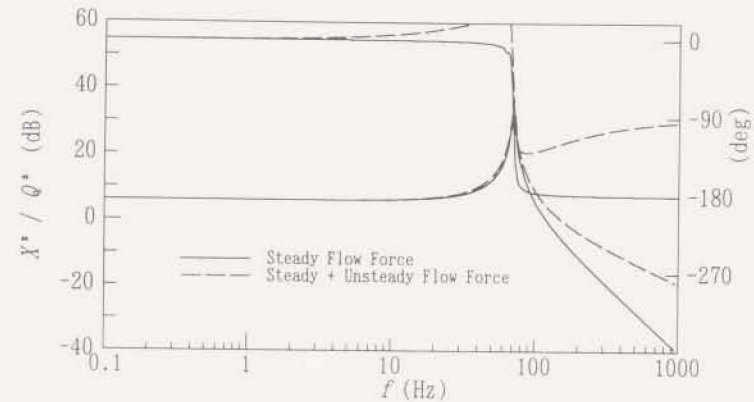


図4-81 モーメント流量計の周波数特性
(理論値： $\zeta = 0.025$ 、しゅう動部の粘性摩擦)

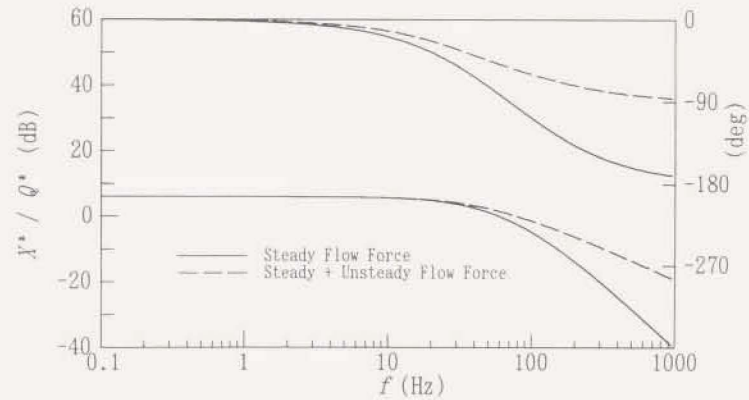


図4-82 モーメント流量計の周波数特性
(理論値： $\zeta = 1.15$ 、しゅう動部の粘性摩擦+絞り部の等価粘性摩擦)

4-4-4 過渡特性の実験と解析

図4-86に負荷圧力-流量特性を示す。図から流量計の効果が見られ、負荷圧力の依存の少ない流量制御がおこなえていることがわかる。

次に、動特性の試験として、無負荷時の過渡特性を図4-87に示す。図4-87は 30→60 L/minの目標流量変化に対し80msで制御を完了している。図4-88 は負荷圧力変動に対する補償特性を調べたもので、過渡的な負荷圧力変化 (P_L を0→4MPaに変化) に対しても0.1s以下の遅れで設定流量に収束している。

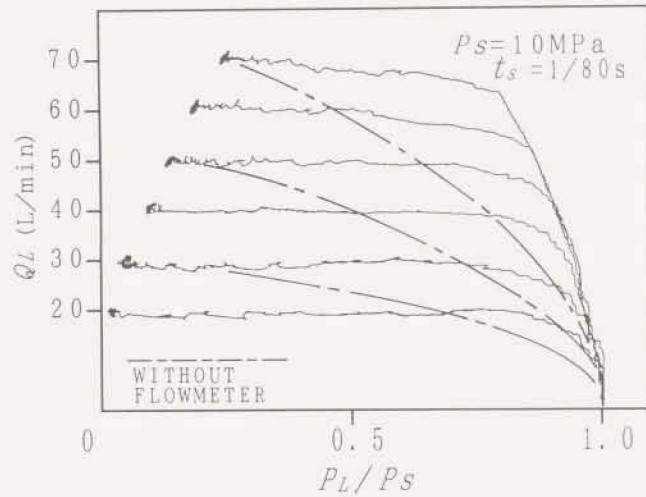


図4-86 負荷圧力-流量特性

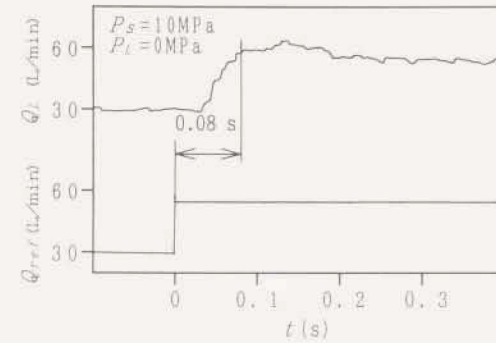


図4-87 ステップ応答 (Q_{ref} : 目標流量, Q_L : 歯車式流量計より検出される実流量)



図4-88 ステップ負荷圧力変化に対する流量制御特性
(目標流量 Q_{ref} : 30L/min一定に設定)

動特性試験に対し、比例シート弁とモーメンタム式流量計からなる流量制御系の数学モデルを確立するために、ボンドグラフによるシミュレーションをおこなった。図4-89にそのボンドグラフモデルを示す。図4-90は負荷圧力変動に対する補償特性をシミュレーションした例で、図4-88に示した実験値と概ね一致しており、本流量制御系数学モデルの妥当性が確認できる。なお、ボンドグラフはパワーの流れを表現するものであるが、パワーを持たないPIDコントローラ信号の特性についてもR素子で比例動作、C素子で積分動作を表現した。また、シミュレーションに使用したBSPは特性式の表現が積分因果律に従うため、微分動作については時刻幅 5msの差分近似で表現した。

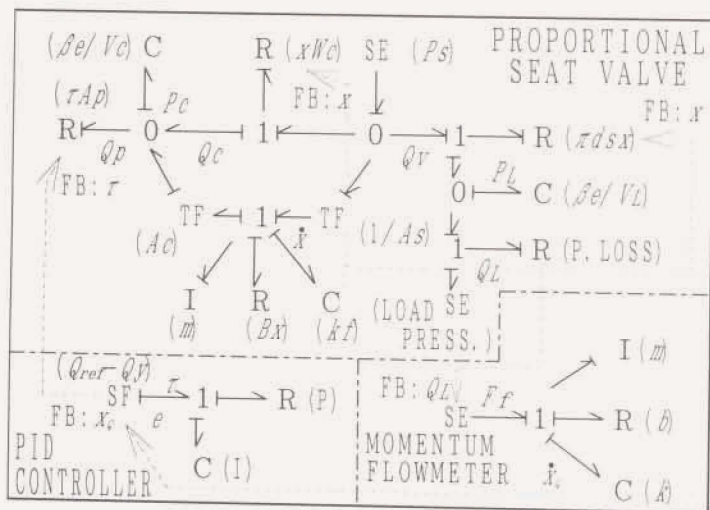


図4-89 流量計付き比例シート弁と負荷絞りのボンドグラフ

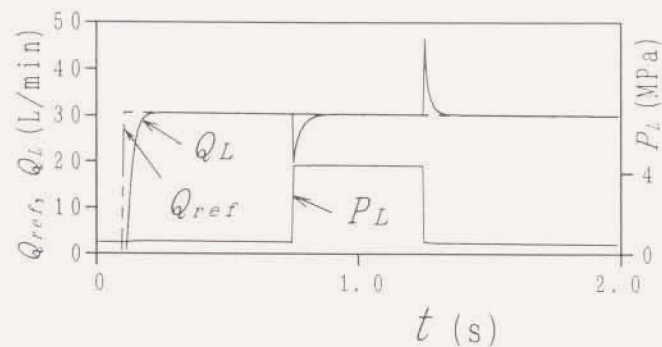


図4-90 シミュレーション結果
(ステップ負荷圧力変化に対する流量制御特性)

4・5 まとめ

比例シート弁は、パイロット流量に比例した油圧出力が得られるが、わずかな慣性負荷に対しても発振しやすい。比例シート弁の発振現象の形態には2種類あり、1つは比例シート弁本体の固有振動数で決まる高周波数の振動であり、もう1つは比例シート弁と作動油の圧縮性を含む慣性負荷の系から決まる低周波数の振動である。従来形比例シート弁は、パイロット流量と主弁の両方が負荷の変動の影響を受ける構造になっているため、弁開度の小さい所では負荷の影響による発振が生じやすい。

比例シート弁の安定性に影響を与える重要なパラメータは主弁アンダーラップ量 X_L であり、 X_L を大きくとることにより作動が安定することを示した。供給圧力 $P_s = 10\text{MPa}$ の場合、従来形比例シート弁は、無負荷では必要な X_L が 0.5mm 程度であるが、慣性負荷がある場合は、 15mm 以上の X_L が必要であり、実用的でない。また、流量特性についても、総流量は主弁流量とパイロット流量の和であるために、低流量域では特性が非線形となる。

一方、本研究で開発した、バランススプールを取りつけることによって負荷の変動の影響を軽減する機構を設けた負荷圧力補償形比例シート弁は、慣性負荷に対しても、無負荷における必要安定アンダーラップ量とはほぼ同じ X_L で安定した特性が得られる。特に、従来形比例シート弁で問題となっていた、微小な弁開度における発振現象は現れず、低流量域の制御も可能である。負荷圧力補償形比例シートは、構造上パイロット用の高圧油をタンクに戻すため、メータイン回路の場合は、わずかではあるがエネルギー損失となる。しかしながら、この構造によって制御性は著しく向上し、実用的である。

比例シート弁は応答性が良いため、流体パルス制御法を用いると、パイロット弁の流体パルスに反応して比例シート弁主弁が作動し、主弁流量脈動、および騒音が生じる。パルス幅変調制御に起因する脈動、騒音は従来から問題となっており、比例シート弁のように大流量を制御する弁では、パイロット弁のパルス流体を平滑化して、比例シート弁主弁の脈動を抑える必要がある。本章では、まず、金属ベローズタイプの脈動吸収アキュムレータを用いて、脈動の低減、低騒音化をおこなう方法を示した。この方法は、比例シート弁の使用圧力がアキュムレータの使用圧力で制限され、主弁開閉の応答時間がアキュムレータの容量の増加にともなって長くなるので、実際の使用については、油圧源の容量、および負荷に応じて最適なアキュムレータを選定する必要がある。次に、パイロット高速電磁弁の高速化により、PWM搬送波周波数を 50Hz から 200Hz に高周波数化し、コントロール室圧力の脈動を低減する方法を示した。

本研究で開発した比例シート弁は次のような特徴がある。

(1) 高速応答である。

主弁の固有振動周波数は約 1.4kHz であり、比例シート弁本体の特性は主にパイロット弁の特性に依存する。

(2) 大流量の制御ができる。

低圧力損失であり、パイロット弁流量に対する増幅率が大きい。

本研究の供試弁は、 10MPa の圧力下で 80L/min の流量を 20ms の応答時間で制御する。また、パイロット弁を3電源方式高速駆動回路で駆動することにより、 10ms の応答時間を可能にしている。

(3) シート弁構造により、高圧力下でも内部リークが少ない。

(4) パイロット弁にPWM制御高速電磁弁を用いている。

・ PWM制御のディザ効果によって、ヒステリシスの少ない特性が得られる。

・ コンピュータとの結合性がよく、多様な制御が可能である。

さらに、比例シート弁と新たに開発したモーメンタム式流量計を組み合わせることにより、負荷圧力に依存せずに入力電気信号に比例した流量制御をおこなう負荷無反応形流量制御系を構築できる。

第 5 章
高速比例シート弁のアクティブ制御による
重慣性負荷のキャビテーション
抑制システム

第5章で使う記号

- A : シリンダピストン受圧面積
 a : 弁開口面積
 a^* : 無次元弁開口面積
 \bar{a} : 基準開口面積 (最大開口面積)
 B, F : 粘性摩擦抵抗係数、乾性摩擦抵抗係数
 G : 流量ゲイン
 K : PWMゲイン
 $k \left(k = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right)$: 流量定数
 L : シリンダストローク
 l : 内部漏れ係数
 M : 油圧シリンダの質量
 P : 圧力
 p : 無次元圧力
 P_L : シリンダ下室圧力、負荷圧力
 P_s : 供給圧力
 P_U : シリンダ上室圧力
 Q : 流量
 Q^* : 無次元流量
 \bar{Q} : 基準流量 (無負荷最大流量)
 Q_L : 負荷流量
 r_c : フルブリッジ比例シート弁の比例制御側弁に対するオンオフ制御側弁の流体の
 流れやすさの比
 t : 時間
 U : 入力信号
 u : シリンダ速度
 u^* : 無次元シリンダ速度
 \bar{u} : 基準シリンダ速度 (最大シリンダ速度)
 V : 弁-シリンダ間容積
 W : シリンダ自重
 w : 無次元シリンダ自重
 W_o : 弁の出力

- y : シリンダ変位
 y_{ref} : 目標シリンダ変位
 y^* : 無次元シリンダ変位
 \bar{y} : 基準シリンダ変位
 β_o : 作動油の体積弾性係数
 δ : 不感帯幅
 τ : PWM変調率
 τ_o : 最小パルス幅

$\text{sgn}(x)$: 変数 x の符号を表す。すなわち

$\text{sgn}(x) = 1$	$(x > 0)$
$\text{sgn}(x) = 0$	$(x = 0)$
$\text{sgn}(x) = -1$	$(x < 0)$

5・1 まえがき

油圧シリンダや油圧モータなどの慣性負荷の起動、停止、保持を指令に応じて速やかにおこなうには、切換弁の急閉鎖にともなう負圧の発生や過大なサージ圧力の防止を考慮する必要がある。通常、アクチュエータの位置や速度の制御には、4ポートスプール弁や、それと等価な4個のロジック弁で構成されるブリッジ回路が使われる。スプール弁では、流量を制御する4個の絞りの開度はスプールの変位で機械的に決定されるため、アクチュエータの動作圧力を自由に設定することはできない。一方、ロジック弁はブリッジ回路の4つの絞りを独立して制御できるが、微小流量の制御が困難で、アクチュエータの加減速制御がおこないにくい。

