T2R2 東京科学大学 リサーチリポジトリ
Science Tokyo Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	大形バイラテラルマニピュレータの研究
Title(English)	
著者(和文)	吉灘裕
Author(English)	Hiroshi Yoshinada
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第8949号, 授与年月日:2012年9月25日, 学位の種別:課程博士, 審査員:横田 眞一
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第8949号, Conferred date:2012/9/25, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

Powered by T2R2 (Science Tokyo Research Repository)

大形バイラテラル
マニピュレータの研究

吉灘　裕

目　次

第 1 章　序論　1

1.1　研究の目的　1
1.2　従来の研究と製品　3
1.2.1　バイラテラルサーボの歴史　3
1.2.2　大形バイラテラルマニピュレータの研究と製品　7
1.3　市場調査　10
1.4　システムコンセプト　14
1.5　課題の抽出　15
1.6　本論文の構成　17

第 2 章　単軸モデル実験による基本制御則の立案　19

2.1　緒言　19
2.2　単軸モデルの構成　20
2.3　制御手法の検討と実験　22
2.3.1　バイラテラルサーボ方式の検討（【課題 1】）　22
2.3.2　油圧駆動による力制御方式の検討（【課題 2】）　25
2.3.3　力外乱の補償方式の検討（【課題 3】）　31
2.3.4　システムの評価　39
2.4　結言　42

第 3 章　プロトタイプモデルの設計と試作　43

3.1　緒言　43
3.2　プロトタイプモデル　44
3.2.1　スレーブマニピュレータのリンク機構　44
3.2.2　マスタマニピュレータの動作領域　46
3.2.3　プロトタイプモデル　49
3.3　結言　54

第 4 章　プロトタイプモデルによる作業性評価実験　55

4.1　緒言　55
4.2　作業性評価実験　56
4.2.1　実験環境　56
4.2.2　位置追従性　56
4.2.3　力伝達性　59
4.2.4　組立作業性　60
4.2.5　操作の習熟性　62
4.2.6　操作疲労度　64
4.2.7　その他の作業　65
4.3　量産モデル　67
4.3.1　量産モデルの構成　67
4.3.2　導入事例　69
4.4　結言　73

第 5 章　油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用　74

5.1　緒論　74
5.2　油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式適用課題　76
5.3　新しい異構造マスタ・スレーブ方式の提案　78
5.4　新しいマスタマニピュレータの提案　86
5.5　実機への適用　89
5.6　評価実験　92
5.7　油圧ショベルへのバイラテラルサーボ適用についての考察　96
5.8　結言　98

第 6 章　結論　99

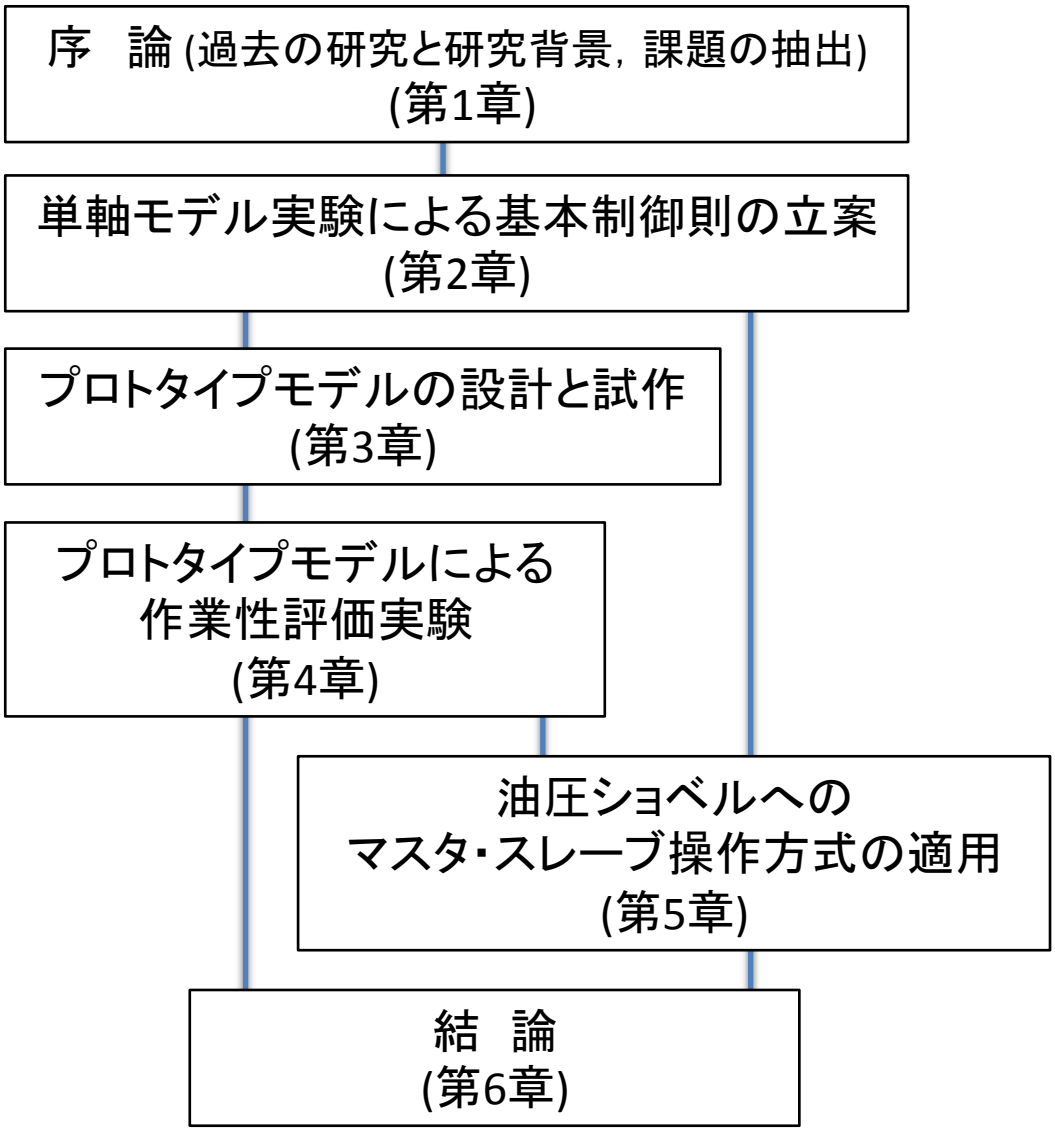
付録　104
参考文献　106

記号表

本論文で用いる主な記号は以下に示すとおりである．ここに示されていない記号については本文中に説明されている．

A_1	：シリンダロッド側断面積	[mm²]
A_2	：シリンダボトム側断面積	[mm²]
F_m	：マスタレバー反力	[N]
K_1	：速度正帰還ゲイン	[Vs²/m]
K_2	：微分補償ゲイン	[Vs²/m]
K_b	：バイラテラル比率決定ゲイン	[-]
K_f	：力逆走型ゲイン	[V/MPa]
K_m	：マスタレバー位置ゲイン	[V/rad]
K_p	：圧力フィードバックゲイン	[V/MPa]
K_s	：スレーブアーム位置ゲイン	[V/rad]
K_v	：圧力帰還速度反比例効果調整ゲイン	[s/m]
L_s	：スレーブアーム長さ	[mm]
Lm	：マスタレバー長さ	[mm]
P_1	：シリンダロッド側圧力	[MPa]
P_2	：シリンダボトム側圧力	[MPa]
P_{2dw}	：スレーブアーム自重補償圧力	[MPa]
T_m	：マスタアクチュエータトルク	[Nm]
T_{mdw}	：マスタアーム自重補償トルク	[Nm]
W_s	：スレーブアーム自重	[N]
W_m	：マスタレバー自重	[N]
β	：作動油の圧縮率	[1/MPa]
θ_s	：スレーブアーム角度	[°]
θ_m	：マスタレバー角度	[°]

本論文の構成


序　論 (過去の研究と研究背景，課題の抽出)
(第1章)
単軸モデル実験による基本制御則の立案
(第2章)
プロトタイプモデルの設計と試作
(第3章)
プロトタイプモデルによる
作業性評価実験
(第4章)
油圧ショベルへの
マスタ・スレーブ操作方式の適用
(第5章)
結　論
(第6章)

第1章　序論

1.1　研究の目的

世界初の産業用ロボット「ユニメート」,「バーサトラン」の誕生から 50 年を経て，今日では世界で 100 万台を超える産業用ロボットが稼働している(1)．また力やコンプライアンスなどの制御技術や画像処理技術の発展を背景に，ロボットによる組立やバリ取り，研磨などの複雑な作業も実現されている．しかし産業用ロボットの可搬重量は，通常数 10N～数 100N 程度であり，鋳鍛造業や鉄鋼業など重量物を取り扱う産業へのロボットの適用は難しい．重工業では，現在も人間の操作によるホイストクレーンが搬送の主役である．一般にホイストクレーンの操作は，吊り荷の側に立つ作業員によって行われる．このため荷の落下等の安全面での不安を払拭することは困難である．加えて鋳造工場のような高温で塵埃が多い現場においても，作業員を悪環境から隔離できないという問題を抱えている．また搬送以外の組立作業や加工作業についても，相当数の割合はインパクトレンチやグラインダなどのハンドツールを用いて人手で行われている. 重工業全体の労働生産性は, 他の産業に比べて低いものではないが, 部分的にはきわめて労働集約的な作業が行われており，それらの現場の安全・環境に対する保護対策も十分とは言えない側面がある．これらの改善のためには，重量物の搬送，組立，加工などにフレキシブルに対応できる汎用性の高いシステムが必要とされる．しかし現状では，そのようなシステムはほぼ皆無と言ってよい．また重工業の製品はきわめて多品種少量のものが多く，自動化は困難である.

これらの問題の解決策として，遠隔で操作できる大形のマニュアルマニピュレータの適用を考える．一般的に工場の生産ラインでは，作業の習熟のために長期間ラインを停止することは許されないため，操作システムには，直観性に優れ，短期間に操作の習熟が可能なマスタ・スレーブ操作方式の適用を検討する．またこの目的のマニピュレータには，重量物を搬送する大出力と，組立作業などに要求される「繊細さ」の両立が求められる．この「繊細さ」は,「位置と力の柔軟な複合制御」と言い換えるこ

とができる．マニュアルマニピュレータでこのような位置と力の複合制御を実現するには,バイラテラルサーボが有効であることが知られている.バイラテラルサーボは,マニピュレータに加わる力を，操縦装置を介してオペレータに力覚として呈示するもので，オペレータは操縦装置でマニピュレータの位置を操作すると同時に，レバーから伝わる対象物との接触反力を感じることで，位置と力の両方のコントロールを可能としている．バイラテラルサーボは，放射線環境下での実験操作に用いるマニピュレータや深海からサンプルを採取するマニピュレータ等に幅広く活用されている．また近年では手術用のマニピュレータのインターフェースとしても複数の応用例が見られる．これらの事例から明らかなように，マニュアルマニピュレータにバイラテラルサーボを適用することによって，その操作性は飛躍的に高まり，きわめて繊細な作業の実現が可能となる.

バイラテラルサーボは，初期のメカニカルサーボを用いた単純な構成のものから，コンピュータの進歩を背景に，より複雑で多様な制御アルゴリズムを組込んだものへと進化してきている．しかしその過程で，大形のマニピュレータにバイラテラルサーボを適用しようとした事例はきわめて稀である．大形のマニピュレータでは，一般にスレーブの追従特性が良好ではなく，また機構部の摩擦やスレーブ本体の自重などの力の外乱も大きいため，小型のバイラテラルマニピュレータに用いられる手法をそのまま適用することは困難である.

本論文の目的は，この問題を解決するために，大形マニピュレータに適した新しいバイラテラルサーボの制御手法を提案することにある．また提案手法を織り込んだバイラテラルマスタスレーブマニピュレータを試作し，これを用いた作業実験によりその有効性を確認する．さらにその発展的応用の第一歩として，マニピュレータの一種と考えられる油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用を試みる.

1.2　従来の研究と製品

1.2.1　バイラテラルサーボの歴史

バイラテラルサーボの研究の歴史は古い．1951 年に中田が，自動制御の教材の中でこれを取り上げている[2]．1952 年には理論的にバイラテラルサーボにアプローチした初期の研究として知られる R.C. Goertz らによる報告が始まっている[3]-[5]．1956 年には藤井による解説が発表されている[6]．藤井の解説では，「バイラテラルサーボ」という言葉はまったく使われていないが，指摘されていることは間違いなくマニピュレータ操作におけるバイラテラルサーボの重要性についてである．

バイラテラルサーボは，パワーステアリングや航空機の舵に作用する空気の反作用力を操縦桿にフィードバックしたことにその起源があるとされるが，これは中田の「工学解析」という著書の中で紹介されている[7]．非常に分かりやすい事例なので，これを引用してバイラテラル制御の原理と狙いを述べる．

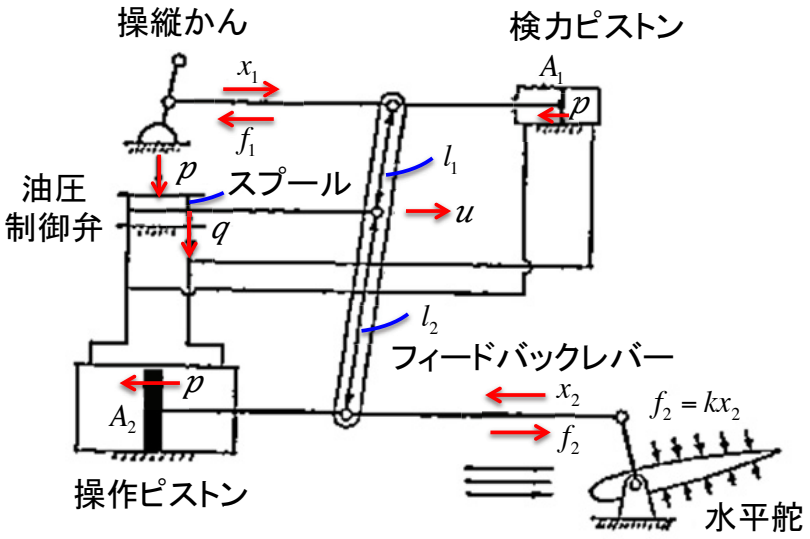


図 1.1　バイラテラルサーボ操縦機構
中田孝著「工学解析」(オーム社)より

図 1.1 では飛行機の水平舵の制御が示されている. パイロットが操縦かんを倒すと，操縦かんとリンクで結ばれた油圧制御弁のスプールが開き，作動油が操作ピストンに流れる．操作ピストンのロッドは水平舵と結ばれており，水平舵は目標方向へ動き出す．また水平舵はフィードバックレバーを介して先述のスプールに結ばれており，水平舵が目標位置に近づくに従ってスプールを閉じる方向に動かし，最終的に水平舵が目標位置に到達するとスプールは中立位置に戻され，作動油の流れが止められる．このように図 1.1 では操縦かんと水平舵はメカニカルな位置サーボ系で結ばれている．安定した飛行を実現するためには，水平舵が受ける空気の反力をパイロットが感じ取り，無理な指令を与えないことが重要である．これを実現するために操作ピストンと並列に小さな検力ピストンが接続されており，検力ピストンのロッドは操縦かんに繋げられている．これによって水平舵に加わる空気の外力は，操作ピストンと検力ピストンの断面積比に縮小されてパイロットに伝達される．このようにバイラテラルサーボは，マスタ・スレーブ方式で操作される機械システムにおいて，スレーブ側に加わる外力をオペレータに伝達する役割を担うものである．図 1.1 の事例はメカニカルサーボだけで構成されたものであるが，電子制御を用いても同様の機能が実現可能なことは容易に想像されよう.

その後バイラテラルサーボは, マスタ・スレーブ方式のマニピュレータに応用され, 人が近づくことのできない放射線環境下で実験操作を行うマニピュレータ(図 1.2)や, 深海探査船の海中サンプル採取のマニピュレータ(図 1.3)などに幅広く活用されている.

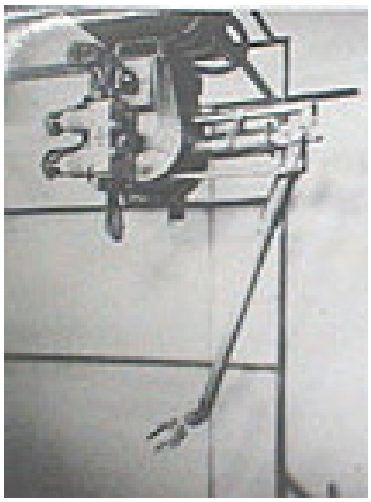


図 1.2　原子力施設用マニピュレータ
(日立製作所ホームページより)

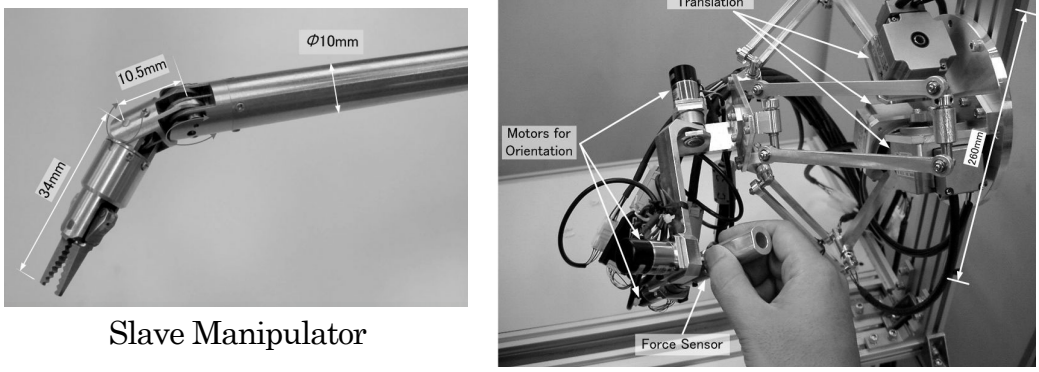


図 1.3　深海探査船用マニピュレータ
(JAMSTEC ホームページより)

1980 年代には，通産省工業技術院(当時)の大型プロジェクト「極限作業用ロボットの研究開発」が行われた．ここでは原子力，海洋，防災といった多様な極限環境下での遠隔操作ロボットの開発が行われ，バイラテラルサーボの研究にも大きな進展が見られた[8][9]．また 80 年代には，その後のバイラテラルマスタ・スレーブマニピュレータに大きな変革をもたらした異構造バイラテラルマスタ・スレーブマニピュレータに関する論文[10][11]が発表されている．

しかし 1990 年代に入ると，ロボット研究者の関心はマニュアルマニピュレータから自動化や知能化に移り，バイラテラルサーボの研究は減少している．

近年，内視鏡を用いた低侵襲手術の重要性が認識され，その支援のための手術用マニピュレータの開発が盛んに行われるようになった．これに伴いマニュアルマニピュレータの機構や制御技術の重要性が再認識され，再び多くの研究事例が見られるようになっている．手術用マニピュレータとして 1500 台以上の販売実績があり，最も成功した事例のひとつである da Vinci は，力伝達機能を持たないユニラテラルのマニピュレータであるが，最近では手術用マニピュレータにバイラテラルサーボを組み込み，臓器との接触感や縫合糸の緊迫感をフィードバックすることにより，より繊細な手術操作を目指した研究が多数見られるようになった．図 1.4 にその 1 例を示した[12][13]．



Slave Manipulator

Master Manipulator

図 1.4　バイラテラルサーボを組込んだ手術用マニピュレータ
(東工大　川嶋研究室)

バイラテラルサーボは，初期のメカニカルサーボを用いたものから，コンピュータの進歩を背景に，マスタとスレーブが異構造のバイラテラルや，両者のダイナミクスの差を補償するものなど，より複雑な制御アルゴリズムを織り込んだものへと進化してきている．また近年はコンピュータグラフィクス上に作られた仮想のスレーブマニピュレータを操作するハプティクスデバイスの研究も盛んに行われている[14][15]．

1.2.2　大形バイラテラルマニピュレータの研究と製品

前節で述べたように，バイラテラルサーボの研究には 60 年を超える歴史があり，今日では多様な展開を見せている．しかしその過程で，大形のマニピュレータにバイラテラルサーボを適用しようとした事例はきわめて稀である．もっとも最初に行われた研究は，1960 年代の後半にコーネル大学と General Electric (GE)が共同で取り組んだ Hardiman の研究ではないかと考えられる[16]-[19]．Hardiman は図 1.5 に示すような人力の増幅装置であり，最近ではパワーアシストスーツの先駆的研究として取り上げられることが多いが，同時にバイラテラルサーボを大形のマニピュレータに適用した最初の事例であると考えられる．



図 1.5　Hardiman
(コーネル大・GE 1968)

Hardiman の研究は失敗に終わったが，後に GE は，この技術を元に MAN-MATE という名前の重量物ハンドリングマニピュレータを商品化している[20]．図 1.6 に MAN-MATE の外観を示した．MAN-MATE は，図 1.1 の事例と同様のメカニカルサーボを用いたバイラテラルマスタスレーブマニピュレータである．このため力の伝達比率を変えることはできなかった．その機構を図 1.7 に示した[21]．またメカニカルサ

ーボの制約から，大可搬重量のものを製作することは困難だったようで，可搬重量は390N～1.67kN 程度であった．当時のパンフレットにはGE の工場内で冷蔵庫をハンドリングしている様子などが紹介されている．



図 1.6　MAN-MATE (GE)

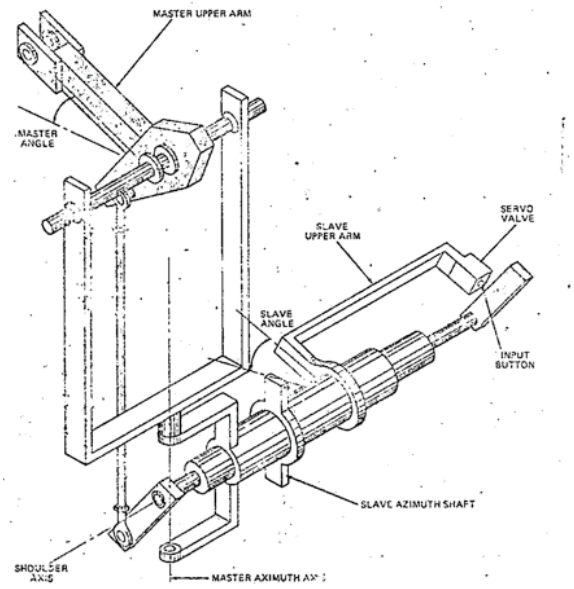


図 1.7　MAN-MATE のメカニカルサーボ機構

コマツでも本研究に着手以前に，図 1.8 に示す重量物ハンドリングロボットを市場導入している．図 1.8 のマニピュレータは電気-油圧サーボを用いており，可搬重量は 6kN～15kN をカバーしていた．鋳造工場での高温鋳物のハンドリングを中心に，ある程度の台数が市場に導入された．操作はマスタ・スレーブ方式であるがバイラテラルサーボは組込まれておらず，オペレータへの力覚のフィードバックはない．



図 1.7　重量物ハンドリングマニピュレータ RCL-06, 15 (コマツ)

1.3　市場調査

図 1.8 のマニピュレータは, マスタ・スレーブ操作方式の採用により操作が容易で, 導入直後から円滑な搬送作業が可能なことから好評を得たが，一方で一部のユーザから，搬送作業以外のより複雑な作業への適応性を求める声があった．鋳造分野でとくに要望が高かったのは，鋳物のバリ取りや仕上げ等のグラインダ作業である．

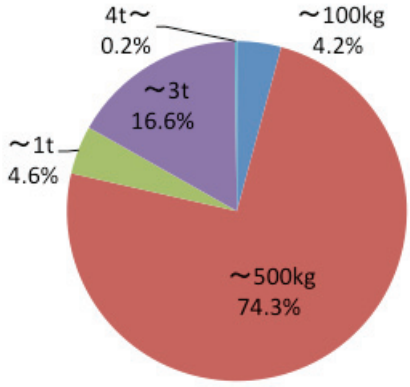
この市場の声を受けて，大形マニピュレータの導入が適切と考えられる重量物の組立や加工作業の頻度を確認するために，あらためて市場調査を行った．鋳鍛造，鉄鋼分野については，図 1.8 のマニピュレータの導入で情報を得ていたので，調査は重量物を取り扱うことが多いと考えられる，その他の業種を対象に行った．

調査対象は以下の 11 業種，30 社である．30 社はいずれも上場の大手企業である．

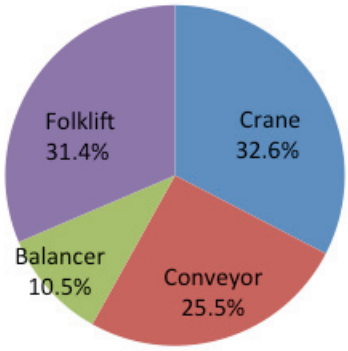
【調査対象企業】

1. 紙・パルプ分野・・・・　A 社，B 社
2. ゴム分野　　・・・・　C 社，D 社，E 社
3. ガス分野　　・・・・　F 社
4. 化学分野　　・・・・　G 社，H 社，I 社
5. 塗料分野　　・・・・　J 社，K 社，L 社
6. セメント分野　・・・・　M 社，N 社，O 社
7. 非鉄分野　　・・・・　P 社，Q 社，R 社，S 社，T 社
8. 産業機械分野　・・・・　U 社，V 社，W 社
9. 造船分野　　・・・・　X 社
10. 車両分野　　・・・・　Y 社，Z 社，AA 社
11. 金型分野　　・・・・　BB 社，CC 社，DD 社

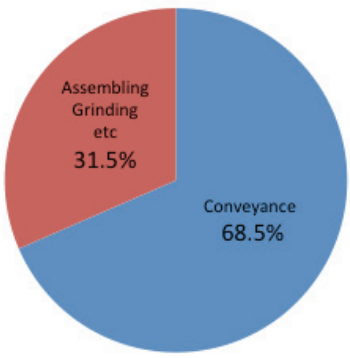
調査結果の概要を図 1.8 に示す.



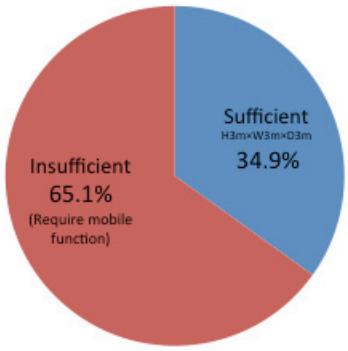
(a)　対象ワーク重量



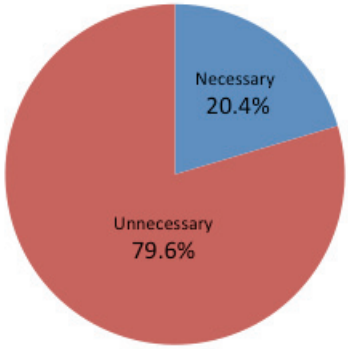
(b)　現有搬送機器



(c)　マニピュレータに期待する作業の種類



(e)　必要動作範囲(H3m×W3m×D3m での充足度)



(d)　自動化の必要性



(f)　マニピュレータ導入の期待効果

図 1.8　市場調査結果

図 1.8(a)は現有搬送設備の種類比率を示している．クレーンまたはコンベアが使用されているケースが多く，またフォークリフトも幅広く用いられている．(b)は主要ワークの重量比率である．これより 30kN(3tf)程度の可搬重量があれば，ほとんどの業種でのハンドリングを充足できることが分かる．一方暫定的に示した高さ(H)3m×幅(W)3m×奥行(D)3m の動作範囲に対して，十分との回答は 1/3 に留まった(c)．そこでこれに水平方向の移動機能を付加した場合について問い直したところ，ほぼ全数が満足する回答が得られた．作業内容については単純な搬送が過半数を占めたが，組立，グラインダ掛けなどの柔軟な力制御が必要とされる作業も全体の 1/3 程度存在している(d)．またティーチングプレイバックなどの自動化については，多くの企業が不要と回答している(e)．これは調査対象とした業種では，製品はきわめて多品種少量か一品物が多く，自動化に適合させにくいことが影響しているものと考えられる．またマニピュレータ導入に対する期待効果は，環境改善が最も大きく，次いで省人化，生産性向上の順となっている．

この市場調査の結果と，調査対象とした 30 社と類似の国内の企業数から，組立や加工に適用できる大形マニピュレータの潜在需要は数千台に上ると推測された．

1.4　システムコンセプト

前節の調査結果から，開発機のコンセプトを以下のように定めた.

