



Title	建設機械の操作性向上に関する研究
Author(s)	新谷, 裕和
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文
Version Type	VoR
URL	<a href="https://hdl.handle.net/11094/2018">https://hdl.handle.net/11094/2018</a>
rights	
Note	

*The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA*

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

# 建設機械の操作性向上に関する研究

新 谷 裕 和

大阪大学大学院基礎工学研究科  
博士学位論文

2003年9月

# 建設機械の操作性向上に関する研究

新 谷 裕 和

大阪大学大学院基礎工学研究科  
博士学位論文

2003年9月

## 論文要旨

油圧ショベル、クローラクレーン、ホイールクレーンなどに代表される建設機械は、オペレータが運転席に乗り、複数本の操作レバーを操縦することにより作業する多自由度機械である。また、1台の機械で複数の作業が可能であり、建設土木の現場に必要な不可欠な機械になっている。ところが、これらの機械は、操縦に高い技能と経験が必要であり、誰でも簡単に操作できる建設機械が望まれていた。

そこで、以下の二つの観点から建設機械の操作性を向上させる研究を行なった。

- (1) オペレータは操作レバー1本を操作するだけで、他の自由度は、その操作に協調して自動制御し、目的の作業を行なう（半自動制御）。
- (2) オペレータが行なおうとする作業を推測し、その結果に基づいて機械の操作特性を作業にあった操作特性に変化させる（作業判別）。

上記(1)の半自動制御を実現するためには、①従来用いられている油圧機器は手動操作を目的としているため、強い非線形性をもっており、これらを自動制御系に組み込むには工夫が必要である。②建設機械は大きな慣性、作動油の圧縮性を含む柔構造、作業姿勢による動特性の変化など自動制御にとって難しい問題を持っている。という技術課題があった。

そこで、これらを解決するために、非線形補償、フィードフォワード+フィードバック制御、状態フィードバック、ゲインスケジューリング、学習・反復制御などの制御アルゴリズムを考案、適用した。これらの制御アルゴリズムは、シミュレーションによる検証を経て、実際の建設機械を用いた実験により、その有効性を実証した。

その結果、大型油圧ショベル、クローラクレーン、バックホーショベルにおいて、それぞれに特徴的な作業を、操作レバー1本の操作で行なえるシステムを実用化できた。

上記(2)の作業判別を大型油圧ショベルにおいて実現するには、①同じ作業を行なうにもオペレータによりレバー操作にバラツキがある。②同じ作業、同じオペレータでも機種が変われば、レバー操作が変化する。③作業判別結果による作業特性の切替にオペレータが違和感を持つことがある。などの課題があった。

そこで、熟練オペレータからヒアリングを行うことにより各作業の特徴量を抽出し、それら作業特徴量を用いてファジィ推論を行うことにより高精度に油圧ショベルの作業を判別する方法を考案した。また、油圧ショベルの機種変更に対応できるメンバーシップ関数の自動調整方法も考案した。さらに、これらの判別結果および作業グループごとの適合度を用いて、油圧制御系のパラメータを変更する方法を考案した。

これらの方法をベースとして、作業内容に応じて操作特性を自動的に切り替えるシステムを搭載した大型油圧ショベルを実用化し、オペレータによる評価実験を行った結果、未熟練オペレータを中心に操作性の良い機械であるとの評価を得た。

# 目次

第1章 序論	1
1.1 本研究の背景と目的	1
1.2 論文の構成と概要	2
第2章 大型油圧ショベルにおける半自動制御	4
2.1 はじめに	4
2.2 油圧ショベルの数値モデル	5
2.2.1 力学系のモデル	7
2.2.2 油圧系の数値モデル	7
2.2.3 リンクの関係式	9
2.2.4 トルクの関係式	9
2.2.5 スプールの応答特性	9
2.3 1自由度制御系	10
2.3.1 非線形補償	10
2.3.2 状態フィードバック	12
2.4 半自動制御	13
2.4.1 水平押し出し	13
2.4.2 バケット傾角補正	16
2.5 シミュレーション結果	17
2.6 半自動制御システム	19
2.6.1 構成	19
2.6.2 制御機能	20
2.7 実機実験結果と考察	20
2.7.1 各アタッチメントの単独角度制御実験	20
2.7.2 水平押し出し制御実験	23
2.7.3 バケット傾角補正制御実験	26
2.7.4 制御周期の影響	29
2.8 まとめ	31
第3章 クローラクレーンにおける半自動制御	32
3.1 はじめに	32
3.2 制御アルゴリズム	34
3.2.1 フィードバック制御	35

3.2.2	フィードフォワード制御	36
3.2.3	非線形補償	36
3.2.4	ブームの加速度制限	38
3.2.5	エンジン回転数による制御パラメータスケジューリング	38
3.3	シミュレーションによる検証	39
3.4	制御システム	43
3.4.1	センサ	44
3.4.2	コントロールパネル	44
3.4.3	制御コンピュータ	45
3.4.4	油圧システム	45
3.5	実機実験結果と考察	46
3.6	まとめ	47
第4章	バックフォーショベルにおける半自動制御	48
4.1	はじめに	48
4.2	制御アルゴリズム	49
4.2.1	基本的考え方	49
4.2.2	ブーム、アーム制御系	50
4.2.3	バケット制御系	56
4.3	制御システム	57
4.4	実機実験結果と考察	59
4.4.1	アーム角速度の等速化の検証	59
4.4.2	アーム先端の軌跡制御	62
4.4.3	バケット傾角制御	63
4.4.4	学習・反復制御の効果	64
4.5	まとめ	65
第5章	油圧ショベルの作業判別	66
5.1	はじめに	66
5.2	油圧ショベルの動作と作業	66
5.2.1	油圧ショベルの動作と操作量	66
5.2.2	油圧ショベルの作業	67
5.3	作業特徴量の抽出	67
5.4	作業判別	74
5.4.1	ファジィ推論を用いた作業判別手法	74
5.4.2	作業判別実験	78

5.5	メンバーシップ関数の自動調節	81
5.5.1	メンバーシップ関数の定義	82
5.5.2	メンバーシップ関数の修正	84
5.6	自動調整実験と考察	85
5.7	操作性評価実験および実用化	89
5.8	まとめ	91
第6章 建設機械の操作性評価方法の研究		92
6.1	はじめに	92
6.2	シミュレータの構成	92
6.3	ホイールクレーンの操作性評価	94
6.3.1	操作性評価に用いる操作パターン	94
6.3.2	ウインチ操作系の動特性	95
6.3.3	評価指標	96
6.3.4	むだ時間とレバー長の関係	96
6.3.5	生理指標の有効性	97
6.4	まとめ	98
第7章 結論		99
付録		102
謝辞		105
参考文献		106
研究業績		113