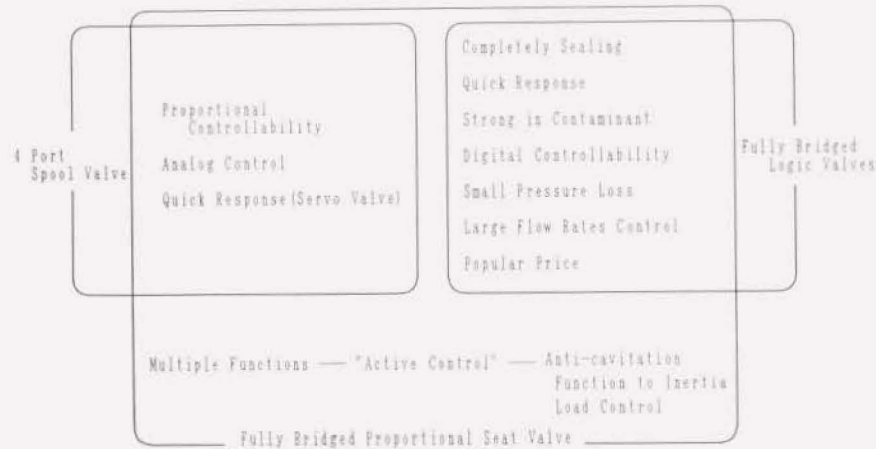


図5-1 フルブリッジ比例シート弁の特徴

そこで、第4章で開発した微小流量から大流量までを連続的に制御できる比例シート弁4個で構成されるブリッジ回路を用いることにより、従来の制御法では難しいとされてきた慣性負荷のキャビテーション防止の課題に取り組んだ。本制御法は、図5-1に示すように、スプール弁制御とロジック弁制御の両者の特徴を兼ね備えている。図5-2は高速電磁弁制御比例シート弁4個を用いたフルブリッジ比例シート弁の模式図である⁽⁸⁾⁽¹¹⁾。スプール弁制御では、アクチュエータの油圧供給側(P側)弁と排出側(T側)弁の両方を同量絞るため、2つの流体抵抗を同時に制御することになり、慣性負荷の急停止時には、油圧供給側に流量不足を生じ、キャビテーションが発生することがある。一方、フルブリッジ比例シート弁では、図5-3に示すように各弁のPWM制御の変調率の設定によりメータアウト回路(アクチュエータの油圧排出側を絞る油圧回路)を構成でき、1つの流体抵抗でアクチュエータを制御するのでアクチュエータの駆動動力の有効利用率を高められ、しかも、加減速を自由に設定できる。

本章では、高速電磁弁制御電子油圧比例シート弁の応用例として、フルブリッジ比例シート弁による重慣性負荷制御をとりあげ、各シート弁の作動タイミングを独立に制御して負荷の過渡状態を制御する方法を「アクティブ制御」と称し、その制御性能について検討する。

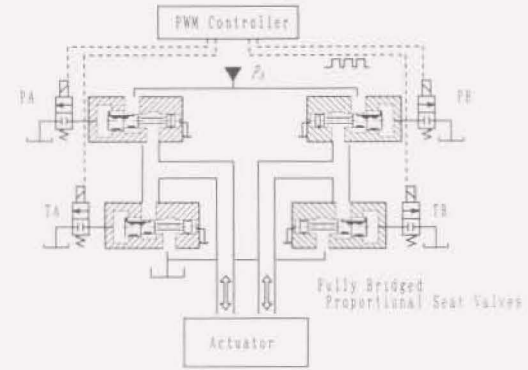


図5-2 高速電磁弁制御フルブリッジ比例シート弁

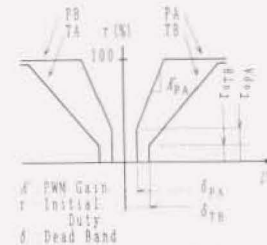


図5-3 メータアウト回路を構成するPWMパラメータ設定

5・2 高速比例シート弁のアクティブ制御

5・2・1 重慣性負荷制御時のキャピテーション問題

一般的なフルブリッジ制御形のスプール弁の流量特性は、4ポートゼロラップ弁を考えた場合、次式で表される。

$$Q_L = C_d \pi d x_v \sqrt{\frac{P_s - P_L}{\rho}} \quad (5-1)$$

ここで、 Q_L : 負荷流量、 P_L : 負荷圧力、 d : 弁径、 x_v : 主弁開度である。

(5-1)式を

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_{SM}}, \quad \bar{P}_L = \frac{P_L}{P_s}, \quad G_{SM} = C_d \pi d x_{vmax} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad G_{SM} = C_d \pi d x_{vmax} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

$$\bar{G}_L = \frac{G_L}{G_{SM}}, \quad Q_{SM} = G_{SM} \sqrt{\frac{P_s}{2}}$$

で無次元化し、各弁開度が一定の状態において、負荷に流せる流量 \bar{Q}_L と負荷の圧力差 \bar{P}_L の関係を表したものを図5-4に示す。無次元化に用いた基準流量 Q_{SM} は、4ポートゼロラップ弁の最大弁開度における最大流量に相当する。

弁の出力 W_L は、

$$W_L = P_L Q_L \quad (5-2)$$

となる。弁の最大出力条件は、 $\frac{dW_L}{dP_L} = 0$ より

$$P_L = \frac{2}{3} P_s \quad (5-3)$$

弁の最大出力は、

$$W_{Lmax} = \frac{2\sqrt{3}}{9\sqrt{\rho}} C_d \pi d P_s^{1.5} \quad (5-4)$$

となる。これに対し、フルブリッジ比例シート弁を用いて、負荷の上流側(P側)をオンオフ的に、下流側(T側)を比例的に制御すると、その流量特性は次式で表される。

$$Q_L = C_d \pi d x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_L)}{\rho}} \quad (5-5)$$

ここで、 x_v は比例制御側弁の弁開度である。弁開度 (x_v) ごとのフルブリッジ比例シート弁の負荷流量特性は図5-5で表される。(5-1)式と(5-5)式を比較すると、フルブリッジ比例シート弁はスプール弁の $\sqrt{2}$ 倍の流量が制御できることがわかる。

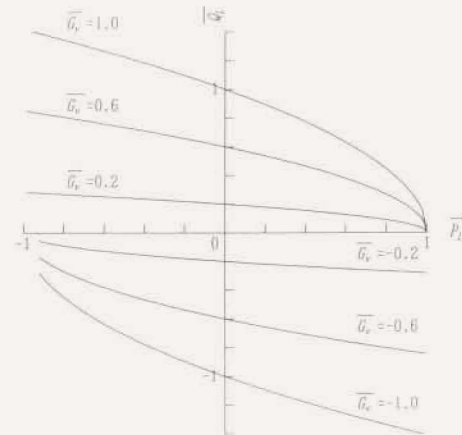


図5-4 4ポートゼロラップスプール弁の負荷圧力-流量特性

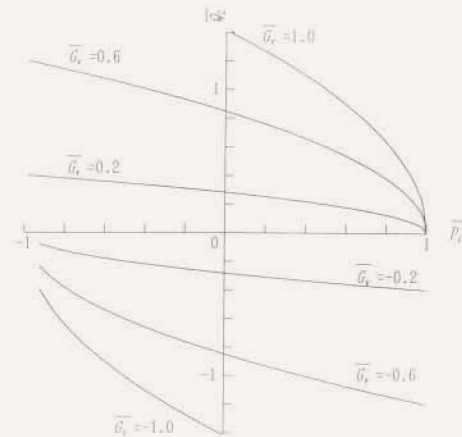


図5-5 フルブリッジ比例シート弁の負荷圧力-流量特性

弁の最大出力条件は、(5-3) 式と同様に $P_L = \frac{2}{3} P_s$ となる。

弁の最大出力は、

$$W_{max} = \frac{2\sqrt{6}}{9\sqrt{\rho}} C_d \pi d P_s^{1.5} \quad (5-6)$$

となり、スプール弁制御時の $\sqrt{2}$ 倍の油圧出力を得られる。

ここで、メータアウト回路特性に及ぼす、上流側絞り（オンオフ動作）の大きさの影響を考察する。すなわち、上流側の弁開度量（オンオフ動作、 $G_{CM/OFF}$ で表す）と下流側弁（比例的動作、弁開度を G_{PRO} で表す）の最大弁開度量（ G_{PROMAX} ）の比 r_G を次式で定義し、

$$r_G = \frac{G_{CM/OFF}}{G_{PROMAX}} \quad (5-7)$$

フルブリッジ回路の見かけの流体の流れやすさ（コンダクタンス） \bar{G}_F と下流側比例的絞りの流体の流れやすさ \bar{G}_P の関係を次式に定義して図示すると、図5-5のようになる。

$$\bar{G}_F = \frac{G_F}{G_{PROMAX}} \quad (5-8)$$

$$\bar{G}_P = \frac{G_{PRO}}{G_{PROMAX}} \quad (5-9)$$

図5-6より、上流側弁の弁開度が下流側弁の最大弁開度の3倍以上あれば、アクチュエータの上流側絞りの影響はほとんどないことがわかる。このことは、各弁の作動のタイミングの独立制御と組み合わせることにより、負荷の消費流量に対して供給流量が不足することによって生じるキャビテーションを抑制する有効な手段となる。

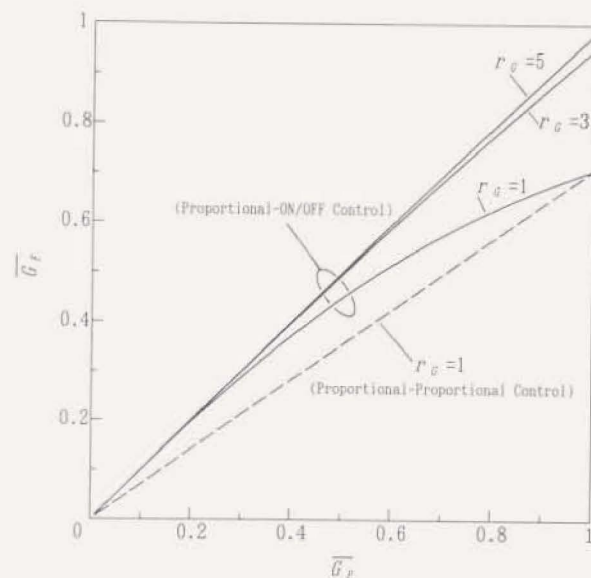


図5-6 オンオフ制御側弁と比例制御側弁の油の流れやすさの比とフルブリッジ比例シート弁全体の油の流れやすさの関係

これまで、慣性負荷を弁の切換えにより急停止した際に、回路の一方に過大なサージ圧力が、他方にキャピテーションが生じ、その制御に支障をきたすことが問題とされてきた^{(18-21)・(18-22)}。Montgomeryらは、スプール弁とシリンダからなる慣性負荷制御系の正弦波状運動に対して、キャピテーション発生限界条件が、主として次の3つの無次元数と弁の中立位置におけるチップの状態によってきまることが数値シミュレーションより導いている⁽¹⁸⁻²³⁾。

$$\alpha : \text{慣性パラメータ} \quad \left(\frac{\omega_n M k \bar{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{P_s A^2} \right) \quad (5-10)$$

$$\gamma : \text{無次元粘性摩擦抵抗} \quad \left(\frac{B}{P_s A} \frac{k \bar{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{A} \right) \quad (5-11)$$

$$\omega^* : \text{無次元角周波数} \quad \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right) \quad (5-12)$$

これを各弁を独立に制御できるフルブリッジ比例シート弁に適用するためには、若干の拡張が必要であり、図5-7のブリッジ回路について、以下にその基礎式を導く。

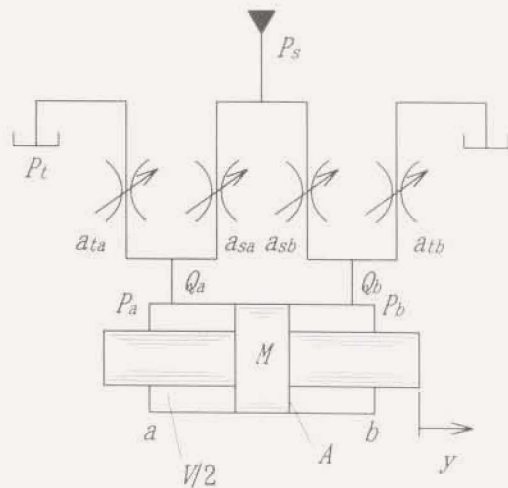


図5-7 シリンダの制御をおこなうフルブリッジ回路

a) 各絞りの流量特性

アクチュエータのa側への流入量

$$Q_a = k a_{a2} \sqrt{P_s - P_a} - k a_{a1} \sqrt{P_s - P_t} \quad (5-13)$$

アクチュエータのb側への流入量

$$Q_b = k a_{b2} \sqrt{P_s - P_b} - k a_{b1} \sqrt{P_s - P_s} \quad (5-14)$$

無負荷時の最大流量: \bar{Q}

最大弁開口面積: \bar{a}

基準流量: $\bar{Q} = k \bar{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}$

を用いて次の無次元化をおこなうと(5-13)式、(5-14)式は、(5-18)式、(5-19)式に書き直せる。

$$Q^* = \frac{Q}{\bar{Q}} \quad (5-15) \quad a^* = \frac{\bar{a}}{a} \quad (5-16) \quad p = \frac{P}{P_s} \quad (5-17)$$

アクチュエータのa側への無次元流入量

$$Q_a^* = \text{sgn}(1-p_a) a_{a2}^* \sqrt{2|1-p_a|} - \text{sgn}(p_a-p_t) a_{a1}^* \sqrt{2|p_a-p_t|} \quad (5-18)$$

アクチュエータのb側への無次元流入量

$$Q_b^* = \text{sgn}(p_b-p_t) a_{b2}^* \sqrt{2|p_b-p_t|} - \text{sgn}(1-p_b) a_{b1}^* \sqrt{2|1-p_b|} \quad (5-19)$$

ここで、各無次元開口面積は時定数

$$\tau = \omega t \quad (5-20)$$

の周期関数として、

$$a_{a2}^* = f_{a2}(\tau) \quad 0 \leq f_{a2}(\tau) \leq 1 \quad (5-21)$$

$$a_{a1}^* = f_{a1}(\tau) \quad 0 \leq f_{a1}(\tau) \leq 1 \quad (5-22)$$

$$a_{b2}^* = f_{b2}(\tau) \quad 0 \leq f_{b2}(\tau) \leq 1 \quad (5-23)$$

$$a_{b1}^* = f_{b1}(\tau) \quad 0 \leq f_{b1}(\tau) \leq 1 \quad (5-24)$$

たとえば、方形波入力信号に対してメータアウト回路を構成する例としては、

$$a_{a2}^* = \frac{\text{sgn}(\sin \tau) + 1}{2} \quad (5-25)$$

$$a_{a1}^* = \frac{-\text{sgn}(\sin \tau) + 1}{2} \quad (5-26)$$

$$a_{1s}^* = \frac{-\text{sgn}(\delta + \sin\tau) + 1}{2} \quad (5-27)$$

$$a_{1s}^* = \frac{\text{sgn}(-\delta + \sin\tau) + 1}{2} \quad (5-28)$$

ここで、 δ はアクチュエータ下流側弁の不感帯、もしくはアクチュエータ上流側弁に対する作動タイミングの遅れを表す。

b) アクチュエータの特性

シリンダの移動にともなう流量は $A \frac{dy}{dt}$

油の圧縮性による流量は $\frac{1}{\beta_e} \left(\frac{V}{2} + Ay \right) \frac{dP_s}{dt}$ 、 $\frac{1}{\beta_e} \left(\frac{V}{2} - Ay \right) \frac{dP_s}{dt}$

