

博士学位論文

機械式フィードバックを用いた

空気圧制御システムの開発と技術者育成への応用

**Development of pneumatic control system with mechanical feedback
and application for engineer training**

東京農工大学 大学院工学府

機械システム工学専攻 博士後期課程

森口 肇

Hajime Moriguchi

Abstract

Pneumatic control technology is indispensable for automating production processes and greatly contributes to labor saving and efficiency improvement in all industries. As the demand for pneumatic control technology increases, there is a growing need for the practical application of a high-performance pneumatic control system with a simple mechanism that is expected to be used for a long period of time and high safety and reliability. In order to promote practical application, it is essential to improve the performance of pneumatic positioning devices. In addition, although there is an urgent need to develop pneumatic control engineers with high problem-solving, apply properties, and development capabilities, the education curriculum and teaching materials are not well developed, so vocational education related to pneumatic control is not sufficiently conducted. Therefore, it is necessary to apply the device development process addressed in this research to engineer training, develop not only research and development but also vocational education curriculum and teaching materials that are conscious of production technology, and apply it to vocational education. This study, aims at solving problems practical application of pneumatic master-slave system with mechanical feedback, realization of vocational education linking the theory and practice of pneumatic control, realization of effective pneumatic control engineer training, and establishing skill transfer of pneumatic control field.

In Chapter 1, the background and purpose of this study were described.

In Chapter 2, a model of the pneumatic positioning device that is the core of this study was proposed, and the characteristic analysis using the proposed model can be used for the development of new applications incorporating the pneumatic positioning device was showed.

In Chapter 3, a pneumatic master-slave system consisting only of machine elements was proposed. Also, the possibility of developing applications that incorporate them was examined, and it is possible to develop power assist suits for transfer assistance, transport systems, and master-slave robots that expand human capabilities were showed.

In Chapter 4, after researching the current situation and issues of pneumatic control education, the technical elements to be learned by pneumatic control engineers were organized, and a vocational education curriculum related to pneumatic control was proposed.

In Chapter 5, measures to organically link the theory and practice of pneumatic control through vocational education was proposed, and teaching materials necessary for the effective implementation of the proposed educational curriculum were developed. In addition, vocational education using the developed teaching materials was tried, and the results of verifying the effects of education and training were shown.

目次

第1章 序論.....	1
1.1 背景.....	1
1.2 本研究の位置付け.....	3
1.3 研究目的.....	5
1.4 論文構成.....	6
第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析.....	7
2.1 空気圧位置決め装置の実現方法の検討.....	7
2.1.1 電子回路による位置決め制御.....	7
2.1.2 空気式調節計の原理を用いた位置決め制御.....	8
2.1.3 シリンダポジションを用いた位置決め制御.....	9
2.1.4 想定する空気圧アプリケーション.....	10
2.2 空気圧位置決め装置の概要.....	11
2.3 空気圧位置決め装置のモデル化.....	12
2.3.1 物理モデルの提案.....	12
2.3.2 数式モデルの導出.....	15
2.4 実験装置.....	18
2.5 特性確認実験.....	22
2.6 3種類のシリンダの流量の比較.....	24
2.7 シミュレーションとの比較.....	26
2.8 周波数特性のシミュレーション.....	30
2.9 まとめ.....	32
第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発.....	33
3.1 マスターの構造の検討.....	33
3.1.1 信号空気圧生成方法の検討.....	33
3.1.2 操作機構の検討.....	34
3.1.3 精密レギュレータの特性確認実験.....	37
3.1.4 電空レギュレータの特性確認実験.....	44
3.2 空気圧マスタースレーブシステムの概要.....	51
3.2.1 空気圧マスタースレーブシステムの構成.....	51
3.2.2 空気圧マスタースレーブシステムのモデル化.....	53
3.3 実験装置.....	53
3.4 特性確認実験.....	58
3.4.1 マスターの変位とスレーブの変位の関係.....	58
3.4.2 ステップ応答.....	59
3.4.3 繰り返し入力に対する応答.....	63

3.4.4	任意入力に対する応答	67
3.4.5	DA50 シリンダを組み込んだシステムの特 性確認実験	70
3.5	アプリケーションの検討	74
3.5.1	空気圧マスタースレーブシステム の性能	74
3.5.2	空気圧マスタースレーブシステム の位置決め精度の評価	76
3.5.3	アプリケーション開発可能性 の検討	79
3.6	まとめ	83
第 4 章	空気圧制御に関する教育カリキュ ラムの検討	84
4.1	空気圧制御に関する教育の現 状と課題	84
4.2	空気圧制御技術者が習得す べき技術要素	87
4.3	空気圧制御に関する教育カリ キュラムの検討	89
4.4	教材開発の必要性	94
4.5	まとめ	95
第 5 章	空気圧制御に関する教材開発 と職業教育の試行	96
5.1	空気圧制御システムの開発 と職業教育	96
5.2	教材の概要	99
5.2.1	指導要領	99
5.2.2	テキスト	101
5.2.3	空気圧アプリケーション開 発実習教材	102
5.3	開発教材を用いた職業教育 の試行	104
5.3.1	空気圧の基礎に関するテキ ストを用いた職業教育の 試行	104
5.3.2	習得度測定	104
5.3.3	習得度測定結果	105
5.3.4	空気圧アプリケーション開 発実習教材を用いた職業 教育の試行	110
5.4	まとめ	111
第 6 章	結論	112
参考文献	114
謝辞	123
大学院在籍時の業績	124

第1章 序論

1.1 背景

空気圧制御技術は、圧縮空気を動力源として機械を自動化する技術である。圧縮空気をエネルギーとして蓄積できるため、必要な動力を瞬時に取り出すことができ、出力の維持が容易であること、停電時の非常運転が可能であること、万が一漏れが発生しても、引火、感電、汚染の危険性がないこと、構造や保守が簡単で価格が安価なため、比較的容易に自動化システムが構築可能なことなどが特長として挙げられる。これらの特長を活かし、図 1.1 に示すように産業用ロボットや各種製造装置、歯科医療、車輛の振り子制御など幅広い分野に応用され、あらゆる産業の省力化、効率化に大きく貢献しており、各種産業機械への組み込みによる需要が拡大している。2018 年度における空気圧機器の出荷額は 467,334 百万円に達し[1]、図 1.2 に示すように油圧機器の出荷額を 15%程度上回っている。

空気圧アクチュエータを機械要素のみで制御する場合、空気が持つ圧縮性や摩擦、機械的なロスによって高精度な位置決め制御や低速制御が困難であるという課題があり、従来、機械式フィードバックで制御してきたシステムの大部分が電子制御に置き替わっている。電子制御にも、コントローラの寿命が PLC(Programmable Logic Controller)の耐用年数やマイクロコンピュータの保証期間に代表されるように 10 年程度で短いこと、強力な電磁界の近くではコントローラが誤動作する恐れがあり、爆発性雰囲気では使用できないなど動作環境の制限があることなどの欠点がある。ここ数年、日本においても豪雨や台風、地震などの自然災害が相次いでおり、それに伴う広範囲にわたる停電も数多く発生している。そのような場合、コントローラが動作せず、最悪の場合制御不能に陥る可能性がある。空気圧シリンダの位置決め制御を行う場合、電気信号の代わりに圧縮空気を制御信号として使用する機械式フィードバックに置き替えるという考え方もあるが、機械要素を含む制御系であるため、動作条件によっては、摩擦やガタが生じ、精度が悪くなる恐れがある。空気圧位置決め装置が持つ特長を活かしたシステム開発を行うには、これらを改善するためのモデル化や特性解析に関する研究が不可欠である。改善への取り組みによって、信頼性の高いコントローラを組み込んだ制御システムをシンプルな機構で安価に実用化する第一歩となると考える。空気圧位置決め装置のアプリケーションを検討する中で、低速でかつ数 mm 程度の位置決め精度で動作する空気圧マスタースレーブシステムに着目した。マスタースレーブシステムは、オペレータが手元にあるマスターアームを操作して、作業を行うスレーブアームを制御するものである。近年、空気圧アクチュエータを用いたマスタースレーブシステムが注目されており、医療・福祉分野への応用[2]や遠隔操作ロボットの応用による災害復旧支援などに利用されている[3]。工場や病院では空気圧配管が施工されている場所が多く、空気圧制御システムが構築しやすい。ただし、空気圧位置決め装置をマスタースレーブシステムに組み込む場合、動作速度、即応性、遠隔操作の距離、目標位置に対する偏差などを考慮する必要がある。したがって、空気圧位置決め装置を用いたマスタースレーブシステムの性能を向上させ、実用的なシ

第1章 序論

システムへの組み込みの可能性を広げるには特性解析が不可欠である。



Fig.1.1 Application field of pneumatic control technology.

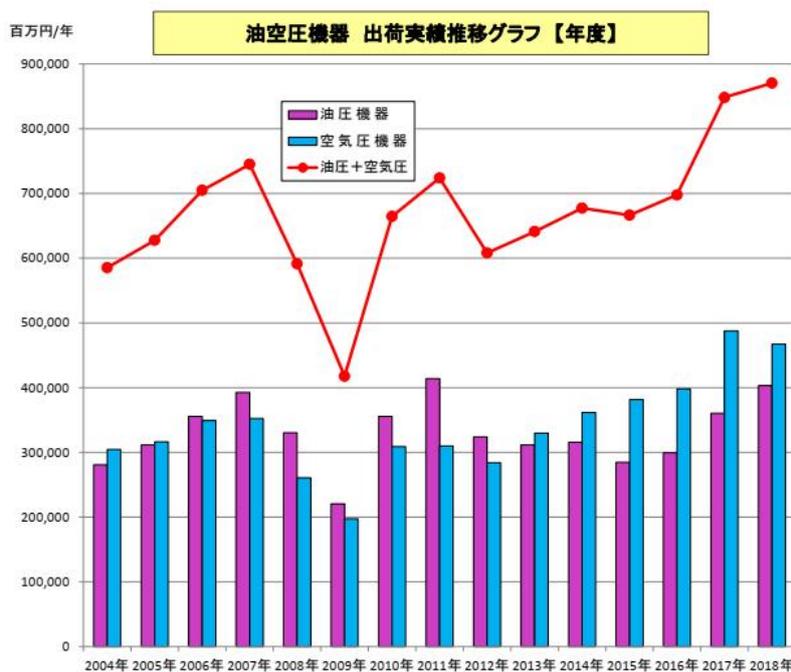


Fig.1.2 Transition of pneumatic equipment shipment value[1].

一方、メカトロニクスの需要がさまざまな分野で拡大する中、空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う生産技術者育成が急務となっている。高等教育機関においては、空気圧制御の詳細な理論や設計技術に触れ、フィードバック制御に関する技術・知識を習得させるた

めの教材が非常に少ない。加えて、教育カリキュラムが充実していないため、空気圧制御技術者育成の教育訓練体制が不十分である。したがって、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育が行われておらず、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者育成が実現できていない。たとえば、空気圧機器メーカーの講習や職業訓練では、空気圧制御に関する教育が行われているが、狭い範囲の技術に特化しており、応用につながらない。先述したように、近年、PC(Personal Computer)やDSP(Digital Signal Processor)などを用いた空気圧システムの電子制御が主流で、電気を使わない空気圧制御システムが設計可能な生産技術者が非常に少ない。さらに、機械式フィードバックを用いた空気圧アクチュエータの制御に関する研究もほとんど行われていない。この状態が続けば、従来の機械式フィードバックによる空気圧制御システムを知る技術者が皆無となり、プラント等の設計・構築・保守や空気圧制御分野の技能伝承に支障をきたし、我が国におけるものづくり技術と製造業の競争力低下につながる恐れがある。そのため、空気圧制御技術者の効率的な育成や技能伝承を目的とする教育手法や教材開発に関する研究が必要であり、その成果を職業教育に展開することが不可欠である。効率的な空気圧制御技術者育成や技能伝承につなげることを考えた場合、空気圧制御システムに関するアプリケーションを例として、受講者に装置の設計・製作に関する一連のプロセスやメンテナンスに関する技術・知識を習得させる教育を実習として実施することが有効である。その際、市販されている空気圧実習装置、職業訓練用に開発された装置を教材として利用することが想定されるが、本研究で空気圧位置決め装置のモデル化と開発に取り組む中で、仕様の検討から制御系および機械系設計、組み立て、配管、動作確認、特性評価に至るまで一連のプロセスを経験し、各技術要素を網羅した形で技術・知識が習得できたこと、試行錯誤や気づきの重要性が体験できたことから教材として着目し、利用することを考えた。

1.2 本研究の位置付け

精密機器製造や医療など幅広い分野において、空気圧アクチュエータの高精度な位置決めシステムが必要とされており、近年、電子制御による空気圧アクチュエータの高精度な位置決め制御に関する研究が盛んに行われている。半導体検査装置における空圧ステージのモデル追従制御(MFC)では、差動変圧器(LVDT)でステージ位置を検出し、DSPを用いてサーボバルブを制御しており[4]、半導体露光装置における微動ステージの超精密位置決め制御では、スライダ位置センサ(レーザ干渉計)で位置を検出し、PCを用いて空気圧サーボを制御している[5]。また、一般産業用空圧シリンダの位置決め制御では、インクリメンタル・リニアエンコーダで位置を検出し、DSPを用いてサーボバルブを制御している[6]。さらに、摩擦力補償を用いた空気圧シリンダの位置決め制御では、ポテンショメータで位置を検出するとともに、シリンダ室の圧力を検出(摩擦力補償に利用)し、PCを用いて電磁弁をPWM(Pulse Width Modulation)制御している[7]。いずれも精度の高い位置決めを行っており、半導体製造装置におけるステージの位置決め精度は数10 μm 程度、空気圧シリンダの位置決め精度は1 mm以

下を実現している。

これらに対し、シリンダポジショナは、電気を使わずに数 mm 程度の位置決め精度を実現している。シリンダポジショナを用いた機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置の用途を広げ、特長を活かしたシステム開発を行うには、モデル化や特性解析が不可欠である。そこで本研究では、第1段階として、機械式制御による油圧アクティブ免振装置のモデル[8]をベースとした空気圧位置決め装置のモデルを提案するとともに、特性解析を行い、提案するモデルが機械要素のみで構成する空気圧制御システム開発に活用可能であること示す。第2段階として、低速でかつ数 mm 程度の位置決め精度で動作するアプリケーションの開発を目指し、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案する。

位置決め精度に関する研究と同様、空気圧アクチュエータを組み込んだマスタースレーブシステムに関連した制御手法や医療用ロボットなどの研究が盛んに行われている。制御手法に関しては、2自由度誘電エラストマー位置センサによるソフトロボットの制御[9]、空気圧アクチュエータを用いたアクティブサスペンションへのカスケード制御[10]、再構成ロボットとタイプ2ファジィ論理に基づく新たな協調構造を用いた多角的遠隔操作[11]、双腕協調マニピュレータの位置/力追跡のための対称適応可変アドミタンス制御[12]、圧力センサと部分位置センサを用いた空気圧シリンダの制御[13]、サーボシステムによる空気圧揺動モータの位置決め制御[14]などに関する論文が発表されているが、いずれも電子制御によるものである。また、医療用ロボット、特に手術用ロボット[15][16][17][18]では、指先の繊細な動きを再現する必要があるため、センサを用いた電子式フィードバックを行うことにより、精度の高い位置決め制御を実現している。さらに、インターネットを利用してロボットを遠隔操作するマスタースレーブシステム[19][20][21]は、変位信号をデータとして送信する必要があり、電子制御が不可欠である。これらに対し、本研究で提案するマスタースレーブシステムは、機械式フィードバックを用いて空気圧アクチュエータを制御することにより、安全性、信頼性を高めることを目指す。性能を向上させ、実用的なシステムへの組み込みの可能性を明らかにするには、特性解析が不可欠である。本研究では、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案した上で性能を明らかにし、アプリケーション開発の可能性を検討する。

また、空気圧制御の理論と実際を職業教育によっていかに有機的にリンクさせるかということも主題の1つとしている。空気圧制御技術の応用分野が広がる中、即戦力となる空気圧制御技術者の育成が急務となっているが、高等教育機関には、空気圧技術に関する講座が少ないため、就職してからはじめてこれらの技術に接する技術者が多いという課題に直面している[22]。大学においては、流体力学等の中でわずかに触れる程度で理論が多く、実践的な空気圧技術を教える機会が非常に少ない[23]。また、工業高等専門学校(以下、高専)においては、テキストと自作プリントを併用することにより、空気圧技術に関する知識の習得度を高める取り組みが行われている[24]。しかし、座学中心の教育内容であるため、空気圧制御システムの設計・構築・保守に関する実践的な技能・技術を習得させることが難しい。さらに、

理論と実際をリンクさせる職業教育が行われていないため、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者が育成できていないという課題にも直面している。そこで本研究では、空気圧制御分野の人材育成に関する研究や教育訓練事例を調査し、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者の効率的な育成に必要な教育カリキュラムを提案する。

一方、教材に注目すると、空気圧機器メーカーが販売している空気圧実習装置は、講習会の教材として使用することを目的としているため、機器配置が固定であるものが多く、習得可能な技術要素が限られ、価格が30万円～200万円以上と高い。職業訓練においては、空気圧制御実習教材[25]や空気圧応用回路トレーニングシステム[26]などの開発事例が見受けられるが、空気圧機器の制御やシリンダの特性測定に特化しており、職業教育という視点で見ると空気圧システム設計、保全管理・トラブル対策などに関する技術要素が不足している。

空気圧制御システムに関するアプリケーション開発実習の内容を検討する中で、市販されている空気圧実習装置、職業訓練用に開発された装置、本研究で開発する機械式制御による空気圧位置決め装置のいずれかを教材として利用することを考えた。空気圧制御技術者の効率的な育成を考えた場合、市販されている空気圧実習装置、職業訓練用に開発された装置では、習得可能な技術要素が限定されるため、教育期間が長期化し、産業界の人材育成ニーズに対応できないことが懸念される。本研究では、空気圧位置決め装置の設計・解析・製作に際して必要な技術要素と第4章で提案する教育カリキュラムの各カテゴリーに含まれる技術要素との比較、実際に実験装置として使用している学生へのレビューを通して、空気圧位置決め装置が空気圧アプリケーション開発実習教材として職業教育に有用であることを示す。

1.3 研究目的

社会情勢が変化し、空気圧制御技術の需要が高まる中、長期間の使用を想定したシンプルな機構で安全性、信頼性が高く、高性能な空気圧制御システムの実用化に対するニーズが高まっている。実用化を進めるためには、空気圧位置決め装置の性能を向上させることが不可欠である。空気圧位置決め装置をマスタースレーブシステムに組み込む場合に考慮すべき事項として、動作速度、即応性、遠隔操作の距離、位置決め精度などが挙げられる。これらの性能を把握することによって、アプリケーション開発の可能性や解決すべき課題が明らかになると考える。また、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者育成が急務となっているが、教育カリキュラムや教材の整備が進んでいないため、空気圧制御に関する職業教育が十分に行われていない。そのため、本研究で取り組む装置開発のプロセスを技術者育成に応用し、研究開発と生産技術を意識した空気圧制御技術者育成に必要な職業教育カリキュラムと教材を開発し、職業教育に展開することが必要である。そこで本研究では、装置開発に関しては、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだアプリケーションの実用化を目的とし、装置開発プロセスの技術者育成への応用に関しては、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育の実現による効果的な空気圧制御技術者育成の実現と空気圧制御分野の技能伝承体制の確立を目的として課題解決に取り組み、我が国の

ものづくり技術や製造業の競争力の向上を目指す。

1.4 論文構成

序論に続く第2章において、本研究のコアとなる空気圧位置決め装置のモデルを提案するとともに、空気圧位置決め装置の設計・構築を行った上で、ステップ応答実験、周波数応答実験を行い、シミュレーションと比較し、提案する空気圧位置決め装置のモデルの妥当性を検証した結果を述べる。第3章において、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案するとともに、特性確認実験を行い、システムの性能を明らかにした上で、アプリケーション開発の可能性を検討する。第4章において、空気圧制御に関する教育の現状と課題を調査した上で、教育カリキュラムを検討、提案するとともに、空気圧制御の理論と実際をリンクさせるための教材開発の必要性について論ずる。第5章において、空気圧制御システムの開発と職業教育との関連について論じた上で、第4章で提案した教育カリキュラムを効果的に展開するために必要な教材を開発し、職業教育で試行した結果を示すとともに、空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策を提案する。第6章において、本研究の結論を示す。

論文構成を図 1.3 に示す。

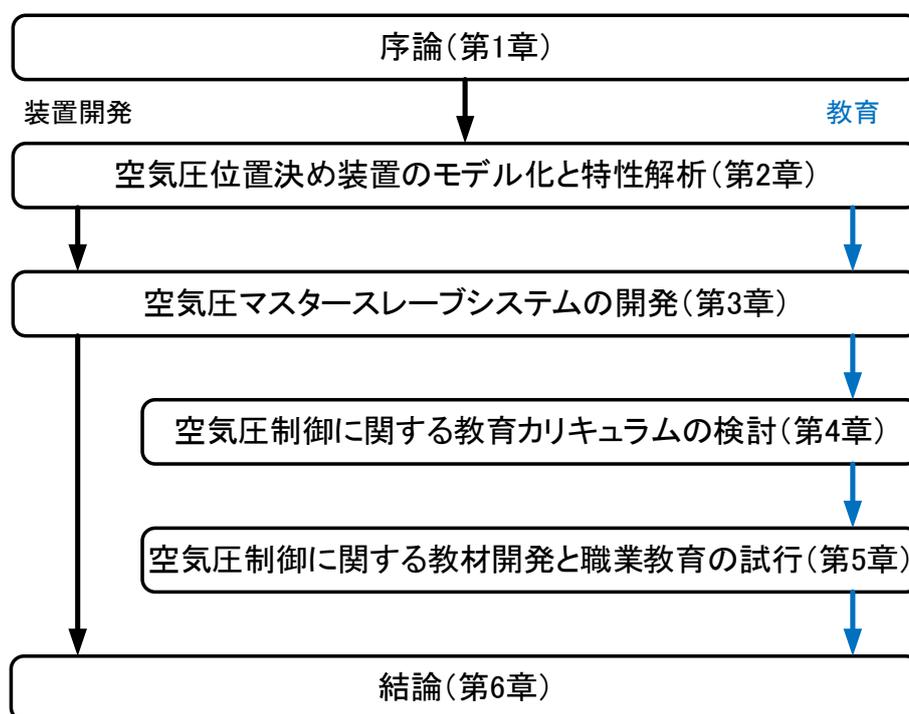


Fig.1.3 Article composition.

第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析

近年、空気圧アクチュエータの位置決めは電子制御が主流となっている。一方、機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置は、防爆性がある、停電時でも動作可能、構造が簡単、メンテナンスが容易、安価などの利点を有する。したがって、現在の技術と融合させることによって、安全・安心な社会を実現するために必要なシステムが構築可能となり、将来的に広い分野での応用が期待できる。空気圧位置決め装置が持つ特長を活かしたシステム開発を行うには、機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置の性能を明らかにし、欠点を改善するとともに適用可能なアプリケーションを提案することが不可欠である。

第2章では、本研究のコアとなる空気圧位置決め装置のモデルを提案するとともに、空気圧位置決め装置の設計・構築を行った上で、ステップ応答実験、周波数応答実験を行い、シミュレーションと比較することにより、モデルの妥当性を評価した結果を述べる。

2.1 空気圧位置決め装置の実現方法の検討

2.1.1 電子回路による位置決め制御

1.2節で述べたように、電子制御による空気圧アクチュエータの位置決めに関する研究は数多く行われている。電子制御による空気圧サーボシステムは、空気圧アクチュエータ、それを制御する空気圧サーボ弁、位置を測定する変位センサおよびその信号を取り込み演算して空気圧サーボ弁に制御信号を送る制御器が主な構成要素である。近年、空気圧サーボ弁を含む要素技術の発展、制御演算部の高速化にともなって、空気圧サーボシステムは、半導体製造装置の精密位置決め、空気ばね式除振台のアクティブ制御や鉄道車両の車体制御などに幅広く適用されている[2]。また、空気圧は、清浄である、保守が容易である、出力/重量比が電気に比べ高くなる、空気の圧縮性のため動きがなめらかである、力制御が可能である、バイラテラルサーボ系を構成しやすいなどの利点を有することから、これらの利点に着目して、空気圧機器をロボット用アクチュエータとして使用することへの関心が高まり、空気圧シリンダを高精度で位置決めする研究が報告されている[27]。空気圧シリンダを高精度で位置決めする方法として、機械的にブレーキをかける方法[28]、パルス駆動による方法[29]、圧力を制御する方法[30]、電気空気圧力制御弁やサーボ弁による方法[31]などが研究されている。

電子制御による空気圧位置決め装置の開発を研究テーマとするのであれば、新規性、独創性が薄れる可能性が高い。また、電子制御分野の技術の進展は速く、現時点で最新の技術であっても10年後にはレガシーな技術になってしまい、新しい機器を用いてシステムを再構築しなければならない事態に陥る可能性もある。一方、制御装置の核となるマイクロコンピュータの保証期間やPLCの耐用年数が10年程度であり、本研究の制御対象である空気圧シリンダやシステムを構成する機構より先に故障する可能性がある。したがって、安全性、信頼性を考慮した上で、長期間の使用を想定する場合、電子制御ではない別の制御方法による空気圧シリンダの位置決めを実現することがベターであると考え、最適な制御方法を検討する

こととした。電磁弁によって動作するリニアアクチュエータと空気圧モータを組み合わせた電空ハイブリッド制御[32]，電空ハイブリッドによるロボットアーム用アクチュエータの設計，制御[33]，バドミントンロボットの電空ハイブリッド制御[34]などのように電子制御と機械式制御とのフュージョンによって空気圧アクチュエータを制御する研究事例もあるが，本研究では，医療，福祉分野における移乗介助システム，生産現場における搬送システム，人間の能力を拡張するマスタースレーブロボットなど低速でかつ数 mm 程度の位置決め精度で動作するアプリケーションの開発を目指すことから，空気圧シリンダの位置決め電子制御や電空ハイブリッド制御を用いる必要性は高くはないと考えた。

2.1.2 空気式調節計の原理を用いた位置決め制御

空気式PID調節器の原型は，1936年米国テイラー社のカレンダーらによって作り出された。その後，テイラー社のジグラーとニコルスがPIDパラメータの最適調整法の開発に取り組み，1942年PID調整則がASME(米国機械学会)論文集に発表され，空気式PID調節器の本格的な普及が始まった。我が国では，1950年代に入り，空気作動式小型調節計とこれに用いる空気圧変換器の特性に関する研究が本格的に行われるようになり，空気式小型計器をモデルプラントに組み込んで実運転して得られた動的性能の検討結果が日立製作所から発表された[35]。空気式PID調節器は，1960年代に小型電子式計装システムが普及するまで，プラントのプロセス計装システムの主力として使用され，現在も空気式液面調節計などに組み込まれている。特長として，信頼性が高いこと，空気圧でダイヤフラム調節弁を直接駆動できること，引火の危険がなく安全であることなどが挙げられる。しかし，電子制御技術の発達によって，空気式フィードバック制御技術は衰退しつつある。

力平衡式PID調節計の原理図を図2.1に示す。支点をはさんでレバー上に4つのベローズが配置され，それらからの力でレバーが平衡するように構成されている。ベローズは圧力を力に変換する機能をもつ。設定，測定ベローズには信号空気圧 P_s ， P_m が与えられ，レバーに対して逆方向の力の比較を行う。設定と測定信号間に偏差 $\varepsilon(P_s - P_m)$ があると，レバーにトルクが生じ，フラップノズルの間隙が変化してノズル背圧の変化となり，コントロールリレーにより出力信号圧 P_o が変化する。この出力信号の変化は比例ベローズに与えられ，偏差によって生じたトルクを打ち消す方向にトルクを発生し，レバーの平衡を保つように動作する(比例動作)。出力信号は微分絞り・微分タンク機構を通して微分ベローズに導かれるが，絞り・タンク機構は圧力に対して1次遅れ要素として作用するので，微分ベローズからの力は出力 P_o に対して1次遅れをともなってレバーに伝えられ，平衡を保つように動作する(微分動作)。微分ベローズに対向する位置に積分ベローズが配置されて，積分絞り・積分タンク機構を通して積分ベローズに導かれ，積分動作を実現している。比例ゲインは支点の位置によって，微分，積分の時定数はそれぞれの絞り機構によって変更される。このように簡単な機構で，PID制御をはじめプロセス制御に必要な機能が，高い信頼性をもって実現されている[36]。

2.1.1項での結論を踏まえ，電気を使わないフィードバック制御系を構築して空気圧シリン

ダの位置決め制御を実現しようと考えた。その際、空気式調節計に組み込まれている力平衡式PID制御の原理を用いることによって、空気式フィードバックによる空気圧シリンダの位置決め制御が実現できる可能性があることに着目した。しかし、空気式ループの構成、構成要素、配管方法、偏差(変位)から空気圧への変換方法、パイロットリレーの実現方法、偏差の伝達方法など検討項目が多いこと、空気式調節計の構成に類似させる場合、ベローズなど構成する機器の入手が困難であり、システムを構築する際、精密な組み立てが必要となること、空気圧パイロット信号の生成が困難であることが判明し、空気式調節計を用いる方法とは別の方法で空気圧シリンダの位置決め制御を実現することとした。

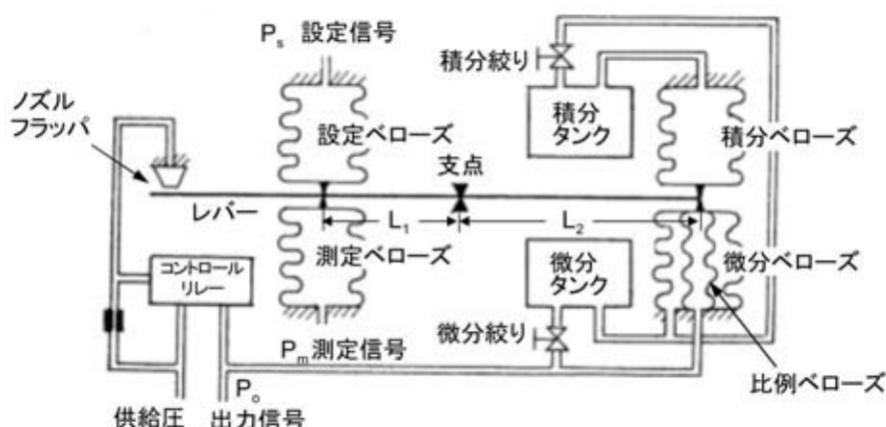


Fig.2.1 Principle of force balanced PID controller [44].

2.1.3 シリンダポジショナを用いた位置決め制御

低速でかつ数 mm 程度の位置決め精度で動作する空気圧アクチュエータの制御手段として、電子制御による方法と空気式調節計の原理を用いる方法を検討した。電子制御によるフィードバック系は、1.2 節で述べたように数多くの研究事例が報告されており、新規性、独創性が薄れること、精度の高い制御により、0.1 mm 以下の位置決め精度を実現している事例もあるが、本研究で検討しているアプリケーションにおいては、高い位置決め精度を要求しないことから採用を断念した。空気式フィードバック制御は、2.1.2 項で述べたように、空気式調節計の原理を用いて再現する場合、構成機器が入手困難で精密な組み立てが要求されること、空気圧パイロット信号の生成方法が困難であることが判明し、採用を断念した。両者に替わる方法を検討していたところ、フルストロークに対して数%の位置決め精度、すなわち数 mm 程度の位置決め精度であるシリンダポジショナに着目し、これを用いた空気圧位置決め装置を実現した上で、空気圧アプリケーションの開発につなげようと考えた。シリンダポジショナは、一般に、高温・多湿・塵埃の多い雰囲気や爆発性雰囲気など悪条件の環境で使用されている。信号空気圧に対応するシリンダの変位を発生させ、機械的なフィードバックによってその変位を保持することから、自然災害等の影響で停電が発生しても蓄積された圧縮空気

がなくなるまで動作し続けるという利点を有する。また、ストロークが 200 mm 程度のシリンダを制御するシリンダポジショナは、20,000 円程度で市販されており、数 mm 程度の位置決め精度でのシリンダの変位の制御が比較的安価に実現可能である。これらの利点を活用することにより、シンプルな機構で安全性、信頼性の高い空気圧アプリケーションを開発したいと考えた。従来、シリンダポジショナはバルブの自動開閉、ホッパーゲートの開閉調整など即応性を必要とせず、ON/OFF 制御される用途に限定され、研究の対象となることが非常に少なかった。したがって、先行研究においてシリンダポジショナを用いた空気圧位置決め装置をモデル化した事例は存在しなかった。空気圧位置決め装置の用途を広げ、これを組み込んだ空気圧制御システムの開発につなげるためには、モデル化と特性解析を行い、性能を明らかにすることが不可欠である。

2.1.4 想定する空気圧アプリケーション

空気圧位置決め装置を組み込んだ生産設備の例を図 2.2 に示す。図 2.2 に示す装置は、ラベルピッカーと呼ばれ、コンベア上のサイズと高さが異なるパッケージがラベル接着ユニットを通過する際、1 秒サイクルでラベルを接着する。その際、ラベル接着ユニットに取り付けられたロッドレスシリンダがパッケージの高さに合わせて上下方向に変位して、ラベルを接着する。ラベル接着ユニットに空気圧位置決め装置が組み込まれており、電子制御されている。主な仕様は、動作ストロークが 50~500 mm、前進と後退のストロークの完了が 1 秒以内であり、性能評価の指標として位置決め精度、動作速度が重要となる。

本研究では、シリンダポジショナを用いて空気圧シリンダを任意の位置にメカニカルに制御し、低速でかつ数 mm 程度の位置決め精度で単純な動作を行うアプリケーションの開発を目指すこととした。具体的には、移乗介助システム、搬送システム、マスタースレーブロボットなどを想定している。詳細は、3.5.2 項で述べる。

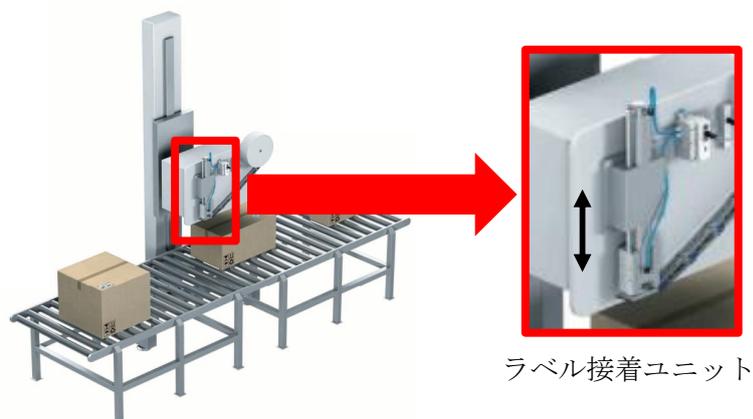


Fig.2.2 Label picker (Source : FESTO).

2.2 空気圧位置決め装置の概要

空気圧位置決め装置は、シリンダとシリンダポジショナを組み合わせたものである。シリンダポジショナは、電気を使わず機械要素のみでフィードバックを構成する装置であり、信号空気圧に対応した位置にシリンダを変位させるための空気を供給する役割を果たす。精密レギュレータを用いて、単動シリンダの供給圧を微細に制御することにより、任意の位置に停止させることも可能であるが、負荷の変動や外力により停止位置が容易に変動する、摩擦の影響を受けやすくなるという欠点がある。これに対して、シリンダポジショナは、機械的にフィードバックをかけるため、摩擦や外力の影響を受けにくく、目標の停止位置を保持できるなどの特徴を有する。一般に、高温・多湿・塵埃の多い雰囲気や爆発性の雰囲気など悪条件の環境で使用されており、バルブの自動開閉、リфта位置決め、ホッパーゲートの開閉調整などが用途として挙げられ、即応性を必要とせず、可動域に対して数%程度の位置決め精度で動作するアプリケーションに限定されていた。そこで、空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析を行い、性能を明らかにした上で、欠点を改善することによって用途を広げ、安全性や信頼性の高い制御システムをシンプルな機構で安価に実用化したいと考えた。

シリンダポジショナを用いた空気圧位置決め装置の構成を図2.3に示す。図2.3において破線で囲った部分がシリンダポジショナである。

信号空気圧 p_{in} が入力室に流入すると、入力ダイヤフラムが左方向に変位するため、入力ダイヤフラムとノズルの間隔が狭くなり、ノズル背圧が高くなる。ノズル背圧によるダイヤフラム A の発生力がダイヤフラム B の発生力に打ち勝って、スプールが左方向へ移動し、OUT1 側に供給空気圧 p_{sup} が加わる。OUT2 側は排気され、シリンダロッドが右方向へ動き出す。この動きは連結棒を介してフィードバックスプリングに伝達され、入力ダイヤフラムの信号空気圧による発生力とフィードバックスプリングの発生力が平衡するまでシリンダロッドが動くため、信号空気圧に比例した変位が得られる。

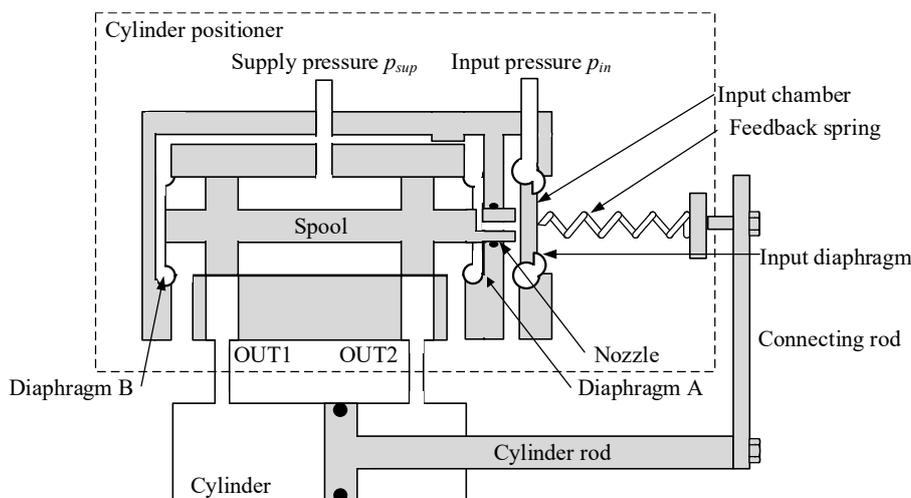


Fig.2.3 Schematic representation of the pneumatic positioning device.

2.3 空気圧位置決め装置のモデル化

2.3.1 物理モデルの提案

空気圧位置決め装置の性能を評価するには、モデルを用いた特性解析が不可欠である。装置開発には、設計・解析・試作のプロセスがあり、設計段階でモデル化を行う。しかし、シリンダポジショナを用いた空気圧位置決め装置はモデル化に関する研究事例がないため、モデルが存在せず、特性解析を行うことができない。そこで、シリンダポジショナを用いた空気圧位置決め装置の設計手法を確立すること、装置開発のプロセスで得られるノウハウを職業教育に活用することを目的として、モデル化を試みた。これらのモデルが本研究におけるコアである。提案するモデルを用いた特性解析を行うことによって、空気圧位置決め装置の性能が明らかとなり、用途が広がると考える。

2.3.2 項で述べる数式モデル導出の前段階として、2.2 節で述べた空気圧位置決め装置の動作原理に基づく物理モデルを提案する。空気圧位置決め装置のモデル化に際しては、シリンダポジショナの構造と類似していることから油圧制御を用いた制振装置のモデルを参考とした[37]。提案する空気圧位置決め装置の物理モデル、ブロック線図、空気圧位置決め装置の数式モデル導出に際して使用するパラメータをそれぞれ図 2.4, 図 2.6, 表 2.1 に示す。

最近では、図 2.5 に示す制御対象(シリンダ)、センサ、PID コントローラから構成されるフィードバック制御系を用いてシリンダの位置決めを電子制御するケースが一般的である。目標値とシリンダの変位との偏差信号に対して、比例演算、積分演算、微分演算の3つを組み合わせ、シリンダの操作量を決定する。電子制御の場合、目標値、偏差、操作量、制御量が電気信号であり、PID コントローラにおける演算は、マイクロコンピュータや DSP を用いて行う。マイクロコンピュータや DSP の性能が向上していることから、演算の高速化、高精度化が進み、応答速度や位置決め精度の向上が実現している。

一方、図 2.6 に示すように、本研究で提案する空気圧位置決め装置は、機械要素のみで構成されており、シリンダポジショナがコントローラとなる。入力が信号空気圧、出力がシリンダの変位であるが、信号空気圧を入力ダイアフラムに加えることにより、信号空気圧に比例した力を発生させ、シリンダの変位をフィードバックスプリングで力に変換することによって、物理量は入力、出力とも力となる。図 2.5 に示す制御系に対応させると、目標値が信号空気圧によって生じる入力ダイアフラムの力 $f_p(p_{in})$ 、制御量がフィードバックスプリングの発生力 $f_0 \cong k_r x$ 、すなわちシリンダの変位となり、操作量が入力ダイアフラムの発生力とフィードバックスプリングの発生力との差 $f_p(p_{in}) - f_0$ となると推測される。シリンダポジショナにおける比例要素はフィードバックスプリングのばね定数、積分要素はダイアフラム A とダイアフラム B の発生力の差によって決まるスプールの変位、微分要素は、図 2.4 に示す入力ダイアフラム、ダイアフラム A・B、フィードバックスプリングおよびシリンダに含まれるダンパに相当すると考えられる。

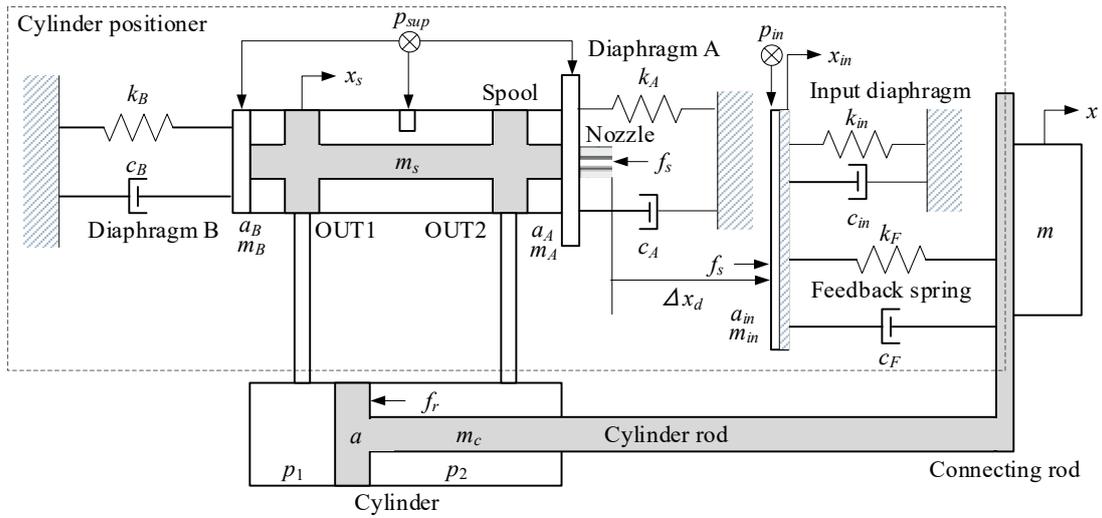


Fig.2.4 The physical model of the pneumatic positioning device.