開発機の要求仕様は，対象ワーク重量 2kN～30kN(200kgf～3tf)，動作範囲高さ(H)3m×幅(W)3m×奥行き(D)3m 程度とする．可搬重量の広い要求範囲は，2～3 機種の系列での対応を予定する．なお水平方向の動作範囲については，必要に応じて移動機構を設けて拡大する．駆動方式は，大重量のワークにも対応するために，大きな出力の得られる油圧駆動方式を採用する．制御バルブは，コストおよび保守性を考慮してサーボ弁は使用せず，産業機械で幅広く用いられている比例電磁弁とする．制御方式は，自動化のニーズが高くないことからマニュアルマニピュレータとする．操作方式は，直観性に優れ習熟が容易なマスタ・スレーブ方式を採用する．また組立やバリ取りなどの作業にも対応するために，力の制御が可能なバイラテラルサーボを適用する.

システムのコンセプトスケッチを図 1.9 に示す.

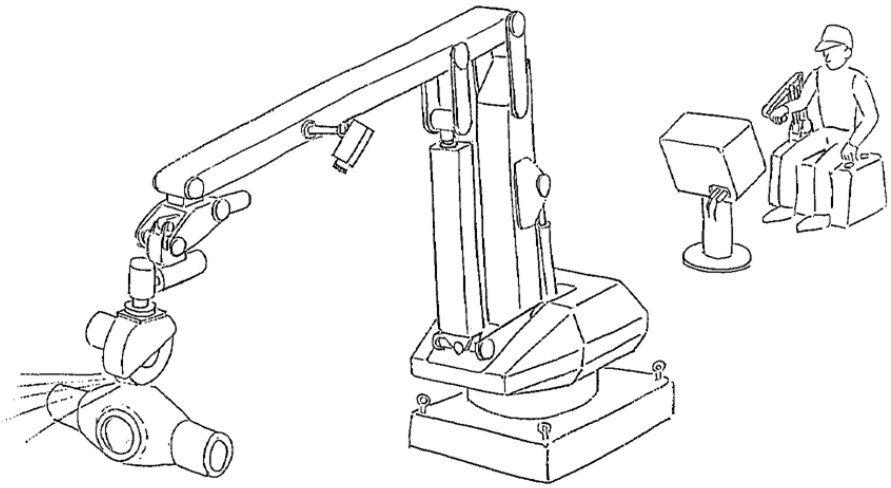


図 1.9　システムのコンセプトスケッチ

1.5　課題の抽出

1.3.2 項で述べたように, 大形バイラテラルマニピュレータについての研究事例はきわめて少ない．このため研究に着手する前に，予測される技術課題の抽出を行った．課題は複数考えられるが，大きくは以下の 3 点と予測される．

(1) 大形マニピュレータでは，負荷重量を含めたスレーブアームの慣性は相当に大きくなる．一方で投入する駆動エネルギを巨大化することは，安全性，ランニングコストの両面から好ましくない．このためスレーブアームの位置追従性は，小形のマニピュレータほど良好なものではないことが予想される．このような十分なサーボ追従性を持たない系にバイラテラルサーボを適用した事例はほとんどなく，新しいバイラテラルサーボの制御手法が必要とされる可能性が高い．

(2) 大重量物を高速に動かすことのできる現実的な駆動方法は油圧駆動である．しかし油圧サーボ系はきわめて剛性の高い系であり，空圧のようなコンプライアンスをほとんど持たないため微妙な力の制御は容易ではない．バイラテラルサーボの実現には良好な力の制御特性が不可欠であり，油圧駆動による柔軟な力制御やコンプライアンス制御方式の立案が必要とされる．

(3) シリンダは他の形式のアクチュエータと比較して，きわめて出力/重量比の高いアクチュエータである．機構もシンプルで信頼性が高いことから，大形マニピュレータのアクチュエータとしてもっとも有力と考えられる．しかしシリンダは摩擦の大きなアクチュエータであり，力を制御する際の大きな外乱となる．また大形のマニピュレータではスレーブアームの自重も大きく，これも力を制御する際の外乱となる．良好な力制御性，力伝達性を実現するためには，これらの力外乱を正確に補償することが求められる．

以上をまとめると，大形バイラテラルマニピュレータを実現するために解決すべき課題は，次の 3 点に要約される．

【課題 1】 大形マニピュレータに適したバイラテラルサーボ方式の立案
【課題 2】 油圧駆動による柔軟な力制御方式の立案
【課題 3】 摩擦・自重等の力外乱の補償方式の立案

1.6 本論文の構成

本論文は，以下の 6 章から構成されている．

第 1 章「序論」

本章では，バイラテラルサーボの歴史と過去の事例を述べる．また重工業を中心とした市場調査の結果を紹介し，本研究の背景を明らかにするとともに，大形マニピュレータにバイラテラルサーボを適用する際の課題について考察している．

第 2 章「単軸モデル実験による基本制御則の立案」

本章では，最初に制御システムの基礎的検討を進めるために試作した油圧駆動の単軸モデルの構成を述べている．次に大形マニピュレータにバイラテラルサーボを適用する際に予測される課題の抽出を行い，それぞれの課題に対する解決策の検討を行っている．さらに各解決策の有効性を，単軸モデルを用いた実験により確認している．

第 3 章「プロトタイプモデルの設計と試作」

本章では，第 2 章で検討した制御手法を織り込んで試作した 6 自由度のマニピュレータの構成を述べている．試作マニピュレータの可搬重量は 2000N に設定したが，より大形化にも対応できるヘビィーデューティな構成を提案している．

第 4 章「プロトタイプモデルによる作業性評価実験」

本章では，第 3 章で述べたプロトタイプモデルのマニピュレータを用いた作業性の評価実験について述べている．本章では，位置追従性，力伝達性，組立の作業性，操作の習熟性，疲労度などについて多面的な評価を行っている．またバイラテラルサーボの有無による作業性の比較も行い，バイラテラルサーボが作業性の向上にもたらす効果を明確にしている．さらに前章までの結果を織り込んで開発した量産用のバイラテラルマニピュレータの構成を述べている．

第5章「油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用」

本章では，本研究の発展的応用の一歩として，油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用を試みている．油圧ショベルは多関節マニピュレータの一種と考えられるが，マスタ・スレーブ操作方式の適用にあたっては，油圧ショベル特有の問題点があることを明らかにしている．またその解決策の検討を行い，異構造マスタ・スレーブの新しい座標変換方式を提案している．さらにマスタマニピュレータとして，狭い油圧ショベルのキャビンに適合する新しいコンセプトの3次元ジョイスティックレバーを提案している．次にこれらの試作と実機への搭載を行い，実機実験によりその有効性を確認している．また油圧ショベルにおけるマスタ・スレーブ操作方式の問題点と今後の課題を明らかにしている．

第6章「結論」

本章では，本研究により得られた成果を総括して述べている．

第 2 章　単軸モデル実験による基本制御則の立案

2.1　緒言

第 1.6 節で考察したように，大形マニピュレータにバイラテラルサーボを適用する際には以下の課題が予測される．

【課題 1】 大形マニピュレータに適したバイラテラルサーボ方式の立案
【課題 2】 油圧駆動による柔軟な力制御方式の立案
【課題 3】 摩擦・自重等の力外乱の補償方式の立案

本章では，まずこれら課題の解決策の探索のために製作した 1 関節のみで構成された単軸モデルについて述べる．次にこれらの課題の解決策を提案し，単軸モデルを用いた実験により，その有効性を評価する．

なおこれら三つの課題の解決策は相互に干渉があり，本来単独に取り扱うことはできない．実際の研究では，これらの課題に同時に取り組み，並列に問題を解決した．しかし説明が困難なため,以下ではそれぞれの課題の解決策を順番に取り上げている．

2.2　単軸モデルの構成

制御システムの基礎的検討を進めるために，まず単軸の縮小モデルを製作した．単軸モデルの構成を図 2.1 に，その仕様を表 2.1 に示す．

スレーブアームは油圧駆動で，アクチュエータには JIS の標準シリンダを用いた．制御バルブは，コンセプトでは油圧比例弁を想定しているが，基礎実験として追従バンド幅のマージンを確保するために油圧サーボ弁（東京精密測器社製 3F-30L)を使用している．カタログ上の折れ点周波数は 50Hz(-6dB)程度である．

マスタレバーへの力伝達には電動サーボモータを使用している．力の再現性を高めるためには減速機が不要なダイレクトドライブモータが望ましいが，モータが大形となりマスタレバーへの組込みは困難である．そこで定格出力 110W の小形モータを用い，タイミングベルトを使用した 1/5 の減速機を介してマスタレバーを駆動している．これによりほぼゼロバックラッシュと良好なバックドライバビリティを実現している．マスタ，スレーブのそれぞれに位置センサ，速度センサ，力センサ(スレーブ側は圧力センサ)を取付けている．これらの信号をコントローラに取込み，多様な制御則の検討ができるように構成している．

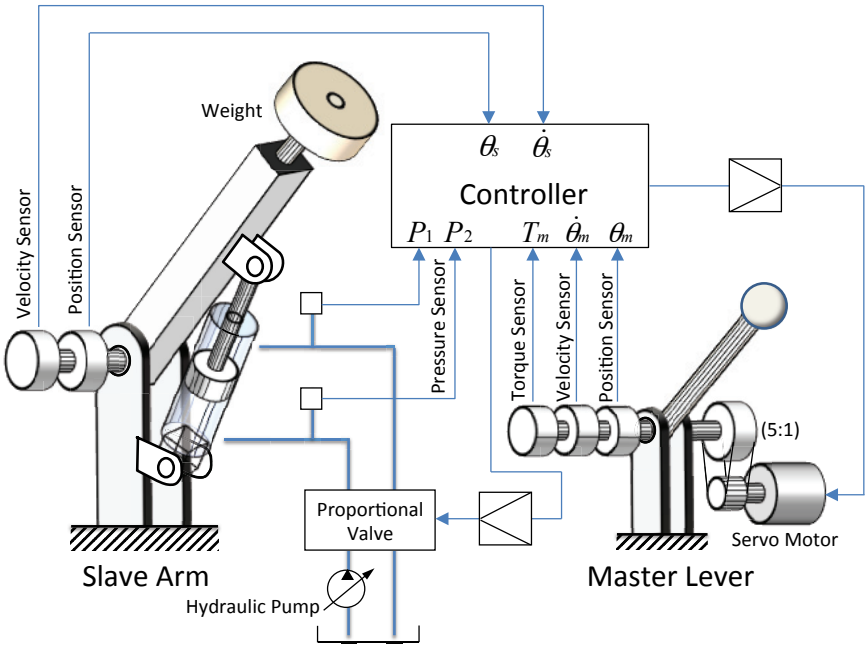


図 2.1　単軸モデル

表 2.1　単軸モデルの仕様

Slave	Slave arm length	1,200	[mm]
	Operating angle	-35 ～ +55	[°]
	Maximum angular velocity	45	[° /s]
	Maximum payload	500	[N]
	Cylinder diameter	bottom φ63 rod φ38	[mm]
	Pump pressure	14	[MPa]
	Natural frequency	vertical 30 horizontal 24	[Hz]
Master	Master lever length	285	[mm]
	Servo motor rated output	110	[W]
	Maximum reflection force	30	[N]
	Bilateral ratio	0～1/50	[-]

スレーブアームの全長は 1200mm，過般重量は 500N で，想定するマニピュレータの数分の 1～数 10 分の 1 の大きさである．一方マスタレバーは，全長 285mm，最大呈示反力 30N で, ほぼ最終的な大きさを再現している. スレーブアームの剛性低下は, 制御システムの評価に影響を与えるため, 機械設計には十分な配慮を払い, 鉛直方向, 水平方向の固有振動数は，それぞれ 30Hz，24Hz を確保している．

2.3　制御手法の検討と実験

2.3.1　バイラテラルサーボ方式の検討（【課題 1】）

バイラテラルサーボの研究の歴史は長く，その制御についてはいろいろな手法が提案されている．代表的な手法として「対称型」(図 2.2)，「力逆送型」(図 2.3)，「力帰還型」(図 2.4)がよく知られている．

「対称型」は，マスタ，スレーブの双方向から対称型に位置サーボが構成されており，マスタとスレーブを位置サーボの擬似的なリンクで結んだものと考えられる．力のセンサはなく，位置の定常偏差をシステムに加えられた外力とみなしている．

「力逆送型」は，マスタを指令としてスレーブ駆動する位置サーボ系が構成されている．スレーブ側には力センサが取付けられており，この信号に応じてマスタ側の反力呈示アクチュエータを駆動する．

「力帰還型」は，力逆送型のマスタ側に力帰還ループを加えて力の再現性を高めたものである．

なお最近「力逆送型」のマスタ側とスレーブ側を入れ替えた「力順走型」も提案されている[22]．スレーブ側のダイナミクスの影響が少ないことから，大形のマニピュレータへの適用が期待されているが評価はこれからである．

図 2.2～2.4 に示した 3 方式のバイラテラルサーボの得失については，これまでに幅広く評価が行われている[23][24]．しかし本研究で対象とする大形のマニピュレータへの適用を考慮した評価はほとんど行われていない．ここでは単軸モデルに用いてこれらの手法の実験評価を行い，大形マニピュレータへの適用の視点からあらためて考察を加える．検討対象は「対称型」と「力逆送型」の 2 方式とする．「力帰還型」は基本的に「力逆送型」と類似の傾向を有し，またマスタ側にも力センサが必要でシステムが複雑になるため検討対象から外している．

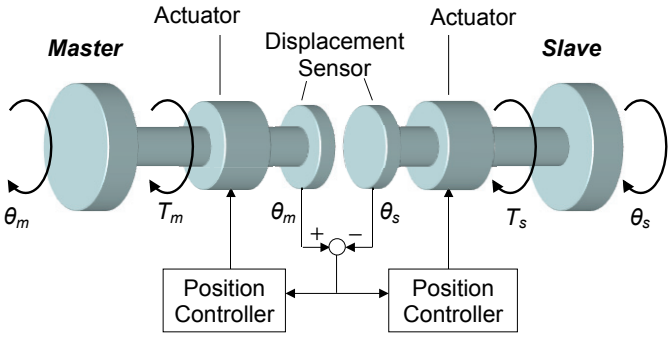


図 2.2　対称型

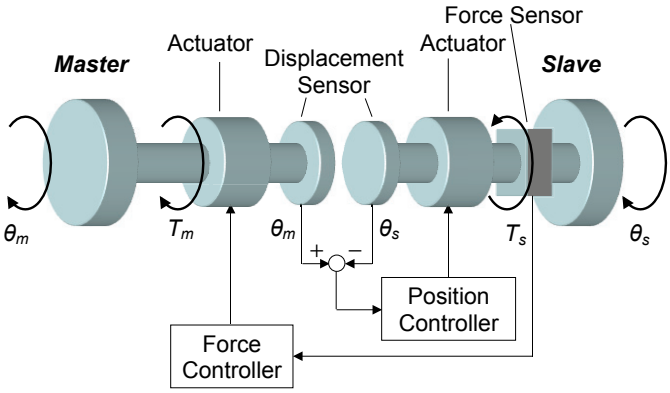


図 2.3　力逆送型

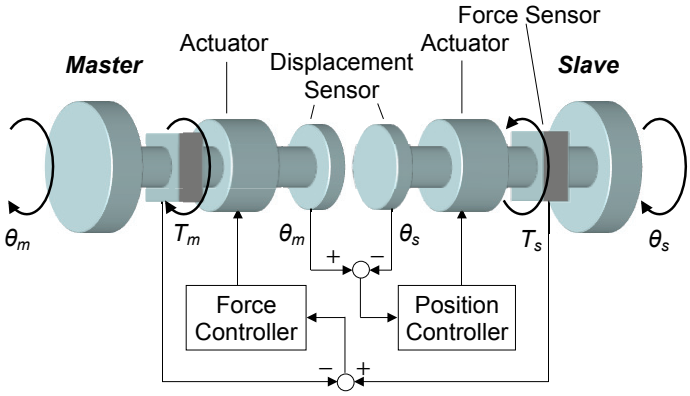


図 2.4　力帰還型

(1)対称型

対称型は力センサを必要とせず，シンプルで信頼性の高いシステムである．本研究で対象とするヘビィデューティな用途に対しては適切なシステムと言える．ただし位置の偏差を力と見なしているので，スレーブマニピュレータが十分な位置追従性能を有することが前提となる．単軸モデルでの実験結果でも，高速操作時に操作力が過大となる傾向があり，純粋な対称型の適用は困難と考えられる．また対称型では位置の定常偏差を外力と見なすが，シリンダの摩擦の影響を直接に受けるので力の伝達性は高くない．システムの安定性が良好なことは大きな利点である．

またマスタ・スレーブ 操作方式では，作業を開始する前にマスタとスレーブの初期姿勢を一致させる必要があるが，大出力の大形マニピュレータの場合には，スレーブを固定してマスタがスレーブの姿勢に倣うように姿勢を一致させる方が安全である．マスタにも位置サーボループが構成される対称型では，この実現は容易である．

(2)力逆送型

力逆送型は優れた力伝達性を有する．単軸モデルでは，力センサを圧力センサで代用している．このため分解能や過渡特性は力センサに及ばないと考えられるが，実用上は問題にはならない範囲である．油圧を介することで，マニピュレータが対象物に衝突した際の大きなピーク入力からセンサを保護できるメリットもある．

しかし力逆送型では，オペレータがマスタレバーから手を放した状態で不安定となる傾向が見られた．これは力逆送型や力帰還型に共通の課題であり，この方式を用いたバイラテラルマニピュレータでは，レバーから手を放すとマスタマニピュレータがブレーキで固定されるように構成したものが多い．しかしオペレータのレバーの握り方は千差万別であり，作業内容によってもその握り方は異なる．あらゆるレバーの握り方に対して，確実にブレーキが ON/OFF するような機構を設計することは難しく，この方法はオペレータの不評の原因となりやすい．必ずしも専門のオペレータが操作するとは限らない本マニピュレータにおいては，ブレーキを用いてマスタマニピュレータをロックする方式は避けるべきであろう．

(3)提案方式

対称型，力逆送型ともに単独の使用では満足すべき性能が得難いことから，両方式を混合した制御方式を試みた．その構成を図 2.5 に示す．システムの挙動は，両方式の混合比率によって大きく変わるが，それぞれの方式の長所を残し，相互の欠点を補完する比率の範囲が見出せている．このことから大形マニピュレータに用いるバイラテラルサーボは，この混合方式をベースに検討を進めるものとする．

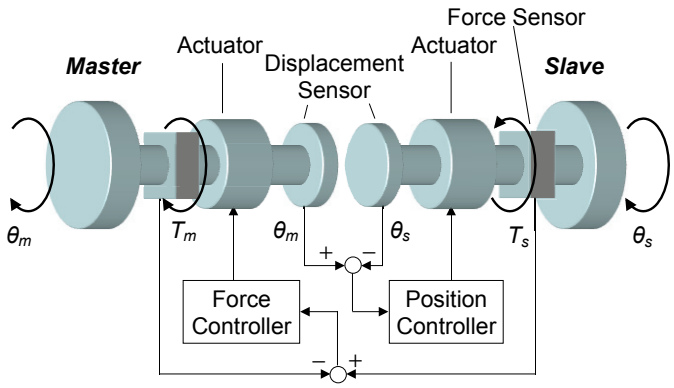


図 2.5　提案方式（対称型・力逆送型複合）

2.3.2　油圧駆動による力制御方式の検討（【課題 2】）

作動油の圧縮性は空気よりもはるかに小さい．また通常の流量制御バルブは図 2.6 に示すように，きわめて高い中立点圧力ゲインを有している．図 2.6 の高い中立点圧力ゲインは，システムに加わった力外乱に対し，わずかなバルブ指令でそれに対抗する力を発生できることを示している．すなわち油圧駆動の位置サーボ系は，空圧駆動や電動駆動に比べて，きわめて剛性の高い系である．これは位置制御性に対しては優れた特性であるが，一方で微妙な力制御を難しいものとしている．本研究の狙いのひとつである組立作業やバリ取り作業の実現には，良好な力制御特性が不可欠であるが，通常の油圧駆動では，その達成が困難なことは明白である．

機械系の剛性が十分に高いとすると，図 2.6 の中立点圧力ゲインはシステムのコンプライアンスを表している．この油圧駆動系のコンプライアンスは，図 2.7 に示す負荷圧力のフィードバックによって制御できる．

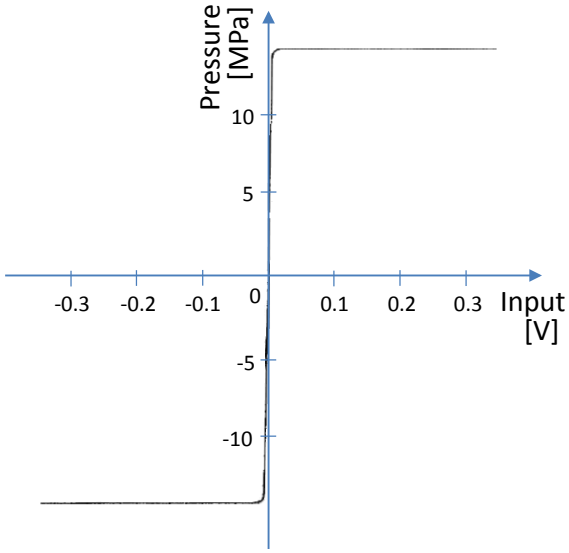


図 2.6　油圧バルブの中立点圧力ゲイン

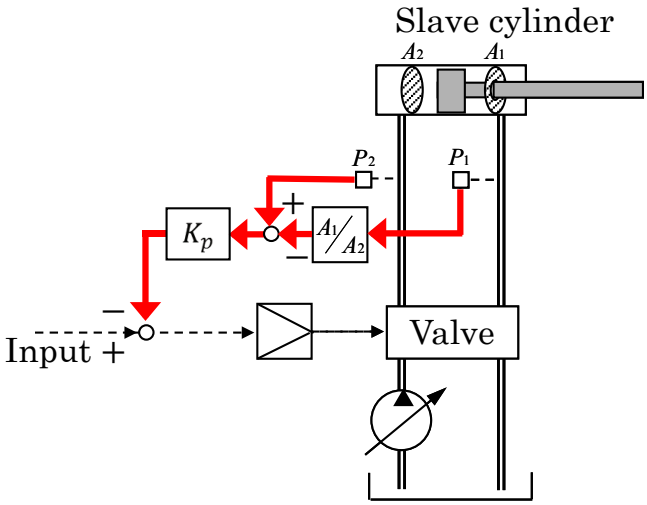


図 2.7　負荷圧力のフィードバック

図 2.8 に圧力フィードバックゲイン　によるコンプライアンス可変の実験結果を示した.

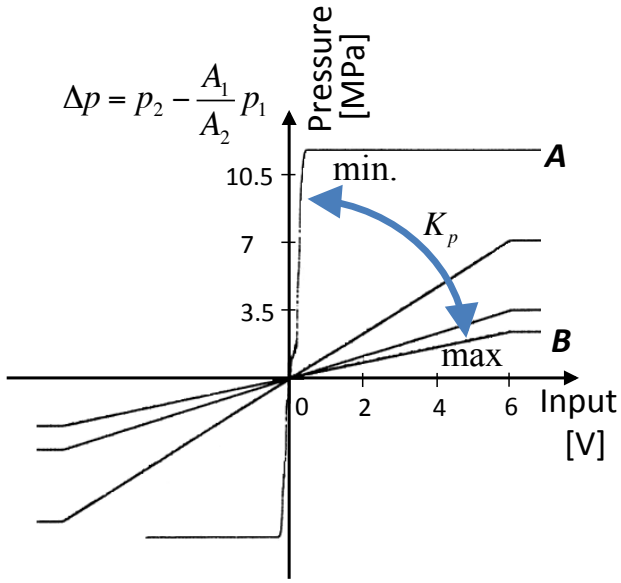


図 2.8　負荷圧フィードバックによるコンプライアンス可変

図 2.8 の横軸はサーボ弁への指令電圧，縦軸はシリンダのボトム側とロッド側の差圧を表している．図 2.8 に示すように圧力フィードバックゲイン　の増加に従って，入力に対する圧力変化の傾きは緩やかになる．この傾きは位置サーボ系を構成した際のばね剛性を表しており，幅広くコンプライアンスのコントロールが可能なことを示している.

しかし圧力フィードバックゲイン　の増加とともに，スレーブアームの加減速力の発生に要するバルブの指令値も増大し，位置の追従性は著しく劣化する．このためマスタマニピュレータを高速で操作した際のスレーブ動作との一体感は大きく損なわれる．位置制御性と力制御性を，それなりに満足する妥協点に圧力フィードバックゲインを設定する方法も考えられるが，大重量物の搬送から組立・バリ取りまで，ダイナミックレンジの広い力制御特性を実現するためには，この方法では不十分と考えられる．このため状況に応じて圧力フィードバックゲインを可変とし，剛性の高い図 2.8

内の記号 A の状態から柔軟な B の状態まで変化させることを考える. 圧力フィードバックゲインは，オペレータの判断によりマニュアルで変更する方法も考えられるが，操作が煩雑になることが予想される．そこで自動的に圧力フィードバックゲインを可変とする方法を考える.

組立作業や加工作業等，力の制御が要求されるのは，マニピュレータが拘束もしくは拘束に近い状態にある場合がほとんどで，相対的にスレーブマニピュレータの速度は遅い．この点を考慮して，本システムではスレーブマニピュレータの速度に反比例して, 圧力フィードバックゲインを増大させるシンプルなアルゴリズムを取り入れた. 可変式は式(2.1)に示す簡単なものである.

$$K_p = \frac{K_{p0}}{1 + K_v \left| \dot{\theta}_s \right|} \tag{2.1}$$

ここで K_{p0} は，圧力フィードバックゲインの最大値である．最大値 K_{p0} の設定方法については後述する．また K_v は，速度反比例の効果を調整するゲインである.

このスレーブ速度 $\dot{\theta}_s$ を用いた可変コンプライアンス制御のイメージを示すと図 2.9 のようになる．図 2.9 に示すようにスレーブ速度 $\dot{\theta}_s$ の絶対値が大きいときは系の剛性を上げて位置制御性を優先する．逆に $\dot{\theta}_s$ の絶対値が小さいときは系の剛性を下げて，力制御性を優先する方式である.