ピストン部の漏れ流量は $l(P_s - P_s)$

である。したがって全アクチュエータ流量は

$$Q_s = A \frac{dy}{dt} + \frac{1}{\beta_e} \left(\frac{V}{2} + Ay \right) \frac{dP_s}{dt} + l(P_s - P_s) \quad (5-29)$$

$$Q_{s'} = A \frac{dy}{dt} - \frac{1}{\beta_e} \left(\frac{V}{2} - Ay \right) \frac{dP_s}{dt} + l(P_s - P_s) \quad (5-30)$$

(5-31)式にシリンダの運動方程式を示す。

$$A(P_s - P_s) = M \frac{d^2y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F \left[\frac{dy}{dt} \right] + W \quad (5-31)$$

シリンダ速度を $u = \frac{dy}{dt}$ とする。 $\tau = \omega t$ 、 $p_s = \frac{P_s}{P_s}$ より

$$\frac{dP_s}{dt} = \frac{dP_s}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = P_s \omega \frac{dp_s}{d\tau} \quad (5-32)$$

アクチュエータ流量 ((5-29)式) Q_s を以下のように無次元化する。

$$Q_s^* = \frac{Q_s}{Q} = \frac{Au}{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}} + \frac{V \omega P_s}{2 \beta_e k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \frac{dp_s}{d\tau} + \frac{A \omega P_s y}{\beta_e k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \frac{dp_s}{d\tau} + \frac{P_s l (p_s - p_s)}{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \quad (5-33)$$

$$u^* = \frac{u}{\hat{u}} \text{ を無次元シリンダ速度とする。ただし } \hat{u} = \frac{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{A}$$

次に以下の無次元パラメータを定義する。

$$\alpha : \text{慣性パラメータ} \quad \left(\frac{\omega_n M k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{P_s A^2} \right) \quad (5-34)$$

$$\omega_n : \text{固有角周波数} \quad \left(\sqrt{\frac{4 \beta_e A^3}{M V}} \right) \quad (5-35)$$

$$\omega^* : \text{無次元角周波数} \quad \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right) \quad (5-36)$$

$$\theta : \text{無次元シリンダ長} \quad \left(\frac{L}{y} \right) \quad (5-37)$$

ただし \bar{y} は基準シリンダ変位 $\left(\frac{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{A \omega_n} \right)$ である。

$$\phi : \text{無次元内部漏れ係数} \quad \left(\frac{l P_s}{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \right) \quad (5-38)$$

$$\tau : \text{無次元粘性摩擦抵抗} \quad \left(\frac{B}{P_s A} \frac{k \hat{a} \sqrt{\frac{P_s}{2}}}{A} \right) \quad (5-39)$$

$$\sigma : \text{無次元乾性摩擦抵抗} \quad \left(\frac{F}{P_s A} \right) \quad (5-40)$$

$$w : \text{無次元自重パラメータ} \quad \left(\frac{W}{P_s A} \right) \quad (5-41)$$

これらのパラメータより(5-33)式は(5-42)式に書き直せる。

$$Q_s^* = u^* + \frac{2\omega^*}{\alpha} \frac{dp_s}{d\tau} + \frac{4\omega^*}{\alpha \theta} y^* \frac{dp_s}{d\tau} + \phi (p_s - p_s) \quad (5-42)$$

同様に(5-30)式も(5-43)式に書き直せる。

$$Q_{s'}^* = u^* - \frac{2\omega^*}{\alpha} \frac{dp_s}{d\tau} + \frac{4\omega^*}{\alpha \theta} y^* \frac{dp_s}{d\tau} + \phi (p_s - p_s) \quad (5-43)$$

(5-18)式、(5-19)式、および(5-42)式、(5-43)式より、無次元化した連続の式が得られる。

$$\text{sgn}(1 - p_s) \alpha^* \sqrt{2|1 - p_s|} - \text{sgn}(p_s - p_s) \alpha^* \sqrt{2|p_s - p_s|} = u^* + \frac{2\omega^*}{\alpha} \left(1 + \frac{2y^*}{\theta} \right) \frac{dp_s}{d\tau} + \phi (p_s - p_s) \quad (5-44)$$

$$\begin{aligned} & \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) a_1^2 \sqrt{2|p_2 - p_1|} - \operatorname{sgn}(1 - p_2) a_1^2 \sqrt{2|1 - p_2|} \\ & = u^* - \frac{2\omega^2}{\alpha} \left(1 - \frac{2y^2}{\theta} \right) \frac{dp_2}{d\tau} + \phi(p_2 - p_1) \end{aligned} \quad (5-45)$$

(5-31)式の運動方程式は(5-46)式の無次元運動方程式に書き直せる。

$$p_2 - p_1 = \alpha \omega^2 \frac{du^*}{d\tau} + \gamma u^* + \sigma \frac{u^*}{|u^*|} + w \quad (5-46)$$

シリンダ速度方程式として、以下の変形より(5-47)式が得られる。

$$u^* = \frac{u}{\bar{u}} = \frac{1}{\bar{u}} \frac{dy}{dt} \frac{d\tau}{d\tau}$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \omega$$

$$y = \bar{y} y^*$$

$$\frac{dy}{d\tau} = \bar{y} \frac{dy^*}{d\tau}$$

$$u^* = \frac{1}{\bar{u}} \omega \bar{y} \frac{dy^*}{d\tau} = \left(\frac{A}{k \bar{a} \sqrt{\frac{P_2}{2}}} \right) \left(\frac{k \bar{a} \sqrt{\frac{P_2}{2}}}{A \omega_0} \right) \omega \frac{dy^*}{d\tau}$$

$$u^* = \omega^* \frac{dy^*}{d\tau} \quad (5-47)$$

以上の基礎式をまとめると、図5-8に示すボンドグラフを得る。ただし、このボンドグラフでは、弁の応答性はシリンダの応答性に比べて十分速いものとし、R素子(比例要素)として扱う。

図5-9は図5-8に示したボンドグラフを用いて油圧シリンダを制御する上流、下流の弁を同時に急閉鎖した場合(①)と、P側弁をT側弁よりもタイミングを遅らせて急閉鎖した場合(②)のシリンダ容積内の最大圧力と最小圧力を比較したものである。圧力Pの添え字1,2はそれぞれP側、T側を表す。図5-9左図の計算結果より、慣性負荷の増大($\alpha \rightarrow$ 大)により、従来形スプール弁制御では上流側の圧力振幅が大きく(①:MAX-①:MIN)、負圧が生じている(①:MIN)が、ここで提案するメータアウト制御によればサージ圧、負圧ともに抑制できる(②)。

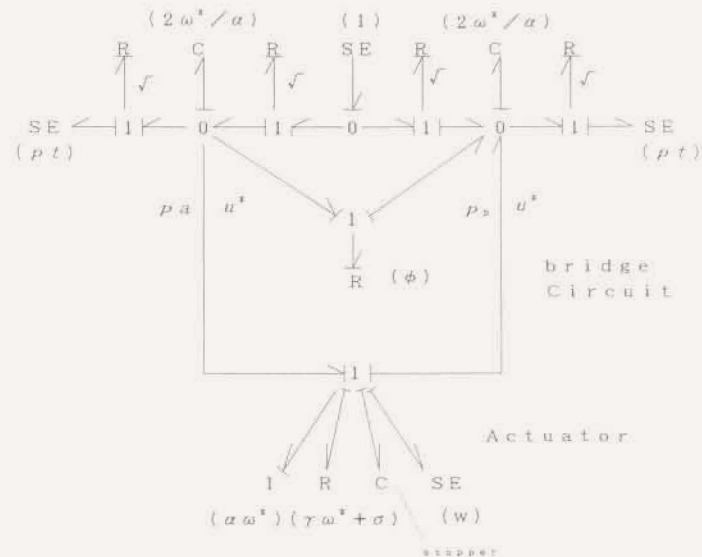


図5-8 フルブリッジ回路-シリンダ系のボンドグラフ

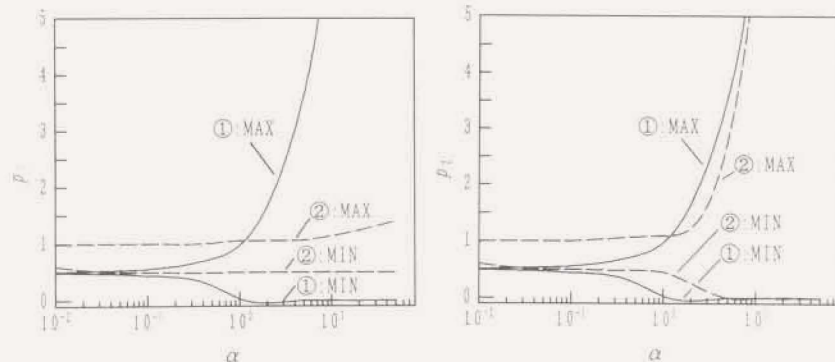
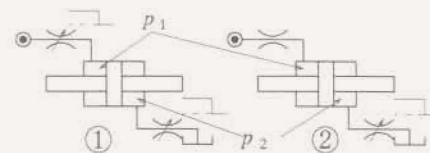


図5-9 慣性負荷の急停止時における最大圧力と最小圧力の比較 (BGSP解析結果)

①:ゼロラップスプール弁制御, ②:メータアウト回路

(無次元粘性摩擦抵抗 $\gamma = 0$)

5-2-2 フルブリッジ比例シート弁のアクティブ制御

アクティブ制御の一例として、圧力供給側（Pポート）弁をオシオフ的に、タンク側（Tポート）弁をPWM制御によって比例制御するメータアウト回路の場合について述べる。基本的な考え方は、アナログ電気信号である入力信号（フィードバック制御の場合は制御偏差）をA/D変換器を介して量子化し、入力信号電圧と各パイロット弁に出力する変調率の関係から開くべき弁を判断し、I/Oポートより各パイロット弁の励磁回路に操作指令パルス信号を出力するものである。フルブリッジ比例シート弁の制御プログラムは図5-10に示されるフローチャートにより各パイロット弁を制御する。

ソフトウェア上で設定するパラメータは、4つの弁ごとに、不感帯幅 δ 、PWMゲイン K 、最小変調率（シュレッシュホルド τ_0 ）、サンプリング周期 t_s である。図5-11にフルブリッジ比例シート弁の制御システム構成図を示す。制御部は、演算処理をおこなうコンピュータ（NEC 9801T 32BIT 20MHz 数値演算プロセッサ付き）と、A/D・D/A混載形モジュール（CONTEC ADA12-8/2(98)）からなる。高速電磁弁の励磁回路は、3電源方式の高速駆動回路を4回路用いている。

図5-12は正弦波入力に対する、実際の各パイロット弁の制御信号を測定したもので、Pポート側パイロット弁がオシオフ的に、Tポート側パイロット弁がPWM制御をおこなっていることがわかる。図5-13はフルブリッジ比例シート弁の無負荷流量制御特性である。PWM制御のディザ効果によって、ヒステリシスはほとんどない。

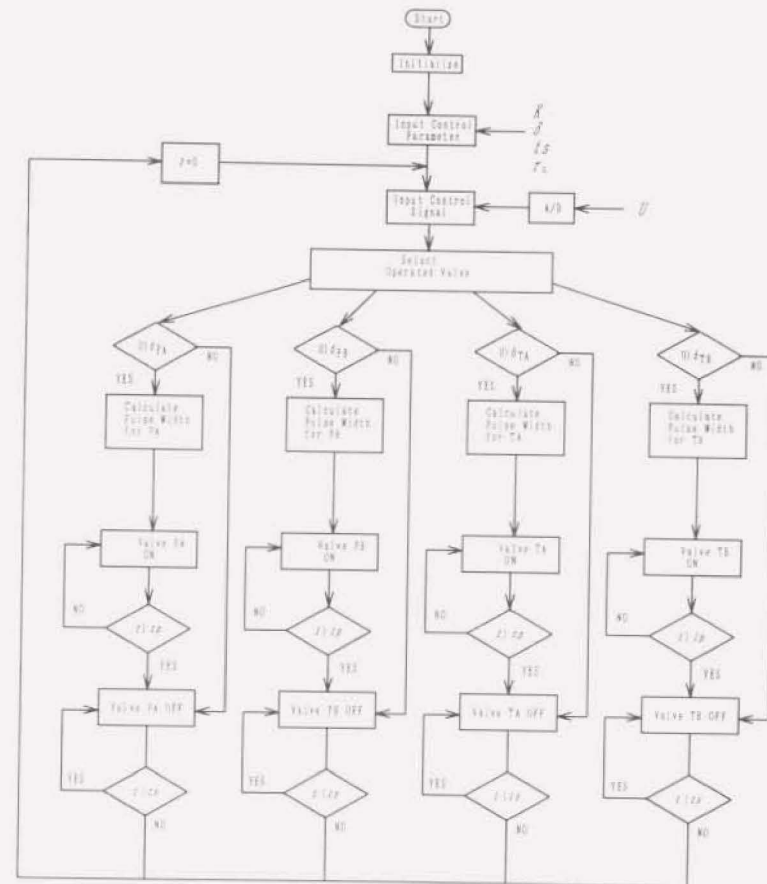


図5-10 フルブリッジ比例シート弁のアクティブ制御のフローチャート

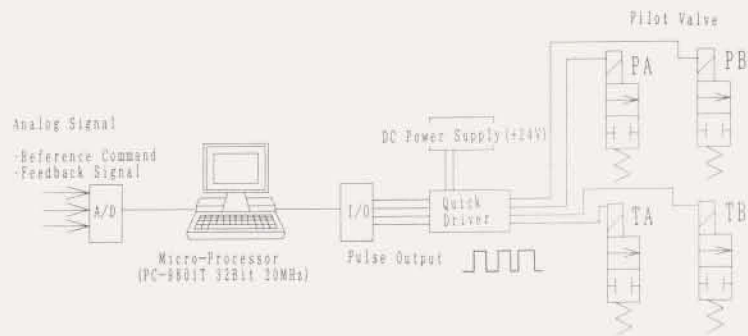


図5-11 フルブリッジ比例シート弁のシステム構成

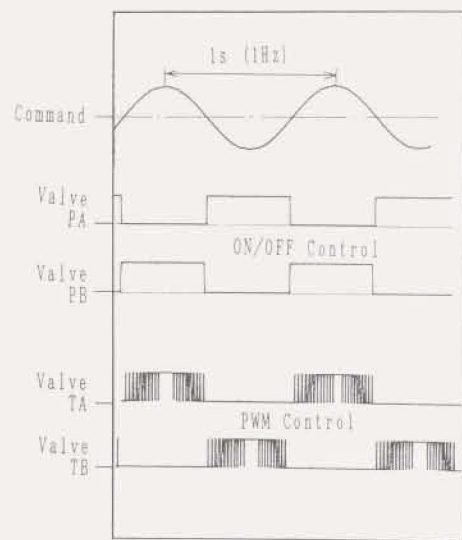


図5-12 メークアウト回路を構成する場合の各弁の制御パルス信号 (測定値)