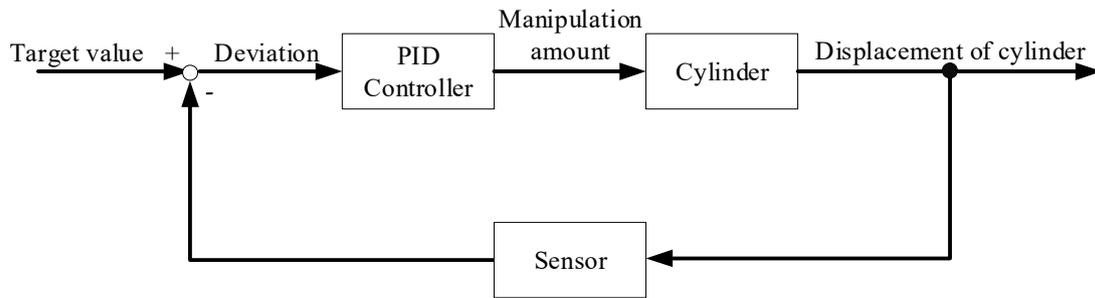


Fig.2.5 Block diagram of feedback control system.

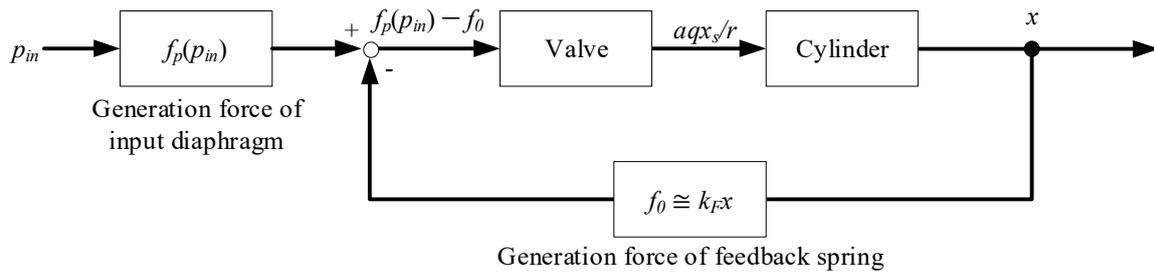


Fig.2.6 Block diagram of the proposed pneumatic positioning device.

Table 2.1 Parameters to be used in modeling the pneumatic positioning system.

Parameters	Description	Unit
m	Mass of connecting rod and load	[kg]
m_{in}	Mass of input diaphragm	[kg]
m_A	Mass of diaphragm A	[kg]
m_B	Mass of diaphragm B	[kg]
m_s	Mass of spool	[kg]
m_c	Mass of piston and cylinder rod	[kg]
k_F	Spring coefficient of feedback spring	[N/m]
k_{in}	Spring coefficient of input diaphragm	[N/m]
k_A	Spring coefficient of diaphragm A	[N/m]
k_B	Spring coefficient of diaphragm B	[N/m]
c_F	Damping coefficient of synthesis of cylinder and feedback spring	[Ns/m]
c_{in}	Damping coefficient of input diaphragm	[Ns/m]
c_A	Damping coefficient of diaphragm A	[Ns/m]
c_B	Damping coefficient of diaphragm B	[Ns/m]
a	Effective cylinder area	[m ²]
a_{in}	Effective input diaphragm area	[m ²]
a_n	Sectional area of nozzle	[m ²]
a_A	Effective diaphragm A area	[m ²]
a_B	Effective diaphragm B area	[m ²]
x	Displacement of cylinder	[m]
x_{in}	Displacement from neutral position of input diaphragm	[m]
Δx_d	Distance between nozzle and input diaphragm	[m]
x_s	Displacement from neutral position of spool	[m]
f_s	Force due to nozzle back pressure	[N]
f_r	Friction force of cylinder	[N]
p_{in}	Input pressure	[Pa]
p_{sup}	Supply pressure	[Pa]
p_1	Pressure on cylinder cap end	[Pa]
p_2	Pressure on cylinder rod end	[Pa]

2.3.2 数式モデルの導出

空気圧位置決め装置を入力ダイアフラム，ダイアフラム A・B とスプール，シリンダとフィードバックスプリングの3つに分割した上で，数式モデルを導出した．

入力ダイアフラム，ダイアフラム A・B とスプール，シリンダとフィードバックスプリングについて導出した運動方程式をそれぞれ式(2.1)～(2.3)に示す．

$$m_{in}\ddot{x}_{in} = -c_{in}\dot{x}_{in} - k_{in}x_{in} - c_F(\dot{x}_{in} - \dot{x}) - k_F(x_{in} - x) - a_{in}p_{in} + f_s \quad (2.1)$$

$$(m_A + m_s + m_B)\ddot{x}_s = -(c_A + c_B)\dot{x}_s - (k_A + k_B)x_s - f_s \quad (2.2)$$

$$(m + m_c)\ddot{x} = -c_F(\dot{x} - \dot{x}_{in}) - k_F(x - x_{in}) + ap - f_r \quad (2.3)$$

式(2.2)におけるダイアフラム A・B のばね定数 k_A ， k_B は，次式で与えられる[38]．

$$k_A = \frac{\kappa}{1000} \cdot \frac{p_{sup} a_A^2}{V_A}, \quad k_B = \frac{\kappa}{1000} \cdot \frac{p_{sup} a_B^2}{V_B} \quad (2.4)$$

ここで， V_A ， V_B はダイアフラム A・B の体積， κ はポルトロープ指数で，入力ダイアフラムの動作が断熱変化であると仮定して， $\kappa = 1.4$ とした．

また，式(2.1)，(2.2)における入力ダイアフラムおよびダイアフラム A・B のダンピング係数 c_{in} ， c_A ， c_B は，次式で求められる．

$$c_{in} = \zeta_{in} \cdot 2\sqrt{m_{in}k_{in}}, \quad c_A = \zeta_{AB} \cdot 2\sqrt{m_A k_A}, \quad c_B = \zeta_{AB} \cdot 2\sqrt{m_B k_B} \quad (2.5)$$

ここで， ζ_{in} ， ζ_{AB} は，入力ダイアフラム，ダイアフラム A・B の減衰比である．

また，式(2.3)の ap は，シリンダピストンの推力である．空気圧シリンダは片ロッド型で，ピストンの面積とロッドの面積が異なるが，ロッドの面積が小さいこと，フィードバックスプリングから反力を受けることを考慮し，キャップ側の受圧面積とロッド側の受圧面積が同じであると近似して a [m²] とした． $p = p_1 - p_2$ [Pa] は，スプールバルブから流出する空気の体積質量とバルブ開度との関係，空気の圧縮性，圧力に対する流量の減少を考慮した差圧である．スプールバルブから流出する空気の体積流量とバルブの開度の関係を示す定数を q [m³/s]，空気の圧縮率を b [Pa⁻¹]，シリンダの体積を $V = ax$ [m³] とし，シリンダに空気が流入する際に圧力が変化し，空気が圧縮されたことを考慮する．さらに，OUT1 への空気の流入量と差圧との関係を示す比例定数を r [m³/Pa・s] とすると，スプールバルブから流出する空気，シリン

ダに流入する空気の間には以下の関係が成り立つ[37].

$$p = \frac{1}{r}(qx_s - bax\dot{p} - a\dot{x}) \quad (2.6)$$

ただし、右辺第2項、第3項による差圧への影響が小さく、差圧はスプールバルブの開度に比例すると近似できる。

ここで、ノズル背圧とノズルからターゲットまでの距離との一般的な関係を図 2.7 に示す[39]. 入力ダイヤフラムの変位は、最大で 25 μm 程度であると推定した. 図 2.7 に示すように、ノズル背圧と基準位置とターゲットとの距離の関係は、一般的には黒い実線で表すように非線形であるが、入力ダイヤフラムの可動領域の中心である 12.5 μm を動作点として、赤い破線で示すように近似した。

f_s はノズル背圧とノズルからターゲットまでの距離との関係を示す k_n [N/m]、ノズル背圧 f_n [N] を定数として、

$$f_s = -k_n(x_{in} - x_s) + f_n \quad (2.7)$$

で与えられる。

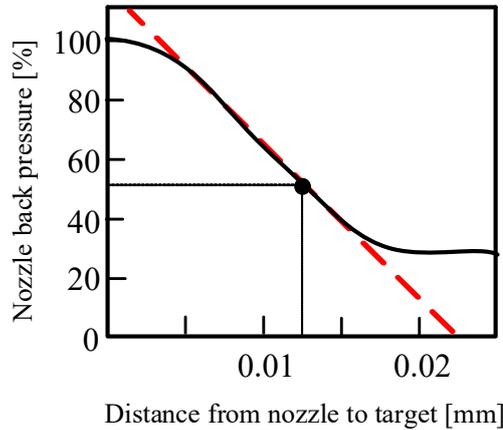


Fig.2.7 General relationship between nozzle back pressure and distance from nozzle to target.

式(2.7)を式(2.1), (2.2)に代入して整理すると、それぞれ式(2.8), (2.9)が得られる。

$$m_{in}\ddot{x}_{in} = -(c_{in} + c_F)\dot{x}_{in} - (k_{in} + k_n + k_F)x_{in} + k_n x_s + c_F\dot{x} + k_F x - a_{in}p_{in} + f_n \quad (2.8)$$

$$(m_A + m_s + m_B) \ddot{x}_s = -(c_A + c_B) \dot{x}_s - (k_A + k_B + k_n) x_s + k_n x_{in} - f_n \quad (2.9)$$

また、式(2.3)のシリンダの摩擦力 f_r は、摩擦係数を μ 、重力加速度を g [m/s²]、クーロン摩擦力を f_c [N] とすると、

$$f_r = \{ \mu(m + m_c)g + f_c \} \text{sign}(\dot{x}) \quad (2.10)$$

で表される[40][41].

DABC20 シリンダを用いて、 $p_{sup} = 0.5$ MPa の条件で信号空気圧を 0→70 kPa をステップ状に入力した場合のシリンダポジションの OUT1, OUT2 の圧力の変化を図 2.8 に示す. 図 2.8 から、 p_{in} の立ち上がり直後に OUT1 の圧力が急激に高くなるとともに、OUT2 の圧力が急激に低くなることを確認できる. p_{in} を変化させた場合、 p_{in} に比例して差圧が高くなることを実験で確認している. また、定常状態では、OUT1 の圧力が OUT2 の圧力より若干高い状態であり、 p_{sup} 程度で一定であることが確認できる. これは、信号空気圧に対応するシリンダの変位を保つためには、フィードバックスプリングの発生力を含むロッド側の推力と同じ力を発生させる必要があるためである.

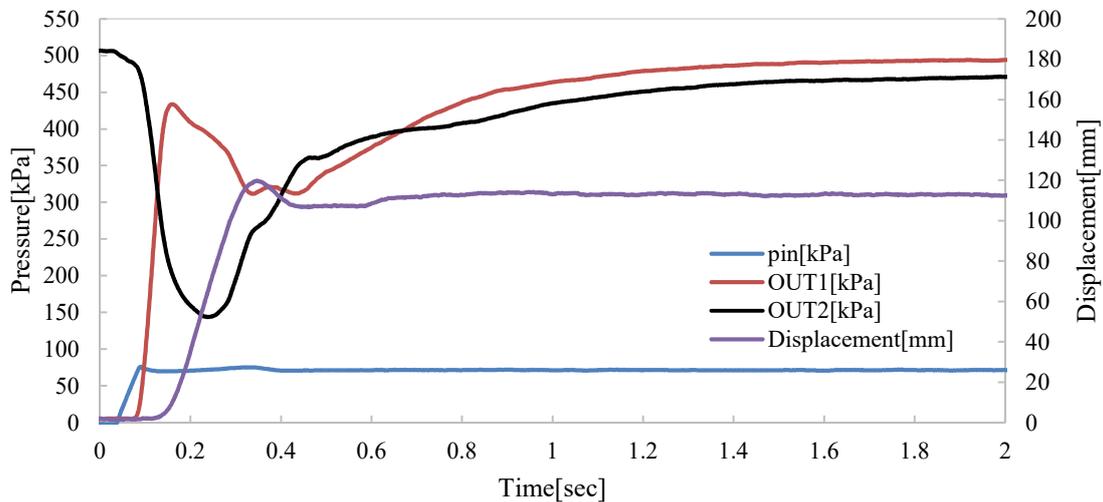


Fig.2.8 Pressures of OUT 1 and OUT 2 and displacement of the cylinder with respect to the stepped air pressure input (DABC20, $p_{sup} = 0.5$ MPa, $p_{in} = 70$ kPa).

シリンダのキャップ側とロッド側の力の差が小さくなると、ダイアフラム A の発生力とダイアフラム B の発生力が均衡して、スプールが中立位置に近づくため、OUT1, OUT2 への空気の流入量、排出量が減少する. スプールが中立位置に到達すると OUT1, OUT2 への空気

の流入, 排気が止まり, p_{sup} 程度の圧力で一定となり, 変位を保つ.

式(2.6), (2.10)を式(2.3)に代入して整理したシリンダ, フィードバックスプリングの運動方程式は,

$$(m + m_c)\ddot{x} = -c_F(\dot{x} - \dot{x}_{in}) - k_F(x - x_{in}) + \frac{a}{r}(qx_s - bax\dot{p} - a\dot{x}) - \{\mu(m + m_c)g + f_c\}\text{sign}(\dot{x}) \quad (2.11)$$

で表される.

2.4 実験装置

シリンダの種類を変えてもモデル化できることを確認するため, 3種類のシリンダを組み込んだ装置について特性確認実験を行う.

空気圧位置決め装置の外観と実験で使用したシリンダをそれぞれ図 2.9, 図 2.10 に示す.

実験装置は, 方向制御弁, レギュレータ, シリンダポジショナ, シリンダ(FESTO 152888, KOGANEI DABC20×180-2, KOGANEI DA50×200 の3種類), デジタル圧力計で構成されており, エアチューブで接続されている. また, シリンダの変位を計測するためのポテンシオメータをシリンダとシリンダポジショナに連結している. 図 2.3 に示すシリンダポジショナの p_{in} にレギュレータで調整した信号空気圧を, p_{sup} に供給空気圧をそれぞれ供給することにより, 信号空気圧に比例したシリンダの変位を得るしくみとなっている.

供給空気圧を一定に保ちながら, ステップ状の信号空気圧を方向制御弁で生成し, 圧力を $0 \rightarrow 30 \sim 100$ kPa(152888 は, $0 \rightarrow 30 \sim 70$ kPa)の範囲で 5 kPa 刻みで変化させてシリンダポジショナの p_{in} に入力する. このときの信号空気圧, 供給空気圧, OUT1 の圧力をデジタル圧力計で, シリンダの変位をポテンシオメータでそれぞれアナログ電圧に変換し, それらをオシロスコープで計測する.

空気圧位置決め実験装置で使用する機器と実験条件をそれぞれ表 2.2, 表 2.3 に示す.

導出した式(2.8), (2.9), (2.11)で示すモデルを用いて, 信号空気圧を入力, シリンダの変位を出力とした伝達特性(過渡特性)のシミュレーションを行った.

シミュレーションを行う際に同定した各パラメータの値を表 2.4 に示す. これらのパラメータのうち, m , m_{in} , m_A , m_B , m_s , m_c , k_F , a , a_{in} , a_n , a_A , a_B , V , V_A , V_B , r は実験装置の構成機器の仕様, k_{in} , μ は実験装置と計算式, ζ , ζ_{in} , ζ_{AB} は技術資料を参考に同定し, f_c は実測して同定した. そして, バルブの開度が p_{in} によって変わると仮定し, 係数は実験結果から同定した上で, q は p_{in} の関数として導出した. また, シリンダポジショナのダイヤフラム $A \cdot B$ は, 空気ばねであることから, それぞれのばね定数 k_A , k_B は, 空気ばねのばね定数を求める式から算出した. また, 油圧における油の弾性体積率[37]を空気の圧縮率と定義して, $b = 7.14 \times 10^{-5} \text{ Pa}^{-1}$ とした.

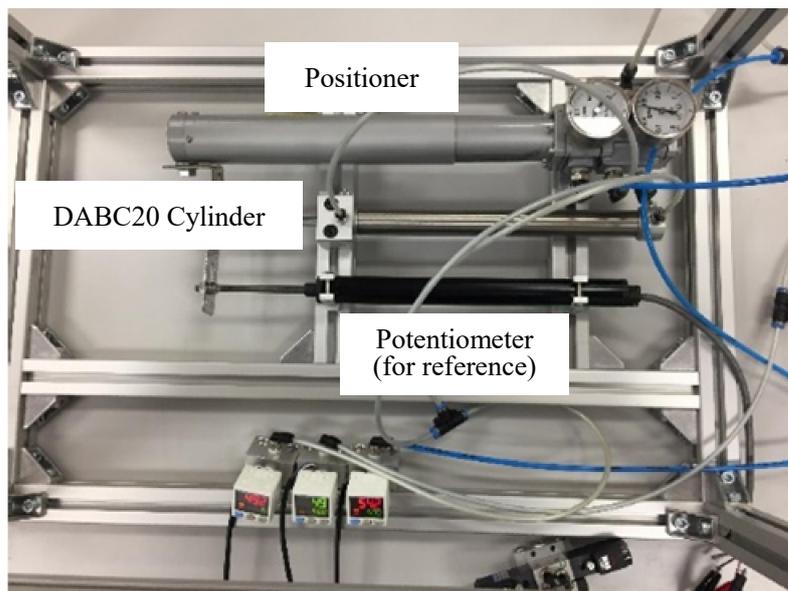
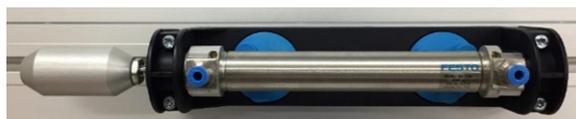


Fig.2.9 Experimental apparatus.



(a) 152888 cylinder



(b) DABC20 cylinder



(c) DA50 cylinder

Fig.2.10 Cylinders used in experiment.

Table 2.2 Devices used in experimental apparatus.

Device name	Specifications
Pressure regulator	SMC IR1000-01BEC-A
Cylinder positioner	SMC IP200-180 (stroke = 180 mm, 152888, DABC20) SMC IP200-200 (stroke = 200 mm, DA50)
Double acting cylinder	FESTO 152888 (piston diameter = 20 mm, stroke = 100 mm) KOGANEI DABC20×180-2 (piston diameter = 20 mm, stroke = 180 mm) KOGANEI DA50×200 (piston diameter = 50 mm, stroke = 200 mm)
Direction control valve	KOGANEI 110-E1-J41-83-PSL
Pressure gage	SMC ISE30 (input pressure measurement) KOGANEI GS620A (supply pressure and OUT1 pressure measurement)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS GreenPot LP-200FJ (1 kΩ, stroke = 200 mm, 152888, DABC20) MIDORI PRECISIONS GreenPot LP-250FJ (5 kΩ, stroke = 250 mm, DA50)
Oscilloscope	Tektronix TDS2014B
Tubing	diameter = 4 mm (152888, DABC20) or diameter = 6 mm (DA50)

Table 2.3 Experimental conditions.

Item	Conditions		
Cylinder	FESTO 152888	KOGANEI DABC20	KOGANEI DA50
Supply pressure	0.3~0.7 MPa (change by 0.05 MPa at a time)		
Input pressure	0→30~70 kPa (change by 5 kPa at a time)	0→30~100 kPa (change by 5 kPa at a time)	
Piston diameter	20 mm		50 mm
Stroke	100 mm	180 mm	200 mm
Tubing diameter	4 mm		6 mm

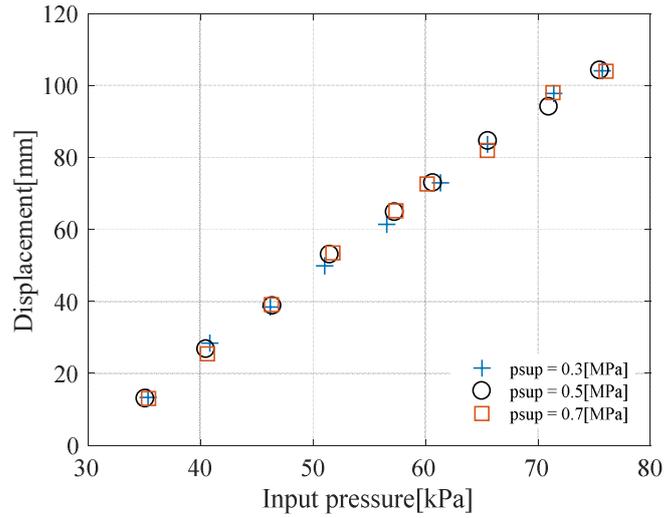
Table 2.4 Simulation parameters.

Parameter	Value	Parameter	Value
m	0.2 kg	b	$7.14 \times 10^{-5} \text{ Pa}^{-1}$
m_{in}	$8.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$	V	$3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (152888)
m_A	$9.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$		$5.65 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (DABC20)
m_B	$3.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$		$3.93 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ (DA50)
m_s	$1.3 \times 10^{-2} \text{ kg}$	V_A	$1.232 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
m_c	0.1 kg	V_B	$7.06 \times 10^{-7} \text{ m}^3$
k_F	147.4 N/m	r	$5.65 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{Pa} \cdot \text{s}$ (152888, DABC20)
k_{in}	699.4 N/m		$5.65 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{Pa} \cdot \text{s}$ (DA50)
k_A	$2.59 \times 10^5 \text{ N/m}$ ($p_{sup} = 0.5 \text{ MPa}$)	p_{sup}	0.3~0.7 MPa
k_B	$1.48 \times 10^5 \text{ N/m}$ ($p_{sup} = 0.5 \text{ MPa}$)	ζ	0.65
k_n	275 N/m (152888, DABC20)	ζ_{in}	0.4
	387 N/m (DA50)	ζ_{AB}	0.4
a	$3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ (152888, DABC20)	μ	2.35 (152888)
	$1.96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ (DA50)		1.65 (DABC20)
a_{in}	$5.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		4.35 (DA50)
a_n	$7.85 \times 10^{-7} \text{ m}^2$	f_c	5.88 N (152888)
a_A	$6.16 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		5.15 N (DABC20)
a_B	$3.53 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		5.53 N (DA50)

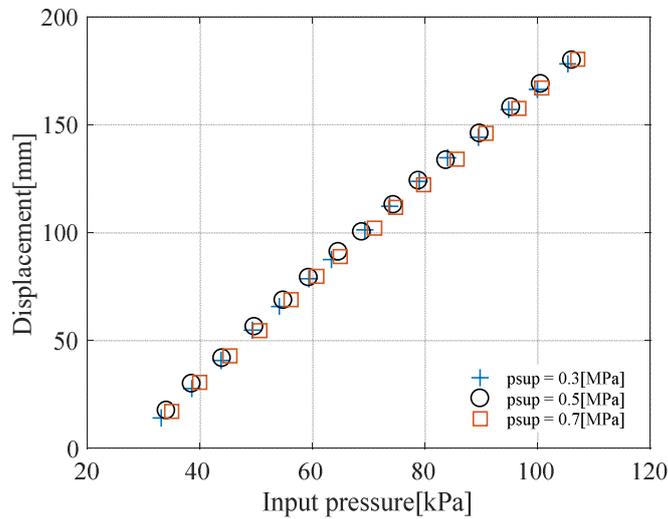
2.5 特性確認実験

空気圧位置決め装置の過渡特性を確認するため、図 2.10 に示す 3 種類のシリンダを組み込んだ装置を用いてステップ応答実験を行った。

ステップ応答実験から得られた信号空気圧とシリンダ変位の最終値との関係を図 2.11(a)～(c)に示す。いずれのシリンダも変位が信号空気圧に比例しており、信号空気圧が一定である場合、供給空気圧を変えても変位がほぼ一定であることが確認できた。



(a) 152888 cylinder



(b) DABC20 cylinder

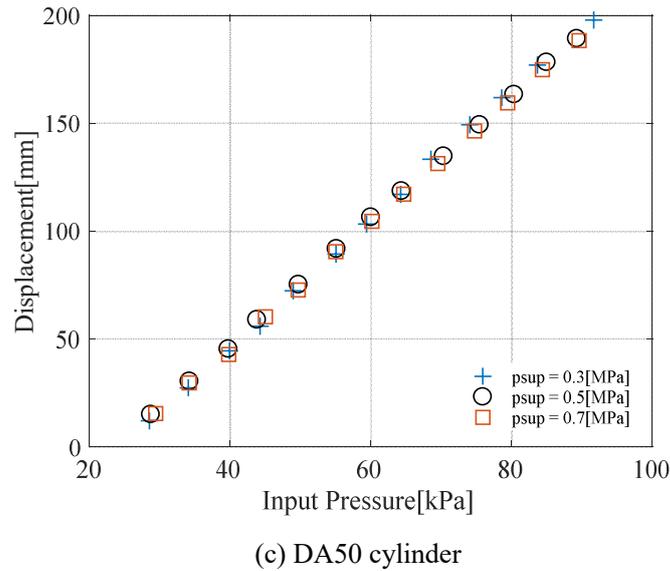


Fig.2.11 Change in displacement with respect to input pressure.

ここで、信号空気圧とシリンダの変位の関係を詳細にプロットしたグラフを図 2.12 に示す。図 2.12 は、供給空気圧を 0.5 MPa とし、圧力を 0→40, 0→50, 0→60, 0→70 kPa と変化させたステップ状の信号空気圧を入力したときの応答と $t = 0$ において、0→40 kPa と変化させたステップ状の信号空気圧を示している。図 2.12 から、立ち上がりの開始がシリンダによって異なること、定常状態における変位が 152888 シリンダと DABC20 シリンダはほぼ同じであるが、DA50 シリンダは大きいこと、それぞれのシリンダにおける立ち上がり方が異なっていることが確認できる。定常状態における変位が異なるのは、シリンダポジションナのストロークが異なるためであり、立ち上がりの時間が異なるのは、シリンダの摩擦や体積が異なるためであると考えられる。また、立ち上がり方が異なるのは、流入可能な空気量がシリンダによって異なるためではないかと考えた。そこで、2.6 節において、シリンダごとの流量の比較を行い、その結果より、これらの現象が発生する原因を検討することとした。

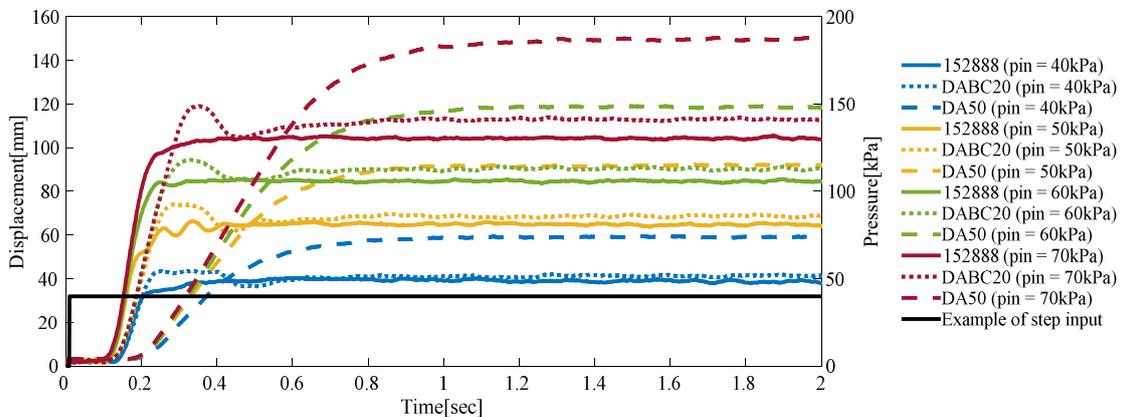


Fig.2.12 Step response (Supply pressure = 0.5 MPa).

2.6 3種類のシリンダの流量の比較

図 2.12 に示すように、定常状態における3種類のシリンダの変位と変位の立ち上がり方が異なるのは、シリンダに流入可能な空気の量と関係があるのではないかと考え、それらの現象が発生する原因を検討するため、各シリンダの仕様と実験結果より、それぞれのシリンダの流量を算出した上で、時間変化をグラフ化した。

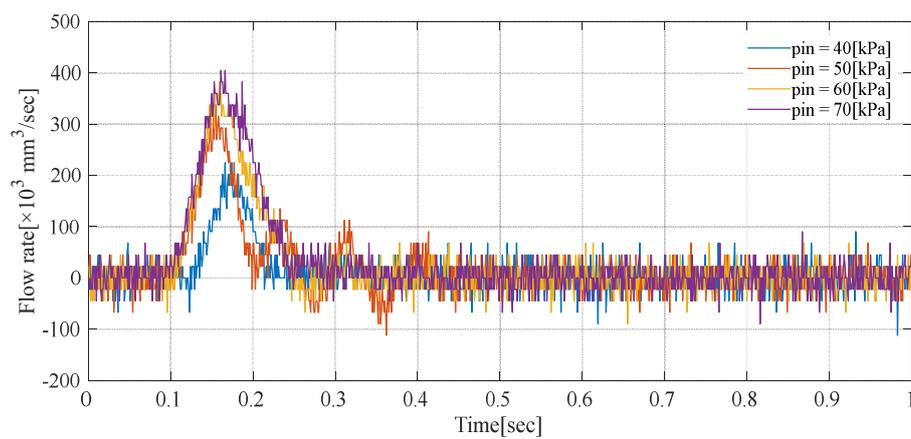
供給空気圧を 0.5 MPa とし、圧力を 0→40, 0→50, 0→60, 0→70 kPa と変化させたステップ状の信号空気圧を装置に入力したときの OUT1 の流量の変化を 152888 シリンダ、DABC20 シリンダ、DA50 シリンダについて、それぞれ図 2.13(a)~(c)に示す。OUT1 の流量は、ピストンの断面積と変位の積から体積を求め、その体積を時間微分することにより算出した。

図 2.13 から、信号空気圧が高くなるほど流量のピークが大きくなっていること、空気の供給時間が長くなっていることが確認できる。また、シリンダの径が大きくなる、あるいは、ストロークが大きくなると空気の供給時間が長くなることから、空気の供給が一定量で飽和していると推測される。

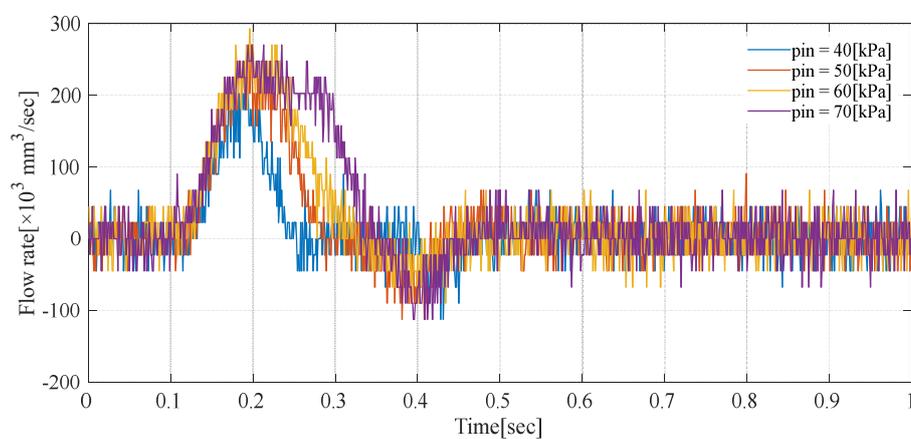
空気圧位置決め装置のステップ応答における定常状態の変位が異なるのは、図 2.13 に示すように、各シリンダにおける流入可能な空気の量と OUT1 から空気が供給されている時間が異なるためであると考えられる。

また、変位の立ち上がり方がシリンダによって異なるのは、シリンダの体積が異なるため、前進させるために必要な空気の量が異なること、各シリンダの流入可能な空気の量の上限に達した場合、流量が飽和するため、体積が大きいシリンダの場合、空気の供給に時間を費やすことが原因として考えられる。

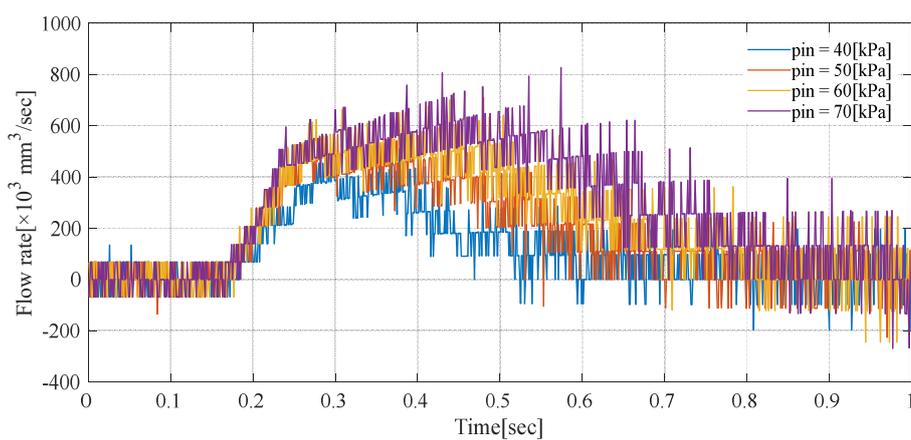
第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析



(a) 152888 cylinder



(b) DABC20 cylinder



(c) DA50 cylinder

Fig.2.13 Change in flow rate of OUT1 with step air pressure input.

2.7 シミュレーションとの比較

提案するモデルの妥当性を評価するとともに、種類の異なるシリンダを組み込んだ場合においてもモデル化できることを確認するため、ステップ応答実験を行った。3種類のシリンダをそれぞれ組み込んだ空気圧位置決め装置において、提案するモデルを用いたシミュレーションを行い、実際の装置におけるステップ応答との比較を行った。

供給空気圧を0.5 MPaとして、圧力を0→40, 0→50, 0→60, 0→70 kPaと変化させたステップ状の信号空気圧を装置に入力したときの波形、応答とシミュレーションとの比較を152888シリンダ、DABC20シリンダ、DA50シリンダについて、それぞれ図2.14, 図2.15, 図2.16に示す。図2.14～図2.16において、(a)は信号空気圧、(b)は応答とシミュレーションとの比較である。シミュレーションにおいてモデルに入力した信号空気圧は、図2.14～図2.16の(a)に示すとおりである。

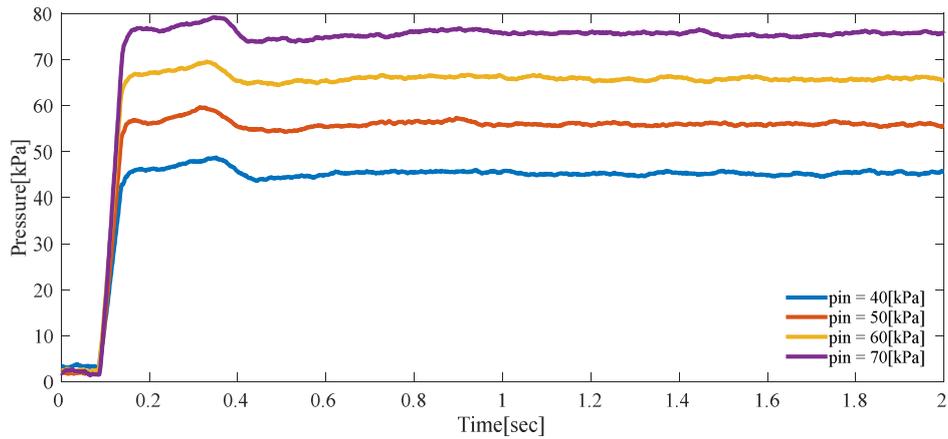
152888シリンダについては、図2.14(b)に示すとおり、応答とシミュレーションは過渡状態を除いてよく一致している。また、信号空気圧0→50 kPaの応答において、0.2～0.4 s付近で振動が生じているが、その周波数が12.5 Hz程度と空気圧位置決め装置の固有周波数2.0 Hz程度と比較して高いことから、シリンダ固有の現象ではなく、ポテンシオメータの固定方法の不具合によって発生した共振が原因であると推測される。定常状態におけるシリンダの変位とモデルの偏差は、表2.5に示すとおり1.0 mm以下である。

DABC20シリンダについては、図2.15(b)に示すように、応答とシミュレーションは過渡状態を除いてよく一致しているが、立ち上がり直後にオーバーシュートとアンダーシュートが生じている。シリンダポジションが、DABC20シリンダよりも大きな径のシリンダの位置決め用に設計されているため、比例ゲインが大きいフィードバック制御と同様の効果をもたらされ、行き過ぎが生じ、振動的な応答になると考えられる。また、信号空気圧の波形が応答に影響を与えていることが確認できる。さらに、実機での変位の立ち上がりは、信号空気圧を変化させてもほぼ変わらないことが確認できる。これは、シリンダに供給される圧縮空気の流量が最大に達し、速度が飽和したためであると推測される。定常状態におけるシリンダの変位とモデルの偏差は、表2.6に示すとおり0.8 mm以下である。

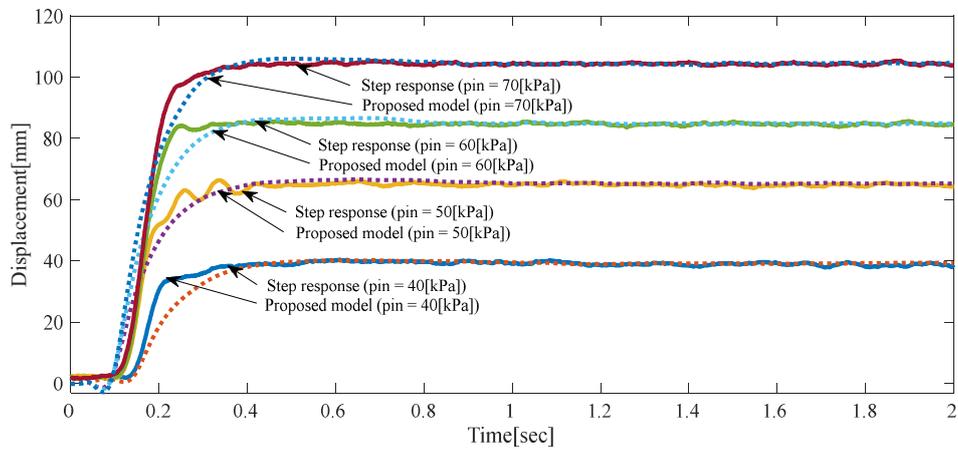
DA50シリンダについては、図2.16(b)に示すとおり、応答とシミュレーションは定常状態においてよく一致しているが、信号空気圧が高い場合、立ち上がりの遅れが大きくなっていることが確認できる。これは、径が小さいシリンダと比較して体積が大きく、信号空気圧が高くなると変位が大きくなるため、シリンダの変位に必要な空気の体積が大きくなり、供給に時間がかかることが主な要因であると考えられる。定常状態におけるシリンダの変位とモデルの偏差は、表2.7に示すとおり0.8 mm以下である。

実験結果は、シリンダの径、ストロークや摩擦係数などのパラメータが異なっても、提案するモデルを用いて空気圧位置決め装置の過渡特性が再現できることを示しており、機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置の過渡特性解析に有効であることが確認できた。

第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析



(a) Signal air pressure



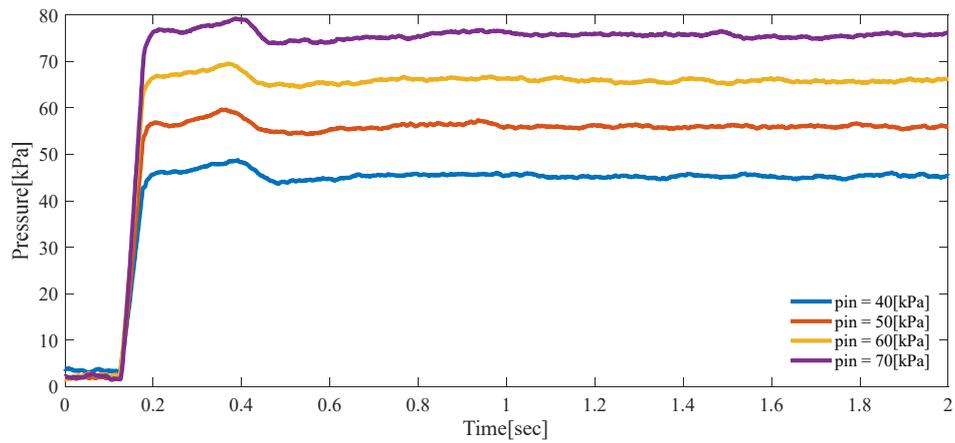
(b) Comparison between experiments and proposed model

Fig.2.14 Comparison between experiments and proposed model (152888 cylinder).

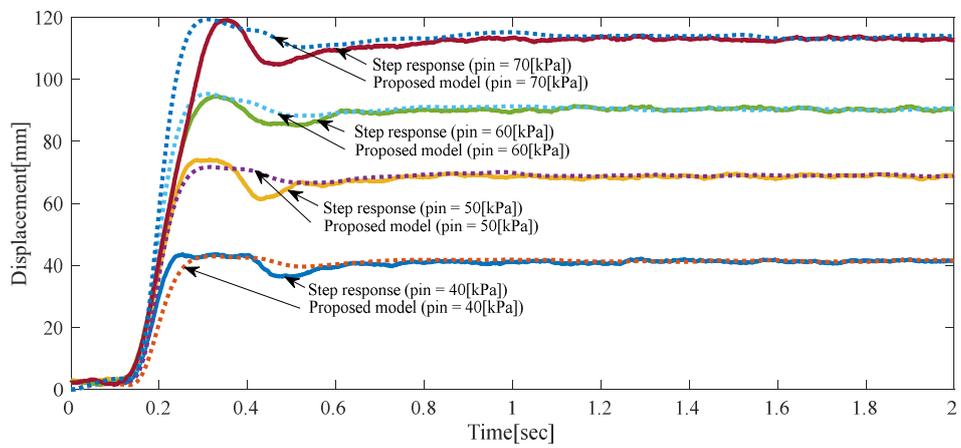
Table 2.5 Deviations from the model of cylinder displacement in steady state (152888 cylinder).

Signal air pressure [kPa]	Deviation [mm]
0→40	0.97
0→50	0.45
0→60	0.35
0→70	0.13

第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析



(a) Signal air pressure



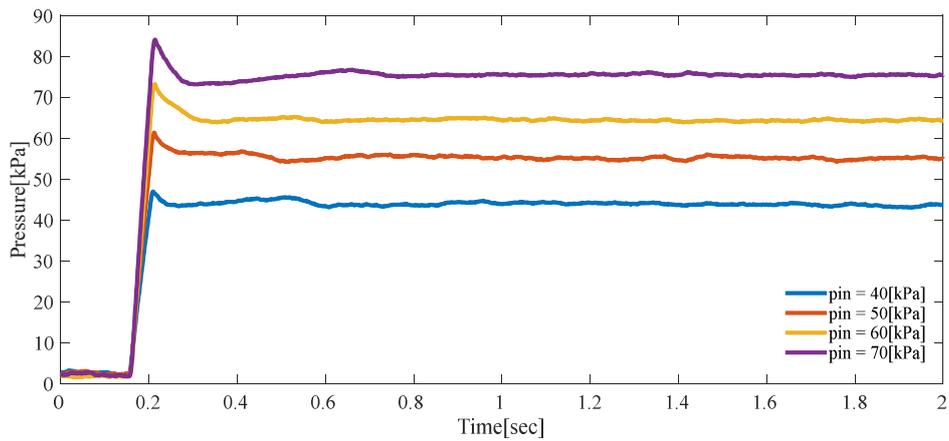
(b) Comparison between experiments and proposed model

Fig.2.15 Comparison between experiments and proposed model (DABC20 cylinder).

