

システム開発

1 6 - F - 6

水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサル
アクアドライブシステム（UniADS）の開発に関する
フィージビリティスタディ

報 告 書
— 要 旨 —

平成17年3月

財団法人 機械システム振興協会

社団法人 日本フルードパワー工業会



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。

序

わが国経済の安定成長への推進にあたり、機械情報産業をめぐる経済的、社会的諸条件は急速な変化を見せており、社会生活における環境、都市、防災、住宅、福祉、教育等、直面する問題の解決を図るためには技術開発力の強化に加えて、多様化、高度化する社会的ニーズに適応する機械情報システムの研究開発が必要であります。

このような社会情勢の変化に対応するため、財団法人機械システム振興協会では、日本自転車振興会から機械工業振興資金の交付を受けて、経済産業省のご指導のもとにシステム技術開発調査研究事業、システム開発事業、新機械システム普及促進事業等を実施しております。

このうち、システム技術開発調査研究事業及びシステム開発事業については、当協会に総合システム調査開発委員会（委員長：放送大学副学長 中島 尚正氏）を設置し、同委員会のご指導のもとに推進しております。

本「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム(UniADS)の開発に関するフィージビリティスタディ」は、上記事業の一環として、当協会が社団法人日本フルードパワー工業会に委託し、実施した成果をまとめたもので、関係諸分野の皆様方のお役に立てれば幸いです。

平成17年3月

財団法人 機械システム振興協会

はじめに

この報告書は、(財)機械システム振興協会殿の委託による「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム (UniADS) の開発に関するフイージビリティスタディ」の初年度の結果報告である。

広範な無断変速特性を持つ駆動装置は、多くの機械装置に組込まれ、人類の福祉向上に貢献している。特に、水道水・清水をエネルギー伝達媒体とする水圧駆動は、この媒体の特性に基因して、従来から使われてきた空気圧、電気、油圧の3駆動方式に比べ、人類が21世紀に期待する安心・安全な社会の構築に必須の環境優位性を本質的に具備していることから、大いに注目を集めている。

ここで検討する UniADS は、水道配管網圧力を基本圧力として構成する水圧駆動によって、空気圧駆動、電気駆動そして低圧の油圧駆動の出力レベルを包含する一元化された駆動システムである。このスタディーでは、UniADS をものの作りの中枢である生産システムに適用し、そこに上述の水圧駆動の長所を取り込むことを目的としている。

このアイデアは革新的であるから、現在の水圧システムの構成要素機器あるいはシステム制御則をもってしても、UniADS に適合する構成要素の開発、システムの概念設計及びシステム構築に関し、学術研究に属するものを含め、種々の課題が見出されるはずである。したがって、これらの課題を整理分析し、その解の獲得に広く関係者の知恵を結集することが必要となる。この分野に関心と実績を有するメンバーに委嘱して、優れたチームワークのもとに本事業を開始した狙いでもある。

フルードパワーの新たな挑戦を認識する参考となることを願い、この報告書を高覧に供する次第です。

終わりになりますが、経済産業省産業機械課、(財)機械システム振興協会関係各位のご尽力に謝意を表します。

平成 17 年 3 月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会 長 江 木 正 夫

目 次

序

はじめに

1 . スタディの目的	1
2 . スタディの実施体制	2
第 1 章 U n i A D S の各装置（ユニット）の検討	5
1 . 1 定圧力装置及び制御弁について検討	5
1 . 1 . 1 目的	5
1 . 1 . 2 構成と機能	5
1 . 1 . 3 装置としての概念設計	9
1 . 1 . 4 課題と今後の展開	17
1 . 2 増圧装置についての検討	18
1 . 2 . 1 目的	18
1 . 2 . 2 増圧装置の構成と機能及び開発指針	18
1 . 2 . 3 課題と目標値	20
1 . 2 . 4 仕様の確定	21
1 . 2 . 5 試験方法及び項目	24
1 . 3 エネルギー有効利用装置についての検討	25
1 . 3 . 1 目的	25
1 . 3 . 2 装置の概念	25
1 . 3 . 3 モデル回路によるシミュレーション	25
1 . 3 . 4 課題と今後の展望	29
1 . 4 低圧シリンダ及びモータについての検討	32
1 . 4 . 1 目的	32
1 . 4 . 2 構成と機能	32
1 . 4 . 3 試作機器の設計方針	34
第 2 章 U n i A D S の全体の概念設計	35
2 . 1 目的	35
2 . 2 全体の構成と機能	36
2 . 3 装置としての概念設計	36
2 . 4 課題と今後の展開	37

第3章	A D S 機器—シリンダ・モーターの設計・製作及び性能試験	---	40
3.1	目的	-----	40
3.2	シリンダについて	-----	40
3.2.1	試作シリンダの構造と基本仕様	-----	40
3.2.2	性能試験の方法	-----	40
3.2.3	性能試験の結果	-----	41
3.2.4	性能試験結果に対する考察と課題	-----	50
3.3	モータについて	-----	50
3.3.1	試作モータの構造と仕様	-----	50
3.3.2	性能試験の方法	-----	52
3.3.3	性能試験の結果	-----	54
3.3.4	性能試験結果に対する考察と課題	-----	58
3.4	課題と今後の展開	-----	59
第4章	水道ネットワークの法的問題点の調査と確認	-----	60
第5章	文献・資料調査	-----	62
第6章	スタディの今後の課題と展開	-----	66

1．スタディの目的

従来機械の心臓部である駆動源は電動、油圧、空圧が主体であった。小型高出力の場合は油圧を、低出力及び簡便性から空圧を、そしてその中間に制御性、利便性からは電動が機械駆動用として棲み分けられてきた。これらをフルードパワーの出力で大略的にそのレベルを仕分けすると、高出力は油圧、中出力は電動、低出力は空圧と考えられていた。従来はこれら油圧、電動、空圧が機械に対して駆動源に単独で、あるいは電動と油圧、油圧と空圧、空圧と電動、また電動と油圧と空圧というように混在して使用されているが、環境問題、防爆対策、安全・衛生対策等で問題も指摘されている。

ここで検討するユニバーサルアクアドライブシステム(以下 UniADS という。)は水道配管圧レベルから油圧のような高圧力レベルまで中間圧レベルを含めて幅広い出力レベルを有するシステムを想定し開発しようとするものである。このことから駆動源の混在使用を一つの駆動源に一元化することにより、上述の問題点の対策が可能となるなどのメリットがある。

本事業は、水道配管網圧力を基礎圧力として、電動及び油圧の低圧力レベルの中間圧力(3.5MPa)までを水道配管圧力(0.25MPa)の必要に応じて増圧し、電動駆動するポンプを必要とせずに電動相当圧力レベル、空圧駆動圧力レベルそして水道配管圧力レベルを有する、次世代型 UniADS を構築するとともに、それぞれの圧力レベルに応じたシリンダ、モータ及び制御バルブ等の開発と実用化の研究を行うことを目的とする。

注：用語の意味

①駆動源：

機械には、人間が行わせたい作業（負荷という。）を実施するため、必要な動力を供給・伝達する機構が設けられる。ここでは、負荷を駆動する動力の最終段階までを、駆動源と呼んでいる。例えば、通常の電気駆動では、電力配線網（電圧、電流）から電動モータと変速装置までが該当し、種々の制御機構が含まれる。

②駆動源の圧力と出力：

電気、油圧、空圧の3つの駆動方式が、駆動源の主要構成要素となる。その相互比較の便宜上、電気駆動の場合についても、相当する流体圧力を用いることが多い。実用の駆動源では、この圧力が高いほど負荷を駆動する出力も大きいといえる。

③ユニバーサルADS：

従来の機械の駆動源は電気、油圧、空圧であった。これらの棲み分けの基本的考えは対象とする機械の小型・高出力が要求される場合は高圧を得意とする油圧、簡便性やコストの場合は低圧力レベルの空圧が利用され、そして制御性や運用上の利便性からフルードパワー的に表現すると中圧領域の電動が採用されてきた。機械の複雑化、多様性から多くの場合これの駆動源が混在し、メンテナンススキルや部品の調達、トレーニングなどを考慮すると駆動源の統一化は必須となる。UniADS は、圧力的に柔軟性を持たせ、水道配管網圧力レベルから比較的低圧力レベルに至る幅広い動力範囲を包含し、多くの機械産業での機械の駆動源の統一化を可能にする。

④アクアドライブシステム (Aqua Drive System)：

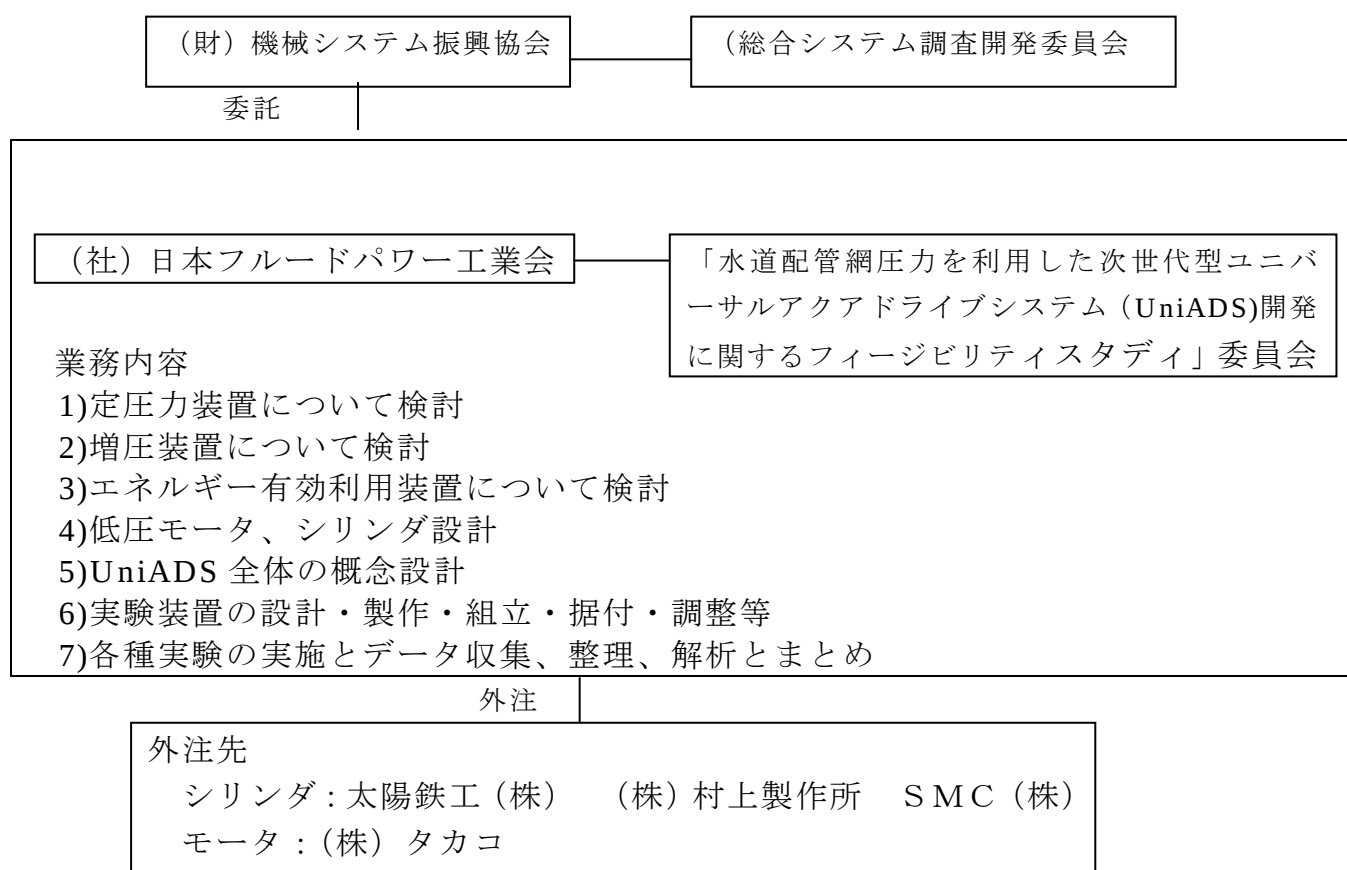
水圧駆動システムのことであるが、現在のハイテク技術を駆使し、地球・人・環境に優しく、安全と衛生を目指した技術として、18世紀英国で発達した水圧駆動技術と一線を画するため名称をアクアドライブシステムと言う。

2. スタディの実施体制

(1) 実施体制(委員会の設置等)

財団法人機械システム振興協会内に総合システム調査委員会、社団法人日本フルードパワー工業会内に学識経験者、専門技術者（油空圧機器メーカーと水圧機器メーカー）からなる委員会を設置して、計画の立案、検討審議及び結果の評価等を行い、その決定に基づいて事業を推進し、この活動から得られた成果を報告書にまとめる。

なお、具体的スタディの遂行は、東京工業大学、上智大学及び沼津工業高等専門学校等がテーマを分担し実施する。



(2) 業務分担

- 1) 東京工業大学（北川教授）：定圧装置及び制御弁について検討等
- 2) 上智大学（池尾副学長）：エネルギー有効利用装置及び制御弁について検討等
- 3) 沼津工業高等専門学校（大島教授）：低圧シリンダ及びモータについての検討と実験等
- 4) 喜多村商工（株）：定圧装置、増圧装置、エネルギー有効装置等概念設計
- 5) 外注
 - ①シリンダの製作： 太陽鉄工（株） （株）村上製作所 SMC（株）
 - ②モータの製作： （株）タカコ

総合システム調査開発委員会委員名簿

(順不同・敬称略)

委員長	放送大学 副学長	中 島 尚 正
委 員	政策研究大学院大学 政策研究科 教授	藤 正 巖
委 員	東京工業大学 大学院総合理工学研究科 知能システム科学専攻 教授	廣 田 薫
委 員	東京大学大学院 工学系研究科 助教授	藤 岡 健 彦
委 員	独立行政法人産業技術総合研究所 産学官連携部門 コーディネータ	太 田 公 廣
委 員	独立行政法人産業技術総合研究所 産学官連携部門 シニアリサーチャ	志 村 洋 文

「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム（UniADS）の
開発に関するフィージビリティスタディ」委員会

委 員 構 成

	氏 名	所属団体・企業名	所属部署・役職
委員長	山口 惇	横浜国立大学	名誉教授・工学博士
副委員長	北川 能	東京工業大学	大学院・教授・工学博士
〃	池尾 茂	上智大学	副学長・理工学部・教授・工学博士
幹 事	宮川新平	（株）タカコ	水圧システム事業部・部長・工学博士
委 員	大島 茂	沼津工業高等専門学校	制御情報工学科・教授・工学博士
〃	井上隆文	喜多村商工（株）	代表取締役社長
〃	大橋 彰	油研工業（株）	総合企画室・部長（商品企画）
〃	村上康裕	（株）村上製作所	取締役営業本部長
〃	豊島嘉浩	（株）村上製作所	機器営業部設計 2 課
〃	伊藤和寿	上智大学	理工学部機械工学科・助手・工学博士
〃	庄司幸広	（株）不二越	開発本部開発二部ハイドロ室・室長
〃	渡邊健一	（株）タカコ	技術部新製品開発課・係長
〃	永田精一	カヤバ工業（株）	基盤技術研究所液圧研究室・室長
〃	竹崎 渉	豊興工業（株）	研究開発部研究開発室・主担当員
〃	諸橋 博	（株）トキメック	第2御事業部油空圧事業油空圧技術部・課長
〃	萩原克明	太陽鉄工（株）	技術開発部・チーフ
〃	井口 務	廣瀬バルブ工業（株）	技術管理部 技術・開発課・課長補佐
〃	小西康夫	（株）カワサキ プレシジョン マシナリ	技術総括部機器技術部・主事
〃	松井克実	N O K （株）	流体制御部品事業部 ACC設計部・設計課長
〃	水野純一	C K D （株）	生産本部春日井事業所第2技術部第2グループ GL
〃	木下裕生	T A C O （株）	製品開発部技術二課
〃	土居義忠	S M C （株）	技術本部開発第 8 部・係長
〃	村上忠正	甲南電機（株）	産機事業部技術部空気圧機器技術グループ
〃	小伊藤治	経済産業省	製造産業局産業機械課・課長補佐
事務局	三浦吉成	（社）日本フルードパワー工業会	第一技術部・部長

第1章 UniADSの各装置（ユニット）の検討

1.1 定圧装置及び制御弁について検討

1.1.1 目的

常時 $0.3\text{MPa} \sim 0.65\text{MPa}$ の範囲で圧力変動する水道配管網から有効なエネルギーを得るには、圧力を一定にする必要があり、定圧装置（減圧弁）が必要となる。本節ではこの定圧装置に必要となる機能を検討し、次に設計のための仕様を決定し、最後に概念設計を行う。定圧装置の出力圧力は変動範囲を考慮して 0.25MPa とした。また出力流量は直結ならびに増圧することを考慮して 400L/min とした。

1.1.2 構成と機能

定圧装置に求められる基本機能として、変動する水道圧力から一定の圧力を得るための「減圧機能」、システム側で圧力が上昇した場合に圧力を一定値以下に抑えるための「リリーフ機能」、さらに水道水に含まれるコンタミネーションの除去のための「フィルタ機能」がある。ここで検討する必要があるのは減圧機能とリリーフ機能である。

（1）設定圧力と流量

定圧装置の実証システムとして、 15L/min 用減圧弁による小形定圧装置、及びこの 15L/min 用減圧弁をパイロット弁とし 400L/min 用減圧弁を主弁とするパイロット駆動式大形定圧装置を検討する。

（2） 15L/min 用減圧弁

この弁は TACO 社の水圧用減圧弁 RL4 をベースに構成する。図 1.1.1 に弁のモデル構造を示す。

減圧機能及びリリーフ機能を確認するため、静的な特性の検討を行った。

a) 減圧機能

弁体に作用する力の釣り合い、減圧弁開口部の圧力と流量の関係より、下記の諸元に対し、圧力と流量の関係が得られる。

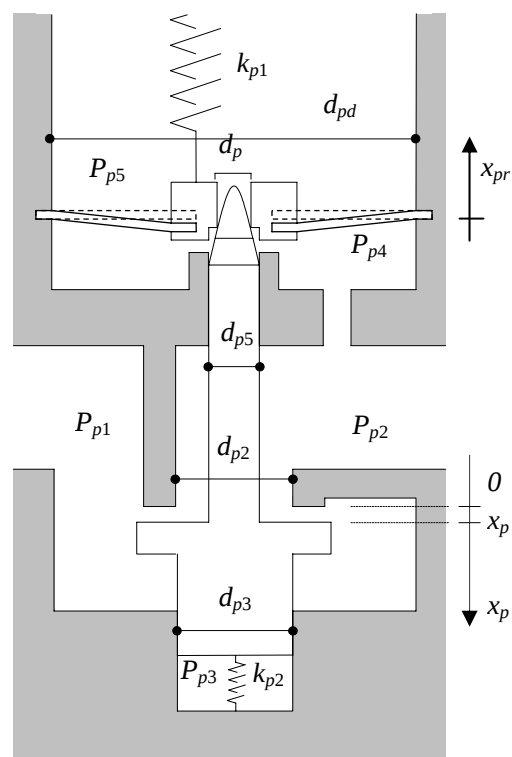


図 1.1.1 15L/min 減圧弁モデル図

$d_{pd}=36.0\text{mm}$, $d_p=6.5\text{mm}$, $d_{p2}=14.0\text{mm}$,
 $d_{p3}=14.0\text{mm}$, $d_{p5}=8.0\text{mm}$, $k_{p1}=36.36\text{N/mm}$,
 $x_{01}=8.87\text{mm}$ (パイロット弁として使う場合),
 $x_{01}=8.64\text{mm}$ (減圧弁として使う場合),
 $k_{p2}=7.938\text{N/mm}$, $x_{02}=7.80\text{mm}$,
 $M_p=0.1\text{kg}$

減圧弁として使用する場合、クラッキング圧力を 0.25MPa として図 1.1.2 が得られる。またパイロット弁として使用する場合、クラッキング圧力を 0.2582MPa として図 1.1.3 が得られる。前者は減圧弁として、後者はパイロット弁として十分可能と考えられる。

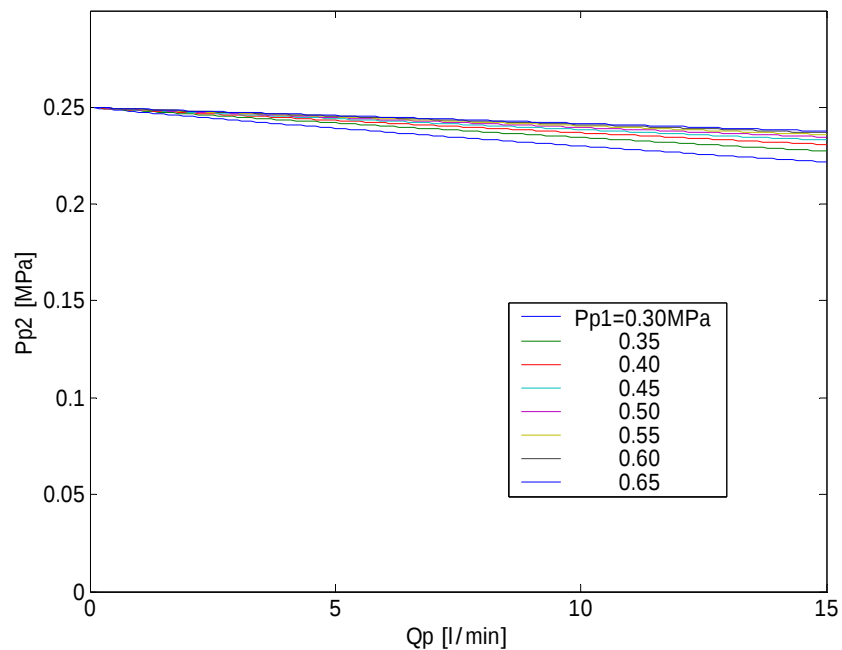


図 1.1.2 減圧弁として使用する場合の減圧特性 (クラッキング圧力 0.25MPa)

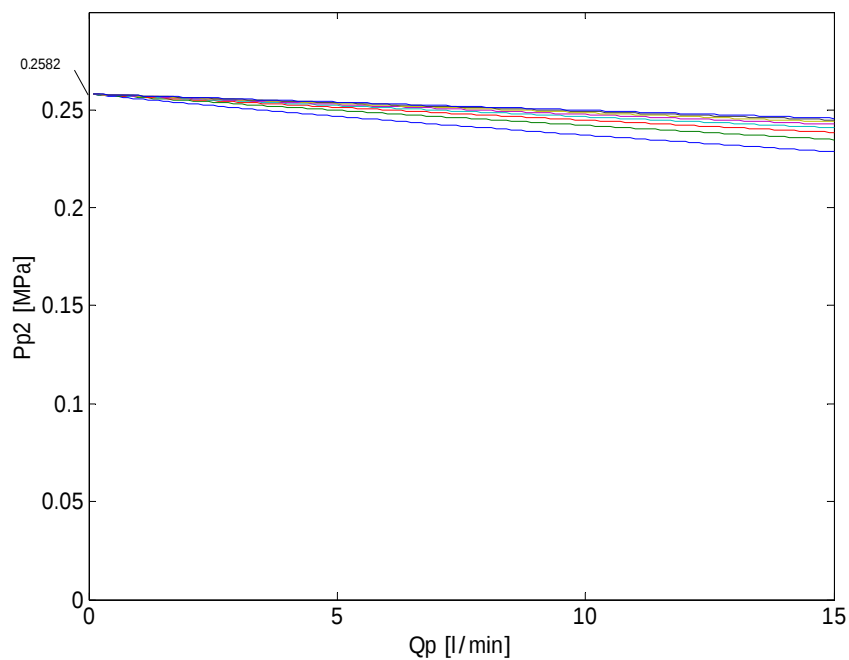


図 1.1.3 パイロット弁として使用する場合の減圧特性（クラッキング圧力 0.2582MPa）

b) リリーフ機能

ダイアフラム部の力の釣り合い、開口部の圧力と流量の関係よりリリーフ特性が図 1.1.4 のように得られる。最大流量 15L/min までリリーフ機能が果たせるものと考えられる。

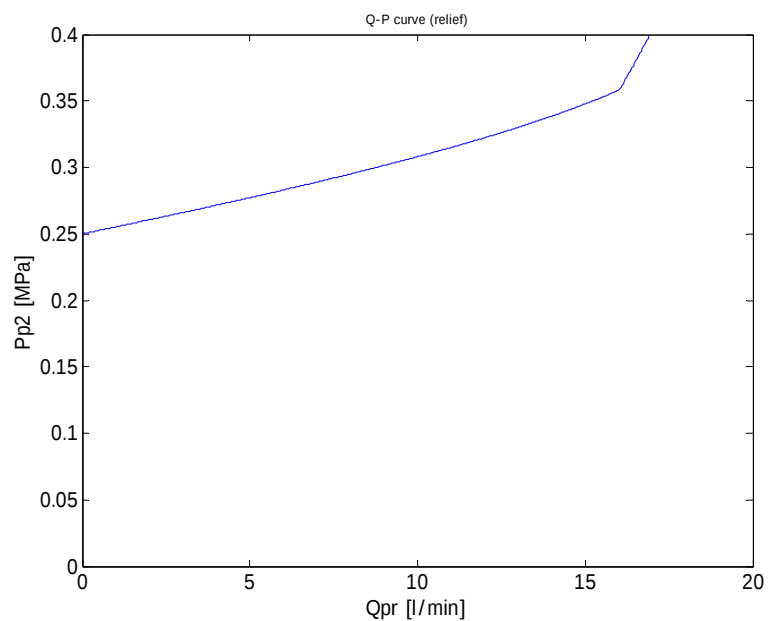


図 1.1.4 リリーフ特性

(3) 400L/min 用減圧弁

この弁は **TACO** 社の空気圧用パイロット駆動式レギュレータ **R5B** をベースとした。図 1.1.5 に弁のモデル構造を示す。必要な諸元について静的な検討を行った。

a) ポートサイズ

管内流速を 3m/s 以下とするため 2.5"配管とする。

b) シート径

減圧部のシート径は、最小差圧で最大流量が得られるように **60mm** とする。リリース部シート径は、最大流量がリリース可能となるよう **30mm** とする。

c) 主弁の流量特性

弁体に作用する力の釣り合い、減圧部の圧力と流量の関係より、以下の設計諸元に関して圧力と流量の関係が図 1.1.6 のように得られる。

$$\begin{aligned}d_1 &= 30 \text{ mm}, d_2 = 30 \text{ mm}, d_3 = 60 \text{ mm}, d_4 = 60 \text{ mm}, \\d_5 &= 20 \text{ mm}, d_6 = 92 \text{ mm}, d_7 = 30 \text{ mm}, k = 3.334 \text{ N/mm}, \\x_0 &= 17.6 \text{ mm}, \quad M = 0.4 \text{ kg}\end{aligned}$$