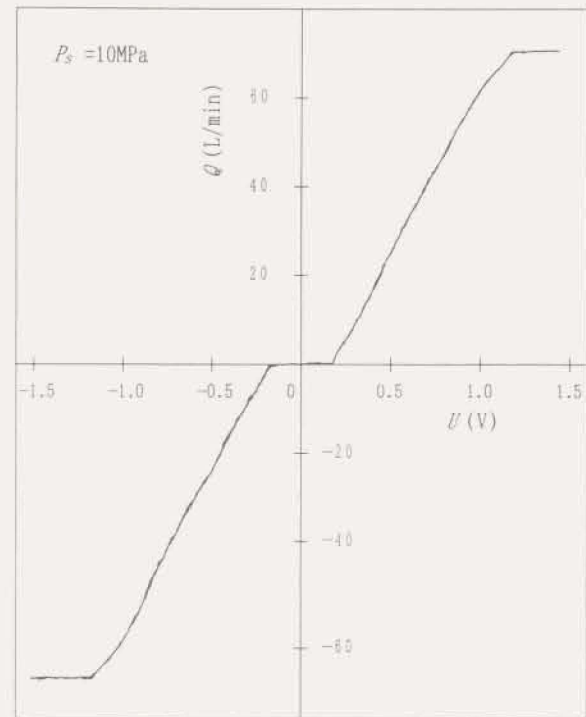


図5-13 フルブリッジ比例シート弁の無負荷流量特性 (測定値)

(1) ボンドグラフによる油圧プレス打ち抜き作業のシミュレーション

図5-14は、4個の比例シート弁で構成されるフルブリッジ回路で、油圧シリンダを制御する模式図である。図でパイロット弁PA、TBを操作すればシリンダは上方に、パイロット弁PB、TAを操作すればシリンダは下方に動く。各弁の独立制御の応用例として、油圧シリンダによるプレス打ち抜き作業の数値シミュレーションを、図5-15に示すボンドグラフを作成して調べた。主な諸元を表5-1に示す。なお、比例シート弁については、第4章4-2-2において導出した基礎式をもとに作成した負荷圧力補償形比例シート弁単体のボンドグラフ(図4-18)4個で構成されるフルブリッジ回路のモデルを作成した。負荷系のモデルは図5-14に示す位置制御系に、外力として重力と、シリンダ下降時のみ瞬間的に図5-16に示すばね負荷(プレスの打ち抜きモデル)が作用するものと考えた。シリンダを操作する目標信号は、図5-17に示すように、シリンダに負荷が作用する寸前の位置(a点)で一端減速するようにした。この目標位置信号 y_{ref} とシリンダ位置 y の偏差 e をもとに、各弁を図5-3で示したゲイン設定で制御した場合の結果を図5-18に示す。ばね負荷はb点で作用し始め、c点で無くなる。瞬間的な負荷のため、c点ではシリンダ上室、下室の圧力はアンバランスになっており、その後の挙動は振動的になる。図5-19は、急激な負荷の減少を緩和するため、図5-18と同様の弁操作でb点に到達した以後、シリンダの下室の圧力供給側弁(弁PA)を同室のタンク側弁(弁TA)の操作信号で操作し、弁TAには全閉信号を与えるハーフブリッジ回路で、負荷が滑らかに変化するように瞬間的に背圧を与えるもので、振動が低減していることがわかる。このように、シート弁を論理回路を用いて独立制御する方法は、圧力サージやシリンダの振動を抑える効果が期待できることがわかった。

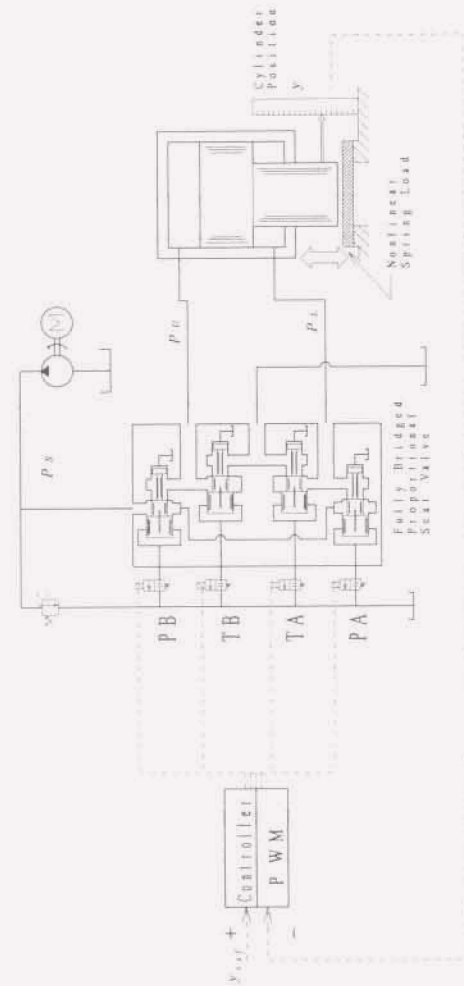


図5-14 高速電磁弁制御フルブリッジ比例シート弁による油圧シリンダの制御

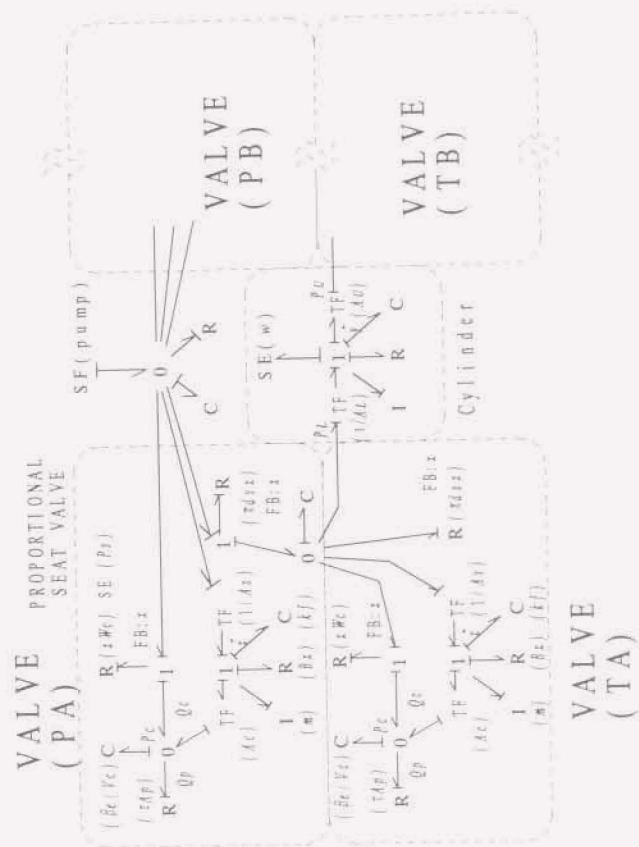
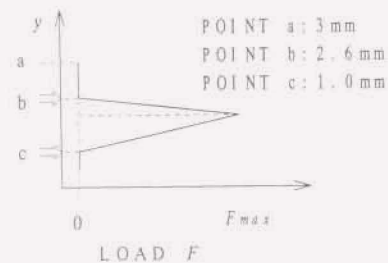


図5-15 フルブリック比例シート弁のポンドグラフ

表5-1 計算諸元

Cylinder Upper Area	$A_u : 1.14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ($\phi 120\text{mm}$)
Cylinder Lower Area	$A_L : 3.46 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ (Rod $\phi 100\text{mm}$)
Cylinder Piston Mass	$M : 10 \text{ kg}$
Volume of Cylinder and Pipe Line	$V : 0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Supply Pressure	$P_s : 26\text{MPa}$

Max. Force of Non-linear Spring $F_{max} : 9.6 \text{ kN}$
Load



NONLINEAR SPRING LOAD MODEL

図5-16 ばね負荷の特性

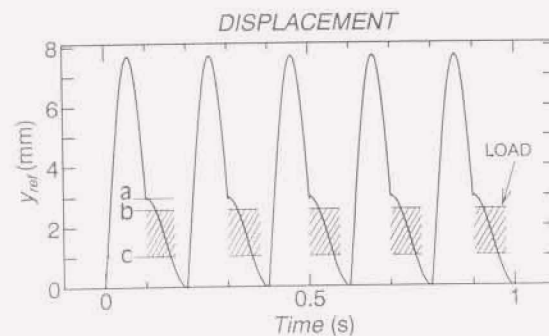
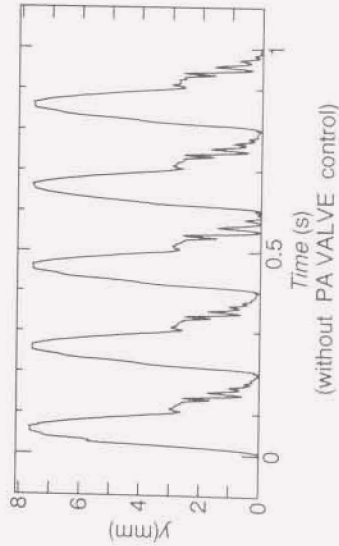
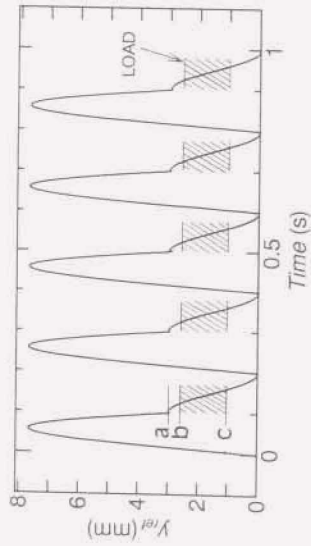
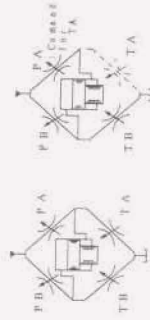


図5-17 シリンダの目標位置信号

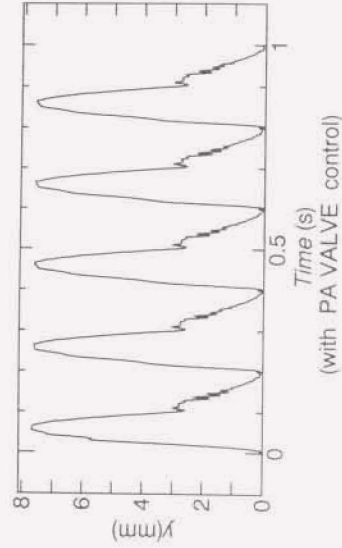


(without PA VALVE control)

図5-18 シミュレーション結果
(メータアウト回路)



$y > b$ $y \leq b$



(with PA VALVE control)

図5-19 シミュレーション結果
(メータアウト回路+負荷作用中に弁PAを独立に制御)

(2) プレス打ち抜きの基本試験

フルブリッジ比例シート弁による油圧シリンダの制御の実用例として作製した高速油圧パンチプレス機の写真を図5-21から図5-23に示す。表5-2は本機の諸元である。シリンダおよび油圧装置は、既に実用化されているサーボ弁制御式の油圧パンチプレス機のものを使用している。作動油は、7.5kW電動機によって駆動される内接歯車ポンプ(NACHI,IPH-5B-50,90L/min)により加圧され、電磁リリーフ弁、フルブリッジ比例シート弁を経て、油圧シリンダ(φ120mm-φ100mm)に供給される。比例シート弁のパイロット用高速電磁弁(NACHI,HS-G01-AR,5L/min at 10MPa)は3電源方式高速駆動回路により、搬送波周波数150HzでPWM制御される。目標信号は、正弦波、および矩形波状の場合は関数発生器、特殊な関数曲線の場合はパーソナルコンピュータより指令曲線波形を生成し、A/D変換器(CONTEC,D/A,A/D Converter,4ch変換時間 0.5ms以下)を介して、コントローラに入力される。コントローラにはA/D変換器、4チャンネルパラレルI/Oポートを搭載したコンピュータ(PC-9801T,32Bit,20MHz)を用いている。コントローラは、目標信号と、ラムに外付けされたポテンショメータより検出される位置信号を取り込み、内部演算により位置フィードバック系を構成するとともに、位置信号をサンプリング周期で差分した速度フィードバックにより応答性の向上をはかっている。さらに演算処理された信号をもとに、4つの電磁弁のPWM信号が決定され、I/Oポートより弁駆動PWM信号として3電源高速駆動回路に出力される。

油圧パンチプレスでは、ラム(シリンダピストン)の高速上昇と大きな打ち抜き力を得るために、面積比の大きい差動シリンダが用いられる。スプール弁制御では、シリンダの油の流入側絞りど流出側絞りの開度は等しいため、ラム下降時はメータイン制御回路となり、ラム降下時や急停止時にキャビテーションの発生をもたらすことがある。これを防ぐために、通常、流量ゲインの異なるスプール弁を用いたり、プレフィル弁によるシリンダ上室の不足流量の補給や、カウンターバランス弁による背圧の制御がおこなわれている。フルブリッジ比例シート弁では、ラム下降時においても、シリンダの油の流入側絞りをオンオフ的に、流出側をPWM制御により比例的に制御することによりメータアウト制御回路を構成できる。図5-24と図5-25にシリンダのステップ応答の測定結果を示す。図5-24は、フルブリッジ比例シート弁において、各弁の制御パラメータを全て等しくした場合のシリンダのステップ応答であり、通常のスプール弁制御に相当する。図より、ラム降下時にシリンダ上室の圧力が激減している様子が見られる。図5-25はメータアウト回路を構成した場合のステップ応答であり、ラム降下時の圧力の低下が抑えられていることがわかる。

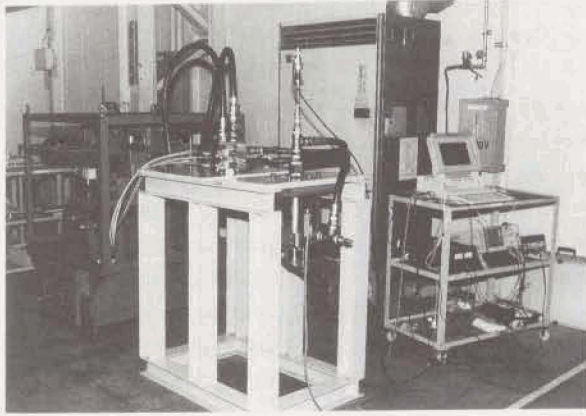


図5-20 比例シート弁制御油圧パンチプレス（試作機）

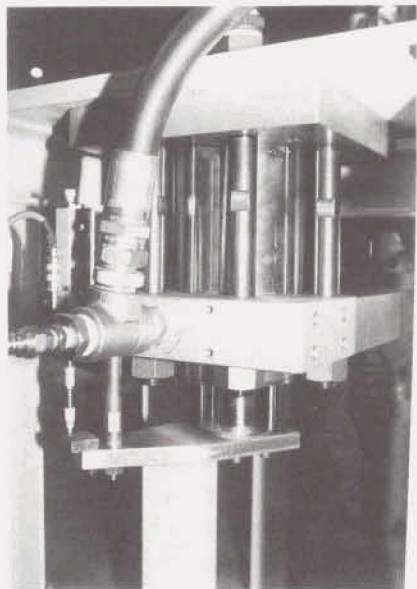


図5-21 シリンダ（ $\phi 120\text{mm} - \phi 100\text{mm}$ ）

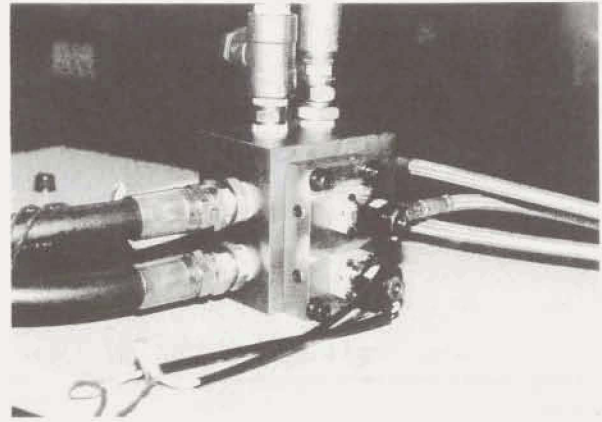


図5-22 高速電磁弁制御フルブリッジ比例シート弁



図5-23 3電源方式高速駆動回路（4ch）

表5-2 比例シート弁制御油圧パンチプレス諸元

Press Unit

Cylinder : $\phi 120\text{mm} - \phi 100\text{mm}$
 Pump Flow Rate : 90L/min
 Pressure : 26MPa (Max)(30ton Press)
 Cylinder Stroke : 50mm