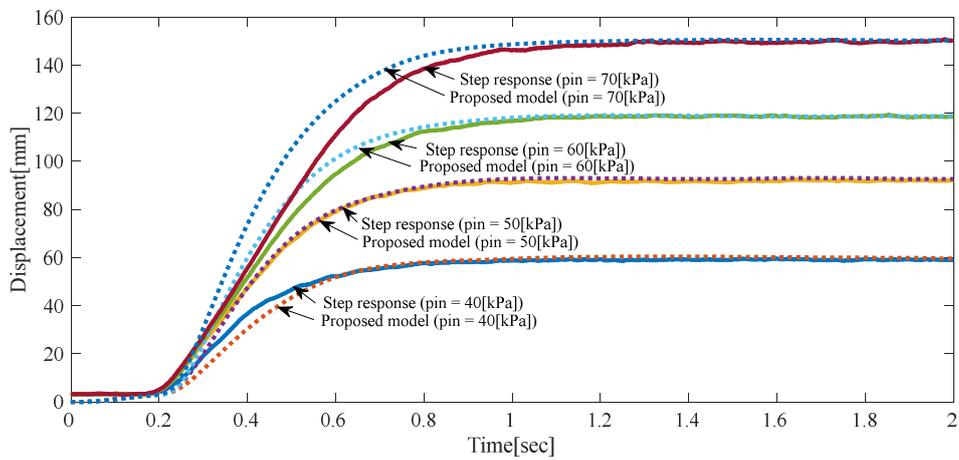
Table 2.6 Deviations from the model of cylinder displacement in steady state (DABC20 cylinder).

Signal air pressure [kPa]	Deviation [mm]
0→40	0.72
0→50	0.19
0→60	0.78
0→70	0.65

第2章 空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析



(a) Signal air pressure



(b) Comparison between experiments and proposed model

Fig.2.16 Comparison between experiments and proposed model (DA50 cylinder).

Table 2.7 Deviations from the model of cylinder displacement in steady state (DA50 cylinder).

Signal air pressure [kPa]	Deviation [mm]
0→40	0.76
0→50	0.54
0→60	0.22
0→70	0.47

2.8 周波数特性のシミュレーション

3種類のシリンダを組み込んだ空気圧位置決め装置の追従性を確認すること、周波数特性におけるモデルの妥当性を検証することを目的として、提案するモデルを用いた周波数特性のシミュレーションを行った。DABC20シリンダ、DA50シリンダについては、実機において周波数応答の実験を行い、シミュレーションと比較した。供給空気圧を0.5 MPaとした場合の152888シリンダの周波数特性のシミュレーションを図2.17、DABC20シリンダ、DA50シリンダの実機の周波数特性とシミュレーションとの比較を図2.18、図2.19に示す。図2.17～図2.19において、上のグラフがゲイン特性、下のグラフが位相特性を示す。

152888シリンダについては、遮断角周波数は16.6 rad/s (遮断周波数2.63 Hz)、角周波数10 rad/s (周波数1.59 Hz)における位相の遅れは41 deg程度となり、DABC20シリンダについては、遮断角周波数は32.0 rad/s (遮断周波数5.09 Hz)、角周波数10 rad/sにおける位相の遅れは25 deg程度となった。また、DA50シリンダについては、遮断角周波数は5.3 rad/s (遮断周波数0.84 Hz)、角周波数10 rad/sにおける位相の遅れは67 deg程度となった。

3つのシリンダを比較すると、遮断角周波数、位相の遅れが異なり、径が大きいDA50シリンダでは、遮断角周波数が低くなるとともに位相の遅れが大きくなっていることが確認できる。このことは、シリンダによって流入可能な空気の量が異なり、シリンダポジションの供給能力を超える場合、流量が飽和して空気の供給に時間を費やすことを示している。

また、図2.18、図2.19に示すように、DABC20シリンダ、DA50シリンダの周波数特性とシミュレーションはよく一致していることから、提案するモデルを用いて、実機の周波数特性が再現できることを示しており、周波数特性の解析にも有効であることが確認できた。

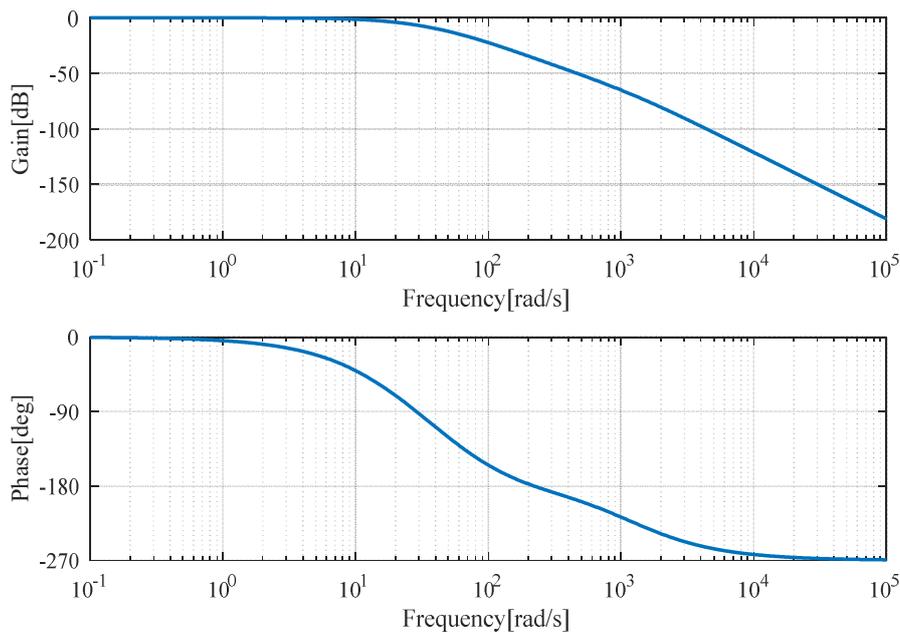


Fig.2.17 Simulation of frequency characteristics (152888 cylinder).

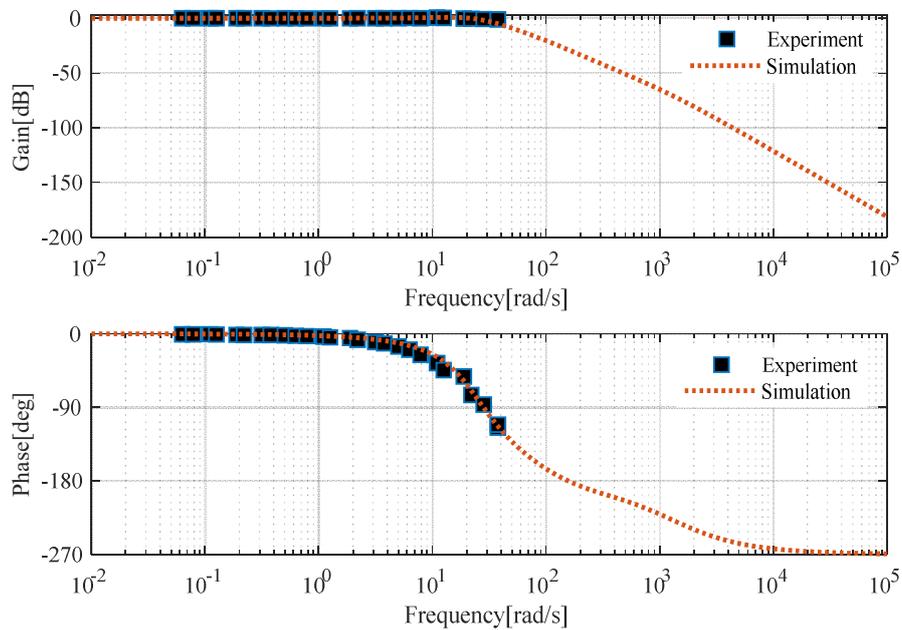


Fig.2.18 Comparison between experiments and proposed model (DABC20 cylinder).

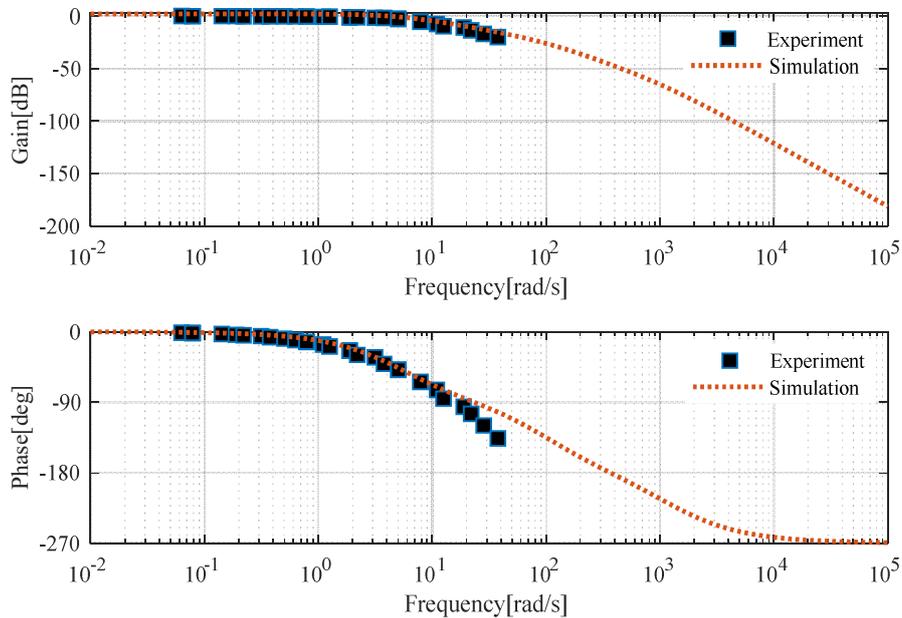


Fig.2.19 Comparison between experiments and proposed model (DA50 cylinder).

2.9 まとめ

第2章では、空気圧位置決め装置の概要を述べるとともに、動作原理に基づく物理モデルを提案し、数式モデルの導出過程を示した。また、導出した空気圧位置決め装置のモデルにおいて使用するパラメータを同定し、提案するモデルの妥当性を検証するため、3種類のシリンダを組み込んだ装置を用いてステップ応答実験を行い、シミュレーションと比較した。また、周波数応答のシミュレーションを行い、追従性を確認するとともに、2種類のシリンダを組み込んだ装置を用いて周波数応答実験を行い、シミュレーションと比較することにより、周波数特性についても提案するモデルの妥当性を検証した。

その結果、以下に示す知見を得た。

1. ステップ応答実験、周波数応答実験とシミュレーションの比較より、実機の過渡特性、周波数特性がほぼ再現できることを示している。したがって、提案するモデルが機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置の特性解析に有効である
2. シリンダの変位は信号空気圧に比例して制御されており、その制御特性は供給空気圧に依存しない
3. 空気圧位置決め装置の過渡特性は、シリンダによって異なる。これは、各シリンダにおける体積が異なることとシリンダポジションから供給される空気の流量が飽和することに起因する
4. 装置開発における設計・解析・試作のプロセスが経験できた

これらの知見は、本研究のコアとなる空気圧位置決め装置のモデルの妥当性を示している。第2章の結果を踏まえ、シリンダポジションナに入力する信号空気圧をメカニカルに制御して、低速かつ数 mm 程度の位置決め精度で動作するアプリケーション開発を目指す。第1段階として、第3章において、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムの開発について論ずる。また、装置開発における設計・解析・試作のプロセスが経験できたことから、技術者育成に応用できると考える。第2章の装置開発プロセスで得たノウハウを第4章で提案する教育カリキュラム、第5章で開発する教材に活用して、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育の実現を目指す。

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

第2章で開発した空気圧位置決め装置をマスタースレーブシステムに組み込む場合に考慮すべき事項として、動作速度、即応性、遠隔操作の距離、位置決め精度などが挙げられ、アプリケーション開発の可能性や解決すべき課題を明らかにするためには、これらの性能を把握することが必要である。本研究で提案する空気圧マスタースレーブシステムは、機械式フィードバックを用いて空気圧アクチュエータを制御することにより、安全性や信頼性を高めることを目指す。機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムに関する研究は、第3章での取り組みが世界で初めての事例となる。

第3章では、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案するとともに、システムの性能を明らかにした上で、アプリケーション開発の可能性を検討する。

3.1 マスターの構造の検討

空気圧マスタースレーブシステムの開発に際し、スレーブは空気圧位置決め装置を用いることとしたが、マスターの構造を検討することが必要であった。マスターの構造を決定するにあたって、まず、スレーブに組み込まれているシリンダポジションへの信号空気圧の生成方法を検討した。次に、マスターの操作を信号空気圧に変換する方法を検討し、これらの検討結果を総合的に勘案してマスターの構造を決定した。

3.1.1 信号空気圧生成方法の検討

第2章で開発した空気圧位置決め装置では、精密レギュレータと方向制御弁で生成した信号空気圧をスレーブに組み込まれているシリンダポジションへ供給し、シリンダの変位を制御するしくみとした。空気圧マスタースレーブシステムの開発にあたって、スレーブに空気圧位置決め装置を用いることとし、技術者育成への応用や空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだアプリケーション開発の可能性も考慮した上で、信号空気圧の生成方法を検討することとした。2.1.3項で述べたように、シリンダポジションは信号空気圧に比例したシリンダの変位を出力することから、信号空気圧を変化させる方法を検討する必要がある。信号空気圧を生成する方法として、シリンダロッドを押すことによって空気を圧縮し、圧縮した空気を信号空気圧として出力するシリンダ、ハンドルの回転角度に比例した信号空気圧を出力する精密レギュレータ、入力電圧に比例した信号空気圧を出力する電空レギュレータのいずれかを用いることを考えた。

精密レギュレータ、電空レギュレータを図3.1に示す。



Fig.3.1 Precision regulator and electro-pneumatic regulator.

まず、制御対象がシリンダの変位であることから、シリンダのロッドの変位を入力として空気を圧縮し、信号空気圧として供給することに着目した。しかし、シリンダポジションナの供給範囲である 20 kPa~100 kPa の圧力になるよう空気を圧縮するためには、径が大きくストロークの長いシリンダが必要であり、かつ、空気を圧縮するために相当な力が必要となることから、装置の大きさやマスターの操作方法を勘案し、シリンダを用いる方法は採用しないこととした。次に、空気圧位置決め装置の特性確認実験で使用した精密レギュレータと電空レギュレータを用いて信号空気圧を生成する方法を検討した。精密レギュレータは、ハンドルの回転角度に比例した信号空気圧を出力するため、電気を使わずに信号空気圧を変化させることが可能であるが、マスターの操作を回転運動に変換する方法を検討する必要がある。それに対して、電空レギュレータは、入力するアナログ電圧に比例した信号空気圧を出力するため、マスターの操作を電気信号に変換する方法によっては機構がシンプルになるが、出力する信号空気圧を電子制御するための電源が必要となる。精密レギュレータと電空レギュレータを用いる方法は一長一短があることから、マスターの操作機構を決定した後、精密レギュレータ、電空レギュレータそれぞれの特性確認実験を行い、職業教育における実習教材として利用することやマスタースレーブシステムを組み込んだアプリケーション開発の可能性を考慮して、どちらを採用するかを検討する。

3.1.2 操作機構の検討

3.1.1 項において、精密レギュレータまたは電空レギュレータのいずれかを用いて、スレーブのシリンダポジションナへ信号空気圧を供給することとした。精密レギュレータ、電空レギュレータとも出力は信号空気圧であるが、信号空気圧を変化させるしくみが異なる。精密レギュレータでは、ハンドルを回転させることにより圧力を変化させるのに対し、電空レギュレータでは、入力アナログ電圧を可変させることにより圧力を変化させる。したがって、精密レギュレータを用いて信号空気圧を生成する場合は、マスターの操作を回転運動に変換す

ること、電空レギュレータを用いて信号空気圧を生成する場合は、マスターの操作をアナログ電圧に変換することが必要となる。また、精密レギュレータを用いる場合、マスターの変位と精密レギュレータのハンドルの回転角度が比例関係であることが重要である。一方、スレーブの出力がシリンダの直線変位であることに着目すると、マスタースレーブの動きが直感的に理解できる点で、マスターへの入力も直線変位であることが望ましい。マスターの入力を直線変位と仮定すると、精密レギュレータで信号空気圧を生成する場合、直線変位を回転運動に変換する機構が必要となる。また、電空レギュレータで信号空気圧を生成する場合、運動の変換は必要としないが、直線変位をアナログ電圧に変換するための電源が必要となる。まず、精密レギュレータで信号空気圧を生成すること想定して、直線変位を回転運動にする機構を検討した。はじめに、図 3.2 に示す往復スライダクランク機構[42]に着目した。往復スライダクランク機構は、スライダの往復運動をクランク(Link B)の回転運動に変換する機構で自動車のエンジンや蒸気機関車の動輪などに利用されている。この機構の場合、スライダのストロークはクランクの2倍となるため、想定する入力変位が大きくなるとクランクが長くなり、マスターが大型化すること、固定端を軸受に装着することによって回転させることは可能となるが、ハンドルの軸との接続に際して、かさ歯車やねじ歯車が必要となり、機構が複雑となる分機械的なロスが大きくなることが懸念される。

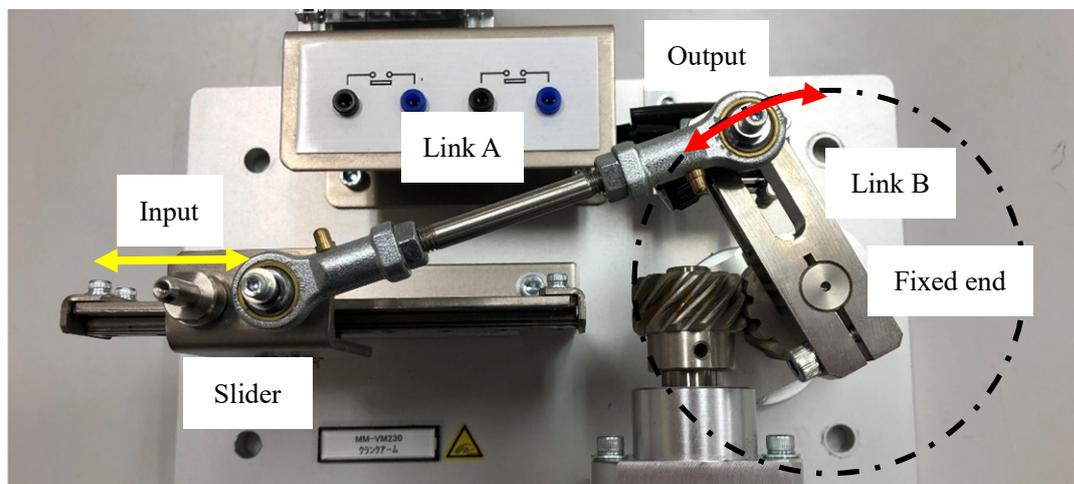


Fig.3.2 Reciprocating slider crank mechanism.

次に、図 3.3 に示すラック&ピニオンに着目した。ラック&ピニオンは、歯車的一种でラック(直線歯)の直線運動をピニオン(小歯車)の回転運動に変換する機構であり、自動車におけるステアリング・ギア機構や空気圧モータの揺動機構などに利用されている[43]。この機構の場合、動作範囲における入出力が常に一定の変換比の均等変換となっているため、ラックを動かすとピニオンの外周はラックと同じ変位に相当する角度だけ回転する。ハンドルとピニオンをカップリングで接続し、ピニオンの径を変えることによって、単位変位あたりのハンドルの回転角度、すなわち信号空気圧の変化分を変えることができるが、径が大きいピニ

オンを使用して大きな回転角度を得たい場合、ラックが長くなり、マスターが大型化することが懸念される。

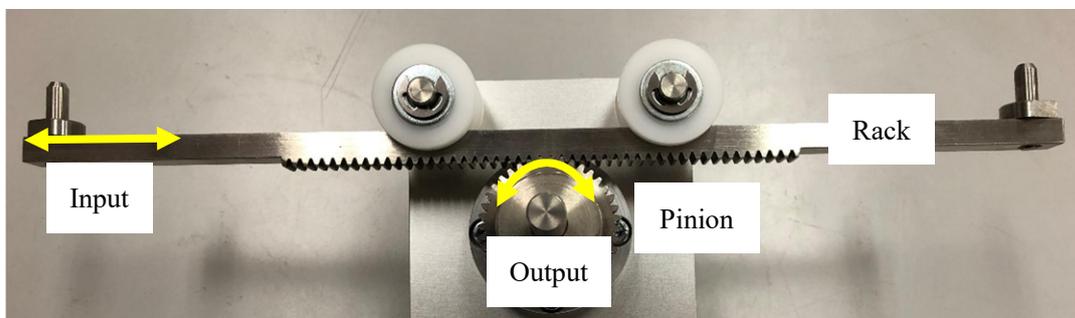


Fig.3.3 Rack and pinion mechanism.

最後に、図 3.4 に示すベルト・プーリ機構に着目した。ベルト・プーリ機構は、ベルトとプーリの間の摩擦力によって動力を伝達する機構で、動力の伝達能力は摩擦力によって決まる[44]。したがって、ベルトとプーリの間には摩擦力を生じさせるため、ベルトにはあらかじめ適当な張力を与える必要がある。また、機械的な入力に摩擦力を上回るとベルトのすべりが発生する。そこで、近年、歯付きベルト(タイミングベルト)と歯付きプーリを用いてベルトとプーリを歯でかみ合わせることで、安定した伝導が実現できるようにしたものが主流となっている。歯付きベルトを用いたベルト・プーリ機構は、プリンタなど精密機器の位置決め装置や自動車のカムシャフト機構をはじめ、生産ラインでの位置決め工程や搬送工程における伝導機構として幅広く利用されている。ハンドルをプーリに直結し、原動プーリの歯数を変えることによって、単位変位あたりのハンドルの回転角度、すなわち信号空気圧の変化分を変えることができ、シンプルな機構で直線運動を回転運動に変換することができるが、大きい変位を入力する場合、ベルトを長くする必要があり、マスターが大型化することが懸念される。

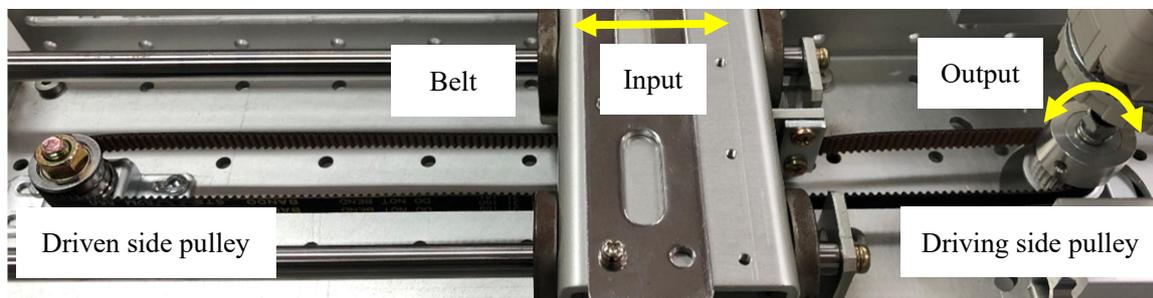


Fig.3.4 Belt pulley mechanism.

続いて、電空レギュレータで信号空気圧を生成すること想定して、直線変位をアナログ電圧に変換する方法を検討した。第2章で開発した空気圧位置決め装置のシリンダの変位を測定するために用いたポテンシオメータに着目し、ポテンシオメータの出力電圧を電空レギュレータの制御信号として利用することを考えた。ポテンシオメータは、変位センサの一種で、本研究では、直線状の変位を検出するリニアタイプのものを使用している。2つの固定電極の両端に基準電圧を印加し、直線変位を発生させるものを可変電極に接続し、変位した可変電極の電圧との差を比較することによって、可変電極の変位に対応するアナログ電圧が得られる。精密レギュレータを用いる方法よりも簡単な機構で信号空気圧を生成することが可能であるが、アナログ電圧を発生させるための電源が必要となること、大きい変位を入力する場合、長いポテンシオメータが必要になり、マスターが大型化することが懸念される。

4種類のマスターの操作機構について検討した結果、ベルト・プリー機構を組み込んだ1軸テーブルを変位させることによって、精密レギュレータが生成する信号空気圧を変化させる方法と直線変位に対応したポテンシオメータのアナログ電圧によって、電空レギュレータが生成する信号空気圧を変化させる方法のいずれかに絞ることとした。どちらを採用するかは、精密レギュレータ、電空レギュレータ双方の特性確認実験結果を踏まえ、最終判断することとした。

3.1.3 精密レギュレータの特性確認実験

3.1.2項において、マスターの信号空気圧を生成する方法として、ベルト・プリー機構を組み込んだ1軸ステージを手で動かし、その時の変位を用いることとした。1軸ステージの変位を用いて信号空気圧を生成する場合、1軸ステージの変位を何らかの方法で信号空気圧に変換する必要がある。3.1.1項、3.1.2項における検討結果より、1軸ステージの変位を精密レギュレータ、電空レギュレータのいずれかに入力し、信号空気圧を生成する方式を検討することとした。精密レギュレータ、電空レギュレータいずれかの採用にあたり、1軸ステージを変位させた場合の双方の入出力特性を確認し、提案するマスタースレーブシステムに適したレギュレータを選択する必要がある。また、予備実験を行った際、1軸ステージの変位を徐々に小さくした場合にシリンダの変位がガタつきながら小さくなる現象を確認し、レギュレータのリリーフ機能によって生じると仮定した。精密レギュレータの入出力特性を確認することによりガタつきの原因も究明したいと考え、特性確認実験を行った。

1軸ステージを0→50 mm程度、50→0 mm程度に動かし方を変えながらステップ状の電圧を生成し、精密レギュレータに入力したときの1軸ステージに接続しているポテンシオメータの出力電圧(入力空気圧)、精密レギュレータに接続されている圧力計の出力電圧(出力空気圧)をオシロスコープで測定する。あわせて、中間停止時からのステップ応答を測定するため、1軸ステージを20→70 mm程度、70→20 mm程度に動かし方を変えながらステップ状の電圧を生成し、ポテンシオメータの出力電圧、圧力計の出力電圧をオシロスコープで測定する。また、マスターを基準位置から40 mmの変位を中心として、+20 mm、-10 mm程度繰り返

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

し変化する電圧を生成し、ポテンショメータの出力電圧、圧力計の出力電圧をオシロスコープで測定する。いずれの実験も1軸ステージを動かした瞬間を測定開始($t=0$)としている。

使用機器、実験条件をそれぞれ表3.1、表3.2に示す。

Table 3.1 Devices used in experimental apparatus.

Device name	Specifications
One-axis stage	Original mind L150
Precision regulator	SMC IR1000-01EC-A
DC stabilized power supply	Sunhayato DK-806 (for potentiometer) OMRON S82K-05024 (for pressure gage)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS GreenPot LP-250FJ (5 k Ω , stroke = 250 mm)
Oscilloscope	Tektronix DPO2024B
Pressure gage	KOGANEI GS610A (precision regulator output pressure measurement) KOGANEI GS620A (supply pressure measurement)
Digital multimeter	SANWA PC720M (potentiometer output voltage measurement)
Tubing	diameter = 6 mm

Table 3.2 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure	0.5 MPa
Potentiometer supply voltage	8.765 V

精密レギュレータの特性確認実験系を図3.5に示す。

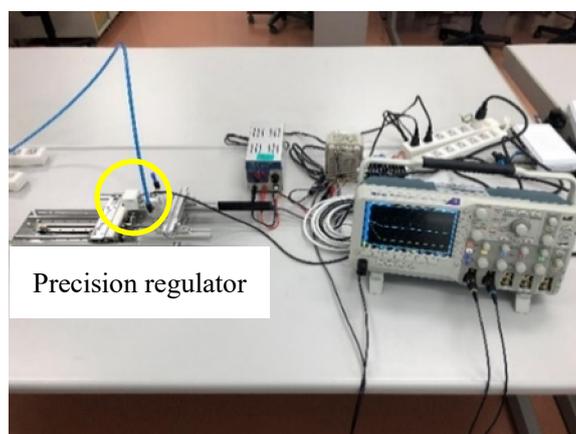
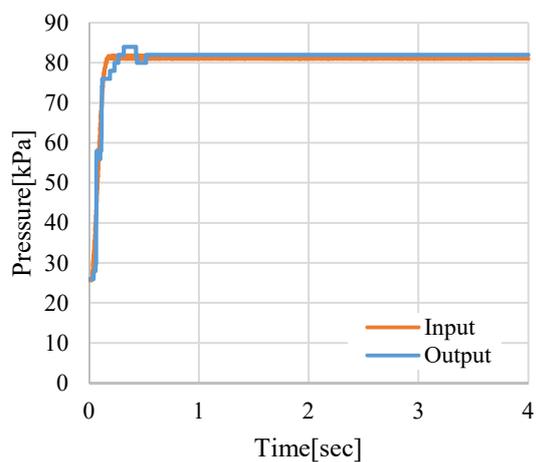


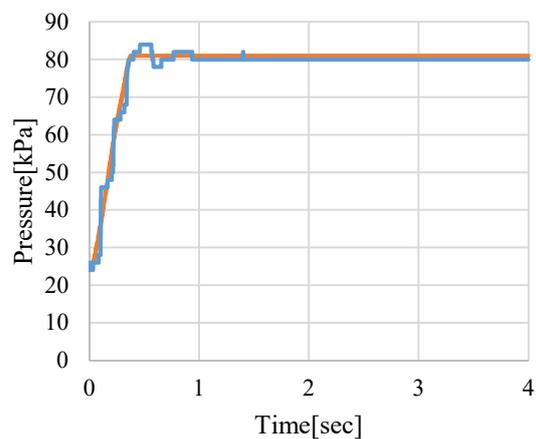
Fig.3.5 Characteristic confirmation experiment system of precision regulator.

0→50 mm のステップ応答を図 3.6 に示す。

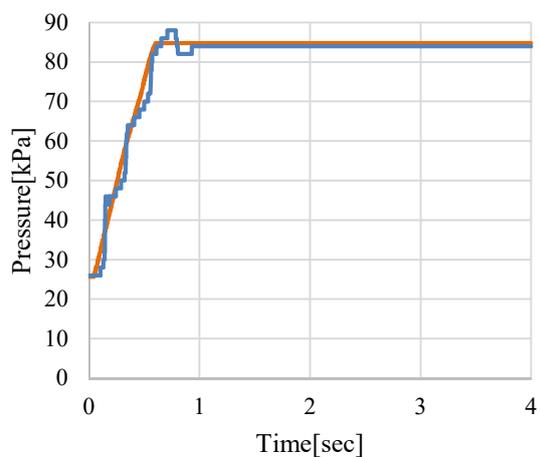
入力空気圧立ち上がり時に出力空気圧が階段状に上昇し、立ち上がり直後の出力空気圧が変動していることが確認できる。立ち上がり時に現れている微細なステップは、オシロスコープの分解能によって生じたものであると推測される。



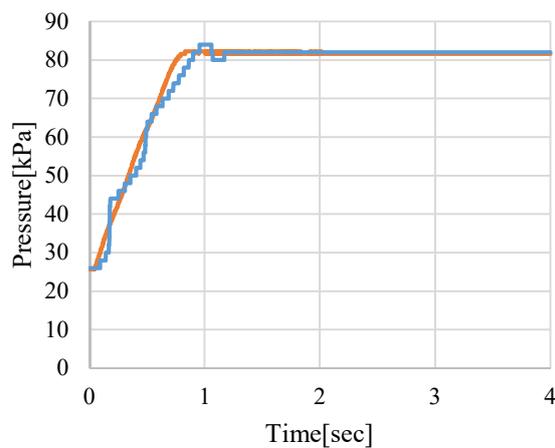
(a)



(b)



(c)

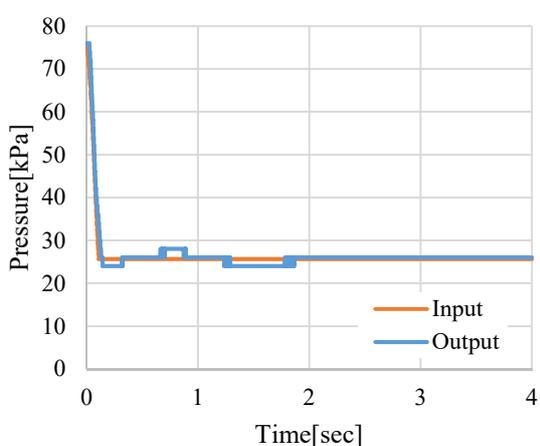


(d)

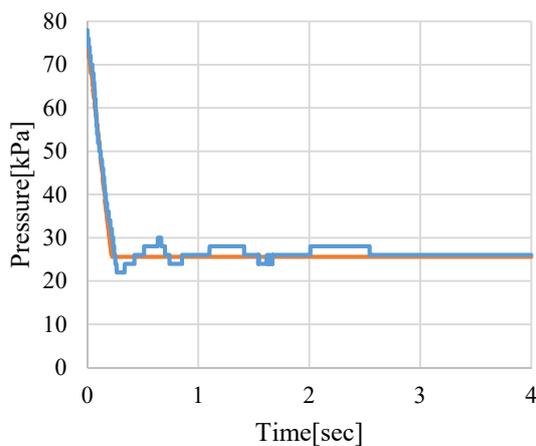
Fig.3.6 Step response (0→50 mm).

50→0 mm のステップ応答を図 3.7 に示す.

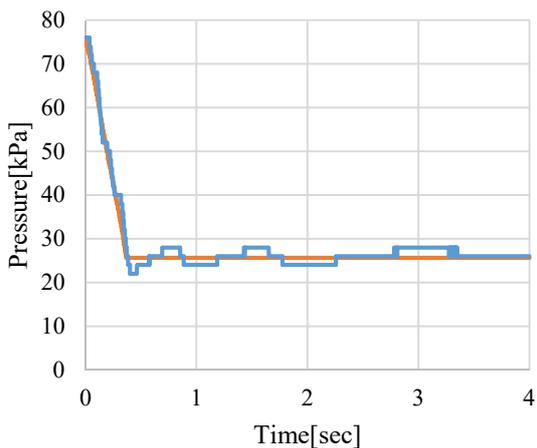
定常状態において、周期的な変動が生じているが、時間が経過するにつれて周期が長くなる傾向が確認できる。定常状態において、圧力計を観察したところ、数秒間圧力が変動していることを確認した。この現象は、設定圧力を維持するためのリリース機能がはたらき、圧力が一定になるよう流量を変化させているため生じていると推測され、精密レギュレータが持つ特性である可能性が高い。あるいは、オシロスコープの分解能によって生じた可能性も考えられる。また、1 軸ステージをゆっくり変位させた際、立ち下がりが階段状になっていることが確認できる。これは、入力の立ち下がりが階段状であるため生じていると考えられる。



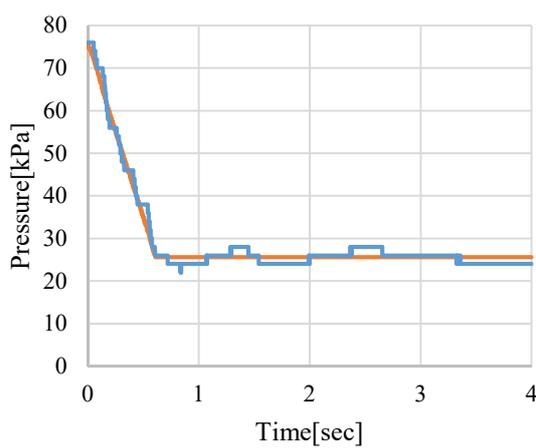
(a)



(b)



(c)

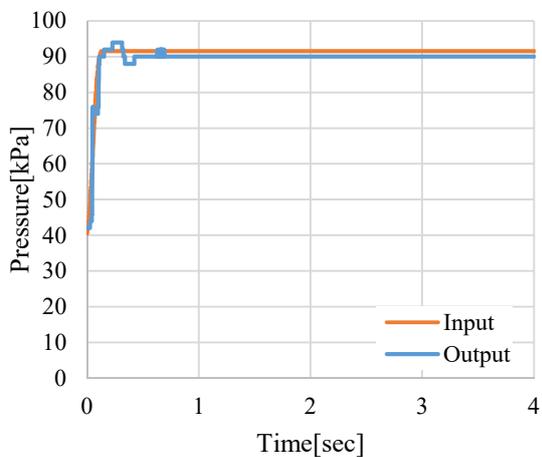


(d)

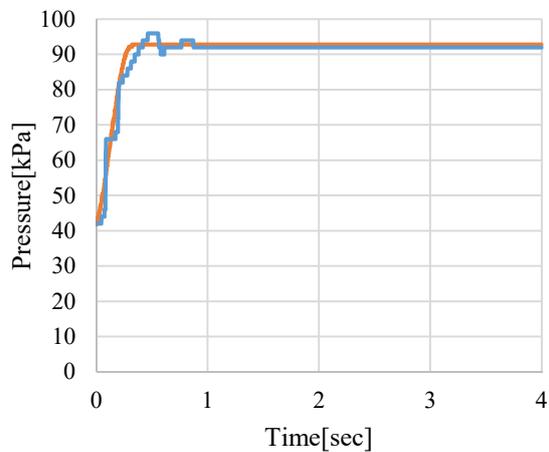
Fig.3.7 Step response (50→0 mm).

20→70 mm のステップ応答を図 3.8 に示す。

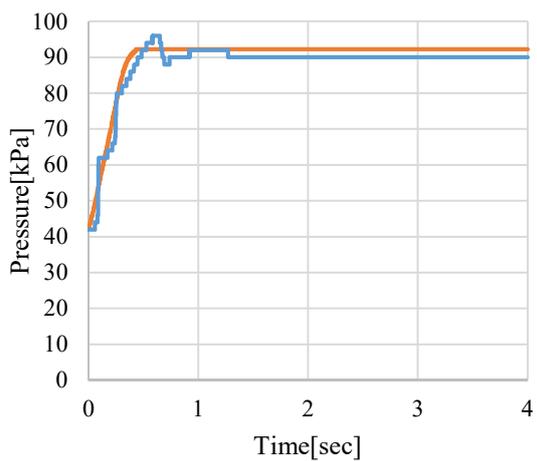
0→50 mm のステップ応答とほぼ同様な応答が確認できる。



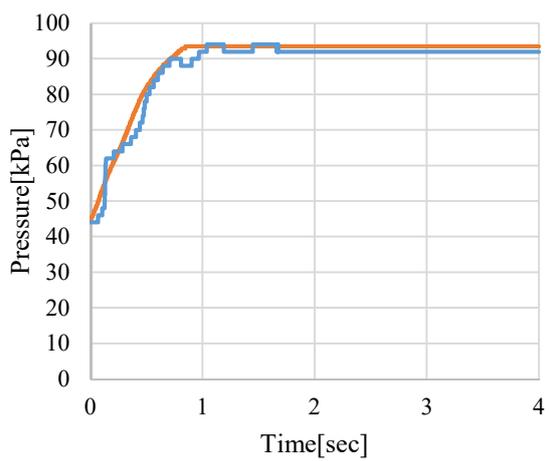
(a)



(b)



(c)

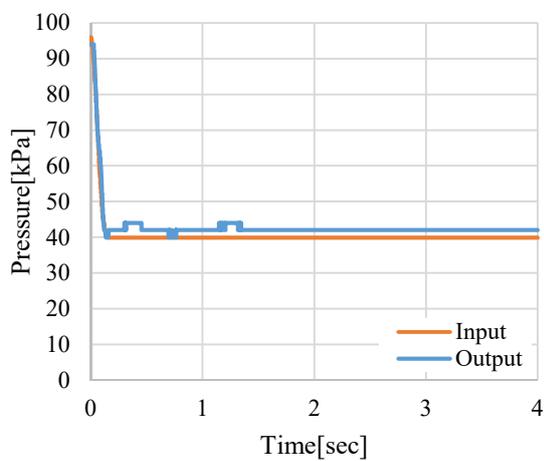


(d)

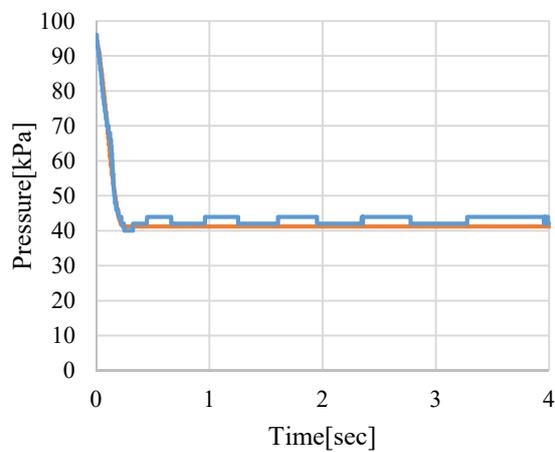
Fig.3.8 Step response (20→70 mm).

70→20 mm のステップ応答を図 3.9 に示す.

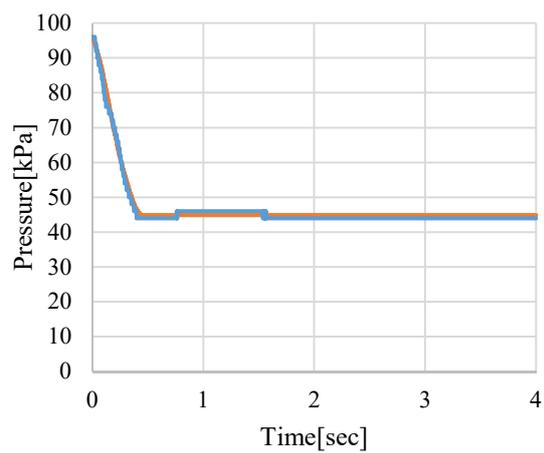
50→0 mm のステップ応答とほぼ同様な応答が確認できる.



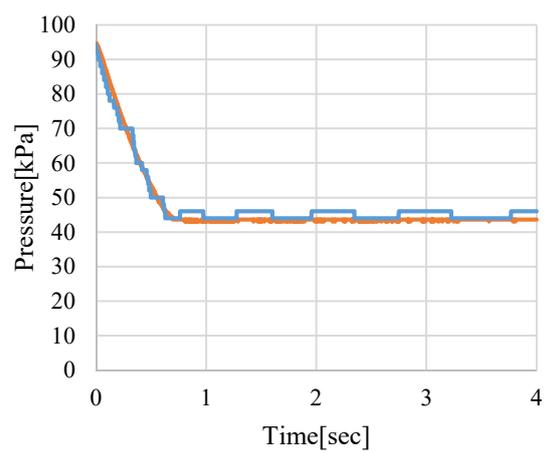
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.3.9 Step response (70→20 mm).