## 目次

2.1	Level crowding by hydraulic shovel .....	4
2.2	Model of hydraulic shovel .....	6
2.3	Model of hydraulic cylinder and valve .....	8
2.4	Block diagram of control system( $\theta$ ) .....	10
2.5	Nonlinear compensation .....	11
2.6	Frame model of hydraulic shovel .....	13
2.7	Gain scheduling according to attitude .....	14
2.8	Block diagram of control system( $Z$ ) .....	15
2.9	Bucket lifting .....	16
2.10	Control block diagram of bucket angle .....	17
2.11	Simulation result of level Crowding .....	18
2.12	Effect of feed-forward control on control error of $Z$ .....	18
2.13	Schema of control system .....	19
2.14	Effect of nonlinear compensation on boom angle .....	21
2.15	Effect of acceleration feedback control on boom angle .....	22
2.16	Effect of pressure feedback control on boom angle .....	22
2.17	Effect of feed-forward control on control error of $Z$ .....	23
2.18	Effect of gain scheduling on control error of $Z$ .....	24
2.19	Affection of load .....	25
2.20	Control with emphasizing feedback .....	26
2.21	Control with emphasizing feed-forward (1) .....	27
2.22	Control with emphasizing feed-forward (2) .....	28
2.23	Affection of control period(1) .....	29
2.24	Affection of control period(2) .....	30
3.1	Crawler crane .....	33
3.2	Works in the place where visual operation is difficult .....	33
3.3	Block diagram of control system .....	34
3.4	Load movement during boom raising .....	35
3.5	Rotation speed of hoisting drum .....	37
3.6	Non-linear compensation .....	37
3.7	Acceleration limit of boom motion .....	38
3.8	Simulation model of level luffing .....	40

3.9	Position of load when feedback control is in use .....	41
3.10	Position of load when feedback plus feed-forward control are in use .....	42
3.11	Schema of control system .....	43
3.12	Control panel .....	44
3.13	Outline of hydraulic system .....	45
3.14	Result of tests .....	46
3.15	Result of tests (Tower type) .....	47
4.1	Slope finishing .....	48
4.2	Flame model of buck hoe shovel .....	49
4.3	Axis of co-ordinate in slope finishing .....	50
4.4	Control diagram of arm-boom control .....	51
4.5	Link of arm .....	53
4.6	Compensation according to boom load .....	53
4.7	Non-linear compensation .....	54
4.8	Learning control method .....	55
4.9	Bucket control block .....	55
4.10	Configuration of automatic slope finishing system .....	58
4.11	Velocity of arm angle(Before compensation) .....	59
4.12	Velocity of arm angle(After compensation) .....	60
4.13	Affect of gravity .....	61
4.14	Relation between arm and arm cylinder .....	61
4.15	Effect of gravity compensation .....	62
4.16	Result of arm-boom control .....	63
4.17	Result of bucket control .....	63
4.18	Result of learning control(time sift 0.2s) .....	64
4.19	Result of learning control(time sift 0.1s) .....	64
5.1	Motion of a hydraulic shovel .....	67
5.2	Complexity of boom operation .....	69
5.3	Example of feature distribution (1) .....	70
5.4	Example of feature distribution (2) .....	70
5.5	Example of feature distribution (3) .....	71
5.6	Example of feature distribution (4) .....	71
5.7	Example of feature distribution (5) .....	72
5.8	Example of feature distribution (6) .....	72

5.9	Example of feature distribution (7) .....	73
5.10	Example of feature distribution (8) .....	73
5.11	Example of membership function .....	74
5.12	Examples of feature distribution in different operator .....	75
5.13	Fuzzy reasoning process .....	77
5.14	Timing in experiment .....	78
5.15	Difference of feature distribution due to machine type .....	81
5.16	Pattern of membership function .....	82
5.17	Transformation of membership function .....	88
5.18	Block diagram of automatic system .....	89
5.19	Changing controllability according to works .....	91
6.1	Composition of simulator .....	93
6.2	Scene of using simulator .....	93
6.3	Operation pattern for evaluation .....	94
6.4	Dynamic model of winch .....	95
6.5	Relation between dead time and lever length in operation .....	96
6.6	Evaluation by physical response .....	97

## 表 目次

3.1	Sensors and their target/purpose .....	44
5.1	Features of operation .....	68
5.2	Relation between work and feature .....	69
5.3	Recognition result (available time: 20 sec) .....	80
5.4	Recognition result (available time: 15 sec) .....	80
5.5	Recognition result (available time: 10 sec) .....	80
5.6	Recognition result (available time: 5 sec) .....	80
5.7	Classification of membership function( $A_{ij}$ ) .....	83
5.8	Comparison of accuracy (Sub.1) .....	87
5.9	Comparison of accuracy (Sub.2) .....	87
5.10	Comparison of accuracy (Sub.3) .....	87
6.1	Sensuous Quality .....	97

# 第1章 序論

## 1.1 本研究の背景と目的

油圧ショベル，クローラクレーン，ホイールクレーンなどに代表される建設機械は，オペレータが運転席に乗り，複数本の操作レバーを操縦することにより作業を行う多自由度機械である．また，1台の機械で複数の作業が可能であり，建設土木の現場には必要不可欠な機械になっている．

ところが，これらの機械は以下のような理由により，操縦に高い技能と経験が必要である．

- (1) 2自由度以上の操作を同時におこなう必要があり，かつ自由度間の協調操作が必要である．
- (2) 操作レバーの操作方向と，操作レバーにより動くアタッチメントの動作方向が必ずしも一致していない．
- (3) 作業によっては，作業対象の目視が不可能な場合がある．
- (4) 要求される操作特性が異なる作業を1台の機械でこなす必要がある．
- (5) 同じ建設機械でも，メーカーが異なるとその操作性が変化する．

いっぽう近年，以下のような社会情勢になってきている．

- (1) オペレータは高齢化し，熟練オペレータも減少している．
- (2) 建設機械業界では，レンタル制度を利用するケースが増えており，オペレータは自前の建設機械を持っていつも同じ機械を運転できるわけではなくなっている．

このような社会情勢の下，だれでもが簡単に操作できる建設機械の出現が強く望まれている [1] - [5]．

そこで，本研究では，建設機械の操作性を向上させるために，

- (1) オペレータは操作レバー1本を操作するだけで，他の自由度は，その操作に協調して自動制御し，目的の作業を行なうシステム（半自動制御）．
- (2) オペレータが行なおうとする作業を推測し，その結果に基づいて機械の操作特性を作業にあった操作特性に変化させるシステム（作業判別）．

の研究を行い，このような社会情勢に答える建設機械を世の中に提供することを目的とした．また，これらのシステムを研究する場合に，操作性を手軽に評価することができる建設機械操作シミュレータの開発も行うこととした．

オペレータの動作に協調して操作性を良くしようとするシステムの研究は従来から数多く行われているが，オペレータの意図を推測し，その結果に基づいて機械の操作特性を変化させることにより操作性を向上させようとする試みは今までにはなかった．

また，従来行われているオペレータの動作に協調して操作性を良くしようとするシステムの研究は，どちらかというとシミュレーション[6] - [11]あるいは実験レベル[12] - [17]で留

まっている場合が多く、また実用レベルに達しているものでも、自動化や操作性向上のために、従来の手動操作では使われていない高性能な電子油圧機器を新たに導入する必要があった[18] - [21].