Control Valve

Valve : Fully Bridged Proportional Seat Valve
 Response : 80 L/min within 10 ms at 10 MPa
 Driver : PWM-Quick Driver, PWM Carrier 150Hz (Max.200Hz)

Performance

- 600 Hit/min (at 10 mm Stroke)
- 1000 Hit/min (at 2 mm Stroke without Load)
- Variable Hitting Cycle
- Ram Position Control

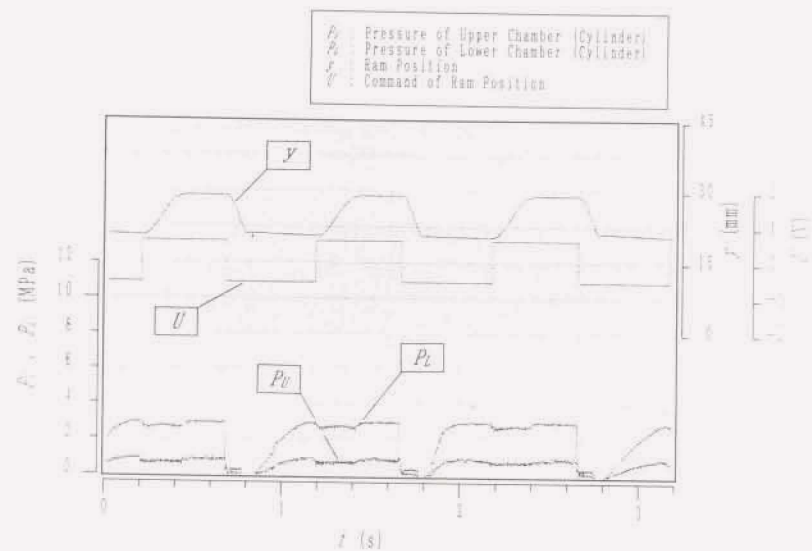


図5-24 従来のスプール弁制御に相当するシリンダの制御特性

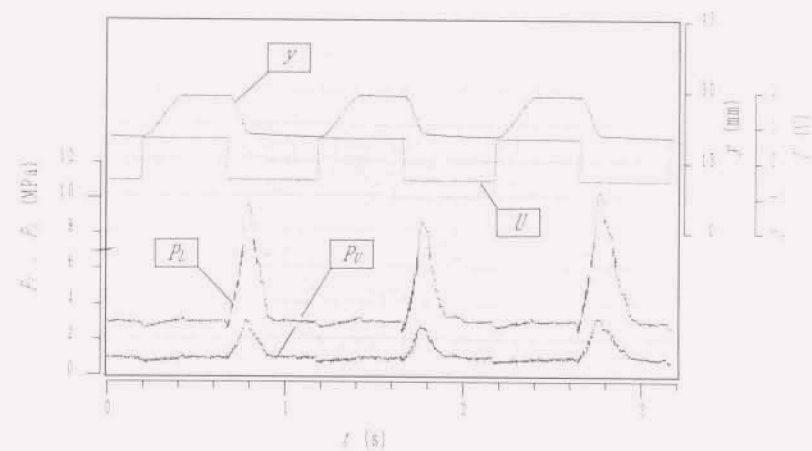


図5-25 アクティブ制御によるシリンダの制御特性
 (シリンダ降下時にメータアウト回路を構成)

5・3 まとめ

4個の比例シート弁で構成されるブリッジ回路により、各弁の作動タイミングを独立に制御する“アクティブ制御”は、従来の4ポート形のスプール弁に比べて、負荷に応じた多様な制御ができ、アクチュエータの駆動効率の向上と、重慣性負荷の高速制御時のキャビテーションの抑制に対処できることを示した。また、システムの構成も簡単なため、サーボ弁に比べ廉価でコンタミネーションに強いシステムを構成できる可能性があり、今後、サーボ弁に代わる産業用電子油圧サーボ機構の構築に有利なシステムとなると考える。

第6章 結論

6・1 結論

産業用油圧システムでは、内部漏れがなく、作動油中のごみに強く、微小流量から大流量までを効率よく制御できる高速電子油圧シート形制御弁の開発が待たれている。本論文では、この要求に応えるため、シート形油圧制御弁による高速流体制御法について論じた。

まず、シート形油圧制御弁に関する研究課題を明確にした後（第1章）、弁の高応答化に関して、弁の軽量化による高応答化（第2章）と、弁の駆動力の高速化による高応答化（第3章）の検討をおこなった。さらに、微小流量から大流量までを制御する新しい形式の電子油圧シート形制御弁を提案し（第4章）、その特性を理論と実験により評価した。そして、本制御弁による高速流体制御の応用例として、重慣性負荷制御時のキャピテーション抑制システム（第5章）を示した。

以上より得られた結論は、

弁の軽量化による高応答化について（第2章）

シート弁の軽量化による高応答化の効果として、自動車用小形ラジアルピストンポンプの吐出・締切制御をおこなう小形シート弁をとりあげ、従来の1/5の質量の弁を用いることにより、ポンプ加圧行程に発生するサージ圧力が大幅に低減できた（図2-19、図2-20）。

高速電磁弁の高速化について（第3章）

- (1) 高速電磁弁の高速化には、駆動電子回路の改良と磁性材料の適切な選定が有効である。本研究で提案した、3電源方式高速駆動回路は、弁駆動力の立上がりや速める過励磁回路と磁気回路の残留磁気を強制的に消磁する消磁回路を組み合わせたものであり、本研究の供試弁では、従来10MPaの圧力下において7L/minの流量を7.9msで切り換える弁を、0.8ms以内で作動させることができ、搬送波周波数200Hzのパルス幅変調制御による流量制御を可能とした。
- (2) 有限要素法を用いた非定常磁場解析により、弁の高速励磁時の渦電流の影響を明らかにした（図3-43）。
- (3) 電磁弁ソレノイドの磁気回路に生じる渦電流は、弁駆動力の応答性を低下させるが、電磁ステンレス鋼（従来の磁性材料に比べて導電率が1/4）などの低導電

率の磁性材料を用いることにより渦電流の影響を低減できることを示した（図3-48～図3-50）。

- (4) 新素材の油圧機器への応用を考え、超磁歪素子によって駆動されるパルス幅変調制御3方向形高速電磁弁（切換え時間0.5ms）を開発した。

位置フィードバック形シート弁の高速大流量比例制御について（第4章）

- (1) 比例シート弁の作動安定性を得るため、主弁にバランススプールを付けた弁を開発して（図4-3）、負荷の変動の影響を受けにくくすることができた。これにより、微小な弁開度における慣性負荷制御時の発振問題を解決した。
- (2) 比例シート弁のパイロット弁に、パルス幅変調制御高速電磁弁を用いることにより、変調率に比例した油圧出力の制御を可能なものとした（図4-44）。なお、比例シート弁の主弁とパイロット弁は共にシート形弁であるため、内部漏れの少ない弁とすることができる。
- (3) 比例シート弁パイロット弁の流体パルス制御に起因する圧力脈動は、金属ベローズ形小形アキュムレータの制御油圧回路への付加、または、3電源方式高速駆動回路を用いた高速電磁弁のPWM搬送波周波数の高周波数化により低減できることを示した（図4-57、図4-66）。
- (4) 比例シート弁の流量特性を補償する油圧用流量計として、流体の持つ運動量の変化から流量を測定する定各流量50L/minのモーメントム式流量計を開発した（図4-67）。なお、モーメントム式流量計は、構造が簡単、低圧力損失、正逆両方向の流量が測定できる、等の特徴をもっている（図4-76、図4-78）。
- (5) 比例シート弁の流量特性をモーメントム式流量計を用いて補償することにより、負荷圧力の変動に影響を受けにくい流量制御機構を構築した（図4-86）。

比例シート弁のアクティブ制御による重慣性負荷のキャピテーション抑制システムについて（第6章）

- (1) 4個の比例シート弁で構成されるフルブリッジ回路において、4個の弁を独立に制御するアクティブ制御を提案し、コンピュータによる各弁の絞りの独立制御を可能にした。
- (2) 4個の比例シート弁のタイミング制御は、負荷に応じて多様な油圧制御回路の構成が可能であり、従来のスプール弁制御に比べ、流体抵抗の低減と慣性負荷を高速制御する際のキャピテーション発生の抑制がおこなえることを示した。重慣

性負荷制御の例としては、高速油圧パンチプレスのラム制御を取り上げ、フルブリッジ比例シート弁の独立制御の有効性を、ボンドグラフによる解析（図5-9、図5-19）と実機試験（図5-25）により示した。

6・2 今後の展望

本研究で確立された高速電子油圧比例シート弁による高速流体制御は、サーボ弁に代わる産業用電子油圧サーボ機構を構築するのみならず、従来のサーボ弁制御では困難とされている、重慣性負荷の高速制御時のキャビテーションの抑制、制御効率の向上、高圧化にともなう弁の内部漏れ対策、耐ごみ性という油圧制御における重要課題を克服する能力をもち、新しい電子油圧デジタル制御の展開をもたらす革新的技術となることが期待される。

謝 辞

本研究を進めるにあたって、終始懇切なご指導を賜った横浜国立大学工学部田中裕久 教授に深く感謝いたします。

横浜国立大学工学部 山口 惇 教授、藤堂 勇雄 教授、黒川 淳一 教授、高田 一助教授にも、本研究に対して有益なご教示を頂きましたことを感謝いたします。

本研究を遂行するにあたって多大なご助力を頂きました、横浜国立大学 工学部 山本一雄 助手、川村 敏雄 元助手に感謝いたします。高速電磁弁について有益なご助言と装置の製作にご尽力を頂いた株式会社 不二越の荒木 一雄 氏、ならびに東北特殊鋼株式会社の矢内 恭之 氏、比例シート弁の製作にご尽力を頂いた日立建機株式会社の野沢 勇作 氏、モーメント式流量計の製作にご尽力を頂いた もとダイキン工業株式会社の増田 健二 氏に感謝いたします。

日清紡株式会社 永田 武司 氏ならびに日清紡メカトロニクス事業本部の関係各位には、フルブリッジ比例シート弁による高速サーボ機構の試験に多大なご協力とご便宜を図って頂いたこと感謝いたします。

比例シート弁の基礎的研究においては、横浜国立大学大学院生であった七原 賢司 氏、また、本研究で用いた非定常磁場解析プログラムの開発においては、横浜国立大学大学院生であった佐藤 正次郎 氏の協力が得られたことを感謝いたします。また、研究に有益なご助言とご協力を頂いた横浜国立大学工学部生産工学科田中研究室の皆様にも感謝いたします。

参考文献

第1章 緒論

- (1-1) 中田, 壽田, 解説 電油サーボ化の将来展望 - 究極のローコスト油圧サーボ -, 油空圧技術, Vol.29-1(1990), 19.
- ・シート形油圧制御弁、スライド形油圧制御弁全般
- (1-2) 一柳, 解説 建設機械の高圧化, 油空圧技術, Vol.28-1(1989), 26.
- (1-3) 半谷, 池尾, カートリッジ形ロジック弁に働く流体力, 機論, 52-473B(1986), 417.
- (1-4) 前田, ポベット弁の動特性に関する研究(第1報, 理論解析), 機論, 35-274(1969), 1285.
- (1-5) Clark, R.N., Seattle, W., Compensation of Steady State Flow Force in Spool-type Valves, Trans. of the ASME 79-7(1957), 1784.
- (1-6) Wang, P.K.C., Ma, J.T.S., Cavitation in Valve-Controlled Hydraulic Actuators, Trans. of the ASME Ser. E Vol. 80-4(1958), 537.
- (1-7) Montgomery, J., Lichtarowicz, A., Asymmetrical Lap and other Non-Linearities in Valve-Controlled Hydraulic Actuators, Proc. IME Vol. 183 Pt. 1-33(1968-1969), 659.
- (1-8) McCloy, D., Cavity Formation in Valve Controlled Hydraulic Cylinders, Proc. IME Vol. 184 Pt. 1-52(1960-1970), 969.
- (1-9) McCloy, D., Cavitation Effects in On-Off Controlled Hydraulic Servos, Trans. of ASME Ser. G Vol. 94-1(1972), 50.
- ・シート弁の軽量化
- (1-10) 土橋, 本間, リリーフ弁の特性に関する研究, 日立評論, Vol. 48-12(1966), 1140.
- (1-11) 竹中, 浦田, 小宮, 今野, 油圧用流量制御弁のジャンピング現象について, 機論, 31-222(1965), 275.
- (1-12) Funk, J.E., Poppet Valve Stability, Trans. of the ASME, Ser. D 85-2(1964), 207.
- (1-13) 笠井, 弾性支持を有するポベット弁の安定性について(第1報、入り口管路の影響を考慮した場合), 機論, 34-260(1968), 655.
- (1-14) 笠井, 弾性支持を有するポベット弁の安定性について(第2報、入り口及び出口管路の影響を考慮した場合), 機論, 35-270(1969), 350.
- (1-15) 小嶋, 圧力制御弁の安定性に関する研究(第2報, ポベット形圧力制御弁), 機論38-310(1972), 1438.
- (1-16) Wanding, D.E., Johnson, B.L., Hydraulic Poppet Valve Stability, SAE Paper 720792(1972), 2358.
- (1-17) Johnson, B.L., Wanding, D.E., Actual Popping Pressure of a Relief Valve With a Real Helical Spring Under Dynamic Load, Trans. of the ASME, Ser. B 91-4(1969), 1142.
- (1-18) Shin, Y.C., Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve, Trans. of the ASME, Ser. G 113-1(1991), 280.
- (1-19) 横田, 山室, 松本, 田中, 自動車用小形差圧比例弁の開発, 平成4年春季油空圧講演会論文集(1992), 17.
- (1-20) 鈴木, 武富, 佐藤, 油撃とポベット弁の相互作用に関する研究, 油圧と空気圧, 22-6(1992), 673.
- (1-21) 一柳, 日立建機(株) / 日立製作所(株) 油圧技術グループ, 作動流体(1),

- パワーデザイン, 28-1(1990), 85.
- (1-22) 機械システム設計便覧編集委員会編, JISに基づく機械システム設計便覧(5, 設計と材料), 日本規格協会(1986), 109.