図 1.1.6 より 0～400L/min の範囲で圧力を 0.25～0.2455MPa の範囲に設定（パイロット弁のクラッキング圧力は 0.2582MPa に設定）できることが予測され、減圧弁としての機能が十分果たせると考えられる。

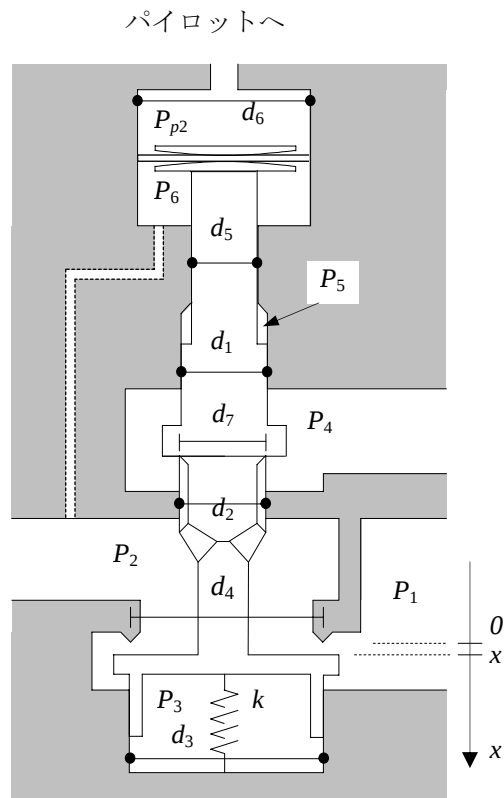


図 1.1.5 主弁モデル図

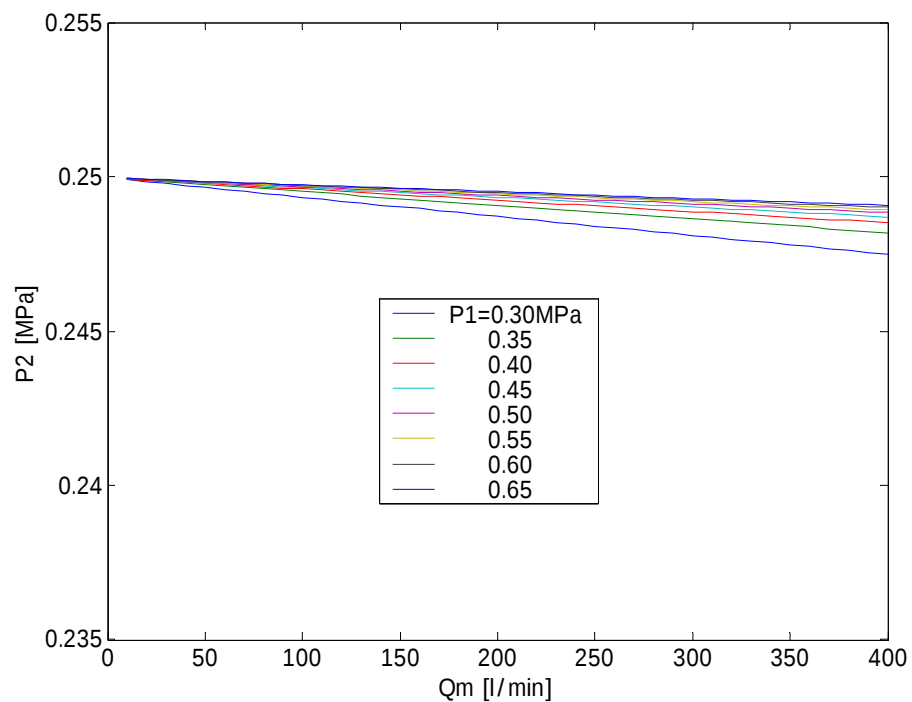


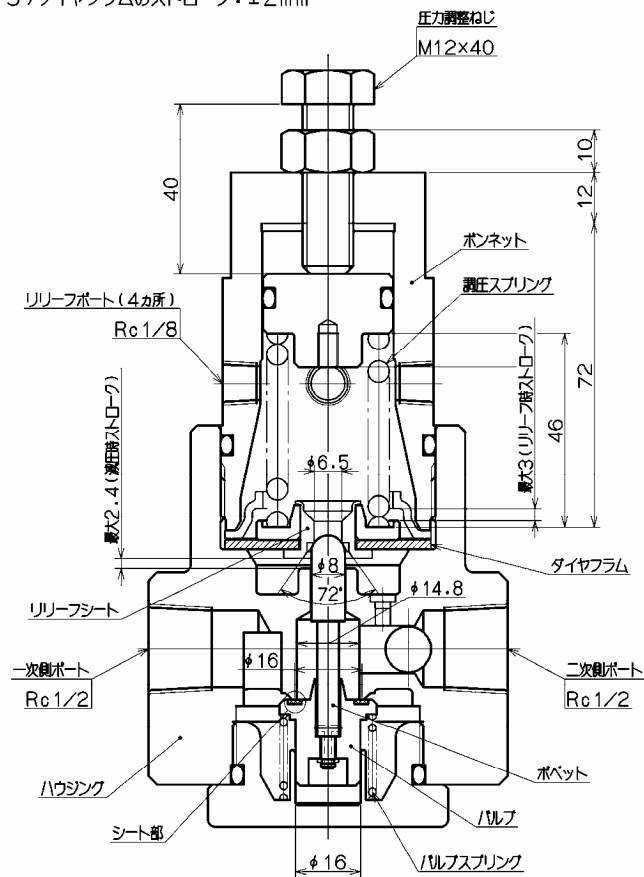
図 1.1.6 主弁の特性

1.1.3 装置としての概念設計

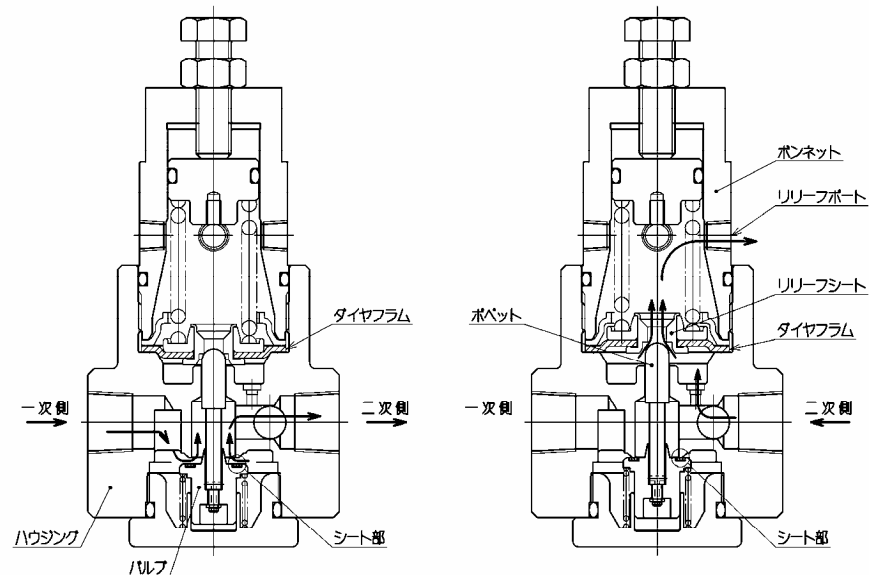
15L/min 用減圧弁は既存の水圧用減圧弁にリリース機能を付加した。400L/min 用減圧弁は既存の空気圧用パイロット駆動式レギュレータをもとに主要寸法、材質を適切なものに変更した。両者の計画図、外形寸法図、内部構造図を以下の図 1.1.7～図 1.1.13 に示す。

設計仕様

- (1) 設定圧力: 0.25MPa
- (2) 流量: 15L/min
- (3) 圧力調整範囲: 0.01~0.4MPa
- (4) リリーフ機能付
- (5) ダイアフラムのストローク: $\pm 2\text{mm}$



Uni ADS 定圧装置 (15L/min) の計画図 (1)



計画図 (2)

(減圧作動時)

計画図 (3)

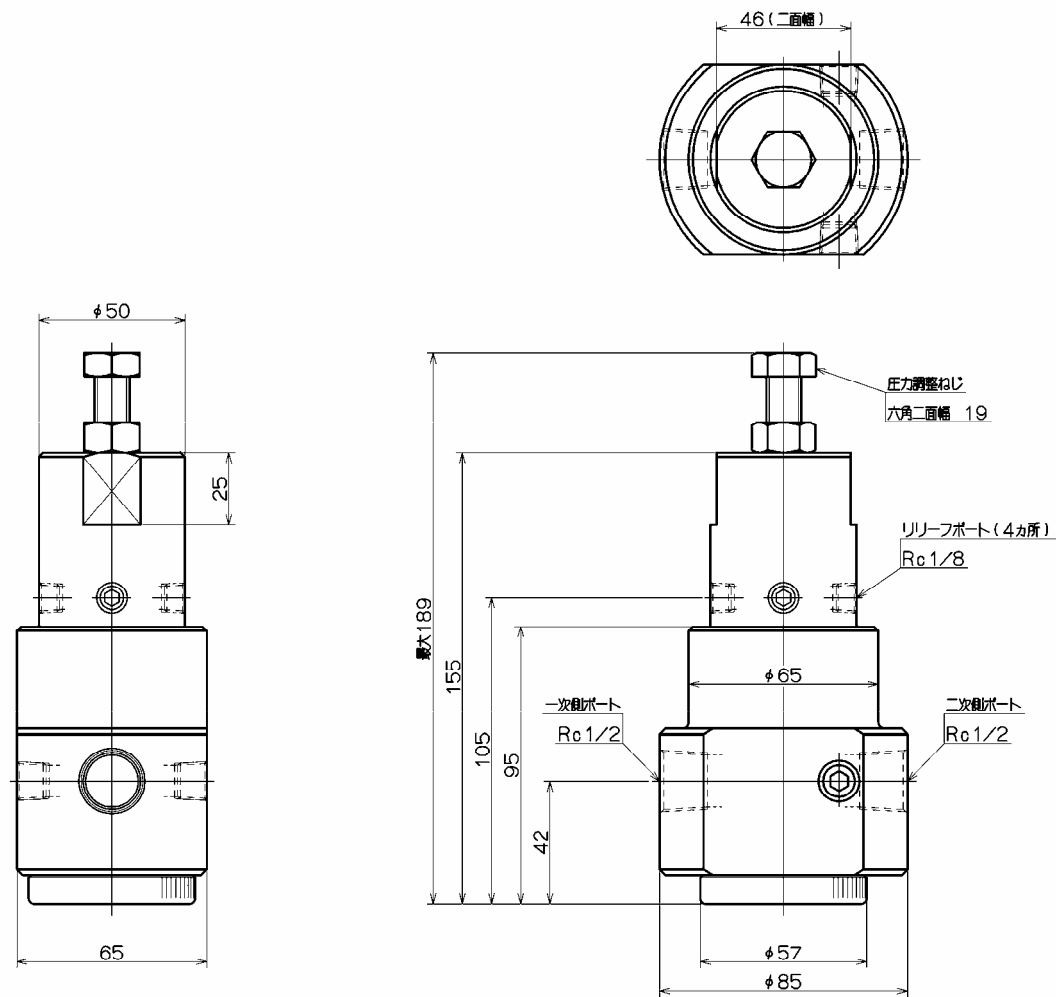
(リリーフ作動時)

Uni ADS定圧装置 (15L/min) の作動原理

- ・本弁ではダイアフラムを介して調圧スプリングとバルブ、ポベットおよびスプリングが対抗しています。
(ポベットは止め輪でバルブに固定されています)
- ・ダイアフラムとリリーフシートの下側には二次圧がさらに作用します。
- ・二次圧が設定圧力 (調圧スプリングを押し込み設定します) より低い場合、バルブはダイアフラムに押されハウジングのシートから離れ、その隙間から水が一次側から二次側に流れます。(計画図 (2) 参照方)
- ・二次圧が設定圧力に達すると、ダイアフラムは上側に戻され、バルブはハウジングのシートに接触し、弁は閉じます。(計画図 (1) がこの状態を示します)
- ・さらに二次圧が上昇するとダイアフラムは上側に変形し、ポベットがリリーフシートから離れ、その結果二次側の水はボンネットのスプリング室からリリーフポートを通り逃げ、二次圧の上昇を抑えます。
(計画図 (3) を参照方)

OTR, TE45340-SIYD

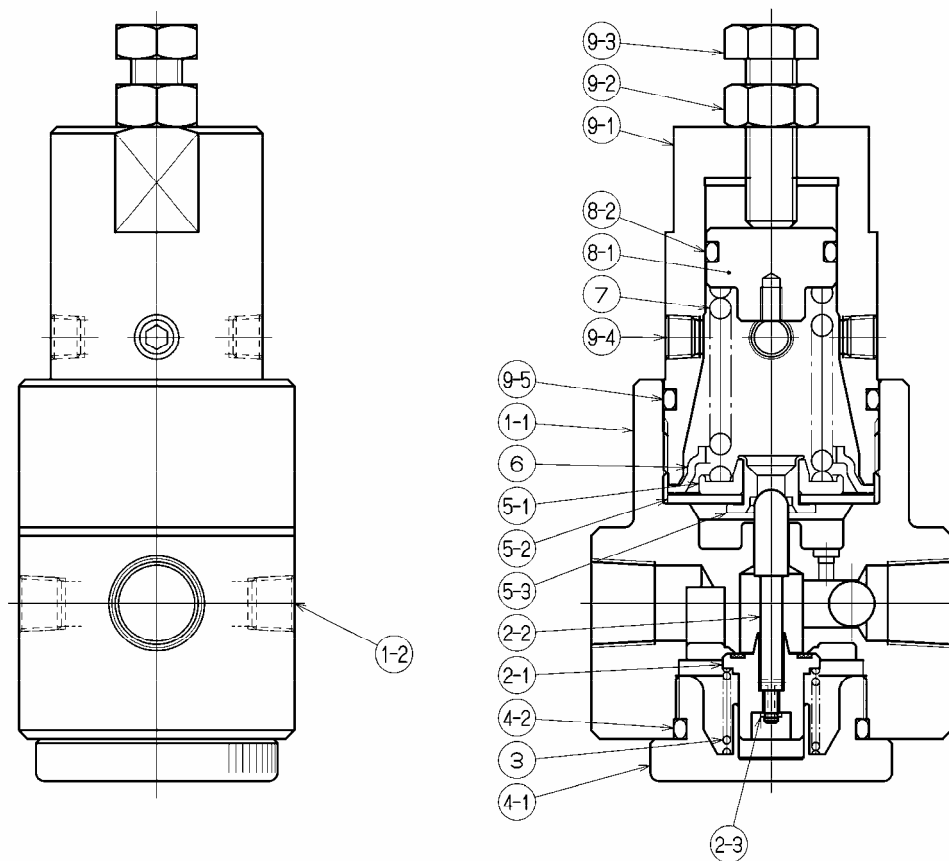
図 1.1.7 15L/min 用減圧弁の設計仕様と計画図



Uni ADS 定圧装置 (15L/min)		
外形寸法図		
日付 DATE	2005-01-20	サイズ SIZE B
図番 DRAWING NO.	TE45340-C	枚数 SHEET 1/1

TE45340_OC-01

図 1.1.8 15L/min 用減圧弁の外形寸法図



9-5	オリング P45		(1)	NBR
9-4	1/8テーパプラグ		(4)	ステンレス
9-3	調整ねじ(M12×40)		(1)	快特鋼
9-2	ロックナット(M12)		(1)	ステンレス
9-1	ボンネット	TE45336	(1)	ステンレス
9	ボンネット部分組立		1	
8-2	オリング P25		(1)	NBR
8-1	リテーナ	TE45337	(1)	黄銅
8	リテーナ部分組立		1	
7	スプリング(調整用)	TE45377	1	ステンレス
6	スリップリング	TE45333	1	ポリアセタール
5-3	リリーフシート	TE45335	(1)	黄銅
5-2	ばね受け	TE45334	(1)	黄銅
5-1	ダイヤフラム	TE45332	(1)	ゴム・ナイロン布
5	ダイヤフラム部分組立		1	
4-2	オリング P-40		(1)	NBR
4-1	プラグ	TE45330	(1)	黄銅
4	プラグ部分組立		1	
3	スプリング	TE45376	1	ステンレス
2-3	CS止め輪(φ3)		(1)	ステンレス
2-2	ボベット	TE45329	(1)	黄銅
2-1	バルブ	TE45328	(1)	黄銅・ゴム
2	バルブ部分組立		1	
1-2	1/4テーパプラグ		(2)	ステンレス
1-1	ハウジング	TE45331	(1)	ステンレス
1	ハウジング部分組立		1	
照号	部品名称	部品番号	数量	材質

Unit ADS 定圧装置(15L/min)
内部構造図

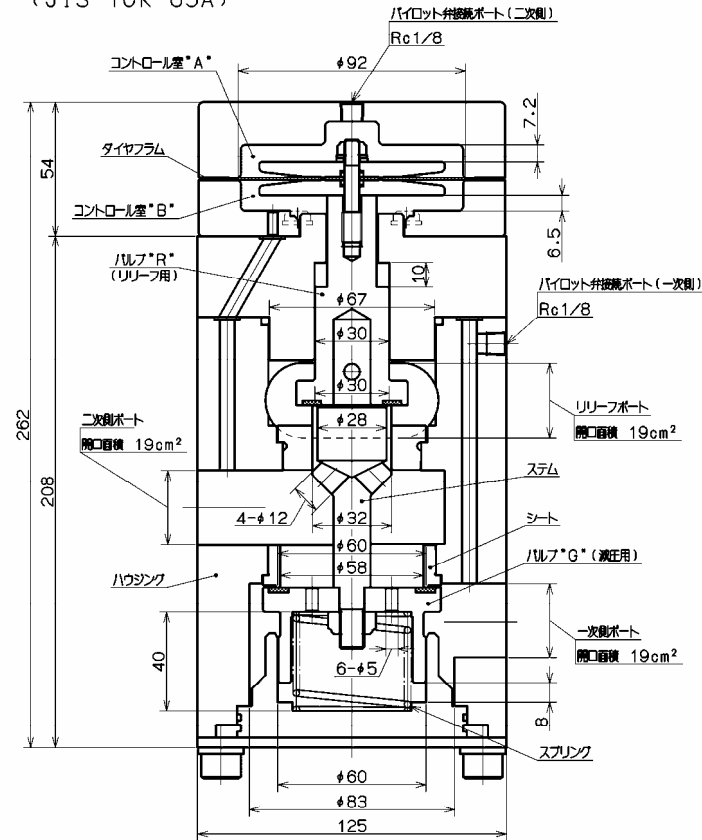
日付 DATE	2005-01-20	サイズ SIZE	B
図面番号 DRAWING NO.	TE45361	枚数 SHEET	1/1

TE45361_00-01

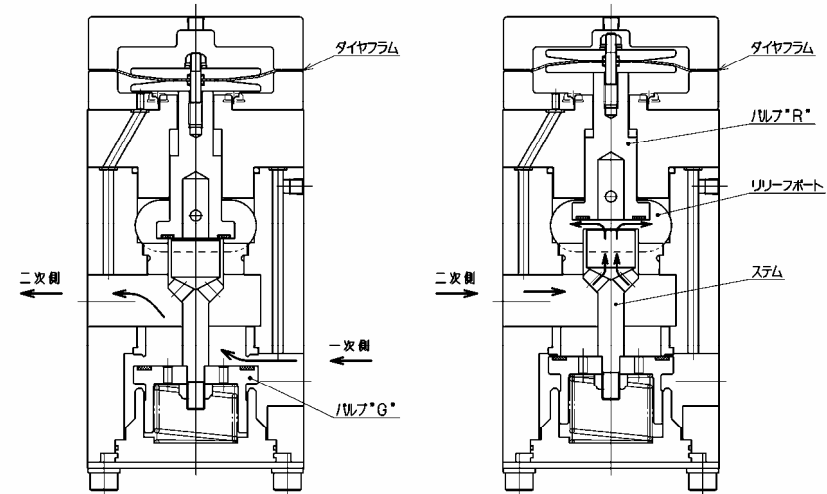
図 1.1.9 15L/min 用減圧弁の内部構造図

設計仕様

- (1) 設定圧力: 0.25MPa
- (2) 流量: 400L/min
- (3) リリーフ機能付
- (4) タイヤフラムのストローク: $\pm 5.5\text{mm}$
- (5) 水道用丸フランジ取付可能形
(JIS 10K 65A)



Uni ADS 定圧装置 (400L/min) の計図 (1)



計図 (2)

(減圧作動時)

計図 (3)

(リリーフ作動時)

Uni ADS定圧装置 (400L/min) の作動原理

- ・本弁は小型定圧装置 (15L/min) をパイロット弁として流量400L/minを供給可能にしたパイロット作動形リリーフ機能付き減圧弁です。
- ・タイヤフラムの上側 (コントロール室 "A") にパイロット弁の二次圧 (パイロット圧) が作用します。下側にはバルブ "R", ステム, バルブ "G" とスプリングがあり対抗しています。
- ・タイヤフラムの下側 (コントロール室 "B") には二次圧がさらに作用します。
- ・バルブ "R", ステム, バルブ "G" はそれぞれ圧力バランスしていること、またバルブ "G" のスプリング力が非常に弱いことから、本弁はタイヤフラムに作用するパイロット圧と二次圧の圧力差により作動する制御弁と言えます。
- ・二次圧が設定圧力 (パイロット圧) より低い場合、タイヤフラムが下側に押され、バルブ "G" がハウジングのシートより離れ、その隙間から水が一次側から二次側へ流れます。(計図 (2) を参照方)
- ・二次圧が設定圧力に達すると、タイヤフラムは上側に戻され、バルブ "G" はハウジングのシートに接触し、弁は閉じます。(計図 (1) がこの状態を示します)
- ・さらに二次圧が上昇するとタイヤフラムは上側に変形し、その結果バルブ "R" がステムから離れ、その隙間から二次側の水がリリーフポートより逃げ、二次圧の上昇を抑えます。(計図 (3) を参照方)

OTR.TE45373-S1Y0

図 1.1.10 400L/min 用減圧弁の設計仕様と計図

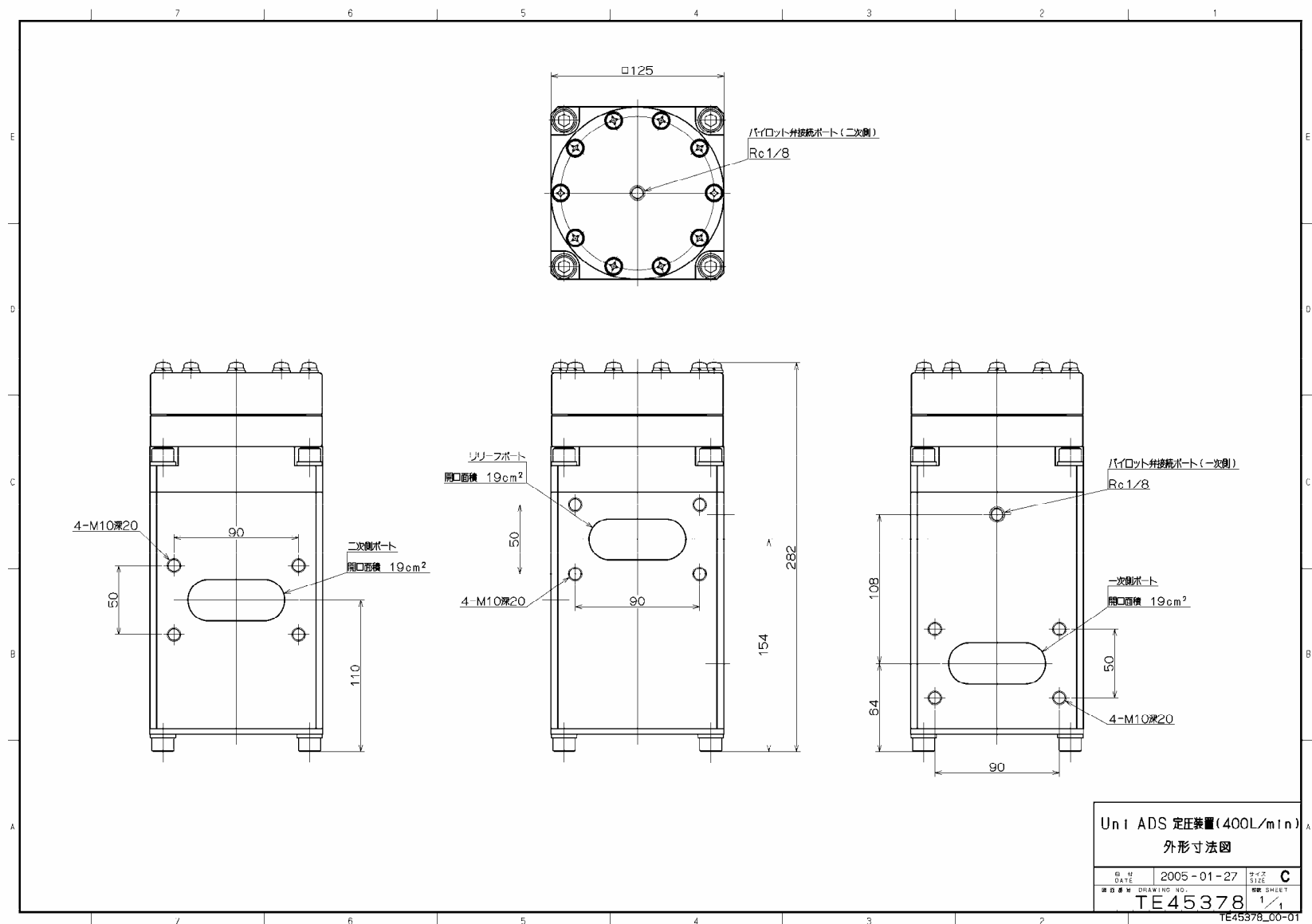


図 1.1.11 400L/min 用減圧弁の外形寸法図

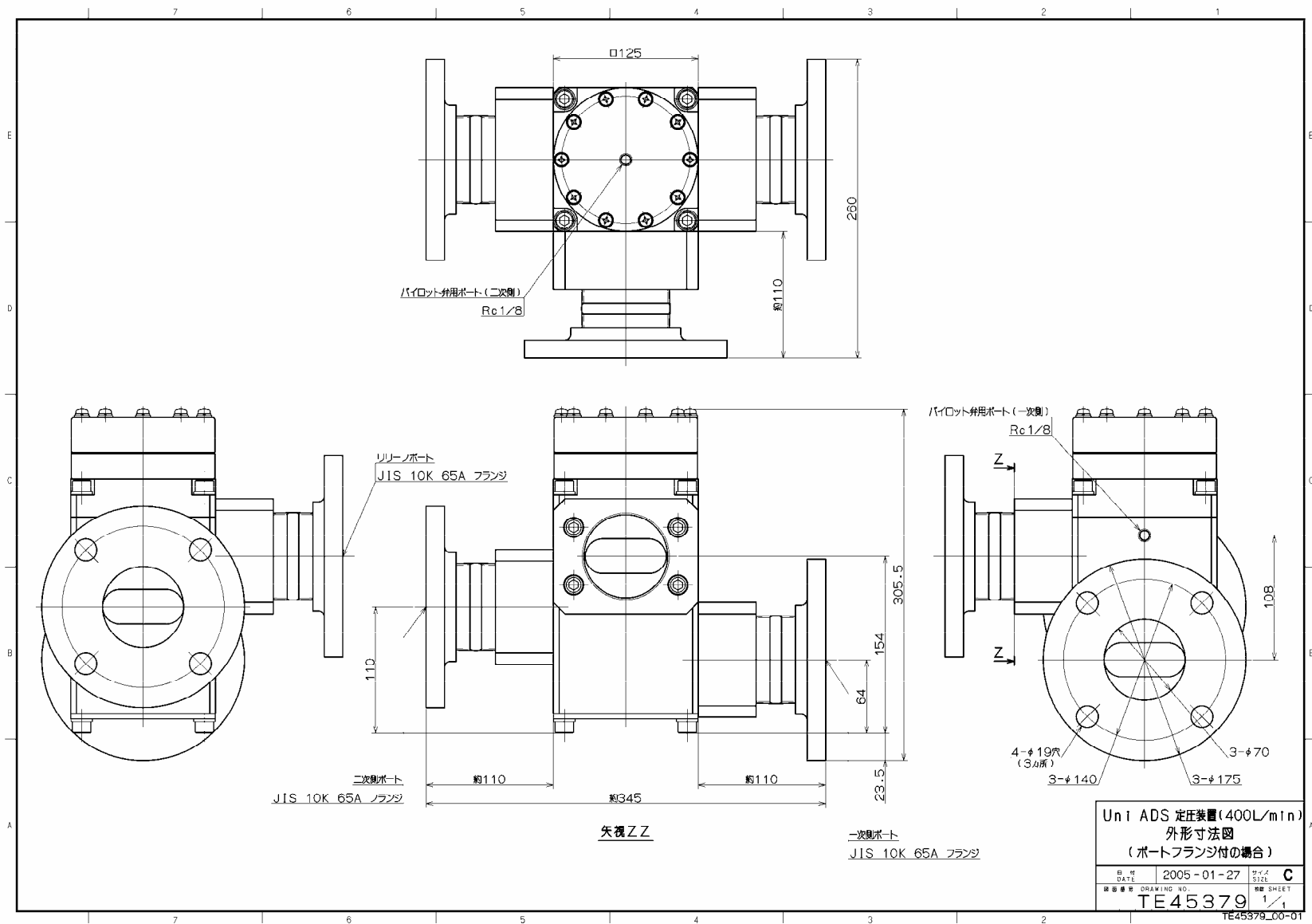


図 1.1.12 400L/min 用減圧弁の外形寸法図 (ポートフランジ付の場合)