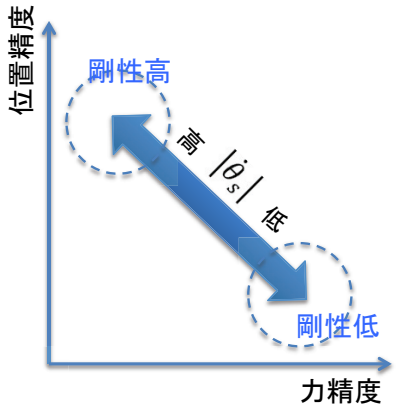


図 2.9　スレーブ速度による可変コンプライアンス制御の概念

図 2.10，図 2.11 に本制御方式の実験結果を示す．

図 2.10 は位置ステップ応答の実験結果である．位置のステップ応答では，スレーブアームはほぼ最高速で動き($\dot{\theta}_s \cong \max$)，式(2.1)に示す圧力フィードバックゲイン$K_p$は，その最小値を取る．すなわち系のコンプライアンスは，図 2.8 内の記号 A の高剛性の状態となり，その結果良好な追従特性が得られている．むだ時間 11ms，時定数 43ms は，オペレータにはほぼ遅れを感知できないレベルである．若干のオーバシュートと残留振動が見られるが，マニュアル操作では完全なステップ状の指令が入力されることはなく，問題にはなっていない．目標値に到達後は$\dot{\theta}_s = 0$となり，系は図 2.8 内記号 B のもっとも剛性の低い状態となるが，図 2.10 は無負荷のためほぼ目標値に収束して停止している．なおスレーブアームの自重の影響は，後述する自重補償によって相殺されている．

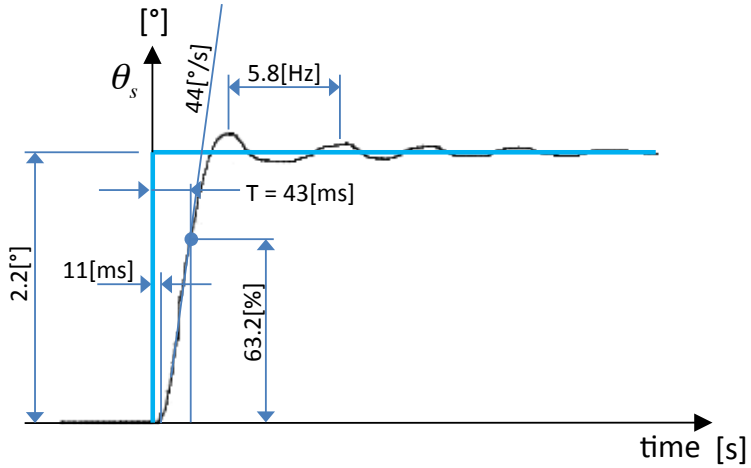


図 2.10　単軸モデルの位置ステップ応答

図 2.11 に力制御性の実験結果を示す．図 2.11 の実験では，スレーブアームは硬い鉄製の台を押しており，アームの速度はほぼゼロである．すなわち式(2.1)の圧力フィードバックゲインは最大値を取り，システムのコンプライアンスは図 2.8 内記号 B のもっとも柔軟な状態となる．その結果，良好な線形性を有する力制御系が実現されている．なお力制御性の動特性については本章の最終項で触れる．

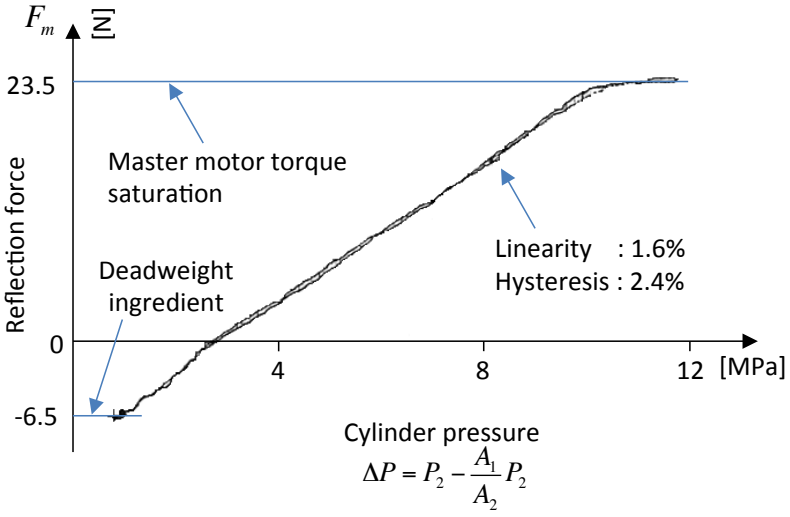


図 2.11　単軸モデルの力制御性

図 2.8 内の記号 A の圧力フィードバックゲインは, B のおよそ 1/104 となっている. なお可変コンプライアンスの変化幅を決定する圧力フィードバックゲイン K_p の最小値，最大値は以下のように決めている.

【最小値】

油圧マニピュレータのような大きな慣性質量の系では，作動油の圧縮性による振動が問題となりやすい．図 2.10 に見られる残留振動の周波数は約 5.8Hz で機械系の固有振動数より低い．サーボ弁とシリンダ間の配管は短く，管路長の影響は少ないと考えられるので，これは主に作動油の圧縮性の影響によるものと考えられる．作動油の圧縮率は混入気泡の量により大きく変化するが，特別の抜気を行わない一般の油圧システムでは, 作動油の圧縮率をカタログに記載された値の 5 倍程度(3.5×10^{-4}(1/MPa))に仮定すると，実験とよく一致することが経験的に知られている．この経験則を用いて作動油の圧縮性による固有振動数を計算すると 5.2Hz となり，ほぼ図 2.10 の残量振動に近い周波数が得られた(付録参照)．作動油の圧縮性による振動の抑制にも，可変コンプライアンス制御に用いている負荷圧力のフィードバックが有効であることが知られている[25][26]．図 2.8 内記号 A のゲインは，この手法を用いて適正な減衰が得ら

れる最小値に設定している.

【最大値】

グラインダ作業などに求められる微妙な力のコントロールのためには，力の発生特性は図 2.8 内記号 B の状態のようにできるだけ緩やかな勾配にあることが望ましい. このためには圧力フィードバックゲインを大きく取る必要があるが，ゲインを増大すると，ある領域から圧力フィードバックループの発振が始まる．安定領域は制御対象となる作動油体積の影響を受け，体積が小さいほど制御は難しい．図 2.8 内記号 B のゲインは，サーボバルブ出力ポートの直下を閉塞したもっとも厳しい条件で，圧力フィードバックループが発振しない最大値に設定している.

2.3.3　力外乱の補償方式の検討（【課題 3】）

図 2.1 の単軸モデルにおいて, 実際のシステムには各部の静止摩擦力, 粘性摩擦力, アーム加減速時の慣性力，そしてマスタ，スレーブそれぞれの自重など，多様な力が加わっている．マスタレバーに不必要な力を発生させず，高い力の再現性を実現するには，これらの力外乱の補償が必要である．本システムでは，以下に示す三つの補償を加えている.

⑴静止摩擦力補償

摩擦はシリンダ部，回転部，減速機構などの各部に存在するが，単軸モデルでは, すべての回転部は玉軸受を用いて低摩擦化が図られており，実質的にはシリンダの静止摩擦力が支配的と考えられる. 図 2.12 にスレーブアームシリンダの摩擦特性の計測結果を示す．供試シリンダは JIS の標準シリンダで，ピストン径φ63mm，ロッド径φ38mm である．グラフの上下が非対称なのはスレーブアームの自重分が加わっているためである．図 2.12 に示すように，単軸モデルのシリンダには，差圧で 0.83～0.85MPa に相当する静止摩擦力がある．またこの静止摩擦力は，負荷の影響をあまり受けないことがわかる．0.83MPa の静止摩擦力は，単軸モデルのスレーブアーム先端に換算して 130N の力となり無視はできない.

静止摩擦力は, 図 2.13 に示すようにシリンダ動作の不感帯となって現れる. 図 2.13

の横軸は，バルブ駆動サーボアンプへの入力指令値である．

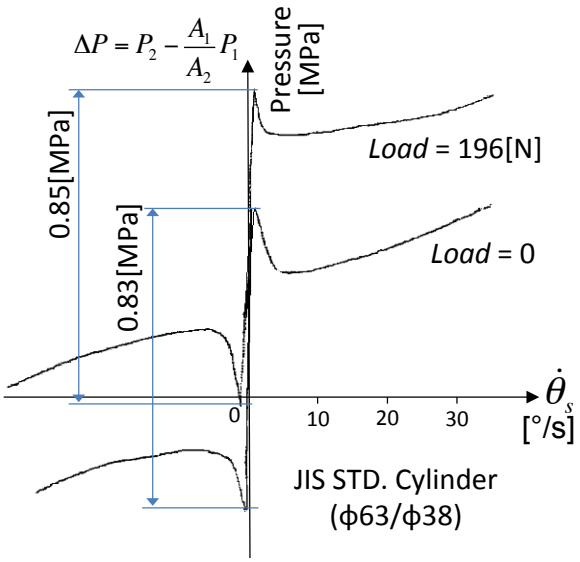


図 2.12　スレーブアームシリンダの摩擦特性

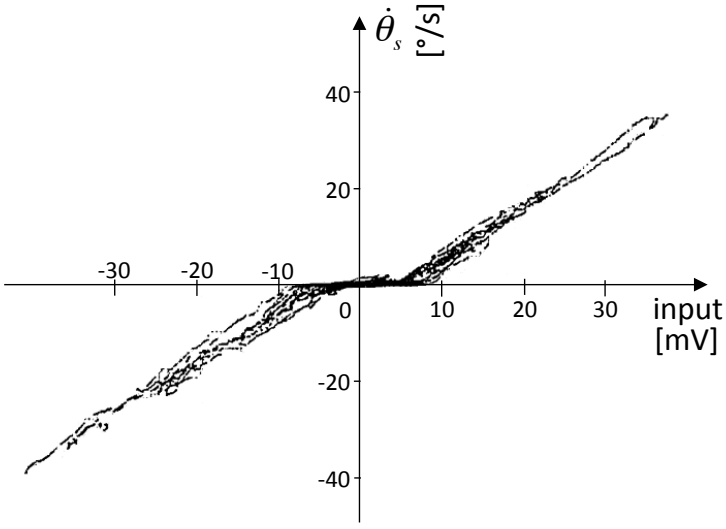


図 2.13　静止摩擦力によるシリンダの不感帯

図 2.13 のような不感帯に対しては, 補償としてリレー回路を入れる対策がよく用いられる．本システムでも図 2.13 の不感帯補償として図 2.14 に示すリレー回路をバルブ指令の前に加えた．図 2.14 のスイッチングは，マスタ指令速度$\dot{\theta}_m$ によって行い，マスタレバーが動き出すと同時にその動作方向へバイアス指令を加えている．なお完全にステップ状のスイッチングを行うと，チャタリングを起こしやすいので若干の勾配を持たせている．

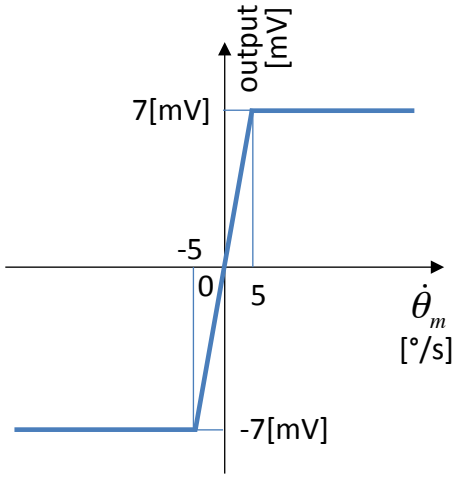


図 2.14　不感帯補償回路

静止摩擦力の補償結果を図 2.15 に示す．図 2.14 の補償により，不感帯が除去され良好な線形性が実現されている．

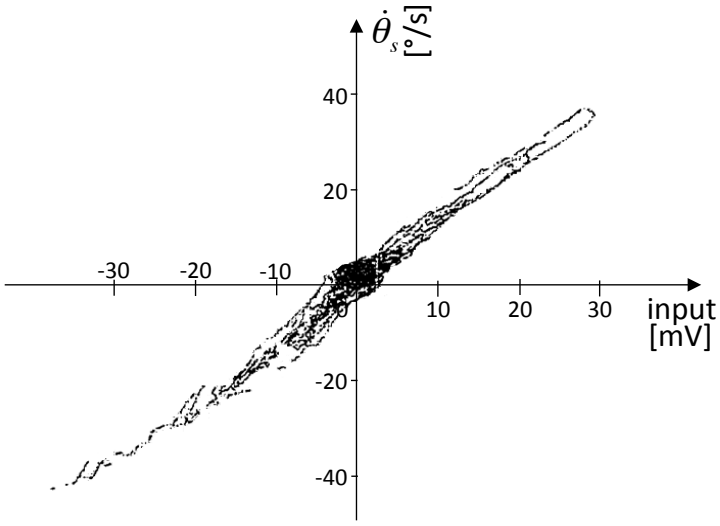


図 2.15　不感帯補償結果

一方バイラテラル制御では，スレーブアームに加えられた外力によってマスタレバーが動かされる双動性が重要である．とくに対称型のバイラテラル制御においては，スレーブシリンダの位置変位があって初めてマスタレバーが動き出すため，シリンダの摩擦は双動性に大きな影響を与える. 図 2.14 の補償ではこの問題の解決にはならないと予測されたが，実際にはスレーブアームに外力を加えるとシリンダが動き出す前に圧力が上昇し，図 2.7 に示した圧力フィードバック特性がバルブに開指令を送る．さらに図 2.5 の複合バイラテラルの力逆送型成分がマスタレバーに動作指令を送るので，良好な双動性が実現されている．単軸モデルでは，スレーブ側からマスタレバーを動かすための最小力は 10N である．

⑵粘性摩力擦補償

対称型バイラテラルでは，マスタレバーとスレーブアームの位置偏差を，スレーブアームに加わる外力と見なしてマスタレバーに伝達しているために，指令速度に依存した位置偏差(ドループ)が生じると，あたかもそこに粘性摩擦力が存在するかのような感覚をオペレータに与える．対称型バイラテラルにおいては，物理的な粘性摩擦力よりも，このドループによる擬似的な粘性摩擦力の影響が大きい.

取扱いを容易にするために作動油の圧縮性を無視して簡素化した図 2.16 のような位置制御系を考える. K はバルブの流量ゲインとバルブ駆動アンプのゲインをまとめたもので定数である． A はシリンダの断面積である.

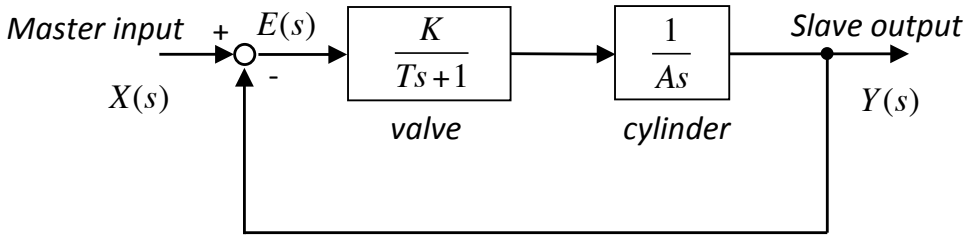


図 2.16　単軸モデルの位置サーボ系

図 2.16 のシステムで, マスタ入力とスレーブ出力の偏差 $E(s)$ は次式で与えられる.

$$E(s) = \frac{X(s)}{1+G(s)} \tag{2.2}$$

ただし, $G(s) = \dfrac{K}{(Ts+1)As}$

マスタ入力 $X(s)$ にランプ入力 $V(s) = v/s^2$ を加えたときのシステムの定常偏差 ε は, 最終値の定理を用いて下式で与えられる.

$$\varepsilon = \lim_{s\to 0} sE(s) = \lim_{s\to 0} \frac{sV(s)}{1+G(s)} = \lim_{s\to 0}\left[s\frac{v}{s^2} / \left\{ 1 + \frac{K}{(Ts+1)As} \right\} \right] = \frac{A}{K}v \tag{2.3}$$

すなわち対称型バイラテラルでは, $\varepsilon = Av/K$ に比例する粘性摩擦力が働いているようにオペレータには感じられる. 本研究で対象とする大重量を搬送するシステムでは, 通常シリンダ断面積 A は大きく, 一方ゲイン K はそれほど大きく取ることができないので, この影響は無視できないものと予想される.

この対策として図 2.17 に示すシステムを考える. 図 2.17 は図 2.16 のシステムに速度の正帰還ループと微分補償を加えたものである.

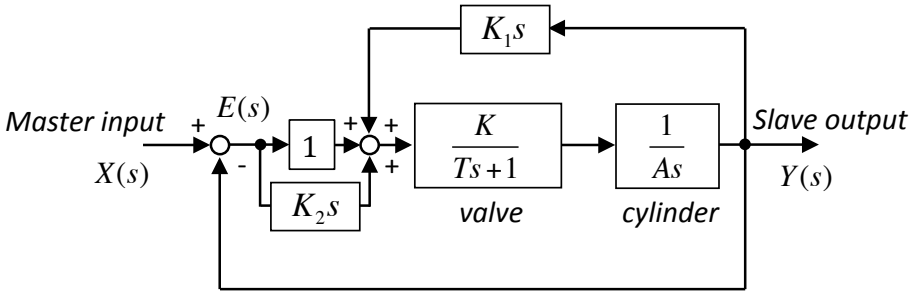


図 2.17　疑似粘性摩擦力の補償回路

図 2.17 でK_1は速度正帰還ゲイン，K_2は微分補償ゲインである．図 2.17 を等価変換すると図 2.18 で表される．

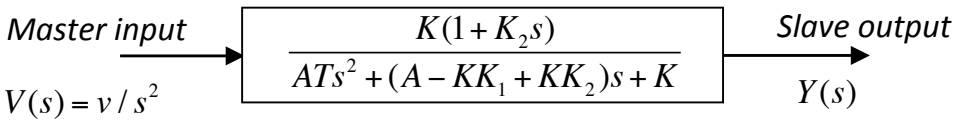


図 2.18　図 2.17 の等価変換

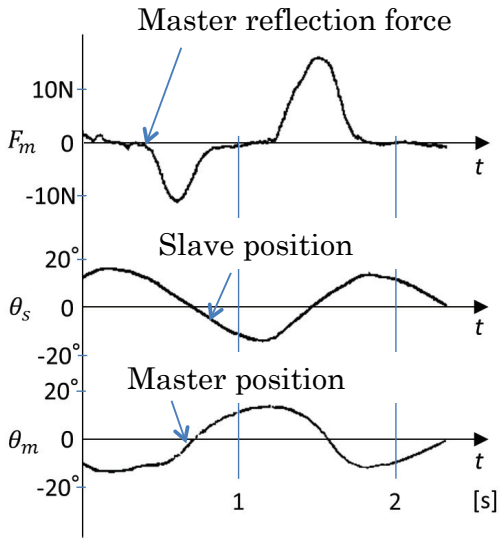
図 2.18 のシステムについて，$X(s)$にランプ入力$V(s) = v / s^2$を加えた場合の定常偏差を求めると次式となる．

$$\varepsilon = \lim_{s\to 0} sE(s) = \lim_{s\to 0}\left[s\frac{v}{s^2} / \left\{ 1 + \frac{K(1+K_2 s)}{ATs^2 + (A - KK_1 + KK_2)s + K} \right\} \right] = \frac{A - KK_1}{K} v \qquad (2.4)$$

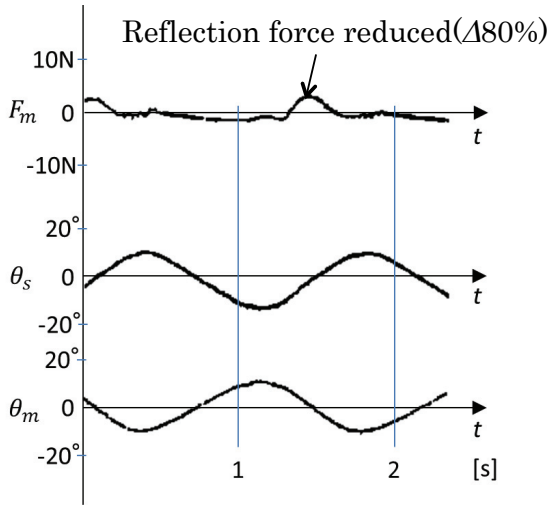
式(2.4)で，速度正帰還ゲインK_1を$K_1 = A / K$と取れば定常偏差は消去され，対称型バイラテラルの擬似的な粘性摩擦力は補償されることがわかる．一方図 2.18 のシステムの特性多項式は，図 2.17 のブロック内の分母で表され，微分補償ゲインK_2を適当に選ぶことでシステムの安定化を図ることが可能である．本システムではこの手法を，スレーブ，マスタの両方に用いて対称型バイラテラルの疑似粘性摩擦力の補償を行っている．図 2.19 に疑似粘性摩擦力補償の実験結果を示した．

図 2.19 は，マスタレバーで振幅約±20° の正弦波状の動作指令を与え，その際のマスタレバーへの操作反力を記録したものである．指令周波数は動作速度がほぼ最高速に達するように選定している．図 2.19(a)(b)のそれぞれのグラフは，上からマスタ反力F_m，スレーブアーム位置θ_s，マスタレバー位置θ_mを表している．(a)の補償が無い場合は，スレーブ速度$\dot{\theta}_s$が最大となる付近で非常に大きなマスタレバー反力F_mが発生している．指令波形が正弦波から乱れているのは，大きなレバー反力により正しい指令操作が困難なためである．一方補償回路を追加した(b)では，マスタレバー反力

F_m がおよそ 80%低減されている．また指令波形もほぼ正しい正弦波で与えることができている．



(a)　Without compensation



(b)　With compensation

図 2.19　疑似粘性摩擦力の補償結果

なお図 2.19 のマスタ反力F_mには慣性力成分が含まれているものと考えられる．慣性力についても速度センサ信号の微分から加速度成分を求め，補償することが可能であるが，重量物搬送時には，慣性力成分をマスタレバーに伝達した方が，滑らかな加速指令が実現できるとの予測から補償は行っていない．

(3)自重補償

単軸モデルでは，スレーブアームの力検出をシリンダの圧力で行っているため，スレーブアームの自重も負荷重量として検出されている．この自重成分を常にマスタレバーに伝達すると，ワークを把持していないときにも操作力が重くなり，オペレータの疲労に繋がる．またマスタレバーにも自重があり，これを支えながら操作することは操作性劣化の原因となる．このためマスタ，スレーブそれぞれの静的な自重を補償する必要がある．単軸モデルを図 2.20 のようにモデル化する．

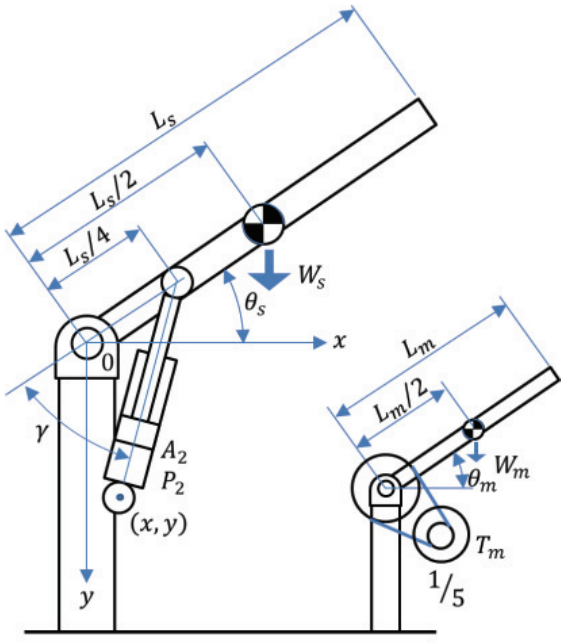


図 2.20　単軸モデルの幾何学モデル

図 2.20 においてスレーブアームの自重を補償するのに要する圧力P_{2dw}およびマスタレバーの自重を補償するモータトルクT_{mdw}は，幾何学計算によりそれぞれ式(2.5)(2.6)で与えられる．

$$P_{2dw} = \frac{2W_s \cos\theta_s}{A_2 \sin\gamma} \tag{2.5}$$

ただし， $\sin\gamma = \dfrac{\sqrt{(x^2+y^2)}\sin\left(\theta_s - \tan^{-1}\dfrac{y}{x}\right)}{\sqrt{(x-\gamma\cos\theta_s)^2+(y-\gamma\sin\theta_s)^2}}$

$$T_{mdw} = \frac{L_m W_m}{10}\cos\theta_m \tag{2.6}$$

マスタレバーのトルク指令値からこれらの値を減じてやれば，レバーから手を放してもマスタレバーが落下することはない．多軸マニピュレータの場合は，補償量の計算式は立て直す必要があるが，この考え方を展開して用いることが可能である．

2.3.4 システムの評価

図 2.21 に本システムの全体構成を示した．

マスタ，スレーブの位置サーボ系は基本的に PD 制御で構成されており，これに 2.3.1～2.3.3 項で述べた各制御方式を加えている． K_m ， K_s は，それぞれマスタレバー，スレーブアームの位置ゲイン， K_{1m} ， K_{1s} は対称型バイラテラルに起因する疑似粘性摩擦力の補償ゲイン， K_2 は微分補償のゲインである． K_f は力逆送型バイラテラルによる力伝達量を決定するパラメータである． f_{sdw} ， f_{mdw} には，それぞれ式(2.5)，(2.6)で与えられるスレーブアームとマスタレバーの自重補償計算が入れられている．またスレーブアームはシリンダを用いたリンク機構で駆動されており，シリンダストローク x とスレーブアーム角度θ_mは線形関係にはない． f_lはこれを補償するための幾何学計算式である．なおサーボ弁を駆動するサーボアンプとモータを駆動するモータ

ドライバは市販品で，サーボアンプには電流帰還が，モータドライバには速度帰還と電流帰還が設けられているが図が煩雑になるため，これらは省略している．

対称型と力逆送型の混合比率は，もっとも良好な操作性が得られる点を実験的に求めた．単軸モデルでは，およそ対称型 70%，力逆送型 30%の比率となっている．バイラテラル比率(マスタレバー反力/スレーブアーム出力の値)はブロック K_b で可変に調整できるように構成している．可変幅は 0(ユニラテラル)～1/50 程度である．これより大きな値に調整することも可能だが，マスタレバー反力用のサーボモータ出力の飽和の影響が強くなり，操作性は好ましくない．

単軸モデルはアームの上下動作のみの単純な指令しか与えられないため実際の作業性の評価は困難であるが, 図 2.22 にスレーブアームの押し付け作業の実験結果を示した．これはグラインダ作業をイメージしたものである．上段はスレーブアームのシリンダ差圧を，下段はマスタレバー反力用のサーボモータトルクを示している．シリンダ差圧 10MPa はスレーブアーム先端荷重で 1.57kN に，モータトルク 5.7Nm はマスタ反力で 20N に相当する．計算上のバイラテラル比率は約 1/78 となる．2～3.5s の区間での速い力指令に対しても十分な追従性が実現されており，力制御の動特性も実用上十分なことがわかる．スレーブ，マスタともにシンプルな駆動メカニズムで構成されており，アクチュエータからアーム先端への力の伝達ロスはほぼないので，良好な力再現性が得られているものと考えられる．