・高速電磁弁関連

- (1-23) Hesse, H., Möller, H., Pulsdauermodulierte Steuerung von Magnetventilen, Öhydraulik und Pneumatik, 16-11(1972), 451.
- (1-24) Engelsdorf, K., Dunken, P., Entwicklung und Erprobung eines Zweiwege-Miniaturservosventils, Öhydraulik und Pneumatik, 24-4(1980), 293.
- (1-25) 川崎, 高速電磁弁, 油圧と空気圧, 16-1(1985), 12.
- (1-26) 横田, 平本, 上西, 積層PZT素子を用いたデジタル電気油圧変換器, 油圧と空気圧, 20-7(1989), 50.
- (1-27) 横田, 平本, 積層PZT素子を用いた超高速電気油圧サーボ弁(ソフトウェアによるヒステリシス特性補償) 機論, 57-533B(1991), 182.
- (1-28) 浦井, 杉山, 中村, 神保, 超磁歪材料を用いたダイレクトドライブ油圧サーボバルブの開発, 電気学会 第4回シンポジウム 電磁力関連のダイナミクス講演論文集(1992), 399.
- (1-29) 田中, 高速電磁弁に関する研究, 機論, 50-457C(1984), 1594.
- (1-30) 田中, 田中, 荒木, 三方向高速電磁弁の電子油圧ディジタル制御, 機論, 50-458B(1984), 2663.
- (1-31) Mansfeld, G., Tersteegen, J., Elektrohydraulischer Positionierantrieb mit schnellhaltenden Magnetventilen und pulsmodulierter Ansteuerung, Öhydraulik und Pneumatik, 22-11(1972), 647.
- (1-32) Tersteegen, J., Schnellhaltendes elektrohydraulisches 3/2-Wegeventil Verknüpfungselement zwischen Mikroprozessor und Hydraulik, Öhydraulik und Pneumatik, 29-10(1984), 610.
- (1-33) Kishida, A., High Speed, Powerful and Simple Solenoid Actuator "DISOLE" and its Dynamic Analysis Results, SAE Paper 850373.
- (1-34) Seilly, A.H., HELENOID Actuators - A New Concept in Extremely Fast Acting Solenoids, SAE Paper 790119, Automotive Congress, Detroit, Michigan, February-March, (1979).
- (1-35) Seilly, A.H., Solenoid Actuators - Further Developments in Extremely Fast Acting Solenoids, SAE Paper 810462, Automotive Congress, Detroit, Michigan, February-March, (1979).
- (1-36) 岡田, 松田, 永井, 高効率ソレノイド弁によるリニアサーボ機構, 油圧と空気圧, 16-4(1985), 61.
- (1-37) 胡, 日比, 太田, 大流量高速オンオフ弁用電磁石の研究, 平成4年春季油空圧講演会論文集, 129.
- (1-38) 野村, 高岡, 谷野, 電子制御フェーエルインジェクタの流量特性, 自動車技術, 40-9(1986), 1128.
- (1-39) 鹿島, 高速電磁弁の開発-励磁回路についての提案-, 日本機械学会第5回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集(1993), 708.
- (1-40) Binder Magnete GmbH und Technische Hochschule Ilmenau, Verbesserung der Dynamischen Eigenschaften von Proportionalmagneten, Öhydraulik und Pneumatik, 36-7(1982), 445.

・ロジック弁、比例シート弁関連

- (1-41)池尾, 伊藤, 高橋, 三浦, 神田, カートリッジ型ロジック弁の切換特性(第1報, 主弁設計パラメータの影響), 油圧と空気圧21-3(1990), 102.
 (1-42)伊藤, 池尾, 高橋, 三浦, 神田, カートリッジ型ロジック弁の切換特性(第2報, パイロット回路の改良), 油圧と空気圧21-3(1990), 109.
 (1-43)吉島, ロジック弁を用いた油圧システムの切換え特性, 平成元年春季油空圧講演会論文集(1989), 21.
 (1-44)池尾, 桜井, ロジック弁を用いた油圧回路の動特性, 平成元年度秋季油空圧講演会論文集(1989), 97.
 (1-45)池尾, 古川, 玉田, PWM方式を用いた流量制御ロジック弁の特性, 平成3年秋季油空圧講演会論文集(1991), 121.
 (1-46)北川, 呉, 譚, PWM方式Logic弁に関する研究, 平成4年春季油空圧講演会論文集(1992), 25.
 (1-47)Kitagawa, A., Wu, P., Sanada, K., A Study on characteristics of flow control and pressure control of PWM controlled logic valve, Proc. of 2nd JHPS international symposium on fluid power(1993), 405.
 (1-48)Bartholomäus, R., Kreth, N., Elektrisch geregelte 2-Wege-Einbauventile (Einbaumaße nach DIN 24 342), Ölhydraulik und Pneumatik, 25-8(1981), 617.
 (1-49)Backe, W., Lu, Y. H., Proportional-Drosselventile in 2-Wege-Einbauventil-Bauart, Ölhydraulik und Pneumatik, 25-1(1981), 35.
 (1-50)Scheffel, G., Steuerungen mit 2-Wege-Einbauventilen, Ölhydraulik und Pneumatik, 25-8(1981), 607.
 (1-51)Andersson, Bo R., ON THE VALVISTOR, PROPORTIONALLY CONTROLLED SHAT VALVE, Linköping Studies in Science and Technology, Dissertation, No.108(1984)
 (1-52)呉, 北川, 直列絞りを有するポペット弁に関する研究(第1報), 機論, 53-490B(1987), 1750.
 (1-53)呉, 北川, 竹中, 直列絞りを有するポペット弁に関する研究(第2報), 機論, 53-493B(1987), 2824.
 (1-54)呉, 北川, 竹中, 直列絞りを有するポペット弁に関する研究(第3報), 機論, 54-498B(1988), 404.
 (1-55)大島, 油圧パイロット形比例カートリッジ弁の特性解析, 平成2年春季油空圧講演会論文集(1990), 45.

・パルス流体制御関連

- (1-56)田中, 油空圧のデジタル制御と応用, 1987, 近代図書
 (1-57)小柳, 小嶋, 品田, 自己学習機能を有する電子油圧デジタル位置制御システムの設計と性能, 油圧と空気圧, 18-2(1987), 57.
 (1-58)末松, 山田, 武藤, 差動PWM方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御, 機論, 55-516C(1989), 2053.
 (1-59)山田, 末松, 小寺, 武藤, ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御(負荷系に強制外力が存在する場合), 機論, 57-541C(1991), 2900.
 (1-60)佐藤, 田中, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第2報 パルス幅変調制御時の騒音低減), 平成3年春季油空圧講演会論文集(1991), 13.

・電子油圧制御、油圧用センサ、流量制御関連

- (1-61)R. Burkel, R. Romes, Integration von Elektronik in Bauelemente der Hydraulischen Antriebsstechnik, Ölhydraulik und Pneumatik, 32-4(1988), 231.
 (1-62)安藤, 油空圧システムにおけるセンサ, 第2回フルイドパワーシステム特別研修会テキスト, 日本油空圧学会, (1990), 21.
 (1-63)田中, 高度油圧システムにおける通信制御と動力伝達について, 油圧と空気圧, 20-3(1989), 185.
 (1-64)村尾, 電気/油圧/空気圧による位置決め技術, パワーデザイン, 28-3(1990), 20.
 (1-65)佐藤, 田中, 萩浦, 高速電磁弁によるセンサ付き油圧シリンダの位置制御, 日本機械学会第59期全国大会講演会論文集Vol. C(1991), 211.
 (1-66)田中, 坂井, 電子油圧式多関節マニプレータの研究, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス'92講演会論文集(1992), 253.
 (1-67)田中, 増田, モーメンタム式流量計の開発とその特性, 平成2年春季油空圧講演会論文集(1990), 61.
 (1-68)佐藤, 田中, モーメンタム式流量計の開発とその特性(第2報), 平成3年秋季油空圧講演会論文集(1991), 1.
 (1-69)横田, 井手, 中野, 円筒形絞りを用いた瞬時流量計の高機能化, 機論53-489B(1987), 1548.
 (1-70)塩川, 小張, 酒井, 円筒形絞り型非定常流量計の開発, 平成4年春季油空圧講演会論文集(1992), 133.
 (1-71)横田, 金, 中野, 管路の圧力流量間の動特性を利用した非定常流量計手法(2点間の圧力を用いる方法), 機論57-541C(1991), 2872.
 (1-72)中野, 横田, 宮本, 油圧管路の動特性実験による高周波用瞬時流量測定法の検討, 機論, 52-473B(1986), 413.
 (1-73)中野, 田中, 油用静電流量センサの研究, 平成4年秋季油空圧講演会論文集(1992), 129.
 (1-74)Bahniuk, E., Lee, S. Y., The Design and Analysis of a Servovalve with Flow Feedback, Trans. of ASME, Journal of Basic Engineering, March 1960, 73.
 (1-75)Ebertshäuser, H., Entwicklungen im Kunststoffmaschinenbau, Ölhydraulik und Pneumatik, 20-1(1976), 37.
 (1-76)池辺, 中田, 横田, 横山, 負荷無反応形電気・油圧サーボ系, 計測自動制御学会論文論文集 Vol.16-3(1980), 391.
 (1-77)川崎, 前畑, 新しいタイプの電子流量制御弁, 日本機械学会 機械力学・計測制御講演論文集 Vol. B(1983), 575.
 ・比例シート弁の応用
 (1-78)Andersson, Bo R., Rego Concept Proportional Load and Pressure Compensated Cartridge Valve for Mobile Applications, SAE Paper 841112.
 (1-79)Luomaranta, M. K., Vilenius, M. J., Mäkelä, K. T., Valvistor Based Modern Servo Package, JHPS International Symposium on Fluid Power TOKYO (1989), 557.
 (1-80)布谷, 多田, 公開特許広報(A), 昭60-196475.
 (1-81)布谷, 多田, 公開特許広報(A), 昭60-196474.
 (1-82)布谷, 多田, 公開特許広報(A), 昭60-196476.

第2章 シート弁の軽量化によるラジアルピストンポンプのサージ圧力の低減

・吸い込み可変ラジアルピストンポンプ

- (2-1) 高橋, 油圧アクティブサスペンション用の省エネ技術, 油圧と空気圧, 25-6 (1993), 658.
- (2-2) Overdik, G., Pumpen und Proportionalventile in Kraftfahrzeug-Systemen, Ölhydraulik und Pneumatik, 33-8(1989), 630.
- (2-3) Overdik, G., Volumenstromregelkonzepte für hydraulische Nebenaggregatsantriebe im Kfz, Ölhydraulik und Pneumatik, 34-12(1990), 824.
- (2-4) Bogner, F., Krummel, J., Möglichkeiten der Zentralhydraulik im Kfz, Ölhydraulik und Pneumatik, 33-8(1989), 640.
- (2-5) Backe, W., Hydraulik für Kraftfahrzeuge-Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten, Ölhydraulik und Pneumatik, 37-9(1993), 682.
- (2-6) 小張他, 油圧アクティブサスペンション用3段可変容量ポンプの開発, 平成2年秋空圧講演会論文集(1990), 97.
- (2-7) 服部, 佐藤, 横矢, 後藤, アクティブサスペンション用油圧供給系の数値解析(第1報 ラジアルピストンポンプの特性解析), 平成2年春季空圧講演会論文集(1990), 13.
- (2-8) 佐藤, 田中, 小形ラジアルピストンポンプの圧力脈動, 機論, 56-526B(1990), 1780.

・シミュレーション、ポンプのモデル化

- (2-9) 日本空圧学会, BGSPの改良に関する研究委員会成果報告書別冊(1992), 20.
- (2-10) 小嶋, 品田, 新藤, 液圧駆動システムにおける液柱分離を伴う流体過渡現象, (第1報), 機論50-451B(1984), 680.
- (2-11) 品田, 小嶋, 液圧駆動システムにおける液柱分離を伴う流体過渡現象, (第2報), 機論53-487B(1987), 971.
- (2-12) 竹中, 浦田, 油力学(1968), 養賢堂, 206.

第3章 高速電磁弁の高速駆動

- (3-1) 田中, 油空圧のデジタル制御と応用, 近代図書, (1987), 67.
- (3-2) 田中, 高速電磁弁に関する研究, 機論, 50-457C(1984), 1594.
- (3-3) Binder Magnete GmbH, Verbesserung der Dynamischen Eigenschaften von Proportional-magneten, Ölhydraulik und Pneumatik, 36-7(1992), 445.

・高速電磁弁の駆動電子回路

- (3-4) 佐藤, 田中, 荒木, チョップ動磁回路による回路による高速電磁弁切換特性の高速化, 日本機械学会第69期通常総会講演会講演論文集Vol. C(1992), 73.
- (3-5) 矢内, 他, 公開特許公報(A)平3-275957
- (3-6) 佐藤, 佐藤, 田中, 矢内, 高速電磁弁の弁切り換え特性に及ぼす過電流の影響, 油圧と空気圧 Vol.124-4(1993), 504.
- (3-7) 石黒, 坪島, 宮川, 交直マグネットの設計と応用, オーム社, (1981), 33.
- (3-8) 佐藤, 田中, 矢内, 高速電磁弁の応答性と流量特性の改善, 平成4年秋空圧講演会論文集(1992), 21.

・高速電磁弁用ソレノイドの磁場解析

- (3-9) Karidis, J.P., Turns, S.R., Fast-Acting Electromagnetic Actuators - Computer Model Development and Verification, SAE Paper 820202, (1983)
- (3-10) 榎園, 電磁場シミュレーション技術, 機械の研究 Vol.44-1(1992), 215.
- (3-11) 別所, 山田, 金丸, ブラウンジャ形直流電磁石の過渡特性の解析, 電気学会論文誌 B Vol.98-7(1978), 625.
- (3-12) Foggia, A., Sabonnadiere, J.C., Silvester, P., Finite Element Solution of Saturated Travelling Magnetic Field Problems, IEEE Trans. Power App. and Syst., Vol.94-3(1975), 866.
- (3-13) Foggia, A., Burais, N., Krahenbuhl, L., Nicolas, A., Finite Element Analysis of a Fast Electromagnetic Actuator, IEEE Trans. Magnetics, Vol.20-5(1984), 1942.
- (3-14) 佐藤, 佐藤, 田中, 高速電磁弁用ソレノイドの渦電流を考慮したFEM磁場解析, 平成4年度秋季油空圧講演会論文集(1992), 25.
- (3-15) 佐藤, 佐藤, 田中, 高速電磁弁の高速化に関する研究, 日本機械学会機械力学・計測制御講演会論文集 Vol. B(1993), 560.