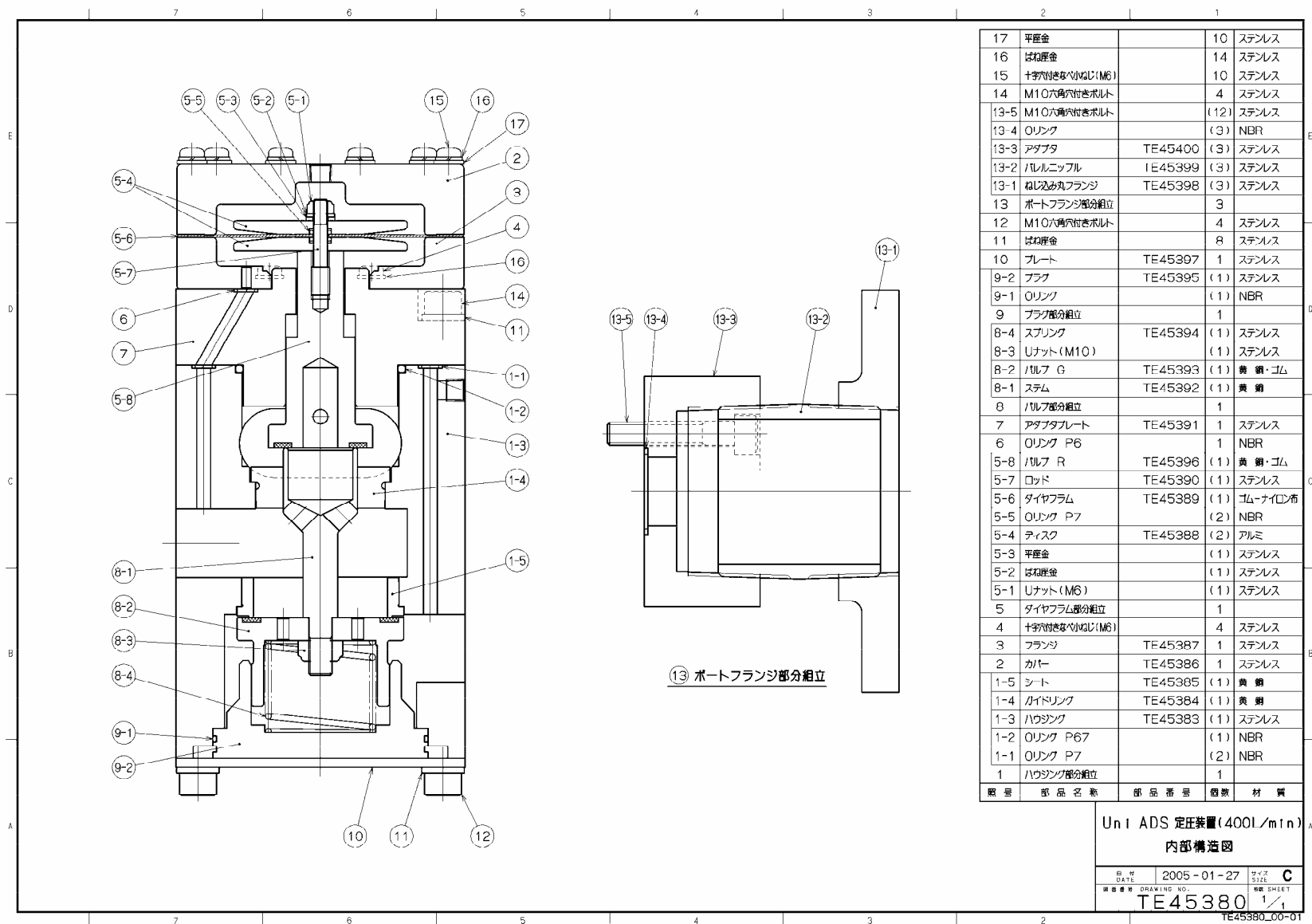


図 1.1.13 400L/min 用減圧弁の内部構造図

1 . 1 . 4 課題と今後の展開

今後の課題及び展開は下記のものとして下記のものが挙げられる。

(1) 定圧装置の詳細設計及びその製作

(2) 基礎特性試験及び改良

＜実験事項＞

- ・減圧特性（出口側圧力－流量、パラメータ：供給圧力）
- ・リリーフ特性（出口側圧力－リリーフ流量）
- ・パイロット弁と主弁を組み合わせで安定作動するか（不安定現象発生の有無）

＜検討事項＞

- ・パイロット弁のオーバーライド特性はどの程度まで許容されるか検討
- ・リリーフ弁設定圧と減圧弁設定圧の関係をどのようにセットすべきか検討
- ・各部の摩擦によるヒステリシスの影響の検討

1.2 増圧装置についての検討

1.2.1 目的

一般の機械において、駆動源として現在使用されているのは、油圧、空気圧及び電動が主体である。そして、その用途、出力レベルにより、それらが単独或いは混在した形で使用されている。新しい駆動方式 UniADS は、従来の駆動方式とは異なる水道水圧を駆動源として使用し、さらにそれらを一元化するものとして登場してきたといえる。

今回の UniADS における増圧器の開発目的は、一次側として利用する水道水配管圧力 (0.3MPa~0.65MPa) を空気圧または低油圧レベルまで高压化させて、空気圧や低油圧レベルで動作するアクチュエータを水圧においてもその利用が可能になるようにすることである。

具体的には、空気圧レベル用として、増圧比 6 のものと、低油圧レベル用として、増圧比 14 のものと 2 種類を検討対象とする。

1.2.2 増圧装置の構成と機能及び開発指針

増圧器は、面積差を持つ段付ピストンを利用して、一次側圧力を高压の二次側圧力に変換する装置である。一次側圧力源として、従来は空気圧や油圧が使用され、二次側圧力媒体としては、油圧または水圧など液圧を使用しているものが多い。構造は、単動形のものと複動形のものに大別される。

(1) 開発の基本方針

a) 主弁の構造

増圧機能を有する主弁部は、複動形とする。一次側圧力源は、水道水である。二次側圧力媒体も、水道水とする。

b) パイロット弁

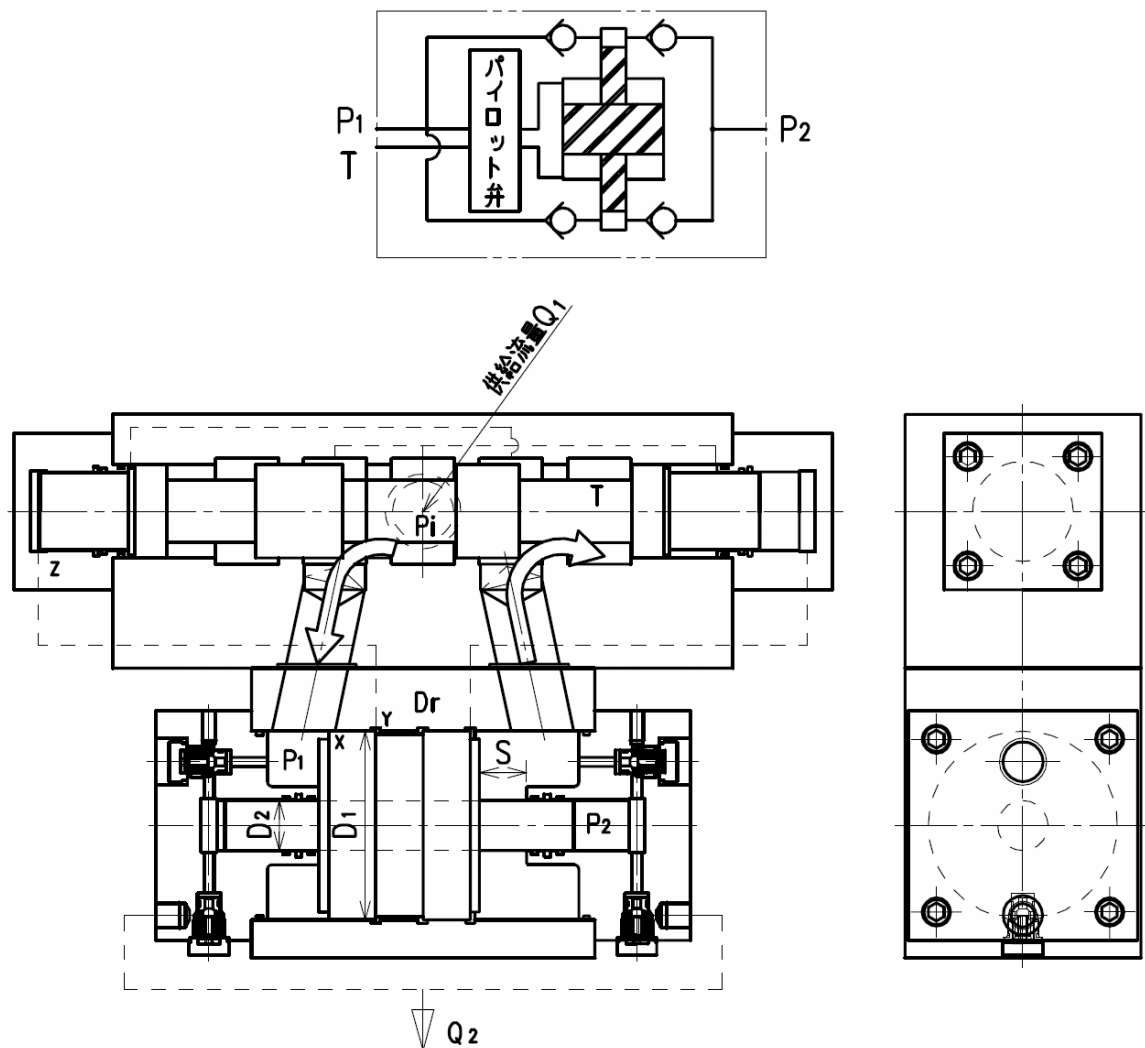
主弁部を連続的に駆動するためのパイロット弁部は、電磁弁式のものとして自己発振式のものとして二方向で検討することとした。電磁弁式のは、入力信号としてリミットスイッチまたは、近接スイッチを使用して、ソレノイドバルブを切り換える構造のものとする。

(2) 増圧器の作動原理

一次側圧力媒体と二次側圧力媒体が同じ水道水ということで、一次側と二次側の供給ポートは、共用することができる。したがって、増圧器の回路記号としては、図 1.2.1 のように表すことができる。

図 1.2.1 を基に、本バルブの作動原理について述べる。まず、各部の諸元を以下のとおりとする。

一次側ピストン径	D_1 (mm)
二次側ピストン径	D_2 (mm)
ピストンストローク	s (mm)
一次側供給流量	Q_1 (L/min)
二次側吐出し流量	Q_2 (L/min)
一次側圧力	P_1 (MPa)
二次側圧力	P_2 (MPa)



1. 本図は、主弁が左端にあって、右行を開始しようとしている瞬間を示す。
2. このときパイロット弁も、左端にあって1次側圧力 P_1 が、主弁の左側の部屋に導入されて、主弁は右行する。主弁の小径部には、高圧が発生して高圧チェック弁を押し上げて、吐出される。
3. ピストン端部Xが、ハウジングのグルーブYに達すると、パイロット弁のZ室に P_1 圧が導かれて、パイロット圧が右端に切り換る。
4. その後は、同様の作動を繰り返す。

図1.2.1 増圧器の記号と作動原理

主弁の振動数	f (c/min)
圧力比	r_p
流量比	r_f
1 サイクルの必要水量	q_1 (L)
1 サイクルの吐出水量	q_2 (L)

上記から、次のことが言える。

$$\text{一次側流量 } Q_1 = \pi D_1^2 / 4 \cdot 2s \cdot f \cdot 10^{-6} \quad (\text{L/min})$$

$$\text{二次側流量 } Q_2 = \pi D_2^2 / 4 \cdot 2s \cdot f \cdot 10^{-6} \quad (\text{L/min})$$

$$\text{流量比 } r_f = Q_2 / Q_1 = D_2^2 / D_1^2$$

$$\text{圧力比 (増圧比) } r_p = P_2 / P_1 = D_1^2 / D_2^2$$

したがって、効率 100% とすれば、圧力比 $\times$ 流量比 $= r_p \cdot r_f = 1$

$$\text{1 サイクルの必要水量 } q_1 = \pi D_1^2 / 4 \cdot 2s \cdot 10^{-6} \quad (\text{L})$$

$$\text{1 サイクルの吐出水量 } q_2 = \pi D_2^2 / 4 \cdot 2s \cdot 10^{-6} \quad (\text{L})$$

$$\text{供給水量 } Q_1 \text{ (L/min) のときの振動数 } f \text{ (c/min) は、} f = Q_1 / q_1$$

ピストン速度 v

$$v = Q_1 / A_1 = (\pi D_1^2 / 4 \cdot 2s \cdot f \cdot 10^{-3}) / (\pi D_1^2 / 4 \cdot 10^{-2}) \\ = 2s \cdot f \cdot 10^{-1} \text{ (cm/min)} = 2s \cdot f \cdot 10^{-3} \text{ (m/min)} = 2sf/60 \cdot 10^{-3} \text{ (m/s)}$$

1.2.3 課題と目標値

増圧器を開発するにあたっての検討項目について述べる。

(1) 漏れ性能

主弁も、パイロット弁ともにスプール形式の場合には、一般的には、漏れを生じやすい。スプールタイプの場合には、ピストン径、ピストンとハウジングのラップ長さ及びクリアランス（隙間）に関する検討が、鍵を握っている。ピストン径は、通過流量の関係で、ほぼ決定されるので、ラップ長さとクリアランスについて、詳細に検討する必要がある。

(2) 圧力損失

圧力損失の考え方は、元々の圧力が 0.25MPa と低いことから、目標を定格圧力の 10% 程度とする。

(3) 摺動特性の改善（摩擦抵抗の軽減）

摺動性能に関して影響を与える項目は多い。

a) 摺動部の構造

直接のメタル接触を避けることが原則である。

今回主弁の大径部及びパイロット弁の 4 方切り換えスプール部分については、パッキンの組込みが難しいところもある。この場合には、ハウジング内面に摩擦抵抗の少ない皮膜をコーティングして、軸受けすべり面を形成させる。

b) 摺動部の材質と仕上げ精度

今回は、ピストン、ハウジングともステンレス鋼を使用する方向である。通常、シール或いはウエアリングの相手材の硬度は、 $H_{RC} = 55$ またはそれ以上とされるので、ピストン外周部に、硬質クロームメッキを施し、ラップ仕上げす

る。摺動部の仕上げ精度の目安は、1.6 z とする。

油圧や空気圧では一般的に、研磨後のバフ仕上げやクロムメッキ処理を行う水道水を用いる場合は自己潤滑性のある表面仕上げ（処理）を取り入れるほう望ましい。

（４）効率の改善

機械効率に関係するのは、機械的な接触に伴う各部の摩擦抵抗であり、流体の通過に伴う圧力ロスである。容積効率に関するものは、各部の漏れである。

（１）～（３）に述べた項目を改善することが、効率の向上につながる。

（５）脈動、振動数、耐久性について

１サイクルの工程中のうち、ピストンの移動方向が切り換るストロークエンドの領域では、図 1.2.2 に示すようにピストンが停止し吐出量が一旦ゼロになるため二次圧力が高圧からゼロ近辺まで低下する現象が発生する。この二次圧力の脈動幅を小さくするには振動数を増やし、管路の圧力に必要な圧縮ボリュームをできるだけ維持できるように流量を連続して吐出する必要がある。（関係式①参照）また昇圧過程においても図 1.2.3 に示すような階段上の圧力変化となりやすいため、よりスムーズな圧力変化を実現するためには振動数の高速化が必要である。

<関係式①> 二次側吐出流量 $\propto$ ピストン直径² $\times$ ピストンストローク $\times$ 振動数

しかしながら振動数を増加させると関係式②の関係よりピストン速度が上がるためピストンの耐焼付性・耐磨耗性の検討やピストンシールを使用する場合はシールの耐久性や摩擦による性能等への影響も合わせて考慮する必要がある。

<関係式②> ピストン速度 $\propto$ ピストンストローク $\times$ 振動数

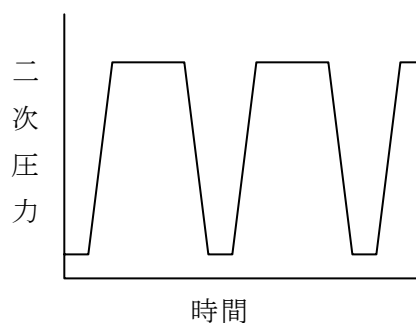


図 1.2.2 圧力特性

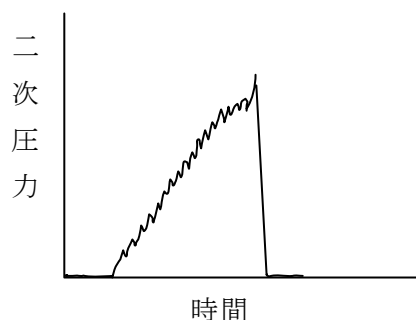
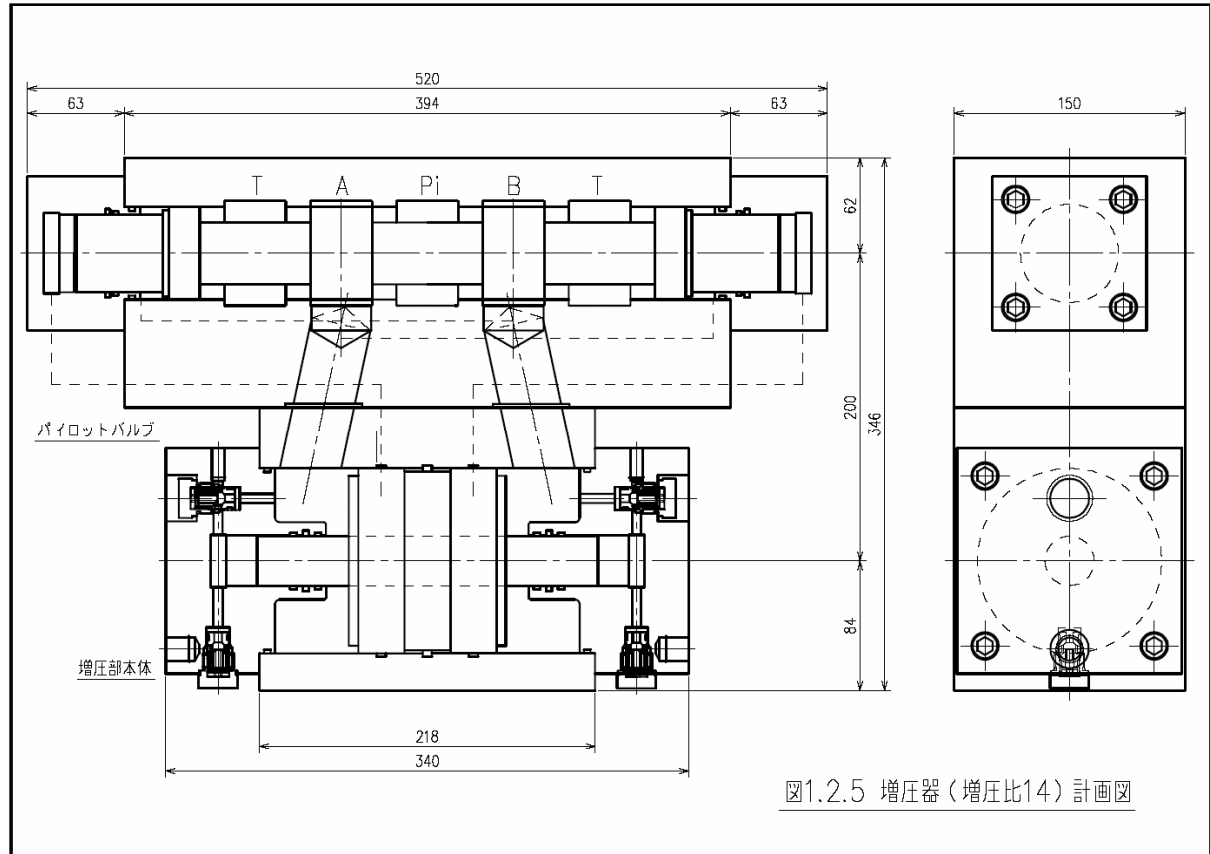
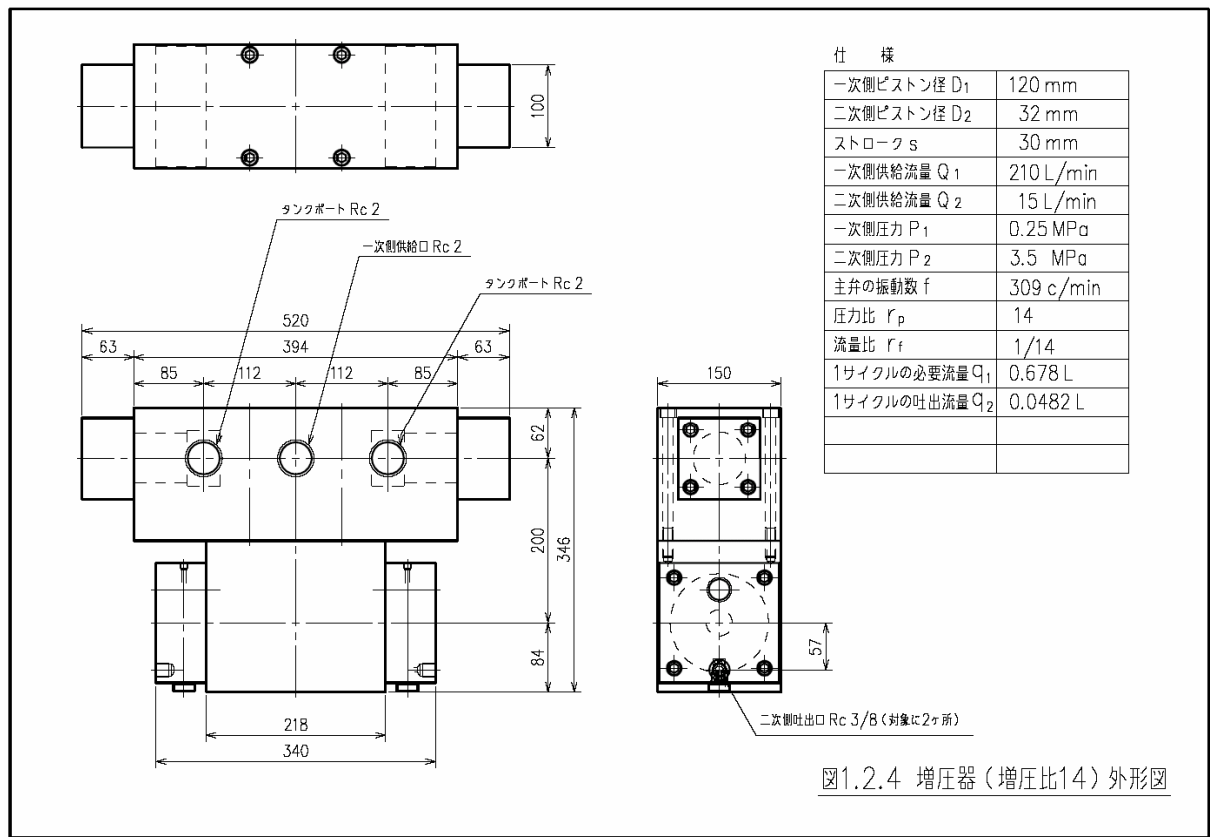
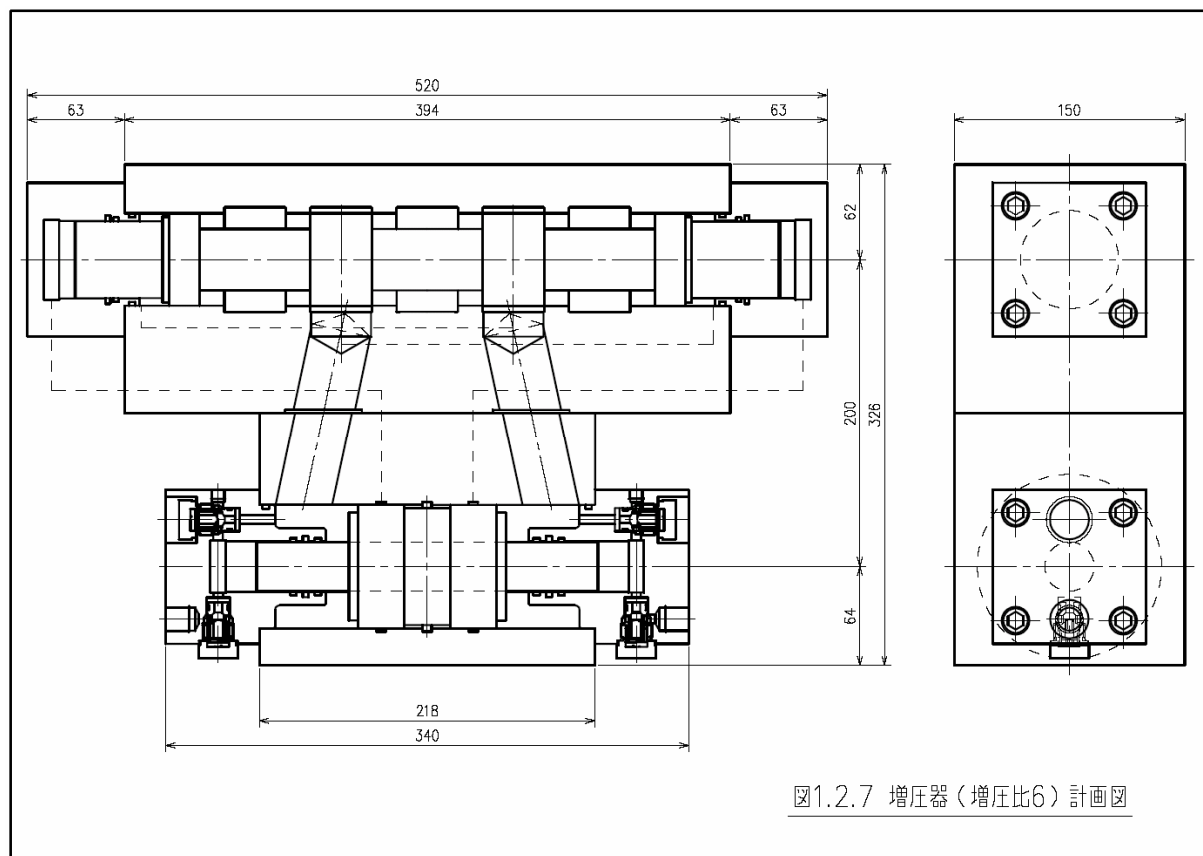
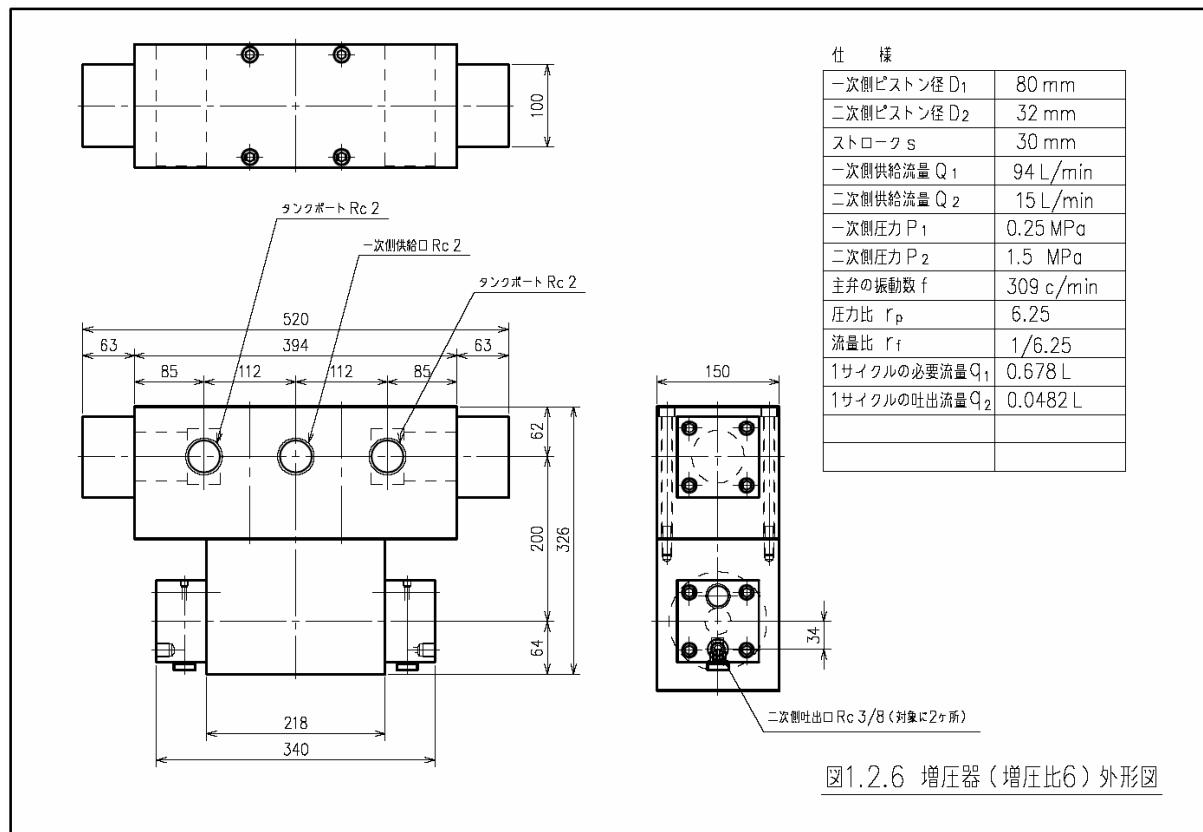