そこで、本研究では、極力、従来手動操作に使用されている油圧機器をそのまま利用し、従来の手動操作との共存を図りながら、実用レベルまでもっていくことを目的とした。

半自動制御を実現するためには、以下の技術課題が存在する。

- (1) 従来用いられている油圧機器は手動操作を目的としているため、強い非線形性をもっており、これらを自動制御系に組み込むには工夫が必要である。
- (2) 建設機械は大きな慣性、作動油の圧縮性を含む柔構造、作業姿勢などにより動特性が変化するなど自動制御にとって難しい問題を持っている。

また、作業判別を実現するためには、以下の技術課題が存在する。

- (1) 同じ作業を行なうにもオペレータによりレバー操作にバラツキがある。
- (2) 同じ作業、同じオペレータでも機種が変われば、レバー操作が変化する。
- (3) 作業判別結果による作業特性の切替にオペレータが違和感を持つことがある

本研究では、これらの技術課題を解決するためのさまざまな制御アルゴリズムを開発し、その有効性を実機による実験で確認した上で、実用化した。

## 1.2 論文の構成と概要

本論文は、以下のように構成されている。

建設機械は多自由度の操作型機械であり、操作レバーの操作方向と、操作レバーにより動くアタッチメントの動作方向が一致していない。それが操作性を悪化させている。第 2 章から第 4 章では、一つの自由度をオペレータが操作し、他の自由度はその操作に協調して自動制御する制御システム（半自動制御システム）について述べる。

第 2 章では、大型油圧ショベルを対象とした半自動制御システムについて述べる。ここでは、第 3 章、第 4 章で述べるシステムの基盤となる考え方を確立した。最初に数値シミュレーションに用いるための油圧ショベルの数値モデル化について述べる。次に半自動制御における基本要素である 1 自由度制御系について述べる。ここでは従来手動制御に用いているコントロールバルブを自動制御系に組み込むための工夫（非線形補償）と油圧ショベルの動特性の補償方法（状態フィードバック）を論じる。次に半自動制御を用いる作業として水平押し出し、バケット傾角補正を取り上げ、それを実現するための根幹となるフィードフォワード+フィードバック制御について論じる。また、作業姿勢による動特性の変化に対応するためのゲインスケジューリングについて論じる。これらを実現するためのハードウェア構成について述べたあと、実機による実験結果を述べ、前述の制御アルゴリズムの妥当性を論じる。

第 3 章ではクローラクレーンの半自動制御システムについて述べる。半自動制御を用い

る作業として吊荷の水平移動作業を取り上げ、これを実現するための制御アルゴリズムについて述べる。従来手動制御に用いている油圧制御系を自動制御系に組み込むための工夫、クローラクレーンの動特性の補償方法など第 2 章とは異なるクローラクレーン独自の点について論じる。これらを実現するためのハードウェア構成について述べたあと、実機による実験結果を述べ、前述の制御アルゴリズムの妥当性を論じる。

第 4 章では、バックフォーショベルにおける半自動制御システムについて述べる。半自動制御を用いる作業として床面・法面仕上げを取り上げる。本システムではアーム操作レバーを操作するだけで、床面・法面仕上げが可能である。第 2 章、第 3 章で取り上げたシステムに比べて、要求精度が高いため、オペレータのアーム操作に対しても制限を加えた上で、ブーム、バケットを自動制御している。更に、仕上げ精度を高めるため学習・反復制御の手法も適用している。これらを実現するためのハードウェア構成について述べたあと、実機による実験結果を述べ、前述の制御アルゴリズムの妥当性を論じる。

建設機械では、1 台の機械で複数の作業を行う。特に油圧ショベルにおいてその傾向が強い。ところが、作業により要求される作業特性が異なるため、油圧ショベルの操作を難しくしている。

第 5 章ではオペレータの意図を推測し、その結果に基づいて油圧ショベルの操作性特性を変更させることにより操作性向上させようとする試みについて述べる。まず、オペレータのレバー操作データを解析し、油圧ショベルの作業を特徴づける作業特徴量の抽出について述べる。つぎに、これらの作業特徴量に基づき、どのようなオペレータに対しても、高精度で作業判別が可能なファジィ推論方法について述べる。さらに、油圧ショベルの機種が変わっても高精度の作業判別が維持できるように、ファジィ推論で用いているメンバーシップ関数の自動調整方法について述べる。これらの手法の有効性を実験に基づいて述べる。最後に判別結果を用いてどのように作業特性を変更させるかについて述べる。

建設機械の操作性を評価する場合、最終的には熟練オペレータが実機を操作することにより行う。操作性を改良しその評価を行うために、毎回実機を作製していたのでは、コストおよび時間の面でメーカーにとって大変な負担となる。

そこで、第 6 章ではオペレータと機械のインターフェース部である操作レバーのみを実物とし、後の機械特性はコンピュータでシミュレーションを行うことを基本とした建設機械のシミュレータについて述べる。シミュレータの構成を述べた後で、本シミュレータを用いて、ホイールクレーンの操作性を評価した結果について述べる。

最後に、第 7 章において本研究で得られた成果をまとめ結論とする。

## 第2章 大型油圧ショベルにおける半自動制御

### 2.1 はじめに

油圧ショベルは人間の腕に似た構造をもっており、大形多関節ロボットともいえる建設機械である。この機械を使っておこなう掘削、積込み、仕上げ作業等は高度な熟練を要し、熟練オペレータでも相当な疲労をとまなう。いっぽう、オペレータは高齢化し、熟練オペレータも減少している。このため、誰でもが簡単に操作可能な油圧ショベルが求められており、その研究開発も盛んである。

油圧ショベルの操作に高度な熟練を要する理由には、以下の点が考えられる。

- (1) 2自由度以上の操作を同時におこなう必要があり、かつ自由度間の協調操作が必要である。
- (2) 操作レバーの操作方向と、操作レバーにより動くアタッチメントの動作方向が一致していない。