繰り返し入力に対する応答を図 3.10 に示す。

階段状に変化していることが確認できる。入力は正弦波状に見えるが、微分すると階段状になっている可能性があり、応答が階段状になる要因の一つであると推測される。

仮に、入力波形が階段状であれば、実験結果のような階段状の出力になる可能性が高い。

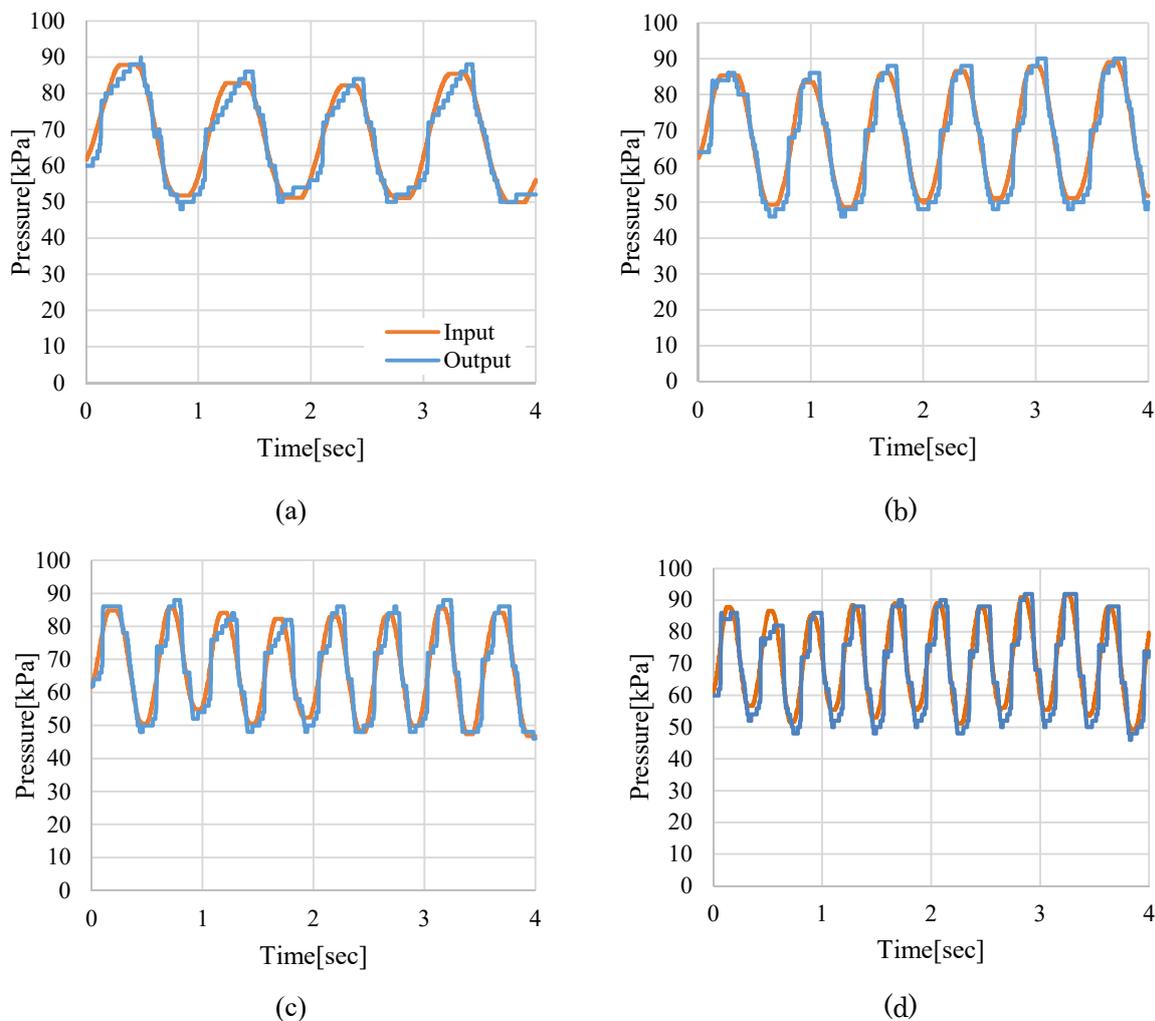


Fig.3.10 Response to the periodic input.

実験で現れた現象が空気圧位置決め装置の位置決め精度にどのような影響を及ぼしているかは確認していないが、ステップ応答の立ち下がりの状況から、シリンダポジションナに供給する信号空気圧を下げる際のガタつきを発生させる要因の1つであると推測される。精密レギュレータの出力を空気圧位置決め装置に入力した場合、定常状態において周期的な圧力の変動が発生すると、それに追従してシリンダの変位も変化すると考えられるが、定常状態においてシリンダの変位は安定している。これは、シリンダの摩擦力が圧力の微小な変動によって生じる力を上回るためであると推測される。

3.1.4 電空レギュレータの特性確認実験

3.1.3 項では、1 軸ステージの変位をベルト・プーリ機構で回転運動に変換し、精密レギュレータのハンドルの角度を変えることによって信号空気圧を変化させた際の入出力特性を確認した。その際、1 軸ステージに変位を測定するためのポテンシオメータを接続した。ポテンシオメータによって、1 軸ステージの変位をアナログ電圧に変換できることに着目し、ポテンシオメータから出力されるアナログ電圧を電空レギュレータに入力することによって、1 軸ステージの変位に対応した信号空気圧を生成することを考えた。また、精密レギュレータと同様、1 軸ステージの変位を徐々に小さくした場合にシリンダの変位がガタつきながら小さくなる現象が発生するかどうかを確認するため、精密レギュレータと同様な特性確認実験を行った。

1 軸ステージを 0→50 mm 程度、50→0 mm 程度に動かし方を変えながらステップ状の電圧を生成し、精密レギュレータに入力したときの 1 軸ステージに接続しているポテンシオメータの出力電圧(入力空気圧)、精密レギュレータに接続されている圧力計の出力電圧(出力空気圧)をオシロスコープで測定する。あわせて、中間停止時からのステップ応答を測定するため、1 軸ステージを 20→70 mm 程度、70→20 mm 程度に動かし方を変えながらステップ状の電圧を生成し、ポテンシオメータの出力電圧、圧力計の出力電圧をオシロスコープで測定する。また、マスターを基準位置から 40 mm の変位を中心として、+20 mm、-10 mm 程度繰り返し変化する電圧を生成し、ポテンシオメータの出力電圧、圧力計の出力電圧をオシロスコープで測定する。いずれの実験も 1 軸ステージを動かした瞬間を測定開始($t=0$)としている。

使用機器、実験条件をそれぞれ表 3.3、表 3.4 に示す。

Table 3.3 Devices used in experimental apparatus.

Device name	Specifications
One-axis stage	Original mind L150
Electro-pneumatic regulator	SMC ITV1010-212BS5
DC stabilized power supply	Sunhayato DK-806 (for potentiometer) OMRON S82K-05024 (for pressure gage)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS GreenPot LP-250FJ (5 k Ω , stroke = 250 mm)
Oscilloscope	Tektronix DPO2024B
Pressure gage	SMC ITV1010-212BS (electro-pneumatic regulator output pressure measurement) KOGANEI GS620A (supply pressure measurement)
Digital multimeter	SANWA PC720M (potentiometer output voltage measurement)
Tubing	diameter = 6 mm

Table 3.4 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure	0.5 MPa
Potentiometer supply voltage	8.765 V

電空レギュレータの特性確認実験系を図 3.11 に示す。

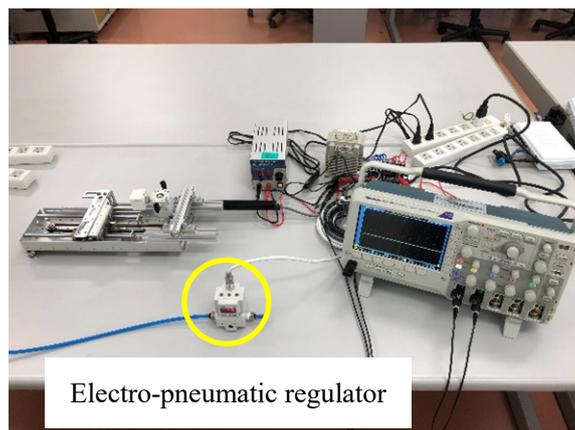


Fig.3.11 Characteristic confirmation experiment system of electro-pneumatic regulator.

0→50 mm のステップ応答を図 3.12 に示す。

立ち上がり直後にオーバーシュートが生じている。また、1 軸ステージをゆっくり動かし
た場合、精密レギュレータの立ち上がりと比較して、顕著な階段状になっていることが確認
できる。これは、電空レギュレータのフィードバック機能が作用して生じていると推測され
る。ただし、立ち上がり直後の出力空気圧の変動は小さくなっている。

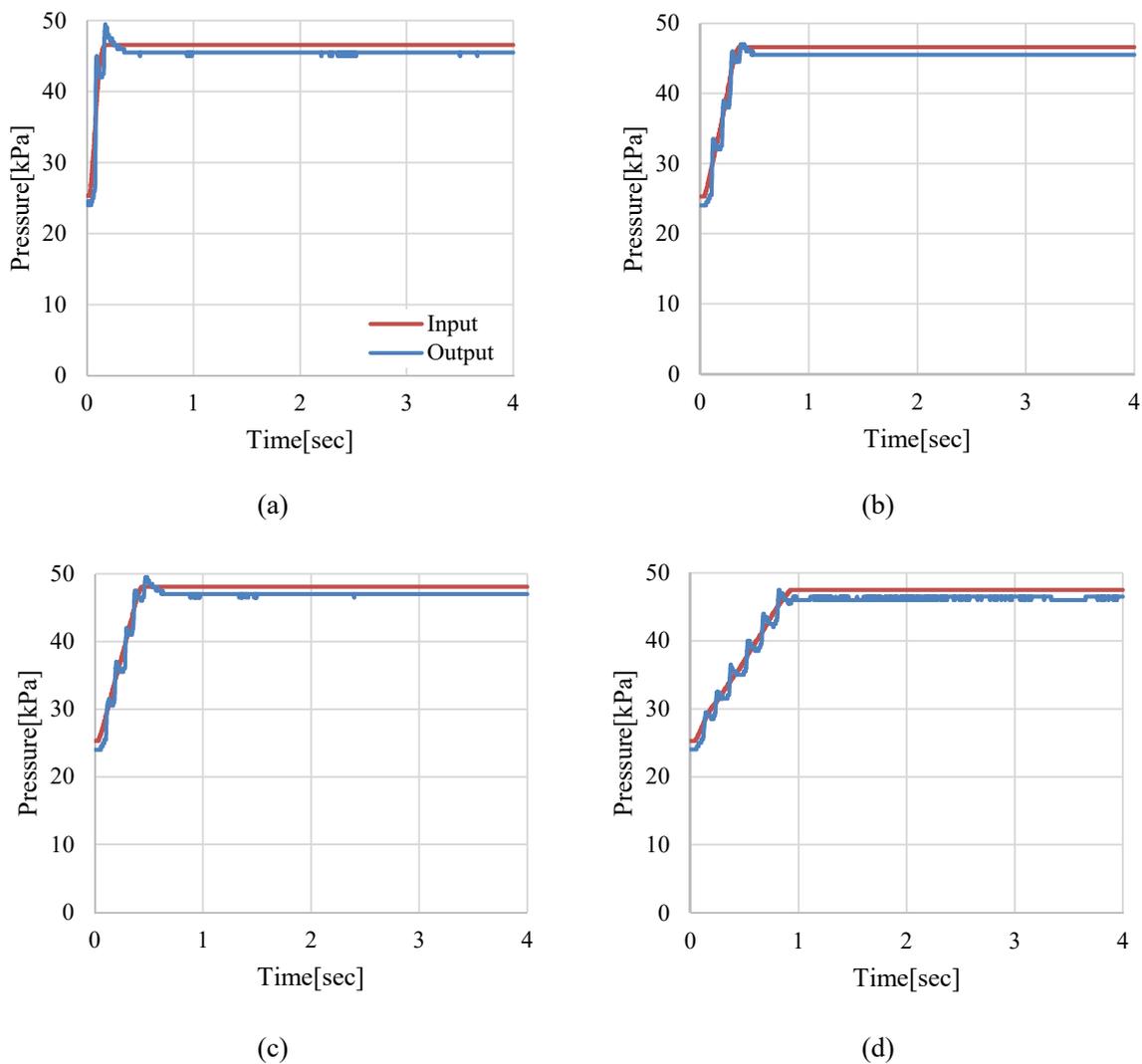
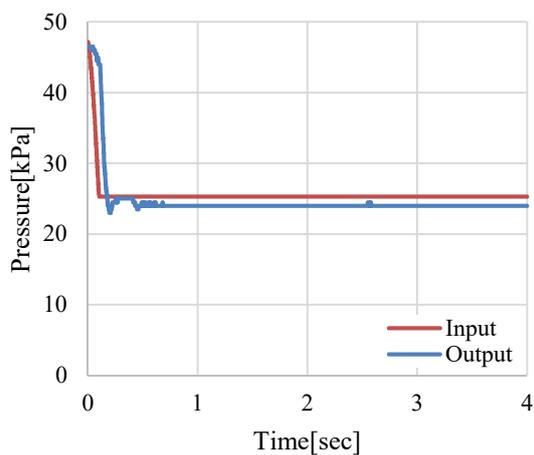


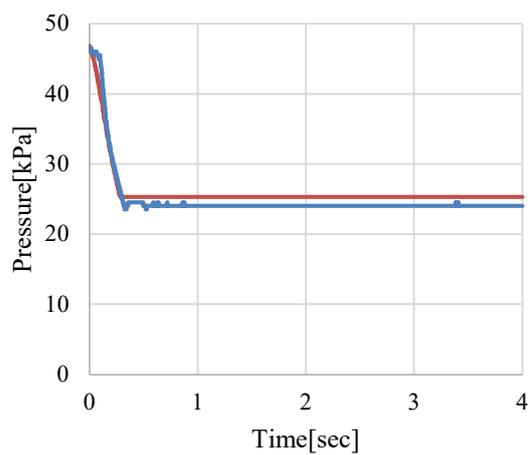
Fig.3.12 Step response (0→50 mm).

50→0 mm のステップ応答を図 3.13 に示す。

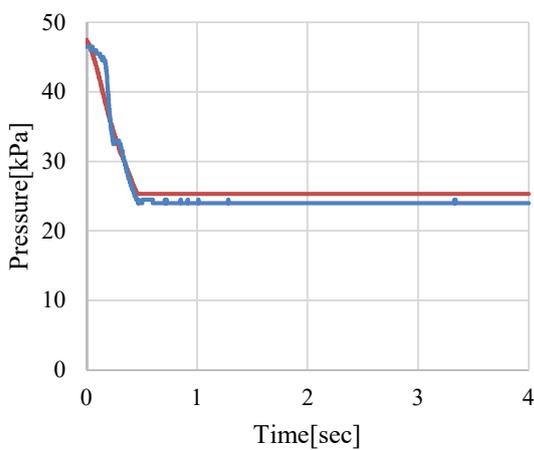
立ち下がり直後にアンダーシュートが生じているが、精密レギュレータの立ち下がりと比較して、階段状の変化が小さいこと、定常状態における出力空気圧の変動が小さいことが確認できる。



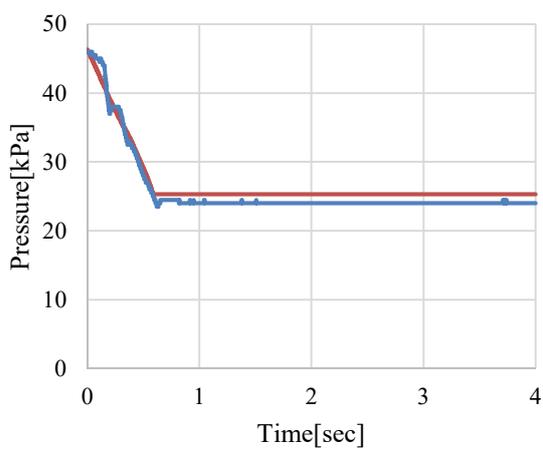
(a)



(b)



(c)

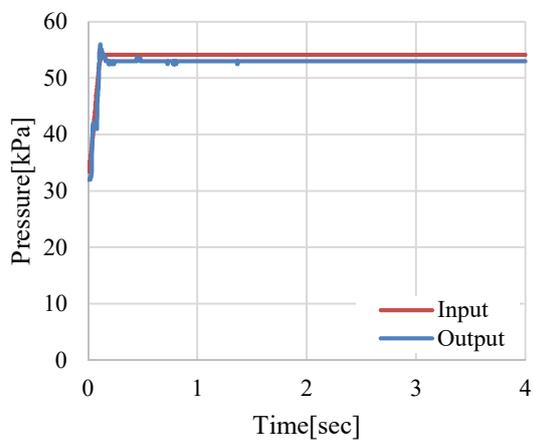


(d)

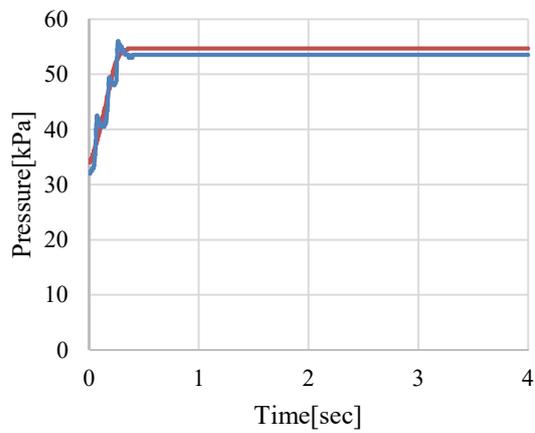
Fig.3.13 Step response (50→0 mm).

20→70 mm のステップ応答を図 3.14 に示す.

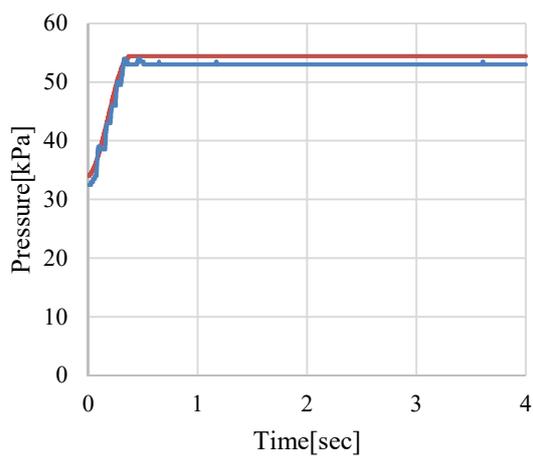
0→50 mm のステップ応答とほぼ同様な応答が確認できる.



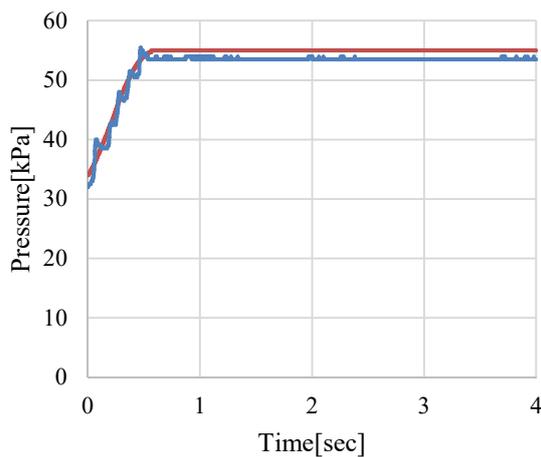
(a)



(b)



(c)

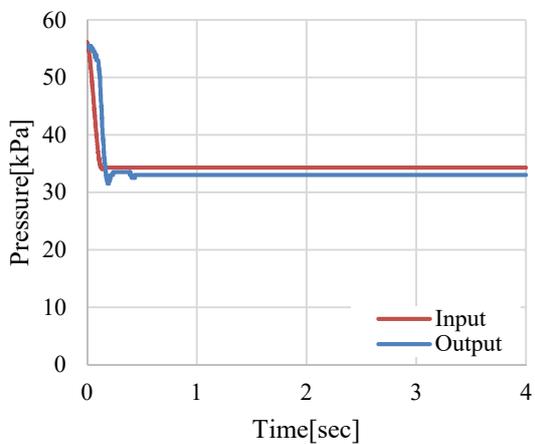


(d)

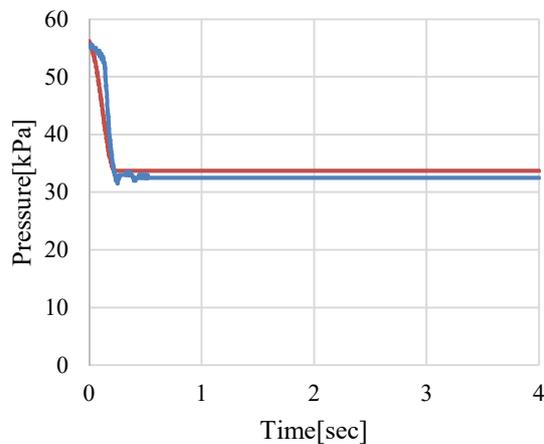
Fig.3.14 Step response (20→70 mm).

70→20 mm のステップ応答を図 3.15 に示す.

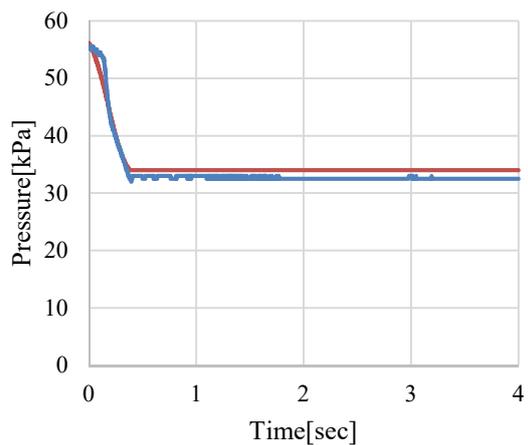
50→0 mm のステップ応答とほぼ同様な応答が確認できる.



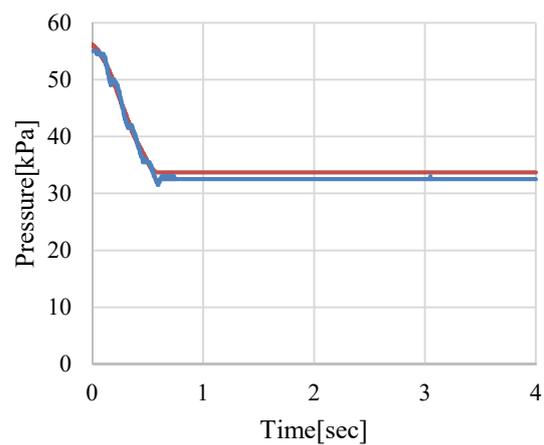
(a)



(b)



(c)

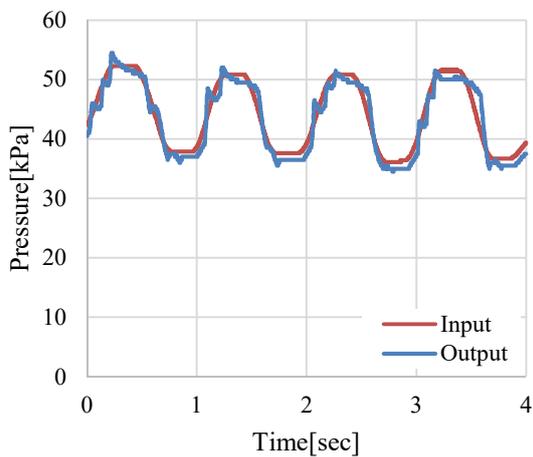


(d)

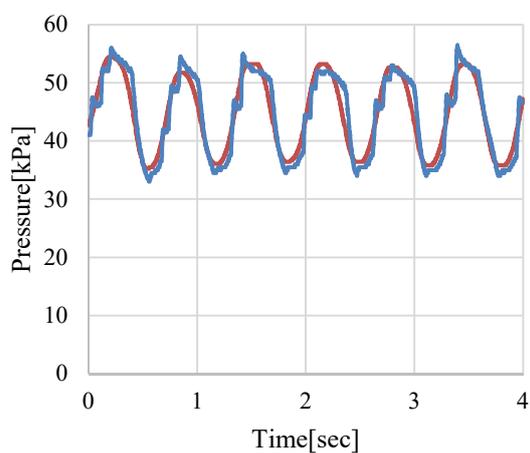
Fig.3.15 Step response (70→20 mm).

繰り返し入力に対する応答を図 3.16 に示す。

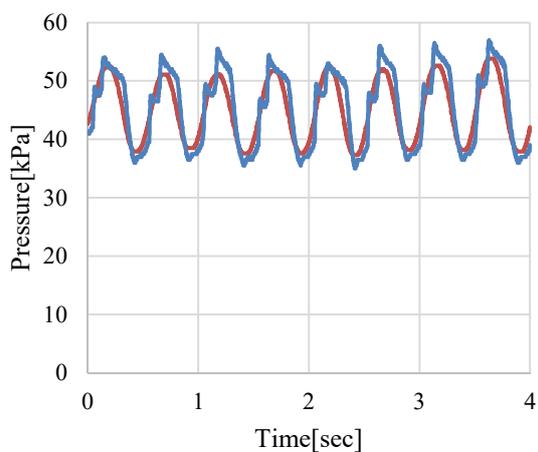
階段状に変化しているが、立ち上がりと比較して立ち下がりはややなめらかである。入力は正弦波状に見えるが、微分すると階段状になっている可能性があり、出力が階段状になる要因の一つであると推測される。



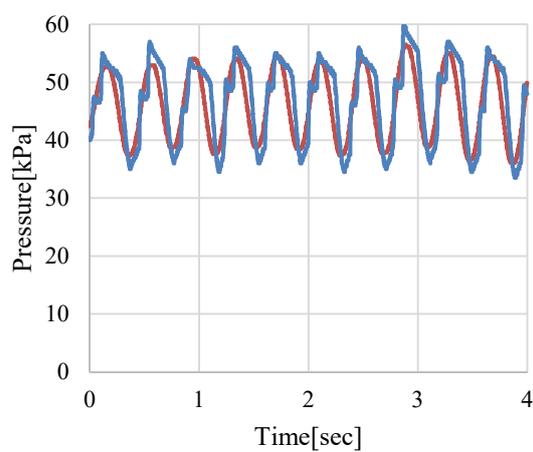
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.3.16 Response to the periodic input.

電空レギュレータも精密レギュレータとほぼ同じ入出力特性となることが確認できた。ステップ応答の立ち上がり、立ち下がりにおける階段状の出力は、設定圧力を出力するためのフィードバックがはたらいっているため生じていると推測され、電空レギュレータが持つ特性である可能性が高い。また、ステップ入力や繰り返し入力の波形が階段状である可能性も考えられる。精密レギュレータ同様、繰り返し入力の応答は階段状になっていることが確認できた。グラフでは入力波形が正弦波に近い形状であるように見えるが、微分すると階段状になっている可能性がある。仮に、入力波形が階段状であれば、今回の実験結果のような階段状の応答になる可能性が高い。

なお、これらの現象が空気圧位置決め装置の位置決め精度にどのような影響を及ぼしているかは確認していないが、立ち下がりのステップ応答の状況から、シリンダポジションナに供給する信号空気圧を下げる際のガタつきを発生させる要因の1つであると推測される。

信号空気圧の供給方法、マスターの操作機構を検討した上で、精密レギュレータおよび電空レギュレータの特性確認実験を行った結果、構造はやや複雑になるが、信号空気圧の生成方法と操作機構の検討結果およびレギュレータの特性確認実験結果より、電気を使わずメカニズムのみで変位を信号空気圧に変換可能であること、直線運動と回転運動の変換が容易であること、マスターの変位と精密レギュレータのハンドルの回転角度が比例関係であることから、ベルト・プリー機構を組み込んだ1軸ステージと精密レギュレータを組み合わせでマスターを構築することとした。

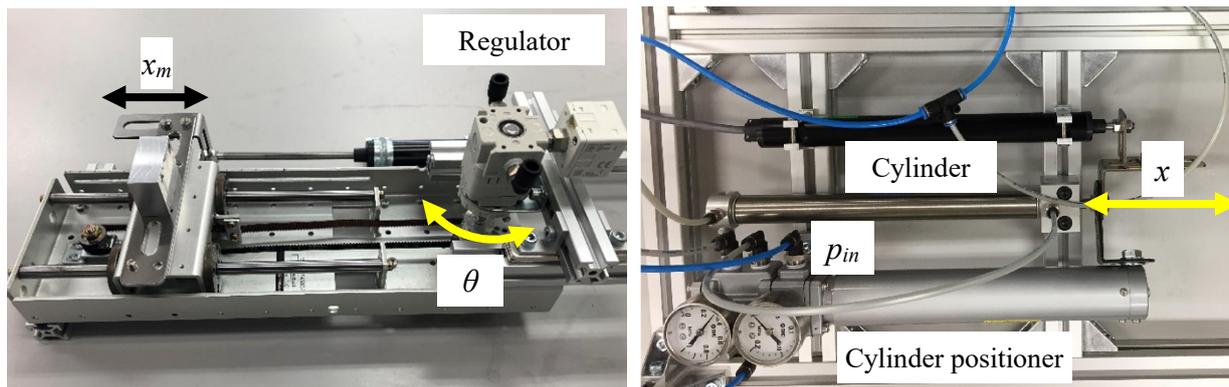
3.2 空気圧マスタースレーブシステムの概要

3.2.1 空気圧マスタースレーブシステムの構成

空気圧マスタースレーブシステムを図 3.17 に示す。本研究で提案する空気圧マスタースレーブシステムでは、入力は1軸ステージの変位 x_m 、出力はシリンダ変位 x である。マスターは、図 3.17(a) に示すように1軸ステージと精密レギュレータで構成されている。また、スレーブは、図 3.17(b) に示すように空気圧位置決め装置で構成されている。

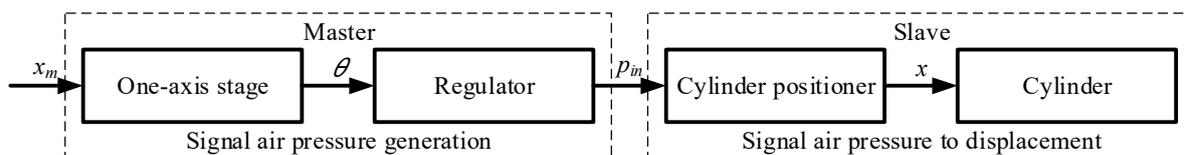
空気圧マスタースレーブシステムのブロック線図を図 3.17(c) に示す。1軸ステージの直線運動をベルトとプリーで回転運動に変換し、レギュレータハンドルの回転角度 θ を変化させることにより、信号空気圧 p_{in} を変化させる。その信号空気圧をスレーブのシリンダポジションナに入力することにより、信号空気圧に対応した位置にシリンダが変位する。マスターとスレーブは機械式フィードバックを備えた機械要素で構成されており、両者はエアチューブで接続されている。すなわち、電気を使わず機械要素のみでスレーブの変位を制御するシステムである。

アプリケーションの例として、ガラス搬送装置を図 3.17(d) に示す。ガラス運搬装置は、オペレータの操作を信号空気圧に変換し、エアチューブを介して搬送機構に伝達することにより、ガラスを所定の位置に搬送するものである。

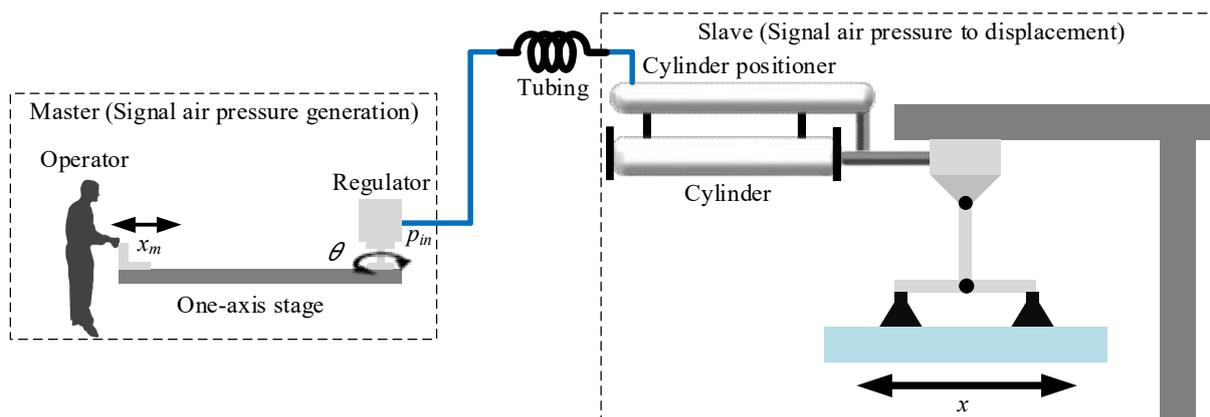


(a) One-axis stage (Master)

(b) Pneumatic positioning system (Slave)



(c) Block diagram of pneumatic master–slave system



(d) Example of application (Glass carrying system)

Fig.3.17 Pneumatic master–slave system.

3.2.2 空気圧マスタースレーブシステムのモデル化

スレーブのモデルは、図 2.3 に示す空気圧位置決め装置の物理モデルと表 2.1 に示す空気圧位置決め装置のパラメータを利用する。マスタースレーブ間のチューブに関しては、配管長をむだ時間で近似して空気圧位置決め装置のモデルに組み込んだ。

3.3 実験装置

実験装置を図 3.18 に示す。

マスターはベルト・プーリ機構を組み込んだ 1 軸ステージと精密レギュレータで構成されている。1 軸ステージの変位に比例させて精密レギュレータの出力圧を変化させるには直線運動を回転運動に変換する必要がある。本実験装置では、1 軸ステージとレギュレータをベルトとプーリで接続することにより、直線運動の回転運動への変換を実現している。また、1 軸ステージの変位を計測するためのポテンシオメータをステージと連結している。プーリについては、図 3.18(a)に示すように精密レギュレータ側と従属側でベルトが平行になるようステージに連結する必要があるため、精密レギュレータ側と従属側で径の大きさを極端に変えることができない。

スレーブは、空気圧位置決め装置である。空気圧位置決め装置は、シリンダポジショナ、シリンダ、デジタル圧力計で構成されており、各機器はエアチューブで接続されている。また、DABC20 シリンダを組み込んだ装置では、シリンダの変位を計測するためのポテンシオメータをシリンダポジショナとシリンダに連結しており、CDGIYL20 シリンダを組み込んだ装置では、図 3.18(c)に示すように位置センサを直接シリンダに取り付けている。1 軸ステージを変位させることによって生成する信号空気圧と推力を得るための空気圧をシリンダポジショナに供給する。シリンダポジショナは、機械式フィードバックを用いて、1 軸ステージの変位 x_m に比例したシリンダ変位 x を出力するよう制御する。

マスタースレーブ間の配管長は、1.8 m および 20.7 m とした。2.1.4 項で述べたように開発するアプリケーションとして、移乗介助システム、搬送システム、マスタースレーブロボットを想定している。これらを使用する病院や工場において、空気圧配管が施工されており、空気圧配管の分岐より数 m から数 10 m の範囲にシステムを設置すると仮定した。また、従前から実施している空気圧制御実習において使用するエアチューブの長さが 1 m、20 m 程度であることから、実習教材として活用することも考慮して、マスタースレーブ間の配管長を 1.8 m および 20.7 m として特性確認実験を行うこととした。最適な配管長は、チューブの径、チューブの材質、使用する周囲の環境に依存すると推測されることから、これらを勘案した上でアプリケーションにあわせて決定することが重要である。

実験装置の大きさは、マスターについては、1 軸ステージの大きさ、スレーブについては、シリンダとシリンダポジショナのストローク、空気圧位置決め装置を組み付けるフレームの大きさを考慮して決定した。マスターは、幅 300 mm × 高さ 200 mm × 奥行 150 mm 程度、スレーブは、幅 600 mm × 高さ 400 mm × 奥行 400 mm 程度である。想定するアプリケーション

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

を開発する際、マスターは実験装置と同程度の大きさとし、スレーブはアプリケーションや使用環境に依存するが、図 3.17 に示すガラス搬送装置の場合、幅 2000 mm × 高さ 2000 mm × 奥行 1000 mm 程度を想定している。また、マスターの変位に対するスレーブの変位の拡大率は数～10 倍程度を想定している。

実験装置の仕様を表 3.5 に示す。

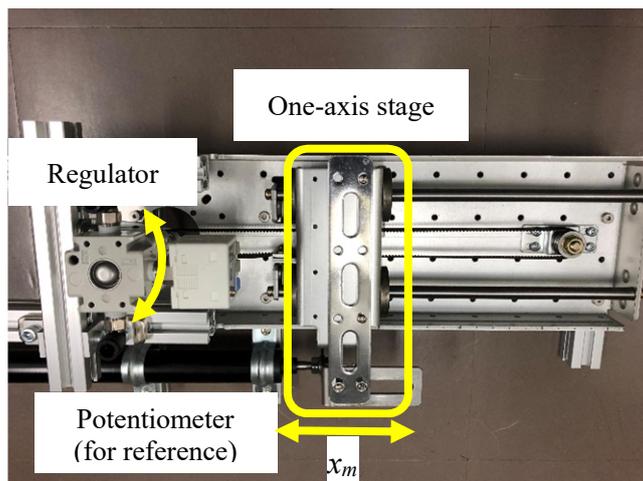
Table 3.5 Specifications of experimental apparatus.

Item	Specifications
Number of pulley teeth	20, 25, 30
Tubing length	1.8 m, 20.7 m
Size of master	W 300 mm × H 200 mm × D 150 mm
Size of slave	W 600 mm × H 400 mm × D 400 mm

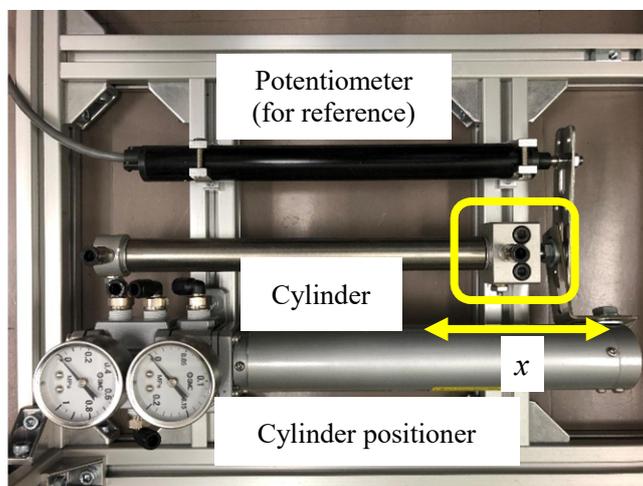
マスター、スレーブを構成する機器および周辺機器をそれぞれ表 3.6～表 3.8 に示す。

第 2 章で提案したモデルを用いて、マスターの変位(信号空気圧)を入力、スレーブ(シリンダ)の変位を出力としたステップ応答、繰り返し入力に対する応答、任意入力に対する応答のシミュレーションを行った。シミュレーションを行う際に同定した各パラメータの値を表 3.9 に示す。これらのパラメータのうち、 m , m_{in} , m_A , m_B , m_s , m_c , k_F , a , a_{in} , a_n , a_A , a_B , V , V_A , V_B , r は実験装置の構成機器の仕様、 k_{in} , μ は実験装置と計算式、 ζ , ζ_{in} , ζ_{AB} , は技術資料を参考に同定し、 f_c は実測して同定した。また、バルブの開度が p_{in} によって変わると仮定し、係数は実験結果から同定した上で、 q は p_{in} の関数として導出した。マスタースレーブ間のチューブに関しては、配管長をむだ時間で近似して空気圧位置決め装置のモデルに組み込んだ。その際、ステップ応答で得られた配管長 1.8 m および 20.7 m における立ち上がり時の応答の遅れを式(3.1)で示すむだ時間 $\tau[s]$ とした。

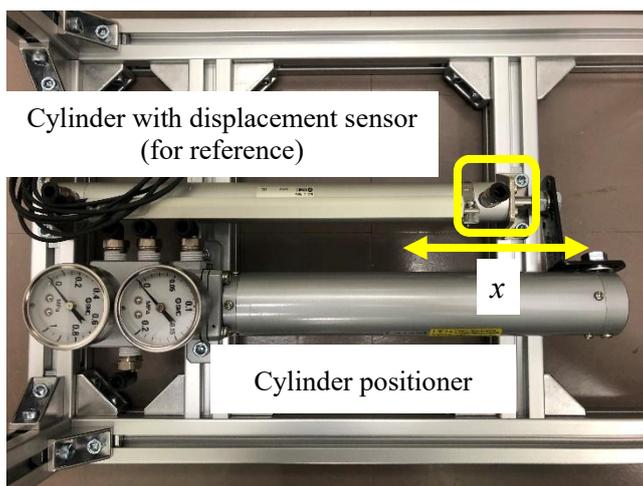
$$\tau[s] = 5.18 \times 10^{-3} \times \text{Tubinglength}[m] + 0.059 \quad (R^2 = 0.9992) \quad (3.1)$$



(a) Master



(b) Slave (DABC20 cylinder built-in)



(c) Slave (CDG1YL20 cylinder built-in)

Fig.3.18 Experimental apparatus.

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

Table 3.6 Devices used in the master.

Device name	Specifications
One-axis stage	Original mind L150
Pressure regulator	SMC IR1000-01BEC-A
Pressure gage	KOGANEI GS610A (input pressure) KOGANEI GS620A (supply pressure)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS Green Pot LP-250FJ (5 k Ω , stroke = 250 mm)
Tubing	SMC diameter = 6 mm (made of polyurethane)

Table 3.7 Devices used in the slave.

Device name	Specifications
Cylinder positioner	SMC IP200-180
Double acting cylinder	KOGANEI DABC20 \times 180-2 (piston diameter = 20 mm, stroke = 180 mm) SMC CDG1YL20-200Z (piston diameter = 20 mm, stroke = 200 mm)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS Green Pot LP-200FJ (1 k Ω , stroke = 200 mm)
Displacement sensor	SMC D-MP200
Tubing	SMC diameter = 6 mm (made of polyurethane)

Table 3.8 Peripheral devices used in the experimental apparatus.

Device name	Specifications
DC regulated power supply	Sunhayato DK-806 (for potentiometer) OMRON S82K-05024 (for pressure gage and displacement sensor)
Oscilloscope	Tektronix DPO2024B
Digital multimeter	SANWA PC720M

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

Table 3.9 Simulation parameters.

Parameter	Value	Parameter	Value
m	0.2 kg	b	$7.14 \times 10^{-5} \text{ Pa}^{-1}$
m_{in}	$8.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$	V	$5.65 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
m_A	$9.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$	V_A	$1.232 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
m_B	$3.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$	V_B	$7.06 \times 10^{-7} \text{ m}^3$
m_s	$1.3 \times 10^{-2} \text{ kg}$	r	$5.65 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{Pa} \cdot \text{s}$
m_c	0.1 kg	p_{sup}	0.5 MPa
k_F	147.4 N/m	ζ	0.65
k_{in}	699.4 N/m	ζ_{in}	0.4
k_A	$2.59 \times 10^5 \text{ N/m}$	ζ_{AB}	0.4
k_B	$1.48 \times 10^5 \text{ N/m}$	μ	1.65 (DABC20)
k_n	275 N/m		1.0 (CDG1YL20)
a	$3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	f_c	5.15 N (DABC20)
a_{in}	$5.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		2.52 N (CDG1YL20)
a_n	$7.85 \times 10^{-7} \text{ m}^2$	τ	0.111 s (Tubing length 1.8 m, DABC20)
a_A	$6.16 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		0.196 s (Tubing length 20.7 m, DABC20)
a_B	$3.53 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		0.102 s (Tubing length 1.8 m, CDG1YL20)
			0.198 s (Tubing length 20.7 m, CDG1YL20)

3.4 特性確認実験

3.4.1 マスターの変位とスレーブの変位の関係

レギュレータに直結しているプーリの歯数を変えることによって、変位の変化に対するレギュレータハンドルの回転角度を変えることができる。したがって、マスターの変位に対する信号空気圧の変化の割合、すなわち、スレーブの変位の変化の割合も変えることができると考え、プーリの歯数を変えた場合のマスターの変位とスレーブの変位の関係を確認する実験を行った。供給空気圧を一定に保ちながら、基準位置から0~70 mmの範囲で10 mm刻みで1軸ステージを動かして変化させた信号空気圧をシリンダポジションナに投入する。このときのシリンダの変位をアナログ電圧に変換し、デジタルマルチメータで計測する。なお、配管長を1.8 m, 20.7 mとし、それぞれの配管長において歯数が20, 25, 30のプーリを用いた。1軸ステージをスムーズに動かすためには、タイミングベルトを平行に取り付けることが必要である。そこで、精密レギュレータ側のプーリと従属のプーリの径が大きく変わらないよう、歯数を20, 25, 30とした。実験条件、実験結果をそれぞれ表3.10, 図3.19に示す。

Table 3.10 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure [MPa]	0.5
One-axis stage (Master) displacement [mm]	0~70 (change by 10 mm at a time)
Number of pulley teeth	20, 25, 30
Cylinder	DABC20 (diameter = 5 mm, stroke = 180 mm)
Tubing Length [m]	1.8, 20.7

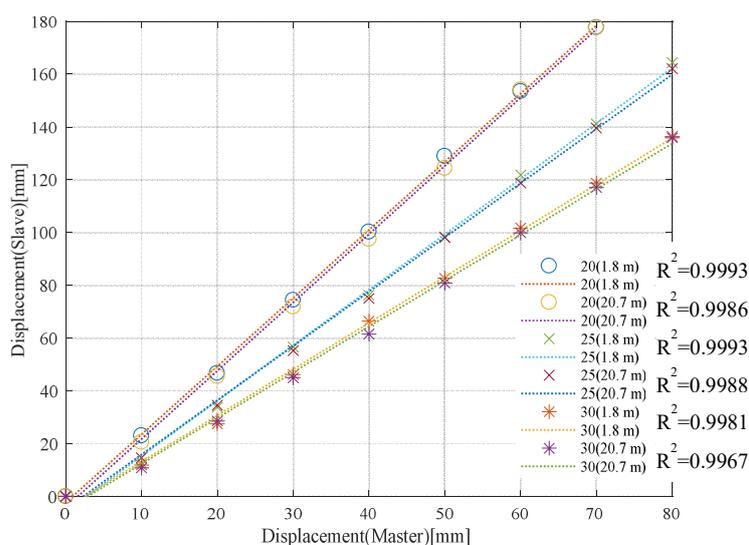


Fig.3.19 Relationship between master displacement and slave displacement.