図 1.2.3 昇圧特性

1.2.4 仕様の確定

前項の検討結果により、今回の仕様を図 1.2.4、図 1.2.6 のとおりとする。また、断面構造を図 1.2.5、図 1.2.7 に示す。





1.2.5 試験方法及び項目

増圧器単体において、それぞれ増圧比 14，増圧比 6 が得られているか、または圧力脈動の状態について試験を行う。

(1) 試験項目

無負荷作動試験・・・全ストロークで作動する最低作動圧力

耐圧性試験・・・・・・呼び圧力の 1.5 倍 ($3.5\text{MPa} \times 1.5 = 5.25\text{MPa}$) $\times 1\text{min}$

性能試験・・・・・・機械効率、容積効率、全効率の算出

耐久性試験・・・・・・移動距離

速度 ($300\text{mm/s} \pm 10\%$)

摩耗検査 (試験前後での各摺動部の変化)

水温 ($5 \sim 60^\circ\text{C}$)

外部漏れ (なきこと)

(2) 試験方法

a) 試験仕様

供給用渦巻きポンプまたは相当品

1 次側供給流量 $Q1 = \text{MAX.}105\text{L/min}$

1 次側供給圧力 $P1 = 0.25\text{MPa}$

2 次側負荷圧力 $P2 = 3.5\text{MPa}$

供試増圧器①増圧比 14 及び②増圧比 6 各 1 台

b) 試験回路

図 1.2.8 による。

c) 測定項目

1 次側供給流量 $Q1$ ，1 次側圧力 $P1$ ，2 次側流量 $Q2$ ，2 次側圧力 $P2$ 、及び上記 1) 試験項目と、1 次側供給流量、2 次側負荷を順次変化させた場合の上述各諸量を測定する。

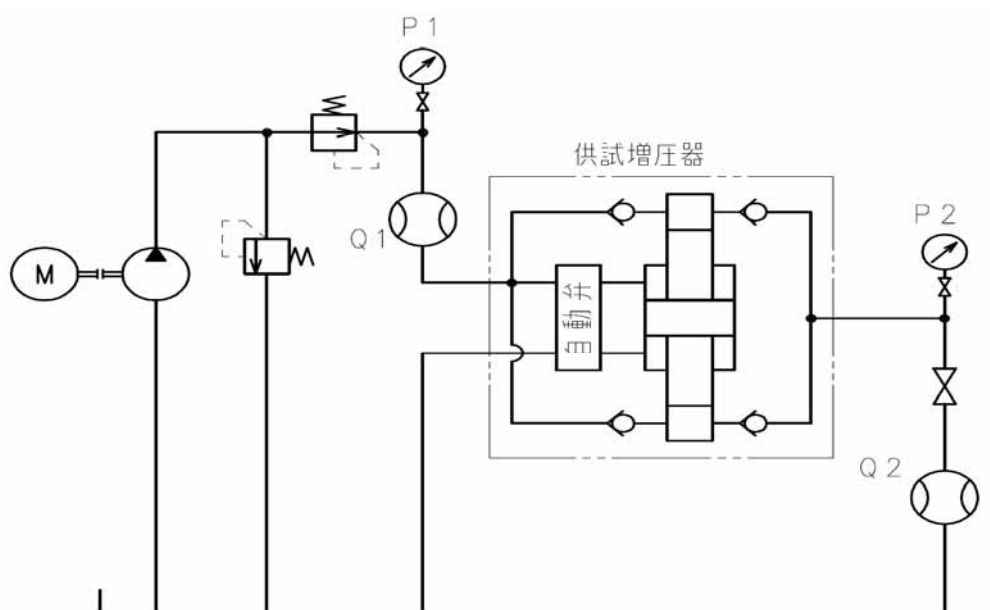


図1.2.8 試験回路

1.3 エネルギー有効利用装置についての検討

1.3.1 目的

生産工場及び一般家庭にインフラとして整備されている水道網を利用した UniADS を実用化する上で、省エネルギー性の向上は非常に大切な課題である。本節では UniADS における省エネルギー手法について、モデル回路を用いて定量的に考察することを目的とする。

1.3.2 装置の概念

まず従来油圧回路で考えられていた手法を今回のシステムに適用することを検討した。配布物「油圧システムの省エネルギー化技術の開発動向に関する調査研究」(JFPA 編：H12 年度 pp. 15-41)によると、ポンプの回転数制御あるいはアキュムレータの利用による省エネルギー化が考えられるが、UniADS における増圧器では既に一定圧を作り出しているため、元圧側でポンプ回転数制御によりエネルギーロスを小さくする方法は手段として除外される。現状ではアキュムレータの利用が中心課題となるため、想定した負荷パターンをモデル回路上で実現した場合に、負荷戻りラインが持つエネルギーを回収・利用する方法を検討する。

1.3.3 モデル回路によるシミュレーション

UniADS 回路は高・中・低の3つの定圧ラインを有しているが、シミュレーションにより前節の概念の効果を概算するために、ここでは高压ライン及び低压ラインの二つだけを取り上げたモデル回路を考える。

アクチュエータとして水圧モータを取り上げ、一定時間回転仕事をさせることを考える。通常回路では水圧モータの戻り配管を大気開放することでモータ部の有効差圧を下げて減速を行う(図 1.3.1)が、これは高压水の持つ利用可能なエネルギーをタンクに廃棄していることに相当するため、戻り配管を低压側に接続して低压ラインのアキュムレータに圧力エネルギーを蓄える(図 1.3.2)。

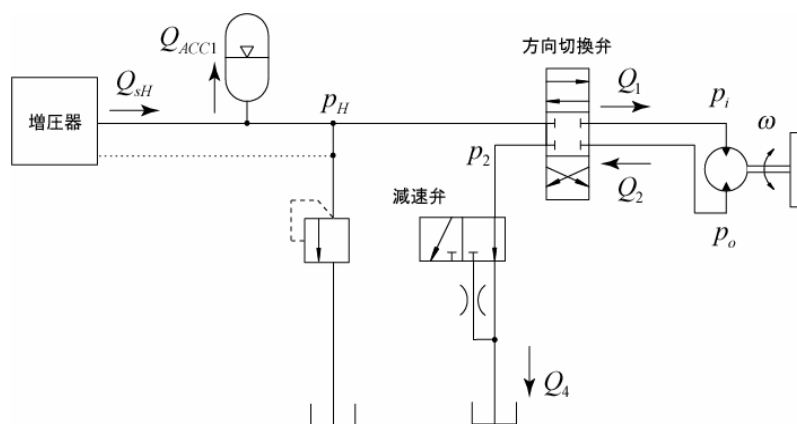


図 1.3.1 従来の減速回路

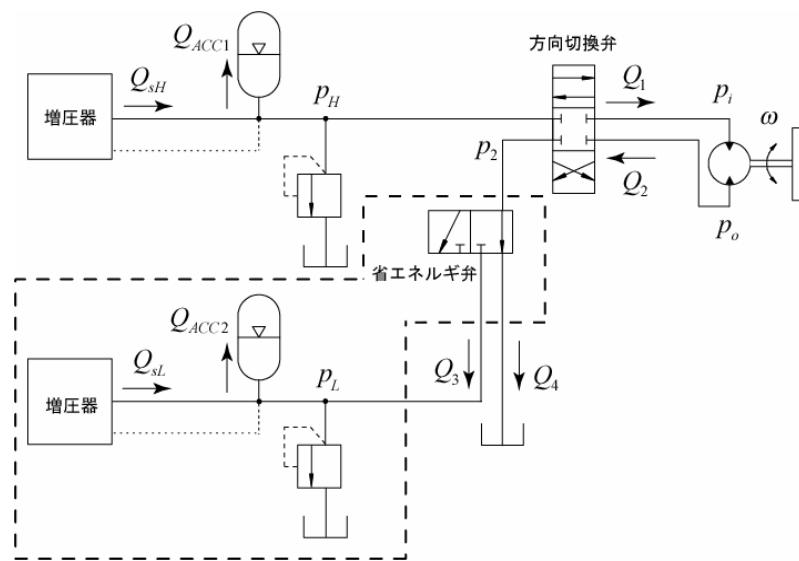


図 1.3.2 UniADS 省エネルギー回路

今回想定した具体的な運転パターンを図 1.3.3 に示す。初めに水圧モータ戻り配管を大気開放させて運転し、水圧モータの回転数を約 1000rpm に保つ。両回路ともこの時点では戻り配管を大気開放させておく。時刻 $t=10\text{s}$ において、図 1.3.2 の回路では省エネルギー弁を切換えて水圧モータ戻り配管を低圧側ラインに接続してアキュムレータに蓄圧する一方、図 1.3.1 の回路では減速弁を切換えて絞りを入れた配管から引き続き大気開放させる。このとき両者の水圧モータ回転数が約 700rpm になるように図 1.3.1 の回路の絞り度（具体的には Q_4 に至るオリフィス直径）を調整する。時刻 $t=20\text{s}$ において、方向切換え弁を中立にしてモータの回転数を 0 にしている。なお、運転中に各ラインの圧力が設定値を下回った場合は対応する増圧器を稼働させ、所定の流量 (15 l/min) を補うようにしている。今回の実験回路には比例弁あるいはサーボ弁等の速度制御装置が存在しないため、配管径、弁の流量係数、アキュムレータの選定及び設定供給圧力により定常状態の速度が決定される。したがって図 1.3.3 のモータ回転数の減速後の速度は、現実的には弁部の開口部有効断面積により決まることに注意する。

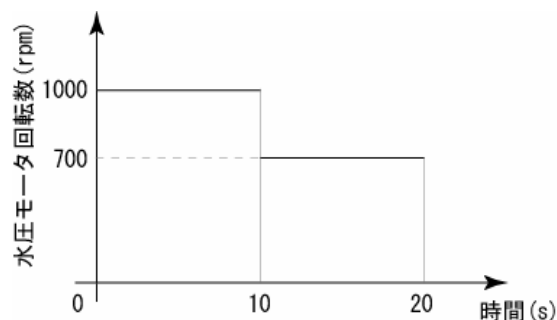


図 1.3.3 運転パターン

負荷の運転パターンをほぼ同一にした上で、減速時に水圧モータからの戻り

配管を低圧側ラインに接続しアキュムレータに蓄圧する方法（図 1.3.2）と、大気開放し続ける方法（図 1.3.1）において、各回路にて消費されるエネルギーを比較する。なお前者の回路では水圧モータ戻り配管を低圧側ラインに接続するとモータ部有効差圧が低下するためにモータの回転数が低下するが、これに対応させるために後者の回路では、戻り配管を絞り回路を通じて大気開放することで減速を実現させている。

シミュレーションにあたり、各部の配管圧力及び水圧モータのダイナミクスを考慮した。ただし水圧モータに関しては詳細なダイナミクスが入手されていないため、定格差圧及び定格回転数を考慮して与えた。また配管の圧力変化に関しては連続の式により集中定数系で考慮した。各弁部ではオリフィスの式を用いて流量を決定している。

$$\begin{aligned}\dot{p}_H &= \frac{1}{c_{p_H}}(Q_{s_H} - Q_1 - Q_{ACC1}) \\ \dot{p}_i &= \frac{1}{c_{p_i}}(Q_1 - \frac{D}{2\pi}\omega) \\ \dot{p}_o &= \frac{1}{c_{p_o}}(\frac{D}{2\pi}\omega - Q_2) \\ \dot{p}_L &= \frac{1}{c_{p_L}}(Q_{s_L} - Q_3 + Q_{ACC1}) \\ \dot{p}_2 &= \frac{1}{c_{p_L}} \begin{cases} (Q_2 - Q_4), & t \leq 10 \\ (Q_2 - Q_3), & t > 10 \end{cases} \\ Q_1 &= \begin{cases} c_1 \sqrt{p_H - p_i}, & 0 \leq t \leq 20 \\ 0, & t > 20 \end{cases} \\ Q_2 &= \begin{cases} c_2 \sqrt{p_o - p_2}, & 0 \leq t \leq 20 \\ 0, & t > 20 \end{cases} \\ Q_3 &= \begin{cases} 0, & 0 \leq t \leq 10 \\ c_3 \sqrt{p_2 - p_L}, & t > 10 \end{cases} \\ Q_4 &= \begin{cases} c_4 \sqrt{p_2}, & 0 \leq t \leq 10 \\ 0, & t > 10 \end{cases} \\ Q_{ACC1} &= \begin{cases} 15/60, & \text{if } p_H \leq (3.5\text{MPa} \times 80\%) \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \\ Q_{ACC2} &= \begin{cases} 15/60, & \text{if } p_L \leq (0.25\text{MPa} \times 80\%) \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases}\end{aligned}$$

計算に用いたパラメータは以下のとおりである。

- ・ 配管径 20mm
- ・ 弁開口部径 7mm（図 1.3.2 の回路の減速弁下流部絞り径 3.5mm）

- ・ 高圧側リリース圧 3.5MPa, クラック圧力 3.4MPa
- ・ 低圧側リリース圧 1.0MPa, クラック圧力 0.9MPa
- ・ 高圧側アキュムレータ封入圧力 3.2MPa, 初期体積 5l
- ・ 低圧側アキュムレータ封入圧力 0.2MPa, 初期体積 20l
- ・ 高圧側実験開始前チャージ圧力 3.5MPa
- ・ 低圧側実験開始前チャージ圧力 1.0MPa
- ・ 水圧モータ押しのけ容積 15cc/rev
- ・ 水圧モータダイナミクス

$$\frac{\text{水圧モータ回転数 } \omega}{\text{水圧モータ負荷圧力 } (p_i - p_o)} = \frac{0.003}{s + 500}$$

(等価慣性質量は $0.1\text{kg} \cdot \text{m}^2$ で、これは直径 340mm、厚さ 10mm の鋼製フライホイールに相当)

- ・ 等価体積弾性係数 1.8GPa
- ・ アキュムレータ内ガスの状態変化：ポリトロップ変化
(=ポリトロップ指数 1.6)

それぞれの回路におけるシミュレーション結果の各部圧力及び流量、水圧モータ回転数を図 1.3.4 及び図 1.3.5 に示す。結果にまとめた測定量は以下のとおりである。

- ・ 水圧モータ回転数 ω , 水圧モータ高圧側/低圧側圧力 p_i, p_o (上段左)
- ・ 高圧側圧力 p_H , 低圧側圧力 p_L , 省エネルギー弁上流側圧力 p_2 (上段右)
- ・ 水圧モータ高圧側/低圧側流量 Q_1, Q_2 (中段左)
- ・ 省エネルギー源切換え前後の流量 Q_3, Q_4 (中段右)
- ・ 増圧器からの流量 Q_{s1}, Q_{s2} (下段左)
- ・ 高圧側/低圧側のアキュムレータ体積 (下段右)

(なお図 1.3.1 の回路において上記に対応のない量は図 1.3.4 にプロットしていない。)

両回路において消費されたエネルギーは、以下のように定義した。

$$\begin{aligned} \text{(消費エネルギー)} = & \text{(増圧器から供給されたエネルギー)} \\ & + \text{(初期状態において ACC に蓄えられていたエネルギー)} \\ & - \text{(終了状態において ACC に蓄えられているエネルギー)} \end{aligned}$$

シミュレーション結果より以下のような消費エネルギー量が得られた。

回路 1 : $953.2\text{W} \cdot \text{s}$

回路 2 : $720.0\text{W} \cdot \text{s}$

省エネルギースイッチを用いることにより、図 1.3.2 の回路で廃棄されていた圧

力エネルギーのおよそ 25%が図 1.3.1 の回路では低圧側アキュムレータに回収されており、エネルギー回生効果の期待できることが分かる。ただしこの省エネルギー率は配管径及び弁部の開口部有効断面積あるいはアキュムレータの選定に依存することに注意する。この点に関し、回路内の全ての弁の開口部直径を変えた場合の省エネルギー率を試算した結果を以下に示す。

d=8mm : 32.6%

d=7mm : 25.0%

d=6mm : 10.6%

したがって有効断面積が大きいほど省エネルギー効果が高いことが分かる。これは弁部にて絞られるほど損失エネルギーが大きいことによる。

1.3.4 課題と今後の展望

今回実施したシミュレーションの一例では、水圧モータの二段階速度制御において一定の仕事をさせた際に 25%程度の省エネルギー率が得られた。ただしこの結果は切換弁部の開口面積あるいはアキュムレータの容量にも依存していることに注意する。本年度は切換弁部の開口面積の効果について試算し、面積が大きいほど省エネルギー効果が高いことが示された。これは弁部で絞られることによる損失エネルギーが小さい方が有利であることによる。

今後はより現実的な数値計算を行うために、各アクチュエータのダイナミクスを知る必要がある。さらに生産現場あるいは家庭用エネルギー装置としての利用を考慮し、実際の負荷パターンについて議論する必要もある。

来年度は、試作された定圧/増圧装置及び省エネルギー装置を組合せ、実験による検討を行うこととする。

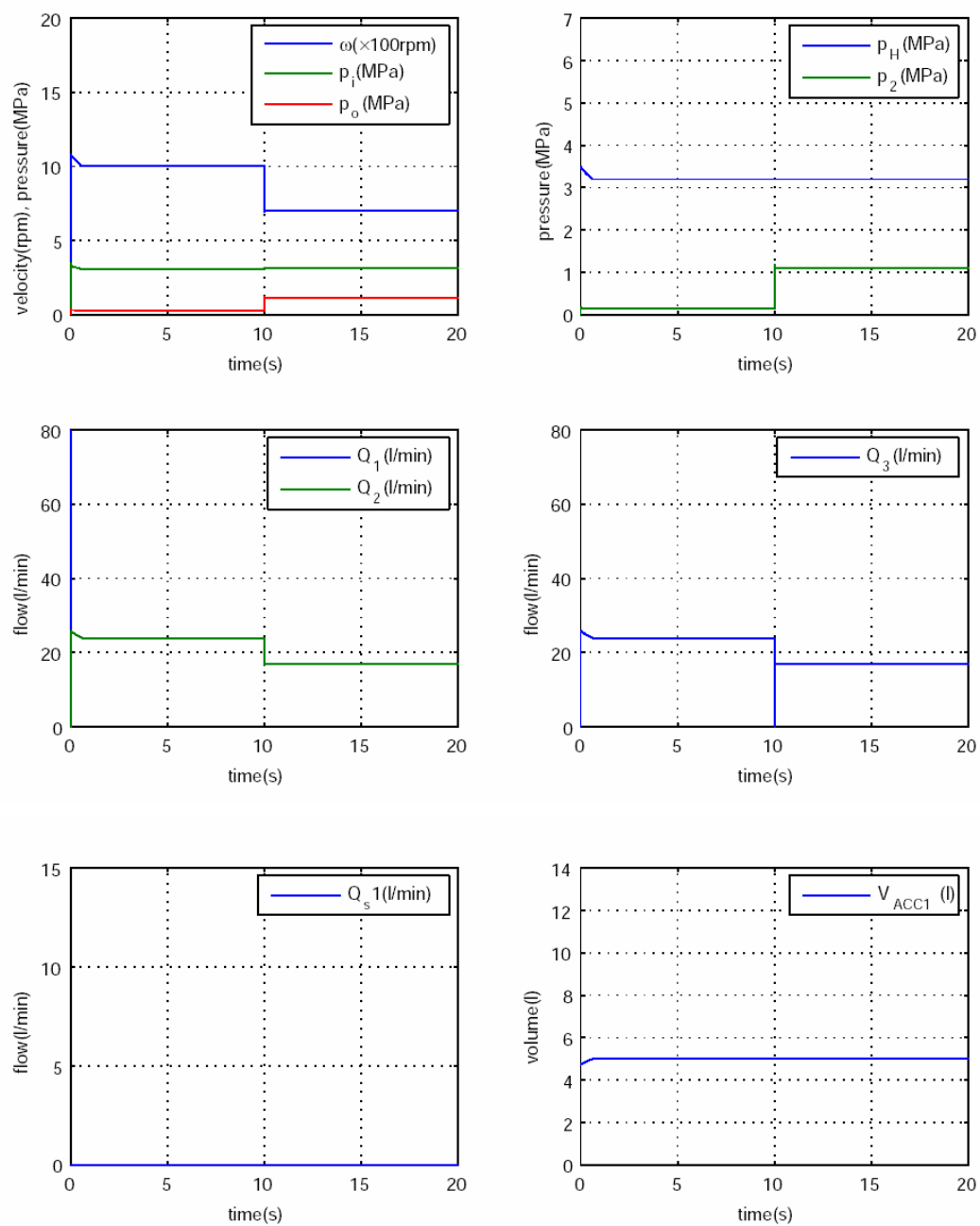


図 1.3.4 回路 1 でのシミュレーション結果
(従来の回路)