例えば、水平掘削の場合、3自由度（アーム、ブーム、バケット）をバケットの先端が水平に移動するように同時に操作する必要がある（Fig.2.1）。この場合、操作レバーの操作方向は所望の動作方向と一致していない。

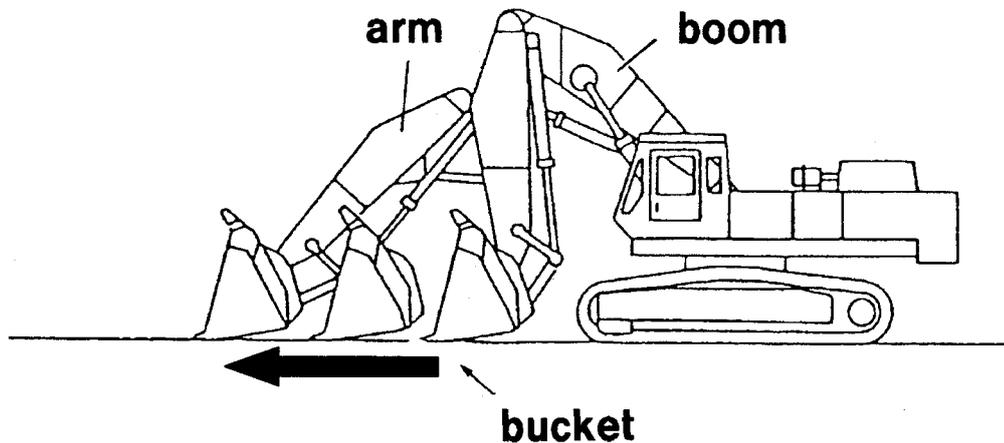


Fig.2.1 Level crowding by hydraulic shovel

もし、オペレータは 1 本の操作レバーのみを操作し、他の自由度はその操作に合わせて自動制御されるとすれば、操作は非常に容易になる。筆者らはこのようなシステムを半自動制御システムと呼んでいる。

半自動制御システムを実用化するためには、以下の技術課題を解決する必要がある。

- (1) 本システムは手動操作機能を残す必要があり、自動制御を行なう場合も、手動操作に用いられている主コントロールバルブをそのまま用いる必要がある。
- (2) 自動制御の精度を向上させるため、油圧シヨベルの動特性を補償する必要がある。

筆者らはこれらの課題を解決するための制御アルゴリズムを考案し、それらのアルゴリズムを搭載した大型油圧シヨベル向けの半自動制御システムを作製し、実際の油圧シヨベルを用いた実験で、その有効性を検証した[22] - [27]。

本章では、まず、制御アルゴリズムを検討するために用いた大型油圧シヨベルの数値モデルについて述べ、次に半自動制御システムの基本部分である 1 自由度制御系について述べる、更に半自動制御（水平押し出し制御、バケット傾角制御）の制御アルゴリズムについて述べる。これらのアルゴリズムを実現するための半自動制御システムのシステム構成について述べた後、数値シミュレーションの結果と、半自動制御システムを搭載した大型油圧シヨベルによる実機実験結果に基づいて本システムの有効性を示す。

## 2.2 油圧シヨベルの数値モデル

制御方式を検討するために、ブーム、アーム、バケットの各アタッチメントが油圧シリンダによって駆動される油圧シヨベルを Fig.2.2 に基づいて数値モデル化した。以下に数値モデルの詳細について述べる。