図 3.19 より、マスターの変位とスレーブの変位がリニアであることが確認できる。表 3.11 に示すように、プーリの歯数が 20 の場合、マスターの変位に対してスレーブの変位が 2.6 倍程度、プーリの歯数が 25 の場合、2.1 倍程度、プーリの歯数が 30 の場合、1.7 倍程度拡大されている。マスターの変位に対するスレーブの変位の拡大率は、マスターの変位や配管長に関係なくほぼ一定であることが確認できた。

したがって、レギュレータに直結しているプーリの歯数を変えることにより、マスターの変位を任意に拡大縮小してスレーブに伝達できることが明らかになった。

Table 3.11 Expansion ratio of master to slave.

Number of pulley teeth	Tubing length = 1.8 m	Tubing length = 20.7 m
20	2.58	2.59
25	2.10	2.06
30	1.75	1.74

3.4.2 ステップ応答

マスタースレーブシステムの過渡特性を確認するため、ステップ応答実験を行った。供給空気圧を一定に保ちながら、1 軸ステージを手で動かして生成したステップ状の信号空気圧をシリンダポジションナに入力する。このときの 1 軸ステージの変位、シリンダの変位をアナログ電圧に変換し、オシロスコープで計測する。

DABC20 シリンダを組み込んで行ったステップ応答の実験条件、実験結果とシミュレーションとの比較をそれぞれ表 3.12、図 3.20 に示す。図 3.20 において、(a)は配管長 1.8 m における比較、(b)は配管長 20.7 m における比較である。なお、定常状態における目標値を黒の破線で示している。1 軸ステージを動かした瞬間が測定開始($t=0$)である。

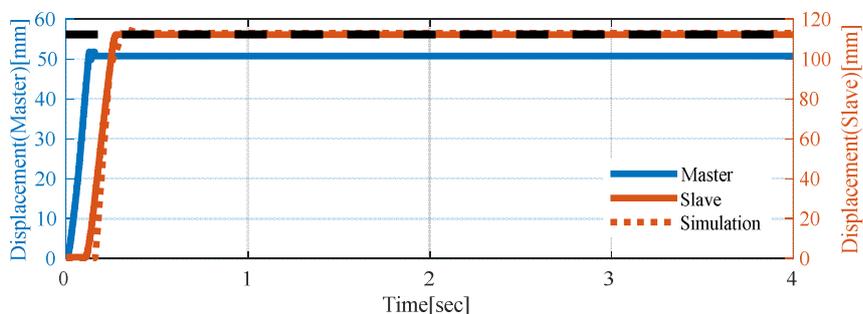
表 3.13 に示すとおり、配管長 1.8 m の場合、応答の遅れは 0.11 s、整定時間は 0.27 s、定常状態での変位の偏差の平均は 0.7 mm(スレーブの可動域 180 mm に対して 0.4%)となり、2 乗平均誤差(RMSE : Root Mean Squared Error)は 0.69、標準偏差(SD : Standard Deviation)は 0.03 となった。また、配管長 20.7 m の場合、応答の遅れは 0.20 s、整定時間は 2.23 s、定常状態での変位の偏差の平均は 3.9 mm(スレーブの可動域 180 mm に対して 2.2%)となり、2 乗平均誤差は 3.91、標準偏差は 0.13 となった。そして、過渡状態を除いてステップ応答とシミュレーションがよく一致していることが確認できる。配管が長くなるとコンダクタンスが小さくなり、容積は大きくなる。しかし、配管長が 10 倍以上変わっても、応答の遅れは異なるものの、2 乗平均誤差、標準偏差が小さいことから、変位は精度よく再現されていると考える。

2.5 節で行った空気圧位置決め装置単独でのステップ応答では、立ち上がり直後にオーバーシュートやアンダーシュートが生じたが、本実験では生じなかった。手動でステップ状の信号空気圧を生成したことによって、信号空気圧の立ち上がりが遅くなり、シリンダの速度が

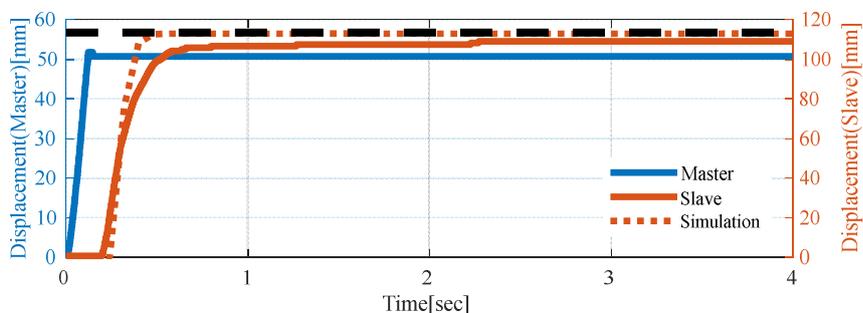
遅くなったことが要因であると考えられる。シリンダの速度が遅くなったことにより、シリンダの摩擦や機械のガタなどの影響を受けやすくなり、オーバーシュートやアンダーシュートが抑制され、図 3.20 に示す応答になったと推測される。空気圧位置決め装置単独でステップ応答を行った際は方向制御弁を用いてステップ状の信号空気圧を生成したのに対し、この実験では、手動で 1 軸ステージを操作してステップ状の信号空気圧を生成した。その際、1 軸ステージの直線変位をベルトとプーリを用いて回転運動に変換し、レギュレータハンドルを回転させて信号空気圧を生成し、シリンダポジションナに入力した。ベルトとプーリ、1 軸ステージの軸受、レギュレータハンドルなどの機構が持つガタや摩擦による信号空気圧の伝達の遅れのために、シリンダの速度が遅くなったと推測される。

Table 3.12 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure [MPa]	0.5
Change in one-axis stage displacement [mm]	0→50 (stepwise)
Number of pulley teeth	25
Tubing Length [m]	1.8, 20.7



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

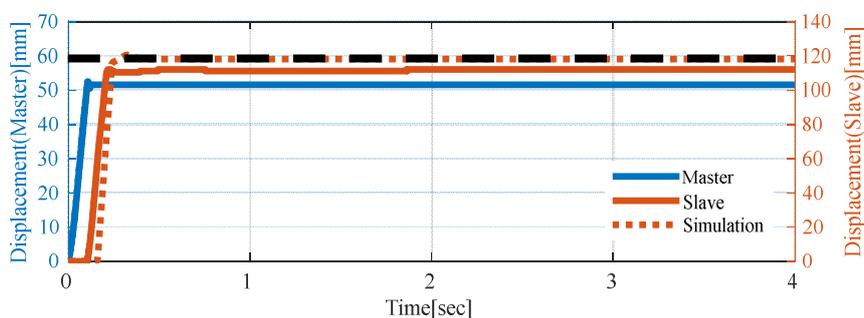
Fig.3.20 Comparison between experiment and simulation in step response (DABC20 cylinder).

Table 3.13 Experimental results of step response (DABC20 cylinder)

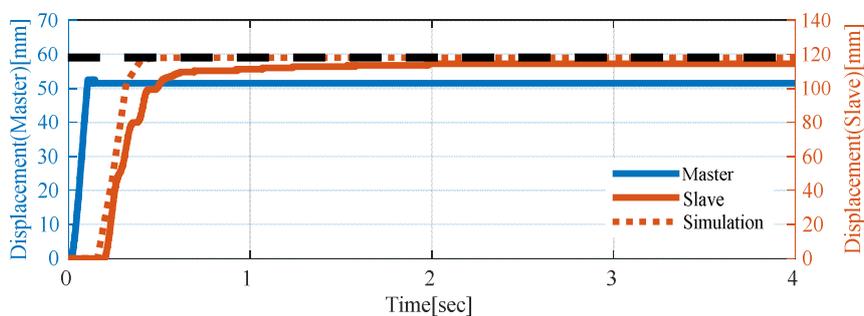
Tubing length [m]	Response delay [s]	Settling time [s]	Deviation [mm]
1.8	0.10	0.21	0.7
20.7	0.20	2.23	3.9

CDG1YL20 シリンダを組み込んで行ったステップ応答の実験結果とシミュレーションとの比較を図 3.21 に示す。図 3.21 において、(a)は配管長 1.8 m における比較、(b)は配管長 20.7 m における比較である。なお、定常状態における目標値を黒の破線で示している。実験条件は、DABC20 シリンダと同様で表 3.12 に示すとおりである。

表 3.14 に示すとおり、配管長 1.8 m の場合、応答の遅れは 0.10 s、整定時間は 0.21 s、定常状態での変位の偏差の平均は 6.4 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 3.2%)となり、2 乗平均誤差は 6.39、標準偏差は 0.45 となった。また、配管長 20.7 m の場合、応答の遅れは 0.20 s、整定時間は 1.24 s、定常状態での変位の偏差の平均は 3.9 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 2.0%)となり、2 乗平均誤差は 3.98、標準偏差は 0.55 となった。



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.21 Comparison between experiment and simulation in step response (CDG1YL20 cylinder).

Table 3.14 Experimental results of step response (CDG1YL20 cylinder)

Tubing length [m]	Response delay [s]	Settling time [s]	Deviation [mm]
1.8	0.11	0.27	6.4
20.7	0.20	1.24	3.9

配管長 1.8 m の場合、立ち上がり直後に小さなオーバーシュートが生じていること、定常状態において、変位が若干変動していることが確認できる。DABC20 より摩擦が小さくなった分、比例ゲインが大きいフィードバック制御と同様な効果はたらき、図 4.21 に示す応答になったと推測される。DABC20 シリンダ同様、配管長が 10 倍以上変わっても、応答の遅れは異なるものの、変位は精度よく再現されている。DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダとも、いずれの配管長においても、定常状態の変位は一定の値を保っていることから、このシステムが実用的な位置制御に利用可能であると考えられる。

3.4.3 繰り返し入力に対する応答

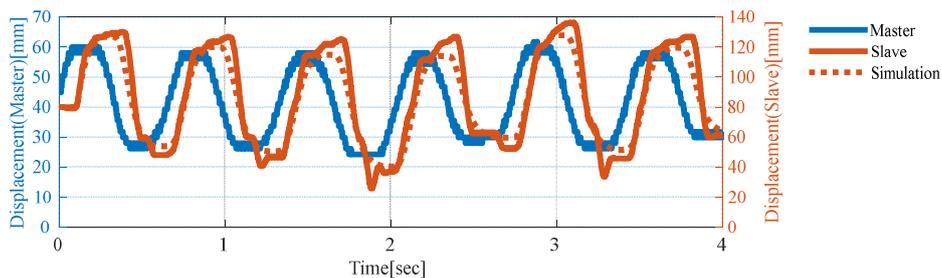
マスタースレーブシステムの追従性を確認するため、繰り返し入力に対する応答実験を行った。供給空気圧を一定に保ちながら、1軸ステージを基準位置から40 mmの変位を中心として、+20 mm, -10 mm程度手で動かして生成した繰り返しの信号空気圧をシリンダポジションナに入力する。このときの1軸ステージの変位、シリンダの変位をアナログ電圧に変換し、オシロスコープで計測する。

DABC20シリンダを組み込んで行った繰り返し入力に対する応答の実験条件、実験結果とシミュレーションとの比較をそれぞれ表3.15, 図3.22, 図3.23に示す。図3.22, 図3.23において、(a), (b)はそれぞれ繰り返し周波数を1.3 Hz程度, 2.5 Hz程度で動かした場合の配管長1.8 mにおける比較, 配管長20.7 mにおける比較である。

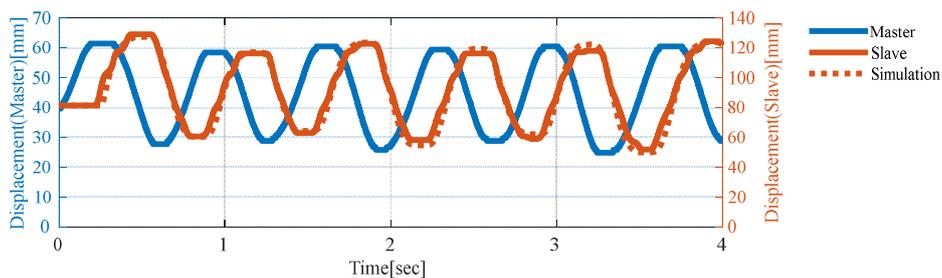
図3.22, 図3.23より、繰り返し入力に対する応答とシミュレーションがほぼ一致していることが確認できる。繰り返し周波数1.3 Hzでは、表3.16に示すとおり、配管長1.8 mの場合、変位の偏差の平均は6.5 mm(スレーブの可動域180 mmに対して3.6%)となり、2乗平均誤差は8.6, 標準偏差は8.2となった。また、配管長20.7 mの場合、変位の偏差の平均は2.9 mm(スレーブの可動域180 mmに対して1.6%)となり、2乗平均誤差は4.0, 標準偏差は3.8となった。繰り返し周波数2.5 Hzでは、表3.16に示すとおり、配管長1.8 mの場合、変位の偏差の平均は11.1 mm(スレーブの可動域180 mmに対して6.2%)となり、2乗平均誤差は13.3, 標準偏差は13.2となった。また、配管長20.7 mの場合、変位の偏差の平均は6.8 mm(スレーブの可動域180 mmに対して3.8%)となり、2乗平均誤差は7.9, 標準偏差は7.7となった。また、配管長が短い場合、応答の波形がひずんでいることが確認できる。信号空気圧を手動で生成していることや精密レギュレータのリリーフ機能が影響してひずんだ波形となっていると推測される。一方、配管長が長い場合や繰り返し周波数が高い場合は、空気の伝搬に時間がかかることや空気が持つ圧縮性、摩擦の影響によって、ひずみが少ない波形になっている可能性がある。繰り返し周波数1.3 Hzにおいては、配管長1.8 mの場合, 20.7 mの場合と比較して、2乗平均誤差, 標準偏差とも大きくなった。配管長が短い場合、比例ゲインが大きなフィードバックがかかるのと同じ効果をもたらされ、行き過ぎが生じて振動的な応答になるためであると考えられる。

Table 3.15 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure [MPa]	0.5
Change in one-axis stage displacement [mm]	40+20, 40-10 (Periodic, Change of periodic frequency)
Number of pulley teeth	25
Tubing Length [m]	1.8, 20.7

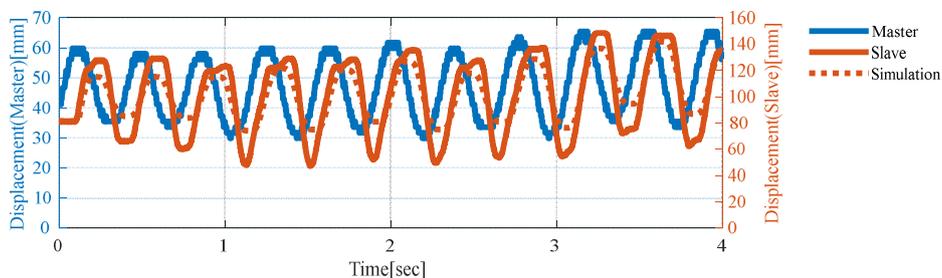


(a) Tubing length = 1.8 m

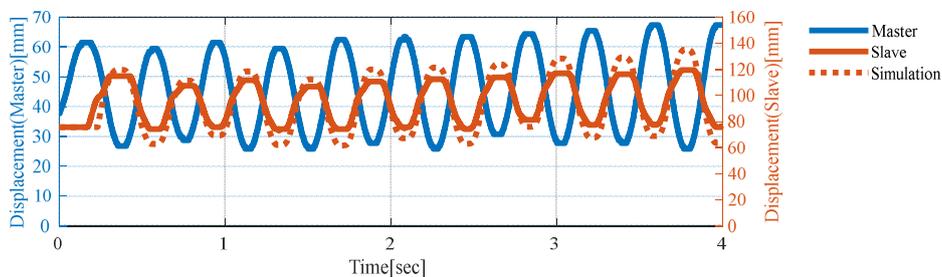


(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.22 Comparison between experiment and simulation in response to periodic input (DABC20 cylinder). The periodic frequency is about 1.3 Hz).



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.23 Comparison between experiment and simulation in response to periodic input (DABC20 cylinder). The periodic frequency is about 2.5 Hz).

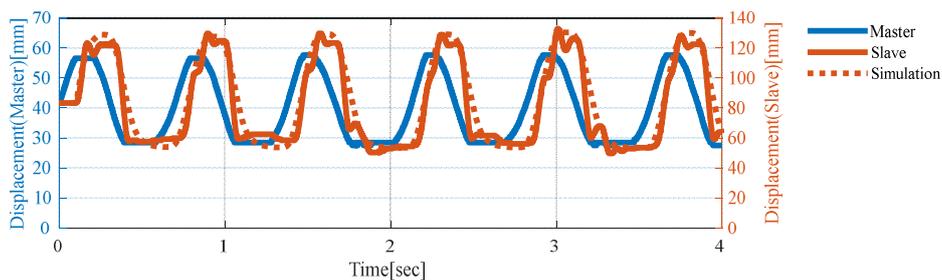
Table 3.16 Experimental results of response to periodic input (DABC20 cylinder).

Frequency [Hz]	Tubing length [m]	Deviation [mm]	RMSE	SD
1.3	1.8	6.5	8.6	8.2
	20.7	2.9	4.0	3.8
2.5	1.8	11.1	13.3	13.2
	20.7	6.8	7.9	7.7

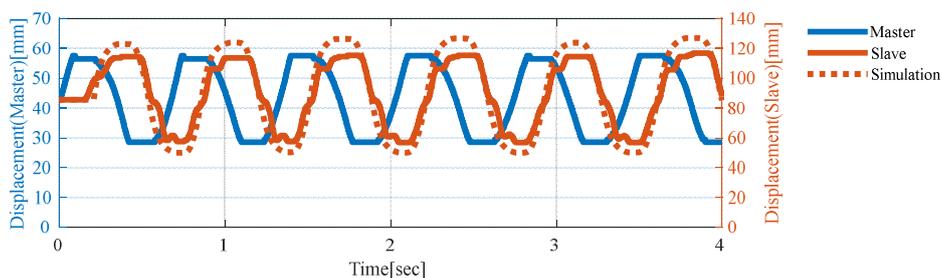
CDG1YL20 シリンダを組み込んで行った繰り返し入力に対する応答の実験条件、実験結果とシミュレーションとの比較を図 3.24、図 3.25 に示す。図 3.24、図 3.25 において、(a)、(b) はそれぞれ繰り返し周波数を 1.3 Hz 程度、2.5 Hz 程度で動かした場合の配管長 1.8 m における比較、配管長 20.7 m における比較である。実験条件は、DABC20 シリンダと同様で表 3.15 に示すとおりである。

繰り返し入力に対する応答とシミュレーションの変位がほぼ一致しており、DABC20 シリンダにおける応答と比較して、ピーク部分でのひずみが顕著に現れていることが確認できる。繰り返し周波数 1.3 Hz では、表 3.17 に示すとおり、配管長 1.8 m の場合、変位の偏差の平均は 5.7 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 2.9%)となり、2 乗平均誤差は 8.3、標準偏差は 7.4 となった。また、配管長 20.7 m の場合、変位の偏差の平均は 8.2 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 4.1%)となり、2 乗平均誤差は 9.3、標準偏差は 9.3 となった。繰り返し周波数 2.5 Hz では、配管長 1.8 m の場合、変位の偏差の平均は 9.5 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 4.7%)となり、2 乗平均誤差は 12.7、標準偏差は 11.4 となった。また、配管長 20.7 m の場合、変位の偏差の平均は 11.3 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 5.6%)となり、2 乗平均誤差は 12.5、標準偏差は 12.1 となった。また、配管長が 20.7 m では、1.8 m と比較して、繰り返し周波数の大小にかかわらず、振幅が小さくなっていることが確認できる。これは、配管長が長くなると空気の供給に時間を費やすため、繰り返し周波数が高くなると目標の変位に到達する前に信号空気圧が変化し、信号空気圧に追従できなくなることや空気の圧縮性が影響しているためであると推測される。そして、周波数が 2.5 Hz の場合、DABC20 シリンダとは異なり、周波数 1.3 Hz の応答と比較して配管長 1.8 m における後退時のピークが顕著に現れていることが確認できる。これらの要因として、生成した信号空気圧の波形が影響していること、DABC20 シリンダよりも摩擦が小さくなった分、比例ゲインが大きいフィードバックがかかるのと同じ効果もたらされ、アンダーシュートが現れることが挙げられる。

DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダともステップ応答と比較して、2 乗平均誤差、標準偏差が非常に大きくなり、安定した変位が得られにくくなることが明らかになった。したがって、速い動きを繰り返すアプリケーションの組み込みには適さないと考えられる。

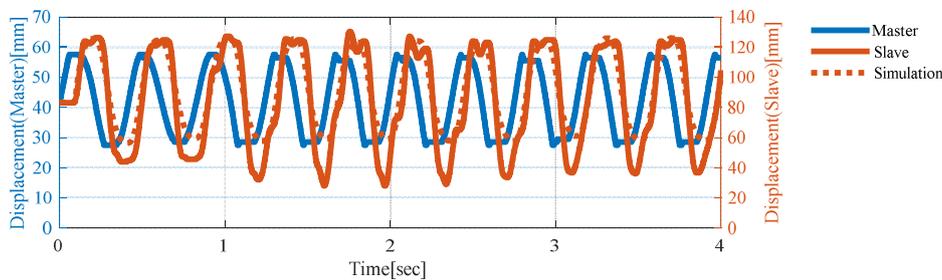


(a) Tubing length = 1.8 m

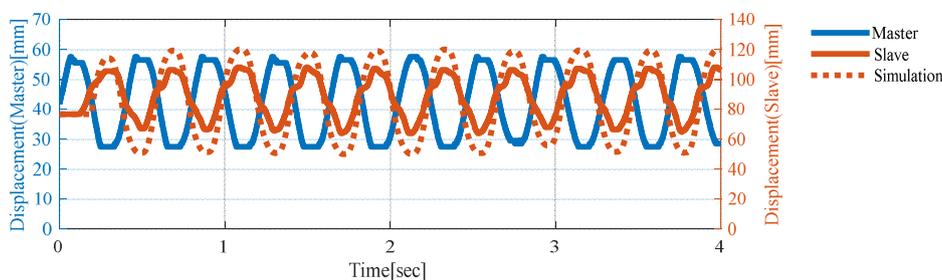


(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.24 Comparison between experiment and simulation in response to periodic input (CDG1YL20 cylinder). The periodic frequency is about 1.3 Hz).



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.25 Comparison between experiment and simulation in response to periodic input (CDG1YL20 cylinder). The periodic frequency is about 2.5 Hz).

Table 3.17 Experimental results of response to periodic input (CDG1YL20 cylinder).

Frequency [Hz]	Tubing length [m]	Deviation [mm]	RMSE	Standard Dev.
1.3	1.8	5.7	8.3	7.4
	20.7	8.2	9.3	9.3
2.5	1.8	9.5	12.7	11.4
	20.7	11.3	12.5	12.1

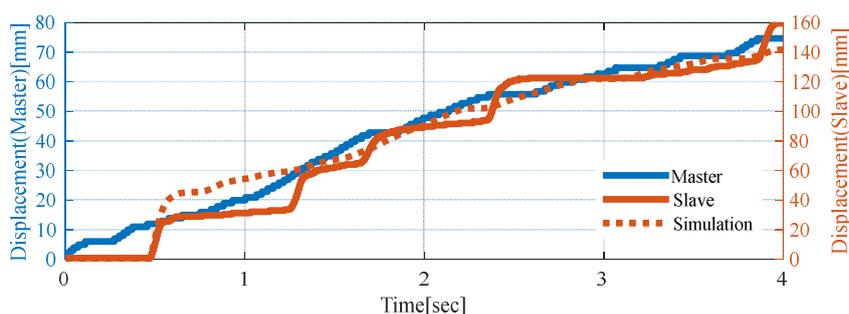
3.4.4 任意入力に対する応答

マスタースレーブシステムの追従性を確認するため、任意入力に対する応答実験を行った。移乗介助システムを用いて被介護者を車いすからベッドへ移動する場合や搬送システムを用いて重量物を運搬する場合に想定されるマスターの変位を入力とした。供給空気圧を一定に保ちながら、手で1軸ステージを動かすことによって信号空気圧を生成し、シリンダポジションナに入力する。このときの1軸ステージの変位、シリンダの変位をアナログ電圧に変換し、オシロスコープで測定する。

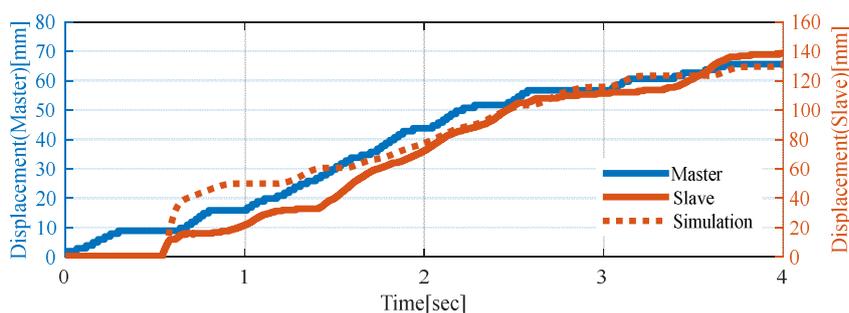
DABC20 シリンダを組み込んで行った任意入力に対する応答の実験条件、実験結果とシミュレーションとの比較をそれぞれ表 3.18, 図 3.26 に示す。図 3.26 において、(a)は配管長 1.8 m における応答、(b)は配管長 20.7 m における応答を示す。図 3.26 より、応答とシミュレーションに若干の差はあるものの、スレーブがマスターに対しておおむね追従できていることが確認できる。表 3.19 に示すとおり、配管長 1.8 m の場合、目標値に対するスレーブの変位の偏差の平均は 7.6 mm(スレーブの可動域 180 mm に対して 4.2%)となり、2乗平均誤差は 10.5、標準偏差は 9.7 となった。また、配管長 20.7 m の場合、目標値に対するスレーブの変位の偏差の平均は 9.4 mm(スレーブの可動域 180 mm に対して 5.2%)となり、2乗平均誤差は 13.1、標準偏差は 11.0 となった。また、配管長が 1.8 m の場合、スレーブの変位の階段状の変化が顕著に現れていることが確認できる。配管が短い場合、コンダクタンスは大きくなり、容量は小さくなるため、マスターで設定した信号空気圧に達する時間が短くなる。そして、レギュレータのリリーフ機能によって信号空気圧が階段状に変化する。これらの要因によって、スレーブの変位が階段状になると推測される。配管が長い場合は、コンダクタンスは小さくなり、容量は大きくなるため、マスターで設定した信号空気圧に達する時間が長くなり、空気の圧縮性や摩擦による影響を受けやすくなることが要因で、スレーブの変位が比較的なめらかに変化すると推測される。また、配管長に関わらず、応答、シミュレーションともマスターの変位が 10 mm を超えたところでスレーブの変位が立ち上がり、応答とシミュレーションの立ち上がり方が異なることが確認できる。変位の立ち上がりにおいて、摩擦の影響をより大きく受けるため、図 3.26 に示す応答となったと推測される。

Table 3.18 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure [MPa]	0.5
Input waveform	Arbitrary
Number of pulley teeth	25
Tubing Length [m]	1.8, 20.7



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.26 Response to an arbitrary input (DABC20 cylinder).

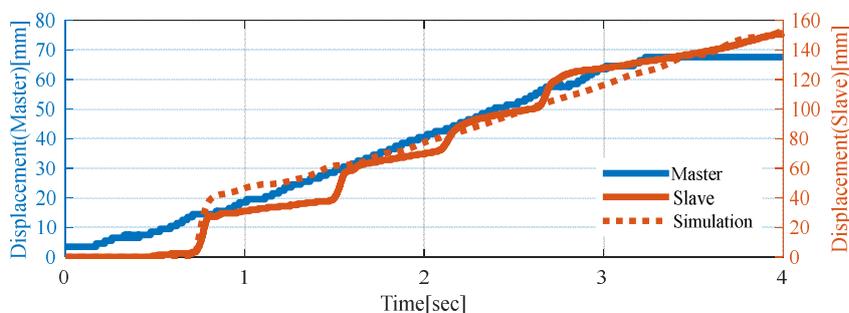
Table 3.19 Experimental results of response to an arbitrary input (DABC20 cylinder).

Tubing length [m]	Deviation [mm]	RMSE	SD
1.8	7.6	10.5	9.7
20.7	9.4	13.1	11.0

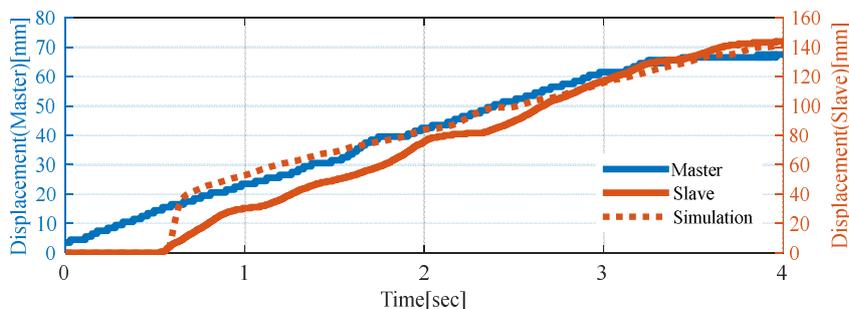
CDG1YL20 シリンダを組み込んで行った任意入力に対する応答の実験結果とシミュレーションとの比較を図 3.27 に示す。図 3.27 において、(a)は配管長 1.8 m における応答、(b)は配管長 20.7 m における応答を示す。実験条件は、DABC20 シリンダと同様で表 3.18 に示すとおりである。

DABC20 シリンダの繰り返し入力に対する応答とほぼ同様であり、応答とシミュレーショ

ンに若干の差はあるものの、スレーブがマスターに対しておおむね追従していること、配管長が 1.8 m の場合、スレーブの変位の階段状の変化が顕著に現れていることが確認できる。また、配管長に関わらず、応答とシミュレーションの立ち上がり方が異なるものの、DABC20 シリンダと比較して変位の差が若干小さいことが確認できる。CDG1YL20 シリンダの摩擦が小さい分、立ち上がりにおける応答とシミュレーションの変位の差が小さくなったと考えられる。表 3.20 に示すとおり、配管長 1.8 m の場合、目標値に対するスレーブの変位の偏差の平均は 6.4 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 3.2%)となり、2 乗平均誤差は 9.0、標準偏差は 8.8 となった。また、配管長 20.7 m の場合、目標値に対するスレーブの変位の偏差の平均は 9.8 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 4.9%)となり、2 乗平均誤差は 13.2、標準偏差は 10.7 となった。摩擦の影響が小さくなったことから、DABC20 シリンダと比較して、2 乗平均誤差、標準偏差とも若干小さくなったと推測される。



(a) Tubing length = 1.8 m



(b) Tubing length = 20.7 m

Fig.3.27 Response to an arbitrary input (CDG1YL20 cylinder).

Table 3.20 Experimental results of response to an arbitrary input (CDG1YL20 cylinder).

Tubing length [m]	Deviation [mm]	RMSE	SD
1.8	6.4	9.0	8.8
20.7	9.8	13.2	10.7

3.4.5 DA50 シリンダを組み込んだシステムの実験確認

種類が異なるシリンダを組み込んだ場合においても空気圧マスタースレーブシステムの過渡特性、追従性が変わらないことを確認するため、DA50 シリンダを組み込んだシステムの実験確認を行った。ステップ応答では、1 軸ステージを 0→50 mm 程度に動かし方を変えながらステップ状の電圧を生成し、精密レギュレータに入力したときの 1 軸ステージに接続しているポテンシオメータの出力電圧(入力空気圧)、精密レギュレータに接続されている圧力計の出力電圧(出力空気圧)をオシロスコープで測定する。また、繰り返し入力に対する応答では、マスターを基準位置から 50 mm の変位を中心として、+20 mm、-10 mm 程度繰り返し変化する変位に相当する信号空気圧を生成し、ポテンシオメータの出力電圧、圧力計の出力電圧をオシロスコープで測定する。

マスター、スレーブを構成する機器、周辺機器および実験条件を表 3.21～表 3.24 に示す。

Table 3.21 Devices used in the master.

Device name	Specifications
One-axis stage	Original mind L150
Pressure regulator	SMC IR1000-01BEC-A
Pressure gage	KOGANEI GS610A (input pressure) KOGANEI GS620A (supply pressure)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS Green Pot LP-250FJ (5 kΩ, stroke = 250 mm)
Tubing	SMC diameter = 6 mm (made of polyurethane)

Table 3.22 Devices used in the slave.

Device name	Specifications
Cylinder positioner	SMC IP200-180
Double acting cylinder	KOGANEI DA50×200 (piston diameter = 50 mm, stroke = 200 mm)
Potentiometer	MIDORI PRECISIONS Green Pot LP-200FJ (1 kΩ, stroke = 200 mm)
Tubing	SMC diameter = 6 mm (made of polyurethane, for signal air pressure) SMC diameter = 8 mm (made of polyurethane, for supply air pressure)

Table 3.23 Peripheral devices used in the experimental apparatus.

Device name	Specifications
DC regulated power supply	Sunhayato DK-806 (for potentiometer) OMRON S82K-05024 (for pressure gage and displacement sensor)
Oscilloscope	Tektronix DPO2024B
Digital multimeter	SANWA PC720M

Table 3.24 Experimental conditions.

Item	Conditions
Supply pressure [MPa]	0.5
Change in one-axis stage displacement [mm]	0→50 (stepwise) 50+20, 50-10 (Periodic, Change of periodic frequency)
Number of pulley teeth	25
Tubing Length [m]	0.7

DABC50 シリンダの特性確認実験系を図 3.28 に示す。

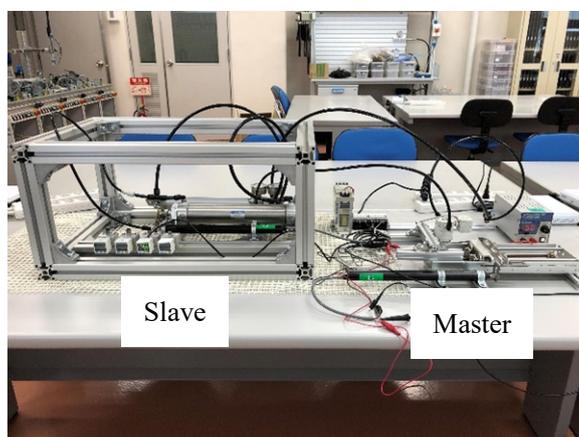


Fig.3.28 Characteristic confirmation experiment system of DA50 cylinder.

0→50 mm のステップ応答とシミュレーションとの比較を図 3.29 に示す。なお、定常状態における目標値を黒の破線で示している。

ステップ応答とシミュレーションはよく一致しており、DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダと比較して、なめらかに立ち上がっていることが確認できる。DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダと比較して体積が大きいため、空気の供給に時間を費やす間に精密レギュレータのリリーフ機能による階段状の変化を打ち消すため、図 3.29 に示す応答になったと推測される。表 3.25 に示すとおり、応答の遅れは 0.16 s、整定時間は 0.92 s となった。配管長は 0.7 m と短いですが、体積が大きくなったことにより必要な推力が大きくなったこと、空気の供給に時間がかかることにより、DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダと比較して応答の遅れが大きくなり、整定時間が長くなったと推測される。定常状態での変位の偏差は、平均 2.1 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 1.1%程度)となった。

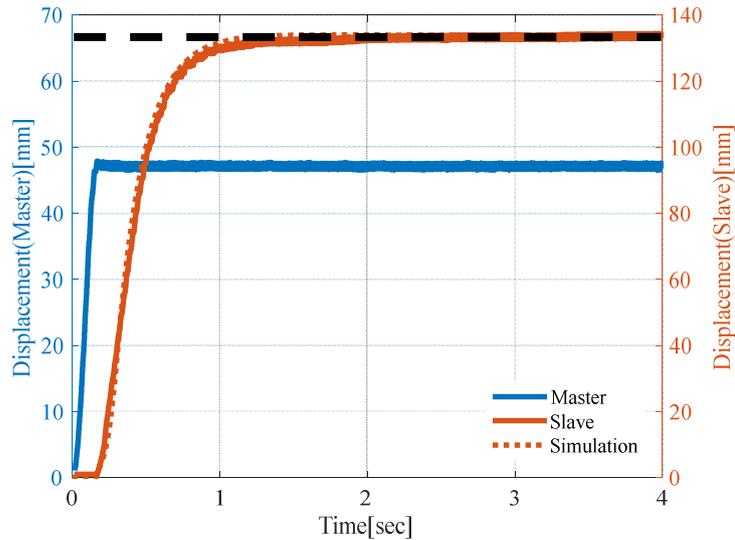


Fig.3.29 Step response (0→50 mm).

Table 3.25 Experimental results of step response (DA50 cylinder).

Response delay [s]	Settling time [s]	Deviation [mm]
0.16	0.92	2.1

繰り返し入力に対する応答とシミュレーションとの比較を図 3.30 に示す．繰り返し周波数は、0.92 Hz 程度である．ステップ応答と同様、シミュレーションとよく一致している．

表 3.26 に示すとおり、変位の偏差の平均は 3.6 mm(スレーブの可動域 200 mm に対して 1.8%)となり、2 乗平均誤差は 4.4、標準偏差は 4.4 となった．

図 3.30 から信号空気圧を積分したような応答であることが確認できる．配管長は 0.7 m と短いですが、シリンダの体積が大きくなった分、配管長を長くしたことと同様な効果が生じた結果、1 Hz 程度での繰り返しであっても、スレーブがマスターの変化に追従できなくなり、図 3.30 に示す応答になったと推測される．したがって、速い動きを繰り返すシステムへの組み込みは難しいと考える．

DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダにおける実験と比較して、配管長は 0.7 m と短いですが、シリンダの体積が 6.3 倍程度大きくなったことから、ステップ応答における応答の遅れが大きくなり、安定時間が長くなるとともに、定常状態における変位の偏差が大きくなったが、システムの構成を工夫することによって、補正できると考える．しかし、繰り返し周波数が 1 Hz 未満であっても、シリンダの体積が大きくなったことによる追従性の低下も確認できた．ただし、シリンダの径を大きくすることによって、推力が確保できるため、低速で動作する空気圧マスタースレーブシステムへの組み込みが可能であると考えられる．

また、スレーブの変位の目標値に対する平均 2 乗誤差、標準偏差は、DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダとほぼ同等となり、速い動きを繰り返す用途には適さないこと、低速で

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

数 mm 程度の位置決め精度で動作するシステムへの組み込みが可能であることが明らかとなり、種類が異なるシリンダを組み込んだ場合でも空気圧マスタースレーブシステムの過渡特性、追従性が変わらないことが確認できた。

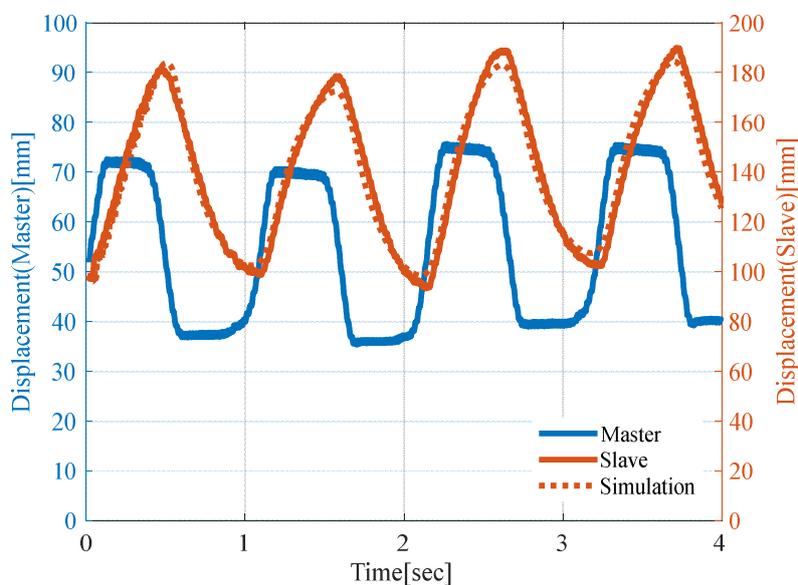


Fig.3.30 Response to periodic input.

Table 3.26 Experimental results of response to periodic input (DA50 cylinder).

Tubing length [m]	Deviation [mm]	RMSE	SD
0.7	3.6	4.4	4.4

3.5 アプリケーションの検討

空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだ実用的なアプリケーションの開発を進めるため、特性確認実験結果から明らかになった性能と位置決め精度の統計的評価を踏まえ、2.1.4項で想定したアプリケーション開発の可能性を検討した。

3.5.1 空気圧マスタースレーブシステムの性能

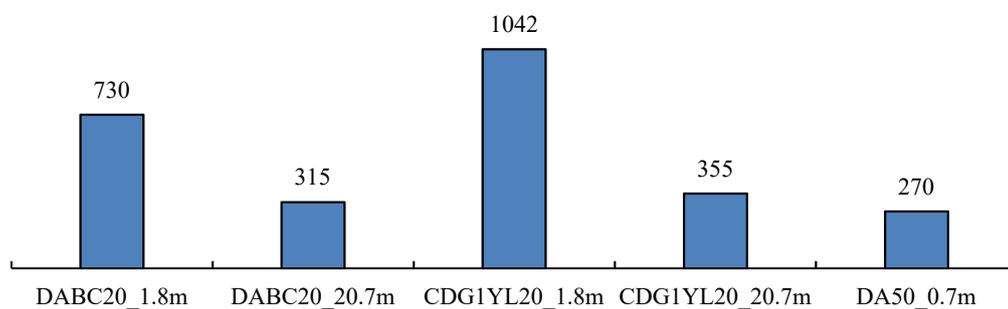
DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダ、DA50 シリンダの特性確認実験から得られた各シリンダの動作速度、整定時間、位置決め精度および供給圧 0.5 MPa における前進時の理論推力を表 3.27、図 3.31 に示す。

動作速度は、定常状態における変位の 10%と 90%の差を立ち上がり時間で除して求めた。また、ステップ応答における定常状態での目標値とスレーブの変位の偏差は、各シリンダのストローク(可動域)の百分率で求めた。なお、マスタースレーブ間の配管長は DABC20 シリンダ、CDG1YL20 シリンダでは 1.8 m および 20.7 m、DA50 シリンダでは 0.7 m である。マスタースレーブシステムの評価指標として、応答の遅れ、拡大率、システムの受動性(バイラテラルなシステムの場合)、安定性などが挙げられる[45]。あるいは、「オペレータが直接作業を行っているような感覚でシステムを操作できる」ことをシステムの理想状態と仮定し、伝達関数の類似度を操作性の評価指標とした事例や操作力や作業反力、作業時間をパラメータとして評価関数を提案した事例もある[46][47]。これらの性能のうち、本研究でアプリケーションとして想定している移乗介助システム、搬送システム、マスタースレーブロボットを開発する際に重要となるのは、位置決め精度、理論推力、動作速度である。図 3.31(c)に示すように、ステップ応答の定常状態における位置決め精度は各シリンダのストロークに対して、3.1~4.0%とほぼ同等であり、最大で 6~8 mm 程度である。また、推力は DABC20 シリンダおよび CDG1YL シリンダが 157 N(16.0 kgf)、DA50 シリンダが 982 N(100 kgf)であり、想定しているアプリケーションにおける制御対象を動作させる際に必要な出力が得られていると考えられる。さらに、各シリンダの動作速度が 270~1040 mm/s 程度であり、人間の上肢の動きをマスターの操作として入力する場合、最高速度が 200~600 mm/s 程度[48][49]であることから、アプリケーションに適した速度が得られていると推測される。

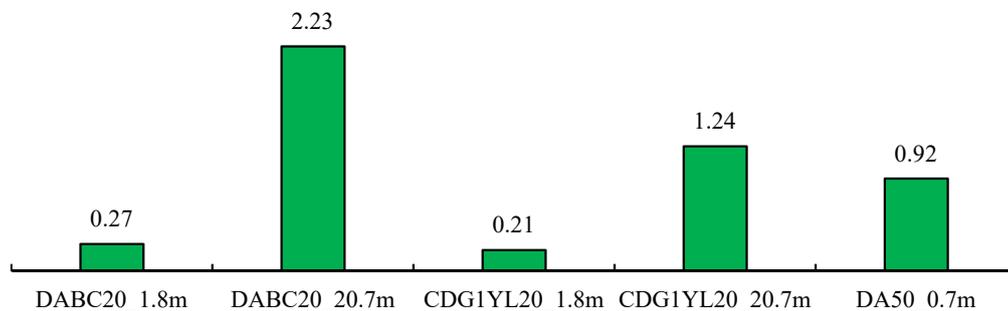
これらの結果は、3つのシリンダを内蔵した空気圧マスタースレーブシステムが想定するアプリケーションへの組み込みが可能な性能を有することを示している。また、空気圧シリンダのキャップ側とロッド側の差圧を利用して、スレーブの振動や衝撃をマスターにフィードバックするハプティクスを用いることによって、システムの性能や操作性を向上させることが可能となり、用途がさらに広がると考える。

Table 3.27 Performance of cylinders.