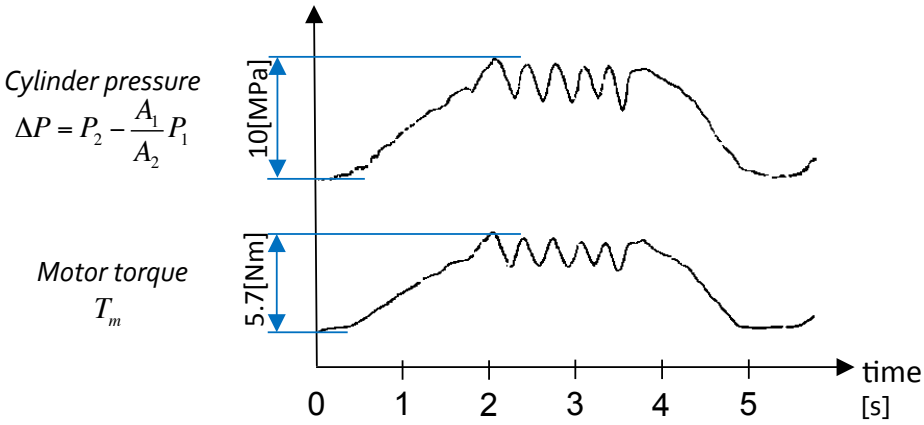


図 2.22　単軸モデルの力伝達性

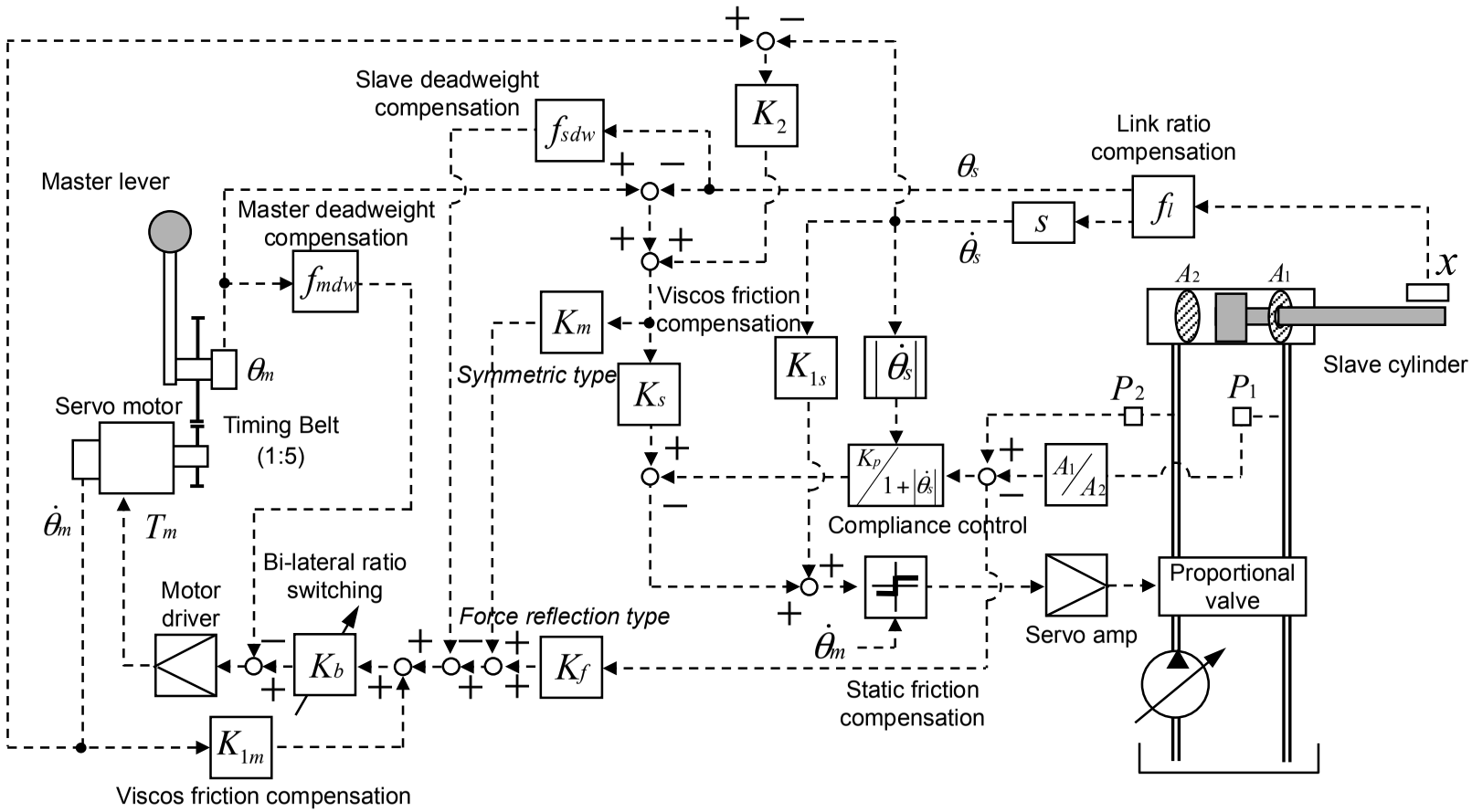


図 2.21　提案システムの構成

2.4　結言

本研究の狙いは，単に重量物が搬送できるだけではなく，組立やバリ取り作業などの柔軟かつ繊細な作業も実現することのできる大形のバイライラルマスタ・スレーブマニピュレータを開発することである．本章では，その制御手法を確立するために製作した単軸の実験装置について述べた．またこの単軸モデルの実験を通して，油圧駆動システムに適したバイラテラル制御手法を立案し，位置と力の良好な制御性が両立できることを示した．さらに大形のシステムでは不可避の摩擦，機械自重などの力外乱の補償方法を提案し，実験によりその有効性を確認した．

本章で得られた成果は以下である．

⑴「対称型」と「力逆送型」を複合したバイラテラルサーボ方式

⑵スレーブアーム速度をパラメータとする可変コンプライアンス制御

⑶静止摩擦力，対称型バイラテラルに起因する疑似粘性摩擦力，自重の補償方式

第 3 章　プロトタイプモデルの設計と試作

3.1　緒言

第 2 章「単軸モデルによる基本制御則の立案」では，大形バイラテラルマニピュレータに予測される課題について，解決策を立案し，実験でその有効性を確認した．しかし単軸モデルの可搬重量は 500N で, 想定するマニピュレータの数分の 1 から数 10 分 1 の大きさである．より大形の可搬重量数 kN クラスのマニピュレータに対する提案手法の有効性の確認は十分とは言えない．また多自由度マニピュレータへの展開の可能性も未確認である．さらに単軸モデルでは，アームを上下するだけの単純な動作指令しか与えられないので，提案手法を適用したマニピュレータが実現できる作業性能については，ほぼ未知数である．

これらを確認するために，第 2 章で提案した手法を織り込んだ 6 自由度の大形多関節マニピュレータを試作した．本章では，このプロトタイプモデルの設計構想と構成を述べる．

3.2　プロトタイプモデル

3.2.1　スレーブマニピュレータのリンク機構

広い動作領域を確保するために，スレーブマニピュレータは垂直多関節型とする．多関節型のマニピュレータでは，各リンクの保持トルクや加減速トルクは，他のリンクの姿勢や運動の影響を受ける．このようなリンク間の干渉は，多関節マニピュレータを設計する際に考慮すべき重要なポイントである．とくに大重量を扱う大形のマニピュレータでは,各リンクの干渉は一般の産業用ロボットよりもはるかに強く現れる．また 2.3.2 項で述べたように，提案手法では可変コンプライアンス制御を取り入れており，状況によって位置のサーボ剛性を低く設定する場合がある．このためリンク干渉問題の解決はより難しいものとなる．非干渉化制御の研究例[27]もあるが，制御システムの複雑化を嫌って，メカニカルに非干渉効果が得られる機構を検討した．

プロトタイプモデルのリンクとして図 3.1 のような平行４節リンク機構を考える．

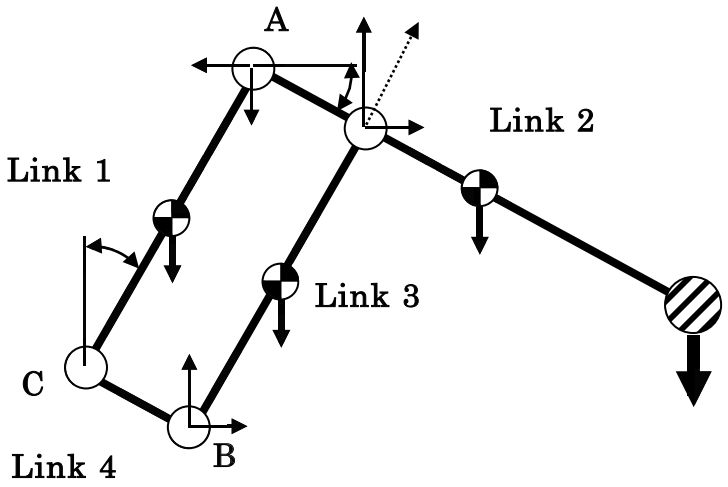


図 3.1　平行４節リンク機構

ここで，図中の記号は以下のように定める．

L_1，L_2，L_3，L_4	：	各リンクの長さ
L_{g1}，L_{g2}，L_{g3}	：	各リンクの支点から重心位置までの長さ
W_1，W_2，W_3	：	各リンクの重量(リンク 4 の重量は無視する)
W_L	：	マニピュレータの負荷重量
T_1，T_2	：	各リンクの駆動トルク
θ_1，θ_2	：	各リンクの基準点からの角度

図 3.1 で B 点回りのモーメントのつり合いは，下式で示される．

$$f_3 L_3 \cos\theta_1 - f_4 L_3 \sin\theta_1 - W_3 L_{g3} \sin\theta_1 = 0 \tag{3.1}$$

同じく A 点回りのモーメントのつり合いは，

$$\left(W_2 L_{g2} + W_L L_2\right)\cos\theta_2 - f_3 L_4 \sin\theta_2 - f_4 L_4 \cos\theta_2 = 0 \tag{3.2}$$

式(3.1)(3.2)を連立方程式として，f_3，f_4 について解くと，

$$f_3 = \left\{-W_3 L_{g3} \sin\theta_1 L_4 \cos\theta_2 + \left(W_2 L_{g2} + W_L L_2\right)\cos\theta_2 L_3 \sin\theta_1\right\} / A \tag{3.3}$$

$$f_4 = \left\{\left(W_2 L_{g2} + W_L L_2\right)\cos\theta_2 L_3 \cos\theta_1 - W_3 L_{g3} \sin\theta_1 L_4 \sin\theta_2\right\} / A \tag{3.4}$$

ただし，

$$A = L_3 \cos\theta_1 L_4 \cos\theta_2 + L_3 \sin\theta_1 L_4 \sin\theta_2$$

一方，

$$f_5 = W_L + W_2 - f_4 \tag{3.5}$$

$$f_6 = W_3 + f_4 \tag{3.6}$$

図 3.1 のリンクが静止状態を保つために必要な，C 点回りのリンク 1，リンク 4 のトルク T_1，T_2 を求めると，

$$T_1 = -f_5 L_3 \sin\theta_1 - W_1 L_{g1} \sin\theta_1 - f_3 L_3 \cos\theta_1 \tag{3.7}$$

$$T_2 = f_3 L_4 \sin\theta_2 + f_6 L_4 \cos\theta_2 \tag{3.8}$$

平行 4 節リンクなので $L_1 = L_3$，また式(3.6)(3.7)に式(3.3)(3.4)(3.5)を代入して整理すると，

$$T_1 = -\left\{\left(W_L + W_2\right) L_1 + W_1 L_{g1} + W_3 L_{g3}\right\} \sin\theta_1 \tag{3.9}$$

$$T_2 = \left(W_L L_2 + W_3 L_4 + W_2 L_{g2}\right) \cos\theta_2 \tag{3.10}$$

式(3.9)(3.10)から明らかなように，T_1 はリンク 1 の角度 θ_1，T_2 はリンク 2 の角度 θ_2 のみで決まり，他のリンクの干渉を受けないことがわかる．またこれにより 2.3.3 項で提案した単軸モデルの自重補償の計算式は，平行 4 節リンクを採用したプロトタイプモデルにも適用が可能となる．

3.2.2　マスタマニピュレータの動作領域

マスタマニピュレータには，その形がスレーブマニピュレータとほぼ相似形の「同構造型」と，オペレータの操作性や作業内容への適合性を考慮して，スレーブマニピュレータとは異なるマスタ機構を用いる「異構造型」がある．プロトタイプモデルでは「同構造型」を考えるものとする．従ってマスタマニピュレータの機構は，スレーブマニピュレータと同様の 4 節リンク機構の垂直多関節型とする．なお「異構造型」のマスタ・スレーブについては第 5 章で検討する．

開発予定のマニピュレータの運転時間は 1 日数時間以上に及ぶと考えられることから，マスタマニピュレータの設計にあたっては，無理の無い姿勢で操作できることに留意して，人間工学的な視点からその動作領域を検討した．なおマスタマニピュレー

タの操作はシートに着座して行うものとする．

着座状態での人間の腕の鉛直面内の動作範囲は，計測結果等[28]によれば，肩関節を中心とするおよそ半径 150mm から 550mm の同心円で，上下方向は床面から 400～1600mm，程度である．前後，上下ともに，腕を伸ばした姿勢の長時間の保持は疲労につながるため，開発するマニピュレータの縁直面内の操作領域は，図 3.2 中の斜線範囲内に収まることを設計目標とする．

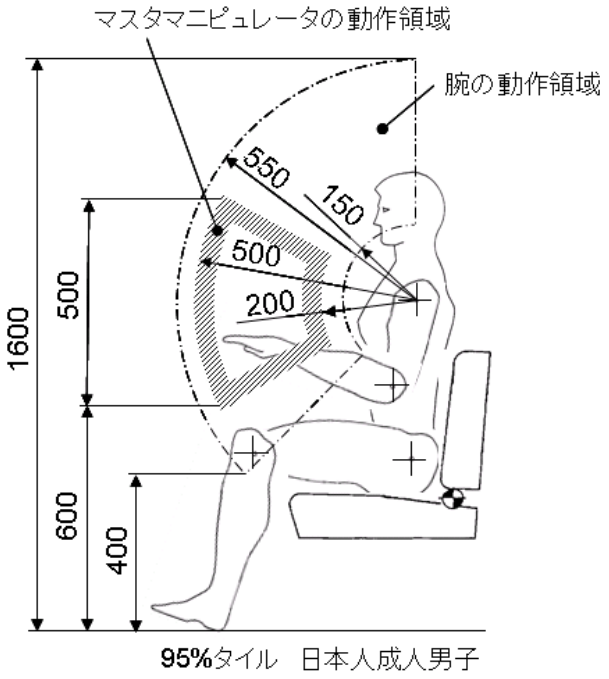


図 3.2　マスタマニピュレータの動作領域(鉛直面内)

一方肩関節の水平面内の動作範囲は，背面方向へ 30°，前方向へ 140°程度の広い回転角がある．ただしレバーの左右方向の操作は，レバー反力がオペレータの着座点回りのモーメントを発生させることから，前後方向よりも操作性が低いとされており，複合レバー以外での使用例は少ない．そこで複合レバーの代表例であるジョイスティックレバーを参考に，左右方向の動作領域を決定する．ジョイスティックレバーは，主に油圧ショベルなど多自由度の建設機械の操作に使われている．それらを調べたと

ころ左右方向のレバーストロークは, およそ±75～95mm 程度に設定されていることがわかった.

通常のジョイスティックレバーでは，左右方向のストローク量はレバーの前後位置によらず一定であるが，多関節型のマスタマニピュレータでは，左右方向の動作範囲は図 3.3 に示すような扇形となり一様にはならない．そこで図 3.2 で想定したマスタマニピュレータの動作範囲の中心である肩関節から 350mm(=(200+500)/2)の位置で，左右方向の操作量がジョイスティックレバーと同等の±75～95mm となるように動作領域を決める.

図 3.3 にその結果を示した．左右方向の振り角を 30° とすることで，中心位置での左右ストロークは±92mm となる．マスタマニピュレータの水平面内の動作領域の設計目標を図 3.3 のハッチングの範囲とする．最遠点でのストロークは±131mm で通常のジョイスティックレバーよりも大きな値となるが，再遠点での作業頻度はそれほど高くないと考えられること，あまり動作領域を小さく設定すると微操作性能が低下すると考えられることから，本動作領域で可とした.

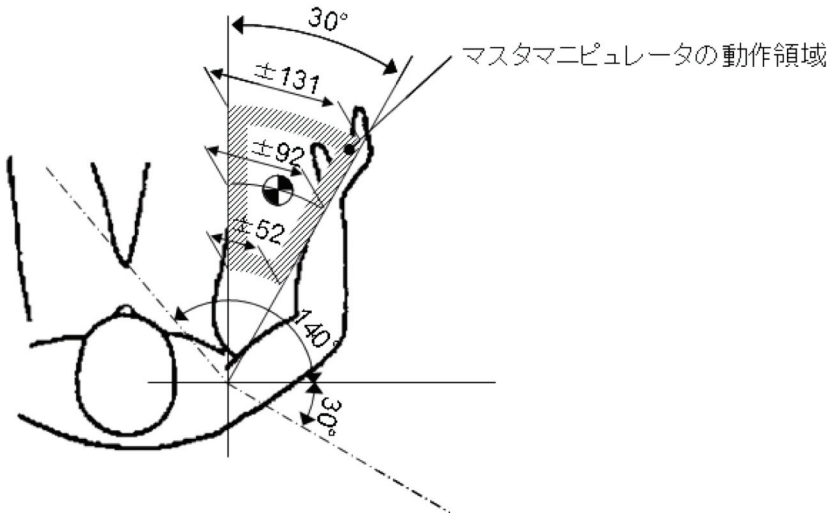


図 3.3　マスタマニピュレータの動作領域(水平面内)

3.2.3　プロトタイプモデル

前項までの検討結果を基に，プロトタイプマニピュレータの詳細設計を実施し，その試作を行った．スレーブマニピュレータは，並進 3 自由度，手首 3 自由度の一般的な 6 自由度垂直多関節型である.エンドエフェクタとして平行グリッパを設けている．図 3.4 にスレーブマニピュレータの関節レイアウトを，また図 3.5 に動作領域を示した.

スレーブマニピュレータの駆動方式は，単軸モデルと同様に全軸電気油圧サーボ駆動である．前腕および上腕の駆動には JIS の標準油圧シリンダを，旋回には Eaton 社製のオービットモータを用い，減速比 1/4 のチェーン・スプロケットを介して駆動している．手首 3 軸の駆動には新たに設計した揺動モータを，グリッパにはやはり独自設計のスイベルジョイント内蔵のシリンダを使用している．前腕，上腕の制御には油圧比例弁(MOOG J866 相当品)を使用している．手首およびグリッパにも比例弁の使用を検討したが，コンパクトな比例弁が見つからないため小流量のサーボ弁を用いている．各軸の駆動圧力は 14MPa で最大可搬重量は 2kN に設定した．図 3.6 に試作したプロトタイプマニピュレータの外観と手首・グリッパの構成を示した.

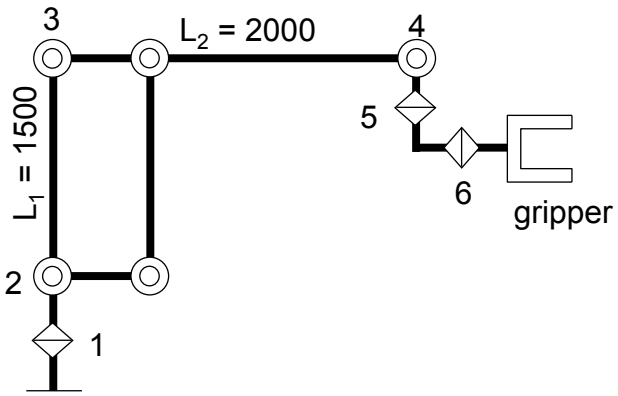


図 3.4　スレーブマニピュレータの関節レイアウト

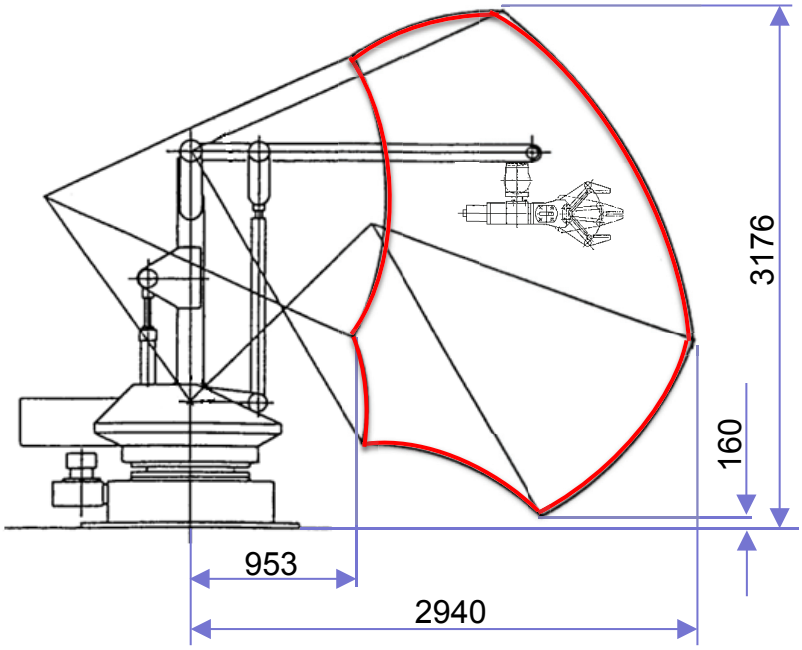


図 3.5　スレーブマニピュレータの動作範囲

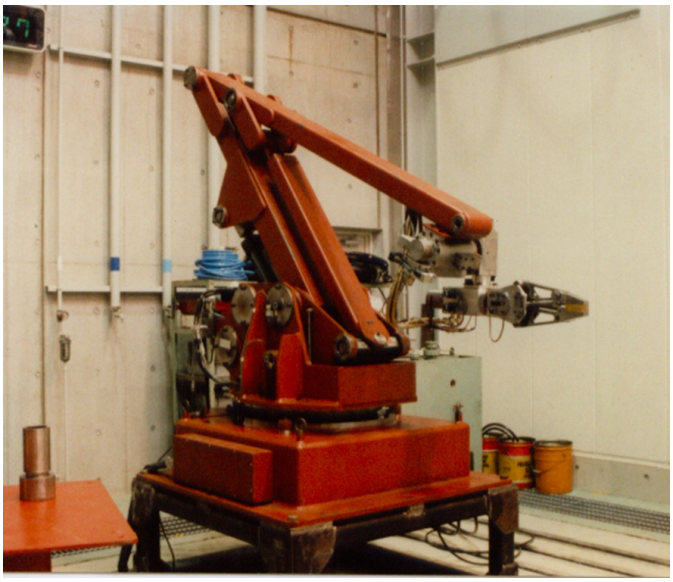


図 3.6　スレーブマニピュレータ外観

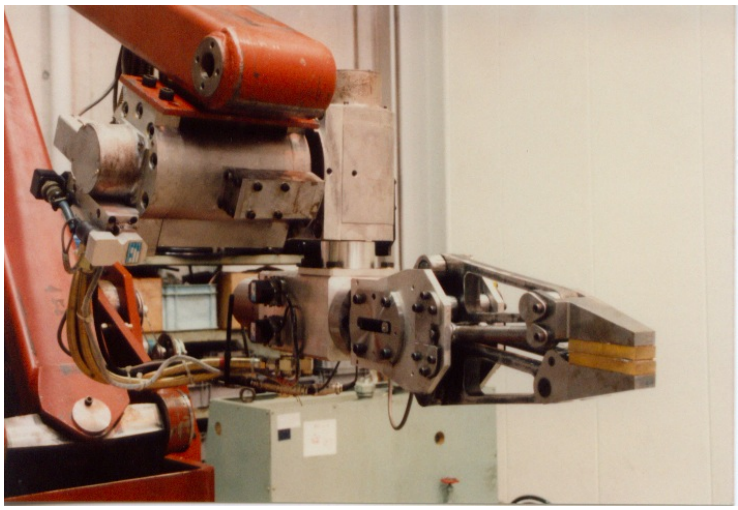


図 3.7　手首とグリッパ

マスタマニピュレータはスレーブマニピュレータと同構造で，前項で検討したマスタマニピュレータの動作領域内に収まるように，その大きさを決定した．その結果，試作したマスタマニピュレータは，スレーブマニピュレータの約 1/7 縮尺のスケールモデルとなっている．各軸への反力の呈示には，単軸モデルと同様に DC サーボモータを用いた．減速比 1/5 のタイミングベルトを介して駆動することで，良好なバックドライバビィリティと低バックラッシュを実現している．小さなマスタマニピュレータの中にすべての自由度を組込むと構造が複雑になり，ヘビィデューティな機械には適さない．このため手首 3 軸の操作はマスタマニピュレータには組込まず，別途 3 次元ジョイスティック(Penny & Giles 社製 JCP-3)を設けている．この手首 3 軸にはバイラテラルサーボは織り込んでおらず，通常の位置制御である．ただしスレーブマニピュレータの手首 3 軸には，絶対座標に対して姿勢を一定に保持する制御を付加しており，実際の作業中にジョイスティックレバーで手首を操作する頻度は少ない．コントロールは，右手でマスタマニピュレータを，左手でジョイスティックを操作する方式とした．マスタマニピュレータは中指・薬指・小指の 3 指でグリップを握り，親指と人差指はグリッパ開度指令用のトリガーにかける．把持反力はこのトリガーを介してオペレータの指に伝えられる．図 3.7 にマスタマニピュレータの外観を示した．

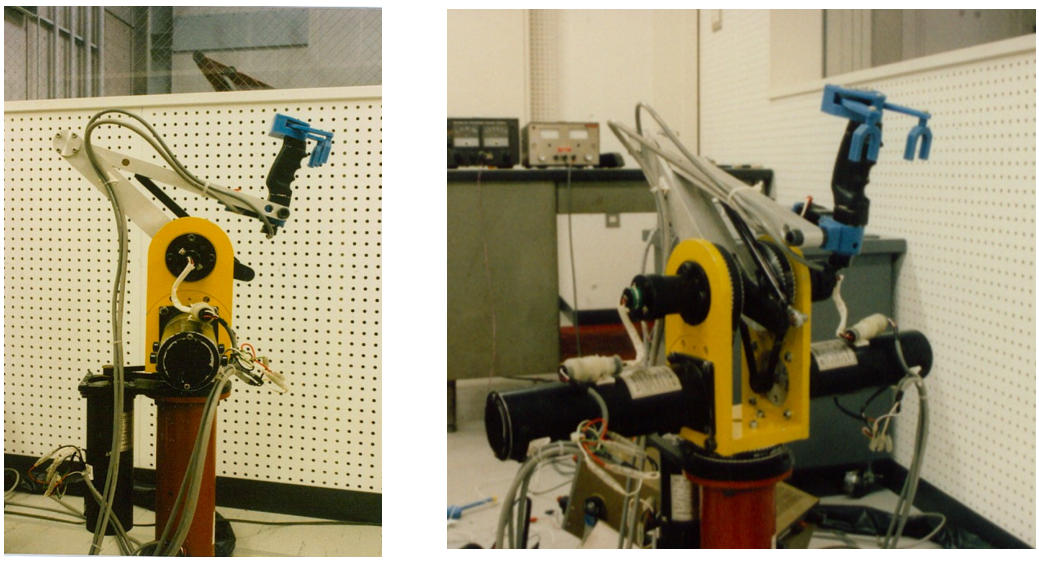


図 3.7　マスタマニピュレータ外観

前腕，上腕，旋回およびグリッパには，第 2 章で述べたバイラテラルサーボシステム，すなわち

(1) 対称型・力逆送型の複合バイラテラル制御

(2) スレーブ速度による可変コンプライアンス制御

(3) 静止摩擦力・疑似粘性摩擦力・自重の力外乱補償

を組込んだ.

単軸モデルに比較してスレーブマニピュレータの出力が大きくなったことから，前腕，上腕，旋回の 3 軸については，バイラテラル比率の上限値を単軸モデルの 1/2 の 1/100 に設定した．グリップのバイラテラル比率は 1/50 である.

表 3.1 にプロトタイプモデルの仕様をまとめた.

表 3.1　プロトタイプモデル仕様

Slave	Driving system	Hydraulic	[-]
	Degrees of freedom	6 + gripper	[DOF]
	Upper arm length	2000	[mm]
	Lower arm length	1500	[mm]
	Maximum payload	2000	[N]
	Maximum speed	45	[°/s]
	Pump pressure	14	[MPa]
Master	Driving system	Electric	[-]
	Degrees of freedom	3 + gripper	[-]
	Master scale ratio	1/7	[-]
	Wrist control	3D joystick	[-]
	Servo motor rated output	30-110	[W]
	Maximum reflection force	30	[N]
	Bi-lateral ratio (Manipulator) (Gripper)	0～1/100 1/50	[-]

3.3　結言

本章ではプロトタイプモデルの設計と試作について述べた.