・高応答新素材(超磁歪素子)を用いた高速電磁弁の開発

- (3-16) 佐藤, 田中, 超磁歪素子を用いたPWM制御高速電磁弁の開発, 平成5年秋季油空圧講演会論文集(1993), 33.
- (3-17) 江田, 最先端のアクチュエータ; 超磁歪アクチュエータ, センサ技術Vol.10 No.8(1990), 74.
- (3-18) Richl, H., Trends bei der Entwicklung von Hydraulik-Ventilmagneten, Ölhydraulik und Pneumatik, 35-10(1991), 776.
- (3-19) 樋口, 圧電アクチュエータ, 機械の研究Vol.44 No.1(1992), 99.
- (3-20) 横田, 平本, 積層PZT素子を用いた高速電気油圧サーボ弁(ソフトウェアによるヒステリシス補償), 機論, 57-533B(1991), 182.
- (3-21) 大内, 中野, 内野, 野村, 遠藤, 電歪素子PMNを用いた高速電気-油圧サーボ弁, 油圧と空気圧 Vol.17-1(1986), 74.
- (3-22) 安池 他5名, 圧電素子を用いたセミアクティブサスペンションの開発, 日本機械学会振動と運動の制御シンポジウム講演論文集(1990), 186.
- (3-23) 平塚, 浦井, 超磁歪アクチュエータの磁気回路設計及びダイレクトドライブサーボ弁への応用, 日本機械学会第5回電磁気力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集(1993), 244.
- (3-24) 日本機械工業連合会, 先端加工機械技術振興協会, 平成2年度超磁歪デバイスの適用に関する調査研究(1991), 66.
- (3-25) 金子, 未踏加工技術, 1986-5(1986), 2.
- (3-26) Clark, A.E., Teter, J.P., McMasters, D.D., Magnetostriction "Jumps" in Twinned Tb₂Mg₂Fe₂, J. Appl. Phys. 63-8(1988), 3910.
- (3-27) Jenner, A.G., Load, D.G., Faunce, C.A., Magnetoelastic properties of terbium-dysprosium-iron compounds, J. Appl. Phys. 69-8(1991), 5780.
- (3-28) Kvarnsjö, L., Engdahl, G., Examination of the interaction between eddy currents and magnetoelasticity in Terfenol-D, J. Appl. Phys. 69-8(1991), 5783.
- (3-29) 田中, 田中, 荒木, 三方向形高速電磁弁による電子油圧デジタル制御, 機論50-458B(1984), 2663.

第4章 位置フィードバック形シート弁による高速大流量比例流体制御

・比例シート弁の開発

- (4-1) Andersson, B. R., ON THE VALVISTOR, PROPORTIONALLY CONTROLLED SEAT VALVE, Linköping Studies in Science and Technology, Dissertation, No. 108(1984).
- (4-2) 吳, 北川, 直列絞りを有するポペット弁に関する研究(第1報), 機論, 53-490B(1987), 1750.
- (4-3) 大島, 油圧パイロット型比例カートリッジ弁の特性解析, 平成2年春季油空圧講演会論文集(1990), 45.
- (4-4) 佐藤, 田中, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究, 機論, 57-533B(1992), 178.
- (4-5) 佐藤恭一, 高速電磁弁による比例シート弁の制御に関する研究, 平成2年度横浜国立大学修士論文(1991).

・パルス幅変調制御に起因する圧力脈動の低減

- (4-6) 田中, 田中, 荒木, 三方向高速電磁弁の電子油圧デジタル制御, 機論, 45-458B(1984), 2663.
- (4-7) 布谷, 多田, 公開特許公報(A), 昭60-196476.
- (4-8) 佐藤, 田中, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第2報, パルス幅変調制御時の騒音低減), 平成3年春季油空圧講演会論文集(1991), 13.

・比例シート弁とモーメント式流量計による流量制御

- (4-9) 例えば, 新版油空圧工学便覧, (社)日本油空圧学会編(1989), オーム社.
- (4-10) 横田, 解説 油空圧技術をささえるセンサの現状と今後「流量センサ」, 油圧と空気圧, Vol. 23-6(1992), 100.
- (4-11) 田中, 増田, モーメント式流量計の開発とその特性, 平成2年春季油空圧講演会論文集(1990), 61.
- (4-12) 佐藤, 田中, モーメント式流量計の開発とその特性(第2報, 両方向モーメント式流量計の開発), 平成3年秋季油空圧講演会講演論文集(1991), 1.
- (4-13) Lee, S. Y., Blackburn, J. F., Contributions to Hydraulic Control, Trans. of the ASME, 74-6(1952), 1005.
- (4-14) 笠井, 弾性支持を有するポペット弁の安定性について, 機論, 34-260(1968), 655.
- (4-15) 竹中, 浦田, 油圧制御弁の動特性, 機誌71-599(1968), 1684.
- (4-16) 池辺, 大内, 運動量理論への寄与, 油圧と空気圧 Vol. 8-2(1977), 114.
- (4-17) Merrit, E. H., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons (1967), 42.
- (4-18) 佐藤, 田中, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第2報, モーメント式流量計を用いた流量制御), 機論, 59-561B(1991), 178.
- (4-19) Sato, Y., Tanaka, H., Switching Valve Operated Proportional Seat Valve with Momentum Flowmeter, Proc. of 2nd international symposium on fluid power(1993), Chapman & Hall, 33.

第5章 高速比例シート弁のアクティブ制御による重慣性負荷のキャパシテーション抑制システム

- (5-1) 佐藤, 田中, フルブリッジ比例シート弁による慣性負荷制御, 平成5年春季油空圧講演会論文集(1993), 37.

・重慣性負荷制御における課題

- (5-2) Wang, P. K. C., Ma, J. T. S., Cavitation in Valve-Controlled Hydraulic Actuators, Trans. of the ASME Ser. E Vol. 30-4(1963), 537.
- (5-3) Montgomery, J., Lichtarowicz, A., Asymmetrical Lap and other Non-linearities in Valve-Controlled Hydraulic Actuators, Proc. IME Vol. 183 Pt. 1-33(1968-1969), 663.
- (5-4) McCloy, D., Cavity Formation in Valve Controlled Hydraulic Cylinders, Proc. IME Vol. 184 Pt. 1-52(1960-1970), 969.
- (5-5) McCloy, D., Cavitation Effects in On-Off Controlled Hydraulic Servos, Trans. of ASME Ser. G Vol. 94-1(1972), 50.
- (5-6) 小嶋, 機械的負荷を有する油圧管路系の過渡特性(第1報, アクチュエータに衝撃荷重が作用する場合の基礎的考察), 機論, 39-324(1973), 2435.
- (5-7) 小嶋, 機械的負荷を有する油圧管路系の過渡特性(第2報, 弁閉鎖の場合の理論), 機論, 42-354(1976), 543.
- (5-8) 小嶋, 機械的負荷を有する油圧管路系の過渡特性(第3報, 弁閉鎖の場合の実験), 機論, 42-354(1973), 555.

Appendix: A

有限要素法を用いた非定常磁場解析
(うず電流の影響を考慮したFEM磁場解析)

A・1 基礎方程式

渦電流を考慮した磁場解析をおこなうのに必要なマクスウェルの方程式および関連式を次式に示す。

$$\text{rot } E = -\frac{\partial B}{\partial t} \quad (\text{A-1})$$

$$\text{rot } H = J \quad (\text{A-2})$$

$$B = \text{rot } A \quad (\text{A-3})$$

$$B = \mu H \quad (\text{A-4})$$

$$J = \sigma E \quad (\text{A-5})$$

ここで、 E は電界の強さ、 H は磁界の強さ、 B は磁束密度、 J は電流密度、 A は磁気ベクトルポテンシャル、 μ は透磁率、 σ は導電率である。電流密度 J を外部から印加される強制電流密度 J_0 と渦電流密度 J_e の和で表し、透磁率 μ の代わりに磁気抵抗率 ν ($=1/\mu$) を用いれば(A-1)式~(A-5)式より(A-6)式、(A-7)式が導かれる。

$$\text{rot } (\text{rot } A) = J_0 + J_e \quad (\text{A-6})$$

$$J_e = \sigma E_e = -\sigma \frac{\partial A}{\partial t} - \sigma \text{grad } \phi \quad (\text{A-7})$$

ここで、 ϕ は任意のスカラーポテンシャルである。(A-6)式、(A-7)式より渦電流を考慮した場合の支配方程式が得られる。

$$\text{rot } (\text{rot } A) = J_0 - \sigma \frac{\partial A}{\partial t} - \sigma \text{grad } \phi \quad (\text{A-8})$$

(A-8)式は静磁場の支配方程式に渦電流に関する項を加えた形になっている。特に、軸対称三次元場では A および J_0 は θ 方向のみを有するので(A-9)式となる。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\nu \frac{\partial (r A_\theta)}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial A_z}{\partial z} \right) = -J_{0\theta} + \sigma \frac{\partial A_\theta}{\partial t} \quad (\text{A-9})$$

A・2 有限要素解析

(A-9)式を重み付き残差法の1つであるガラキン法によって定式化する。ガラキン法では重み関数として補間関数もちいるのでポテンシャル A_θ を補間関数 N_i を用いて各節点におけるポテンシャル $A_{\theta i}$ で次式のように表す。

$$A_\theta = \sum_{i=1}^n N_i A_{\theta i} \quad (\text{A-10})$$

(A-9)式に(A-10)式の補間関数に乗じて全領域 S にわたって積分したものを(A-11)

式で定義する。

$$G_i = \iint_S N_i \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\nu \frac{\partial (r A_\theta)}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial A_z}{\partial z} \right) + J_{0\theta} - \sigma \frac{\partial A_\theta}{\partial t} \right] 2\pi r dr dz \quad (\text{A-11})$$

しかし、外部電源電圧のもとで駆動される高速電磁弁の解析をおこなう場合、コイルに流れる電流は与えられないので(A-11)式の $J_{0\theta}$ は未知数となる。そこで、電流に関する式としてインダクタンスを含む回路方程式を考慮する。

$$V - n_c \frac{\partial \Phi}{\partial t} - R I = 0 \quad (\text{A-12})$$

ここで、 V はコイルの印加電圧、 R はコイルの直流抵抗、 n_c はコイルの巻数であり、コイル内を通る磁束 Φ はコイル上の磁気ベクトルポテンシャルで与えられる。

$$\Phi = \int_S A \cdot dl \quad (\text{A-13})$$

(A-12)式、(A-13)式より、(A-14)式を定義する。

$$F = V - n_c \frac{\partial \phi}{\partial t} - R I = V - \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \frac{n_c N_c}{S_c} \sum_{i=1}^n \iint_{S_c} A_{\theta i} 2\pi r dr dz \right\} - R J_{0\theta} S_c \quad (\text{A-14})$$

ここで、 S_c はコイルの断面積、 N_c はコイルを構成する要素数である。

解析時間を微小時間幅 Δt で離散化し、各時刻における G と F を連立して解くことになるが、時間微分項については後退差分法により次式のように近似する。

$$\frac{\partial \{A_\theta\}_{t+\Delta t}}{\partial t} = \frac{\{A_\theta\}_{t+\Delta t} - \{A_\theta\}_t}{\Delta t} \quad (\text{A-15})$$

ポテンシャル A と電流密度 J の関数で表される G_i と F をテーラー展開し、2次以上の高次項を無視すると

$$G_i(A + \delta A, J + \delta J) = G_i(A, J) + \frac{\partial G_i}{\partial A} \delta A + \frac{\partial G_i}{\partial J} \delta J \quad (\text{A-16})$$

$$F(A + \delta A, J + \delta J) = F(A, J) + \frac{\partial F}{\partial A} \delta A + \frac{\partial F}{\partial J} \delta J \quad (\text{A-17})$$

いま、 $A + \delta A$ 、 $J + \delta J$ が真値であれば左辺 = 0 となるので

$$\frac{\partial G_i}{\partial A} \delta A + \frac{\partial G_i}{\partial J} \delta J = -G_i(A, J) \quad (\text{A-18})$$

$$\frac{\partial F}{\partial A} \delta A + \frac{\partial F}{\partial J} \delta J = -F(A, J) \quad (\text{A-19})$$

となる。したがって実際に解くべき方程式は(A-18)式、(A-19)式より

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial G_{i+1+\Delta t}}{\partial A_{k+1+\Delta t}} \\ \frac{\partial F_{i+1+\Delta t}}{\partial A_{k+1+\Delta t}} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \frac{\partial G_{i+1+\Delta t}}{\partial J_{08t+\Delta t}} \\ \frac{\partial F_{i+1+\Delta t}}{\partial J_{08t+\Delta t}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial A_{k+1+\Delta t}}{\partial J_{08t+\Delta t}} \\ \frac{\partial F_{i+1+\Delta t}}{\partial J_{08t+\Delta t}} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} G_{i+1+\Delta t} \\ F_{i+1+\Delta t} \end{bmatrix} \quad (\text{A-20})$$

また、磁性材料の非線形性を考慮してニュートン・ラプソン法により反復計算をおこなうので、(未知節点数+1)次元のマトリクスを各時刻での反復数を足し合わせた回数だけ解くことになる。

A・3 吸引力の計算

マクスウェルの応力法によれば、磁界内の物体に働く電磁力 F は、物体を囲む閉曲面を S とすれば次式で与えられる。

$$F = \int_S [T] n dS \quad (\text{A-21})$$

ここで $[T]$ はマクスウェルの応力テンソルで n は閉曲面 S の単位法線ベクトルである。マクスウェルの応力テンソルは軸対称三次元場では

$$[T] = \frac{1}{2\mu_0} \begin{bmatrix} B_z^2 - B_r^2 & 2B_r B_z \\ 2B_r B_z & B_r^2 - B_z^2 \end{bmatrix} \quad (\text{A-22})$$

μ_0 は空気の透磁率である。

したがって、積分路としてはプランジヤを囲む閉曲面をとるが、磁性体と空隙の境界付近に閉曲面を選ぶと磁界が急変して計算誤差が生じやすいので、磁性材から離れた閉曲面を選ぶようにする。