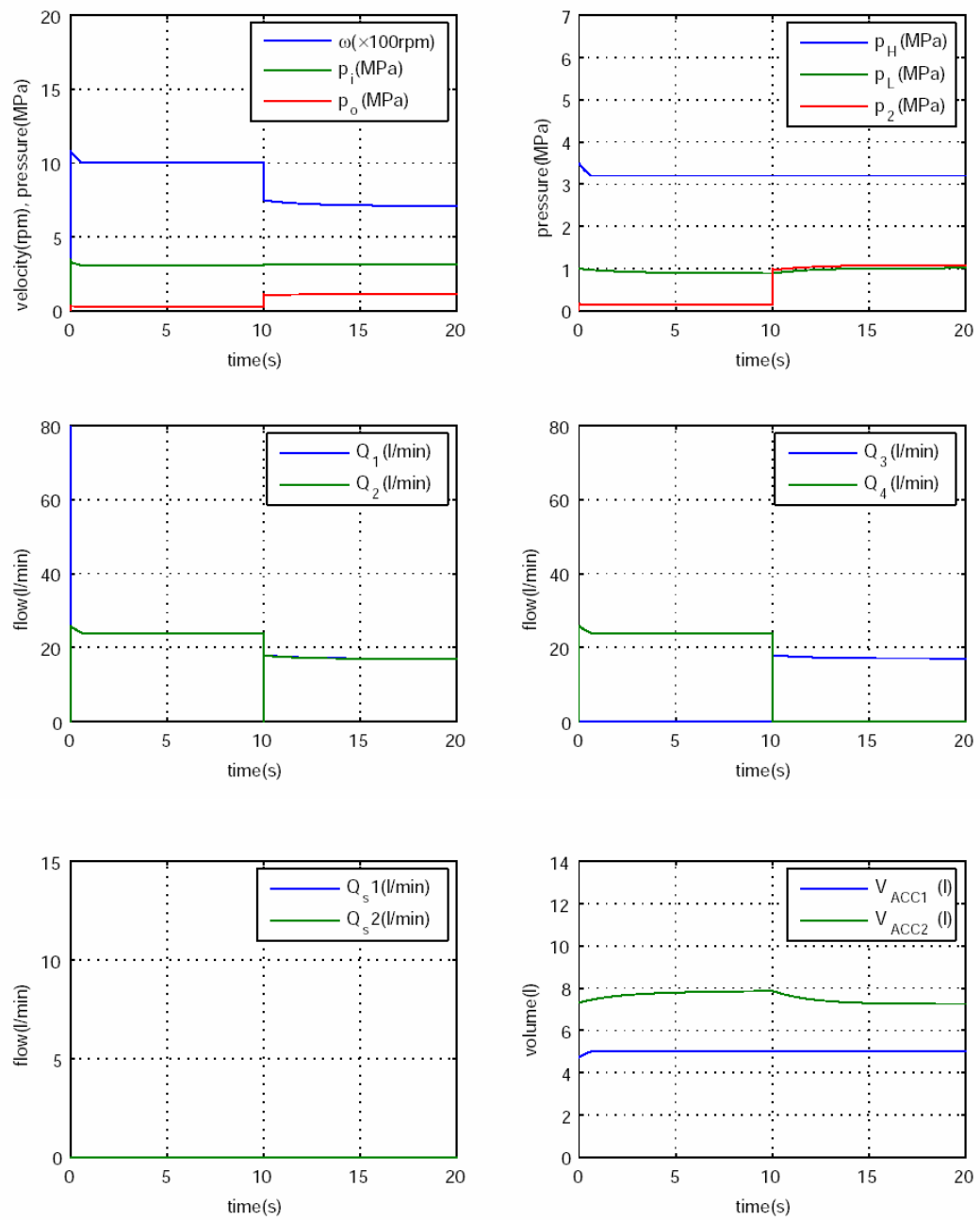


図 1.3.5 回路 2 でのシミュレーション結果
(省エネルギー装置付加回路)

1.4 低圧シリンダ及びモータについての検討

1.4.1 目的

本スタディにおいて開発するユニバーサルアクアドライブシステムを稼動して有効性を検証するために、0.25 MPa、1.5 MPa、及び 3.5 MPa の圧力水の供給を得て直線運動及び回転運動を生成し負荷を有効に駆動できるアクチュエータが必要となる。シリンダにおいてはいくつか製品化されたものはあるが、まだその性能は十分でなく、シール材料やその構造が性能向上のための重要な開発ポイントとなる。モータにおいては水道配管網圧力レベルで駆動可能な製品はまだ完成されたものではなく、研究開発途上にある。

ここでは本スタディにおいて製作すべき低圧シリンダ及びモータの構造と基本仕様について検討し、試作機器の設計方針を決定することを目的とする。

1.4.2 構成と機能

0.25 MPa、1.5 MPa、あるいは 3.5 MPa の比較的低压の圧力水を供給され機械的な直線運動及び回転運動を生成するアクチュエータの候補となり得る機器を選定し、その機能と基本的特性を比較検討した。

直線運動を生成するものとして、図 1.4.1～図 1.4.4 がある。図 1.4.1 は通常の油圧または空気圧シリンダと同構造のものであり、最も一般的な直動形アクチュエータである。図 1.4.2 は使用圧力範囲 0.01～0.7 MPa の極低压でも作動する空気圧シリンダで、ピストンの両側のチャンバーをダイヤフラムで仕切り、ピストンパッキンを持たない構造とし摺動摩擦を低減している。一方、フレキシブルな素材で作られた図 1.4.3 のベローシリンダや図 1.4.4 のゴム人工筋と呼ばれるものもある。これらは従来空気圧で使用されて

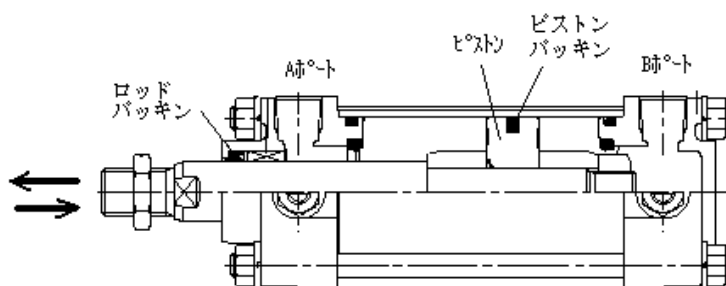


図 1.4.1 複動片ロッド形シリンダ

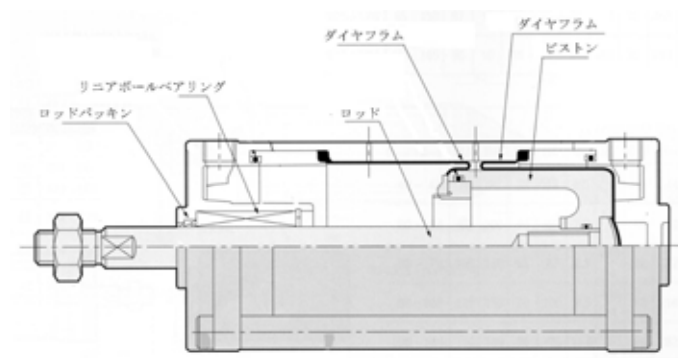


図 1.4.2 ダイヤフラム形シリンダ

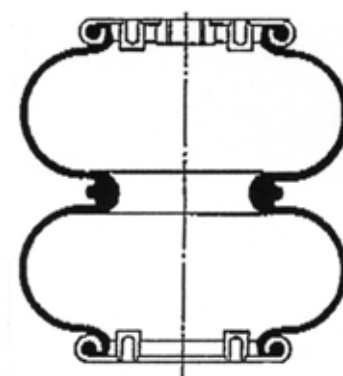


図 1.4.3 ベローシリンダ

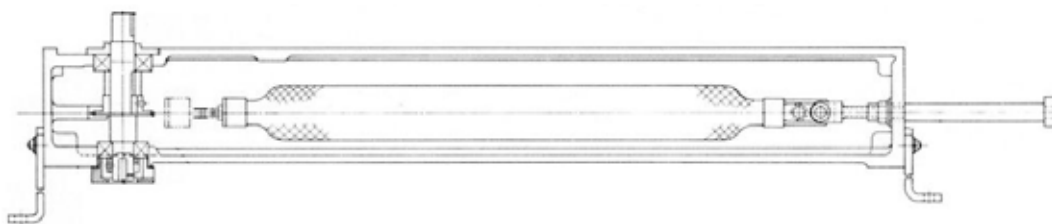


図 1.4.4 ゴム人工筋

いるものであり、使用圧力が 0.6 MPa 前後であるため、水道配管網圧力程度で駆動し得る。摺動部を持たず漏れを生じる要素もないのが利点である。

0.25 MPa 程度の低圧で駆動できる水圧モータは製品化されたものは現在ない。図 1.4.5 は開発途上にあるプラネタリー・ギヤ形水圧モータである。外側カムと内側カムの間は遊星ギヤにより 9 つの部屋に区切られており、側板にはそれぞれ 5 つの高圧ポートと低圧ポートが交互に配置されている。高圧ポートに接続している部屋に圧力水が供給されることにより、遊星ギヤ表面と内側カム（ロータ）表面に作用する圧力により回転力が発生する。図 1.4.6 は、内接ピンチローラー形水圧モータ（IP モータ）である。水はチューブ内のみを流れるので、漏れの懸念がないためシールを必要とせず、多少の汚水でも駆動でき、錆の心配もないなどの利点を持つ。チューブの耐久性が一つの課題である。図 1.4.7 は、作動圧力範囲がもう少し高い 1~2 MPa で駆動する平衡形ベーンモータである。このモータはすでに製品化され食

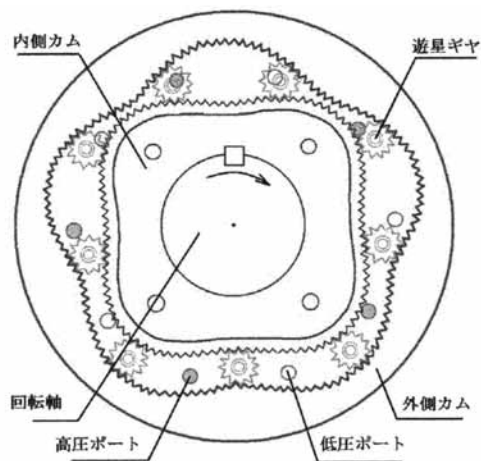


図 1.4.5 プラネタリー・ギヤモータ

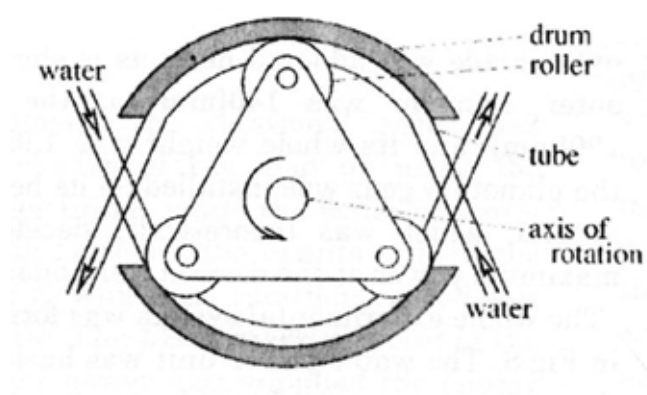


図 1.4.6 IP モータ

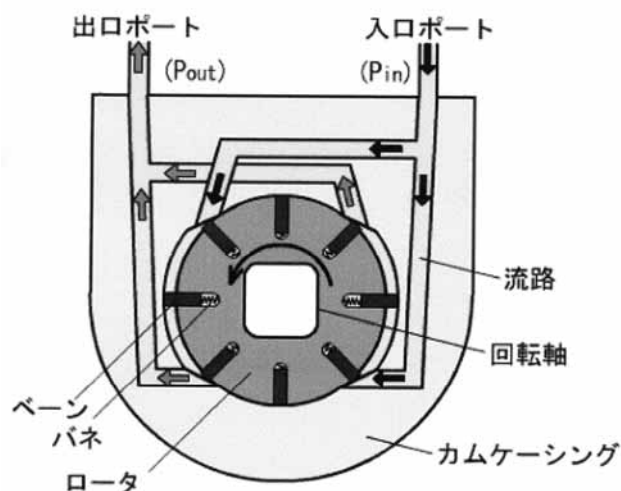


図 1.4.7 平衡形ベーンモータ

品機械などへ実用されている。作動圧力 3.5 MPa まで対応できる水圧モータとしては、最高使用圧力 5 MPa のベーンモータや作動圧力 14~16 MPa のピストン形モータが製品化されているが、いずれも本スタディにはオーバースペックで適さない。

1.4.3 試作機器の設計方針

前節に記したように、これまでに開発されている（または開発途上の）低圧仕様のシリンダ及びモータに関して調査し、実用化の可能性の高いと思われる構造のものをベースにして、シリンダ及びモータ共に使用圧力 0.25 MPa、1.5 MPa、3.5 MPa の 3 種類を製作することとした。

シリンダに関しては、前節の図 1.4.1 に示す最も一般的で多用されている複動片ロッド形で標準的サイズのシリンダを製作することとした。摺動部パッキンの耐久性が最重要課題であるため、ゴム (NBR、HNBR) 及び樹脂等、異なる材質のパッキンを用いたものを製作することとした。

モータに関しては、0.25 MPa 仕様のものとしては、油圧モータとして製品化の実績があり、比較的低速回転で高トルクの得やすいプラネタリー・ギヤモータ (図 1.4.5) を製作することとした。1.5 MPa 仕様のものは、最高使用圧力 2 MPa まで保証され、実用の実績をもつベーン・モータ (図 1.4.7) を製作することとし、3.5 MPa 仕様のものについても同モータをベースにして試作し、特性を試験することとした。

第2章 UniADSの全体概念設計

2.1 目的

UniADS は「スタディの目的」で述べたように水道配管網圧力を基本圧力として空気圧駆動レベル、電動駆動レベルそして低圧の油圧駆動レベルの3つの出力レベルを「UniADS」装置によって一元化することを目的としている。この一元化された「UniADS」適用範囲と従来駆動源の産業別を図 2.1 に示す。本図は縦軸にパワーレベルをフルード（液圧）のパワー相当で示している。横軸は機械産業における近年社会的背景から要求が大きい「環境融和性」、「安全性」、クリーン性」などに対する要求度をあらわしている。出力の大きい、いわゆるパワー密度の大きい範囲は概ね油圧駆動が利用され、大きくは100Kwを有する。低出力はこれまで空気圧レベルの100w程度であったが、更に空圧駆動より小さい水道配管網圧力レベルである10wを新たに加えている。本プロジェクトは当初具体的応用について調査をしながら決定するものでとりあえず上限を3Kw程度と計画したが、その後の産業機械に使用されている代表的ACサーボモータの市場や生産額の調査の結果、出荷台数では「70w～1Kw」の出力が最多であった。増加率ではその下の70w以下であった。このような視点から本プロジェクトの出力範囲の上限をおよそ1Kwと予測している。その他実験可能な装置の規模考えて今回は350wを選定した。以上の観点から将来の適用範囲の再考するも駆動源の一元化は図 2.1 で「UniADSの市場」として記述している。

このようにして駆動源の一元化が実現できれば例えば生産ラインの保守作業等管理運用は大幅な能率的向上・改善が達成可能と予測される。保守スキル・教育の統一、部品の共通化とコスト低減化、在庫管理の効率化などが挙げられる。またなんと言っても水道配管網の社会インフラを利用できることは電気並みの利便性が確保できることは非常に魅力的であり、「UniADS」の目的とするところである。

2.2 全体の構成と機能

全体の構成を図 2.2 に示す。「UniADS」全体は大略3つのサブシステムと実際に「UniADS」装置からの供給水を受けて駆動されるアクチュエータ群から構成される。本装置の圧力水の供給は水道配管網から受け、その圧力を基本として1.5MPa,3.5MPaに増圧させる。基本圧力水圧は0.25MPaとしている。本管圧力の変動を一定にすべき「定圧装置」を介して「UniADS」装置には安定した0.25MPaの圧力水を供給している。この定圧装置の基本構造はダイヤフラムとばねとのバランスで一次圧力の変動を一定にしている。詳しくは後の章で述べられている。定圧装置は図 2.1.2 の左端に位置している。更にこの基本圧力（0.25MPa）水を増圧機を通して1.5MPa及び3.5MPaに増圧する。ここでは基本圧力0.25MPaそのものの圧力とこれを基準に6倍の1.5MPaと14倍の3.5MPaを得ている。これらの増圧機能を一体化させて増圧装置を構築している。増圧装置で得られたエネルギーはそれぞれのレベルのアクチュエータに供給され、目的に応じて必要

な回転運動や直線運動を発生させることになるが、それぞれのアクチュエータに接続された仕事に応じて必要なエネルギーの要求度が一般的に異なる。仕事をしているアクチュエータもあれば時には休んでいるものもある。増圧装置から排出された圧力水のエネルギーを必要に応じて互いに利用し合い、エネルギーの無駄が発生しないようにする装置を増圧装置とアクチュエータ郡の中間に配置した。これが「エネルギー有効利用装置」である。この装置の下流にそれぞれの圧力レベルに対応した水圧モータ及び水圧シリンダのアクチュエータ郡が接続されている。上述したように全体の構成から「UniADS」の機能は以下の3つの装置圧から構成されている。

- (1) 定圧装置：一般的には一年の季節、一日の時間帯で変動する水道配管網の圧力を「UniADS」が目的とする一定の圧力に設定する装置である。
水道圧力配管網圧力は一般的に $0.35\text{MPa} \sim 0.65\text{MPa}$ で変動している。
- (2) 増圧装置：上記定圧装置で得られた一定圧力を増圧比「6」の 1.5MPa 、増圧比「14」の 3.5MPa に増圧する装置である。増圧装置からは、したがって $0.25, 1.5, 3.5\text{MPa}$ の3つの圧力レベルが供給される。
- (3) エネルギー有効利用装置：増圧装置とアクチュエータ郡の間に位置し、各アクチュエータレベルで利用されるエネルギーの余剰や増圧機の出口に設置された蓄圧機の蓄積エネルギーなどの組み合わせを考慮して、互いに余剰エネルギーを補完して、システム全体のエネルギーの消費を効率的にする装置である。

2.3 装置としての概念設計

定圧装置、増圧装置、エネルギー有効利用装置について、それぞれの機能の概略を全体の構成の中で説明した。これらを一体化した全体の概念を図 2.3 に示した。図中左「IN」から水道水が変動しながら本装置の定圧装置に供給され、定圧装置で 0.25MPa の一定圧力に制御され、「ON-OFF」弁を通して増圧装置に供給される。「ON-OFF」弁は駆動される目的に応じて3つの圧力供給水を選択できるように設置されている。組み合わせによっては必要のない圧力レベルも想定される。そのときは「ON-OFF」弁を「閉」としておけばよい。増圧機によって所定の圧力に設定され、アキュムレータ、選択弁、電磁場弁を経て、それぞれのアクチュエータに供給される。アキュムレータはそれぞれの圧力レベルの流体エネルギーを蓄積する。アキュムレータ内部はゴムを隔てて窒素ガスが充填され、圧力が増圧するとガスを圧縮してその体積分の流体を蓄積する。逆にラインの圧力が低下すると、ガスによって流体が押し出される仕組みになっている。選択弁は前章で記述されている「エネルギー有効利用装置」の機能の中でそれぞれの圧力ラインでの余剰エネルギー授受のために利用される。更に下流にある「電磁弁」はアクチュエータの目的に応じて、例えば正転、逆転、前進、後退、停止等の目的に使用される。

以上で「UniADS」全体の配置と各機器の説明を記述した。これらの機器を効率よく適切に設置されることが重要であるが、本報告では概念設計が主体で基本

的な機能と配列を示した。

2.4 課題と今後の展開

全体装置はそれぞれの装置を効率的な機能とこれらをコンパクトにまとめることである。目的は最終的にアクチュエータの目的に応じた「駆動と制御」にある。そのための定圧装置であり、増圧装置であり、またエネルギー有効利用装置であることが必要である。

一方必要以上に精度良く流体が制御されている必要もない。例えば、定圧装置で精度良く設定されても増圧装置で再度脈動が発生するが、それぞれの許容される幅に調整されていれば良い。このような観点からそれぞれの機器における「入力」と「出力」の関係を明確にすることが全体設計には重要である。また、増圧機においてもある程度の脈動が存在していても出口に設定されているアキュムレータの機能で吸収されることが予測される。このように互いの関連で説明すべきことが各装置の組み合わせにより発生する。このような事象に対する検討を行うことによって本装置の効率よい全体設計が可能となる。最後に各アクチュエータの出力についても今後の調査で精査して決定していく必要がある。本性の冒頭でも述べているが出力範囲の上限を1Kw程度になることを予測しているが、今後の調査による。

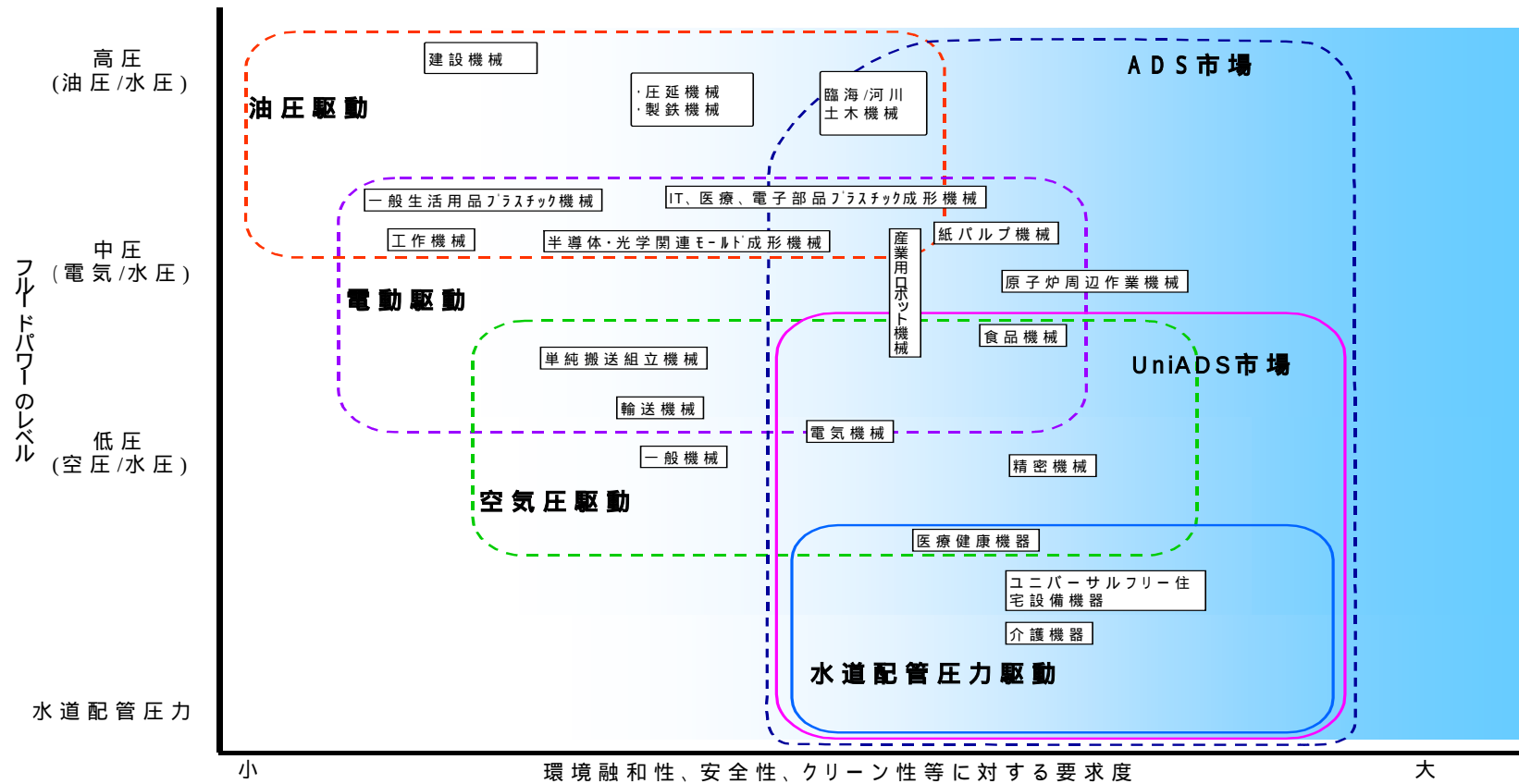


図 2.1 「UniADS」の適用範囲（駆動源のパワーレベルとクリーン性などの要求度）

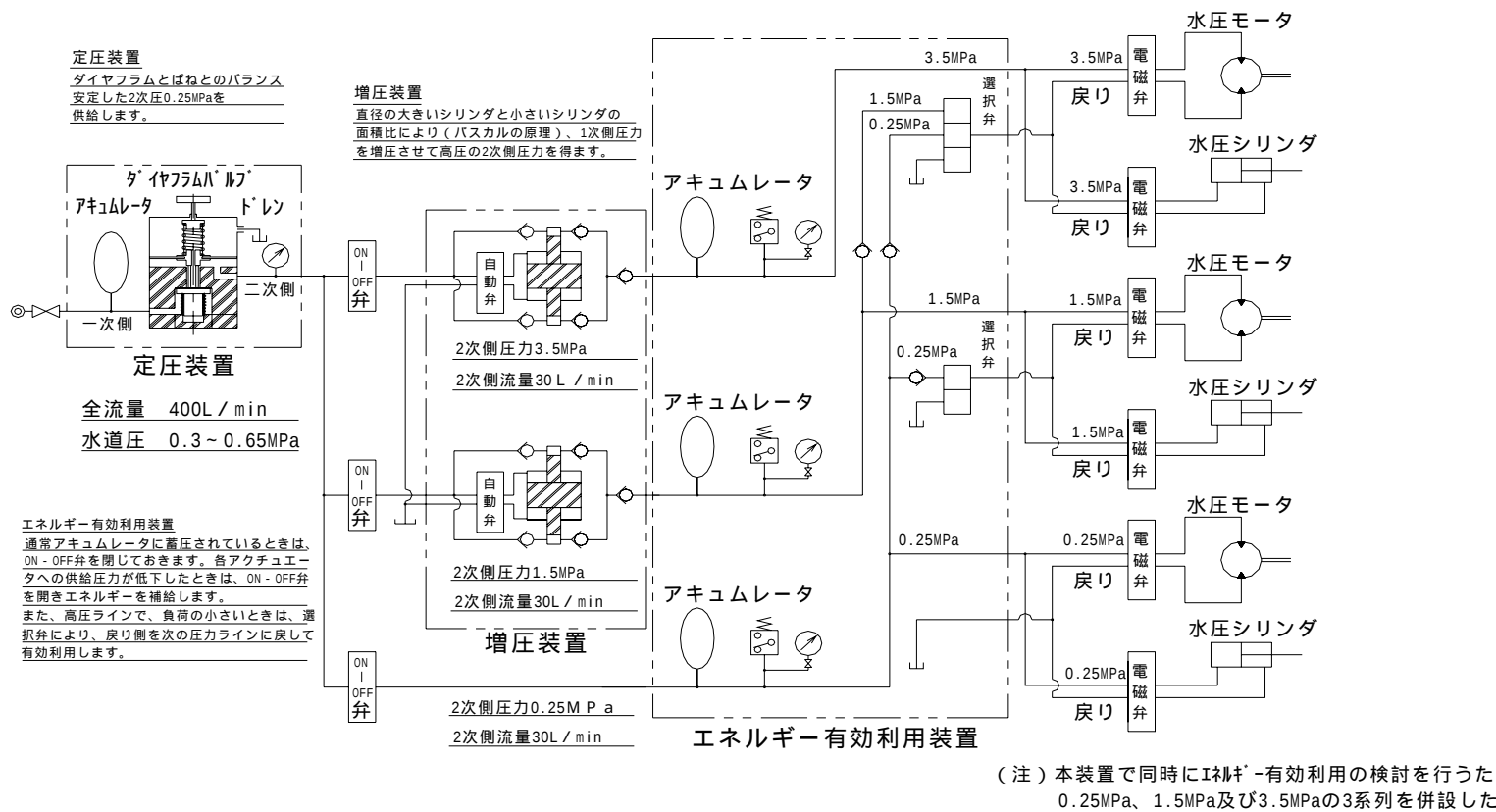


図 2.2 「UniADS」全体構成図

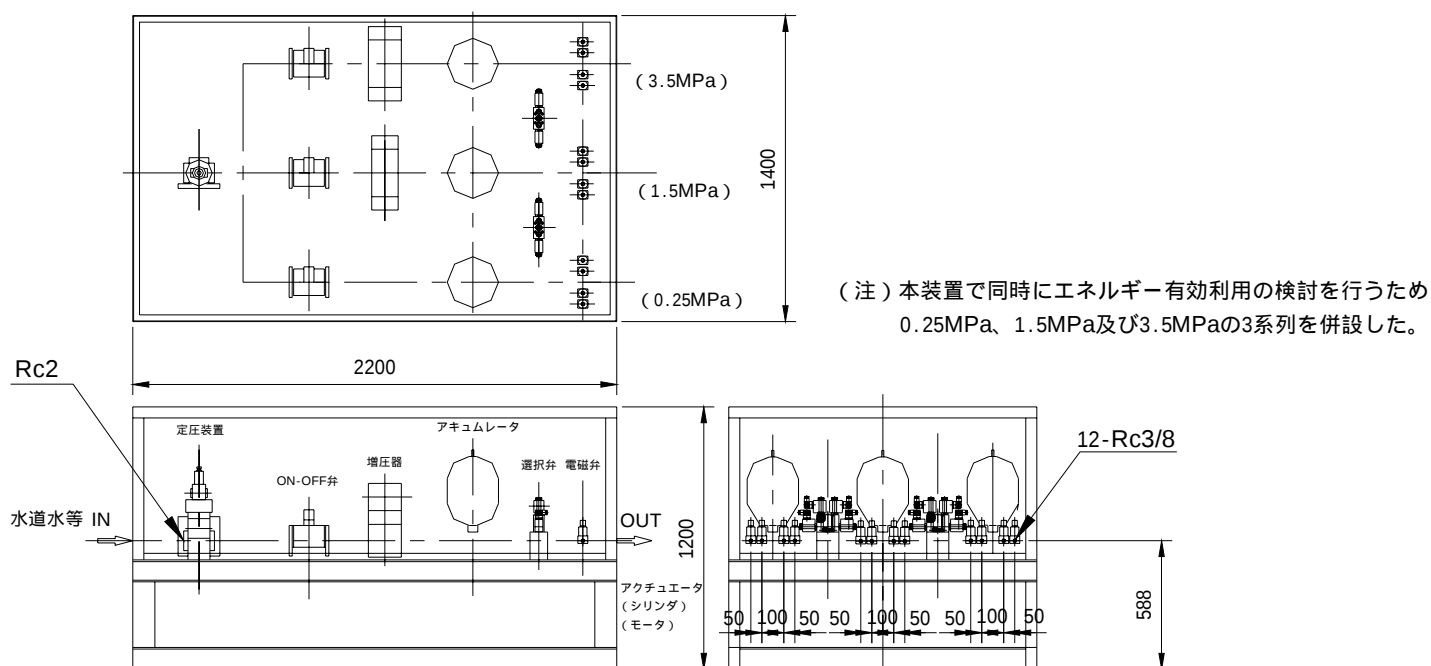


図 2.3 「UniADS」ユニット概念図（試験装置）

第3章 A D S 機器—シリンダ・モーターの設計・製作及び性能試験

3.1 目的

低圧では摺動部の摩擦をいかに軽減するかが重要課題であり、構造、材料、表面処理など多種の高度技術を融合した開発が必要である。本スタディにおいては、まずこれまでに開発あるいは研究されてきている低圧仕様のシリンダ及びモータをベースにして試作機器を製作し、その性能を調査して現状を把握し、今後の改良、改善策を検討することを目的とする。