プロトタイプモデルの機構には平行 4 節リンク機構を適用し，大形マニピュレータで問題となるリンク間の干渉を解決した．また人間工学的に視点からマスタマニピュレータの動作領域の検討を行い，疲労の少ないマスタマニピュレータの大きさを決定した.

これらの結果をもとにプロトタイプモデルの設計を行い，過般重量 2kN の 6 自由度多関節型マニピュレータの試作をおこなった．このプロトタイプモデルに，第 2 章で提案した大形バイラテラルマニピュレータの制御手法を織り込んだ.

第 4 章　プロトタイプモデルによる作業性評価実験

4.1　緒言

提案するシステムの有効性を確認するためにプロトタイプモデルを用いた作業評価実験を行った．一般的に「位置追従性」，「力伝達性」，「組立作業性」の評価が行われることが多いが[29]，ここではさらに「操作の習熟性」，「操作疲労度」も評価対象に加えた．習熟性や疲労度の評価例はきわめて少ないが，わずかな事例[30]をベースに新しい工夫を加えて実験を行った．またバイラテラルサーボの有無による評価も行い，バイラテラルサーボが作業性能にもたらす効果を明らかにする．さらにこの評価実験の結果を反映して，量産モデルの開発を行った．

本章では一連の作業実験の結果と考察，量産モデルの構成と市場への導入結果について述べる．

4.2　作業性評価実験

4.2.1　実験環境

図 4.1 に実験環境を示す．スレーブマニピュレータとマスタマニピュレータは，およそ 7m の距離を置いてそれぞれを別室に配置し，操作はモニタカメラ画像によって行った．両者の間は有線で接続結されており信号の遅延は無視できる．

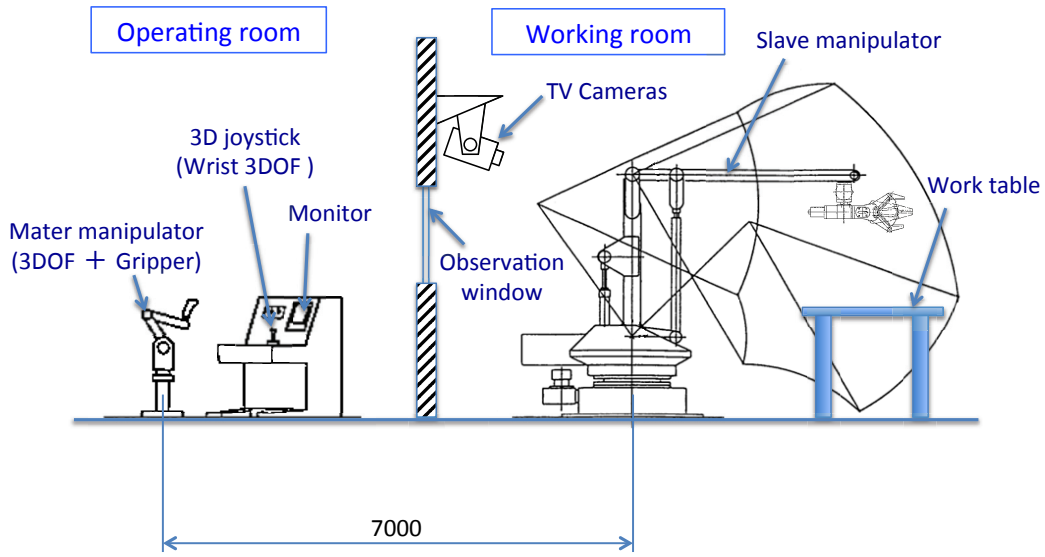


図 4.1　実験環境

4.2.2　位置追従性

マニュアルマニピュレータの位置追従性の評価は工夫が必要である．単なる位置再現性やむだ時間，時定数だけでは，実際の操作性の良否は表現できない．いくつかの試行実験の結果，以下のような評価方法によれば，オペレータの官能評価との相関が高い結果が得られることがわかった．

(1) オペレータのマスタマニピュレータ操作により，鉛直面内に適当な直径で一定速の円軌道指令を与える．

(2) スレーブマニピュレータ先端に加速度センサを取り付け，円軌道動作中の水平方

向の加速度を記録する．

(3) スレーブマニピュレータが正しい円軌道を描けば，加速度出力は正弦波となる．理論的に求めた正弦波出力と実際の出力を比較評価する．

図 4.2 に実験方法を示す．指令円の直径は約 1m，速度は 2m/s で比較的高速の動作である．また図 4.3 に実験結果を示す．

図 4.3(a)はバイラテラル制御を遮断して操作した場合で，スレーブマニピュレータ先端の加速度波形は，理論正弦波から大きく乱れている．一方(b)はバイラテラル制御を働かせた場合で，加速度波形は理論値とほぼ一致している．目視的にも両者の差は明らかだが，理論値と実測値の相関係数を求めると，(a)のバイラテラルを遮断した場合は 0.23，(b)のバイラテラルの場合は 0.92 であり，(b)の一致性は非常に高いことがわかる．これはバイラテラル制御によってスレーブマニピュレータの慣性力がマスタマニピュレータに伝えられ，無理な加減速指令が抑制されて，きれいな円軌跡指令を与えることができているためと考えられる．官能評価でもバイラテラルを働かせた方が，スレーブ動作との操作の一体感ははるかに高い．本研究で狙いとする慣性質量の大きな大形マニピュレータでは，バイラテラル制御による慣性力のフィードバックが，円滑な操作の実現にきわめて有効であると考えられる．

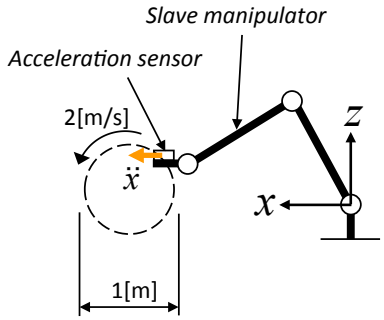
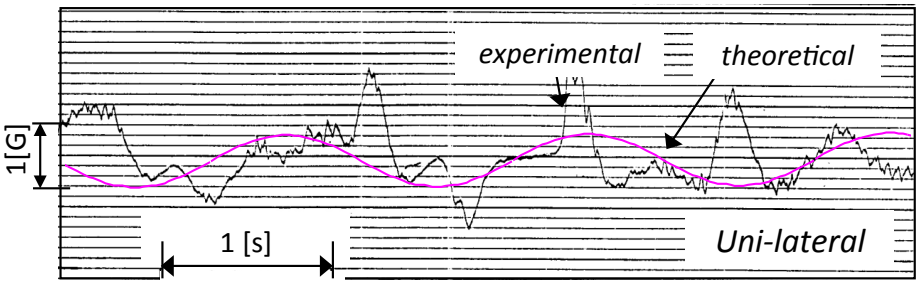
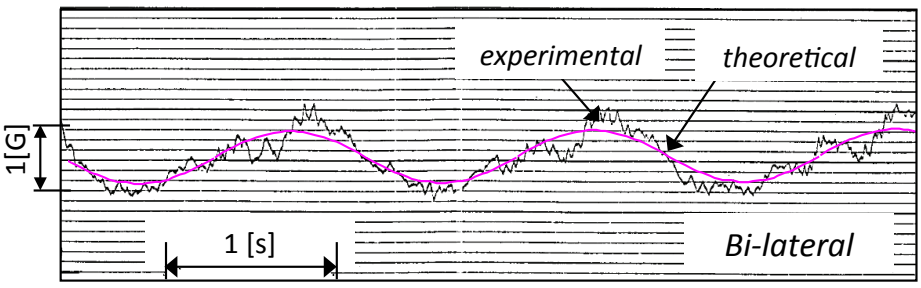


図 4.2　実験方法



(a) Without bi-lateral control



(b) With bi-lateral control

図 4.3　位置追従性の実験結果

4.2.3　力伝達性

グラインダを用いたバリ取りや仕上げ作業を実現するためには，良好な力伝達性が不可欠である．図 4.4 に力伝達性の評価結果の 1 例を示した．図 4.4 はスレーブマニピュレータの中で，もっとも駆動メカニズムが複雑な(オービットモータ＋チェーン・スプロケット)旋回軸の力追従性であるが，良好な力の再現性が得られていることがわかる．

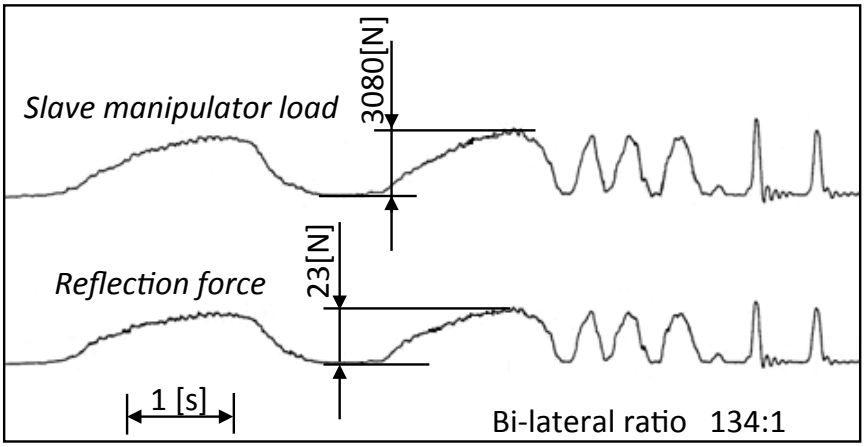


図 4.4　力伝達性の実験結果

またグリッパの力制御特性を図 4.5 に示す．グリッパの開閉は親指と人差し指でトリガーを操作して行うが，寸法的にトリガーの近傍には反力用のモータが組み込むことができないため，モータはレバー把持部の下側に置き，そこからベルトとギア列を用いてトリガーを駆動している．メカニズムが複雑なため必ずしも良好な線形性は得られてはいないが，10N程度の力のコントロールはできており，強度の低い対象物でもつぶさないように把持することは可能と考えられる．

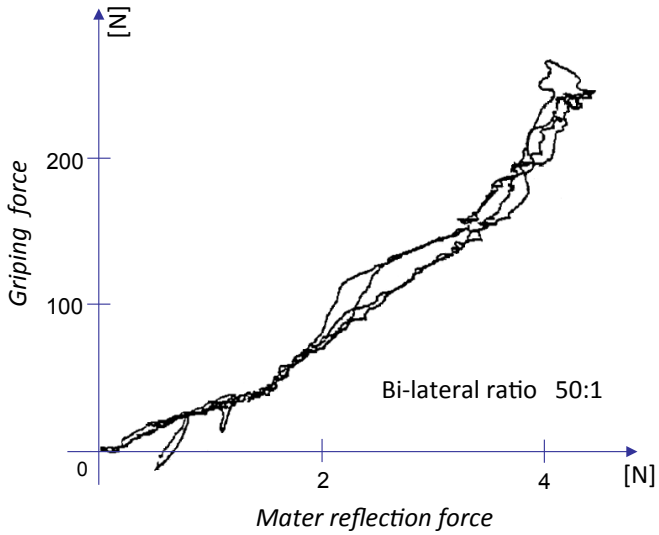


図 4.5　グリッパの力制御性実験結果

4.2.4　組立作業性

組立作業性の評価には，産業用ロボットの評価にもよく用いられるピン嵌合作業を用いた．テストには外径φ99.9mm のスチール製のピンを使用した．ピンは中空で，その内壁に嵌合時にピンに加わる応力を測定するためのひずみゲージを貼付している．一方これを嵌合する孔は，内径φ100.0mm，深さ 100mm で，やはりスチール製である．ピンおよび孔のエッジはそれぞれ幅 3mm，45° の面取りを行っている．表面粗さはピン，孔ともに 12.5s 程度である．スレーブマニピュレータのグリッパでピンを把持し，鉛直方向から孔に嵌合する．組立作業性の評価として，嵌合作業の際にピンに加わる応力の大きさと作業完了に要する時間の計測を行った．

図 4.6 に計測結果を，図 4.7 には嵌合作業の状況を示した．

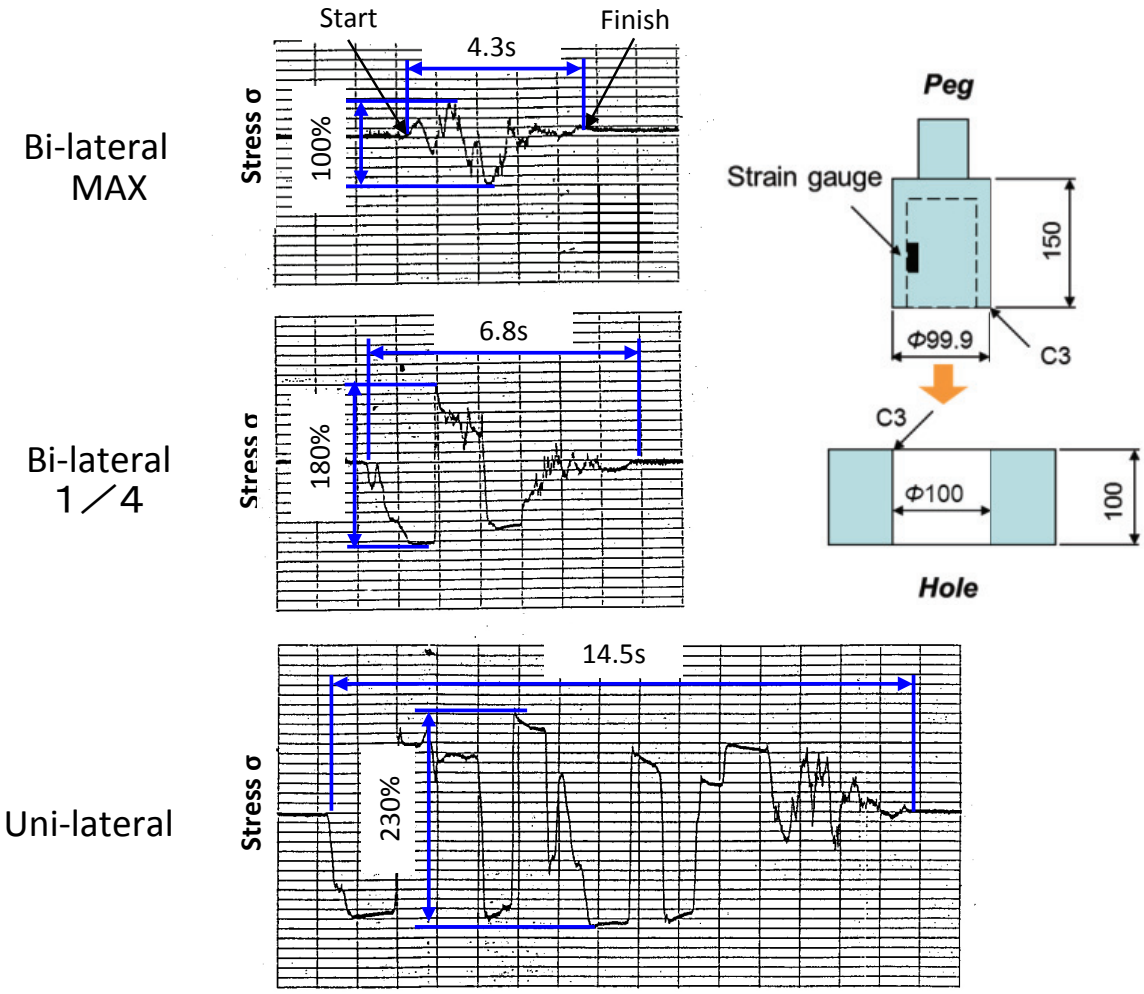


図 4.6　組立作業性の実験結果

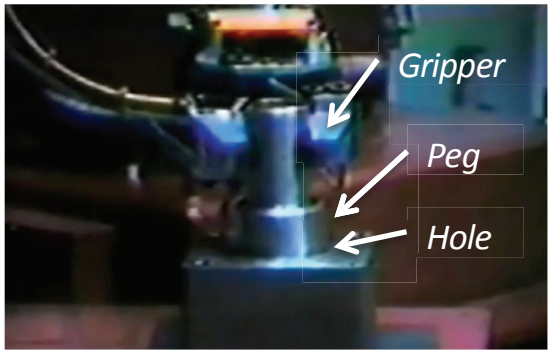


図 4.7　勘合作業の状況

図 4.6 の三つのグラフが示すように，バイラテラルによる力伝達を最大に設定した場合に勘合に要する時間は 4.3s であるのに対し，力伝達量を 1/4 にすると作業所要時間は 6.8s に延び，ピンに加わる最大応力も 180%まで増大した．さらに力伝達を完全に遮断した場合は，作業所用時間 14.5s，最大応力 230%となっている．

このように力のフィードバック量が大きくなるにしたがって，作業に要する時間は大幅に短くなり，同時にピンに加わる応力も小さくなっている．このことから，バイラテラル制御によるオペレータへの力のフィードバックが，組立作業にきわめて有効に作用することがわかる．また提案する制御システムにより，大形マニピュレータを用いてクリアランス 0.1mm 程度の組立作業が実現可能なことが確認された．

4.2.5　操作の習熟性

本研究で狙いとするシステムは，工場の生産現場において，ホイストクレーンなど既存の搬送システムの代替として適用することを想定している．したがって操作の習熟に長期間を要し，生産を滞らせるようなシステムは好ましくない．マニピュレータの導入直後から，未経験者でも使いこなせる操作の容易性が求められる．一般にマスタ・スレーブ操作方式は，直観性が高く初心者にも取り扱いやすい操作方式とされているが，本システムの操作習熟性の評価として，以下に述べる実験を行った．

評価の対象作業として 4.2.4 項と同様のピン嵌合を取り上げた．ただしクリアランスはやや緩めてピン外径はφ99.5mm としている．図 4.8 に示すようにピンと孔をテーブル上に 300mm の距離をおいて設置する．まずマニピュレータでテーブル上のピンを持ち上げて 300mm 移動させ，孔に嵌合する．嵌合完了後ピンを引き抜き，同じ経路を辿ってテーブル上の元の位置に戻すまでを 1 セットの作業とする．基本的な操作方法だけを教育した実作業経験のない初心者と本システムの操作に習熟したオペレータのそれぞれに，このピン勘合作業を連続して実行してもらい，そのサイクルタイムの変化を計測した．

その結果を図 4.9 に示す．作業の開始当初，初心者のサイクルタイムは熟練者のおよそ 4 倍程度の時間を要しているが，時間の経過とともに減少し，作業開始 8 分後には，ほぼ熟練者と同等のサイクルタイムが得られている．この結果から，本システムの操作系の直観性は高く，操作の習熟も容易であると判断される．

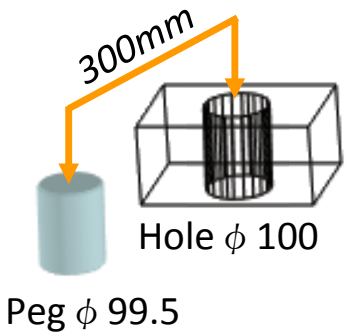


図 4.8　操作習熟性の対象作業

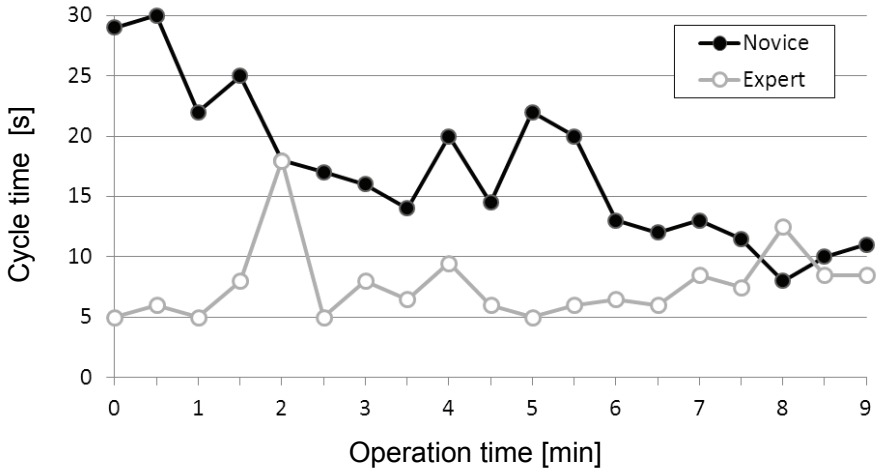


図 4.9　操作習熟性の実験結果

4.2.6　操作疲労度

実際の生産現場では数時間の連続作業は珍しくなく，マニピュレータの操作による疲労は重要な問題である．またマスタ・スレーブ操作方式では，しばしば操作者の疲労が指摘されている．著者は，マスタ・スレーブ操作方式による疲労は本質的な問題ではなく，マスタマニピュレータのデザインの不良や不適切な操作力の設定による影響が大きいと考えているが，試作マニピュレータの疲労度の評価のために次の実験を行った．対象作業は習熟性の評価と同じピン嵌合作業である．今度は熟練オペレータ 2 名を被験者として，可能な限り速いスピードで，休みなく連続して作業を実施してもらい，そのサイクルタイムの変化を記録した．

図 4.10 に結果を示す．オペレータ A，B の両名とも，30 分の連続作業でもサイクルタイムの増加は見られず，むしろ減少傾向にある．この結果から，本システムの操作方式は，オペレータに強い疲労を与えるものではないと考えられる．

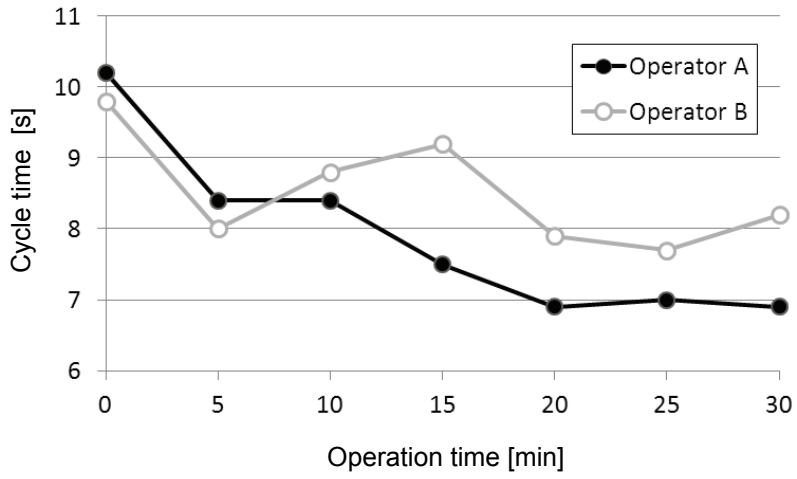


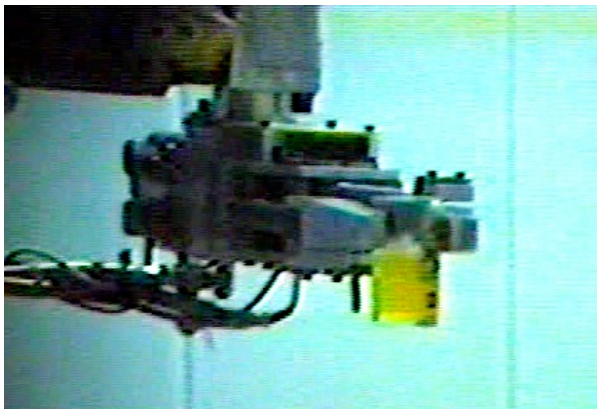
図 4.10　疲労度の実験結果

4.2.7　その他の作業

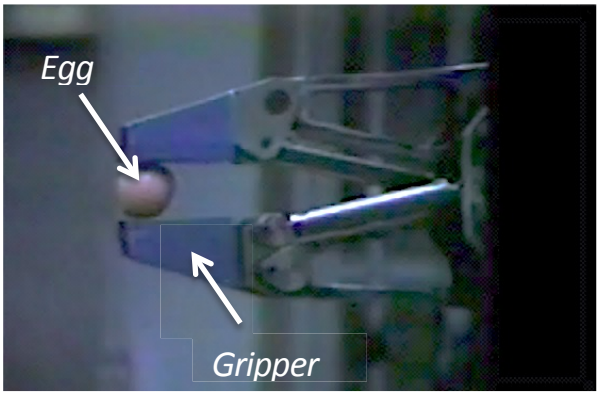
これまでに述べた評価試験により，試作マニピュレータの位置追従性や力伝達性などの基本性能は良好であることが確認できた．また組立作業も達成できる見通しが得られた．そこで試作マニピュレータを用いて，どの程度まで細やかで器用な作業が可能なのかを判断するために，いくつかのデモンストレーション作業を行った．その状況を図 4.11 に示す．

図 4.11(a)はガラスコップの搬送である．コップはごく一般的なものを用いている．コップを握りつぶしたり，中の飲み物をこぼしたりすることなく搬送し，やさしくテーブルの上に置くことができている．(b)は卵の把持の様子を示す．卵が割れやすい横方向から把持している．グリッパ把持力のフィードバックを利用して卵を割ることなく把持している．(a)(b)ともに数 N の把持力のコントロールができている．(c)はマッチ擦りである．グリッパでマッチ棒を把持し，固定したマッチ箱に先端を擦って点火する．マッチを擦る力は小さく(1N 程度)，その反力はマスタマニピュレータには伝達されないが，良好な微操作性を活かして，ほぼ 100%の確率でマッチ擦りを成功させることができている．

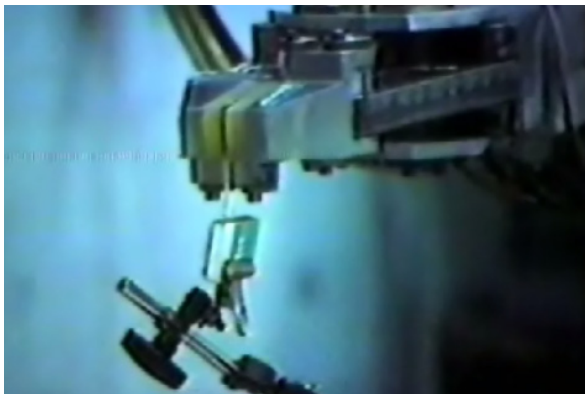
これらの作業自体は，目的とするマニピュレータに要求されるものではないが，オペレータの意志を十分かつ確実に動作に反映できる微操作性を備えていることが確認できたものと考えている．



(a) Glass handling



(b) Egg grasping



(c) Match striking

図 4.11　その他の作業実験状況

4.3　量産モデル

4.3.1　量産モデルの構成

本研究で開発したシステムは，可搬重量 2～22kN の重量物ハンドリングマニピュレータシリーズとして量産されている[31)-33)]．量産にあたっては，ユーザのヒアリング結果をフィードバックして，本稿で述べたプロトタイプマニピュレータから以下の点を変更している．

(1) マニピュレータおよび運転席を移動台車上に搭載.
(2) 手首支持軸にも平行 4 節リンクを設置.
(3) 手首 3 軸を位置制御から速度制御に変更.
(4) グリッパのバイラテラル制御廃止．把持力の段階切替に変更.
(5) マスタマニピュレータの駆動メカニズムをタイミングベルトからボールスクリューに変更.

図 4.12 に量産モデルの外観を示す. マニピュレータを台車上に搭載したことにより，現場での移動が可能となり，より広い作業エリアをカバーできるようになった．また現場への搬出入の際もクレーン等の設備を必要とせず，マニピュレータ導入の準備時間の大幅な短縮が可能である．マスタマニピュレータは，台車上に設置した密閉キャビン内に納め空調システムを導入している．これにより高温，多塵等の悪環境下でも快適な作業が可能である. また手首の支持軸も平行 4 節リンクで結合したことにより，マピュレータの姿勢によらず手首のピッチ姿勢は一定に保たれ作業性が大きく向上した．図 4.13 に 2kN～22kN の 3 系列機種の外観を示す.