A・4 磁気ベクトルポテンシャルの物理的意味

軸対称三次元場では、強制電流は θ 方向のみを有する。したがって、 A は θ 方向成分のみをもって、

$$A_r = A_z = 0 \quad (\text{A-23})$$

となり、(A-9)式が導かれる。

(A-9)式の A_θ を未知数として解析する方法を A_θ 法と呼ぶ。

また、次式で定義する A_k を未知数とする方法もある。

$$A_k = r A_\theta \quad (\text{A-24})$$

上式の A_k を未知数として解析する方法を A_k 法と呼ぶ。

一般に、ある積分路 C 鎖交する磁束 Φ と磁気ベクトルポテンシャル A との間には次式が成り立つ。

$$\Phi = \int_C A \cdot ds \quad (\text{A-25})$$

ここで、 ds は積分路 C 上の微小ベクトルを示す。

z 軸に垂直な平面上の積分路を考え、(A-25)式の積分を実行すると、

$$\Phi = \theta (r_1 A_{\theta 1} - r_2 A_{\theta 2}) \quad (\text{A-26})$$

$$\Phi = \theta (A_{k1} - A_{k2}) \quad (\text{A-27})$$

(A-27)式は2点間の A_k の差と θ の積が磁束量に対応することを意味している。したがって、軸対称三次元場において磁束線を引く際には、 A_k の等しい点を結べば良い。このように、 A_k は物理的意味を持つ。一方、等 A_θ 線には物理的意味はない。

積分路 C によって囲まれる面積 S は、

$$S = r_0 \theta (r_2 - r_1) \quad (\text{A-28})$$

ここで、

$$r_0 = (r_2 + r_1) / 2 \quad (\text{A-29})$$

したがって、磁束密度の z 方向成分 B_z は次式のようにになる。

$$B_z = \frac{\Phi}{S} = \frac{A_{k1} - A_{k2}}{(r_2 - r_1) r_0} \quad (\text{A-30})$$

よって、磁束密度の z 方向成分は r 方向における2点間の A_k の差を、その2点間の r の差と平均半径 r_0 で割ったものに等しい。つまり、軸対称三次元場では等ポテンシャル線間の間隔が等しくても、中心軸から離れるほど磁束密度の小さくなり、等ポテンシャル線の間隔は磁束密度の大小に対応しない。

A_θ 法と A_k 法の特徴をまとめると以下のようになる。

A_θ 法

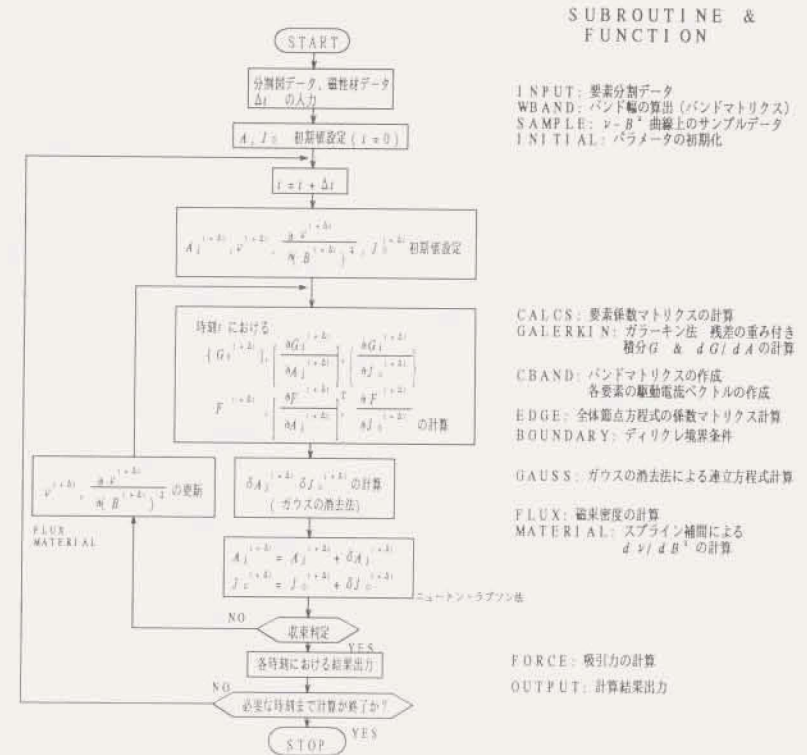
- A_θ 自体には物理的意味はない
- 中心軸近傍での誤差が小さい
- 計算すべきマトリクスが複雑になる

A_k 法

- A_k は磁束を表す
- 中心軸近傍での誤差が大きい
- マトリクスは A_θ 法よりは簡単になる

A・5 非定常磁場解析プログラムの流れ

図A-1に有限要素法を用いた非定常磁場解析プログラムのフローチャートを示す。処理の概要を以下に述べる。初期設定では、あらかじめ作成してある要素分割データおよび磁性材料の磁気特性 ($\mu-B^2$ 特性) のデータを取り入れるとともに、 A と J_0 の初期化をおこなう。次に、 Δt における(A-20)式の連立方程式の計算に必要な係数マトリクスを算出し、ガウスの消去法により $\delta A_{t+\Delta t}$ 、 $\delta J_{0t+\Delta t}$ を求める。新たに得られた A 、 J_0 をもとに各要素の磁束密度を求め、3次スプライン補間された $\mu-B^2$ 関数を用いて μ を修正する。この処理を繰り返すことにより、 $\delta A_{t+\Delta t}$ 、 $\delta J_{0t+\Delta t}$ は許容誤差範囲内で収束し、各要素の A と J_0 が得られる。



図A-1 非定常磁場解析プログラム フローチャート

Appendix. B
ボンドグラフによるシステム表現

B・1 ボンドグラフによるシステム表現

システムの特性を評価する場合、実際の装置を作り調べることは非常にコストと時間がかかるため、近年、計算機上でシミュレーションを行なって比較検討する技術が開発実用化されている。^{(B-1) (B-2) (B-3)} その評価は、実際の作動状態と同じような条件、即ち動的状態を含んだ時間領域での比較検討が必要である。

機械系、油圧系や電気系などから構成されているシステムの動的挙動を解析する方法の1つにエネルギーの流れに注目してシステムをモデル表現するボンドグラフがある。^(B-4) ボンドグラフはM. I. TのPaynterによって考案されたシステムのグラフ表現方法で、要素から要素へのエネルギーの流れはボンドと呼ばれる線分により表わされ、方矢印により流れの正方向が示されている。ボンドにはエフォートとフローという2つの変数が割り当てられていて、その積はボンドを伝わるパワー（エネルギーの時間微分）を表わす。ボンドグラフの構成要素にはエネルギー供給要素、エネルギー貯蔵要素、エネルギー消費要素、エネルギー伝達要素、その他パワーの合流・分岐を表わす0-接点、1-接点があり、これらとボンドの結合によってシステムの構造を表現する。ボンドにはストロークと呼ばれる短い線分が一方の端に付けられていて、これにより変数の因果関係（入出力関係）を表現する。いま、エフォートを e 、フローを f 、パワーを P_W 、エネルギーを E_W 、モーメンタム（一般化運動量）を p 、ディスプレイスメント（一般化変位）を q とすると、次の関係が成り立つ。

$$P_W = \frac{dE_W}{dt} = e \cdot f \quad (B-1)$$

$$p = \int e dt \quad (B-2)$$

$$q = \int f dt \quad (B-3)$$

これらの変数および素子の実際の物理系での対応および、特性関数の表現を表B-1、表B-2、表B-3に示す。この表に示されるように異なる物理系との間にも変数において相似関係が成り立つので、いくつかの物理系の結合にもボンドグラフの基本変数エフォートとフローを代表変数として統一的に解析できる。実際のシステム、特に電気油圧制御系などでは、電気系、流体系や機械系が混在しており、これらの系を結んでいるのはエネルギーの流れであるから、パワーに注目してシステム・モデルを表現するボンドグラフは有効である。

B・2 ボンドグラフ・シミュレーション・プログラム (BGSP)

ボンドグラフを扱うシミュレーション・プログラムとしてENPORT、BGSP^(B-5) など

が挙げられる。BGSPは通産省工業技術院機械技術研究所で、電気、流体、機械系のエネルギー伝達システムの動特性や省エネルギー評価などをコンピュータシミュレーションにより定量的に比較検討するために開発されたプログラムであり、パソコンで扱える、非線形特性を扱えるなどの特徴をもつ。

ボンドグラフは実際のシステムの原形に近い構造をしているので、多くの場合は実物を見ながらボンドグラフを作成できる。またシステムが複雑で、そのままではボンドグラフを作成するのが困難である場合は、いくつかの部分に分けてボンドグラフを作成した後、それらを結合して全体のボンドグラフを作ることが可能である。

参考文献

- (B-1) 高橋, 油空圧関連でのコンピュータ・シミュレーション・ソフトにはどんなものがあるのか, 油圧と空気圧, 21-5(1990), 66.
- (B-2) 綿貫, 大滝, グラフ理論を用いた機械システム設計, 機械設計, 32-1(1988), 105
- (B-3) 中島, 馬場, 統合知的CADを目指した油圧回路設計支援エキスパートシステム, 計測と制御, 27-10(1988),
- (B-4) Martin, H. R., Bond Graphs - A Teaching Tool, The Journal of Fluid Control, 13-3(1981), 43.
- (B-5) 日本機械学会RC68油空圧システム省エネルギー調査報告書・I (1985), 197, および別冊 BGSP 使用の手引き

表B-1 ボンドグラフにおける基本変数の対応

	電気系	流体系	直線運動系	回転運動系
エフォート	電圧	圧力	力	トルク
フロー	電流	流量	速度	角速度
モーメンタム*	磁束	圧力 モーメンタム	運動量	角運動量
ディスプレイスメント**	電荷	体積	変位	角変位

(*: エフォートの時間積分値 **: フローの時間積分値)

表B-2 ボンドグラフにおける基本素子の物理対応

素子	電気系	流体系	機械系
ボンド	電線	管路	シャフト、ロッド
SR-素子	電圧源	圧力制御付ポンプ	ディーゼルエンジン
SP-素子	電流源	ポンプ	伝動軸
I-素子	コイル インダクタンス	質量 流体の慣性	フライホイール 質量
C-素子	コンデンサ	アキュムレータ 圧縮性 液槽	ばね 弾性変形 おじれ
R-素子	電気抵抗	固定絞り 流体抵抗 漏れ	摩擦(トルク損失) すべり(減速) ダンパ
TF-素子	変圧器	ポンプ シリンダ	径違い歯車
GY-素子	一定励起によ 電気機械		
0-接点	並列回路	並列回路	遊星歯車装置、復元 てこによる結合
1-接点	直列回路	直列回路	固定継ぎ手、てこ による結合

表B-3 ボンドグラフを構成する各素子の特性則

素子	記号 (i :ボンドNo.)	特性関数
SE-素子	SE \xrightarrow{i}	$e_i = E(t)$
SP-素子	SF \xrightarrow{i}	$f_i = F(t)$
R-素子	\xrightarrow{i} R \xrightarrow{i} R	$e_i = R(f_i)$ $f_i = R^{-1}(e_i)$
C-素子	\xrightarrow{i} C	$e_i = C \left(\int f_i dt \right)$
I-素子	\xrightarrow{i} I	$f_i = I \left(\int e_i dt \right)$
TF-素子	$\xrightarrow{i_1}$ TF $\xrightarrow{i_2}$ $\xrightarrow{i_1}$ TF $\xrightarrow{i_2}$	$e_{i_2} = \frac{1}{n} e_{i_1}$ $f_{i_2} = n f_{i_1}$ $e_{i_2} = n e_{i_1}$ $f_{i_2} = \frac{1}{n} f_{i_1}$
GY-素子	$\xrightarrow{i_1}$ GY $\xrightarrow{i_2}$ $\xrightarrow{i_1}$ GY $\xrightarrow{i_2}$	$f_{i_2} = \frac{1}{m} e_{i_1}$ $e_{i_2} = m f_{i_1}$ $e_{i_2} = m f_{i_1}$ $f_{i_2} = \frac{1}{m} e_{i_1}$
0-接点	$\xrightarrow{i_1}$ 0 $\xleftarrow{i_m}$ $\xrightarrow{i_2}$... $\xleftarrow{i_{m-1}}$	$e_{i_j} = E_0$ $\sum_{j=1}^m f_{i_j} = 0$
1-接点	$\xrightarrow{i_1}$ 1 $\xleftarrow{i_m}$ $\xrightarrow{i_2}$... $\xleftarrow{i_{m-1}}$	$f_{i_j} = F_0$ $\sum_{j=1}^m e_{i_j} = 0$

エフォート
フロー

ボンドと変数間の
因果関係
(ストロークの表現)

本研究に関連した著者の発表論文

公表論文

- (1) 佐藤恭一, 田中裕久, 小形ラジアルピストンポンプの圧力脈動, 日本機械学会論文集, 第56巻526号B編(1990), 1708-1711.
- (2) 佐藤恭一, 田中裕久, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究, 日本機械学会論文集, 第57巻533号B編(1992), 178-181.
- (3) 佐藤恭一, 田中裕久, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第2報、モーメント式流量計を用いた流量制御), 日本機械学会論文集, 第58巻561号B編(1993), 1614-1617.
- (4) 佐藤恭一, 佐藤正次郎, 田中裕久, 矢内恭之, 高速電磁弁の切換え特性におよぼす渦電流の影響, 日本油空圧学会 油圧と空気圧, 第24巻4号(1993), 504-510.

講演論文

- (1) 佐藤恭一, 田中裕久, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究, 日本機械学会第67期通常総会講演会論文集 Vol. B(1990), 71-73.
- (2) 佐藤恭一, 田中裕久, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第2報、パルス幅変調時の騒音低減), 日本油空圧学会平成3年春季油空圧講演会論文集(1991), 13-16.
- (3) 佐藤恭一, 田中裕久, 荻浦洋市, 高速電磁弁によるセンサ付き油圧シリンダの位置制御, 日本機械学会第69期全国大会講演会論文集Vol. C(1991), 211-213.

- (4) 佐藤恭一, 田中裕久, モーメント式流量計の開発とその特性(第2報、両方向モーメント式流量計の開発), 日本油空圧学会平成3年秋季油空圧講演会論文集(1991), 1-4.
- (5) 佐藤恭一, 田中裕久, 荒木一雄, チョップパ励磁回路による高速電磁弁切換え特性の高速化, 日本機械学会第69期通常総会講演会論文集Vol. C(1992), 73-75.
- (6) 佐藤恭一, 田中裕久, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究(第3報、モーメント式流量計を用いた流量制御), 日本機械学会第70期全国大会講演論文集Vol. C(1992), 235-237.
- (7) 佐藤恭一, 田中裕久, 矢内恭之, 高速電磁弁の応答性と流量特性の改善, 日本油空圧学会平成4年秋季油空圧講演会論文集(1992), 21-24.
- (8) 佐藤恭一, 田中裕久, フルブリッジ比例シート弁による慣性負荷制御, 日本油空圧学会平成5年春季油空圧講演会論文集(1993), 37-40.
- (9) 佐藤恭一, 佐藤正次郎, 田中裕久, 高速電磁弁の高速化に関する研究, 日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集Vol. B(1993), 560-565.
- (10) Yasukazu Sato, Hirohisa Tanaka, Switching Valve Operated Proportional Seat Valve with Momentum Flowmeter, Proceedings of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power(1993), Chapman&Hall, 471-476.
- (11) 佐藤恭一, 田中裕久, 超磁歪素子を用いたPWM制御高速電磁弁の開発, 日本油空圧学会平成5年秋季油空圧講演会論文集(1993), 33-36.