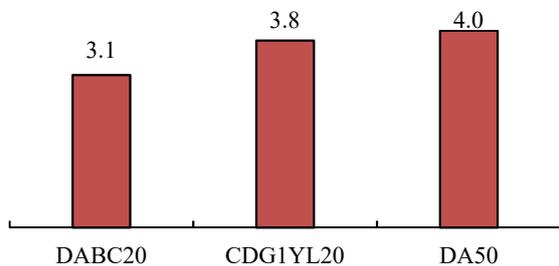
	DABC20 cylinder	CDG1YL20 cylinder	DA50 cylinder
Operating speed [mm/s]	730 (1.8 m)	1042 (1.8 m)	270
	315 (20.7 m)	355 (20.7 m)	
Settling time [s]	0.28 (1.8 m)	0.21 (1.8 m)	1.2
	2.23 (20.7 m)	1.24 (20.7 m)	
Positioning accuracy [%]	3.1	3.8	4.0
Theoretical thrust[N] ([kgf])	157 (16.0)	157 (16.0)	982 (100)



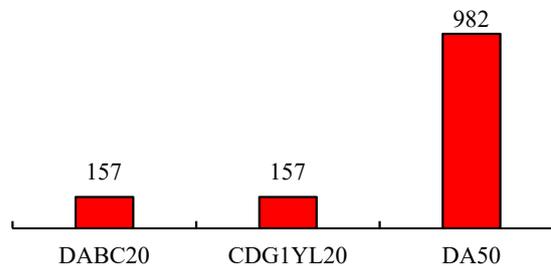
(a) Operating speed [mm/s]



(b) Settling time [s]



(c) Positioning accuracy [%]



(d) Theoretical thrust [N]

Fig.3.31 Performance of cylinders.

3.5.2 空気圧マスタースレーブシステムの位置決め精度の評価

空気圧マスタースレーブシステムの位置決め精度を統計的に評価するため、特性確認実験で得たスレーブの変位の偏差分布、目標値に対する2乗平均誤差と標準偏差を求め、評価を行った。誤差の評価にあたって、実験データとシミュレーションの2つの波形の積分を計算し、波形の大きさと位相の違いを評価する Sprague らの方法や位相差を考慮した上で時間ポイントにおける実験データとシミュレーションの誤差をポイントツーポイント比較によって評価する Knowles らの方法を用いた評価も検討した[50][51]。本研究では、3.4.3項で行った繰り返し入力に対する応答の結果に示すとおり、実験データとシミュレーションの位相に大きな差がないことから、2乗平均誤差を用いて評価することとし、誤差のばらつきについては標準偏差を用いて評価することとした。

DABC20 シリンダおよび CDG1YL20 シリンダを組み込んだマスタースレーブシステムの特異確認実験から得られた目標値に対するスレーブの変位の偏差分布を図 3.32 に示す。

図 3.32 に示すように、ステップ応答と比較して、繰り返し入力に対する応答、任意入力に対する応答の最大偏差や偏差のばらつきが大きくなったことが確認できる。特に、CDG1YL20 シリンダの繰り返し入力に対する応答において、DABC20 シリンダと比較して摩擦が小さい分比例ゲインが大きいフィードバックがかかるのと同じ効果もたらされるため、行き過ぎが生じ、振動的な応答となるため、偏差のばらつきが大きくなり、安定した変位が得られにくいことが推測できる。

一方、ステップ応答においては、偏差のばらつきが小さくなっており、安定した変位が得られやすいことが推測できる。

DABC20 シリンダおよび CDG1YL20 シリンダを組み込んだマスタースレーブシステムの特異確認実験から得られたデータに関する2乗平均誤差と標準偏差を図 3.33 に示す。

図 3.33 に示すように、シリンダ、配管長に関係なく、ステップ応答と比較して、任意入力に対する応答と繰り返し入力に対する応答の2乗平均誤差と標準偏差が大きくなっていることが確認できる。特に、配管長 20.7 m の繰り返し入力に対する応答において、標準偏差が大きくなっており、目標の変位が安定して得られにくいことが推測できる。

一方、ステップ応答においては、標準偏差が小さくなり、目標の変位が安定して得られやすいことが推測できる。また、変位の2乗平均誤差が最大で 13 mm 程度であることから、人間が操作するシステムを構築することによって補完できると考える。

これらの結果より、開発した空気圧マスタースレーブシステムは、速い動きを繰り返す用途には適していないことが明らかになったが、アプリケーションとして想定している移乗介助システム、搬送システム、マスタースレーブロボットなど低速で数 mm 程度の位置決め精度で動作するシステムへの組み込みが可能であることを統計的に示した。

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

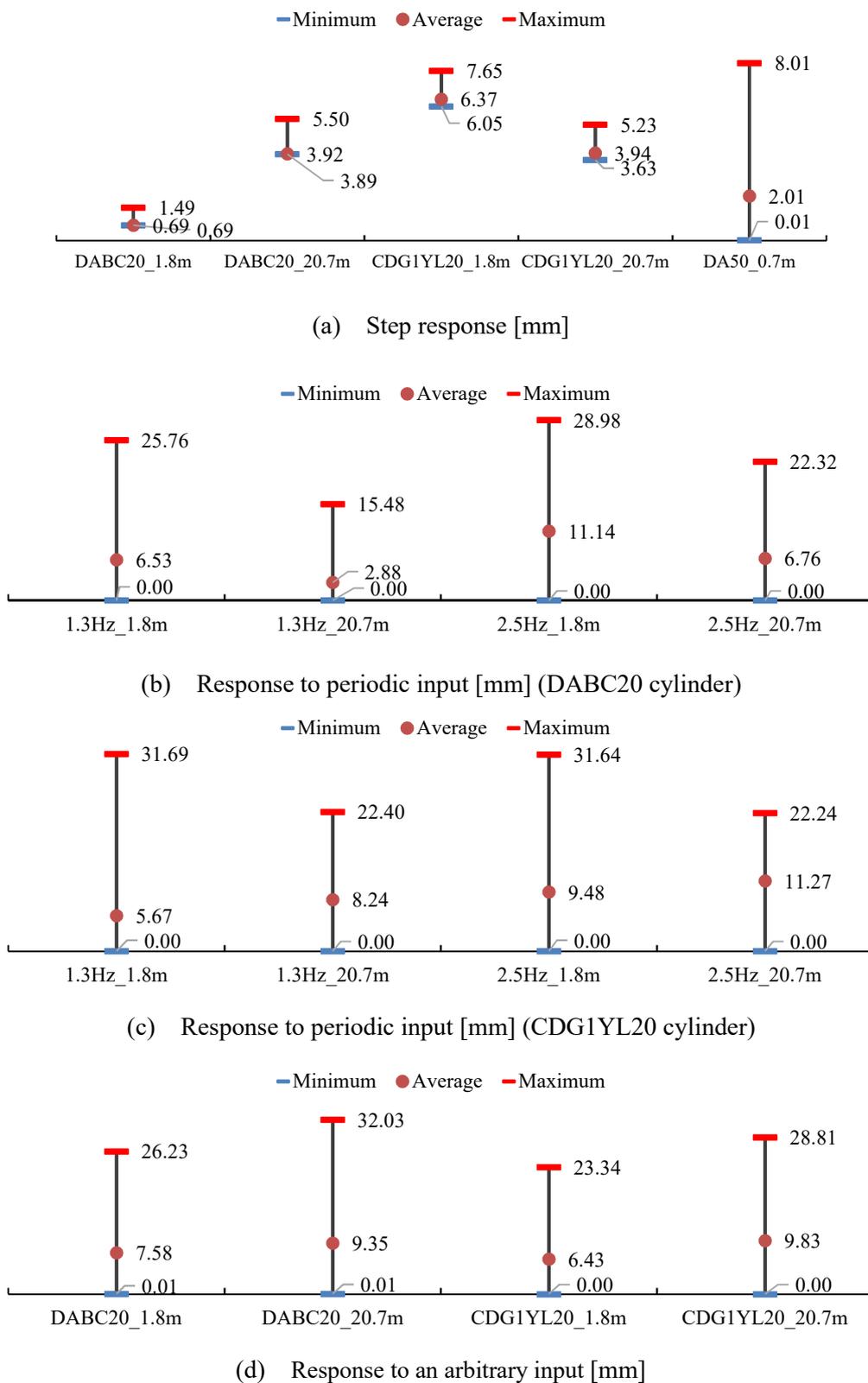
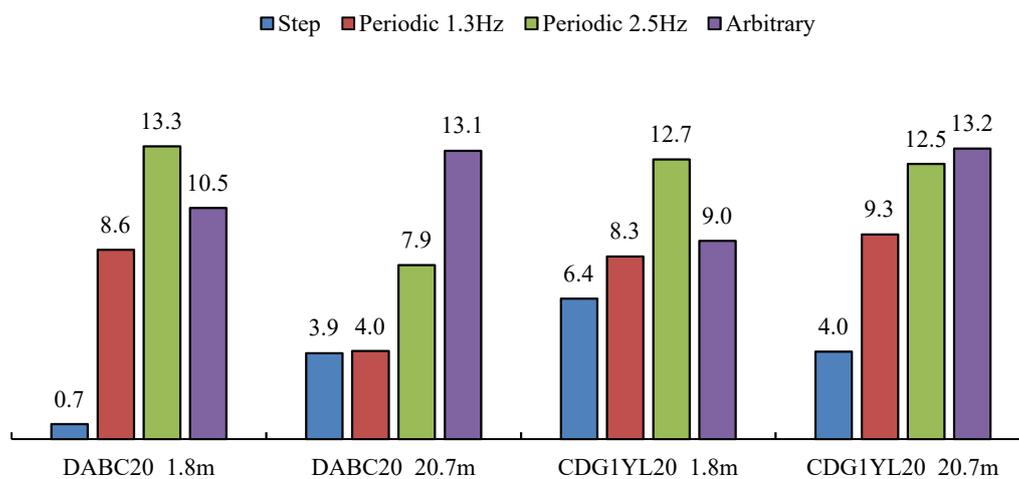
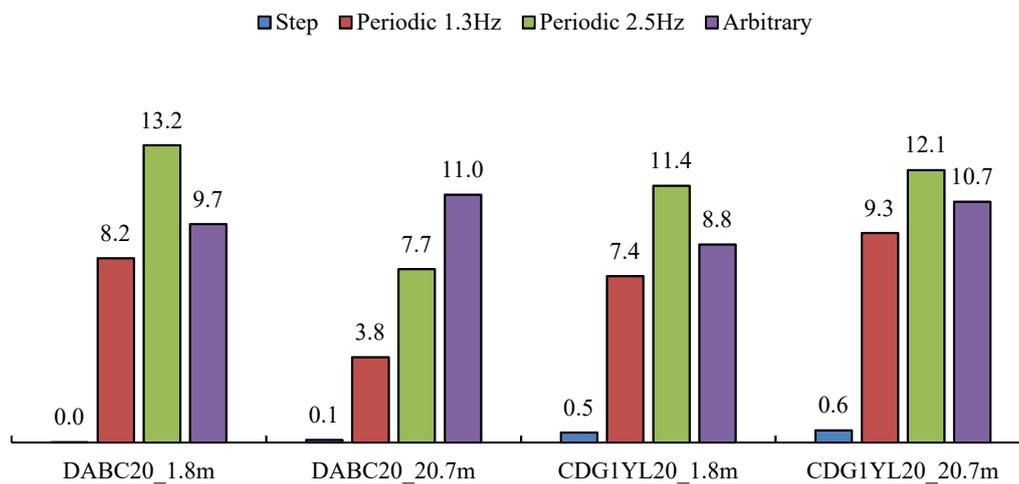


Fig.3.32 Deviation distribution of slave displacement.



(a) Root Mean Squared Error (RMSE)



(b) Standard Deviation (SD)

Fig.3.33 Result of characteristic confirmation experiment.

3.5.3 アプリケーション開発可能性の検討

空気圧マスタースレーブシステムの特性確認実験の結果から得られた各シリンダの性能と位置決め精度の統計的評価を踏まえ、第2章においてアプリケーションとして想定した移乗介助用パワーアシストスーツ、搬送システム、人間の能力を拡張するマスタースレーブロボットについて開発の可能性を検討した。

まず、医療・介護分野で実用化されている移乗介助用パワーアシストスーツに着目し、開発の可能性を検討した。

パワーアシストスーツは、物流、建築、工場、農作業等の一般産業分野[52]やリハビリテーション、歩行補助[53]、介護者支援等の医療・介護分野において研究開発が進められており、並行して制御方法に関する研究[54]も盛んに行われている。また、人工筋肉などの空気圧アクチュエータを用いたパワーアシストスーツに関する研究[55][56]も行われており、近年の少子高齢化社会における労働人口減少による労働力不足を補う方法の1つとして、パワーアシストスーツの他分野での活用による一層のニーズ拡大が予想されている[57]。医療・介護分野において実用化されているパワーアシストスーツは、高齢者に多い歩行障害や脳卒中患者などの歩行訓練を補助する自立支援型の製品[58][59][60][61]と介護現場におけるベッドから車椅子など被介護者の移動を支援する作業(移乗介助)において、作業員の重労働を補助して身体的な負担を軽減する作業支援型の製品[62][63][64][65]に分類される。介護・医療分野において実用化されているパワーアシストスーツを図3.34に示す。



(a) Independence support type [58]



(b) Work support type [59]

Fig.3.34 Power assist suits.

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

特許庁が実施したパワーアシストスーツに関する平成 30 年度特許出願技術動向調査における調査対象技術を表 3.28 に示す。

Table 3.28 Survey target technologies for power assist suits [57].

パワーアシストスーツの構成要素		要素技術	個別の技術課題	横断的な技術課題	用途
ハードウェア	機構	■ 外骨格 ■ 衣服	■ 軽量化 ■ 強靱化 ■ コスト低減 ■ 伝達効率向上	<ul style="list-style-type: none"> ■ 安全性の確保 <ul style="list-style-type: none"> ● 転倒予防 ● 複数情報を組み合わせた状態検知 ● 通信の冗長化等フェールセーフ制御 ■ 耐環境性の確保 <ul style="list-style-type: none"> ● 防水、防塵、防爆、耐熱、耐冷 ■ コスト低減 <ul style="list-style-type: none"> ● 各構造の軽量化 ● 代替材の利用 ■ 稼働時間の増大 <ul style="list-style-type: none"> ● システムエネルギー効率向上 ■ 操作性の向上 <ul style="list-style-type: none"> ● 重量バランス改善 ● 応答速度向上 ● ソフトマテリアル利用 ■ ユーザビリティ向上 <ul style="list-style-type: none"> ● 着脱性向上 ● キャリブレーションの短時間化 ■ セキュリティ <ul style="list-style-type: none"> ● 外部からの通信による不正アクセスの防止 ● ユーザー認証 ■ データの収集・活用 <ul style="list-style-type: none"> ● IoT ● 学習モデル 	<ul style="list-style-type: none"> ■ 介護 <ul style="list-style-type: none"> ● 介護作業者支援 ● 介護予防 ■ 医療 <ul style="list-style-type: none"> ● リハビリ ● 機能改善・機能再生治療 ■ 防衛 <ul style="list-style-type: none"> ● 車両利用できない領域での移動、荷物運搬 ■ 産業 <ul style="list-style-type: none"> ● 自動車、建設、配送業、農業、林業等における重作業の補助 ■ 特殊環境作業 <ul style="list-style-type: none"> ● 防護服を着用しての活動補助等 ■ エンターテインメント <ul style="list-style-type: none"> ● サービス用(医療・介護を除く)
	外観	■ 外骨格	■ 周囲との親和性		
	アクチュエータ	■ 電動アクチュエータ ■ ソフトアクチュエータ ■ 油圧 ■ 無動力(パッシブ)	■ 小型化 ■ 高出力化 ■ 軽量化 ■ 高速応答 ■ 柔軟性		
	センサ・情報取得手段	■ センサ ■ 通信等による外部からの取得	■ 検出精度向上 ■ 小型化 ■ 検出安定性		
ソフトウェア	エネルギー供給	■ 燃料電池 ■ 二次電池 ■ スーパーキャパシタ ■ 圧縮ガス	■ エネルギー密度向上 ■ 大出力化		
	制御	■ 入力 ■ 処理 ■ 出力	■ 制御時間の短縮 ■ 制御精度の向上		
アシスト部位	通信	■ IoT ■ 他の機器との協調 ■ 通信技術の活用	■ 通信の安定化		
		■ 上半身(肩、ひじ、手首、背中) ■ 下半身(腰、ひざ、踵) ■ 全身			

表 3.28 に示すパワーアシストスーツの構成要素において、本研究の対象となる項目として機構、外観(寸法)、アクチュエータ、エネルギー供給が挙げられる。製品のカatalogには、仕様として外形寸法、重量、可動範囲、動作時間、補助力などが記載されており、性能評価の指標とすることが可能である。人間が装着した状態で動作させることを考慮すると、小型・軽量化、可動範囲を確保すること、動作時間を延長すること、補助力を大きくすることが実用化への重要なポイントとなる。開発したマスタースレーブシステムをパワーアシストスーツに組み込むことを想定した場合、シリンダのストロークを大きくすることによって可動範囲を確保すること、シリンダ径を大きくすることによって所要の補助力を得ることは容易であるが、小型・軽量化とトレードオフとなる。また、駆動源である圧縮空気を確保する方法を検討する必要がある。シリンダポジションの小型化を実現するとともに、システムの機構を改善することによる小型・軽量化を実現した上で、移乗介助用パワーアシストスーツの開発が視野に入ると考える。

次に、搬送システムに着目し、開発の可能性を検討した。

自動車、鉄道車両、航空機、船舶など大型製品では、部品によっては大型でかつ重量も大きくなるため、これらの製造に従事する作業者が重労働となり身体的負担が増える。これに関連して、重労働による作業効率低下、従業員の高い休職率、欠勤者が出ることによる業務への支障、長期間の重労働による腰痛などの影響が生じる。これらの問題を解決すべく、多

種多様なアプリケーションに対応する搬送システムが実用化されており、例えば、加工機への材料投入や取り出し作業などに使用され、最大 500 kg までの金属・木材・プラスチック・ガラスなどを負荷なく安全に搬送することが可能な真空吸着式吊り具[66]が市販されている。また、クリーンな環境を実現する次世代型搬送システムとして自動車の生産ラインにおける非接触給電によるモノレールシステムが開発され[67]、当初の自動車業界中心から半導体・食品・製薬などさまざまな業界へと市場を拡大している。

実用化されている搬送システムを図 3.35 に示す。



(a) Vacuum suction lifting device [66]



(b) Flexible drive system [67]

Fig.3.35 Transport system.

製造業においては、省力化、効率化による生産コストの抑制が要求されることから、生産現場の搬送システムを開発する際、動作速度、位置決め精度が実用化の指標になると推測される。開発した空気圧マスタースレーブシステムを生産現場の搬送システムに組み込むことを想定した場合、空気圧位置決め装置を大型化することによって、搬送システムの規模に合わせることは比較的容易であるが、動作速度の高速化や位置決め精度の向上とトレードオフとなる。生産現場においては、空気圧機器を用いるケースが多く、空気圧配管が整備されており、圧縮空気の供給は比較的容易である。したがって、空気圧機器の大型化によって増大する供給空気量に対応した圧縮空気の供給システムを構築し、空気の供給時間を短くすることにより動作速度および位置決め精度を改善した上で、搬送システムが開発可能であると考えられる。

最後に、人間の能力を拡張するマスタースレーブロボット[68]に着目し、開発の可能性を検討した。マスタースレーブロボットは、原子力発電所、海底、災害救助をはじめとする極限環境での作業を遠隔操作によって実現できることから幅広く利用されており、宇宙空間における作業への応用に関する研究開発も行われている。マスタースレーブロボットの大きな特徴として、人間の判断、巧みさを利用して、不確定な対象を自在に操作する遠隔操作が挙げられる。遠隔操作の目的として、人間の思い通りに動かすこと、力や器用さといった人間の能力を拡張すること、人間を危険から回避させることなどが挙げられる。遠隔操作とは言

第3章 空気圧マスタースレーブシステムの開発

うものの、人間と対象物の間には制御システムが介在し、物理的にかけ離れて遠いとは限らない。これらを踏まえ、遠隔操作は産業用ロボット[69]、建設機械、手術支援ロボット[70][71][72]、リハビリテーション[73]、航空機の操縦系などに応用されている。手術支援ロボットや航空機の操縦においては、即応性や位置決め精度が要求されることから、マスターでスレーブを操作すると同時にスレーブの状態をマスターに帰還するバイラテラル制御を電子機器によって実現している事例[74][75]がほとんどであり、制御手法に関する研究[76][77][78]も数多く行われている。本研究で開発した空気圧マスタースレーブシステムは、双方の変位誤差を修正するようフィードバックをかける対称型のバイラテラル制御を行っていると推測される。マスターは人間が操作することから、人間がフィードバックループに含まれる制御系となっている。マスタースレーブロボットを図3.36に示す。

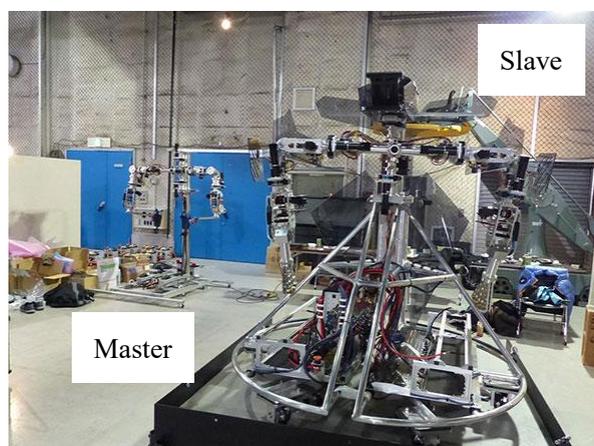


Fig.3.36 Master-slave robot [68].

人間の力を増幅するマスタースレーブロボットは、人間の肉体的苦痛を軽減することを主な目的として利用することから、要求される性能として、即応性、位置決め精度、出力(シリンダの推力)が指標になると推測される。開発した空気圧マスタースレーブシステムを人間の力を増幅するロボットとして使用することを想定した場合、スレーブに組み込むシリンダの径を大きくすることによって、要求される出力を得ることは比較的容易であるが、即応性や位置決め精度の向上とトレードオフとなる。生産現場の搬送システムへ組み込む場合と同様、空気圧機器の大型化によって増大する供給空気量に対応した圧縮空気の供給システムを構築し、空気の供給時間を短くすることにより即応性や位置決め精度を改善した上で、マスタースレーブロボットが開発可能であると考えられる。

以上の検討結果より、提案する空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだ移乗介助用パワーアシストスーツ、搬送システム、人間の機能を拡張するマスタースレーブロボットなどの開発が可能であるという見通しが得られた。

3.6 まとめ

第3章では、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案するとともに、性能を評価して、アプリケーション開発の可能性を検討した。

その結果、以下に示す知見を得た

1. 機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを実現し、20 m 程度の配管長においてもステップ応答における立ち上がり時の応答の遅れが 0.2 s 以内、スレーブの可動域に対して目標の変位に対する偏差が数%程度であることを実験により確認した
2. レギュレータに直結しているプーリの歯数を変えるのみで、マスターの変位や配管長に関係なくマスターの変位を任意に拡大縮小してスレーブに伝達可能であることを実験により確認した
3. 開発した空気圧マスタースレーブシステムは、アプリケーションとして想定している移乗介助システム、搬送システム、マスタースレーブロボットなど低速で数 mm 程度の位置決め精度で動作するシステムへの組み込みが可能な性能を有する
4. ステップ応答、繰り返し入力に対する応答とシミュレーションがよく一致しており、モデルが設計に利用可能である

機械的ガタや摩擦の低減によるスムーズな動作、システムの小型化、変位の増幅、空気圧供給システム、機構などのさらなる改善を行うことによって、空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだ実用的なアプリケーション開発が可能であるという見通しを得た。また、シリンダを斜めや垂直に動作させた場合や負荷を加えた際の特性を評価するとともに、スレーブの振動や衝撃をマスターにフィードバックするハプティクスを用いることによって、システムの性能や操作性の向上が期待できる。

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

本研究に取り組む中で、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる教育カリキュラムや教材が存在せず、空気圧制御に関する職業教育が十分に行われていないという知見を得た。そこで、空気圧制御に関する職業教育の現状と課題を調査した上で、第2章で論じた空気圧位置決め装置のモデル化と開発で得たノウハウを活用することにより、空気圧制御技術者の効率的な育成や空気圧制御分野の技能伝承につなげたいと考えた。そのためには、生産現場で即戦力となる空気圧制御技術者育成を目指したカリキュラム開発に関する研究を行うとともに、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する技能・技術・知識を網羅的に習得可能な実習教材を開発することが不可欠である。

第4章では、空気圧制御に関する教育の現状と課題を調査した上で、空気圧制御技術者に必要な技術要素を整理し、教育カリキュラムを検討、提案するとともに教材開発の必要性について論じる。

4.1 空気圧制御に関する教育の現状と課題

空気圧制御技術の応用分野が広がる中、生産現場において即戦力となる空気圧制御技術者の育成が急務となっている。空気圧制御システムは、図4.1に示すようにさまざまな要素で構成されており、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素が多岐にわたることが確認できる。

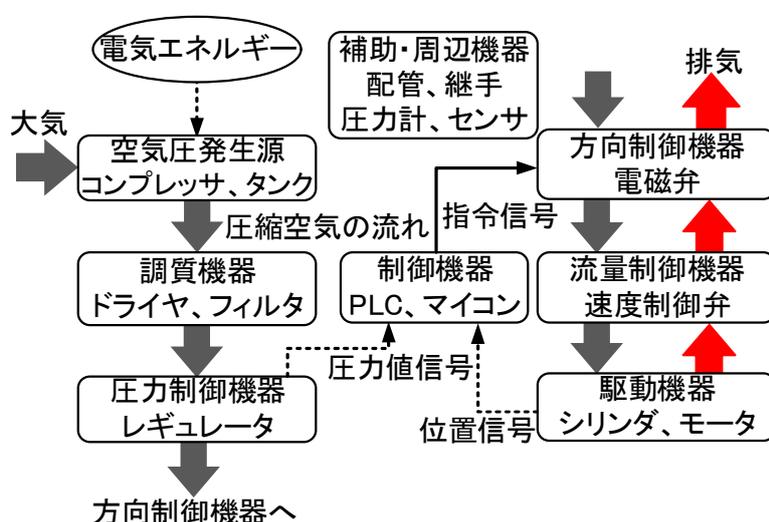


Fig.4.1 Overview of pneumatic control system.

本節では、空気圧制御に関する職業教育カリキュラムの検討にあたって、空気圧制御技術者育成における問題点を把握するため、空気圧制御に関する教育の現状と課題を調査した。

大学や高専などの高等教育機関では、空気圧技術に関する講座が少ないため、就職してからこれらの技術に接する技術者が多いという課題に直面している[22]。大学においては、流

体力学等の中でわずかに触れる程度で理論が多く、実践的な空気圧技術を教える機会が非常に少ない[23]. 高専においては、テキストと自作プリントを併用することにより、空気圧技術に関する知識の習得度を高める取り組み[24]や空気圧シミュレータを用いた空気圧シリンダ速度制御回路のシミュレーションと実機の動作との比較を行うことにより、習得度を向上させる取り組みを行っている[79]. 高専における教育内容を表 4.1 に示す. 表 4.1 に示すように、講義中心の教育内容で、空気圧技術に特化した科目が設定されていないため、空気圧制御システムの設計・構築・保守に必要な技能・技術を網羅的に習得させることが難しい. 高等教育機関における空気圧制御に関する教育の現状を踏まえ、JFPS(一般社団法人日本フルードパワーシステム学会)におけるフルードパワー教育事業の一環として、企業においてはじめて油空圧技術に携わる人材を対象とした座学で学んだ内容を実習で体験し、興味と理解を深める導入教育を実施している[80].

一方、空気圧機器メーカーの講習や職業訓練においては、空気圧技術に関する教育が行われているが、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する技能・技術・知識が網羅的に習得可能な実習が不足している. 空気圧機器メーカーで実施している講習内容と職業訓練で実施している空気圧関連分野の講義・実習内容との比較をそれぞれ表 4.2, 表 4.3 に示す. 表 4.2, 表 4.3 より、空気圧機器メーカーで実施している講習内容と職業訓練における講義・実習内容がよく一致していることが確認できる. 空気圧を利用して自動化装置を設計する技術者には、高度な理論より実践的な空気圧技術の習得が必要であるため、空気圧機器メーカーにおいては、実際の空気圧機器を組み合わせて目的の動きを作り上げていく講習が行われている[23]. 実践的な講習であるが、狭い範囲の技術要素に特化していること、経験することによって自身の知識やスキルを積み上げるプロセスが不足していることから応用につながらないことが懸念される. また、職業教育が理論と実際をリンクさせる役割を果たしていないため、課題解決力、応用力、開発力が高い空気圧制御技術者が短期間で育成できない、技能伝承の体制が不十分であるという課題に直面している.

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

Table 4.1 Lectures and practical training contents in college.

講義	実習
空気圧の特徴, 空気圧システム 空気圧アクチュエータの種類 弁の種類, 弁の相当有効断面積 圧力変化速度式の導出 質量流量式の導出 空気圧システムのモデル化	空気圧回路のシミュレーション 速度制御回路

Table 4.2 Course contents of pneumatic equipment manufacturer.

技術要素	訓練時間
空気圧の基礎	6~12H
空気圧機器の構造・動作原理, 機能・役割	6~12H
空気圧回路構成	6~12H
制御回路, メカトロニクス	6~12H
システムのサイズ選定・考え方	6H
駆動制御系の機器サイズ選定	6H
省エネ手法理論	6H
空気圧システムの保守・保全, トラブル対策	6~12H
「空気圧装置組立て」職種の受検対策	6~12H

Table 4.3 Lectures and practical training contents in vocational training.

技術要素	訓練時間
空気圧の基礎	18H
空気圧機器の選定	18H
空気圧回路設計	12H
空気圧制御の概要	18H
有接点シーケンス・PLCによる電気空気圧制御	24H
空気圧機器を組み込んだ自動化システムの設計・製作	72H
空気圧システムの省エネ化	12H
空気圧システムの保守・保全, トラブル対策	18H

次に、企業における空気圧制御技術者育成に関する問題点を把握するため、フルードパワー企業における人材開発の課題を調査した。

製造業のフルードパワー関連職種の各職務に必要な職業能力は、厚生労働省が公表している職業能力評価基準[81]に示されている。

フルードパワー分野における職業能力評価制度整備事業の一環として、包括的職業能力評価制度整備委員会が開催され、活動報告書が中央職業能力開発協会から公表されている[82]。活動報告書の中で、近年、大学や大学院、高専等の学校教育において油空圧技術を体系的に教えるところが減少しており、フルードパワー分野の企業が直面する人材育成上の重要な課題として、高付加価値製品を生み出す優秀なエンジニアの確保・育成を挙げている。具体的な課題を表4.4に示す。表4.4から、フルードパワー分野の企業においても、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する技能・技術・知識の習得に加え、他分野の技術者との協調やクロスオーバーの知識を習得した空気圧育成技術者育成が重要な課題であるという認識を持っており、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者育成の必要性が裏付けられている。

したがって、空気圧制御技術者の効果的な育成を実現するとともに、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育を実施するために必要なカリキュラムの検討が不可欠である。

Table 4.4 Human resource development issues in companies in the fluid power field.

<ul style="list-style-type: none"> ➤ 固有技術・専門技術に精通し、後進に指導することができる人材の育成 ➤ 空気圧機器全体の様々な技術領域に対応できる人材の確保 ➤ 機械や電気・電子、制御等、複数の技術領域に通じたエンジニアの確保・育成 ➤ 異業種交流等によるレベルアップ ➤ スペシャリスト型社員の育成が不十分であり、該当者が存在しても、人事・賃金制度上適切な処遇が難しい ➤ 開発・設計・製造コンセプトを保有した技術者の育成と部下への伝承が必要
--

4.2 空気圧制御技術者が習得すべき技術要素

効果的な空気圧制御技術者育成の実現には、どのような内容をどのレベルまで教えるかを考えることが重要である。そこで、表4.2に示す空気圧機器メーカーで実施している講習内容[83][84]、表4.3に示す職業訓練のモデルカリキュラムで提示されている講義・実習内容[85]に加え、生産現場で求められている技術者像[23][81][86]を調査することにより、空気圧制御に携わる生産技術者に必要な技術要素を整理した。空気圧制御技術者育成に関する課題を表4.5に示す。表4.5に示すように、空気圧制御技術者には、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する技能・技術・知識の習得に加え、他分野の技術者との協調やクロスオーバーの知識が必要であることが明らかとなった。

一方、技能伝承の観点からは、自分の専門領域は問わず、経験することによって自身の知

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

識やスキルを積み上げるという重要なプロセスが空気圧制御に関する職業教育には不足しており、本来人材育成と同時にされるはずの技能伝承が途切れてしまうという指摘がある[23]。空気圧機器メーカーの講習においては、新規顧客の獲得、受注を確実にする活動、販路拡大につなげることが大きな目的であるため、技術要素は網羅しているものの時間数が短い傾向にあること、職業訓練においては、時間数は確保しているが基礎的な内容が多い傾向にあることから、現状を的確にとらえた指摘であり、表 4.2, 表 4.3 に示すカリキュラムの問題点でもある。また、空気圧システムのアプリケーション開発に関する実習は、メーカーの講習会や職業訓練では行われておらず、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する実践的な技能・技術・知識が網羅的に習得可能な実習が存在しないことも表 4.2, 表 4.3 に示すカリキュラムの問題点として挙げられる。これまで述べた空気圧制御に関する教育の現状と課題を踏まえ、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素を表 4.6 に示す。

表 4.5 に示す空気圧制御技術者育成の課題の中で、専門分野以外にも複合技術を理解して他分野の技術者と協調すること、クロスオーバーの知識が必要であることに着目し、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素の項目として、空気圧制御の自動化技術を追加した。空気圧制御システムに関しても他の制御システム同様、従来は機械要素のみで構成していた制御部分を電子制御へ置き換えることにより、機構の簡略化による信頼性の向上や製品の高付加価値化などを実現している。その一方、電子制御技術の発達とともに、機械式制御技術が衰退しつつある。機械式制御を電子制御にどの程度置き換えるかは、制御対象によって異なる。そのため、機械式制御と電子制御の両方に精通し、最適な置き換えを判断できる空気圧制御技術者の育成が不可欠であると考え、習得すべき技術要素の項目として、空気圧制御の自動化技術を追加した。

Table 4.5 Problems of pneumatic control engineer training.

-
- 専門分野のスペシャリストであることはもちろん、これ以外にも複合技術を理解して、他分野の技術者と協調すること
 - 習得すべき知識や技術の範囲は非常に広い
 - 理論だけでなく合理性のセンスが必要
 - 大学では実践的な空気圧技術を習得させるための講義・実習が非常に少ない
 - 空気圧制御システムの設計・製作・保守を行う技術者にとって必要な知識は、高度な理論ではなく実践的な空気圧技術
 - 若い技術者たちのものづくりの技術力が低下
 - 数 10 億円にもなるラインの設備投資を行う上で、使用する機器やメーカー選定を 20 代後半から 30 代前半の若い技術者が主導
 - 機械設計と電気設計の境界がなくなってきているため、技術者にはクロスオーバーの知識が必要
-

Table 4.6 Technical elements for pneumatic control engineers to learn.

項目	技術要素
空気圧制御の基礎技術	空気圧概要, 基本法則・原理, 空気圧システムの基本構成
空気圧機器の選定技術	空気調質機器, 制御弁, アクチュエータ, 空気圧機器選定
空気圧制御システム設計技術	速度制御回路(基本回路), 圧力制御回路, 中間停止回路, 機械系設計, 制御系設計
空気圧制御の自動化技術	機械式制御と電子制御の概要・基本構成, 機械式制御の電子制御への置き替え
空気圧システムのトラブルシューティング	空気圧機器のトラブルシューティング, 空気圧制御システムのトラブルシューティング
空気圧システムの省エネルギー技術	圧縮空気の省エネルギー化, エアブローの効率化, 圧力損失の改善
空気圧制御実習時の安全衛生	圧縮空気の取り扱い, 配管時の安全確保, 空気圧機器と他の機器との干渉

4.3 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討に際し、厚生労働省が公表している職業能力評価基準[81]を参考とした。職業能力評価基準は、平成14年度から、業種横断的な事務系職種のほか、電気機械器具製造業、ホテル業などものづくりからサービス業まで幅広い業種において必要とされる職業能力の評価基準を整備したもので、仕事をこなすために必要な「知識」と「技術・技能」に加えて、「成果につながる職務行動例(職務遂行能力)」を業種別、職種・職務別に整理したものである。

能力ユニット別職業能力評価基準の例を表4.7に示す。表4.7に示す能力ユニット「空気圧装置の設計」の場合、必要な職業能力として、「複数の空気圧機器を組み合わせた空気圧機器を開発設計する能力」が提示されている。能力ユニット「空気圧装置の設計」は、3つの「能力細目」から構成され、基本的には Plan-Do-See という仕事のサイクルに沿ってそれらを設定している。また、職業能力評価基準は「職務遂行のための基準」と「必要な知識」を記述しており、前者は、技能・技術に加えて、いわゆるコンピテンシーを含んだ基準であり、評価の見極めとなるような典型的な職務行動例を、後者は、職務遂行の前提として理解しておくべき15項目を提示している。

本研究では、空気圧制御に関連する能力ユニットの「必要な知識」に着目し、空気圧制御技術者の効果的な育成に必要な教育カリキュラムの内容を検討した。

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

Table 4.7 Example of vocational ability evaluation criteria by ability unit [81].

ユニット番号 07S209L44

選択 能力ユニット	能力ユニット名	空気圧装置の設計	共 通	
	概 要	複数の空気圧機器を組み合わせた空気圧装置を開発設計する能力		
能力細目	職務遂行のための基準			
①空気圧装置及び関連技術に関する知識の獲得と指導	<p>○様々なタイプの空気圧装置設計に精通し、設計のコツやノウハウを体系立てて部下・後輩に伝授するなど、社内において知識面・技術面での指導的役割を果たしている。</p> <p>○顧客や社内の研究部門、営業技術部門等のキーパーソンと常時連絡をとり合い、互いの知識やノウハウを交換しながら、今後の製品開発構想を構築している。</p>			研 究
②空気圧装置の設計	<p>○付加価値を創出し自社の市場競争力を決定づけるような空気圧装置の設計・指導を行っている。</p> <p>○仕様に応じてコスト、エネルギー効率、安全性、保守性等の面から最適な空気圧装置設計を行い、市場における自社製品のプレゼンス向上を実現している。</p>			研 究
③設計の検証	<p>○豊富な設計・評価実績を有し、関係部門と連携しながら装置全体の評価を行い、改善すべき点を迅速に判断して修正指示を出している。</p> <p>○設計の検証結果を整理して部門内にフィードバックするなど、将来に向けた組織全体の設計クオリティ向上を実現するための取組を行っている。</p> <p>○従来の設計プロセス全体を見直して改善を加えるなど、常に設計のスピードアップに向けた取組を行い、自ら実践するとともに組織的に展開している。</p> <p>○設計した空気圧装置に関連する特許出願等に係る判断(出願の是非、タイミング等)を戦略的にを行っている。</p>			開 発 設 計
●必要な知識				
<p>1. 空気圧に関する基本的知識(基礎物理、流体力学等)</p> <p>2. 油圧及び空気圧用語と図記号の知識(JIS B 0142:1994, JIS B 0125-1:2001)</p> <p>3. 空気圧回路に関する知識</p> <ul style="list-style-type: none"> ・基本回路(駆動回路、論理回路等) ・電気空気圧制御回路 ・応用回路(増圧回路、衝撃回路、テンション回路等) <p>4. 空気圧システムの基本構成(機能、役割、種類等)</p> <ul style="list-style-type: none"> ・圧縮機、空気圧制御弁、空気圧アクチュエータ、配管・継手等 <p>5. 空気圧計算法に関する知識</p> <ul style="list-style-type: none"> ・圧縮性、空気消費量、空気漏れ量、圧力損失、エネルギー損失等 <p>6. 空気圧回路計算の知識(圧力損失、流れ損失等)</p> <p>7. 空気圧制御に関する知識</p> <ul style="list-style-type: none"> ・制御方程式 ・同期制御、シーケンス制御、電気空気圧制御システム 	<p>8. 配管・継手、シール技術に関する知識</p> <p>9. 空気圧装置の組立・調整に関する知識</p> <p>10. 本体機械、プラントなど、顧客側(納品先)の機器・システムの知識(構造・機能等)</p> <p>11. 空気圧機器の最新開発動向</p> <p>12. メカトロニクスの基礎知識(電気・電子、機械、制御)</p> <p>13. 学会や各種技術者の会合に関する知識</p> <p>14. 空気圧装置関係の規格・法令</p> <ul style="list-style-type: none"> ・JIS規格(空気圧システム通則(JIS B 8370:2000)、設計対象となる装置関連の規格等) ・(社)日本フルードパワー工業会規格 ・労働安全衛生法令 等 <p>15. 空気圧装置に関する工業所有権(特許・実用新案等)</p>	生 産 技 術	営 業 技 術	

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

4.1 節、4.2 節における調査結果と職業能力評価基準の内容を踏まえ、空気圧制御技術者の効果的な育成と空気圧の理論と実際をリンクさせる職業教育の実現を目指した空気圧制御に関する教育カリキュラムを表 4.8 に示す通り提案する。提案する教育カリキュラムでは、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素の項目をカテゴリーとして整理し、従来のカリキュラムを再構成した。この教育カリキュラムを提案した背景として、空気圧機器メーカーの講習会や職業訓練では、空気圧制御システムの技術要素に関する技能・技術・知識が網羅的に習得可能な実習を実施していないことが挙げられる。そこで、幅広い技術要素を網羅した形で実践的な技能・技術・知識が習得できるよう、従来のカリキュラムにはないアプリケーション開発のカテゴリーを追加した。アプリケーション開発のカテゴリーの特徴として、理論と実際をリンクさせた教育、すなわち空気圧位置決め装置の製作実習を通して、装置開発のプロセスを経験させる教育を行うことが挙げられる。提案する教育カリキュラムに含まれる幅広い技術要素が習得可能な実習を空気圧制御技術者の効果的な育成や技能伝承につなげることを考えた場合、空気圧システムを組み込んだアプリケーションを例として、受講者に装置の設計・製作に関する一連のプロセスを習得させる教育が有効である。したがって、教材を開発した上でこのカリキュラムを展開することにより、課題解決力、応用力、開発力の高い空気圧制御技術者の育成が実現できると考える。

ただし、高等教育機関での職業教育においては、提案する教育カリキュラムをすべて入れ込むと他の科目に影響を及ぼすことが懸念される。そこで、表 4.8 に示す訓練時間で空気圧制御技術者を育成する立場にある職業訓練指導員等を対象とした研修に展開し、高等教育機関での職業教育においては、基礎教育を中心に展開することが現実的であると考えられる。

Table 4.8 Educational curriculum on pneumatic control.