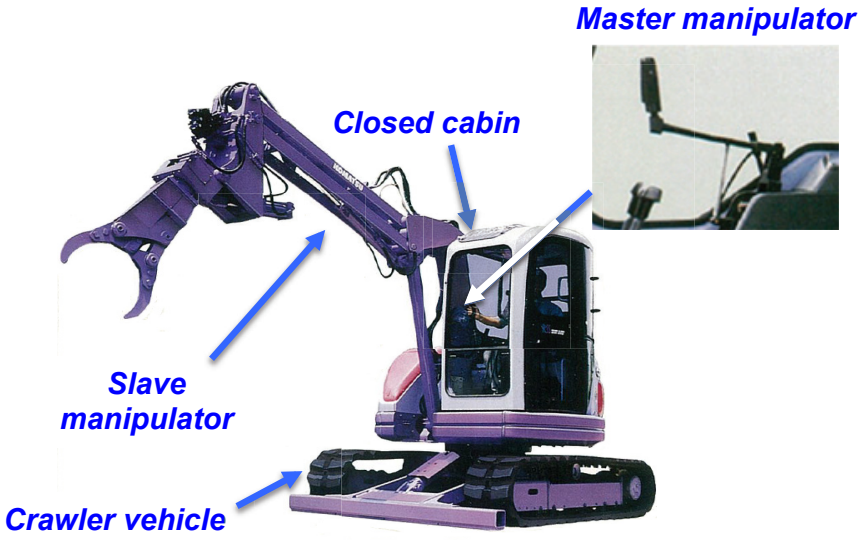


図 4.12　量産モデル（可搬重量 7kN）



図 4.13　量産モデルの系列化（過般重量 2kN～22kN）

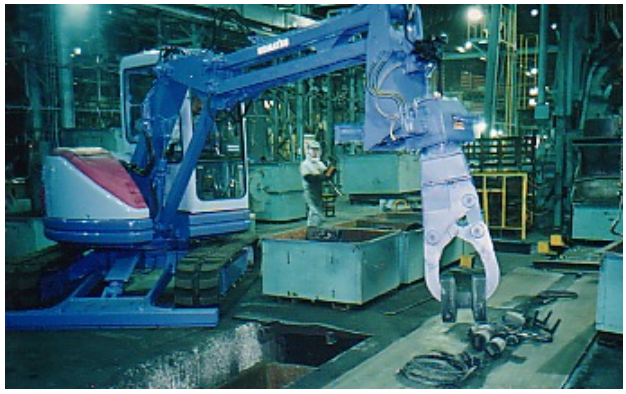
4.3.2　導入事例

図 4.14 は現場での稼働状況である.

図 4.14(a)は鋳造工場での製品の取り出し作業である. 鋳型からはずされた直後の製品の取り出し作業は，通常はホイストクレーンを使った人手作業で行われる．作業者が高温と粉塵にさらされるきわめて苦渋度の高い作業のひとつである. 図 4.14(a)のラインでは，ベルトコンベア上を流れてくる製品をマニピュレータで取り上げ，後方にあるハンガーコンベアに吊り掛ける作業を行っている．ハンガーコンベアのフックに製品をしっかりと掛けるには，製品の微妙な位置と姿勢の調整が必要な上，コンベアに過大な力を加えることは許されないので，他のハンドリング機械では実現が困難な作業である．この導入事例ではクレーンを使った人手作業の 5〜7 倍の時間当り仕事量が得られている.

図 4.14(b)はグラインダ作業である．グラインダ作業は，バイラテラルサーボによる力のコントロールが可能な本機ならではの適用事例である．主に鋳造製品の不要な堰の除去や大形機械部品のバリ取りなどに適用されている.

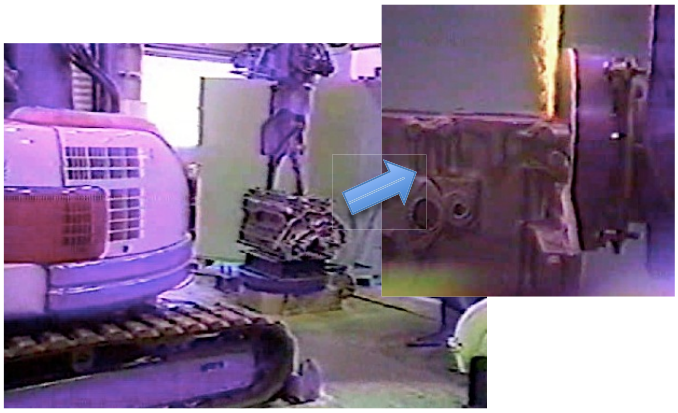
図 4.14(c)はハンドリングとグラインダ作業を 1 台で対応している事例である.
エンジンシリンダブロックを把持して作業台上に搬送し，次にグラインダに持ち替えてバリ取り作業を行う．搬送機と加工機の両方の仕事を 1 台のマニピュレータで対応でき，高い導入効果が得られている.



(a) Handling in foundry



(b) Grinding in large machine factory



(c) Engine cylinder block handling and deburring

図 4.14　導入事例

またこのマニピュレータの他用途への適用事例として, 図 4.15 の特殊消防車や鉄道の枕木交換機などがある. 図 4.15 は, 横浜市消防局が石油コンビナート火災対応として開発した無人放水車である. この放水車の障害物除去装置には量産モデルの可搬重量 2kN のマニピュレータが使われている.



図 4.15　石油コンビナート火災対応無人放水車 (横浜市消防局)

現在までにおよそ 100 台が市場に導入され，鋳鍛造，車両・鉄道，鉄鋼など多くの工場で稼働している．導入ユーザの業種比率を図 4.16 に示す．

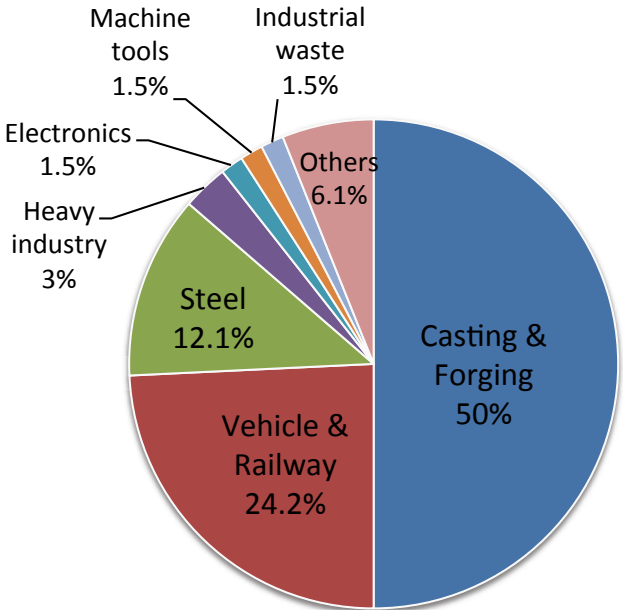


図 4.16　導入ユーザ比率

4.4　結言

本章では，第 3 章で試作したプロトタイプモデルを用いて行った作業性評価実験の結果を報告した.

位置追従性，力伝達性，組立作業性について評価を行った結果，いずれにおいても良好な結果が得られた．またバイラテラルによる力伝達が作業性に及ぼす効果についても明らかにした．また実用化の際に重要となる操作の習熟性，操作疲労度の評価を行った結果，提案するシステムの操作の習熟性は高く，疲労も小さいことが明らかとなった.

本研究の狙いである重量物をハンドリングするための大出力と，組立・バリ取りなど器用さを要求される制御性の両立は, あるレベルまで達成できたものと考えられる.

またこれまでの研究結果を織り込んで，可搬重量 2kN～22kN の量産モデルを開発した．量産モデルの実現場への導入により，その導入効果を確認し，また導入ユーザの業種比率を明らかにした.

第5章　油圧ショベルへの
マスタ・スレーブ操作方式の適用

5.1　緒言

前章までの大形バイラテラルマニピュレータの研究を通して，新しく提案した制御方式と操作方式は，良好な操作性と習熟性を有することを明らかとした．本章では，その発展的応用として，提案手法の油圧ショベルへの適用について述べる．ここではまずその第一歩として，バイラテラルサーボは織り込まず，マスタ・スレーブ操作方式のみを適用して，新しい操作方式による油圧ショベルの操作性の改善を試みる．

油圧ショベルは，世界中にもっとも普及している建設機械のひとつである．日本における油圧ショベルの出荷台数は，他の建設機械より一桁大きく，国によって多少の差異はあるものの，これは世界的な傾向である．多関節の作業機を持つ油圧ショベルは，動作範囲が広く自由度の高い作業が可能なことから，土木作業はもちろんのこと，建築物解体などのハンドリング作業まで，幅広い分野で用いられている．

油圧ショベルの作業機は，「ブーム」，「アーム」，「バケット」，「旋回」の四つの関節で構成されており，これらを運転席の左右に配置されたふたつのジョイスティックレバーで操作する(図 5.1)．

油圧ショベルの操作方式は，近年ようやく JIS/ISO 規格として操作パターンの統一が図られたが，それまではメーカ各社固有の操作パターンが採用されていた[34]．現在でも旧操作方式に固執するオペレータは多く，馴染んだ操作パターンから新しいパターンへの移行は容易でないことが伺える．またジョイスティックレバーの操作量はそれぞれの関節の角速度を指令するが．この方式で作業機先端の軌跡と速度を精度よく滑らかに操作することは難しく，法面の整形掘削などではきわめて高い熟練度が要求される．

これらのことから，初心者にも扱いやすく複雑な操作にも容易に対応可能な新しい油圧ショベル操作方式の研究が以前から行われている．例えば作業機先端の速度ベクトルを指令する方法[35]や，作業機を相似縮小したレバーで作業機先端の位置を指令するマスタ・スレーブ操作方式[36]などが知られている．

マスタ・スレーブ操作方式は研究の歴史も長く相応に完成された技術ではあるが，油圧ショベルへの適用には複数の解決すべき課題が考えられる．本章で新しいアイデアを加えたマスタ・スレーブ操作方式を提案し，実際に油圧ショベルに搭載してその有効性を確認の評価を行う．

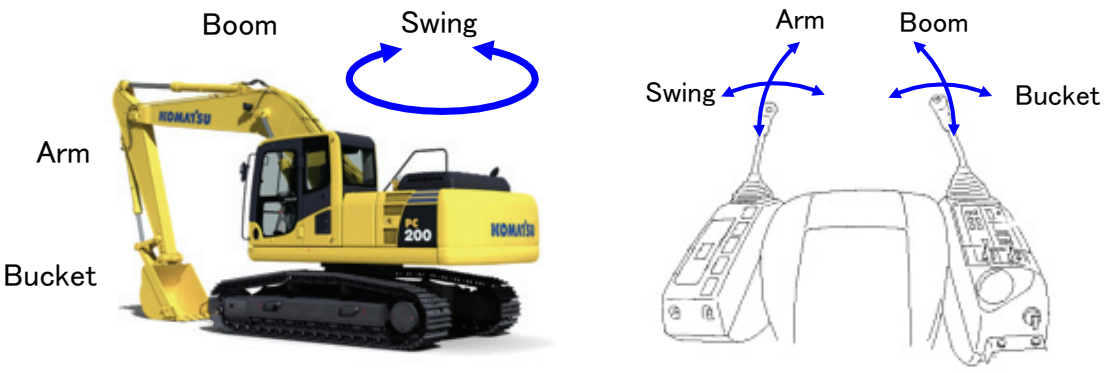


図 5.1　油圧ショベルの操作方式 (ISO パターン)

5.2 油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用課題

油圧ショベルをマスタ・スレーブ化する際に，まず第 1 の課題としてその動作範囲が問題となる．油圧ショベルは基本的に土砂の掘削・積込機のため，その動作範囲は一般のハンドリングマニピュレータと比較して, 著しく上下に広いものとなっている．このため作業機の縮尺モデルをマスタマニピュレータとして使用した場合，オペレータは大きく腕を上下しなければならず，操作性が低く疲労もしやすい．マスタとスレーブを相似形とせず，それぞれを任意の形状としてマスタ・スレーブ操作を実現する方法に異構造マスタ・スレーブがある[10][11]．一般に異構造のマスタ・スレーブは，図 5.2 に示すような概念で構成されている．すなわちマスタの操作領域，スレーブ作業領域から対応する直交座標領域を選択し，その領域内においてそれぞれの幾何学演算を行い, 両者の動作を一致させる方法である. この方法は幾何学的には厳密であるが, スレーブの動作領域の全域を使うことができないという問題点がある．マスタとスレーブの対応領域の位置と大きさを逐次切り換えていけば，スレーブの全動作領域を使うことは可能であるが，この方法は油圧ショベルには適さない．油圧ショベルでは，ほぼ全動作領域を連続的に使う作業が多く，しかもそのサイクルタイムが重要視されるので，マスタとスレーブの対応領域を頻繁に切り換えるような煩雑な操作方式は好まれない．このためマスタとスレーブの対応領域の切り換えを行わず，全動作領域で両者の動作が一致する，新しい異構造マスタ・スレーブ操作方式が求められる．

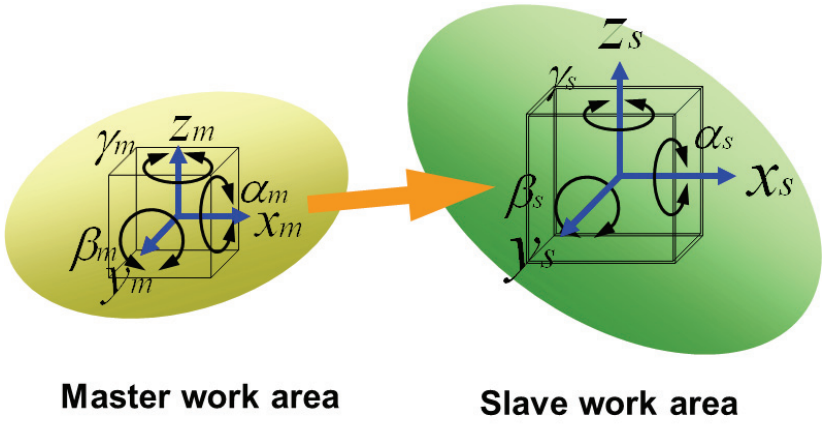


図 5.2　異構造マスタ・スレーブの概念

第2の課題として，マスタマニピュレータに対するオペレータの違和感が挙げられる．これまでのマスタ・スレーブ操作方式の油圧ショベルでは，マスタマニピュレータには作業機の縮尺モデルを用いる場合が多かった．しかし油圧ショベルのオペレータは，前後・左右にレバーを倒すジョイスティックの操作に馴染んでおり，作業機と同構造の多関節型の操作レバーには強い違和感を覚える．ジョイスティックレバーから持ち替えても，オペレータにとって親和性の高いマスタマニピュレータを実現することが求められる．

第3の課題としてマスタマニピュレータの設置スペースの問題がある．油圧ショベルのキャビンは，上部旋回体の左前方に配置されている．キャビンの右側には作業機のブームがあり，右側にキャビンを広げることはできない．またキャビン左側は車体の側面と一致しており，輸送時の道路幅制限のため，左側もこれ以上広げることはできない．このため油圧ショベルのキャビンは左右に幅の狭い空間となっており，現行のジョイスティックレバーを収めるコンソールも必然的にスリムなデザインが取られている．油圧ショベルに用いるマスタマニピュレータは，この空間に収められるように薄く小さい設計が求められる．機構的にこれらを実現した上で，操作性を損なわないことが当然必要とされる．

5.3　新しい異構造マスタ・スレーブ方式の提案

一般にマスタ・スレーブ操作方式では，マスタとスレーブの運動方向に厳密な一致を求める．しかし実際のマスタ・スレーブの操作では，それほどの厳密さを必要としない場合も多い．例えばスレーブマニピュレータを水平方向に動かす動作を考える．オペレータはマスタマニピュレータでこの指令を与えるが，人の腕で完全な水平指令を与えることは不可能であり，実際の指令は傾いたり波を打ったりするものと考えられる．スレーブマニピュレータもこの指令に追従して動作する．もし水平方向とのズレが作業上問題になるレベルであれば，オペレータはこれを目視して修正動作を与える．この際に重要なのは，マスタとスレーブの運動方向の厳密な一致ではなく，スレーブの追従特性である．

このように通常のマスタ・スレーブマニピュレータでは，スレーブマニピュレータはおおよそオペレータの意図する方向へ追従動作すればよく，厳密な運動方向の一致は求められないと考えられる．この考えに基づいて，形の異なるマスタとスレーブのほぼ全動作領域で，両者のおおよその運動方向を一致させる方法を考案した．方法は三つの手順で構成されている．ここでは簡単のためにマスタ，スレーブともに 2 自由度の多関節腕を考え，それぞれの動作領域は図 5.3，図 5.4 に示す形状をしているものとする．以下にその手順を紹介する．

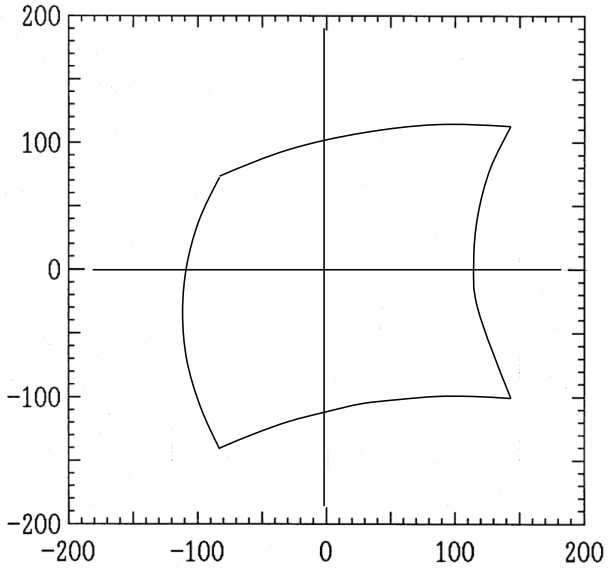


図 5.3　マスタ動作領域

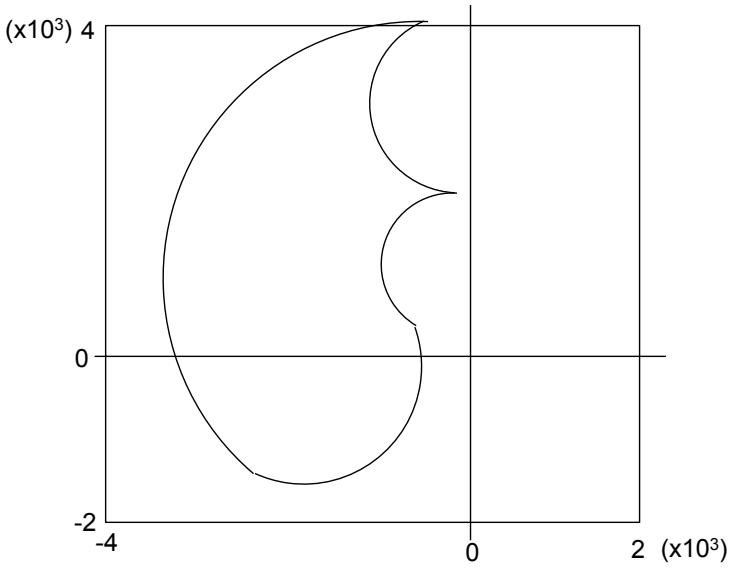


図 5.4　スレーブの動作領域

【手順 1】

図 5.5 のように，スレーブ，マスタの動作領域内に，両者の運動方向をほぼ一致させる範囲を定める．それぞれの範囲の形は同型で，動作領域内に占める面積もほぼ同程度になるようにする．次に水平・垂直のメッシュで両領域を分割し，メッシュの各交点に格子点を配置する．

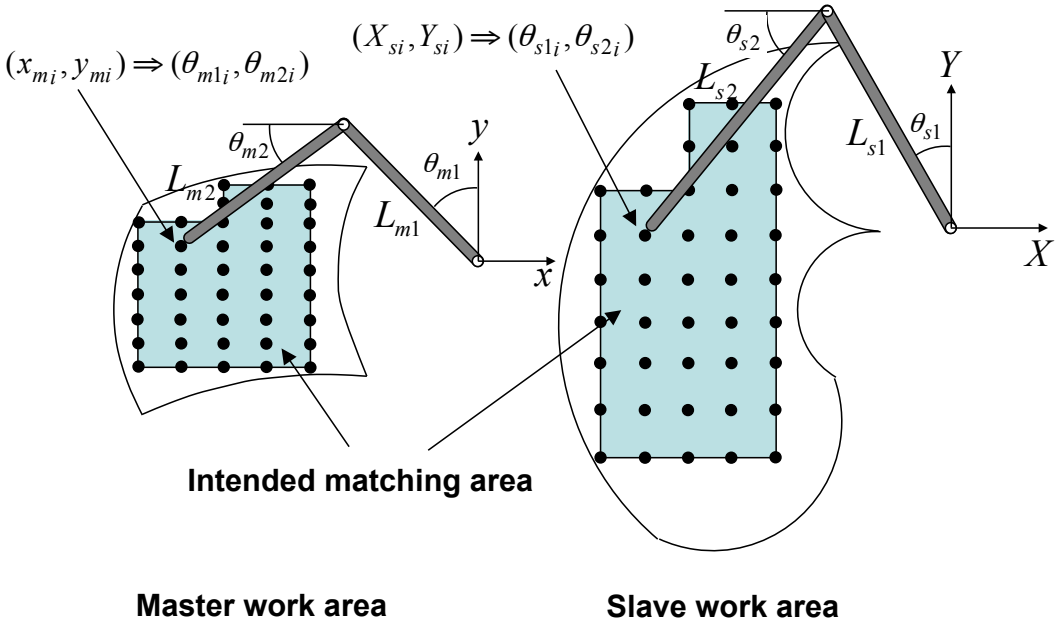


図 5.5　主要動作領域の対応

図 5.5 で，例えばマスタマニピュレータ左から 2 番目，上から 2 番目の格子点を指示すると，スレーブマニピュレータもそれに対応した位置の格子点に移動するものとする. すべての対応格子点でこの関係が成り立つものとすると，マスタ座標 とスレーブ座標 の対応関係が格子点の数だけ得られる.

図 5.5 で x_{mi}， y_{mi}， X_{si}， Y_{si} は，式(5.1)で与えられる．

$$
\begin{aligned}
x_{mi} &= -L_{m1}\sin\theta_{m1i} - L_{m2}\cos\theta_{m2i} \\
y_{mi} &= L_{m1}\cos\theta_{m1i} - L_{m2}\sin\theta_{m2i} \\
X_{si} &= -L_{s1}\sin\theta_{s1i} - L_{s2}\cos\theta_{s2i} \\
Y_{si} &= L_{s1}\cos\theta_{s1i} - L_{s2}\sin\theta_{s2i}
\end{aligned} \tag{5.1}
$$

ここで L_{m1}， L_{m2}， L_{s1}， L_{s2} は，マスタ，スレーブそれぞれの前腕および上腕の長さである．

$$
\phi_{mi} = \tan^{-1}(y_{mi} / x_{mi}), \quad \phi_{si} = \tan^{-1}(Y_{si} / X_{si}) \tag{5.2}
$$

とおくと，以下の関係式が得られる．

$$
\begin{aligned}
\sin(\theta_{m1i} - \phi_{mi}) &= -(L_{m1}^2 - L_{m2}^2 + x_{mi}^2 + y_{mi}^2) / 2L_{m1}\sqrt{(x_{m1i}^2 + y_{m1i}^2)} \\
\cos(\theta_{m2i} - \phi_{mi}) &= -(L_{m2}^2 - L_{m1}^2 + x_{mi}^2 + y_{mi}^2) / 2L_{m2}\sqrt{(x_{m1i}^2 + y_{m1i}^2)} \\
\sin(\theta_{s1i} - \phi_{si}) &= -(L_{s1}^2 - L_{s2}^2 + X_{si}^2 + Y_{si}^2) / 2L_{s1}\sqrt{(X_{s1i}^2 + Y_{s1i}^2)} \\
\cos(\theta_{s2i} - \phi_{si}) &= -(L_{s2}^2 - L_{s1}^2 + X_{si}^2 + Y_{si}^2) / 2L_{s2}\sqrt{(X_{s1i}^2 + Y_{s1i}^2)}
\end{aligned} \tag{5.3}
$$

対応する格子点のマスタ座標 とスレーブ座標 について式(5.3)を求め，その逆三角関数を計算することで，マスタとスレーブの関節角度 $(\theta_{m1},\theta_{m2})$， $(\theta_{s1},\theta_{s2})$ の対応関係に変換する．

【手順 2】

次に動作領域外周を合わせる．図 5.6 に示すようにマスタの動作領域の外周上に複数の点を設定し，この点に対応するスレーブの位置を決める．動作領域外周では，マスタとスレーブの運動方向を合わせることは困難な場合が多いが，できるだけ違和感の少ない対応を考える．また作業上の支障がなければ，図 5.6 の「C」の領域のように，スレーブの対応点は必ずしもストロークエンドに一致させなくても良い．これらの点についても手順 1 と同様にして，マスタとスレーブの関節角 $(\theta_{m1},\theta_{m2})$，$(\theta_{s1},\theta_{s2})$ の対応関係を求める．

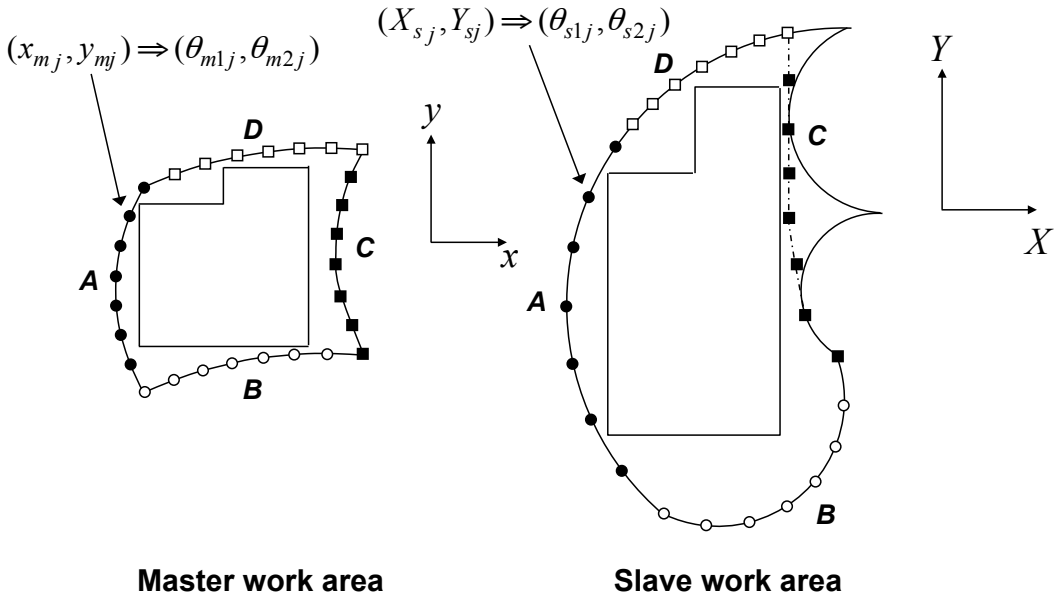


図 5.6　周辺領域の対応

ここまでの手順 1，2 により，格子点と外周の対応点の合計数の $(\theta_{m1},\theta_{m2})$，$(\theta_{s1},\theta_{s2})$ の対応関係が得られる．