3.2 シリンダについて

3.2.1 試作シリンダの構造と基本仕様

試作した 0.25 MPa、1.5 MPa、3.5 MPa 仕様の 3 種類のシリンダの基本構造は全て 1.4 節の図 1.4.1 に示す複動片ロッド形シリンダである。表 3.2.1 にその仕様を示す。

表 3.2.1 試作シリンダの仕様

設備製作担当		SMC(株)	太陽重工(株)	(株)寸上製作所
主要な仕様	呼び圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa
	シリンダ構造	複動片ロッド	複動片ロッド	複動片ロッド
	使用流体	水道水	水道水	水道水
	グリース(内封 供給)	なし	なし	なし
	最高使用圧力	0.25MPa	1.5MPa	3.5MPa
	最低作動圧力	0.05MPa以下	0.1MPa以下	0.5Pa以下
	始動圧力	0.08MPa以下	0.15MPa以下	0.6MPa以下
	保圧耐圧力	0.4MPa	2.3MPa	5.3MPa
	作動速度	200mm/s	200mm/s	80mm/s
	周囲温度	5～60	5～60	5～60
	使用流体温度	5～60	5～60	5～60
	推力効率	0.8以上	0.9以上	0.9以上
JIS B 8367 1999に準じる	液漏れ	ロッドワイパー部からの液漏れ	0.05ml / 100ml以下	0.05ml / 100ml以下
		その他の外部液漏れ	なし	なし
		内部液漏れ	<=D×0.01ml / 10min	<=D×0.02ml / 10min
		(D = CYL内径)		
シリンダサイズ	外観	タイロッド形	タイロッド形	ねじ込み形
	内径	φ40	φ40	φ50
	ロッド径	φ16	φ16	φ28
	ストローク	200	200	300
	クッション	なし	なし	なし
部品構成	筐体の主要材料(接合部)	アルミ材	SUS材	SUS材
	ロッド	鉄+硬質Crメッキ	硬質Crメッキ	硬質Crメッキ
	ピストンパッキン	NBR	NBR/HNBR	ゴム/樹脂
	ロッドパッキン	NBR	NBR/HNBR	ゴム/樹脂
	ロッドワイパー	NBR	NBR	ゴム/樹脂
走行試験方法	設置方向	水平横向き	水平横向き	水平横向き
詳細は JIS B 8367 1999の付属書1に準じる	荷重の大きさ	付属書の計算式による	付属書の計算式による	付属書の計算式による

3.2.2 性能試験の方法

試作シリンダの試験は、油圧シリンダの試験方法 JIS B8367 1999 に沿い、表 3.2.2 に示す方法で行った。主な試験項目は水圧では現在規格がないため、試験方法は油圧の JIS を参考にした。試験装置の回路図及び写真等は次の 3.2.3 節の中で示す。

表 3.2.2 試作シリンダの試験方法

試験項目		試験方法
作動試験	最低作動圧力	円滑に動きうる最低供給圧力 CYLは水平に固定し、無負荷状態で数回のならし運転を行った後、直ちにヘッド側から所定の圧力を供給して行う。
	始動圧力	10日間放置後の最低作動圧力 CYLは無負荷状態で水平に設置し、ピストンをヘッド側の位置に置き、大気圧の状態に10日間放置した後にヘッド側から所定の圧力を供給して行う。
	円滑動作	10mm/s動作における異常音、振動の有無を確認する。
漏れ試験	ロッドワッパ部からの液漏れ	下記走行試験の前後で行う。 ロッド部からの液のかき出し量を測定する。
	その他の外部液漏れ	最低作動圧力及び保証耐圧力にて漏れ量を測定する。
	内部液漏れ	ピストンを越えて漏れる液の量を測定する。
保証耐圧試験		(呼び圧力×1.5)の圧力を1分間
推力効率試験		CYLを水平に設置し、ヘッド側から呼び圧力を供給し、ピストンロッドから伝達される力をロードセルで測定する。
走行試験	走行性の評価項目	漏れ試験 ロッドワッパ部からの液漏れ量:ロッド部からの液のかき出し量を測定する。 ピストン部の内部漏れ:ピストンを越えて漏れる液の量を測定する。 上記以外の液漏れ:最低作動圧力及び保証耐圧力にて漏れ量を測定する。
		最低作動圧力 CYLは水平に固定し、無負荷状態で数回のならし運転を行った後、直ちにヘッド側から所定の圧力を供給して行う。
		磨耗検査 各摺動部位の変化を記録する。(耐久試験の前後で行う)
		CYLに取り付けるおもりの質量 プッシュに与える横荷重は、最大シリンダ力の1/20とする。
	試験速度	ストローク中の平均速度
	試験圧力	CYL運転中の内圧は、背圧絞り回路で全ストロークに渡って、供給圧力が呼び圧力の70%を下限值とする。
	試験温度	タンク水温
	試験装置	CYLは水平に固定し、ピストンロッド先端には所定のおもりを取り付け、所定回路でCYLを駆動する。
	測定頻度	漏れ試験は次の試験距離で行う:0, 10, 20, 50, 100, 150, 200 km
		最低作動圧力は次の試験距離で行う:0, 50, 100, 200 km その他の項目は、試験前と試験後に行う。

3.2.3 性能試験の結果

0.25 MPa、1.5 MPa、3.5 MPa 仕様のシリンダの性能試験結果を以下に順に示す。

(1) 0.25 MPa 仕様のシリンダ試験結果

本圧力レンジの水圧シリンダにおいては、異なる3種類のパッキンを採用した水圧シリンダA、B、Cにより基本性能検査と走行性の確認を行った。

a) 供試シリンダの構成部品

図 3.2.1 に製作したシリンダの構造を示し、表 3.2.3 にシリンダA、B、Cの構成部品の詳細を示す。

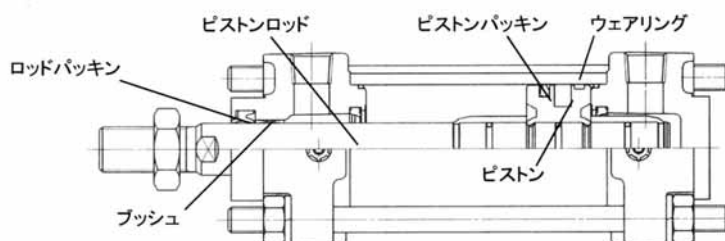


図 3.2.1 供試シリンダの構造

表 3.2.3 供試シリンダの構成部品

部位	シリンダA	シリンダB	シリンダC
主用材料(接液部)	アルミ材	アルミ材	アルミ材
チューブ	アルミ材 + 硬質アルマイト	アルミ材 + 硬質アルマイト	アルミ材 + 硬質アルマイト
ピストンロッド	S45C + 硬質クロムメッキ	S45C + 硬質クロムメッキ	S45C + 硬質クロムメッキ
ピストン	アルミ材	アルミ材	アルミ材
ウェアリング	樹脂(POM)	樹脂(POM)	樹脂(POM)
ピストンパッキン	材質:NBR(Hs70) エアシリンダ用パッキン	材質:NBR(Hs70) 油圧用パッキン	材質:NBR(Hs90) 油圧用パッキン
ロッドパッキン	材質:NBR(Hs70) エアシリンダ用パッキン	材質:NBR(Hs70) 油圧用パッキン	材質:NBR(Hs90) 油圧用パッキン
グリス	塗布無	塗布無	塗布有(水用グリス)
ブッシュ	鉛青銅鑄物	鉛青銅鑄物	鉛青銅鑄物

b) 試験方法

図 3.2.2 に走行試験装置の回路図を示し、図 3.2.3 にその写真を示す。

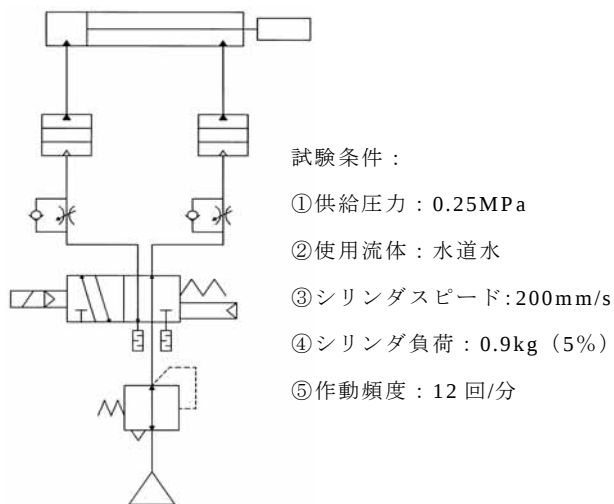


図 3.2.2 走行試験回路図

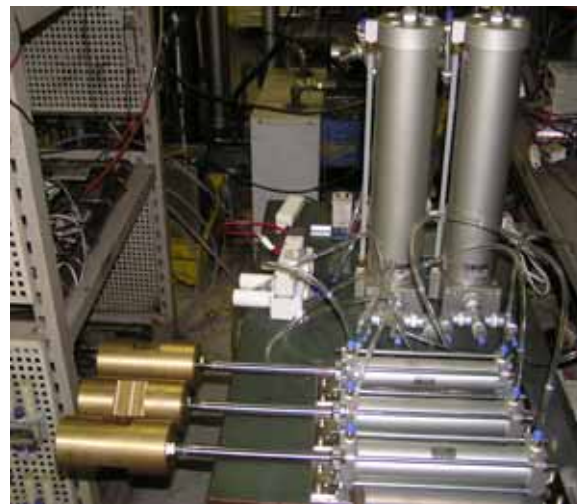


図 3.2.3 走行試験装置写真

c) 性能試験結果

表 3.2.4 に性能試験結果を示す。

表 3.2.4 0.25 MPa 仕様のシリンダ性能試験結果

	供試品	目標値	測定 時期	シリンダA	シリンダB	シリンダC
性能試験結果 (作動)	最低作動圧力	0.05MPa以下	初期	0.06～0.07 MPa	0.06～0.07 MPa	0.06～0.07 MPa
			停止後	0.06～0.07 MPa	0.06～0.07 MPa	0.06～0.07 MPa
	始動圧力	0.08MPa以下	初期	0.09～0.10 MPa	0.09～0.10 MPa	0.09～0.10 MPa
			停止後	0.09～0.10 MPa	0.09～0.11 MPa	0.10～0.11 MPa
	保証耐圧力	0.4MPa	停止後	異常なし	異常なし	異常なし
	推力効率	0.8以上	停止後	合格	合格	合格
性能試験結果 (液漏れ)	ロッドワイパー部 からの液漏れ	0.05ml/100m以 下	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし
			停止後	漏れなし	漏れなし	漏れなし
	その他の外部液 漏れ	漏れなし	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし
			停止後	漏れなし	漏れなし	漏れなし
	内部液漏れ	0.4ml/10min 以下	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし
			停止後	漏れなし	漏れなし	漏れなし
部品状態	ロッド		停止後	磨耗粉、ロッド端 面錆発生 (図 3.2.4 参照)	磨耗粉、ロッド端 面錆発生 (図 3.2.5 参照)	磨耗粉発生 (図 3.2.6 参照)
	ピストンパッキン					
	ロッドパッキン					
	ウェアリング					

性能の測定は、エアのみ供給にて行った。液漏れについては、0.25MPa及び0.4MPa供給し、シート部に石鹼水を塗布し、泡の有無を確認した。

d) 考察

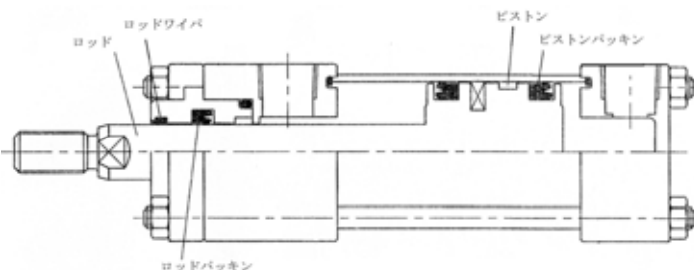
基本的な作動に関してはほぼ良好な結果が得られた。ただし、0.25 MPa という低い圧力で駆動するため、パッキン、ウェアリング及びブッシュ（軸受）の磨耗粉による摺動抵抗のわずかな上昇が走行性に大きな影響を及ぼすことがわかった。グリス塗布無のシリンダA、Bの走行性能に比べ、グリス塗布有のシリンダCの走行性能のほうが良い結果を得た。今後、低圧（0.25 MPa）仕様のシリンダにおいて、パッキン、ウェアリング、ブッシュ（軸受）の形状及び、材質について検討し、摺動抵抗の低減化を図ることで走行性能の向上を目指す。また、ロッドの錆対策として、ロッド端面にも硬質クロムメッキ等を施す必要がある。

(2) 1.5 MPa 仕様のシリンダ試験結果

異なる2種類のパッキンを採用した本圧力レンジの水圧シリンダによって基本性能検査と走行性の確認を行った。

a) 供試シリンダの構成部品

図 3.2.4 に製作したシリンダの構造を示し、表 3.2.5 にシリンダ No. 1、No. 2 の構成部品の詳細を示す。



図

図 3.2.4 試作シリンダの構造

表 3.2.5 供試シリンダの構成部品

シリンダNo.		No. 1 NBR仕様	No. 2 HNBR仕様
ワイパリング	形 状	ワンリップタイプ	ワンリップタイプ
	材 質	NBR	NBR
	サイズ	φ16用	φ16用
ロッドパッキン	形 状	Uパッキン	Uパッキン
	材 質	NBR	HNBR
	サイズ	φ16用	φ16用
ピストンパッキン	形 状	Uパッキン	Uパッキン
	材 質	NBR	HNBR
	サイズ	φ40用	φ40用
ロッドウェアリング	形 状	リング	リング
	材 質	樹脂A	樹脂B
	サイズ	φ16用	φ16用
ピストンウェアリング	形 状	リング	リング
	材 質	樹脂A	樹脂B
	サイズ	φ40用	φ40用

b) 試験方法

図 3.2.5 に走行試験装置の回路図を示し、図 3.2.6 にその写真を示す。試験条件は表 3.2.6 に示す。

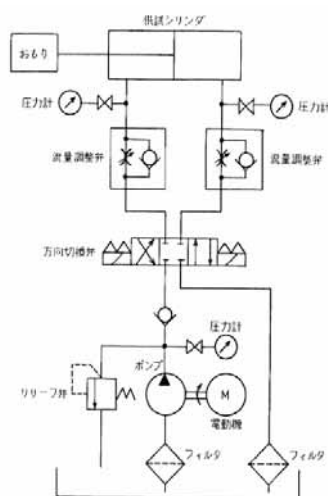


図 3.2.5 走行試験回路図



図 3.2.6 走行試験装置写真

表 3.2.6 走行試験条件

作動流体	水道水
作動流体温度	約 38
リリース設定圧力	1.5 MPa
作動時供給側圧力	1.05 MPa (リリース設定圧の70%)
シリンダ速度	約 100 mm/sec
先端負荷質量	3.5 kg

c) 性能試験結果

表 3.2.7 に作動試験結果、表 3.2.8 に漏れ検査結果、表 3.2.9 に保証耐圧力検査結果、表 3.2.10 に推力効率検査結果を示す。

表 3.2.7 作動試験結果

検 査 項 目	基 準 値	測定時期	No.1 NBR仕様	No.2 HNBR仕様
最低作動圧力 [MPa]	0.1 MPa以下	初期	0.06	0.08
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	0.05
始動圧力 [MPa]	0.15 MPa以下	初期	0.12	0.15
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	—
円滑動作	異常なきこと	初期	異常なし	異常なし
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	異常なし

表 3.2.8 漏れ検査結果

検 査 項 目	基 準 値	測定時期	No.1 NBR仕様	No.2 HNBR仕様
ロッドワイパ部 からの液漏れ [ml / 100m]	0.05ml / 100m以下	初期	漏れなし	漏れなし
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	3.5
その他の 外部液漏れ	漏れなし	初期	漏れなし	漏れなし
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	漏れなし
内部液漏れ (D=φ 40) [ml / 10min]	D × 0.01ml / 10min以下 =0.4ml / 10min	初期	漏れなし	漏れなし
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	漏れなし

表 3.2.9 保証耐圧力検査結果

検 査 項 目	基 準 値	測定時期	No.1 NBR仕様	No.2 HNBR仕様
保証耐圧力試験	2.3 MPa	初期	問題なし	問題なし
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	問題なし

表 3.2.10 推力効率検査結果

検 査 項 目	基準値	測定時期	No.1 NBR仕様	No.2 HNBR仕様
推力効率試験 [%]	90以上	初期	94.5	92.3
		停止後	測定不可 ⁽¹⁾	—

(1) ロッドワイパ部からの漏れ量が多量であったため、走行試験停止後の検査は実施出来なかった。

d) 考察

基本的な作動に関しては全て良好な結果が得られた。

ピストンパッキンの摩耗状況からパッキン材質の違いによる特性の比較を図 3.2.7 に示す。シリンダ No. 1 及び No. 2 のピストンパッキン（ロッド側・ヘッド側）それぞれの作動距離と摩耗量をグラフに示した。但しここでの『摩耗量』とは、連続走行試験によって変化したピストンパッキンのリップ断面幅 T（図参照）の寸法変化量のことである。

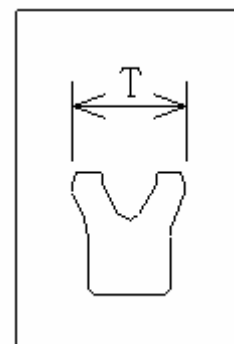
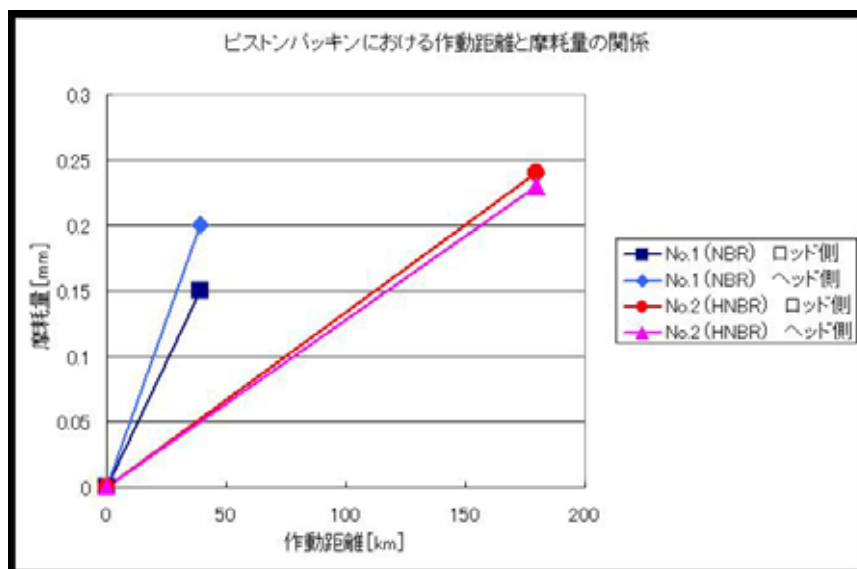


図 3.2.7 ピストンパッキンにおける作動距離と摩耗量（リップ断面幅 T の寸法変化量）

このグラフより、シリンダ No. 1（NBR 仕様）のピストンパッキンの方が摩耗の進行が速いことが分かる。したがってパッキン材質 NBR と HNBR で水潤滑における耐摩耗性の比較をした場合、HNBR の方が優れていると推測される。本圧力レンジ（1.5 MPa）であればゴム製パッキンであっても良好な走行性が期待できる。

ロッドシール部に生じた摩耗はブッシュ内部やロッドウェアリングの摩耗状況から判断して、まずロッドウェアリングが摩耗し、これによりピストンロッドとブッシュ内部が金属接触し、この状態で摺動したために発生した金属粉によってロッドシール部の摩耗が促進されたと推測される。

本試験におけるロッドシール部の摩耗の差は、ロッドウェアリング材質の差によるところが大きいと思われるので、ロッドウェアリング摩耗の影響を取り除くことで走行性の向上が期待できる。

（３） 3.5 MPa 仕様のシリンダ試験結果

本圧力レンジの水圧シリンダにおいては、同一のプラスチックパッキンを装着した 2 台の水圧シリンダによって基本性能検査と走行性の確認を行った。

a) 供試シリンダの構成部品

図 3.2.8 に製作したシリンダの構造を示し、表 3.2.11 に構成部品の詳細を示す。

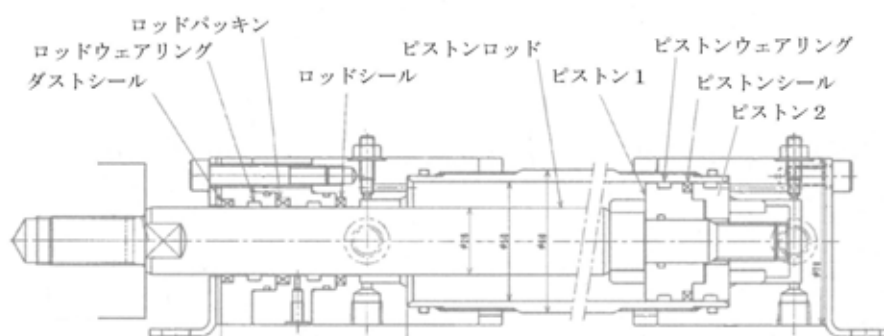


図 3.2.8 供試シリンダの構造

表 3.2.11 供試シリンダの構成部品

部品構成	
筐体の主要材料(接液部)	SUS材
ロッド	硬質Crメッキ
ピストンパッキン	樹脂
ロッドパッキン	樹脂
ロッドワイパ	樹脂

b) 試験方法

図 3.2.9 に走行試験装置の回路図を示し、図 3.2.10 にその写真を示す。

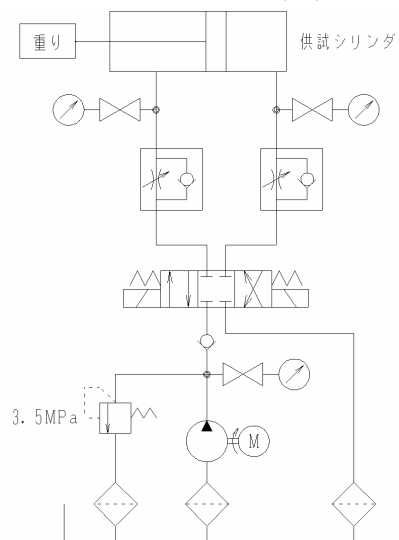


図 3.2.9 走行試験装置回路図

図 3.2.10 走行試験装置写真

試験方法としては、同一品を 2 本同時に試験した。図 3.2.10 に示すように、水平横向きに設置し、ロッド先端に取り付けたおもりの質量は JIS B 8367:1999 の附属書計算式によった。主な試験項目は水圧では現在規格がないため、試験方法は油圧の JIS を参考にした。表 3.2.12、表 3.2.13 に試験項目とその基準を示す。

表 3.2.12 性能試験項目

性能検査(詳細はJIS B 8367:1999 に準じる)	
項目	基準
最低作動圧力	0.5 MPa以下
始動圧力	0.6 MPa以下
保証耐圧力	5.3 MPa
推力効率	0.9以上