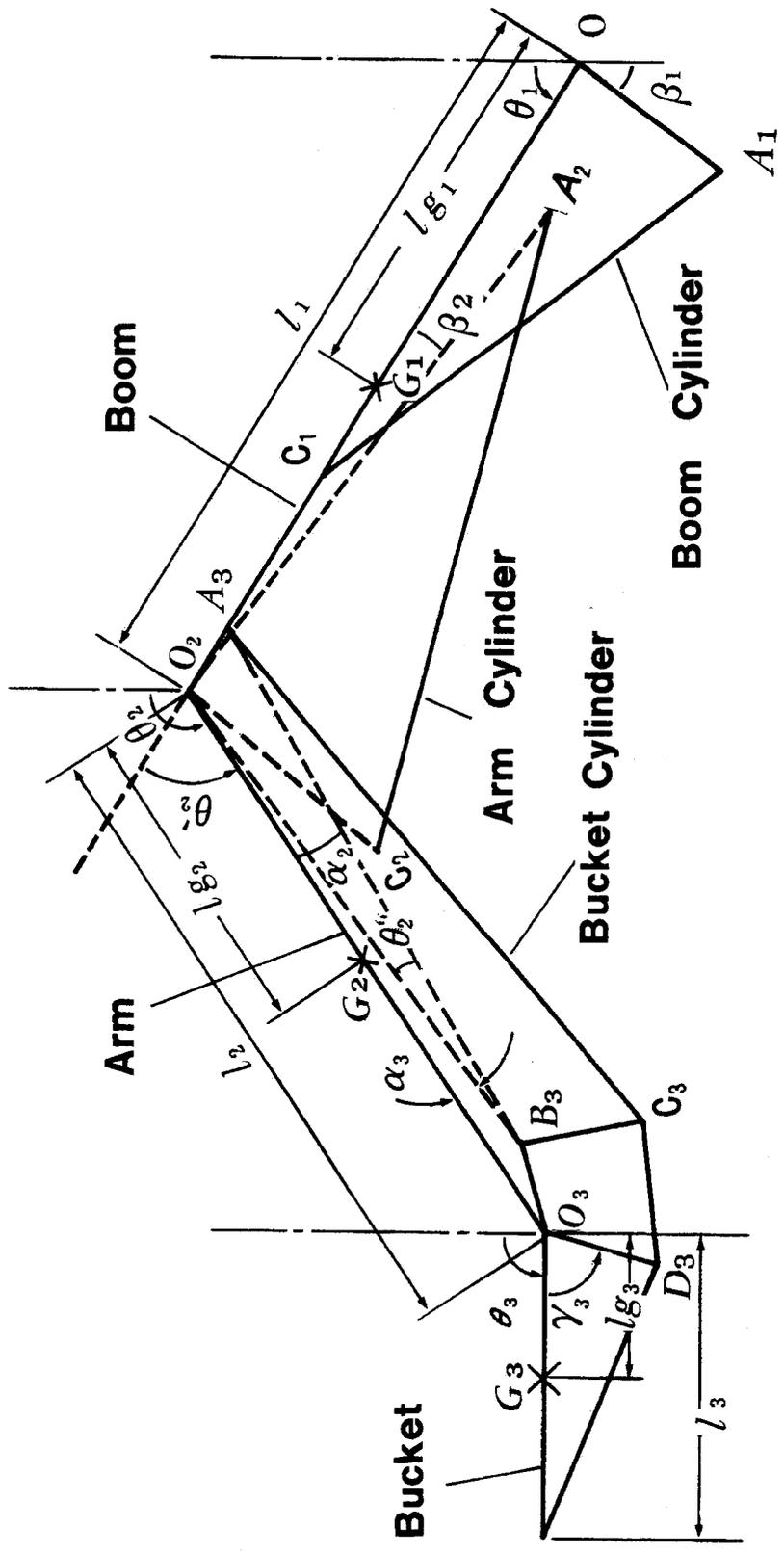


Fig.2.2 Model of hydraulic shovel

### 2.2.1 力学系の数値モデル

各アタッチメントを剛体と仮定とすると，Lagrange の運動方程式より次式をえる．

$$\begin{aligned}
 & J_{11}\ddot{\theta}_1 + J_{12}\cos(\theta_1 - \theta_2)\ddot{\theta}_2 + J_{13}\cos(\theta_1 - \theta_3)\ddot{\theta}_3 + J_{12}\sin(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_2^2 + J_{13}\sin(\theta_1 - \theta_3)\dot{\theta}_3^2 \\
 & \quad - K_1\sin\theta_1 = \tau_1 \\
 & J_{12}\cos(\theta_1 - \theta_2)\ddot{\theta}_1 + J_{22}\ddot{\theta}_2 + J_{23}\cos(\theta_2 - \theta_3)\ddot{\theta}_3 - J_{12}\sin(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_1^2 + J_{23}\sin(\theta_2 - \theta_3)\dot{\theta}_3^2 \\
 & \quad - K_2\sin\theta_2 = \tau_2 \\
 & J_{13}\cos(\theta_1 - \theta_3)\ddot{\theta}_1 + J_{23}\cos(\theta_2 - \theta_3)\ddot{\theta}_2 + J_{33}\ddot{\theta}_3 - J_{13}\sin(\theta_1 - \theta_3)\dot{\theta}_1^2 + J_{23}\sin(\theta_2 - \theta_3)\dot{\theta}_3^2 \\
 & \quad - K_3\sin\theta_3 = \tau_3
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

ここに，  $J_{11} = m_1 l_{g1}^2 + (m_2 + m_3) l_1^2 + I_1$

$$J_{12} = m_2 l_1 l_{g2} + m_3 l_1 l_{g3}$$

$$J_{13} = m_3 l_1 l_{g3}$$

$$J_{22} = m_2 l_{g2}^2 + m_3 l_2^2 + I_2$$

$$J_{23} = m_3 l_2 l_{g3}$$

$$J_{33} = m_3 l_{g3}^2 + I_3$$

$$K_1 = (m_1 l_{g1} + m_2 l_1 + m_3 l_1)g$$

$$K_2 = (m_2 l_{g2} + m_3 l_3)g$$

$$K_3 = m_3 l_{g3}g$$

$g =$  重力加速度

なお，  $\theta_i$  は関節角，  $\tau_i$  は供給トルク，  $l_i$  はアタッチメントの長さ，  $l_{gi}$  は支点と重心間の距離，  $m_i$  はアタッチメントの質量，  $I_i$  は重心まわりの慣性モーメントである（  $i=1-3$  はそれぞれブーム，アーム，バケットを意味する）．

### 2.2.2 油圧系の数値モデル

各関節は， Fig. 2.3 のように，スプール弁で流量制御される油圧シリンダで駆動されるものとし，つぎの仮定をおく．

- (1) スプール変位と弁の開口面積は比例関係にある．
- (2) 油もれはない．
- (3) 油圧が導管内を流れるとき圧力降下は生じない．
- (4) シリンダの有効断面積はヘッド側もロッド側も同じである．

このとき各関節についてはシリンダの圧力流量特性から次式が成り立つ．

$$A_i \dot{h}_i = K_{oi} \cdot X_i \cdot \sqrt{P_{si} - \text{sgn}(X_{spi}) \cdot P_{li}} - \frac{V_i}{K} \dot{P}_{li} \tag{2.2}$$

ただし,  $K_{oi} = cB_i\sqrt{2/\gamma}$      $P_{li} = P_{1i} - P_{2i}$

ここに,  $A_i$  = シリンダの有効断面積

$h_i$  = シリンダ部の長さ

$X_{spi}$  = スプールの変位

$P_{si}$  = 供給圧力

$P_{1i}$  = シリンダヘッド側圧力

$P_{2i}$  = シリンダロッド側圧力

$V_i$  = シリンダと配管の油の体積

$B_i$  = スプールの開口幅

$\gamma$  = 油の密度

$K$  = 油の体積弾性係数

$c$  = 流量補正係数

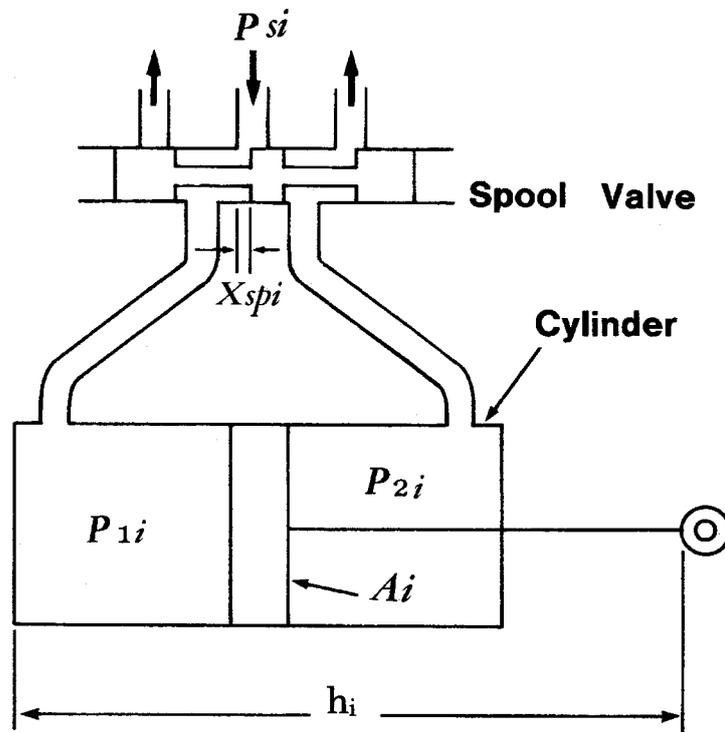


Fig.2.3 Model of hydraulic cylinder and valve

### 2.2.3 リンクの関係式

Fig. 2.3 のモデルにおいてシリンダ部の長さの変化速度とアタッチメントの回転角速度の関係を求めるとつぎのようになる。

(1) ブーム

$$f_1(\theta_1) = \frac{\dot{h}_1}{\dot{\theta}_1} = -\frac{\overline{OA_1} \cdot \overline{OC_1} \cdot \sin(\theta_1 + \beta_1)}{\sqrt{\overline{OA_1}^2 + \overline{OC_1}^2 + 2\overline{OA_1} \cdot \overline{OC_1} \cos(\theta_1 + \beta_1)}} \quad (2.3)$$