【手順 3】

手順 1, 2 で得られた$(\theta_{m1},\theta_{m2})$，$(\theta_{s1},\theta_{s2})$の対応関係を，近似的に満足する多項式，を求める．多項式の次数は何次でもよいが，次数が低いと近似精度が低くなり，次数が高過ぎると係数が多くなり煩雑である．そこで 4 次の多項式を用いると，これらの近似式は式(5.4)のように表される．

$$\begin{aligned}\theta_{s1} &= a_0 + a_1\theta_{m1} + a_2\theta_{m2} + a_3\theta_{m1}^2 + a_4\theta_{m1}\theta_{m2} + a_5\theta_{m2}^2 \\ &+ a_6\theta_{m1}^3 + a_7\theta_{m1}^2\theta_{m2} + a_8\theta_{m1}\theta_{m2}^2 + a_9\theta_{m2}^3 \\ &+ a_{10}\theta_{m1}^4 + a_{11}\theta_{m1}^3\theta_{m2} + a_{12}\theta_{m1}^2\theta_{m2}^2 + a_{13}\theta_{m1}\theta_{m2}^3 + a_{14}\theta_{m2}^4\end{aligned}$$

(5.4)

$$\begin{aligned}\theta_{s2} &= b_0 + b_1\theta_{m1} + b_2\theta_{m2} + b_3\theta_{m1}^2 + b_4\theta_{m1}\theta_{m2} + b_5\theta_{m2}^2 \\ &+ b_6\theta_{m1}^3 + b_7\theta_{m1}^2\theta_{m2} + b_8\theta_{m1}\theta_{m2}^2 + b_9\theta_{m2}^3 \\ &+ b_{10}\theta_{m1}^4 + b_{11}\theta_{m1}^3\theta_{m2} + b_{12}\theta_{m1}^2\theta_{m2}^2 + b_{13}\theta_{m1}\theta_{m2}^3 + b_{14}\theta_{m2}^4\end{aligned}$$

式(5.4)の係数a_0～a_{14}，b_0～b_{14} は，手順 1，2 で求めた$(\theta_{m1},\theta_{m2})$，$(\theta_{s1},\theta_{s2})$の組合せを重回帰分析して求めることができる．

このようにして得られた式(5.4)は，形の違うマスタとスレーブの動作範囲のほぼ全領域で，両者のおおよその運動方向を一致させる$(\theta_{m1},\theta_{m2})\Rightarrow(\theta_{s1},\theta_{s2})$の座標変換式となっている．なお式(5.4)の係数は事前に計算して求めておけばよく，コントローラにリアルタイムに求められる計算は乗算と加減算のみなので，計算の負荷は軽い．

図 5.3 のマスタとスレーブの動作領域について，式(5.4)を使って行って座標変換を行った．図 5.7 に一例としてθ_{s1}とθ_{m1}，θ_{m2}の関係を求めた重回帰分析の結果を示す．解析の対象とした格子点の数は 59 点である．

図 5.8 に座標変換の結果を示す．図 5.8 の網目の領域は，図 5.3 のマスタ領域を縦・横に 15 分割した水平・垂直のメッシュを，式(5.4)によりマスタ領域上に変換した形状を表している．マスタ動作領域の広い範囲で，ほぼ水平，垂直が保たれていることがわかる．作業領域の右上方は，あえてストロークエンドに一致させず，鉛直方向動作の一致を優先させた対応を取っている．

なおマスタからスレーブへの拡大率は，縦方向約 17.8 倍，横方向約 8.9 倍となっている．このことからマスタ動作領域のひとつの正方形の升目が，スレーブ動作領域上で縦 17.8 倍，横 8.9 倍の長方形に拡大変換された場合の歪み率を 0%として，スレーブ動作領域の各部位での升目の長辺，短辺の長さの変化率をスレーブ動作領域の歪み率と定義すると，歪みは動作領域の中央付近で約 9%である．一方歪みが最大なのは前方上方の周辺領域で約 43%となっている．この歪みが操作性に及ぼす影響については実機実験で判断する．

$$\theta_{s1} = a_0 + a_1\theta_{m1} + a_2\theta_{m2} + a_3{\theta_{m1}}^2 + a_4\theta_{m1}\theta_{m2} + a_5{\theta_{m2}}^2 + a_6{\theta_{m1}}^3 + a_7{\theta_{m1}}^2\theta_{m2} + a_8\theta_{m1}{\theta_{m2}}^2 + a_9{\theta_{m2}}^3 + a_{10}{\theta_{m1}}^4 + a_{11}{\theta_{m1}}^3\theta_{m2} + a_{12}{\theta_{m1}}^2{\theta_{m2}}^2 + a_{13}\theta_{m1}{\theta_{m2}}^3 + a_{14}{\theta_{m2}}^4$$

No.	θ s1	θ m1	θ m2	θ m1^2	θ m2^2	θ m1*θ m2	θ m1^3	θ m1^2*θ m2	θ m1*θ m2^2	θ m2^3	θ m1^4	θ m1^3*θ m2	θ m1^2*θ m2^2	θ m1*θ m2^3	θ m2^4
1	22.36	13.30	-28.05	177.00	786.76	-373.18	2354.92	-4964.86	10467.34	-22068.18	31330.61	-66053.95	139260.75	-293601.76	618997.06
2	4.23	7.50	-25.61	56.30	655.80	-192.15	422.46	-1441.82	4920.80	-16794.23	3169.92	-10818.66	36923.07	-126015.01	430077.54
3	-10.11	2.10	-24.57	4.40	603.69	-51.53	9.23	-108.06	1266.13	-14832.65	19.35	-226.68	2655.50	-31108.99	364439.11
4	17.87	12.24	-23.03	149.77	530.50	-281.88	1832.98	-3449.70	6492.39	-12218.77	22432.51	-42218.32	79455.51	-149536.44	281429.81
5	1.32	6.61	-20.97	43.75	439.63	-138.69	289.42	-917.40	2907.99	-9217.76	1914.42	-6068.33	19235.43	-60972.60	193271.34
6	-12.79	1.29	-20.15	1.66	406.11	-25.98	2.14	-33.49	523.50	-8184.11	2.76	-43.17	674.83	-10549.81	164928.40
7	49.02	22.21	-18.09	493.28	327.24	-401.77	10955.74	-8923.38	7268.03	-5919.76	243326.21	-198187.58	161422.48	-131477.54	107087.59
8	24.76	16.13	-13.77	260.07	189.63	-222.08	4194.07	-3581.35	3058.15	-2611.38	67636.39	-57755.34	49317.82	-42112.94	35960.63
9	8.50	10.52	-11.02	110.59	121.41	-115.87	1162.96	-1218.55	1276.78	-1337.81	12229.85	-12814.37	13426.82	-14068.54	14740.93
10	-6.34	5.16	-9.48	26.61	89.78	-48.88	137.28	-252.15	463.14	-850.68	708.20	-1300.79	2389.22	-4388.38	8060.35
11	-21.01	-0.06	-8.99	0.00	80.75	0.53	0.00	-0.03	-4.80	-725.67	0.00	0.00	0.29	43.12	6521.01
12	41.84	21.36	-11.85	456.93	140.45	-253.33	9767.17	-5415.12	3002.25	-1664.51	208781.40	-115752.70	64175.67	-35580.31	19726.46
13	23.22	15.58	-7.97	242.75	63.58	-124.24	3782.13	-1935.68	990.67	-507.02	58927.21	-30158.70	15435.10	-7899.62	4042.99
14	7.90	10.13	-5.43	102.53	29.53	-55.02	1038.19	-557.12	298.96	-160.43	10512.47	-5641.25	3027.24	-1624.49	871.74
15	-6.89	4.85	-4.00	23.51	15.99	-19.39	114.00	-94.02	77.55	-63.96	552.73	-455.89	376.02	-310.14	255.80
16	-22.23	-0.34	-3.57	0.12	12.77	1.23	-0.04	-0.42	-4.39	-45.65	0.01	0.15	1.51	15.70	163.16
17	40.69	20.91	-6.05	437.26	36.59	-126.49	9143.36	-2645.09	765.20	-221.37	191193.97	-55310.76	16000.93	-4628.93	1339.11
18	24.06	15.33	-2.43	235.00	5.91	-37.25	3602.52	-571.10	90.54	-14.35	55225.77	-8754.84	1387.89	-220.02	34.88
19	9.40	10.00	0.00	100.00	0.00	0.00	1000.00	0.00	0.00	0.00	10000.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	-5.29	4.79	1.39	22.94	1.94	6.68	109.88	31.99	9.31	2.71	526.26	153.21	44.60	12.99	3.78
21	-21.21	-0.38	1.81	0.15	3.27	-0.69	-0.06	0.27	-1.25	5.91	0.02	-0.10	0.48	-2.27	10.69
22	42.23	20.75	-0.54	430.47	0.29	-11.16	8931.42	-231.49	6.00	-0.16	185307.93	-4802.91	124.48	-3.23	0.08
23	26.88	15.34	2.95	235.37	8.67	45.18	3611.01	693.19	133.07	25.54	55399.43	10634.76	2041.50	391.90	75.23
24	12.93	10.12	5.34	102.45	28.55	54.08	1036.82	547.42	289.00	152.57	10495.28	5540.74	2925.10	1544.24	815.24
25	-1.36	4.97	6.76	24.74	45.66	33.61	122.97			308.54	611.85	831.29	1129.44	1534.51	2084.82
26		-0.18	7.21	0.03	51.97						0.00	-0.04	1.68	-67.81	

a0	-1.8155E+01
a1	2.3102E+00
a2	2.6463E-01
a3	5.6032E-02
a4	1.9053E-02
a5	4.3222E-02
a6	-3.0355E-03
a7	-2.8066E-03
a8	1.5886E-03
a9	2.0024E-05
a10	8.5746E-05
a11	3.4296E-05
a12	-8.4919E-05
a13	-7.0397E-06
a14	-6.7072E-06

図 5.7　重回帰分析の例

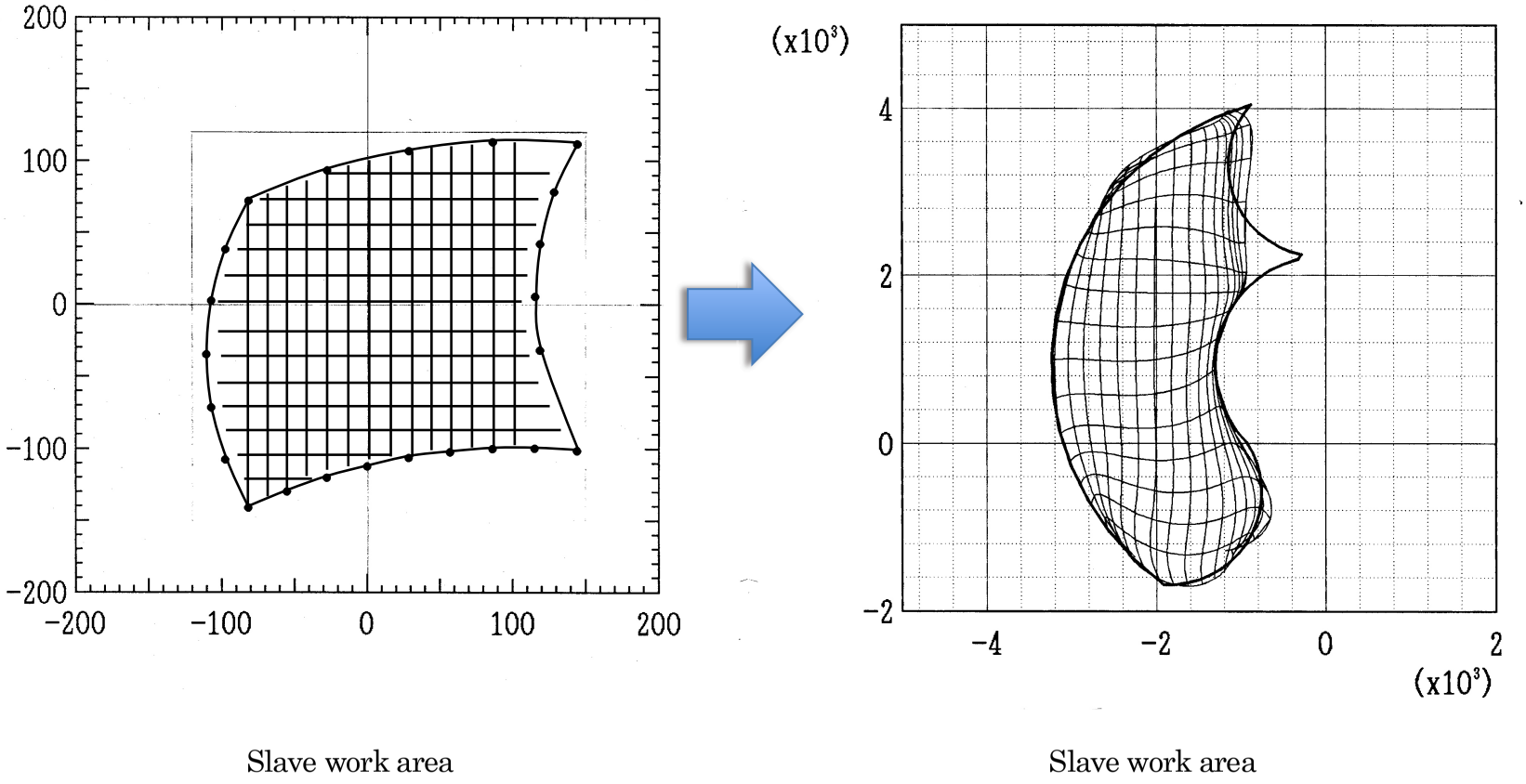

200
100
0
-100
-200
-200
-100
0
100
200
Slave work area
(x10³)
4
2
0
-2
-4
-2
0
2
(x10³)
Slave work area

図 5.8　座標変換結果

5.4　新しいマスタマニピュレータの提案

従来のジョイスティックレバーとの操作感の隔たりが少なく，なおかつコンパクトであることを狙いとして，図 5.9 に示す機構のマスタマニピュレータを考案した．

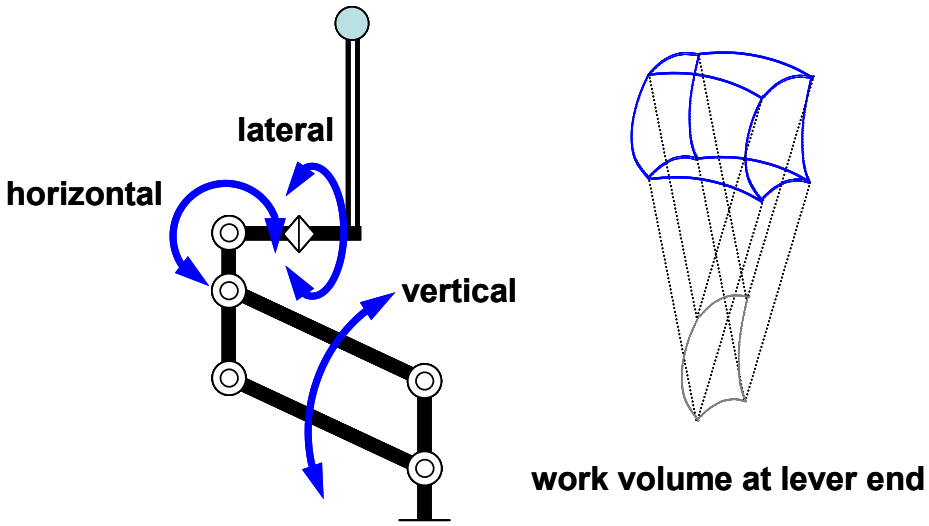


図 5.9　提案するマスタマニピュレータの機構（3D Joystick）

図 5.9 の機構は，平行 4 節リンクで構成された上下軸の上に，ジョイスティックレバーと同様の前後・左右の軸を搭載した構造となっており，3 次元のジョイスティックレバーを構成している．

このマスタマニピュレータの前後，上下の操作は，油圧ショベルのブーム，アームが作る鉛直面内の作業機先端位置を指令する．一方油圧ショベルの旋回動作を指令する左右の操作は，旋回の角速度を指令する．これは油圧ショベルのように，オペレータが作業機の旋回と一緒に回転する機械の場合には，通常の速度指令方式がもっとも操作性が高いと考えられるためである．

図 5.9 の機構は，すべての可動部が回転関節で構成されており，滑らかな操作感と高い信頼性を実現することができる. また先端に左右の振り関節を配したことにより，レバーの左右方向のストロークは，マスタマニピュレータの姿勢に依存しない．これによりとくに微操作性が重要視される旋回指令の操作性の向上を図っている．また場所による左右方向のストローク変化が無いことから，幅の狭い空間にも収めることができる.

この機構を用いて試作したマスタマニピュレータを図 5.10 に示す.



図 5.10　試作マスタマニピュレータ

マスタマニピュレータの動作領域は，第 3.2.2 項で述べた人間工学的視点からの検討結果に従って決定した.

すべての構造部材には亜鉛メッキを施したスチール材(SS400)を採用しており，建設機械の操作レバーに求められる堅牢性を備えている．各リンクの自重は，コイルスプリングとガススプリングを併用してキャンセルしている．また急な加速指令が入ら

ないように適当なダンピングを付与している．一方旋回動作を指令する左右の操作には，ジョイスティックレバーと同様のスプリングを用いた中立点復帰方式を採用している．

各関節角の検出には車載用のポテンショメータを採用している．またグリップには一般のジョイスティックレバーに用いられるものを流用しており，この点でも建設機械のオペレータへの親和性の配慮がなされている．なおグリップの頂点にはホーンボタンが内蔵されており，これも従来のジョイスティクレバーを踏襲したものとなっている．

油圧ショベルへの適用では，このレバーを座席右側のコンソール内に設置し右手で操作する．これによりブーム，アーム，旋回の動作は，この 1 本のレバーで操作できる．バケットあるいは作業機先端に取り付ける各種のアタッチメントは，左手のジョイスティックレバーで操作する．試作したマスタレバーの最大幅はおよそ 90mm で，幅の狭いコンソールにも容易に収めることができる．また平行 4 節リンク部は完全にコンソール内に隠され，コンソールからはレバー先端の一部のみしか突出しないので，居住空間的にも，また視覚的にも従来のジョイスティックレバーとの違和感の小さい環境を提供することができている．

5.5　実機への適用

これらの技術を搭載した油圧ショベルを試作した．その外観を図 5.11 に，動作範囲を図 5.12 に示した，また主要な仕様を表 5.1 に示す．油圧ショベルは車体重量の 26.4kN のミニショベルである．通常このクラスの油圧ショベルの作業機は，油圧パイロット弁を用いた機械式操作である．マスタ・スレーブ操作方式の適用にあたっては，これを電子制御に改造する必要がある．このため，各操作バルブを高応答の電磁比例弁に換装し，さらにブーム，アーム，バケットの各関節にはポテンショメータを取り付けた．コントローラは建設機械用の高信頼性のものを搭載している．

ブーム，アーム，バケットは位置制御ループを構成し，バケットには絶対座標に対する姿勢一定保持の機能を加えた．旋回はオープンループで，バルブの開度を指令することにより疑似的な速度制御としている．油圧制御系は，基本的には第 2 章～第 3 章で述べた単軸モデルやプロトタイプモデルと同様のシステムを採用しており，2.3.2 項で検討したスレーブ速度による可変コンプライアンス制御も織り込んでいる．ただしバイラテラルサーボ系は構成しておらず，マスタマニピュレータへの力の伝達はない．

なお 5.3 節で検討した図 5.3，図 5.4 のマスタとスレーブの動作領域は，5.4 節で述べた試作マスタマニピュレータと，図 5.12 の油圧ショベルの動作範囲そのものである．



図 5.11　マスタ・スレーブ油圧ショベル外観

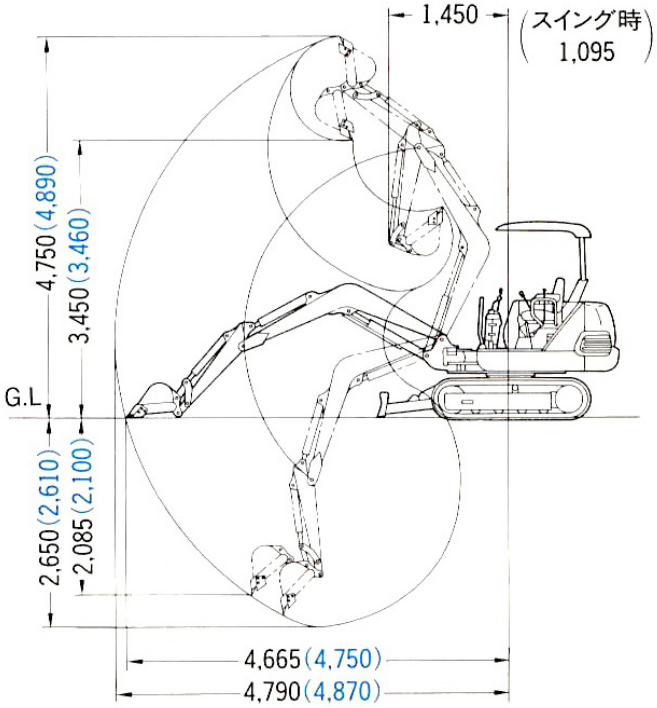


図 5.12　マスタ・スレーブ油圧ショベル動作範囲

(青字はブレーカ装着時)

表 5.1　マスタ・スレーブ油圧ショベルの主仕様

Net horse power	: 19.5	[kW/2,600rpm]
Operating weight	: 26.4	[kN]
Bucket capacity	: 0.07	[m^3]
Operating method	: Right hand	Master-slave (boom, arm, swing)
	: Left hand	Joystick lever (bucket, attachment)

5.6　評価実験

試作したマスタ・スレーブ油圧ショベルを用い，実作業による作業性評価実験を行った．作業内容は，「ハンドリング」，「ランマ作業(振動転圧)」，「カッタ作業」，「整形掘削(軽掘削)」，「溝掘削(重掘削)」である．作業状況の例を図 5.13 に示した．また同じ作業を従来のジョイスティックレバーでも行い作業性を比較した．被験者はベテランオペレータ 2 名，油圧ショベルの操作経験はあるが非熟練のオペレータ 4 名である．評価結果を表 5.2 に示す．

ハンドリングの評価として枕木を用いた積み木作業を行った．マスタ・スレーブ方式によるサイクルタイムは，従来のジョイスティックレバーによるベテランオペレータの作業時間の約 1/7 で，きわめて良好な作業性を示した．またマスタ・スレーブ方式によるハンドリング作業のサイクルタイムはベテランオペレータ，非熟練オペレータ間の差はほとんどなく，操作の直観性の高さと多軸同時操作の容易さを示しているものと考えられる．

ランマを用いた転圧作業は，作業機先端を地面に押し付けながら水平に動かさなければならないため，非熟練のオペレータにとってはきわめて難易度の高い作業のひとつである．マスタ・スレーブ方式では非熟練オペレータでも 3m×2m の範囲を±2cm 程度の精度で仕上げることができている．これは操作の容易性を示すとともに，提案手法での座標変換により，オペレータの意図する方向への作業機の動作指令が可能であることを示しているものと考えられる．

整形掘削作業も作業先端を計画図面の軌跡に従って動作させなければならないため，非熟練オペレータにとっては難易度の高い作業のひとつである．整形掘削の一例として水平面のすき取り仕上げを取り上げたが，マスタ・スレーブ操作方式では非熟練オペレータでも要求精度(±2.5cm)以内での施工が実現できている．

回転式カッタを用いた切断作業は，路盤の切断や建築物の解体などに多くのニーズがある．ただしカッタの歯厚は約 2mm と薄く，切り込み速度が過大だったり，切断方向以外に力を加えてしまったりすると容易に折損してしまうため，通常は切断方向が固定される専用の切断機が投入されている．油圧ショベルを用いた切断作業が実現

できれば，施工コストを下げることができるだけでなく，自在な方向からの切断や高所の切断も可能となるため期待は大きい．ただし従来操作方式では，ベテランオペレータでも過負荷でカッタが停止してしまったり，歯が折損してしまったりするために切断作業の実現は困難である．一方マスタ・スレーブ操作方式では，非熟練オペレータでも上下方向，前後方向ともに安定した切断作業が実現できており，オペレータが意図する作業機の移動方向と速度が良好に再現されていることが分かる．

以上の結果から，マスタマニピュレータの任意方向の操作に対して，作業機の運動方向の違和感は無く，良好な操作感が実現できているものと考えられる．またレバーと作業機のストロークエンドもよく一致し，無駄なく作業領域を使うことができている．これにより，ある程度までの動作範囲の形状の違いであれば，式(5.4)による座標変換方式は有効であると考えられる．

なお試作機のマスタとスレーブ間の座標変換には，5.3 節で述べたように中央付近で約 9%，周辺領域では最大約 43%の歪みがある．周辺付近の歪みは小さくないが歪みの変化が連続的なため違和感を訴えるオペレータはいなかった．また従来のジョィスティックレバー操作方式の場合でも，レバー指令に比例して動作するのはシリンダの伸縮速度であり，作業機先端速度はリンク比の影響を受け，とくに動作領域の周辺付近では大幅に速度が変化する．動作領域の周辺付近での速度変化は，油圧ショベルのオペレータにとって自然なことであり，これも提案方式による歪みに違和感を覚えない要因のひとつになっているものと思われる．

一方で溝掘削ではベランオペレータ，非熟練オペレータともに従来のジョイスティックレバーが高評価を得た．これに対しマスタ・スレーブでの掘削作業は「疲れる」という理由で低い評価となった．重掘削作業では，アーム，バケットの単独操作による円弧掘削が効率的で，溝掘削ではこれらが多用される．この際ジョイスティックレバーでは，アーム，バケットに一定指令を与え続けるだけでよく操作回数が非常に少ない．これに対しマスタ・スレーブ操作では，円弧軌跡に沿って腕を動かし続けなければならず，これが疲労感につながったものと考えられる．現行の 2 本のジョイスティックレバーによる操作方式は，複数の操作方式の中から淘汰的に生み出されたもの

で，油圧ショベルの原点の仕事である掘削作業においては，やはり合理性があるものと考えられる．

表 5.2　マスタ・スレーブ油圧ショベルの作業性評価結果

	Master-slave	Conventional	
Handling	◎	○	M/S はサイクルタイム 1/7
Ramming	◎	△	M/S は初心者でも容易
Cutting	◎	×	M/S でなければ不可
Shaping	○	△	M/S は初心者も容易
Trench digging	△	◎	M/S は疲労大



Handling



Ramming



Cutting

図 5.13　マスタ・スレーブ油圧ショベルの作業状況

5.7 油圧ショベルへのバイラテラルサーボ適用についての考察

本章で取り上げたマスタ・スレーブ操作方式の油圧ショベルには，バイラテラルサーボを織り込んでいない．その理由は，本章で提案したマスタとスレーブの座標変換方式は，従来の異構造マスタ・スレーブとは概念的に大きく異なるものであり，まずその有効性を正しく把握するために，バイラテラルサーボのように操作性に大きな影響を与える要因を，いったん除外すべきであると考えたためである．

しかしマスタ・スレーブ操作方式とバイラテラルサーボは，操作性向上のために本来は一体の関係にあるものと考えている．第 1 章で述べた手術マニピュレータの da Vinch は，力フィードバックのないユニラテラルのマスタ・スレーブマニピュレータであるが非常に成功を収めている．これは da Vinch の作業対象が柔軟な臓器であるため，視覚情報からマニピュレータが加えている力の推測が可能なためと考えられ，例外的な事例であろう．

マスタ・スレーブ操作方式を適用した油圧ショベルも，本来はバイラテラルサーボを併用することが望ましい．4.2.2 項で述べたようにバイラテラルサーボには，スレーブマニピュレータの慣性力をオペレータにフィードバックする機能があり，これがスレーブマニピュレータに無理のない円滑な加減速指令を与えることに寄与している．油圧ショベルでは，オペレータの無理な指令によって車体が振動し，この振動がオペレータを介して再びレバーに入力され，激しい振動状態となる人間ハンチングに陥りやすい．バイラテラルサーボは，この人間ハンチングの抑制に大きな効果があるものと期待される．

また，より力伝達性の高いバイラテラルサーボが実現できれば，ガスや水道など既設埋設管を，掘削作業中に誤って損傷してしまうといった事故を防ぐことも可能であろう．

発展的には，建設機械へのバイラテラルサーボの適用により，現在は人手で行われている管埋設作業や足場の組立作業，擁壁の組立などの機械施工も実現できるようになるものと期待される．

図 5.14 にバイラテラルサーボを適用した将来の建設機械のコンセプトスケッチを示した.