表 3.2.13 走行試験項目

耐久性検査(詳細はJIS B 8367:1999 の附属書1に準じる)	
項目	基準
ロッドワイパー部からの液漏れ	0.05 mL / 100 m以下
その他の外部液漏れ	なし
内部液漏れ	< = 1 mL / 10 min

c) 性能試験結果

試験結果を表 3.2.14、走行試験結果を表 3.2.15 に示す。

表 3.2.14 性能試験結果

項目	結果
最低作動圧力	合格
始動圧力	合格
保証耐圧力	部品・部位の変形もなく、異常なし
推力効率	合格

表 3.2.15 走行試験結果

項目	結果
ロッドワイパー部からの液漏れ	下図グラフ参照
その他の外部液漏れ	なし
内部液漏れ	下図グラフ参照(ピストン・ロッド)

走行試験におけるロッドワイパー部からの外部液漏れ量の測定結果を図 3.2.11、ピストンパッキン及びロッドパッキン部の内部液漏れ量の測定結果を図 3.2.12 に示す。

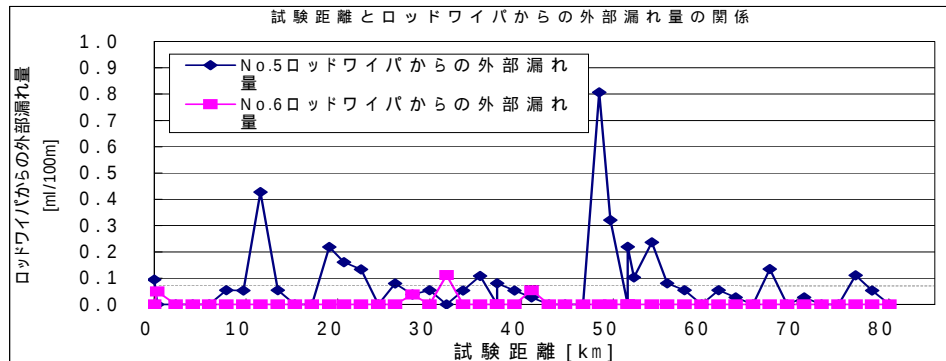


図 3.2.11 ロッドワイパー部からの外部漏れ量

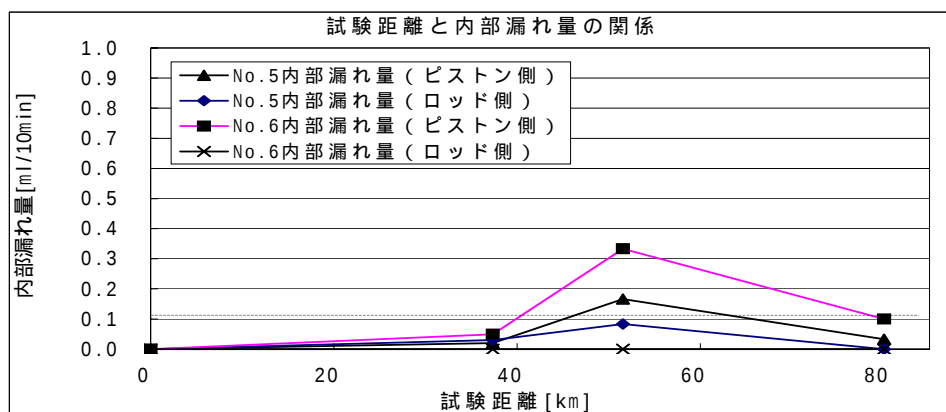


図 3.2.12 ピストンパッキン・ロッドパッキン内部漏れ量

d) 考察

基本的作動は全く問題なく良好であった。

図 3.2.11、図 3.2.12 のグラフから見てのとおり、同じシリンダを 2 本同時にテストしているにもかかわらず、漏れが大幅に異なっている。推定される原因は、プラスチックパッキンが、硬いためコンタミ（ゴミ）、傷、に弱くシール性が安定していないためと思われる。

多少のコンタミ、加工誤差、組立誤差によってシール性能が大きく変化するようでは、歩留まりが悪く、安定した製品にならない。今後、ゴムパッキンの使用も考慮に入れてシール性の安定性向上を目指す。

3.2.4 性能試験結果に対する考察と課題

0.25 MPa 仕様のシリンダは基本性能をほぼ満足できる結果が得られた。しかし、作動圧力が低いため、パッキン、ウェアリングの摩耗粉による摺動抵抗のわずかな上昇が作動に大きく影響することがわかった。今後、パッキン、ウェアリングの形状及び材質について検討し、摺動抵抗の低減化を図ることで性能向上を目指す。

1.5 MPa 仕様のシリンダの試験結果より、ピストンパッキンにおいて材質を比較すると、HNBR は NBR に比べ耐摩耗性に優れていることが判明した。そして、本圧力レンジ（1.5 MPa）であるならばゴム製パッキンであっても良好な走行性が期待できることがわかった。ロッドシール部の摩耗の差は、ロッドウェアリングの材質の差によるところが大きいと思われるので、ロッドウェアリングの改善により良好な走行性を得ることは十分可能であることが推測できる。

3.5 MPa 仕様のシリンダにおいては、プラスチックパッキンは、コンタミ（ゴミ）、傷、に弱くシール性が安定していないことが判明した。今後、ゴム製パッキンの使用も考慮に入れてシール性の安定性向上を検討する必要がある。

3.3 モータについて

3.3.1 試作モータの構造と仕様

試作した 0.25 MPa 仕様のモータは 1.4 節の図 1.4.5 に示す構造原理のプラネタリー・ギヤモータであり、1.5 MPa と 3.5 MPa 仕様のモータはいずれも図 1.4.7 に示す構造原理の平衡形ベーンモータである。

それらの仕様を表 3.3.1 に示す。0.25 MPa 仕様のモータに関しては、定格出力動力は 20～25 W を目標としており、今後の性能試験結果に基づいて、最低回転数、最高回転数、最低使用圧力、最高使用圧力、定格トルク、定格出力動力などの仕様は変更する。

表 3.3.1 試作モータの仕様

主な仕様	呼び圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa
	構造	プラネタリー・ギヤ・モータ	ベーン・モータ	ベーン・モータ
	使用流体	水道水	水道水	水道水
	グリース(内封、供給)	なし	なし	なし
	定格トルク	0.7 Nm	1.5 Nm	3.5 Nm
	定格回転数	150 rpm	1000 rpm	1000 rpm
	定格圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa
	定格流量	7.0 L/min	12.0 L/min	15.0 L/min
	定格出力動力	11 W	150 W	350 W
	最低回転数	75 rpm	500 rpm	500 rpm
	最高回転数	250 rpm	1500 rpm	1500 rpm
	最低使用圧力	0.1 MPa	0.8 MPa	1.0 MPa
	最高使用圧力	0.3 MPa	2.0 MPa	4.0 MPa
	戻りライン圧力	<0.05 MPa	<0.25 MPa	<0.25 MPa
	水温	0~40	0~40	0~40

図 3.3.1 にプラネタリー・ギヤモータの外観写真、図 3.3.2 にその断面構造図を示し、図 3.3.3 にはベーンモータの外観写真、図 3.3.4 にその断面構造図を示す。



図 3.3.1 プラネタリー・ギヤモータの外観写真

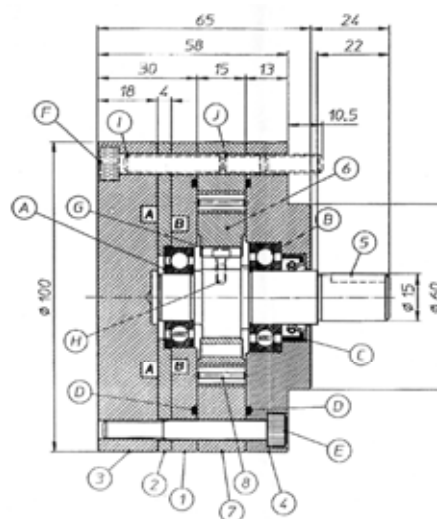


図 3.3.2 プラネタリー・ギヤモータの断面構造図



図 3.3.3 ベーンモータの外観写真

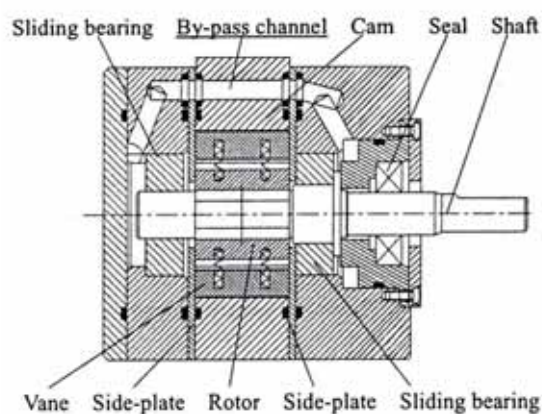


図 3.3.4 ベーンモータの断面構造図

3.3.2 性能試験の方法

性能試験に用いた回路を図 3.3.5、その写真を図 3.3.6 に示す。プラネタリー・ギヤモータの試験においては 0.25 MPa 以下の低い圧力を安定して得るためレギュレータで減圧して供試モータへ供給した。ベーンモータの試験においては、同回路においてレギュレータを取り外して行った。

プラネタリー・ギヤモータは双方向回転形モータであるが、ベーンモータは単方向回転形である。図 3.3.5 の供試モータはプラネタリー・ギヤモータを示す。

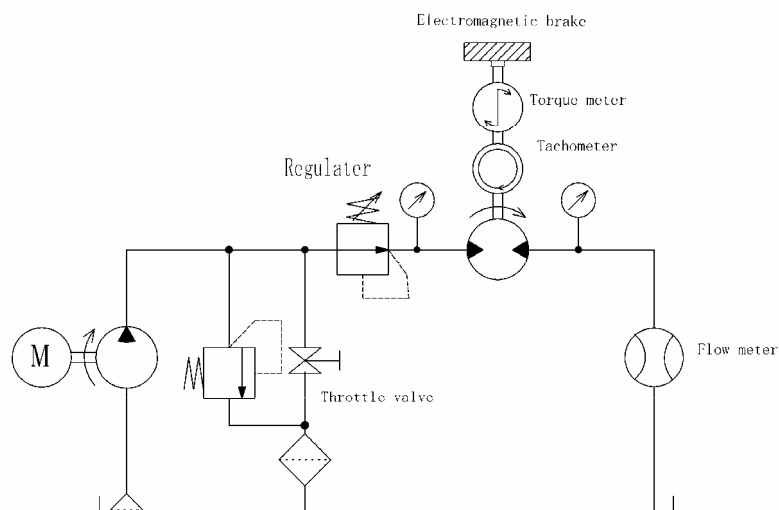


図 3.3.5 性能試験回路

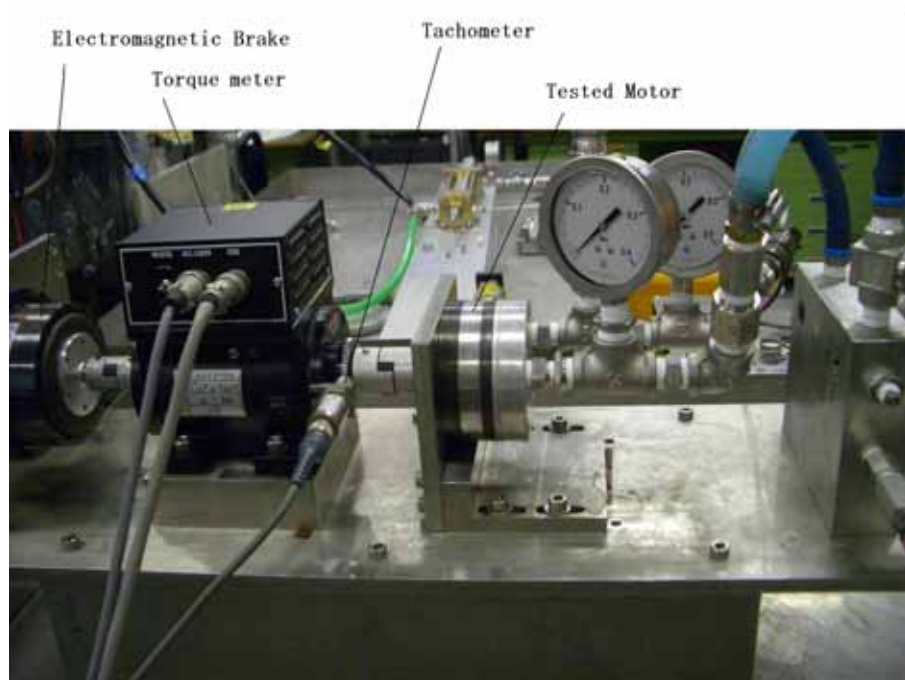


図 3.3.6 プラネタリー・ギヤモータの性能試験

性能試験の方法としては、定常運転状態において、所定の一定回転速度におけるモータ入口、出口の圧力 P_1 、 P_2 、容積流量 Q 、出力トルク T 及び出力軸の回転速度 n を計測し、出力動力 L 、容積効率 η_v 、トルク効率 η_T 、及び全効率 η を算出した。その結果より供試モータの運転可能な作動範囲を見極めることを主な目的とした。表 3.3.2 に試験条件と試験項目を示す。

表 3.3.2 試験条件と試験項目

モータ種類	試験条件		試験項目 (全モータ共通)
	圧力範囲	試験回転速度	
プラネタリー・ギヤモータ	0 ~ 0.25 MPa	75、100、150、 200、250 rpm	流量 各回転数における、圧力差と流量の関係 出力トルク 各回転数における、圧力差と出力トルクの関係
1.5 MPa ベーンモータ	0 ~ 1.5 MPa	500、1000、1500 rpm	出力動力 各回転数における、圧力差と出力動力の関係 容積効率 各回転数における、圧力差と容積効率の関係
3.5 MPa ベーンモータ	0 ~ 3.5 MPa	500、1000、1500 rpm	トルク効率 各回転数における、圧力差とトルク効率の関係 全効率 各回転数における、圧力差と全効率の関係

測定データの整理にあたり、出力動力 L 、容積効率 η_v 、トルク効率 η_T 、及び全効率 η はそれぞれ式 (3.3.3) ~ (3.3.6) によって算出した。

$$\text{理論流量： } Q_{th} = n \cdot V_{th} \quad \dots (3.3.1)$$

$$\text{理論トルク： } T_{th} = \frac{(P_1 - P_2) \cdot V_{th}}{2\pi} \quad \dots (3.3.2)$$

$$\text{出力動力： } L = 2\pi \cdot n \cdot T \quad \dots (3.3.3)$$

$$\text{容積効率： } \eta_v = \frac{Q_{th}}{Q} = \frac{n \cdot V_{th}}{Q} \quad \dots (3.3.4)$$

$$\text{トルク効率： } \eta_T = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot T}{(P_1 - P_2) \cdot V_{th}} \quad \dots (3.3.5)$$

$$\text{全効率： } \eta = \eta_v \cdot \eta_T \quad \dots (3.3.6)$$

このとき、各モータの押しのけ容積 V_{th} は表 3.3.3 の値を用いた。プラネタリー・ギヤモータに関しては、回転軸一回転当たりの通過流量を実測して求め、ベーンモータに関しては図面寸法より計算で求めた。

表 3.3.3 供試モータの押しのけ容積

モータ種類	押しのけ容積 V_{th}
プラネタリー・ギヤモータ	36.6 cc/rev
1.5 MPa ベーンモータ	8.74 cc/rev
3.5 MPa ベーンモータ	8.74 cc/rev

3.3.3 性能試験の結果

(1) 0.25 MPa 仕様、プラネタリー・ギヤモータの性能試験結果

図 3.3.7～図 3.3.9 に、プラネタリー・ギヤモータの主な性能試験結果を示す。

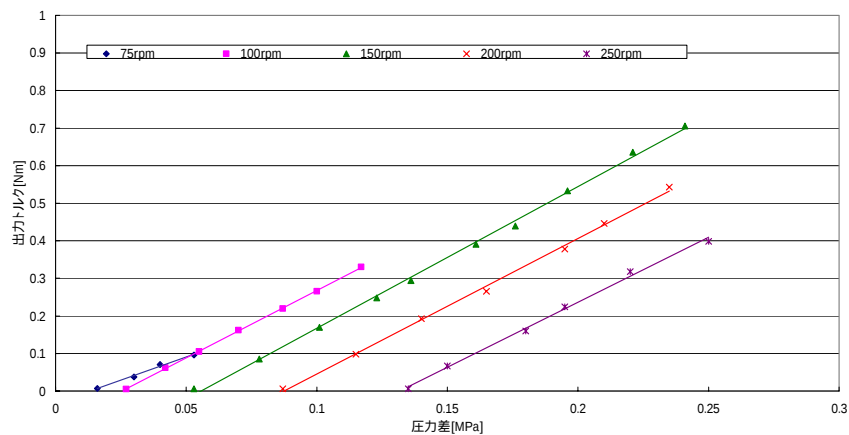


図 3.3.7 圧力差-トルク特性

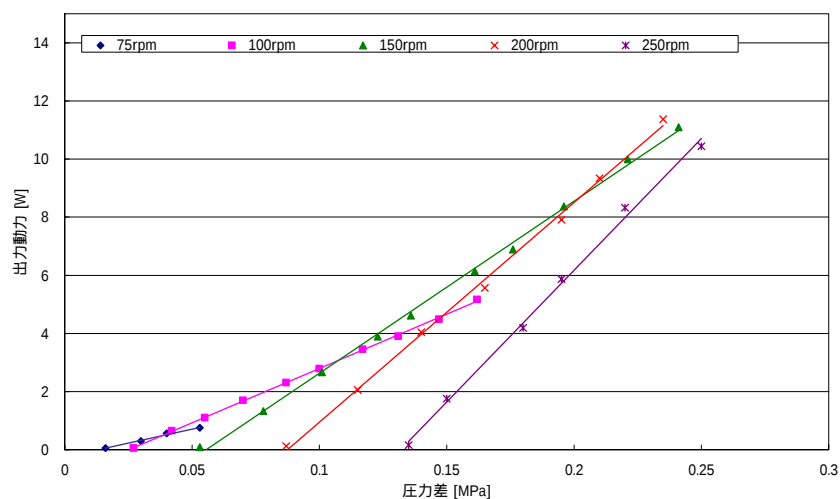


図 3.3.8 圧力差-出力動力特性

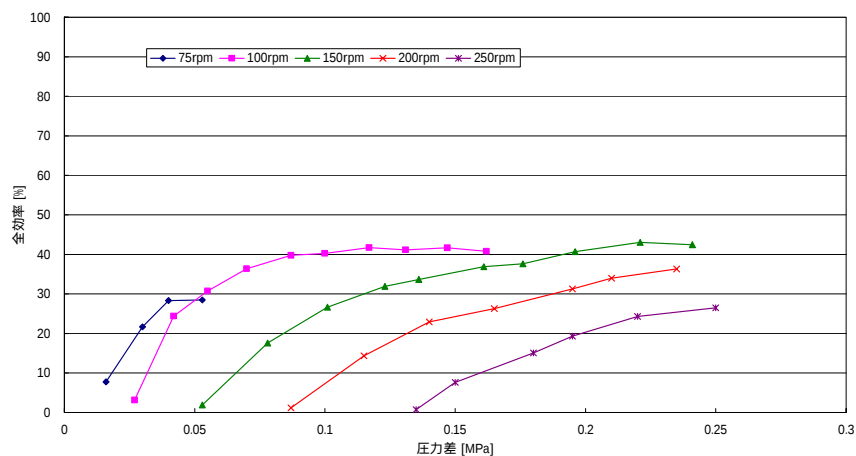


図 3.3.9 圧力差-全効率の関係

定格回転速度及びそれ以上では 0.25 MPa まで安定して回転した。回転速度 75 rpm においては 0.05MPa、100 rpm では 0.16 MPa 以上の圧力状態でスティックが生じ安定した回転が得られずデータ採取が困難であった。

図 3.3.7 で、出力トルクは回転速度が増加するとともに大幅に減少する。モータ内部における流路内での圧力損失の増加が大きく影響するものと思われる。低い圧力での運転においては流路内の圧力損失の占める割合は相対的に大きなものとなる。また、回転速度が大きくなると遊星歯車の回転速度はかなり速いものになり、そのことから回転速度の増加に伴い回転を妨げる抵抗力が増加することもあると考えられる。低速回転でスティックが生じ停止してしまう原因は、歯車の噛み合い部の摩擦やシール及びボールベアリング部等での機械的摩擦の影響が考えられる。出力トルクの特性格改善が本モータにとっては重要な課題といえる。本試験範囲では 150 rpm の回転速度時に、最大 0.7 Nm のトルクが得られた。

図 3.3.8 から、本試験範囲では最大出力動力は約 11 W であることがわかる。

図 3.3.9 から、回転速度が 100 rpm 及び 150 rpm のときに最大全効率が 40% を少し越える結果が得られている。全効率を向上させるためにはトルク効率の向上が重要で、場合によっては、若干容積効率を下げてでもトルク効率が大きく向上できる改善策が見出せれば採用する価値があると考ええる。

(2) 1.5 MPa 仕様、ベーンモータの性能試験結果

図 3.3.10～図 3.3.12 に、1.5 MPa 仕様のベーンモータの主な性能試験結果を示す。

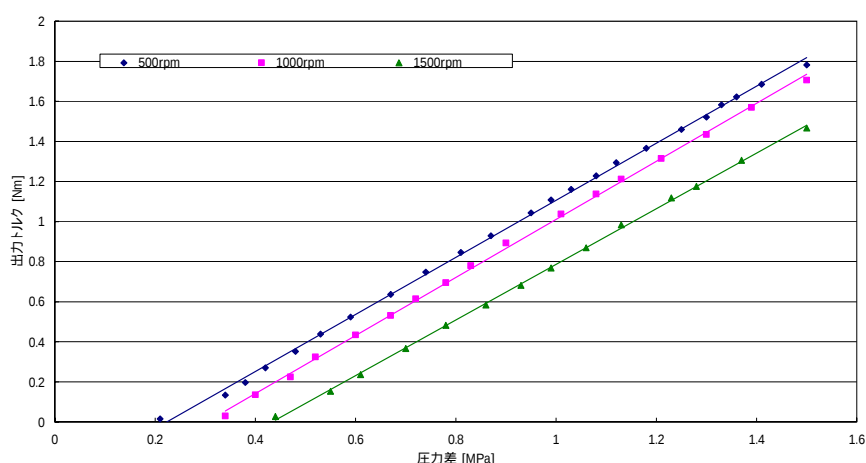


図 3.3.10 圧力差-トルク特性

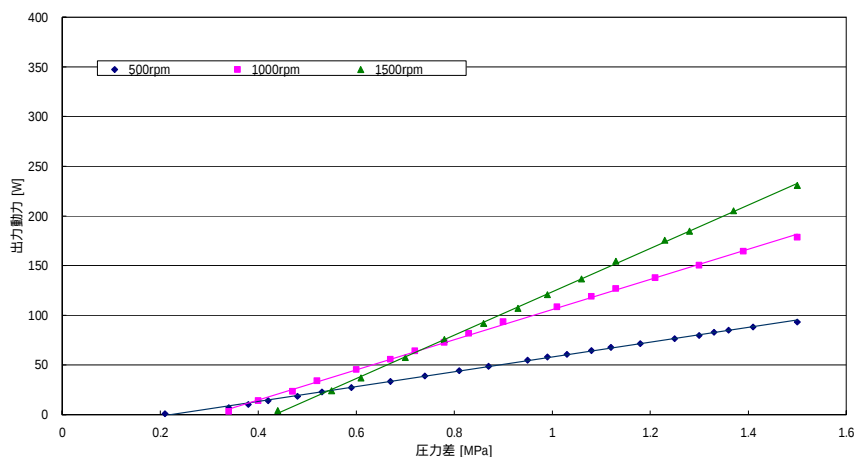


図 3.3.11 圧力差-出力動力特性

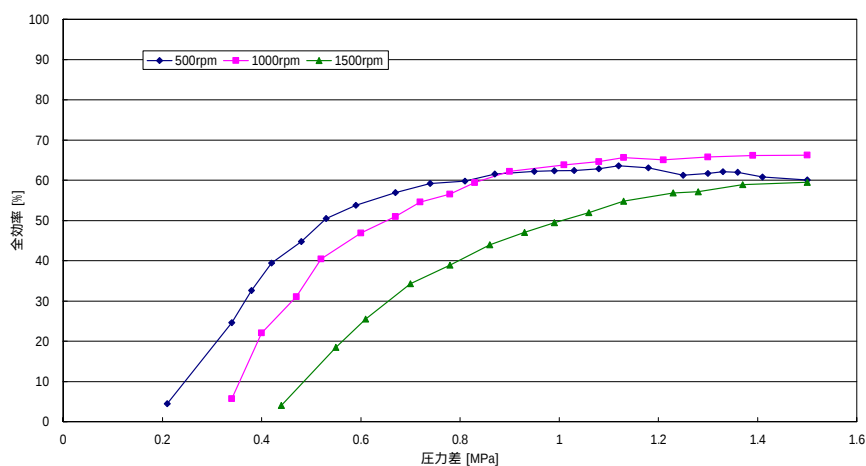


図 3.3.12 圧力差-全効率の関係

本供試モータに関しては最低使用圧力から定格圧力の範囲内で良い特性が得られ、全効率も最大 65% が得られた。なお一層の効率改善は望まれるものの、十分に実用できる特性を持つものと判断する。

(3) 3.5 MPa 仕様、ベーンモータの性能試験結果

図 3.3.13～図 3.3.16 に、3.5 MPa 仕様のベーンモータの主な性能試験結果を示す。

本供試モータは定格圧力 3.5 MPa を目標としていたが、その後の調査で電気駆動の AC サーボモータの最も応用の広い範囲が 70w～1Kw 未満にあることから使用圧力レベルを 2.0 MPa～3.0 MPa で幅広い応用分野に対応可能と判断している。そのような理由で、まず 2.0 MPa までの性能試験を行った。