(2) アーム

$$f_2(\theta_1, \theta_2) = \frac{\dot{h}_2}{\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1} = -\frac{\overline{O_2A_2} \cdot \overline{O_2C_2} \cdot \sin(\theta_2 - \theta_1 + \beta_2 + \alpha_2)}{\sqrt{\overline{O_2A_2}^2 + \overline{O_2C_2}^2 + 2\overline{O_2A_2} \cdot \overline{O_2C_2} \cdot \cos(\theta_2 - \theta_1 + \beta_2 + \alpha_2)}} \quad (2.4)$$

(3) バケット

(ただし,  $\overline{O_3D_3} = \overline{O_3B_3} = \overline{B_3C_3} = \overline{C_3D_3}$  の場合)

$$f_3(\theta_2, \theta_3) = \frac{\dot{h}_3}{\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2} = -\frac{\overline{A_3B_3} \cdot \overline{B_3C_3} \cdot \sin(\theta_3 - \theta_2 + \gamma_3 - \alpha_3 + \theta_2'')}{\sqrt{\overline{A_3B_3}^2 + \overline{B_3C_3}^2 + 2\overline{A_3B_3} \cdot \overline{B_3C_3} \cos(\theta_3 - \theta_2 + \gamma_3 - \alpha_3 + \theta_2'')}} \quad (2.5)$$

### 2.2.4 トルクの関係式

供給トルク  $\tau_i$  は 2.2.3 項のリンク関係式から

$$\begin{aligned} \tau_1 &= -f_1(\theta_1)Pl_1A_1 + f_2(\theta_1, \theta_2)Pl_2A_2 + f_3(\theta_2, \theta_3)Pl_3A_3 - (C_{c1}f_1(\theta_1)\dot{\theta}_1 + \text{sgn}(\dot{\theta}_1)F_1)f_1(\theta_1) \\ \tau_2 &= -f_2(\theta_1, \theta_2)Pl_2A_2 - \{C_{c2}f_2(\theta_1, \theta_2)(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + \text{sgn}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)F_2\}f_2(\theta_1, \theta_2) \\ \tau_3 &= -f_3(\theta_2, \theta_3)Pl_3A_3 - \{C_{c3}f_3(\theta_2, \theta_3)(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + \text{sgn}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2)F_3\}f_3(\theta_2, \theta_3) \end{aligned} \quad (2.6)$$

で与えられる。ただしここではシリンダの摩擦を考慮しており、 $C_{ci}$  はシリンダの粘性摩擦係数、 $F_i$  はシリンダの運動摩擦力である。

### 2.2.5 スプールの応答特性

スプールの動作特性は制御特性に大きく影響する。そこで、目標入力に対してつぎのような 1 次遅れの特性をもつものとする。

$$X_i = \frac{1}{T_{spi}S + 1} X_i' \quad (2.7)$$

ここに、 $X_i'$  はスプール変位目標値、 $T_{spi}$  は時定数である。

## 2.3 1自由度制御系

Fig. 2.4 で示すように、1自由度制御系では、角度  $\theta$  を基本的には位置フィードバックにより、目標値  $\theta_r$  になるように制御する。制御性を良くするために、非線形補償と状態フィードバックを追加した。以下にその詳細について述べる。

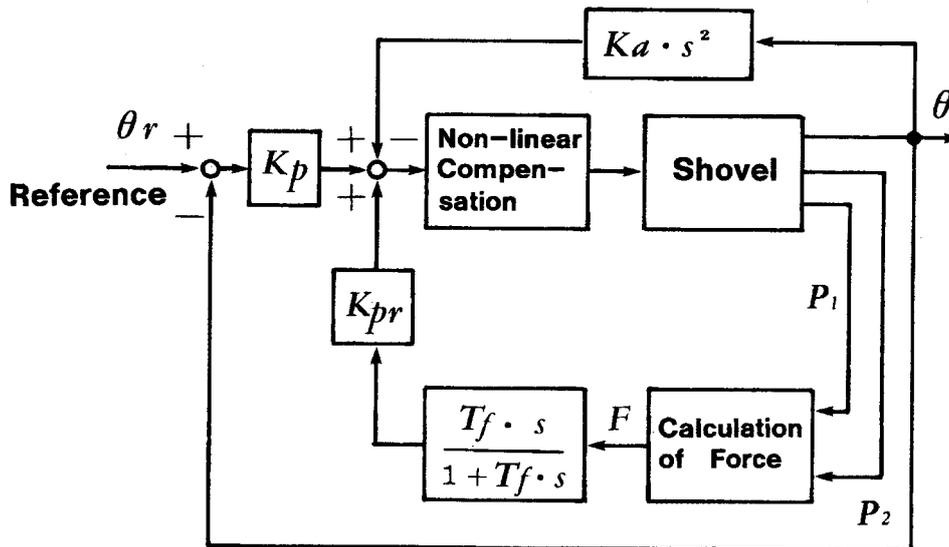
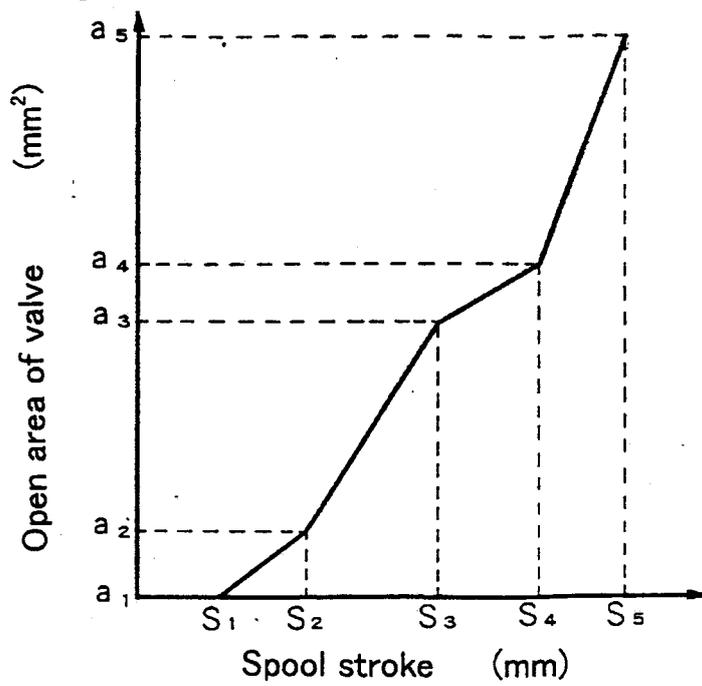