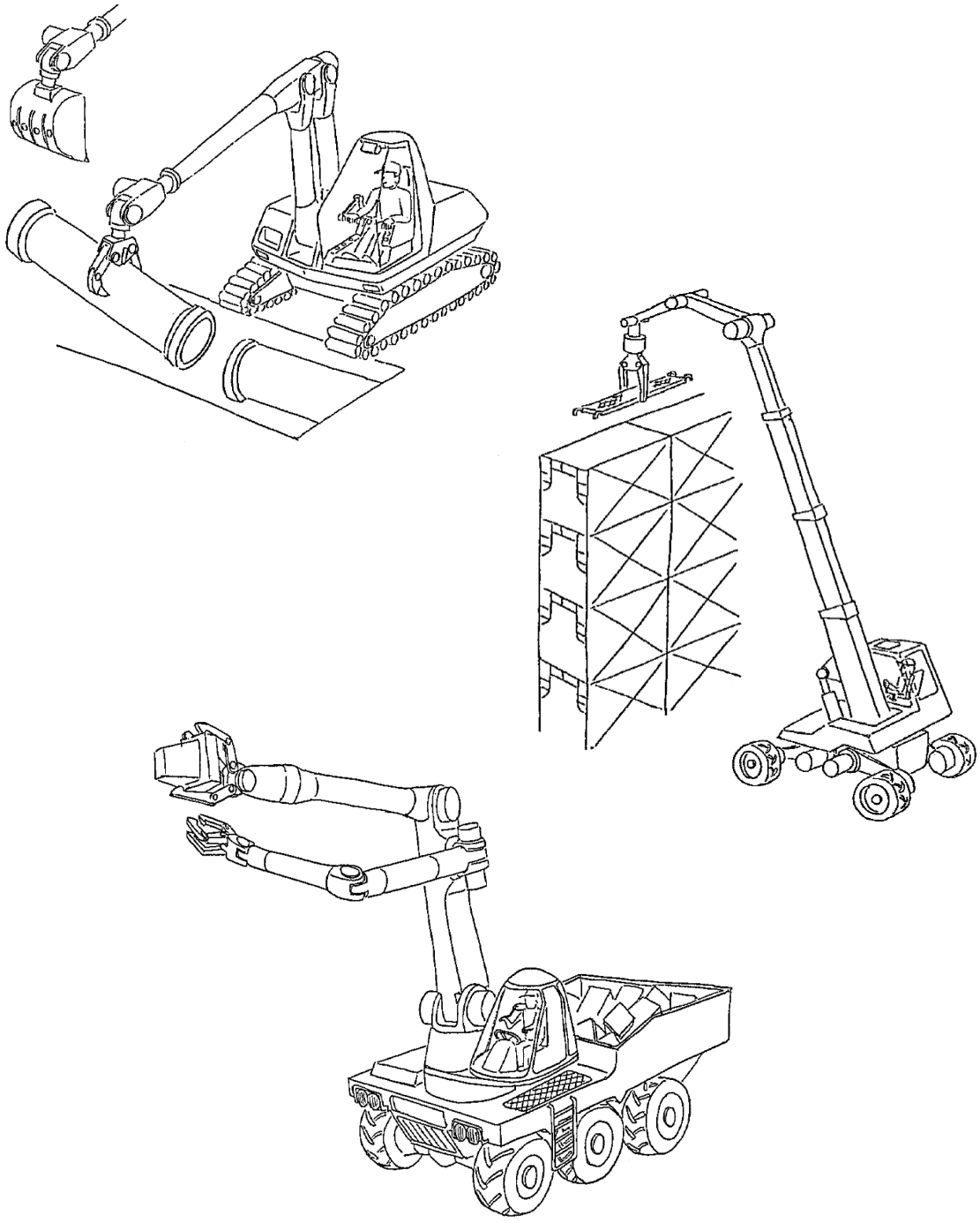


図 5.14　将来の建設機械のコンセプトスケッチ

5.8 結言

本章では，新しい異構造マスタ・スレーブの座標変換方式を提案した．この方法によれば，マスタとスレーブの動作領域の形状差がある程度の範囲内であれば，構造の異なるマスタマニピュレータとスレーブマニピュレータの間で，全動作領域において両者の動作方向をほぼ一致させることができる．このため初期位置の一致操作やモード変更等の手順を必要とせず，スレーブマニピュレータの全動作領域を使った作業が可能となる．

また 3D のジョイスティック機構からなる新しいマスタマニピュレータを提案した．このマスタマニピュレータは，従来のジョイスティックレバーから持ち替えても違和感が少なく，ジョイスティックレバーに慣れている建設機械のオペレータにとっても親和性の高いデザインとなっている．またきわめてコンパクトにデザインされているため，スペースに余裕のない建設機械のキャビンにも容易に収めることができる．

この新しい異構造マスタ・スレーブの座標変換方式と 3D ジョイスティックのマスタマニピュレータを油圧ショベルに搭載し，提案手法と新しいマスタマニピュレータの有効性を確認した．また作業実験の結果，油圧ショベルにおいてもマスタ・スレーブ操作方式の有用性は高く，とくに作業内容が複雑になるほどその効果を発揮することが分った．一方で重掘削のような単純な作業では，従来のジョイスティックレバーの有効性が高いことが示され，マスタ・スレーブ操作方式の問題点も明らかとなった．

第 6 章　結論

本論文では，重量物の搬送，組立，加工作業を目的とする大形のバイラテラルマニピュレータを対象として，その制御方法とマニピュレータを具現化するための機構，そして実際の作業性の評価について論じた.

さらに代表的な建設機械である油圧ショベルに提案手法の一部を適用して，その有効性を確認するとともに今後の課題を明らかにし，将来の建設機像の展望を述べた.

バイラテラルサーボについては古くから研究が行われている．バイラテラルサーボのマニピュレータへの適用に限定しても，すでに 60 年を超える研究の歴史がある．しかしこれらの研究のほとんどは，人間の手の操作を遠隔で再現しようとしたものである．また近年では，手術支援マニピュレータや細胞操作マニピュレータのように，人間では不可能な微細作業の実現を目指した研究も多く見られるようになっている．バイラテラルマニピュレータの研究の大きな流れは，人間の腕の大きさから，内視鏡や顕微鏡下のミクロな世界に向かって進んで来たと言っても良いであろう.

一方で大形のマニピュレータにバイラテラルサーボを用いて，人力が増幅された世界での操作の自在性を求めた事例はきわめて稀である. 1960 年代に先駆的な研究が行われているが，今日のようなコンピュータによる多様な制御則の実現が困難であったため，満足すべく成果を上げられずに終わっている.

本論文では，大形のマニピュレータにバイラテラルを適用する場合の問題点を抽出しその解決策を立案した．そして実機上にそれらを実現して，実際の作業性評価を行った.

本論文で得られた主な結論を要約すると以下の通りである.

(1) バイラテラルサーボ方式に関して次の結論を得た.

油圧で駆動される大形のマニピュレータに適したバイラテラルサーボ方式とし

て，「対称型」と「力逆送型」を併用した複合バイラテラルサーボを提案した．

「対称型」は安定性が高く必要とするセンサ数も少ないため，信頼性と堅牢さが求められる大形マニピュレータには基本的に適した方式と考えられる．しかしスレーブマニピュレータの追従遅れがマスタの操作力に反映されてしまうため，良好な追従性が期待できない大形のマニピュレータでは，そのままの適用は困難である．提案した複合方式では，「対称型」による過大なマスタ操作力が抑制され，一方で「力逆送型」の良好な力伝達性は維持されている．また「対称型」と「複合型」の混合比率を変えることで，多様な操作感を作り出せる点も長所として上げられる．さらにマスタ側にも位置サーボが構成される「対称型」の特徴を活かして，スレーブマニピュレータを動作させずにマスタだけを動かして初期姿勢合わせを行うことが可能で，安全性をより厳しく考えなくてはならない大形マニピュレータにとって優れた利点を有している．

(2) 油圧駆動による力制御方式に関して次の結論を得た．

スレーブ速度をパラメータとする可変コンプライアンス制御を提案した．

油圧サーボ系は空圧や電動に比べてきわめて剛性の高い系である．このため位置制御性には優れているが，力の制御のためには圧力制御弁等の特別の要素を追加する必要がある．油圧システムが複雑となることを避け，またバイラテラルマニピュレータに要求される位置と力の制御性の両立を図る方法を検討した．その結果システムに負荷圧力のフィードバックループを設け，この圧力フィードバックゲインをスレーブマニピュレータ速度の絶対値に反比例するように可変とする方式を考案した．これはマニピュレータに力制御性が要求される組立や加工作業時には，スレーブマニピュレータの速度は相対的に遅いということに注目したものである．低速時から高速時にかけて無段階に系の剛性が変化するためにオペレータにとって違和感が無く，力と位置の制御性の両立が実現されている．

(3) 力外乱の補償方式に関して次の結論を得た．

油圧シリンダに起因する静止摩擦力，対称型バイラテラルに起因する疑似粘性摩擦力，そしてマスタとスレーブの自重を補償する方式を提案した．

油圧シリンダは他の形式のアクチュエータと比較して, 桁違いに大きな出力/重量比を有するアクチュエータであるが，欠点として摩擦の大きいことが上げられる．この摩擦力はパッキンによる静止摩擦力が支配的で，これはシリンダの動作に対して不感帯となって現れる．不感帯の補償には，不感帯幅に相当するバイアス指令を入れることが効果的であるが，油圧シリンダの静止摩擦力の補償にもこの方式が有効であることを確認した．

また対称型のバイラテラルでは，指令速度に依存した位置偏差が生ずるとマスタ側にはあたかもそこに粘性摩擦があるかのような反力が呈示される．この現象を理論的に明らかにし，その対応策を提案した．

マスタ，スレーブの幾何学モデルから，それぞれの自重保持に必要な圧力とトルクの計算式を導出し，補償方式を提案した．

(4) 大形バイラテラルマニピュレータの設計と試作に関して次の結論を得た．

上述の制御手法を織り込んで 6 自由度垂直多関節型のプロトタイプモデルの設計と試作を行った．

垂直多関節型の大形マニピュレータの機構として平行 4 節リンク機構を提案し，大形マニピュレータで問題となるリンク間の干渉を機構的に解決した．また人間工学的に視点からマスタマニピュレータの動作領域の検討を行い，疲労の少ないマスタマニピュレータの大きさを提案した．

(5) 大形バイラテラルマニピュレータの作業性評価に関して次の結論を得た．

バイラテラルサーボはスレーブマニピュレータの加減速時の慣性力をマスタ側に伝達し，スムーズな加減速指令を与えることに寄与している．これによりスレーブマニピュレータと一体感のある位置追従性の実現が可能となる．前述したスレーブ速度をパラメータとする可変コンプライアンス制御により，油圧駆動の大形マニピュレータでも良好な力制御性の実現が可能である．ピンの勘合作業のような組立作業においてもバイラテラルサーボは有効に作用し，作業時間の短縮とピンに加わる力の低減に大きな効果がある．

さらに作業の習熟性は高く，また連続作業における疲労は小さく，上述の手法は実用に供せられるレベルにあることを確認した.

(6) 油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の適用に関し次の結論を得た.

常にほぼ全動作領域を連続的に使用するという油圧ショベルの作業の特殊性を考慮して，新しい異構造マスタ・スレーブの座標変換方式を提案した．この方法によれば，マスタとスレーブの動作領域の形状差がある程度の範囲内であれば，構造の異なるマスタマニピュレータとスレーブマニピュレータの間で，全動作領域において両者の動作方向をほぼ一致させることができることを確認した．また従来のジョイスティックレバーから持ち替えても違和感が少なく，ジョイスティックレバーに慣れている建設機械のオペレータにとっても親和性の高いデザインの新しいマスタマニピュレータを提案した.

この新しい異構造マスタ・スレーブの座標変換方式と 3D ジョイスティックのマスタマニピュレータを油圧ショベルに搭載し，提案手法と新しいマスタマニピュレータの有効性を確認した．一方で重掘削のような単純な作業では，従来のジョイスティックレバーの有効性が高いことが示され，マスタ・スレーブ操作方式の問題点も明らかとなった.

以上本論文では，重工業等への適用を目指した大形バイラテラルマニピュレータについて，その制御手法とマニピュレータ設計の指針を取り上げ，実際にマニピュレータを試作することによりその有効性を確認した．本論文で提案した「対称型と力逆送型の複合バイラテラル」，「スレーブ速度をパラメータとする可変コンプライアンス制御」，「異構造マスタ・スレーブの座標変換方式」は，いずれも国内外の特許を取得している[37)-39)].

これらの技術をもとに量産向けのモデルが開発され，市場に導入されている．すでに初期モデルの導入から 10 余年を経たが，継続的な需要があり現在も生産が続けられている．その間，実際に現場に投入しなければ分からない課題やユーザの要望等に

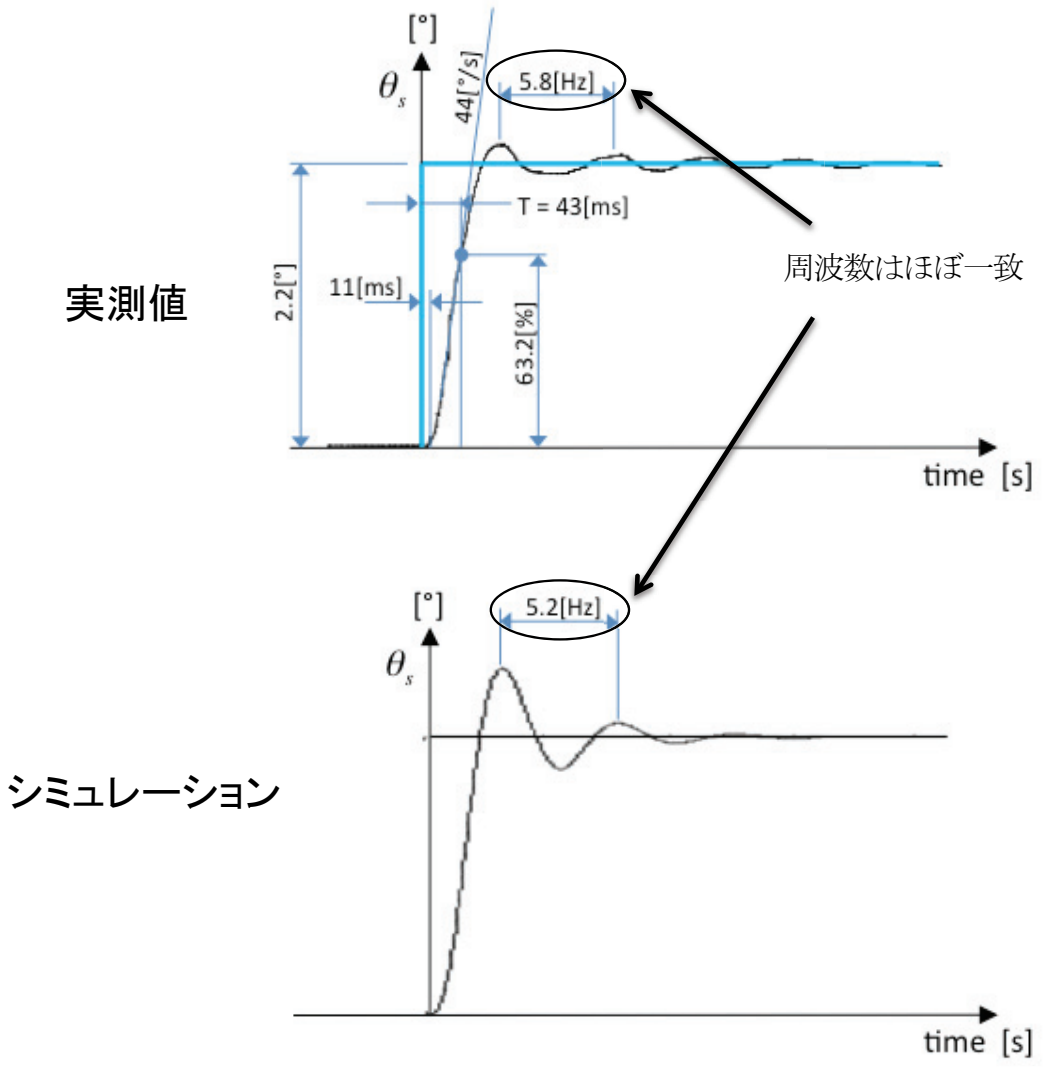
ついて改善と改良を続けている. また現在まで類似の製品はほとんど登場していない.

建設機械への本技術の適用については現在も検討が続けられている. 近年の ICT の急速な進歩と普及を背景に，建設機械の必要機能も大きく変わろうとしている．建設機械は単純な土砂の掘削・搬送機械から，CAD の設計データをベースとした地形の加工機へと進化を続けている．これに伴い建設機械の操縦装置も，掘削開始点等のポインティングデバイスとしての性格を強めていくことが予想される．本論文で取り上げた油圧ショベルのマスタ・スレーブ操作方式も，新しい視点からのアプローチを進める予定である.

【付録】単軸モデルの動作シミュレーション

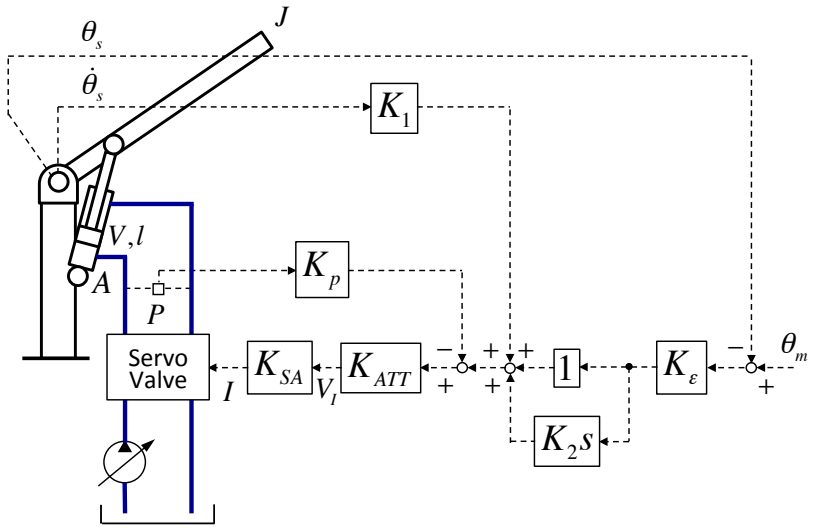
単軸モデルのステップ応答シミュレーションの結果を下図に示す.

オーバシュート量などに差異がみられるが，作動油の混入気泡量を考慮して圧縮性をカタログ値の 5 倍と仮定すると，残留振動の周波数はほぼ一致していることがわかる.



付録図 1　単軸モデルのステップ応答シミュレーション

シミュレーション条件は以下である.



付録図２　シミュレーションモデル

A ：シリンダ断面積　3.11×10^{-3} [m^2]

B ：負荷粘性　2.67×10^{2} [kgms]

I ：サーボ弁駆動電流

J ：負荷慣性　7.03 [kgms^2]

K_{SA} ：サーボアンプゲイン　0.0106[A/V]

K_{ATT}：アッテネータ　1

K_ε：位置サーボゲイン　85.4

K_1：速度正帰還ゲイン　3.44

K_2：微分補償ゲイン　1.63

K_p：圧力フィードバックゲイン　0.0116

l ：リンク長　0.4　[m]

V ：シリンダ体積　6.22×10^{-4} [m^3]

V_I ：サーボアンプ入力電圧

β ：作動油の圧縮率　3.5×10^{-4} [1/MPa]

(混入気泡の影響を考慮しカタログ値の 5 倍に設定)

参考文献

(1) JARA ホームページ, “世界の産業用ロボット稼働台数”, http://www.jara.jp/data/dl/kado.pdf

(2) 中田, 第 49 回講義会教材, ”自動制御”, 第 3 章, 1951

(3) R.C. Goertz, “Nucleonics”, Vol.10, No.11, 1952

(4) R.C. Goertz, F. Bevilacqua, “Nucleonics”, Vol.10, No.11, 1952

(5) R.C. Goertz, W.M. Thompson, “Nucleonics”, Vol.12, No.11, 1954

(6) 藤井, “サーボマニプレータの問題” 日本機械学会誌, Vol.59, No.449, pp.476-479, 1956

(7) 中田, “工学解析”, オーム社, pp.414-418, 1972

(8) 大道, 樋口, 大西, ”極限作業ロボットマニピュレータの設計法に関する研究(その 1)-繊細感覚多本指マニピュレータの設計法-”, 日本ロボット学会誌, Vol.16, No.4, pp.508-517, 1998

(9) 大道, 前川, 川内, 大, ”極限作業ロボットマニピュレータの設計法に関する研究(その 3)-多感覚バイラテラル制御の設計法-”, 日本ロボット学会誌, Vol.17, No.5, pp.942-950, 1999

(10) 新井, 中野, “異構造マニピュレータ間におけるバイラテラルマスタスレイブ制御”, 日本ロボット学会誌, Vol.4, No.5, pp.469-479, 1986

(11) 新井, 中野, “異自由度マニピュレータ間におけるバイラテラルマスタスレイブ制御”, 日本ロボット学会誌, Vol.4, No.5, pp.480-488, 1986

(12) K. Tadano, K. Kawashima, K. Kojima, N. Tanaka, “Development of a pneumatic surgical manipulator“, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.22, No.2, pp179-187, 2010

(13) K. Kawashima, K. Tadano, “Master Slave Robot System for Laparoscopic Surgery with Haptic Perception using Pneumatic Actuators”, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, K-1, 2011

(14) 福井, 下条, “力覚をフィードバックする操作デバイスによる仮想形状のなぞ

り動作", 電子情報通信学会誌論文誌, Vol.J74-D-2, No.8, pp.1052-1059, 1991

(15) 野間, 宮里, "仮想空間におけるハプティクス", 映像メディア学会各術報告, Vol.21, No.47, pp.1-6, 1997

(16) R.S. Mosher, "Handyman to Hardiman" Soc. Autom. Eng. Int. (SAE), Detroit MI, Tech. Rep. 670088, 1967

(17) K.E. Gilbert, "Exoskeleton prototype project: Final report on phase 1", General Electric Company, Schenectady, NY, GE Tech. Rep. S-67-1011, 1967

(18) K.E. Gilbert, P.C. Callan, "Hardiman 1 prototype", General Electric Company, Schenectady, NY, GE Tech. Rep. S-68-1081, 1968

(19) B.R. Fick, J.B. Makinson, "Hardiman 1 prototype for machine augmentation of human strength and endurance: Final report", General Electric Company, Schenectady, NY, GE Tech. Rep. S-71-1056, 1971

(20) R.L. George, "Materials handler has hydraulic muscle", hydraulic & pneumatics, August, 1972

(21) W.E. Gray, D.L. Pieper, "The General Electric MAN~MATE story", Proceedings of the first National Conference, Exploration and Space, 1972

(22) 金岡, "パワー増幅マスタスレーブシステムのための力順送型バイラテラル制御", 第 27 回 日本ロボット学会学術講演会予稿集, RSJ2009AC3C1-06, 2009

(23) 日本ロボット学会編, "新版ロボット工学ハンドブック", コロナ社, pp.708-709 (2005)

(24) 横小路, "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, 1998

(25) T.R. Welch, "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms", Trans. of ASME, pp.8-14, 1962

(26) 花房, 藤田, 秋山, "圧力フィードバックを用いた油圧駆動ロボットの制御について", 第 25 回自動制御連合講演会予稿集, pp.311-312, 1982

(27) 花房, 中嶋, "油圧駆動 2 関節ロボットアームの計算機制御", システムと制御, Vol.21, No.3, pp.51-58, 1980

(28) 小原, 内田, 上野, 八田, "人間を測る" 日本出版サービス, p.72, 1986

(29) 松日楽, 朝倉, 番場, “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

(30) 池田, 猪熊, 西山, 奥村, “深海作業用マニピュレータについて”, 関西造船協会誌, Vol.184, pp.21-28, 1982

(31) 吉灘, “重量物ハンドリングマニピュレータについて”, 油空圧技術, Vol.34, No.2, pp.63-67, 1995

(32) 吉灘, “重量物ハンドリングマニピュレータ”, フルードパワーシステム, Vol.33, No.6, pp.375-378, 2001

(33) H. Yoshinada, S. Takeda, K. Okamura, S. Yokota, “Development of Large Scale Bi-lateral Manipulator for Heavy Industries”, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, pp.324-329, 2011

(34) 横小路, “レスキューロボットの操縦インターフェース”, 日本ロボット学会誌, Vol.22, No.5, pp.566-569, 2004

(35) 伊藤, E. Rohmer, 中野, 久武, “油圧ショベルのイージーオペレーションのための操作装置と支援システム”, 計測自動制御学会東北支部 第 217 回研究集会, 2004

(36) 江川, 生田, 小関, “油圧ショベルのワンレバー式操縦システムの開発”, 建設ロボットシンポジウム論文集, Vol.9, pp.241-248, 2002

(37) Yoshinada et al., “MASTER/SLAVE TYPE MNIPULATOR”, US PAT 4,893,981, 1990

(38) Yoshinada et al., “MASTER/SLAVE TYPE MNIPULATOR”, US PAT 5,018,922, 1991

(39) Yoshinada et al., “MASTER/SLAVE TYPE MNIPULATOR AND CONTROL METHOD THEREFOR” US PAT 5,949,686, 1999

謝辞

本論文は，コマツ研究本部において行った三つの研究を，東京工業大学総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻社会人大学院プログラムにおいて，横田眞一教授の指導のもとにまとめたものである.

大学院に在学中の 2 年間，つい日常の業務の忙しさにかまけておろそかになりがちな研究活動に対して，常に適切な目標を設定して激励していただくとともに，懇切丁寧なご指導を賜りました横田眞一先生に厚く感謝申し上げます.

また貴重なお時間を費やして本論文の査読をしていただくとともに，貴重なご助言をいただきました香川利春教授，初澤毅教授，吉田和弘准教授，川嶋健嗣准教授の各先生方に深く感謝いたします.

さらに本研究の単軸モデル実験からプロトタイプモデルの試作，作業性評価実験にかけて, まったくの白紙状態からともに研究に取り組んだコマツ開発本部の武田周氏, 量産モデルの開発と油圧ショベルへのマスタ・スレーブ操作方式の導入に際し，適確なコントローラプログラムを提供してくれたコマツ研究本部の岡村健治氏，量産モデルの市場導入に多面的にご尽力いただいたコマツ開発本部の足利重明氏をはじめ，本研究に一緒に取り組んでいただいた多くの皆様にあらためて感謝申し上げます.

また社会人大学院の入学に際し，快くご賛同をいただいた江嶋聞夫研究本部長，新垣淑隆システム開発センタ副所長に感謝申し上げます.

そして 2 年間の大学院生活を本当に楽しいものにしていただいた横田・吉田研究室の皆様に心より感謝申し上げます.

最後に，常に私を明るく支えてくれている妻裕子に感謝します．ありがとう.

平成 24 年 8 月　吉灘　裕