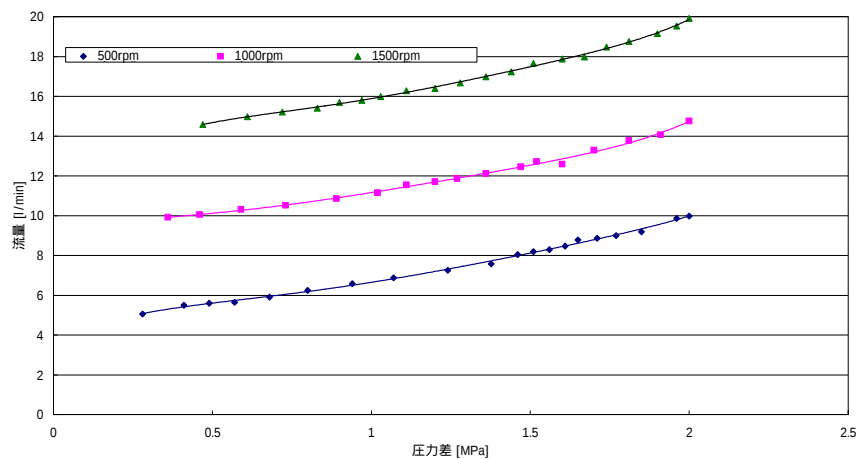


図 3.3.13 圧力差-流量特性

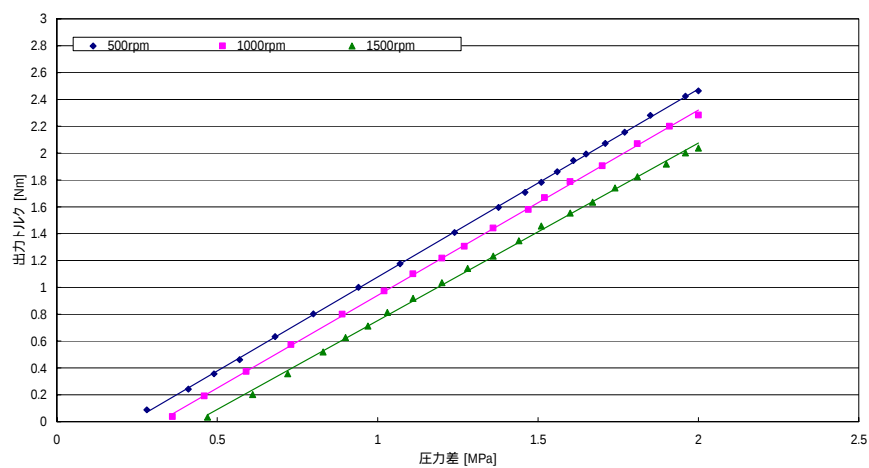


図 3.3.14 圧力差-トルク特性

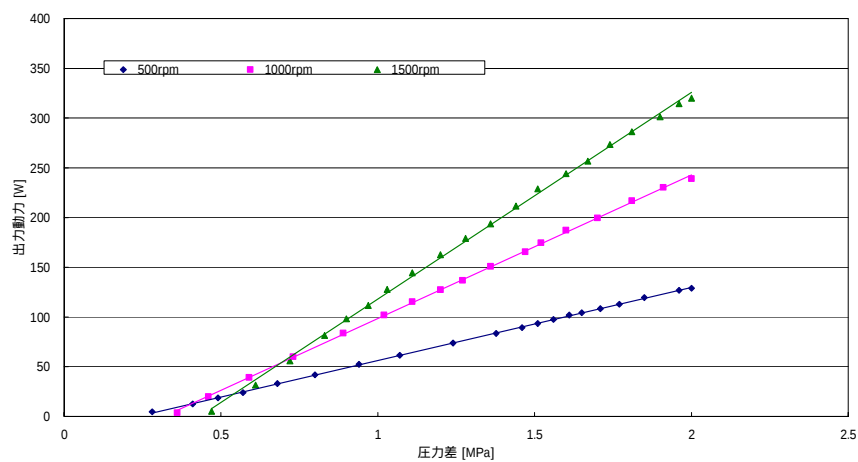


図 3.3.15 圧力差-出力動力特性

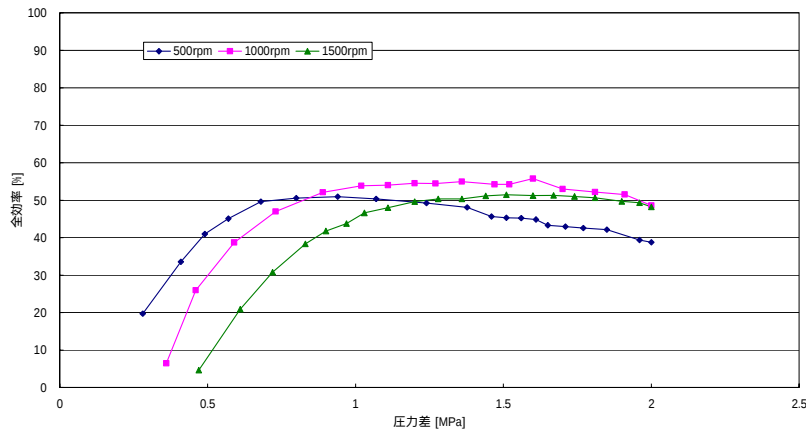


図 3.3.16 圧力差-全効率の関係

図 3.3.13 によると、圧力差の増加に伴う流量の増加が 1.7 MPa を越えるあたりから急に勾配が大きくなっている。つまり、漏れ流量が急に増え出していることが読み取れる。本供試モータは内部の構造、寸法、材質ともに、1.5 MPa 仕様のベーンモータと全く同様に作られているが、本供試モータは内部のすき間が大きく最初から漏れが大きいものであったと思われる。

図 3.3.14 によると、1.5 MPa までの範囲で比較して図 3.3.10 の結果とほとんど差はないことがわかる。つまり、圧力差-トルク特性に関しては良好な特性が得られている。

図 3.3.15 によると、1.5 MPa までの範囲で比較して図 3.3.11 の結果とほとんど差はないことがわかる。つまり、圧力差-出力動力特性に関しては良好な特性が得られている。

図 3.3.16 によると、最大の全効率は圧力差が 1.5 MPa 前後のところで得られ、その値は約 55% であり、1.5 MPa 以上になると全効率は低下することがわかる。

3.3.4 性能試験結果に対する考察と課題

0.25 MPa 仕様のプラネタリー・ギヤモータにおいては、定格回転速度及びそれ以上では良好な結果が得られた。低速回転域においてスティックが生じ安定して運転できない状態が生じた。歯車の材質あるいは表面処理、また、歯面の加工精度を上げるなどして、歯車の噛み合いを滑らかにする改善が必要と思われる。トルク効率が低い原因を究明するため、モータ内流路での圧力損失を計算で推定してみる。また、ロータの回転を妨げる抵抗力として何が存在するか、実験と理論的検討により解明する必要がある。

1.5 MPa 仕様のベーンモータにおいては現状の試作モータで十分に使用できる特性をもつことが確認できた。

3.5 MPa 仕様のベーンモータについては今回の性能試験において 2.0 MPa までのデータを採取した。その範囲で基本的な動作特性はほぼ良好な結果が得られ

た。1.5 MPa 仕様のベーンモータの特性と比較したとき、内部漏れが大きく容積効率が 10～15%低かった。全効率の最大値は 55%であった。容積効率の向上が一つの課題である。

3.4 課題と今後の展開

シリンダ及びモータ共に 0.25 MPa、1.5 MPa、3.5 MPa の 3 種類の圧力仕様のものを設計・製作し、性能試験を行った。今回の試作においては主目的が「UniADS」全体の機能の確認である。したがって、シリンダにおいても同様にシリンダの主たる機能を優先してその確認テストを実施した。テストとして最低作動圧力、始動圧力、円滑動作、作動速度、外部漏れ、内部漏れ等について実施した。0.25MPa においては推力効率 80%以上を得た。しかし、駆動圧力が「水道水」レベルで極めて低いことからパッキン自身への負荷が小さいものの僅かな摩耗紛の発生が走行性に影響をもたらすことが明らかとなった。1.5MPa においては、上記テストによる機能・性能が確認され、推力効率 90%以上が確認された。しかし、作動圧力が高くなるにつれてパッキン部への負荷状況が変化し、このケースではロッドウェアリング部の摩耗が、ロッドパッキンの摩耗へと波及するなどの現象が観察された。3.5MPa においては基本性能が確認され、推力効率 90%が得られた。駆動圧力の高圧化においては、パッキンの潤滑性や硬度などを考慮することが性能向上をもたらすなど、圧力レベルに応じたシール設計が要求される。今回は上述したように機能を優先したが、寿命などの信頼性については別な観点からの対処が必要である。

モータに関しては、0.25MPa 仕様のプラネタリー・ギヤモータでは定格回転数及びそれ以上で良好な結果が得られた。ただし低速回転域でスティックが観察された。歯車の材質あるいは表面処理、また、歯面の加工精度を上げるなどして、歯車の噛み合いを滑らかにする改善を今後検討する。トルク効率を下けている原因を究明するため、モータ内流路での圧力損失を計算で推定してみる。また、ロータの回転を妨げる抵抗力となるものを、実験と理論的考察により解明する。1.5MPa 仕様のベーンモータの特性は満足できる良好な結果が得られた。3.5MPa 仕様のベーンモータに関しては、電気駆動の AC サーボモータの最も応用の広い範囲が調査の結果 70w～1Kw 未満にあることから最高圧力レベルを 2.5 MPa～3.0 MPa で対応可能と判断している。そのような判断を基に、今後、2.0 MPa 以上の圧力における性能試験を実施する。

第4章 水道ネットワークの法的問題点の調査と確認

水道法第3条、1項に拠れば「水道」とは、「導管及びその他の工作物により、水を人の飲用に適する施設の総体」としている。そして、水道により供給される「水」は第4条、1項でその用件を次のように規定している。①病原生物に汚染され、または病原生物に汚染されたことを疑わせるような生物を含むものでないこと。②シアン、水銀その他の有毒物質を含まないこと。③銅、鉄、フッ素、フェノールその他の物質をその許容量を超えて含まないこと。④異常な酸性またはアルカリ性を呈しないこと。⑤異常な異臭がないこと。但し、消毒に因る臭味を除く。⑥概観は、ほとんど無色透明であること。上記の基準に関して必要事項は、厚生労働省令で定めるとしている。このように「水道水」の法律に定めるところに拠れば現時点では、飲用に供することを主目的に「清浄にして豊富低廉な水の供給」にある。その他の目的として第24条に「公共の消火の為の消火栓の設置」を義務づけている。

近年社会の多くの局面で「環境負荷低減化」が求められ、産業機械や物作りの、いわゆる「生産プロセス」においても同様な要求が高まっている。ここでの「環境負荷の低減化」は、主に製品融和を目的とした安全、衛生、省エネルギー、省資源と言った側面からの要求であり、主に駆動源の統一化はもとより、「機械や生産プロセスの駆動源、とその周辺環境の向上、改善」である。本プロジェクトでは、このような視点から社会インフラとして人間社会に密着し、生活の中に慣れ親しんできた「水道水」を供給する配管網が持っている「流体エネルギー」を利用することにある。このような「水道水」を上述したように本来の「飲用」以外に利用する場合、どのような課題があるか事前の調査が必要である。「水道法」に拠れば、水道水は飲用の他に「消火栓」について言及しているが、「UniADS」は、これまで未利用であった水道配管内の「流体エネルギー」を利用することから、水資源、配管圧力等の水道管系へ及ぼす影響に留意する必要がある。以下に現時点での調査結果を要約する。

- (1) 「UniADS」内に流体が滞留し、そこでのバクテリア等の微生物やそれに属する菌類の発生が予測されるが、このような流体が水道配管系に逆流するような状況があってはならない。これは上記した水道水の「飲用」としての目的に反する。したがって、「UniADS」と水道配管系を完全に遮断可能な手段を講じなければならない。例えば、リークレス逆止弁の設置等。
- (2) 水資源に関しては本システムに利用した水の再利用する仕組みのため、水の使用が極端に増加することはない。
- (3) 配管圧力に関しては、これまでの水道配管の変動圧力の実績はおよそ0.3MPa～0.65MPaを考慮すれば、また近年水道供給システムが直結給水の方向にあり、上限圧力は高まる傾向にある。
- (4) 本システムが工場に導入される場合は使用水量などについて（水道法「給水義務」第15条）に基づき、事前に「水道事業者」に届け出を行うことになっているが、同法には「水道事業者は、事業計画に定める給水区域内

の需要者から給水契約の申し込みを受けたときは、正当な理由がなければ、これを拒んではならない」としているが、さらに解釈において今後の調査は必要である。

水道配管網内流体エネルギーがこのような形式で利用された実績がこれまで見当たらない現状の法的解釈からすれば、問題点は見当たらないものの、本システムの本格的普及の段階に至るまでには上記の件を更に調査することが必要である。

第5章 文献・資料調査

本調査では特に圧力範囲として 0.25 ～3.5 MPa 程度の比較的低压領域の水圧技術に関する文献・資料について調査を行った。過去 10 年程の間に公表された研究論文、技術資料及びカタログ等の資料に関して調査した。

低压領域の水圧技術に特に注目して研究を進めている研究機関として、フィンランドのタンペレ工科大学 (Tampere University of Technology) がある。空気圧と油圧の間に位置し、価格は空気圧と同等、制御性と剛性は油圧なみ、そして発生力は空気圧の 3 から 10 倍が得られる水圧システムの実現を目標とし、1998 年の秋よりフィンランド国立開発基金 (TEKES) から資金援助を得て 3 年計画の産官学共同開発プロジェクトが実施された。このプロジェクトの中で、低価格で信頼性のある低压水圧用機器を開発することが重要課題に据えられ、既存の各種機器 (ポンプ、モータ、バルブ、シリンダ、パイプ、ホース、継ぎ手) の実用可能性が広く調査され、実用化が期待できる機器に対して性能試験と耐久試験が数多く実施された^{1)、2)}。多段の遠心型ポンプあるいは数万 rpm で高速運転される単段遠心型ポンプは低压水圧用の水圧源として有望であること、多少の改良により空気圧シリンダを低压水圧用アクチュエータとして使用できること、バルブや配管材など空気圧用や他の産業用に従来から使われている機器で低压水圧用に転用できるものがあることなどが示されている^{3)、4)}。水圧シリンダの高品位な位置制御を低価格な低压水圧システムで実現することを目標に、低価格なオン・オフ弁を用いた制御システムの研究が行われている。構造が簡単、ノンリークで水の清浄度に大きく左右されないシート形オン・オフ弁が低压水圧用に有望であること⁵⁾、シリンダの位置制御においてストローク及び負荷質量の違いにかかわらず 0.1 mm の位置決め精度が得られたことなどが報告されている⁶⁾。さらに、高速オン・オフ弁を用い PWM 制御で圧力制御を試みた研究もある⁷⁾。また、機器開発に関わる基礎研究として、水質管理に関する研究^{8)、9)} や、水潤滑下で低摩擦・耐磨耗性の得られる最適な材料の組合せを追究する研究¹⁰⁾も活発に行われている。

低压用水圧機器の開発状況に関しては、デンマーク工科大学の水圧研究室 (DTU Water Hydraulic Laboratory) で 5 MPa 程度の吐出圧力のベーンポンプとギヤポンプの試作研究が行なわれている¹¹⁾。また、Danfoss 社では最大使用圧力 5 MPa のベーンモータを製品化し、主に食品加工システムのコンベヤ駆動などの用途に供給している¹²⁾。荏原総合研究所で開発された最大使用圧力 2 MPa のベーンモータ¹³⁾は小型軽量で、自動で鶏肉を処理する自動脱骨機¹⁴⁾やベルトコンベヤの駆動等に使用されている。開発研究段階ではあるが、東京工業大学では水道圧程度の低水圧で駆動する内接ピンチローラー形水圧モータの開発¹⁵⁾、及び水道圧ステッピングモータの開発研究¹⁶⁾が進められている。近年、使用圧力範囲 0.1～1 MPa の低压用水圧シリンダ、最高吐出圧力 1.4 MPa の水圧ベーンポンプ、最高使用圧力 1 MPa 程度の電磁弁、レギュレータ、リリーフ弁などがカタログ化され市販されている¹⁷⁾。水圧制御弁に関して、油圧制

御弁と同様な構造原理のものは比較的高圧用のものが多く、低圧用としては、水道用、プロセス制御用、空気圧制御用に用いられている制御弁の転用あるいは類似構造のものがよく見られる。水道用圧力制御弁の特性を実験により解析した研究^{1 8)}も最近発表されている。

低圧水圧システムのアプリケーションに注目してみた場合、次のような実用例が見出せた。食肉加工プラントでは、豚、牛、鶏などを解体し、食肉として梱包し発送する行程を自動化するため、解体に使用する刃物の駆動、製品を搬送するクレーンやコンベヤの駆動、梱包機械の駆動など工場全体に水圧システムを採用している例^{1 9)}がある。クリーンルーム内で行われる半導体ウエハの洗浄行程で、ウエハの入ったカセットをイオン交換水の洗浄液槽内へスムーズに昇降させる装置において、跳び出しのない滑らかな起動と確実な動作、大気中への排気がなく電磁的なノイズの発生がない理由で低圧水圧システムが採用されている^{2 0)}。修船ドックにおいて船体をバランスよく支持するための腹盤木を遠隔操作で昇降させるシステムは、海水中で使用され重量物を堅固に支持する必要から、剛性が高く海水汚染の危険がない水圧システムが採用されている^{2 1)}。

自力で入浴できない被介護者を吊り上げ浴槽内へ運ぶために使用する入浴介護リフトは、水道水圧力で水圧シリンダを伸縮する簡単な構造で、設置や使用が容易で、感電の危険はなく、剛性が高く、安全で安心感のあるシステムとなっている^{2 2)}。他に、水道水圧駆動のプール施設向けリフト^{2 3)}や、ドアの開閉や洗面台の昇降^{2 4)}など、一般の生活分野におけるパワーアシストの用途にも実用されている。水中で行なうリハビリテーションやトレーニングにおいては対象者の身長などに合わせてプールの床を昇降して水深を調整する。また、冬期にプールを他の目的に有効利用するためにプールの床を上昇させることも行われる。その駆動システムとして多段遠心ポンプまたはプランジャポンプを用いた水圧システムが実用されている^{2 5)}。

以上の他、可搬性のある低圧水圧ポンプユニット(0.9 MPa)とテレスコープ形シリンダをセットにした汎用水圧昇降機が市販されており、建設現場や荷役、防災などの各種用途に利用されている^{2 6)}。跳び出しの危険がなく作動が確実で、動力密度が高く、高剛性で、作動流体は水道水で容易に調達でき、取扱い容易なシステムとなっている。

引用文献

- 1) Markku Laakso 他 5 名 : Feasibility Study of Existing Low-pressure Water Hydraulic Components, Report 73 in Institute of Hydraulics and Automation, Tampere University of Technology (1999)
- 2) Jaakko Myllykylä 他 9 名 : Low-Pressure Water Hydraulic Component Tests, Part I, Report 76 in Institute of Hydraulics and Automation, Tampere University of Technology (1999)
- 3) J. Aaltonen, K. Koskinen, M. Vilenius, P. Kunttu : Experiences on the Low Pressure Water Hydraulic Systems, The 4th JHPS Int. Symposium on Fluid Power(1999),

357/363.

- 4) P. Kunttu , K.T. Koskinen, M.Vilenius : Low Pressure Water Hydraulics-State of the Art, The 6th Scandinavian Int. Conference(1999), 67/75.
- 5) M. Linjama, J. Tammisto, K.T. Koskinen, M.Vilenius : On/Off Position Control of Low-pressure Water Hydraulic Cylinder using Low-cost Valves, FLUCOME 2000(2000), paper number 72.
- 6) M. Linyama, S. Oshima, K.T. Koskinen, M.Vilenius : High-precision On/Off Position Control of Low-pressure Water-Hydraulic Cylinder, The 7th Scandinavian Int. Conference (2001), 41/55.
- 7) M. Vuorisalo, T. Virvalo, K.T. Koskinen, M.J. Vilenius : Use of Fast On-Off Valves in Pressure Control in Water Hydraulics, The 6th Scandinavian Int. Conference(1999), 699/709.
- 8) J. Aaltonen, S. Soini, K.T. Koskinen, M.Vilenius, J. Puhakka : Filters and Microbial Growth in Water Hydraulic System, The 6th Scandinavian Int. Conference(1999), 153/168.
- 9) S.M. Soini, K.T. Koskinen, M.J. Vilenius, J.A. Puhakka : Effects of Fluid Flow Velocity and Water Quality on Planktonic Microbial Growth and Biofilm Formation in Water Hydraulic Systems, The 7th Scandinavian Int. Conference(2001), 141/153.
- 10) J. Rämö, M. Hyvönen, T. Mäntylä, K.T. Koskinen, M. Vilenius : Water Resistance of Materials in Water Hydraulics, The 6th Scandinavian Int. Conference (1999), 169/178.
- 11) T. Bech, S. Olsen, P. Klit : Design of Pumps for Water Hydraulic Systems, The 6th Scandinavian Int. Conference (1999), 231/242.
- 12) Per Sørensen : News and Trends by the Industrial Application of Water Hydraulics, The 6th Scandinavian Int. Conference (1999), 651/674.
- 13) 信田昌男:水圧ベーンモータ、フルードパワーシステム、第35巻 第1号(2004), 63/66.
- 14) 江龍晃 : 水圧駆動式自動脱骨機イールダスの開発、油空圧技術、Vol.40, No.7(2001), 45/49.
- 15) 塚越秀行、北川能、西沢晃一 : 自動調圧機能を備えた水道圧駆動用 IP Motor の提案、平成12年秋季フルードパワーシステム講演会論文集、(2000), 103/104.
- 16) 塚越秀行、田圃圭祐、北川能 : 水道圧ステッピングモータとその高速駆動を促すフルイディックチューブの動作原理、平成16年秋季フルードパワーシステム講演会論文集、(2004), 161/163.
- 17) (株) トーフ機器カタログ、(2003).
- 18) 本田晋也、茂木俊昭、寺島幸雄 : 低圧用の水圧制御弁の特性に関する実験、平成16年秋季フルードパワーシステム講演会論文集、(2004), 155/1157.
- 19) Fenner Water Hydraulics : Publicty material, (1994).
- 20) Richard T. Schneider : Water-actuated cylinder moves semiconductor wafers precisely, Hydraulics & Pneumatics, (1997.4), 6/8.
- 21) 赤松俊介 : 自動腹盤木遠隔操作システムの開発、ナブコ技報、NO.84,(1998.1),58/59.
- 22) (株) ミクニ : ケア用品カタログ

- 23) 寺岡崇志、丹羽進：介護用水圧リフタ＝水道圧駆動のプール施設向けリフタの製品紹介＝、油空圧技術,(2000.11), 16/19.
- 24) (株) イズミコーポレーション：IZUMI Aquarevo カタログ
- 25) 福富正俊：空気圧を利用したプール床昇降システム、油空圧技術, (1997.10),52/54.
- 26) サンマックス (株)：アクアリフト カタログ

第 6 章 スタディの今後の課題と展開

(1)定圧装置においては変動する水道配管網圧力を 0.25MPa の一定圧力に制御し、必要流量は 400 L/min. としている。本装置のメインである制御弁は、流量が大きいことから構造的に 15 L/min. のパイロット弁にて主弁を駆動する二段式減圧弁となっている。したがって、概念設計は、15 L/min. 用減圧弁による小形定圧装置、及びこの 15 L/min. 用減圧弁とし 400 L/min. 用減圧弁を主弁とするパイロット駆動式大形定圧装置について、それぞれ理論的考察を基に減圧機能、リリーフ機能の数値的な解析を行って設計諸元を決定した。

今後の課題：パイロット弁、主弁いずれもかなりの機能が要求されることから新設計となる。実験的にはパイロット弁による減圧機能、リリーフ機能の確認を予定、パイロット弁と主弁の組み合わせ特性の確認が実施されねばならないが 400 L/min. の主弁に関しては装置の大型化も考慮するとシミュレーションとの組み合わせテストも視野に入れたい。総合テストも最終的には増圧装置との組み合わせが必要である。

(2)増圧装置においては 0.25MPa をベースに 1.5MPa (増圧比：6) , 3.5MPa (増圧比：14) の圧力を発生する装置である。基本原理は自己元圧を利用してパイロット弁を切換え、段付の増圧ピストンを往復運動させて、高压の二次圧力を発生させる。一次側流量、二次側流量、流量比、圧力比を基にそれぞれの増圧比の増圧機を設計している。これらの原理はすでに油圧や空圧では存在するものの一次、二次いずれも「水」の例は公表されていない。

今後の課題：水の特徴的物性である「低粘性流体」、「防錆」が設計、製作において配慮されねばならない。基本的構造が摺動形式であることから、漏れ性能の向上、基本圧力が 0.25MPa の低压であるので有効圧力の確保から増圧機内部の流体損失を極小化する、摺動部でのエラストマや摩耗・摩擦の特性向上も配慮しなければならない。本プロジェクトの主目的が「UniADS」の全体的機能確認を優先することから摩耗・摩擦に伴う最適材料の選択は二次的課題としている。

(3)エネルギー有効利用装置においては、現状では負荷の具体的設定の調査も含めて今後の課題としている。本年度は高压レベル (3.5MPa) と低压レベル (0.25MPa) 間のエネルギー授受による有効利用の状況について、常識的ではあるが現状の水圧機器の品揃えと性能レベルを配慮して余剰流体エネルギーの蓄積に主眼をおいて試算した。

今後の課題：今回の試算は水圧モータの二段階速度制御で一定の仕事をした場合であり、切換弁部の開口面積、アキュムレータの容量にも依存する。今後は定圧装置、増圧装置を組み合わせ、負荷も現実を想定した状況で、試算と実験による確認を行う。

(4)ADS 機器においては、基本的な課題として「圧力レベルの低いアクチュエータでは摺動部分の摩擦損失の比重が大きくなる傾向を有する」がある。

その結果「出力の変換効率が低下する」。まずは開発のポイントとなる。シリンダにおいてはシール材料、構造が開発視点であり、モータにおいては水道配管網圧力レベルのモータにおいて基本的特性を得ることにある。今年度は機能優先の確認テストを実施してシリンダでは変換効率において、良好な結果が得られ、モータにおいては「プラネタリー」形式を試作し当初の基本的性能が得られた。

今後の課題：シリンダにおいては各圧力レベルに対してシール材料の特性をかえて基本性能テストを実施し、課題を抽出した。特性の向上アップに寄与するエラストマの材料、形状、部位におけるパッキン特性の差異、加工誤差、組み立て誤差などが今後の開発視点となる。モータにおいては、低圧レベル（0.25MPa）でのトルク損失の更なる低減、その原因の一つである摺動部分の表面処理などの検討を進める。高圧レベル（2MPa～3MPa）においては、漏れの増大に伴う効率低下の改善に視点を置く。

（５）UniADS 全体においては、それぞれの概念設計に基づいて全体の配置並びに ON-OFF 弁、アキュムレータ、選択弁を集約してみた。

今後の課題：定圧装置の圧力の制御幅、その幅が増圧特性にどのような現象で影響するか、また、増圧機の脈動発状況とアキュムレータでのエネルギー蓄積との関係、切換弁の開口状況との関連でエネルギー有効利用装置の効率がどうなるか、など最終的には全体的な「UniADS」の機能を実験的、理論的に負荷の変化を考慮して確認するが、当面の課題は各装置の基本特性の確証が優先的で、次のステップで全体性能の確証に言及していく。

- 禁無断転載 -

システム開発

1 6 - F - 6

「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム
(UniADS)の開発に関するフィージビリティスタディ」報告書
- 要 旨 -

平成 1 7 年 3 月

作成 財団法人 機械システム振興協会
東京都港区三田一丁目 4 番 2 8 号
TEL 0 3 - 3 4 5 4 - 1 3 1 1

社団法人 日本フルードパワー工業会
東京都港区芝公園 3 丁目 5 番 8 号
機械振興会館 3 1 1 号
TEL 0 3 - 3 4 3 3 - 5 3 9 1