カテゴリー	技術要素	訓練時間
空気圧の基礎	空気圧概要, 基本法則・原理, 空気圧システムの基本構成	18H
空気圧機器	空気圧機器の構造, 動作原理	18H
空気圧基本回路	速度制御回路, 中間停止回路, 一往復回路, 連続動作回路	18H
空気圧制御	全空気圧制御, 有接点シーケンスによる空気圧制御, PLC による空気圧制御	18H
空気圧システムの保全	空気圧機器および空気圧システムの保全, トラブル対策	18H
空気圧システムの省エネルギー化	圧縮空気の省エネルギー化, エアブローの効率化, 圧力損失の改善	18H
アプリケーション開発	空気圧位置決め装置の製作(機器選定, 制御系設計, 機械系設計, 組み立て, 動作確認, 特性評価など)	72H

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

提案する教育カリキュラムを展開するためには、対象者、授業科目を具体化した上で、実施時期、到達目標、授業計画、評価方法等を検討することが不可欠である。生産現場で即戦力となる空気圧制御技術者を育成するためには、提案する教育カリキュラムを高等教育機関、職業訓練、空気圧機器メーカーの講習会、空気圧機器メーカーにおける OJT(On-the-Job Training)などに展開することが必要となる。

本研究では、空気圧制御技術者育成を担う職業訓練指導員の候補者を対象とした職業教育に展開することを想定して、教育カリキュラムのカテゴリーごとに授業科目を設定するとともに、実施時期、到達目標、授業計画、評価方法等検討した上で、シラバスを作成した。はじめに、高度職業訓練総合課程の学生を対象として、カテゴリーごとに授業科目を設定した。

カテゴリーごとに設定した授業科目を表 4.9 に示す。授業形態は、空気圧アプリケーション開発実習以外は講義形式であるが、必要に応じて実習を行うことにより、短期間で到達目標が達成できるよう工夫している。カテゴリーごとの授業科目を設定した後、授業科目ごとのシラバスを作成した。シラバスの書式は、職業能力開発総合大学校で使用されているものを活用し、専攻/科名、科目・コース区分、授業形態、履修年次および開講時期、単位数(訓練時間)、必修/選択、担当者、授業の目的と概要、到達目標、授業計画、評価方法、教科書及び参考書、安全上の注意事項、主な使用機器、受講要件の 15 項目を記載するものとした。授業の目的と概要において、目的と概要に加え、授業の目標を詳細に記述するとともに、到達目標を提示することによって、科目の必要性や学習する目的を理解した上で授業に取り組めるよう工夫した。

作成したシラバスの例を表 4.10 に示す。

Table 4.9 Course subjects set for each category of the proposed educational curriculum.

教育カリキュラムのカテゴリー	授業科目	授業形態
空気圧の基礎	空気圧概論	講義
空気圧機器	空気圧機器	講義
空気圧基本回路	空気圧回路	講義
空気圧制御	空気圧制御	講義
空気圧システムの保全	空気圧設備保全	講義
空気圧システムの省エネルギー化	空気圧設備管理	講義
アプリケーション開発	空気圧アプリケーション開発実習	実習

第4章 空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討

Table 4.10 Syllabus example.

総合課程 シラバス

課程名：総合課程

専攻/科名		授業科目名 (英文授業科目名)	単位数 (時間数)	担当者
機械専攻		空気圧概論 (Introduction to Pneumatics)	(18H)	
科目・コース 区分	工学教育科目			
授業形態	講義			
履修年次 開講時期				

授業の目的と概要
<p>【目的】(上位目標)産業機械、工作機械、自動化装置などの広い分野で空気圧システムが導入されている。したがって、生産技術を担う人材であるプロセス・インベータは、空気圧制御システムについて精通していることが不可欠である。本講義では空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う生産技術者に必要な技術要素に関する基本的な知識を習得する。</p> <p>【概要】 空気圧の概要、基本原理・法則、空気圧システムの基本構成について学習する。</p> <p>【授業の目標】 空気圧の概要、基本原理・法則、空気圧システムの基本構成について資料等を用いてポイントを述べながら説明でき、生産技術に活用することができる。</p>

到達目標
<ol style="list-style-type: none"> 1. 空気圧技術の概要が説明できる。 2. 空気圧システムの基本構成が説明できる。 3. 空気圧の基礎が説明できる。 4. 空気圧に関する基本法則・原理が説明できる。

授業計画		備考
1	空気圧技術の概要	
2	空気圧システムの基本構成	
3	空気圧技術の活用事例	
4	空気の性質	
5	空気の圧力	
6	気体の状態変化	
7	シリンダの推力計算	
8	空気圧に関する基本法則・原理	
9	評価	

評価方法	課題、試験により評価する。
教科書及び参考書	教科書： 自作テキスト 参考書： タイトルに「空気圧」が含まれるもの。
安全上の注意事項	圧縮空気の噴流によって大けがをする場合があるため、取り扱いには十分注意する。また、空気圧機器間の配管を行う場合、必ず圧縮空気の供給を止める。
主な使用機器等	空気圧位置決め装置一式
受講要件※	物理学Ⅰ(1年次前期)で力、ニュートンの運動法則、等速運動、等加速運動、物理学Ⅱ(1年次後期)で仕事、エネルギーについて理解しておくことが望ましい。
その他	

※受講要件は、必要性に応じて記載する。

4.4 教材開発の必要性

空気圧制御に関する教育の課題として、空気圧制御システムに関する技能・技術・知識を網羅的に習得可能な実習が実施されていないこと、試行錯誤や気づきを経験することによって自身の知識やスキルを積み上げる技能伝承に必要なプロセスが不足していることを示した。この状況が続けば、我が国の製造業のものづくり技術や世界的競争力が低下するとともに、空気圧制御分野の技能伝承に支障をきたすことが懸念される。このような現状と課題を踏まえ、4.3節で提案した教育カリキュラムを展開する際、空気圧アプリケーション開発実習において空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素を効率的に習得させるための教材を検討することが必要である。また、本研究における装置開発のプロセスをどのように職業教育につなげ、理論と実際をリンクさせるかを考えることが重要である。

本研究において、空気圧制御システムに関する生産現場で求められるレベルの技能・技術・知識を網羅的に習得させるために不可欠な実習装置、テキスト、指導要領などの教材開発を行うことにより、空気圧制御システムに関する教育内容が充実し、産業界が求める即戦力となる空気圧制御技術者育成に貢献できる。また、研究開発と生産技術を有機的にリンクさせることにより、課題解決力、応用力、開発力が高い空気圧制御技術者育成が実現可能となる。したがって、提案した教育カリキュラムのアプリケーション開発のカテゴリーにおいて、受講者に知識やスキルを積み上げるプロセスを経験させることが可能でかつ、理論と実際をリンクさせることが可能な実習装置の開発が必要である。また、空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う上で重要かつ基本となる技術・知識を網羅した形で効率的に習得させるためのテキスト作成も必要である。

4.5 まとめ

第4章では、空気圧制御に関する教育の現状を調査した上で、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素を整理するとともに、空気圧制御に関する教育カリキュラムを検討し、提案した。また、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育を効果的に展開するために不可欠な教材開発の必要性を論じた。その結果、以下の知見を得た。

1. 効果的な人材育成の実現には、どのような内容をどのレベルまで教えるかを考えることが重要である
2. 職業教育において、理論と実際をリンクさせるカリキュラムが必要である
3. 空気圧制御システムの設計・構築・保守のプロセスを経験させる教育が必要である

先人が培ってきた技能・技術を見直し、網羅した形で職業訓練などの職業教育に展開することにより、空気圧制御に関する技能・技術の伝承に貢献できると考える。また、第2章で述べた空気圧位置決め装置の開発プロセスで得たノウハウを理論と実際をリンクさせる職業教育を通して広く普及させることにより、我が国のものづくり技術や製造業の国際競争力の向上に寄与できると考える。

第5章 空気圧制御に関する教材開発と職業教育の試行

第2章、第3章において、空気圧位置決め装置の特性評価と機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムの開発に取り組んだ。空気圧位置決め装置のモデル化、空気圧マスタースレーブシステムの設計・構築・特性評価のプロセスを経験する中で、空気圧制御に関する幅広い技術要素を網羅した形で技能・技術・知識が習得できたことから、空気圧位置決め装置を提案した教育カリキュラムを実施するために不可欠な教材として着目し、利用することを考えた。

第5章では、空気圧制御システムの開発と職業教育との関連について論じた上で、職業教育を効果的に実施するために必要な教材を開発するとともに、空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策を提案する。

5.1 空気圧制御システムの開発と職業教育

第4章において提案した教育カリキュラムのねらいは、空気圧制御の理論と実際をリンクさせるための職業教育を実現し、空気圧制御技術者を効果的に育成すること、技能伝承体制を確立することにある。提案するカリキュラムでは、空気圧の基礎から空気圧システムの省エネルギー化までのカテゴリにおいて基礎教育を行い、アプリケーション開発のカテゴリにおいて、空気圧位置決め装置の製作実習を通じた実践的な教育を行う。提案する教育カリキュラムを着実に実施し、効果的な空気圧制御技術者育成、技能伝承を実現するとともに、理論と実際をリンクさせる職業教育を実施するには教材開発が不可欠である。そこで、職業教育を通して空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせることを目的として、指導要領、テキスト、空気圧アプリケーション開発実習教材を開発した上で、提案する教育カリキュラムを着実に実施する方策を提案する。また、幅広い技術要素の習得だけでなく、試行錯誤や気づきを経験することによって自身の知識やスキルを積み上げる技能伝承に必要なプロセスが体験できる要素が含まれることも重要である。空気圧位置決め装置のモデル化や空気圧マスタースレーブシステムの開発において、工学的アプローチによるモデル化、プロトタイプ的设计・製作、特性評価等一連の研究を行うことにより、移乗介助用パワーアシストスーツ、搬送システム、人間の能力を拡張するマスタースレーブロボット開発が可能であることを明らかにした。一方、空気圧位置決め装置を教材として活用することに着目し、即戦力となる空気圧制御技術者育成を目的とした教育工学的なアプローチによる研究は極めて少なく、先行事例はほとんどない。空気圧位置決め装置のモデル化や空気圧マスタースレーブシステムを設計・構築・特性評価する中で経験した試行錯誤や気づきを教育カリキュラムに反映させるとともに、空気圧位置決め装置を実習教材として教育カリキュラムに展開することにより、空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせるよう教育するという方向性を明確化することが必要である。空気圧制御技術の需要がさらに拡大すると予想される中、我が国の製造業におけるものづくり技術の向上や空気圧制御分野の技能伝承の観点から、空気圧制御システ

第 5 章 空気圧制御に関する教材開発と職業教育の試行

ムを構成する幅広い技術要素を習得した技術者育成を実現することはもとより、空気圧制御分野に精通した研究者を育成することも重要である。そこで、空気圧位置決め装置や空気圧マスタースレーブシステムを実習教材として用いることによって、効果的な技術者育成が実現可能な理由をフルードパワー分野における職業能力評価基準を調査した結果から考察する。

フルードパワー分野における職業能力評価基準の全体構成を表 5.1 に示す。職業能力評価基準の中で、研究職種は新製品・新技術の研究を行う仕事、開発設計職種が仕様に基づき製品の図面、製造仕様書、指図書等を作成する仕事、加工職種が原材料や部品等の形状・性質を変えることで要求機能を与える仕事、組立職種が必要な機器・部品を用意し、工具・機械等を用いて部品を組立て、調整する仕事、検査職種が部品や製品の特性に関して測定・試験等を行い、規定・規格に適合しているか判定する仕事、保全職種が工場や設備の点検・調整を行い、正常・良好な状態に保つ仕事と整理されている。ここで示した 6 つの職種のうち、研究職種と開発設計職種が技術系職種、それら以外が技能系職種として分類されている。

Table 5.1 Overall composition of vocational ability evaluation criteria in the field of fluid power [81].

【技術系職種】

職種	職務	レベル1	レベル2	レベル3		レベル4	
		スタッフ	シニア・スタッフ	スペシャリスト	マネジャー	シニア・スペシャリスト	シニア・マネジャー
研究	要素技術研究						
	油圧機器・システム技術研究						
	空気圧機器・システム技術研究						
開発設計	油圧機器設計						
	空気圧機器設計						
	メカトロニクス設計						
	油圧装置・システム設計						
	空気圧装置・システム設計						
生産技術	生産システム設計						
	生産設備設計						
	製造技術設計						
営業技術	営業技術						

【技能系職種】

職種	職務	レベル1	レベル2	レベル3		レベル4	
		製造技能者	製造技能者	高度熟練技能者	管理・監督者	高度熟練技能者	管理・監督者
加工	鍛造						
	粉末冶金						
	金属熱処理						
	機械加工						
	放電加工						
	金属プレス加工						
	表面処理						
	ライニング						
	ダイカスト						
	プラスチック成形						
	溶接						
	塗装						
組立	油圧機器・装置組立						
	空気圧機器・装置組立						
	梱包・包装						
検査	検査						
保全	機械保全						
	工場インフラ保全						

表 5.1 において、各職種の中で複数の職務に分類されているが、本研究では、研究職種の空気圧機器・システム技術研究職務に着目して、空気圧機器・システム技術研究職務に必要な技術要素と 4.2 節で整理した空気圧制御技術者が習得すべき技術要素との比較を通じて、研究と職業教育の関連性について述べる。

研究職種の空気圧機器・システム技術研究職務における具体的な仕事の内容は、空気圧システムの省エネ化・環境対策、次世代空気圧機器など空気圧システムや空気圧機器に関する技術開発を行い、その技術の活用・応用による新製品の基本コンセプトを創造することとされている。また、求められる知識・経験として、新卒者採用の場合、大学もしくは大学院または高専等において、空気圧技術及びその基礎となる機械・制御等の基礎を十分に身につけていること、経験者採用の場合、空気圧技術開発における一定の実績をあげていることが掲げられている。

研究職種の空気圧機器・システム技術研究職務は、空気圧システム制御に関する研究、空気圧システムの省エネルギー化に関する研究、次世代空気圧機器に関する研究、医療・福祉用空気圧システムに関する研究の能力ユニットなどに分類されている。

空気圧機器・システム技術研究職務の各能力ユニットに必要な技術要素を表 5.2 に示す。表 5.2 では、先述した 4 つの能力ユニットに着目して空気圧制御に関する必要な技術要素に関する調査結果を示した。また、表 5.2 において下線を引いた技術要素は、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素に含まれることを示す。表 4.5 で示す技術要素と表 5.2 で示す下線を引いた技術要素を比較すると、空気圧機器・システム技術研究職務に従事する技術者は、研究開発に関する知識やスキルに加え、提案した教育カリキュラムの各カテゴリーにおける技術要素を幅広く包含した知識が必要であり、空気圧制御分野の研究開発と空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う生産技術者を育成するための職業教育との関連が深いことが確認できる。調査結果より、本研究で取り組んだ空気圧位置決め装置のモデル化や空気圧マスタースレーブシステムの開発は、職業能力開発基準において、空気圧機器・システム技術研究職務に相当すると推測される。したがって、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素に関するノウハウが蓄積されている空気圧位置決め装置を実習教材として職業教育に展開することにより、空気圧制御システムの設計・構築・保守のプロセスを経験させながら幅広い技術要素を網羅的に習得させることができると考えた。さらに、空気圧位置決め装置の設計から特性評価までの一連の流れの中で試行錯誤や気づきを経験させ、自身の知識やスキルを積み上げさせることも可能である。これらのことから、新たな教育カリキュラムにおいて、空気圧位置決め装置を活用した教材を用いる職業教育を空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策として提案する。

具体的には、提案した教育カリキュラムのアプリケーション開発のカテゴリーで実践的な教育を行うことにより、空気圧制御の理論と実際をリンクさせることを想定している。

Table 5.2 Technical elements necessary for pneumatic equipment and system technology research duties.

能力ユニット	必要な技術要素
空気圧システム制御に関する研究	空気圧システムの構成要素, 空気圧回路, 空気圧システム解析法, 空気圧システムの制御理論, 電気-空気圧複合駆動システム制御, 空気圧サーボ系システム, フルイデイクス, ブロック線図, 回路記号の読み方・書き方, 流体計測の知識と計測器の使い方, 空気圧システム制御に関する工業所有権に関する知識, 研究開発に必要な実験器具, 計測器具の取り扱い方法
空気圧システムの省エネルギー化に関する研究	空気圧システムの構成要素, 空気圧回路, 空気圧計算法, 空気圧システムの省エネルギー化に関する具体的事例, 空気圧システムの安全性, コンタミネーション・コントロール, 空気圧システムの省エネルギー化に関連する工業所有権, 研究に必要な計測器, 実験器具, シミュレーションソフトウェア等の活用法
次世代空気圧機器に関する研究	空気圧計測, 空気圧の基本回路及び空気圧制御システム, 各種空気圧機器に係る詳細知識, コンタミネーション・コントロール, 空気圧機器の最新製品開発動向, 関連する工業所有権, 研究に必要な実験器具, 計測器具, コンピュータ等の取り扱い方法
医療・福祉用空気圧システムに関する研究	空気圧を応用した福祉機器・システムの実例, 空気圧システムの構成要素, 空気圧システムの制御理論, 電気-空気圧複合駆動システム制御, 空気圧サーボ系システム, フルイデイクス, コンタミネーション・コントロール, 研究に必要な計測器, 実験器具, シミュレーション用ソフトウェア等の活用法

5.2 教材の概要

5.2.1 指導要領

第4章で提案した教育カリキュラムを着実に実施すること、指導ポイントを明確化することにより、空気圧制御システムを構成する幅広い技術要素に関する技能・技術・知識を短期間で網羅的に習得させることを目的として、授業科目ごとに指導要領を作成した。指導要領に記載する項目として、教育訓練課程、専攻/科名、科目・コース区分、授業科目、基礎学力の確認、関連科目、関連資格/競技大会、使用機器、準備教材/材料等、参考文献/資料、訓練指導ポイントを設定した。訓練指導ポイントにおいて、シラバスで提示している授業計

第5章 空気圧制御に関する教材開発と職業教育の試行

画の項目ごとに到達目標とリンクさせて習得させるべき内容を記載することにより、当該授業科目の指導ポイントを明確化した。訓練指導ポイントの設定にあたっては、空気圧制御システムの開発に取り組んできた経験の中で得られたノウハウを活用し、短期間での習熟度の向上と空気圧制御技術者の育成を担う職業訓練指導員への指導方法が継承できるよう工夫した。指導要領の訓練指導ポイントとして、空気圧位置決め装置のモデル化や空気圧マスタースレーブシステムの開発に取り組んできた経験の中で得られたノウハウを設定することにより、当該授業科目の指導ポイントが明確化でき、画一的な職業教育の実現と教育品質の担保が期待できる。

作成した指導要領の一部を表 5.3 に示す。

Table 5.3 Excerpt of instruction example.

訓練指導要領	
教育訓練課程：総合課程	科目・コース区分：工学教育科目
専攻／科名：機械専攻	授業科目名：空気圧概論
基礎学力の確認	力学の基礎、ボイルの法則、シャルルの法則など
関連科目	空気圧機器、空気圧回路、空気圧制御、空気圧設備保全、空気圧設備管理、空気圧アプリケーション開発実習
関連資格／競技大会	
使用機器	空気圧制御実習装置
準備教材／材料等	自作テキスト
参考文献／資料	
No.	訓練指導ポイント
	1. 空気圧技術の概要
1	空気圧技術はどのような技術であるかを理解させる。 扱う空気の圧力によるシステム名称の違いを理解させる。
	2. 空気圧システムの基本構成
2	具体例を挙げながら、空気圧システムの構成要素を理解させる。 写真や図を提示しながら、各構成要素で使用されている機器を理解させる。
	3. 空気圧技術の活用事例
1	具体例を挙げて、空気圧の長所、短所を理解させる。
3	空気圧の圧力、流れ、圧縮性の活用事例を理解させる。 空気圧技術の利用形態、技術指標を理解させる。

5.2.2 テキスト

初学者に空気圧制御の基礎を効率的に習得させることを目的としたテキストの作成にあたって、先行して利用されているテキストを調査した。市販の空気圧実習装置に付属しているテキストは、実習装置で習得可能な技術要素に特化した内容となっている。目的とする動きを作り出すために実施する実習に必要な機器の接続方法、制御装置の操作手順などの説明が主であり、取扱説明書に近い。また、高専で利用されている自作プリント[24]は、テキストに記述されているポイントを確認するためのもので自学自習が可能であるが、数式の記述が多く理論に重きを置いた内容となっている。それらを踏まえ本研究では、まず、空気圧制御の基礎に関する技術・知識を効率的に習得させることを目的として、空気圧技術の概要、空気圧の基礎、空気圧機器、空気圧基本回路、空気圧制御の章立てで、スライド 120 ページ分のテキストを作成した。テキストの一部を図 5.1 に示す。限られた訓練時間の中でいかに理解を深めていくかを考慮して、図や写真を多用して受講者に説明する内容をイメージしやすくすることを心掛けた。特に、空気圧基本回路の実習内容の説明においては、動作を文章化するとともに、空気圧回路シミュレータを併用して回路の動きを提示することにより、実際の機器の動作の理解が促進されるよう工夫した。指導要領と組み合わせて職業教育に展開することにより、初学者に空気圧制御の基礎を効率的に習得させることができ、短期間での習熟度向上が期待できる。

最終的には、表 4.8 に示す技術要素を網羅してシリーズ化したテキストを作成し、提案する教育カリキュラムと合わせて空気圧制御技術者の効果的な育成と空気圧制御に関する技能伝承に寄与することを目指す。

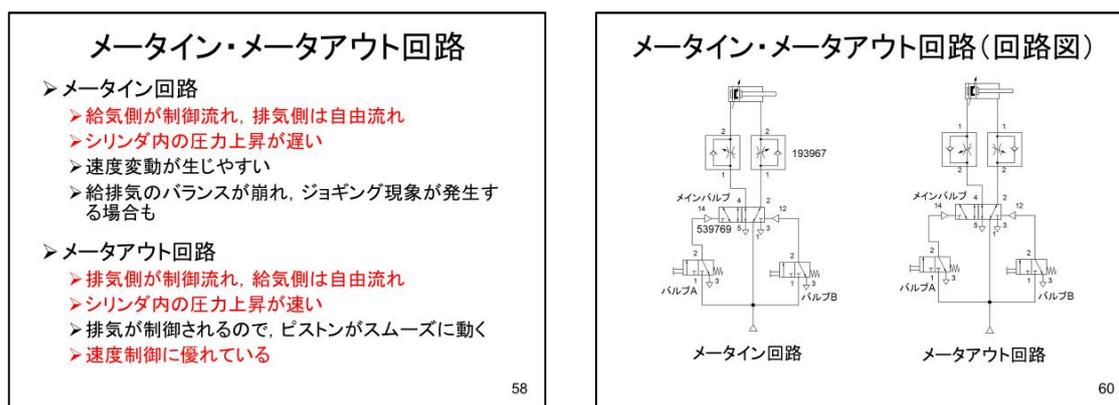


Fig.5.1 Excerpt of textbook.

5.2.3 空気圧アプリケーション開発実習教材

近年、空気圧システムは電子制御が主流で、電気を使わない空気圧制御システムが設計可能な生産技術者が非常に少ない。この状態が続けば、従来の機械制御による空気圧システムを知る技術者が皆無となり、プラント等の設計・構築・保全や空気圧制御に関する技能伝承に支障をきたす恐れがある。第4章で提案した教育カリキュラムにアプリケーション開発の κατηγοリーを追加した背景として、空気圧制御システムを設計・製作することにより、受講者に知識やスキルを積み上げるプロセスを経験させる必要があること、理論と実際をリンクさせる実習が必要であることが挙げられ、それを実現するための教材開発が不可欠である。空気圧アプリケーション開発実習の内容を検討する中で、市販されている空気圧実習装置、職業訓練用に開発された装置、機械制御による空気圧位置決め装置のいずれかを実習教材として利用することを考えた。市販されている空気圧実習装置[87][88]は、シリンダの特性、バルブの特性、エアブローの効率化などの実験・実習が実施可能で機器の選定基準に関する知識の習得やトラブル事例の体験が可能である。しかし、空気圧機器メーカーで実施している講習内容に対応した機器の構成や配置となっているため、狭い範囲の技術要素に特化され、価格が30万円～200万円以上と高い。また、職業訓練用に開発された空気圧制御機器教材[25]、空気圧応用回路トレーニングシステム[26]は、機器の接続、駆動回路の構築に関する実験・実習や機器の組み合わせ方や接続の違いによる動作の比較、流体の法則・原理を踏まえたシリンダの動作特性やエアコストの算出などの実験・実習が可能である。しかし、市販の空気圧実習装置と同様、狭い範囲の技術要素に特化されることが懸念される。したがって、図5.2に示す空気圧位置決め装置を実習教材として利用することとした。

本教材は、空気圧アプリケーション開発実習において、仕様に基づいた機器の選定から制御系および機械系設計、組み立て、配管、動作確認、特性評価に至るまでの一連のプロセスを受講者に経験させ、空気圧制御に関する幅広い技術要素を効率的に習得させることを目的として利用する。受講者が表5.4に示す手順で装置を製作する中で、空気圧制御技術者に必要な技術要素を効率的に習得させるための教育が行える。第2章でモデル化した空気圧位置決め装置をベースとしており、実習開始前は分解されている。実習開始時にレギュレータ、方向制御弁、デジタル圧力計、シリンダ、シリンダポジショナ、シリンダの位置を検出するためのポテンシオメータなどの部品を支給し、あらかじめ検討した仕様を踏まえ、空気圧制御システムを設計・製作させる。また、レギュレータ、バルブ、シリンダ、エアチューブを異なる特性を持つものに適宜組み替えて実験を行うことも可能である。さらに、流量計やひずみゲージを追加することにより、シリンダの動作特性やバルブの特性を確認する実験を行うことが可能となる。アプリケーション開発実習だけでなく、他のカテゴリーにおける実習でも使用可能な汎用性を持たせつつ、装置本体のコストを15万円程度に抑えている。

この教材は、空気圧制御の理論と実際をリンクさせるキーアイテムであり、空気圧アプリケーション開発実習における空気圧位置決め装置の設計・製作実習に活用する。この教材を用いて行う実習のメリットとして、装置のモデル化、設計、製作、解析を行うプロセスにお

いて基礎的な内容も包含していること、空気圧制御に関する知識やスキルの積み上げを理論と実際の両面で経験できること、空気圧制御システムの設計・製作・保守のプロセスの中で試行錯誤や気づきが受講者に体験可能であることが挙げられる。したがって、実践的な教育の一環として、空気圧位置決め装置の設計・製作実習を行うことにより、理論と実際を有機的にリンクさせる職業教育と技能伝承の実現が期待できる。

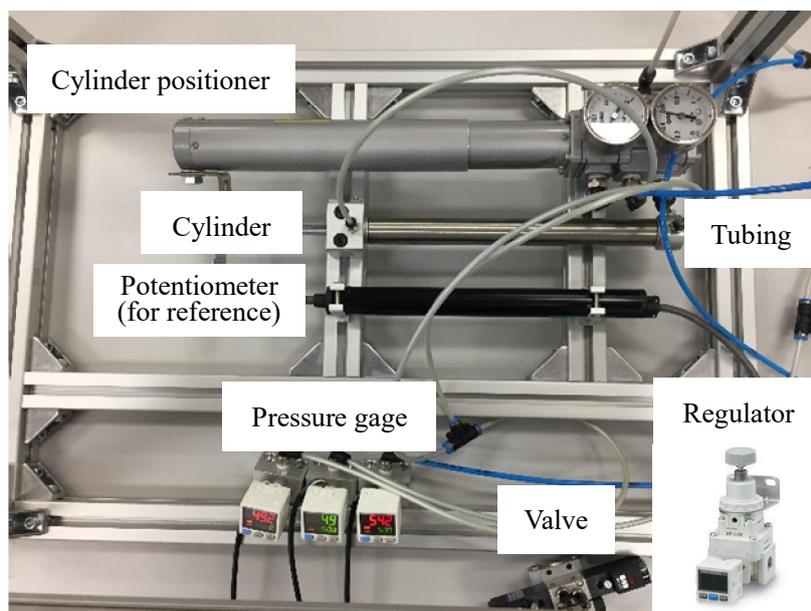


Fig.5.2 Application development training materials.

Table 5.4 Application development practice procedure.

手順	内容
1	対応可能な実験，信号空気圧の生成方法，使用圧力範囲など仕様の検討
2	動作仕様を踏まえた装置の基本構成を検討し，機器を選定
3	干渉を考慮した機器の配置とポテンシオメータの取り付け方法を検討した上で，装置の組み立ておよび配管
4	実際に装置を動作させて，仕様を満たしているかの確認と微調整

5.3 開発教材を用いた職業教育の試行

5.3.1 空気圧の基礎に関するテキストを用いた職業教育の試行

空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う即戦力となる生産技術者の育成を実現するため、育成を担う指導員も表 4.5 に示す技術要素に関する技能・技術・知識を習得していることが不可欠である。高度職業訓練の総合課程、指導員養成訓練の長期養成課程では、科目設定されているシーケンス制御実習の中で空気圧制御に関する基礎的な学科・実技の訓練を実施している。総合課程は、高校卒業者等を対象とした4年間の訓練課程で、製造現場における将来のリーダー、製造技術を革新できる技術者、職業訓練指導員候補者に必要とされる高度な技能・技術や企画・開発力などが習得可能である。また、長期養成課程は、工科系大学卒業者や総合課程卒業者、職業能力開発大学校応用課程修了者を対象とした訓練課程で、職業訓練指導員に必要とされる専門的な技能・技術に加え、指導技法などが習得可能である。限られた訓練時間の中で空気圧制御に関する基礎的な技能・技術・知識を効率的に習得させることを目指し、2018年度から5.2.1項で紹介したテキストを使用した実習を実施しており、作成したテキストを用いた教育訓練効果を検証するため、訓練開始時と訓練終了時に習得度測定を行っている。教育訓練効果を検証することにより、教育カリキュラムや開発教材の改善すべき点を明らかにし、効果的な職業教育の実現を目指す。

5.3.2 習得度測定

作成したテキストの教育訓練効果を検証するため、作成したテキストの教育訓練効果を検証するため、総合課程2年生、長期養成課程2年生を対象として訓練開始時と訓練終了時に習得度測定を行った。訓練開始時において、両課程の学生とも空気圧の基礎に関する知識は従来の教育で習得している。テキストに含まれる技術要素を勘案した上で習得すべき内容的を絞り、空気圧の基礎、空気圧機器、空気圧制御実習時の安全衛生に関する問題を合計12問出題し、制限時間を30分とした。採点后、全受講者の平均正答率を計算し、t検定を用いて訓練実施前後の習得度測定結果の有意差を確認することにより、客観的に判断することを考慮した上で、教育訓練効果を検証した。習得度測定の実施概要を表5.5に示す。

習得度測定の評価にあたって、知識・技能だけでなく、複合的な能力や学習プロセスも含めて評価するルーブリック[89][90]、社会で求められる汎用的な能力・態度・志向をリテラシーとコンピテンシーの2つの観点から測定し、自身の現状を客観的に把握するPROGテスト[91][92]、t検定の活用を検討した。ルーブリックやPROGテストは、アクティブラーニングやPBL(Project-Based Learning)を用いた教育訓練効果を評価するために使用されることが多い。一方、t検定は、ある仮説について正否を判断する「仮説検定」で用いられる方法のひとつであり、t分布を使った検定として総称されている[93]。t分布は、正規分布の母集団に関して、データの母分散がわからない場合に用いられる。母分散がわかれば母平均もわかることから、大量の要素で構成された標本のデータを分析するために頻繁に利用されている。現場では、母集団の分散があらかじめわかっているケースがまれであること、少ないサンプル

で大きな母集団の分散を算出できるメリットがあることから、母集団に対して少ないサンプルしか集められない場合にも t 検定が利用されており、工場の生産管理、新薬の効果判定、マーケティングにおけるアンケート分析などで重宝されている。教育分野においては、開発した学習教材を使用した教育訓練効果の検証[94]や指導力向上につなげるための教育訓練効果の分析[95]など、t 検定によって教育訓練の量や質を検証する事例が多い。本研究では、作成したテキストの職業教育における有用性を統計的に検証するため、t 検定を用いて習得度測定結果を評価することとした。

Table 5.5 Overview of proficiency measurement

項目	内容
対象者	総合課程 2 年生 24 名，長期養成課程 2 年生 15 名
実施時期	訓練開始時／訓練終了時
出題内容	「空気圧の基礎」，「空気圧機器」の категория，空気圧制御実習時の安全衛生
問題数	12 問（制限時間 30 分）
検証方法	t 検定を用いて訓練実施前後の平均正答率の有意差を確認

5.3.3 習得度測定結果

全受講者の平均正答率を計算し、「訓練実施前後の平均正答率に差がない」という帰無仮説のもと、t 検定によって訓練開始時と訓練終了時との有意差の有無を判断した。なお、有意差の有無は、統計量と t 分布表[96]の 1%水準(両側検定)における有意確率と比較して判断した。総合課程 2 年生 24 名，長期養成課程 2 年生 15 名(4 年制大学を卒業した学生：73.3%，大学院を修了した学生：26.7%)に対して実施した習得度測定の平均正答率を図 5.3 に示す。

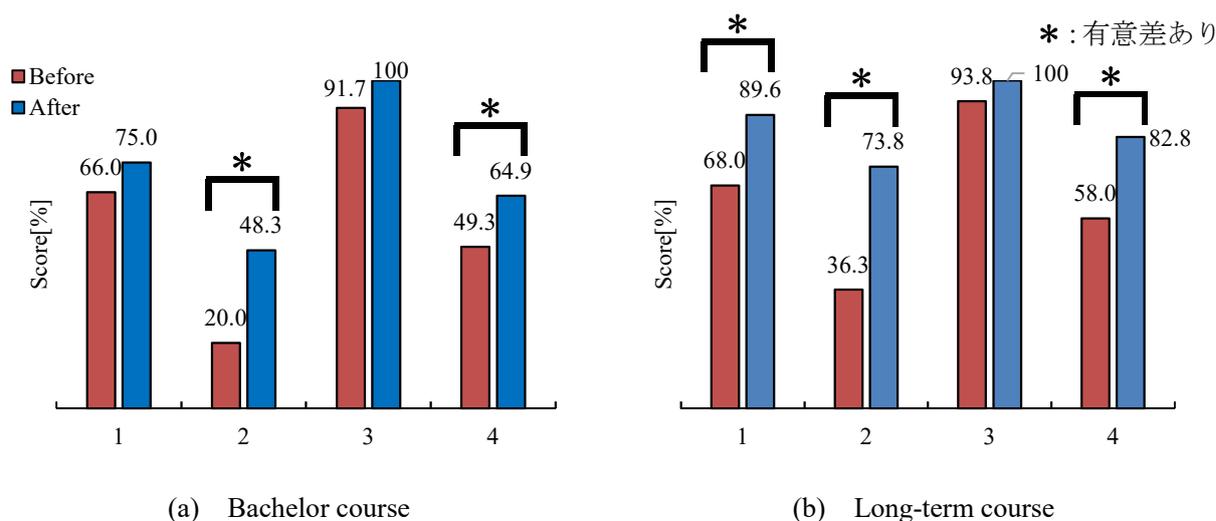


Fig.5.3 Mastery level measurement score.

1：空気圧の基礎 2：空気圧機器 3：空気圧制御実習時の安全衛生 4：全体

空気圧の基礎についての個人の正答率を図5.4, 図5.5に示す。空気圧の基礎では、空気圧技術、空気圧システム、空気圧分野における圧力から6問出題した。訓練開始時の平均正答率はそれぞれ66.0%, 68.8%, 訓練終了時の平均正答率はそれぞれ75.0%, 89.6%と向上し、長期養成課程に関しては有意差が確認できたが、総合課程に関しては有意差が確認できなかった。使用圧力の違いによる空気圧システムの分類に関しては、総合課程、長期養成課程とも習得度が高くなった。しかし、空気圧分野における絶対圧力とゲージ圧力の違いに関しては、総合課程、長期養成課程で正答率の伸びの違いが確認できる。総合課程においては、絶対圧力とゲージ圧力の違いに関するイメージがつかみにくかったため習得度が低くなり、正答率の向上は小幅にとどまったと推測される。

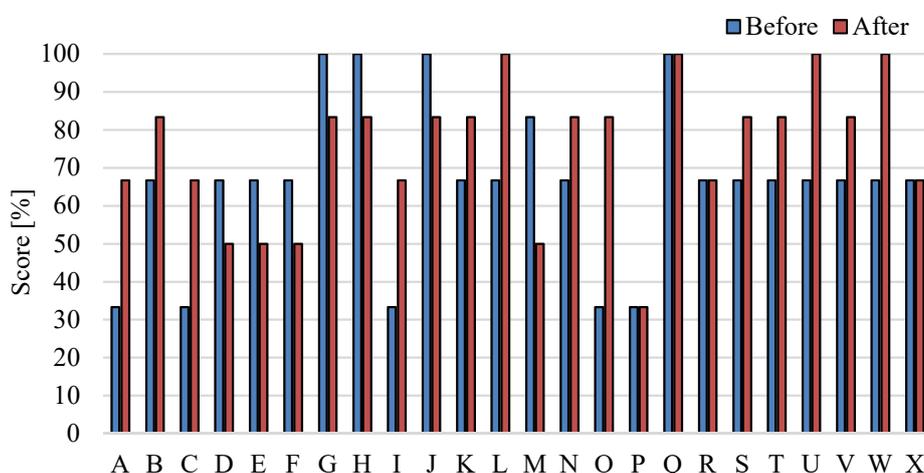


Fig.5.4 Air pressure basics score (Bachelor course of science in manufacturing technology).

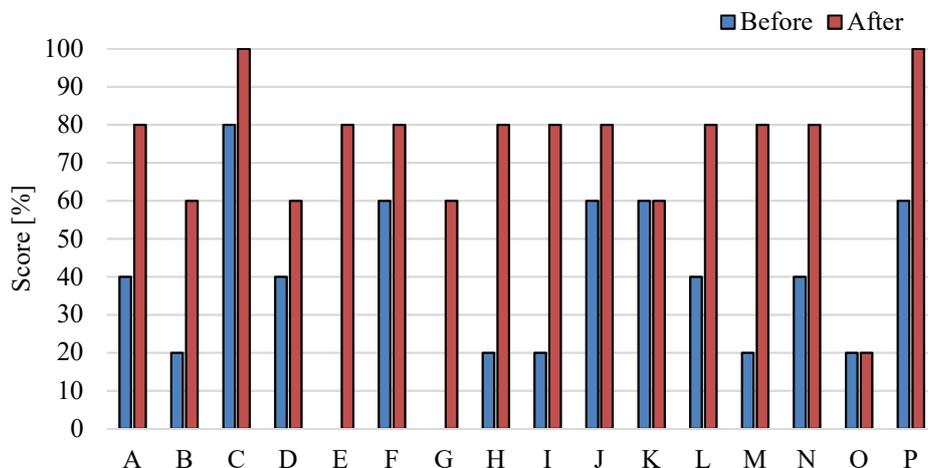


Fig.5.5 Air pressure basics score (Long-term course).

空気圧機器についての個人の正答率を図 5.6, 図 5.7 に示す. 空気圧機器では, シリンダ推力の計算, 空気圧機器の名称から 5 問出題した. 訓練開始時の平均正答率はそれぞれ 20.0%, 36.3%, 訓練終了時の平均正答率はそれぞれ 48.3%, 73.8% となり, 有意差があることを確認した. 空気圧機器の名称に関しては, 空気圧回路実習で頻出するとともに, シミュレーションにおいて図記号と対応させながら機器の写真を提示するなど工夫したことから正答率の伸びが大きくなった. シリンダの推力計算に関しては, 面積の算出を誤っているケースが見受けられたが, 正答率は大幅に向上した.

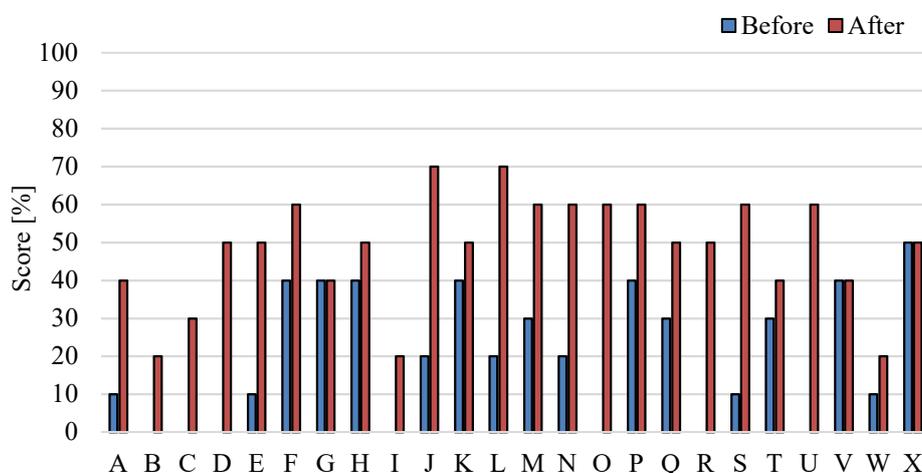


Fig.5.6 Pneumatic equipment score (Bachelor course of science in manufacturing technology).

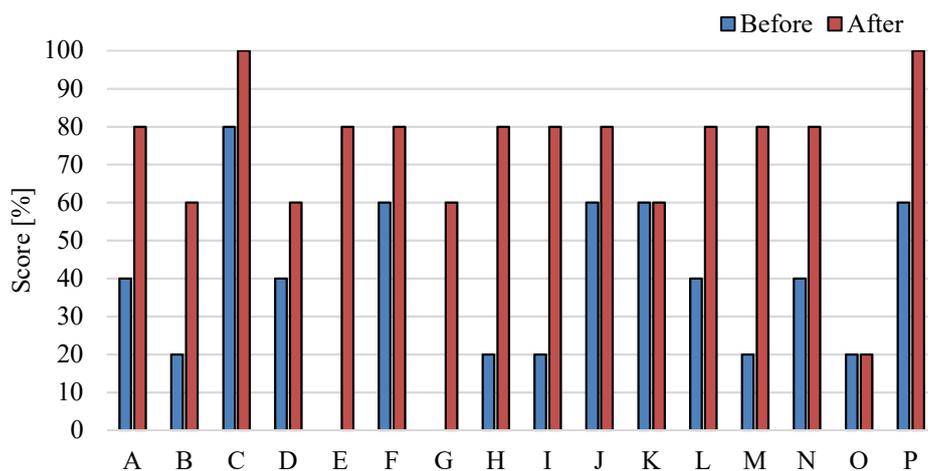


Fig.5.7 Pneumatic equipment score (Long-term course).