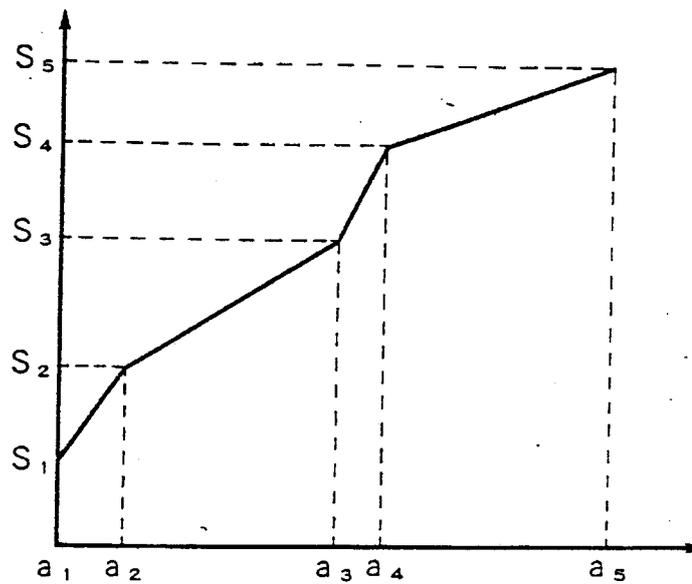
Fig.2.4 Block diagram of control system( $\theta$ )

### 2.3.1 非線形補償

通常の油圧系の自動制御システムでは、メインの制御バルブにサーボバルブなど線形性のある制御バルブが用いられる。筆者らが提唱している半自動制御システムでは、自動運転と手動運転を同時に実現するため、メインの制御バルブとして手動運転時に用いているバルブを使用している。これらのバルブでは、手動時の操作性を良くするため、スプール変位と開口面積の関係を非線形にしている。そこで、この関係を逆算し、必要とする開口面積からスプール変位を求め、これを制御出力とすることにより、非線形性を補償している (Fig. 2.5)。



**Relation between spool stroke and open area of valve**



**Function of compensater**

**Fig.2.5 Nonlinear compensation**

### 2.3.2 状態フィードバック

2.2節のモデルにもとづいて、ブームを角度制御する場合の動特性を、ある規準状態（スプール変位  $X_{10}$ 、シリンダ差圧  $P_{110}$ 、ブーム角  $\theta_{10}$ ）近傍において線形近似して、伝達関数で表現すると、つぎのようになる。

$$\theta_1 = \frac{K_p}{a_2 s^3 + a_1 s^2 + a_0 s + K_p} \theta_{r1} \quad (2.8)$$

ここに、 $K_p$ ：位置フィードバックゲイン

$$a_0 = \frac{f_1(\theta_{10})A_1}{K_{01}\sqrt{P_{s1} - P_{110}}} + \frac{C_{c1} f_1(\theta_{10})}{2A_1(P_{s1} - P_{110})}$$

$$a_1 = \frac{X_{10}\{J_{11} + J_{12}\cos\theta_2' + J_{13}\cos(\theta_2' + \theta_3')\}}{2A_1 f_1(\theta_{10})(P_{s1} - P_{110})} + \frac{C_{c1} f_1(\theta_{10})V_1}{A_1 K K_{01}\sqrt{P_{s1} - P_{110}}}$$

$$a_2 = \frac{V_1\{J_{11} + J_{12}\cos\theta_2' + J_{13}\cos(\theta_2' + \theta_3')\}}{A_1 f_1(\theta_{10})K K_{01}\sqrt{P_{s1} - P_{110}}}$$

この系は係数  $a_1$  の値が比較的小さいため振動性が強い。例えば神戸製鋼所の油圧シヨベル SK-16 で  $X_{10}$  を 0 とし各係数を求めると、 $a_0 = 2.7 \times 10^{-2}$ 、 $a_1 = 6.0 \times 10^{-6}$ 、 $a_2 = 1.2 \times 10^{-3}$  である。これにゲイン  $K_a$  の加速度フィードバックを付加すると、伝達関数は次のようになる。

$$\theta_1 = \frac{K_p}{a_2 s^3 + (a_1 + K_a) s^2 + a_0 s + K_p} \theta_{r1} \quad (2.9)$$

この場合、 $s^2$  の係数が大きいので系は安定である。このように加速度フィードバックは特性改善に有効である。

ところで、一般的に加速度を精度よく検出するのは困難であるが（通常は位置信号を2階差分して求めるが位置信号のノイズあるいは量子化誤差がのりやすい）、大型油圧シヨベルのように慣性負荷が支配的な場合、代わりにシリンダ圧を検出してシリンダ力を計算し、その直流分をフィルタでカットしたものを状態フィードバックしても加速度フィードバックと同等の効果を得ることができる（Fig.2.4 の下のループ）[28] - [31]。

また、安定性を増すには  $a_0$  と  $a_1$  の積を増大させればよく、速度フィードバックを行うことで  $a_0$  を大きくし、安定性を増すこともできる。ところが大型油圧シヨベルの場合、上記で示すように  $a_1$  が  $a_0$  に比べて非常に小さいので、加速度フィードバックで  $a_1$  を増す方が、速度フィードバックで  $a_0$  を増すより、安定性に大きな効果がある[29]。

## 2.4 半自動制御

一つのアタッチメントを手動で操作し、他のアタッチメントを手動で操作されるアタッチメントの動きに応じて自動制御する半自動制御における制御アルゴリズムは以下の通りである。

### 2.4.1 水平押し出し

水平押し出し制御の場合、ブームはアームの動きに応じて、アーム先端の高さ  $Z$  ( $\theta_1$  および  $\theta_2$  より計算される) が目標値  $Z_r$  になるように制御される (Fig.2.6)。さらに制御性を良くするために、以下の制御要素を付け加えている (Fig.2.8)。