空気圧制御実習時の安全衛生についての個人の正答率を図 5.8, 図 5.9 に示す. 空気圧制御実習時の安全衛生では, 空気圧制御実習時の安全上の留意点から 1 問出題した. 訓練開始時の平均正答率はそれぞれ 91.7%, 93.8%, 訓練終了時の平均正答率は両課程とも 100%となり, 有意差は確認できなかった. 実習時の安全衛生に関しては, 他の実習も含め日頃から注意喚起を行っているため, 訓練開始時点で習得できているものと推測される. 総合課程, 長期養成課程とも統計量と有意確率と比較した結果, 全体と空気圧の基礎については, 統計量が有意確率より大きいことから, 訓練実施前後の有意差があることが確認できた. 空気圧機器と実習時の安全衛生については, 平均正答率は向上したものの有意差は確認できなかった.

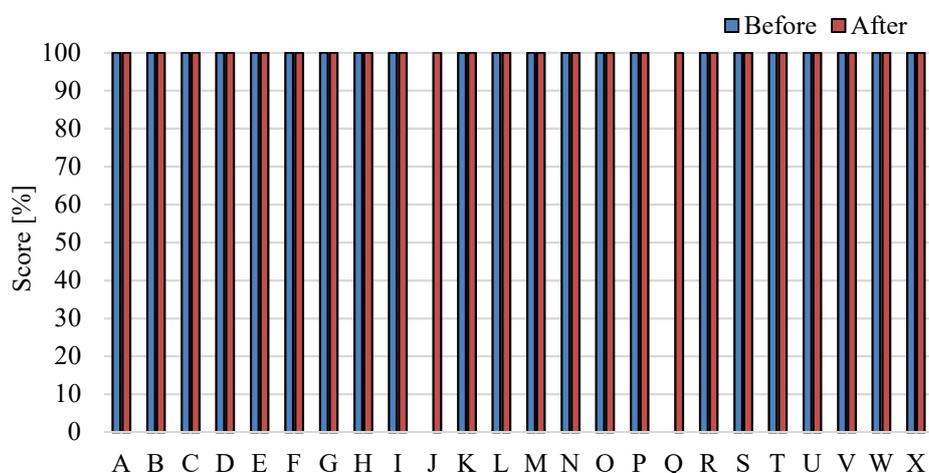


Fig.5.8 Health and safety during pneumatic control training score (Bachelor course of science in manufacturing technology).

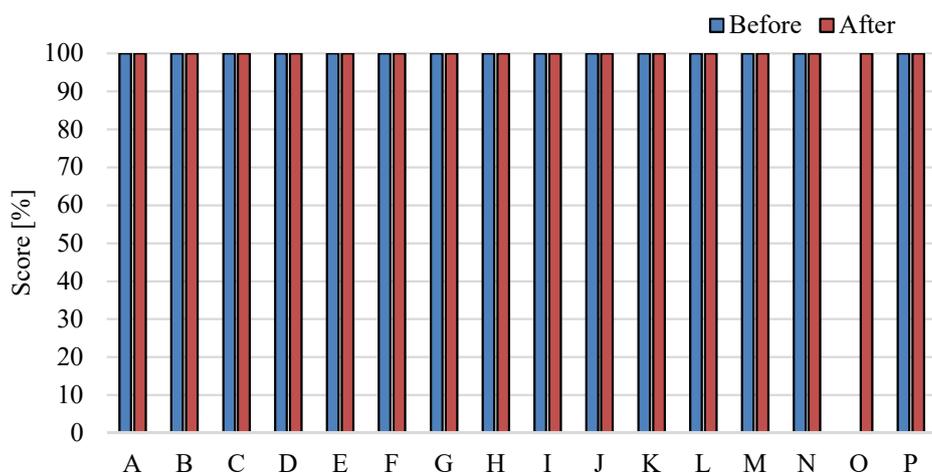


Fig.5.9 Health and safety during pneumatic control training score (Long-term course).

全体についての個人の正答率を図 5.10, 図 5.11 に示す. 全体では, 総合課程, 長期養成課程における訓練開始時の平均正答率はそれぞれ 49.3%, 58.0%, 訓練終了時の平均正答率はそれぞれ 64.9%, 82.8%となり, 有意差があることを確認した. 全体の平均正答率に有意差が確認できたことから, 作成したテキストを用いて実習を行ったことが習得度向上に寄与したと推測される. 作成したテキストを用いた教育の効果として, 図や写真を多用し, 視覚に訴えることにより空気圧制御の基礎の効率的な習得が可能となったこと, 空気圧回路シミュレータと併用することにより, 製作する回路の動作のイメージが容易になったこと, 空気圧機器と図記号との対応が明確になったことなどが挙げられ, 作成したテキストを用いる職業教育が短期間で習熟度向上に寄与していることを示している.

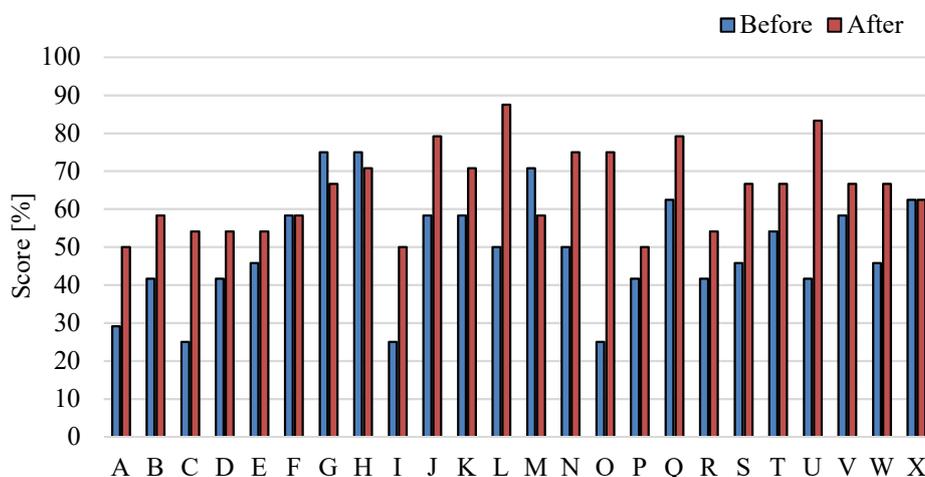


Fig.5.10 Mastery level measurement score (Bachelor course of science in manufacturing technology).

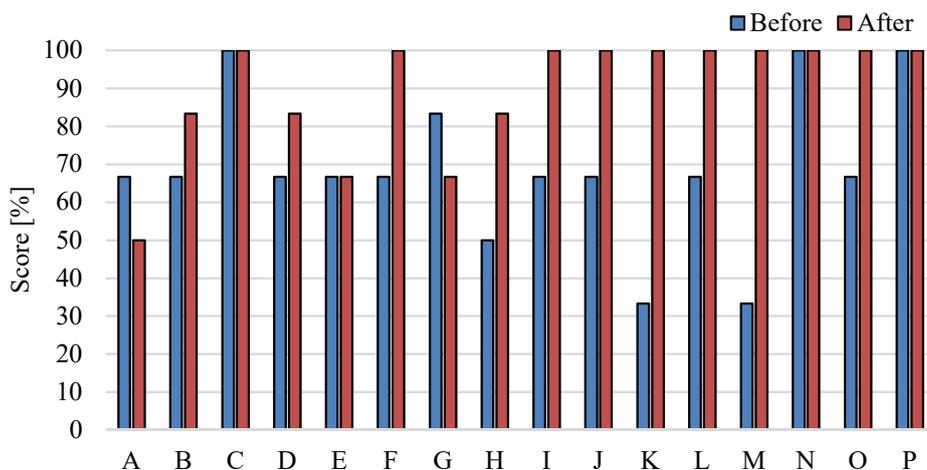


Fig.5.11 Mastery level measurement score (Long-term course).

5.3.4 空気圧アプリケーション開発実習教材を用いた職業教育の試行

開発した空気圧位置決め装置を空気圧アプリケーション開発実習の教材として利用することを想定し、開発課題実習において総合課程の4年生に表5.4に示す手順で設計・解析・製作してもらい、提案した教育カリキュラムで示した技術要素との整合性を確認した。表4.8において、空気圧アプリケーション開発実習の訓練時間を72Hと設定していることから、4コマ(1コマ2H)×9日間で空気圧位置決め装置の設計から動作確認までの一連の流れが経験できる分量とした。整合性の確認にあたっては、実習終了後に習得できた技術要素に関するヒアリングを実施し、提案する教育カリキュラムのカテゴリーと対応させて整理した上で比較した。ヒアリング結果を表5.6に示す。

ヒアリング結果から、空気圧位置決め装置を製作したことによって習得できた技術要素が提案した教育カリキュラムのカテゴリーを幅広く包含していることが確認できた。このことから、製作に必要な技術要素とカリキュラムに盛り込んでいる内容が整合していると考えられる。表5.6に示す技術要素だけでなく、装置を組み立てる際に発生した機器の干渉や動作確認時の不具合などのトラブルを解決していく過程において、試行錯誤や気づきが体験できたこと、トラブルを解決したことによってモチベーションが向上し、達成感や取り組む意欲が高まったことが実感できたと回答する学生も見受けられた。

したがって、空気圧位置決め装置を用いた空気圧アプリケーション開発実習が、知識やスキルの積み上げを促進し、理論と実際をリンクさせるものとして職業訓練に展開可能であるという見通しを得た。

Table 5.6 Hearing results of technical elements that have been acquired.

カテゴリー	習得できた技術要素
空気圧の基礎	流体力学の基礎, 有効断面積, 空気の状態方程式
空気圧機器	シリンダの推力計算, バルブの選定, 機器が流量に及ぼす影響
空気圧基本回路	流量調整の方法
空気圧制御	シリンダポジションナに入力する信号空気圧の発生方法, 空気圧位置決め装置の動作原理
空気圧システムの保全	トラブルシューティング, 装置のメンテナンス, 機器に付随するねじの取り扱い
空気圧システムの省エネルギー化	配管技術, 供給圧によるシリンダ推力の変化
その他	運動方程式, 伝達関数の導出, 周波数応答, PLCによる信号空気圧の制御, 計測技術, データシートの見方

5.4 まとめ

第5章では、提案した教育カリキュラムのポイントを示すとともに、空気圧制御システムの開発と職業教育との関連について論じた上で、職業教育によって、空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策を提案した。また、空気圧位置決め装置のノウハウを活用した教材を開発し、それらを用いた職業教育を試行した。

その結果、以下の知見を得た。

1. 空気圧制御分野の研究開発と空気圧制御技術者を育成するための職業教育は関連が深い
2. 作成したテキストを用いる職業教育によって、空気圧制御の基礎に関する習熟度が短期間で向上する
3. 空気圧位置決め装置の開発プロセスで得たノウハウを活用した実習教材が幅広い技術要素の効率的な習得を促進するもの、理論と実際をリンクさせるものとして職業教育に展開可能である

今後の課題として、高度職業訓練の総合課程、指導員養成訓練の長期養成課程に開発した実習教材を展開して教育訓練効果を検証すること、作成したテキストの改善と表 4.8 に示す技術要素を網羅したテキストの作成を進めることが挙げられる。また、t検定だけでなく、ルーブリック、PROG テストなどと組み合わせて、自ら学ぶ意欲や問題解決力、応用力などの能力も含めた習得度を評価することも重要であると考えられる。また、訓練実施6か月後、あるいは1年後に再度習得度測定を実施することも、詳細に教育訓練効果を検証する上で重要である。これらの課題に取り組むことにより、空気圧制御に関する基礎から応用までを網羅した教育体系を確立し、空気圧制御システムの設計・構築・保守を行う即戦力となる生産技術者の育成を目指すとともに、空気圧制御分野の技能伝承や理論と実際をリンクさせる職業教育の実現につなげたいと考える。

第6章 結論

本研究では、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだアプリケーションの実用化、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育の実現による効果的な空気圧制御技術者育成の実現、技能伝承体制の確立を目的として掲げた。

目的を達成すべく、空気圧位置決め装置のモデル化および空気圧マスタースレーブシステムの開発と空気圧制御に関する職業教育カリキュラムの検討と装置開発プロセスの空気圧制御技術者育成への応用を目指した研究に取り組み、それらの成果を論じた。

序論に続く第2章では、本研究のコアとなる空気圧位置決め装置のモデルを提案した。動作原理に基づく物理モデルを提案し、数式モデルの導出過程を示した。物理モデルの提案にあたり、構造が類似している機械式制御による油圧アクティブ制振装置の物理モデルをベースとして、空気圧位置決め装置への適用を試みた。数式モデルには、物理モデルから導出した運動方程式に空気圧位置決め装置の各要素における動作条件や圧縮空気の性質等を考慮したパラメータを組み込んだことを示し、ステップ応答におけるシリンダポジションの OUT1, OUT2 の圧力変化から、信号空気圧に対応するシリンダの変位を一定に保つメカニズムを明らかにした。そして、提案したモデルの妥当性を検証するため、3種類のシリンダを組み込んだ空気圧位置決め装置を用いてステップ応答実験を行い、シミュレーションと比較した結果を示した。ステップ応答とシミュレーションを比較した結果から、実機における立ち上がりの遅れを除き、両者の過渡特性がよく一致しており、実機の過渡特性がシミュレーションで再現できていることが確認できた。また、周波数応答とシミュレーションがよく一致しており、実機の周波数特性もシミュレーションで再現できていることを示した。これらのことから、提案したモデルを用いた特性解析が空気圧位置決め装置を組み込んだ新たなアプリケーション開発に活用可能であることを示した。また、装置の開発プロセスには、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素が幅広く包含されており、設計・解析・製作のプロセスが経験可能であることから、教育カリキュラムや教材の開発に応用できることを示した。

第3章では、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを提案し、性能を明らかにした上で、アプリケーション開発の可能性を検討した。機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムの開発に関する研究は世界初の事例である。マスターの構造を決定するにあたって、信号空気圧の生成方法、マスターの操作機構を検討するとともに、レギュレータの特性確認実験を行い、これらの結果を総合的に勘案して、ベルト・プーリ機構を組み込んだ1軸ステージと精密レギュレータを組み合わせてマスターを構築することとした。次に、提案した空気圧マスタースレーブシステムの性能を明らかにするため、プロトタイプを製作した上で、2種類のシリンダについてマスタースレーブ間の配管長を変えて特性確認実験を行い、シミュレーションと比較した。実験結果から、マスターの変位を任意に拡大してスレーブに伝達できるシステムであること、20 m程度の配管長でのステップ応答における応答の遅れや目標値とスレーブの変位の偏差が人間の操作によって補正できる程度で

あることを確認した。また、空気圧マスタースレーブシステムを組み込んだ実用的なアプリケーション開発を進めるため、特性確認実験結果の評価と実用化されているシステムの調査結果を踏まえ、想定したアプリケーション開発の可能性を検討し、移乗介助用パワーアシストスーツ、搬送システム、人間の能力を拡張するマスタースレーブロボットの開発が可能であることを示した。

本研究では、第2章で述べた空気圧位置決め装置のモデル化と開発プロセスを空気圧制御技術者の効果的な育成に必要な職業教育カリキュラムの検討や教材開発にどのようにつなげていくのかということ、空気圧制御の理論と実際の乖離を小さくする職業教育の必要性にも着目した。工学的なアプローチによる空気圧アクチュエータの位置決め制御に関する研究は、工業分野、医療分野、介護・福祉分野、ロボット分野など幅広く行われている。しかし、空気圧位置決め装置の開発プロセスで得たノウハウを教育カリキュラムに採り入れること、教材として活用することに着目し、空気圧制御の理論と実際をリンクさせることを目的とした教育工学的なアプローチによる研究は極めて少なく、研究開発と職業教育を有機的にリンクさせる方策を提案するものである。

第4章では、空気圧制御に関する教育の現状と課題を調査した上で、空気圧制御技術者が習得すべき技術要素を整理するとともに、空気圧制御に関する職業教育カリキュラムを検討し、提案した。また、提案する教育カリキュラムを効果的に展開するためにシラバスを作成し、提案した教育カリキュラムのカテゴリー「アプリケーション開発」において、受講者に知識やスキルを積み上げるプロセスを経験させることが可能で理論と実際をリンクさせる職業教育に不可欠な教材開発の必要性を論じた。

第5章では、空気圧位置決め装置のモデル化と開発プロセスで得たノウハウを活用することによって効果的な技術者育成が実現可能な理由を考察した上で、空気圧制御システムの開発と職業教育との関連について論じるとともに、職業教育を通して空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策を提案した。また、第2章、第3章における取り組みの中で得られたノウハウを活用して、空気圧制御の理論と実際をリンクさせる職業教育に必要な教材を開発した。指導要領、空気圧の基礎に関するテキストを作成し、指導員養成を対象とした職業訓練に作成したテキストを展開し、習得度測定を実施することにより、教育訓練効果を検証した結果を示した。さらに、空気圧アプリケーション開発実習に展開する空気圧位置決め装置を活用した教材を開発し、教材を用いた実習の試行結果を示した。

以上の議論より、本研究は、機械要素のみで構成する空気圧マスタースレーブシステムを実現することにより、シンプルな機構で安全性、信頼性の高い空気圧制御システム開発の可能性を高めたこと、空気圧制御に関する新たな職業教育カリキュラムを提案し、開発した空気圧位置決め装置を活用した実習教材とともに職業教育に展開することにより、空気圧制御技術者の効果的な育成と空気圧制御分野における技能伝承のベースを確立したことを示すのみならず、職業教育を通して空気圧制御の理論と実際を有機的にリンクさせる方策を提案するものとして貢献できることを示した。

参考文献

本論文の執筆に際し、参考とした文献を以下に示す。

第1章

- [1] 一般社団法人 日本フルードパワー工業会
<http://www.jfpa.biz/wp-content/uploads/a47edfd411761221f0991fca8098f5a8.pdf>,
(閲覧日：2019年7月9日)
- [2] 川嶋健嗣, “医療・福祉分野における流体制御システムの新しい展開”, 計測と制御, Vol.54, No.9, pp.621-626, 2015
- [3] 新田恭士, “国土交通省における ICT, 次世代社会インフラ用ロボットの導入推進の取組について”, 計測と制御, Vol.55, No.6, pp.470-476, 2016
- [4] 武井陸, 涌井伸二, “空圧ステージに対するモデル追従制御の適用に関する一考察”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.845, 2017, DOI:10.1299/transjsme.16-00334
- [5] 藤田壽憲, “半導体産業に向けた空気圧サーボ制御による超精密位置決め技術”, 計測と制御, Vol.54, No.9, pp.633-638, 2015
- [6] 京和泉宏三, 藤田行茂, 岩井善太, 水本郁朗, “一般産業用空圧シリンダの位置決め制御”, 日本フルードパワー学会論文集, Vol.35, No.6, pp.97-102, 2004
- [7] 楊清海, 川上幸男, 河合素直, “摩擦力補償を用いた空気圧シリンダの位置決め制御”, 油圧と空気圧, Vol.28, No.2, pp.245-251, 1997
- [8] 青木保夫, 円谷悠, 青木崇, 梶原浩一, 田川泰敬, “電子装置を用いない機械式アクティブマスダンパーの開発”, 機械力学・計測制御講演論文集 2014, 425, 2014
- [9] Girard, A., Bigue, J. L., O'Brien, B. M., Gisby, T. A., Anderson, I. A. and Plante, 'J., “Soft two-degree-of-freedom dielectric elastomer position sensor exhibiting linear behavior”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, DOI:10.1109/TMECH.2014.2307006
- [10] Li, Y., Feng, L. and Wang, Y., “A cascade control approach to active suspension using pneumatic actuators”, Asian J Control, pp.1-19, 2019, DOI:10.1002/asjc.2028

- [11] Sun, D., Liao, Q., Gu, X., Li, C. and Ren, H., “Multilateral teleoperation with new cooperative structure based on reconfigurable robots and type-2 fuzzy logic”, *IEEE Transactions on Cybernetics*, pp.1-15, 2018, DOI:10.1109/TCYB.2018.2828503
- [12] Jinjun, D., Yahui, G., Ming, C. and Xianzhong, D., “Symmetrical adaptive variable admittance control for position/force tracking of dual-arm cooperative manipulators with unknown trajectory deviations”, *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, 57, pp.357-369, 2019, DOI:10.1016/j.rcim.2018.12.012
- [13] Pfeffer, A., Glück, T., Schausberger, F. and Kugi, A., “Control and estimation strategies for pneumatic drives with partial position information”, *Mechatronics*, 50, pp.259-270, 2018, DOI:10.1016/j.mechatronics.2017.09.012
- [14] Zhang, Y., Li, K., Wang, G., Liu, J. and Cai, M., “Nonlinear Model Establishment and Experimental Verification of a Pneumatic Rotary Actuator Position Servo System”, *Energies*, Vol.12, Iss. 6, 1096, 2019, DOI: 10.3390/en12061096
- [15] Miyazaki, R., Hirose, K., Ishikawa, Y., Kanno, T. and Kawashima, K., “A master-slave integrated surgical robot with active motion transformation using wrist axis”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.23, No.3, 2018, DOI:10.1109/TMECH.2018.2817212
- [16] Watanabe, K., Kanno, T., Ito, K. and Kawashima, K., “Single-master dual-slave surgical robot with automated relay of suture needle”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.65, No.8, 2018, DOI:10.1109/TIE.2017.2786206
- [17] Farag, M., Azlan, N. Z. and Alsibai, M. H., “Development of anthropomorphic robotic hand driven by pneumatic artificial muscles for robotic applications”, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 342, 2018, DOI:10.1088/1757-899X/342/1/012052
- [18] Pfeil, A., Cazzato, R. L., Barbe', L., Marini, P. D., Chiang, J. B., Garnon, J., Renaud, P. and Gangi, A., “Robotically assisted CBCT-guided needle insertions : preliminary results in a phantom model”, *CardioVascular and Interventional Radiology*, Vol. 42, Issue 2, pp.283-288, 2019, DOI:10.1007/s00270-018-2088-8
- [19] Saków, M. and Miądlicki, K., “Load self-sensing control scheme for telemanipulation - Part 1: Theory”, *Pomiary Automatyka Robotyka*, R.22, nr1, pp.19-24, 2018, DOI:10.14313/PAR_227/19
- [20] Saków, M. and Miądlicki, K., “Load self-sensing control scheme for telemanipulation - Part 2: Experiment”, *Pomiary Automatyka Robotyka*, R.22, nr1, pp.25-30, 2018, DOI:10.14313/PAR_227/25

- [21] 修震, 北川能, 留滄海, 吳平東, 塚越秀行, “インターネットを用いた空気圧マスタ・スレーブシステムのバイラテラル遠隔制御に関する研究”, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.40, No.3, pp.37-42, 2009
- [22] 田中豊, 善如寺誠, 伊藤和巳, 土井高司, “油空圧技術における若手技術者教育の現状”, 油空圧技術, Vol.56, No.1, pp.1-8, 2017
- [23] 大川滋, “空気圧技術と技能検定”, 油空圧技術, Vol.50, No.2, pp.22-25, 2011
- [24] 早川恭弘, “奈良高専における油空圧制御教育”, 油空圧技術, Vol.56, No.1, pp.9-13, 2017
- [25] 若林晃, “メカトロニクス負荷装置(空気圧制御機器)教材の製作”, 千葉職業能力開発短期大学校紀要, No.16, pp.12-15, 2011
- [26] 石川幸広, “空気圧応用回路トレーニングシステムの開発”, 技能と技術, Vol.43, No.6, pp.38-44, 2008

第2章

- [27] 藤沼良夫, “空気圧サーボによる位置制御の研究”, 茨城県工業技術センター研究報告, No. 16, pp.9-13, 1987
- [28] 山藤和男, スプリング・ブレーキによる空気圧シリンダの位置決め, 油圧と空気圧, Vol, 10, No, 3, pp.147-151, 1976
- [29] 則次俊郎, 和田力, “マイコン制御による PCM 方式デジタル空気圧サーボの構成”, 計測自動制御学会論文集, Vol. 23, No. 3, pp-253-259, 1987
- [30] 田中裕久, 圧力比例弁による電気空気圧制御, 油圧と空気圧, Vol, 15, No, 7, pp.552-560, 1984, DOI: 10.5739/jfps1970.15.552
- [31] 杉本旭, “空気圧サーボによるマニプレータの開発に関する研究 : 第 1 報,直動形流量制御弁の開発とその特性の評価”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 53, No. 495, pp.2318-2324, 1987, DOI: 10.1299/kikaic.53.2318
- [32] Alboteanu, I. L., “Automatic Processing Station Actuated by Pneumatic Drive”, HIDRAULICA Magazine, No. 1, pp. 16-22, 2019

- [33] Rouzbeh, B., Bone, G. M., Ashby, G. and Li, E., “Design, Implementation and Control of an Improved Hybrid Pneumatic-Electric Actuator for Robot Arms”, IEEE Access, Vol. 7, pp. 14699-14713, 2019, DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2891532
- [34] Mori, S., Tanaka, K., Nishikawa, S., Niiyama, R. and Kuniyoshi, Y., “High-Speed Humanoid Robot Arm for Badminton Using Pneumatic-Electric Hybrid Actuators”, IEEE Robotics and Automation Letters, Vol. 4, No. 4, pp. 3601-3608, 2019, DOI: 10.1109/LRA.2019.2928778
- [35] 片桐陸夫, 和角治雄, 沼沢昌三, “日立空気圧式小型計器”, 日立評論, Vol. 40, No. 9, pp.34-42, 1958
- [36] 若狭裕, “プロセス制御システムの技術系統化調査”, 国立科学博物館 技術の系統化調査報告 第11集,
<http://sts.kahaku.go.jp/diversity/document/system/pdf/043.pdf>
(閲覧日 : 2019年7月23日)
- [37] 青木保夫, 平松晃典, 和知天平, 青木崇, 梶原浩一, 田川泰敬, “機械式制御によるアクティブ免振装置の開発”, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.823, 2015,
DOI:10.1299/transjsme.14-00450
- [38] 一般社団法人日本フルードパワー工業会, “実用空気圧ポケットブック(2012年度版)”, pp. 430-431, 2012
- [39] 一般財団法人石油エネルギー技術センター, 計器と操作, p.15, 2013
- [40] 花房秀郎, 則次俊郎, “空気圧シリンダの高精度位置決めのための圧力制御方式”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.47, No.415, pp.328-336, 1981
- [41] 岩崎誠, 前田佳弘, 川福基裕, 平井洋武, “非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化”, 電気学会論文誌 D, Vol.126, No.6, pp.732-740, 2006

第3章

- [42] 山田学, “めっちゃ、メカメカ！ リンク機構 99→∞”, 日刊工業新聞社, pp. 120-121, 2015
- [43] 熊谷英樹, “「からくり設計」メカニズム定石集—ゼロからはじめる簡易自動化—”, 日刊工業新聞社, pp. 29-31, 2018
- [44] 門田和雄, “絵とき 機械要素基礎のきそ”, 日刊工業新聞社, pp. 44-48, 2014

- [45] Lawrence, D. A., "Stability and transparency in bilateral teleoperation," in IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 9, No. 5, pp. 624-637, 1993, DOI: 10.1109/70.258054
- [46] 横小路泰義, “マスタ・スレーブ制御の理論”, 日本ロボット学会誌, Vol. 11, No. 6, pp. 794-802, 1993
- [47] 松日楽信人, 朝倉誠, 番場弘行, “異構造マスタスレーブマニピュレータの作業性とその評価実験”, 日本ロボット学会誌, Vol. 12, No. 1, pp. 149-154, 1994
- [48] 柴田論, 大場光太郎, 猪岡光, “位置決め精度が必要な人間上肢運動に関する実験的考察”, 人間工学, Vol. 29, No.5, pp. 279-287, 1993
- [49] 斎藤正治, 梶川伸哉, 大場光太郎, 猪岡光, “移動物体追従における人間上肢運動に関する実験的考察”, 人間工学, Vol. 33, Supplement, pp. 168-169, 1997
- [50] Schwer, LE., “Validation metrics for response histories: perspectives and case studies”, Engineering with Computers, 23(4), pp. 295-309, 2007
- [51] Sprague, MA., Geers, TL., “Spectral elements and field separation for an acoustic fluid subject to cavitation”, Journal of Computational Physics, 184, pp. 149-162, 2003
- [52] Engelhoven, L. V., Poon, N., Kazerooni, H., Barr, A., Rempel, D. and Harris-Adamson, C., “Evaluation of an adjustable support shoulder exoskeleton on static and dynamic overhead tasks”, Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting, Vol. 62 issue 1, pp. 804-808, 2018
- [53] Kazerooni, H. and Steger, R., “The Berkeley Lower Extremity Exoskeletons”, ASME Journal of Dynamics Systems, Measurements and Control, Vol. 128, pp. 14-25, 2006, DOI: 10.1115/1.2168164
- [54] 植村充典, 猪口久仁, 上西智, 金岡克弥, 川村貞夫, “人間・アクチュエータ・機械的弾性要素の協調を用いたパワーアシストシステムの実験的検討”, 日本ロボット学会誌, Vol. 25, No. 6, pp. 881-886, 2007
- [55] Kobayashi H., Suzuki H., Nozaki, H. and Tsuji T., “Development of Power Assist System for Manual Worker by Muscle Suit”, 16th IEEE International Conference on Robot & Human Interactive Communication, MB2-3, pp. 332-337, 2007
- [56] Yagi, E., Harada, D. and Kobayashi, M., “Development of an Upper Limb Power Assist System Using Pneumatic Actuators for Farming Lift-up Motion”, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 3, No. 5, pp. 781-791, 2009, DOI: 10.1299/jsdd.3.781

- [57] 特許庁, “平成 30 年度特許出願技術動向調査 –パワーアシストスーツ–”, 2019
https://www.jpo.go.jp/resources/report/gidou-houkoku/tokkyo/document/index/30_06slide.pdf
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [58] 住友理工, “歩行アシストスーツ”,
https://www.sumitomoriko.co.jp/product/health/catalog/20150129_info.pdf
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [59] 信州大学, ““着る”生活動作支援ロボット curara®(クララ)”,
<https://www.shinshu-u.ac.jp/zukan/cooperation/curara4-2017.html>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [60] CYBERDYNE, “HAL® 自立支援用下肢タイプ pro”,
<https://www.cyberdyne.jp/products/fl05.html>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [61] Honda, “Honda 歩行アシスト”,
<https://www.honda.co.jp/walking-assist/>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [62] Ishii, C., Yamamoto, H. and Takigawa, D., “Development of a NewType of Lightweight Power Assist Suit for Transfer Work”, 2015 AsiaPacific Conference on Computer Aided System Engineering, pp. 208-213, 2015
- [63] Ikeya, Y. and Nakakuki, T., “A study on a waist power assist suitfor a caregiver to prevent lower back pain”, 2013 13th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS 2013), pp.1455-1458, 2013
- [64] Yoshimitsu, T. and Yamamoto, K., “Development of a power assist suit for nursing work” SICE 2004 Annual Conference, vol. 1, pp. 577-580, 2004
- [65] INNOPHYS, “マッスルスーツ製品ラインナップ”,
<https://innophys.jp/wp-content/uploads/2019/01/lineup.pdf>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [66] SCHMALZ, “真空吸着式吊り具「バキューマスターベーシック/コンフォート」”,
<http://www.schmalz.co.jp/products/vacumaster/vacumaster-basiccomfort.html>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [67] DAIFUKU, “非接触給電搬送システムの開発”,
<https://www.daifuku.com/jp/solution/technology/wirelesspower/>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)

- [68] MONOist, “ヒトとの相乗効果はロボットを新しい次元に引き上げる, MMSE 金岡氏に聞く 搭乗型巨大ロボットの作り方(前編)”,
<https://monoist.atmarkit.co.jp/mn/articles/1506/05/news012.html>
(閲覧日 : 2019 年 10 月 2 日)
- [69] Sheridan, T. B., “Human–Robot Interaction: Status and Challenges”, *Human Factors*, Vol. 58, No. 4, pp. 525–532, 2016, DOI: 10.1177/0018720816644364
- [70] Mansor, N. N., Jamaluddin, M. H., Shukor, A. Z. and Lok, C. C., “A Study of Accuracy and Time Delay for Bilateral Master-Slave Industrial Robotic Arm Manipulator System”, *MATEC Web of Conferences*, Vol. 150, 01015, 2018, DOI: 10.1051/mateconf/201815001015
- [71] van Mulken, T. J. M., Schols, R. M., Qiu, S. S., Brouwers, K., Hoekstra, L. T., Booi, D. I., Cau, R., Schoenmakers, F., Scharmga, A. M. J. and van der Hulst, R. R. W. J., “Robotic (super) microsurgery: Feasibility of a new master - slave platform in an in vivo animal model and future directions”, *Journal of Surgical Oncology*, Vol. 118, pp. 826-831, 2018, DOI: 10.1002/jso.25195
- [72] Oh, J. S., Shin, W. K., Uhm, C. H., Lee, S. R., Han, Y. M. and Choi, S. B., “Control of haptic master–slave robot system for minimally invasive surgery (MIS)”, *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 12, 012041, 2013, DOI: 10.1088/1742-6596/412/1/012041
- [73] Tashiro, Y., Ohtsuka, H. and Kawahara, T., “An Experimental Study on Operability of Master-Slave Manipulator System using Human–in–the-Loop Type Simulator”, *MATEC Web of Conferences*, Vol. 108,05006, pp. 1-5, 2017, DOI: 10.1051/mateconf/201710805006
- [74] Duong, M. D., Teraoka, C., Imamura, T., Miyoshi, T. and Terashima, K., “Master-slave system with teleoperation for rehabilitation”, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 38, Iss. 1, pp. 48-53, 2005, DOI: 10.3182/20050703-6-CZ-1902.01410
- [75] Suomalainen, M., Calinon, S., Pignat, E. and Kyrki, V., “Improving dual-arm assembly by master-slave compliance”, *International Conference on Robotics and Automation (ICRA) 2019*, <https://arxiv.org/abs/1902.07007>
- [76] Liu, T., Li, C., Inoue, Y. and Shibata, K., “Reaction Force/Torque Sensing in a Master-Slave Robot System without Mechanical Sensors”, *Sensors*, Vol. 10, Iss. 8, pp. 7134-7145, 2010, DOI: 10.3390/s100807134
- [77] Kikuuwe, R., Kanaoka, K., Kumon, T. and Yamamoto, M., “Phase-Lead Stabilization of Force-Projecting Master-Slave Systems with a New Sliding Mode Filter”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 23, Iss. 6, pp. 2182-2194, 2015, DOI: 10.1109/TCST.2015.2404893

[78] Watanabe, K., Sogen, K., Kawakami, N. and Tachi, S., “An Avoidance Method of Singular Configurations in a Master-Slave System Using Intervening Impedance”, 16th IEEE International Conference on Robot & Human Interactive Communication, WC1-5, pp. 1102-1107, 2007

第4章

[79] 村松久巳, “沼津高専における油空圧教育”, 油空圧技術, Vol.56, No.1, pp.14-18, 2017

[80] 眞田一志, ” JFPS におけるフルードパワー教育事業”, 油空圧技術, Vol.50, No.2, pp.26-28, 2011

[81] 職業能力評価基準ポータルサイト (フルードパワー分野)
https://www.shokugyounouryoku.jp/dn_standards_a64.html
(閲覧日 : 2019 年 9 月 22 日)

[82] 中央職業能力開発協会, “包括的職業能力評価制度整備委員会 [フルードパワー分野] 活動報告書”, 2004
https://www.shokugyounouryoku.jp/include/pdf_committee/3_3/c3_3.pdf
(閲覧日 : 2019 年 9 月 23 日)

[83] 高松信夫, “コガネイの空気圧技術講習会について”, 油空圧技術, Vol.56, No.1, pp.36-40, 2017

[84] SMC 株式会社定期セミナー,
https://www.smcworld.com/seminar/program.do?zone_id=E
(閲覧日 : 2019 年 6 月 25 日)

[85] 職業能力開発総合大学校基盤整備センター, ”カリキュラムモデル”,
http://www.tetras.uitec.jeed.or.jp/curriculum_model/
(閲覧日 : 2019 年 6 月 25 日)

[86] 林恒, 岡田健司, “空気圧の技術教育”, 油空圧技術, Vol.50, No.1, pp.14-17, 2011

第5章

[87] SMC 空気圧教育キット,
<https://www.smcworld.com/etc/training/ja/basic.jsp>
(閲覧日 : 2019 年 6 月 25 日)

- [88] KOGANEI 空気圧実習装置,
https://official.koganei.co.jp/product/PRACTICE_ALL
(閲覧日 : 2019 年 6 月 25 日)
- [89] G-Edu イシュー, “グローバル教育 気になるキーワード Vol. 5 ルーブリック”,
<http://www.core-net.net/g-edu/issue/6/>
(閲覧日 : 2019 年 12 月 30 日)
- [90] 小宮山陽子, 青木雅子, 櫻田章子, 奥野順子, 関森みゆき, 酒井麻希, 日沼千尋, “看護基礎教育におけるルーブリックの推移と課題に関する文献調査”, 東京女子医科大学看護学会誌, Vol. 14, No. 1, pp. 15-22, 2019
- [91] リアセック, “PROG テストについて”,
<http://www.riasec.co.jp/progtest/test/index.html>
(閲覧日 : 2019 年 12 月 30 日)
- [92] 石田和義, 堀内宏, 孕石泰丈, 古谷信幸, 大内英俊, “学科横断的 PBL ものづくり教育プログラムの開発における教育効果の評価”, 工学教育, Vol. 64, No. 4, pp. 34-39, 2016
- [93] Udemy™ メディア, “統計の中でも最重要分野のひとつ, t 検定について徹底解説!”,
https://udemy.benesse.co.jp/ai/t-test_statistics.html
(閲覧日 : 2019 年 12 月 17 日)
- [94] Davies, W., Fraser, S., Tatsukawa, K. and Enokida, K., “An Experimental Term-based Flipped Learning Course on Medical English for Second-year Students”, Hiroshima studies in language and language education (22), pp. 59-75, 2019
- [95] 北澤武, 藤谷啓, 福本徹, “小学校理科教育法における ICT 活用指導力向上を目指した模擬授業の効果分析”, 科学教育研究, Vol. 43, No. 2, pp. 92-103, 2019
- [96] t 分布表,
<https://www.koka.ac.jp/morigiwa/sjs/td.htm>
(閲覧日 : 2019 年 6 月 25 日)

謝辞

本論文をまとめるにあたり、東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻 田川泰敬教授には、終始懇切丁寧なご指導、ご助言を賜りましたことを心から感謝申し上げます。

また、東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻 鎌田崇義教授、ポンサートン ラクシンチャラーンサク教授、ベンチャー ジェンチャン教授、水内郁夫准教授には、本研究に対して有益なご助言をいただきましたことを厚く御礼申し上げます。

そして、田川泰敬研究室 森晴子技官には、事務関係のみならず、公私にわたってご協力いただきましたことを厚く御礼申し上げます。

多忙のところ、実験をご指導いただくとともに、空気圧制御システムに関する知見を授けていただきました職業能力開発総合大学校メカトロニクスユニット 市川修教授、空気圧制御分野の教育に関して多くの助言をいただきました職業能力開発総合大学校メカトロニクスユニット 小林浩昭准教授に厚く御礼申し上げます。本当にありがとうございました。

本研究の取り組みに際し、職業能力開発総合大学校 古川勇二前校長には数多くの貴重なご指導、ご鞭撻、激励を賜りました。職業能力開発総合大学校に赴任し研究の方向性が定まっていないうころ、親身になって相談に乗っていただき、田川泰敬教授とのつながりを作っていただきました。古川先生との出会いがなければ、本論文をまとめることはできなかったといっても過言ではありません。本当にありがとうございました。心より感謝申し上げます。

田川泰敬研究室 OB の岡本峰基博士、田上将治博士、和知天平博士には、研究の進め方や学会発表に際してのアドバイスをいただくなど、公私にわたって大変お世話になりましたことを心から感謝いたします。また、研究に関する議論を行う中で、貴重なご意見や激励をいただいた田川泰敬研究室のみなさま、そして、職業能力開発総合大学校メカトロニクス研究室のみなさんに心から感謝します。

本論文をまとめるにあたり、多大なるご助言、激励をいただいた職業能力開発総合大学校の教職員のみなさまに心から感謝いたします。

最後に、4年間にわたる博士課程研究生活を支えてくれた妻、子供、両親、家族に感謝の意を記します。

大学院在籍時の業績

関連論文(◆は Web of Science 掲載論文)

- [1] 森口肇, 市川修, 田川泰敬,
“機械式フィードバックによる空気圧位置決め装置のモデル化と特性解析”, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.863, DOI:10.1299/transjsme.17-00580, 2018
2018年7月, 日本機械学会論文集(電子版)で発表, 第2章に相当
- [2] 森口肇, 小林浩昭, 市川修, 田川泰敬,
“空気圧制御に関する職業教育カリキュラムの検討”, 工学教育, Vol. 68, No. 1, pp. 81-86,
2020年1月, 第4章・第5章に相当
- [3] ◆ Hajime Moriguchi, Osamu Ichikawa and Yasutaka Tagawa,
“Development of a pneumatic master-slave system incorporating mechanical feedback”,
JSME Mechanical Engineering Journal, 校閲中, 第3章に相当

参考論文

【筆頭著者として発表したもの】

- [1] 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “空気圧制御に関する教育カリキュラムの検討”, 第24回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, pp.276-277, 2016年11月
- [2] 森口肇, 市川修, 田川泰敬, “機械式フィードバックによる空圧位置決め装置のモデル化と特性解析”, 第15回「運動と振動の制御」シンポジウム (MoViC2017), 講演番号B05, 2017年8月
- [3] 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “空気圧制御に関する効果的な教育訓練実施に向けた検討”, 第25回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 20-F-1, CD-ROM, 2017年10月
- [4] Hajime Moriguchi, Osamu Ichikawa and Yasutaka Tagawa, “Development of a master-slave robotic system using pneumatic mechanism with mechanical feedback”, The 14th International Conference on Motion and Vibration Control (MoViC2018), Paper No.C-11, August, 2018
- [5] 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “空気圧制御分野の職業訓練に関する教育内容の検討と教育訓練効果の検証”, 第26回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 19-H-10, CD-ROM, 2018年10月

- [6] 森口肇, 市川修, 田川泰敬, “空気圧制御技術者の効果的な育成を目指した教材開発”, 第 67 回工学教育研究講演会, 講演番号 2C02, 2019 年 9 月

【共著者として発表したもの】

- [1] 三枝信淳, 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “正弦波空気圧発生装置の製作”, 第 25 回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 21-C-5, CD-ROM, 2017 年 10 月
- [2] 三枝信淳, 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “空気圧シリンダ位置決め装置における空気圧信号伝達特性の測定”, 第 26 回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 19-C-9, CD-ROM, 2018 年 10 月
- [3] 三枝信淳, 市川修, 小林浩昭, 森口肇, “機械式フィードバックによるマスタースレーブロボットの特性評価”, Dynamics and Design Conference 2019(D&D2019), 講演番号 537, 2019 年 8 月
- [4] 所慎也, 三枝信淳, 森口肇, 小林浩昭, 市川修, “空気圧マスタースレーブシステムの負荷時における位置決め特性”, 第 27 回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 30-E-11, CD-ROM, 2019 年 11 月
- [5] 三枝信淳, 所慎也, 森口肇, 市川修, 小林浩昭, “マスタースレーブロボットのマスター装置の特性評価”, 第 27 回職業能力開発研究発表講演会講演論文集, 30-E-12, CD-ROM, 2019 年 11 月