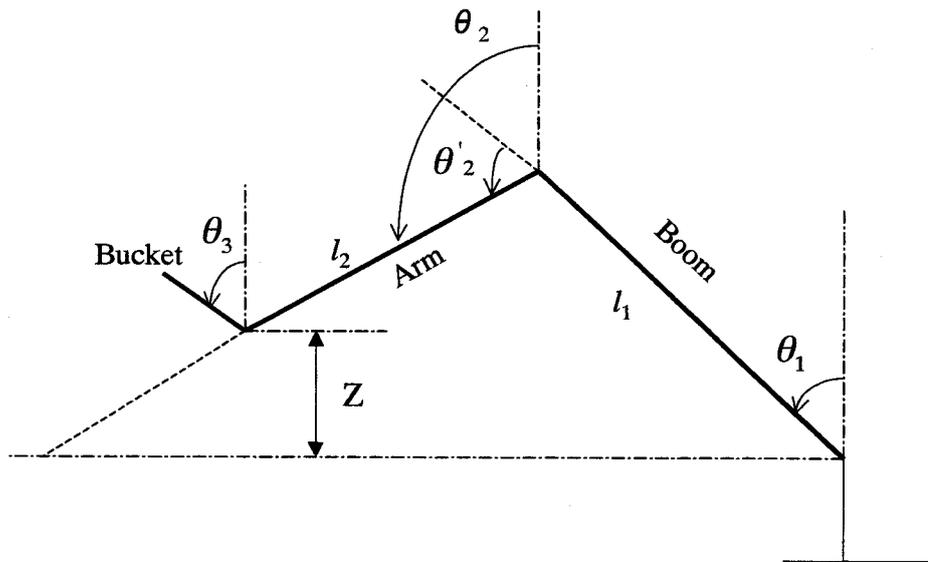


Fig.2.6 Frame model of hydraulic shovel

#### (1) フィードフォワード制御

Fig.2.6 から  $Z$  を計算するとつぎのようになる。

$$Z = l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2$$

(2.10)

この式の両辺を時間につき微分し、 $\theta_1$  について整理すると、

$$\dot{\theta}_1 = -\frac{\dot{Z}}{l_1 \sin \theta_1} - \frac{l_2 \sin \theta_2 \dot{\theta}_2}{l_1 \sin \theta_1} \quad (2.11)$$

となる。右辺第1項は  $\dot{Z}$  を  $\theta_1$  に換算する式 (フィードバック部)、右辺第2項は  $\theta_2$  が手動で動かされたとき、それに応じて  $\theta_1$  をどれだけ動かすべきかを計算する式 (フィードフォワード部) と考えられる。

実際には  $\dot{\theta}_2$  は  $\theta_2$  の値から差分計算でもとめた  $\Delta\theta_2$  を用いた。また、フィードフォワード量を最適とするように、フィードフォワードゲイン  $K_{ff}$  を調整した。

アーム角速度 ( $\dot{\theta}_2$ ) を用いる代わりに、アーム操作レバーの状態 (たとえば角度) を検出して用いる方法が考えられる。アームはこの値とほぼ比例した角速度で駆動されるからである。

(2) 姿勢によるゲインスケジューリング

油圧ショベルのような関節型機械では、その姿勢によって動特性が大きく変化するため、一定のゲインで全姿勢に安定な制御をおこなうことは困難である。これに対応するため、姿勢によるアダプティブゲインをフィードバックゲインに乗じた (Fig2.8)。Fig2.7 に示すように、アダプティブゲイン ( $K_Z, K_{\theta}$ ) は  $\theta_2'$  と  $Z$  の変化に応じるものの2種類を用意した。 $Z$  はバケットの高さ、 $\theta_2'$  はどれだけアームが伸びているかを示している。

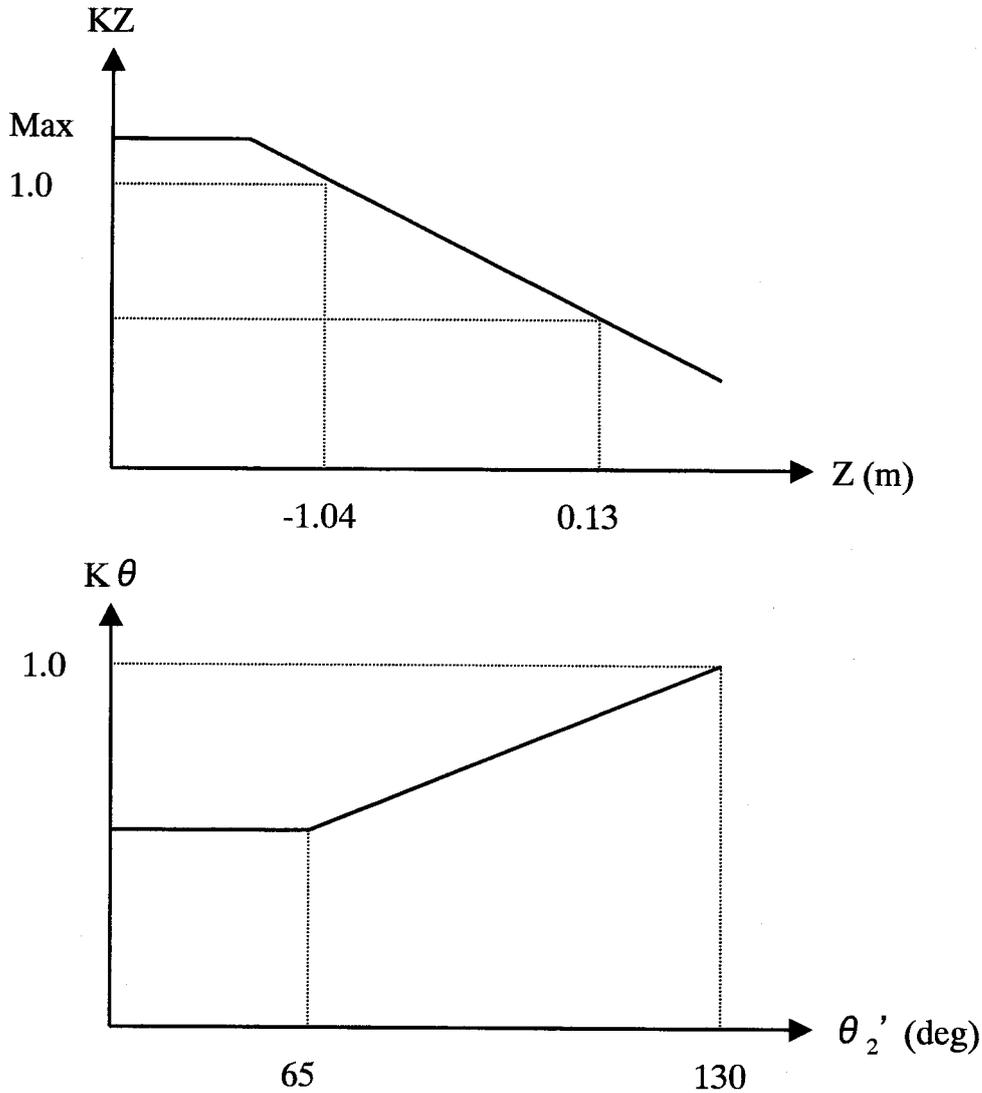


Fig.2.7 Gain scheduling according to attitude

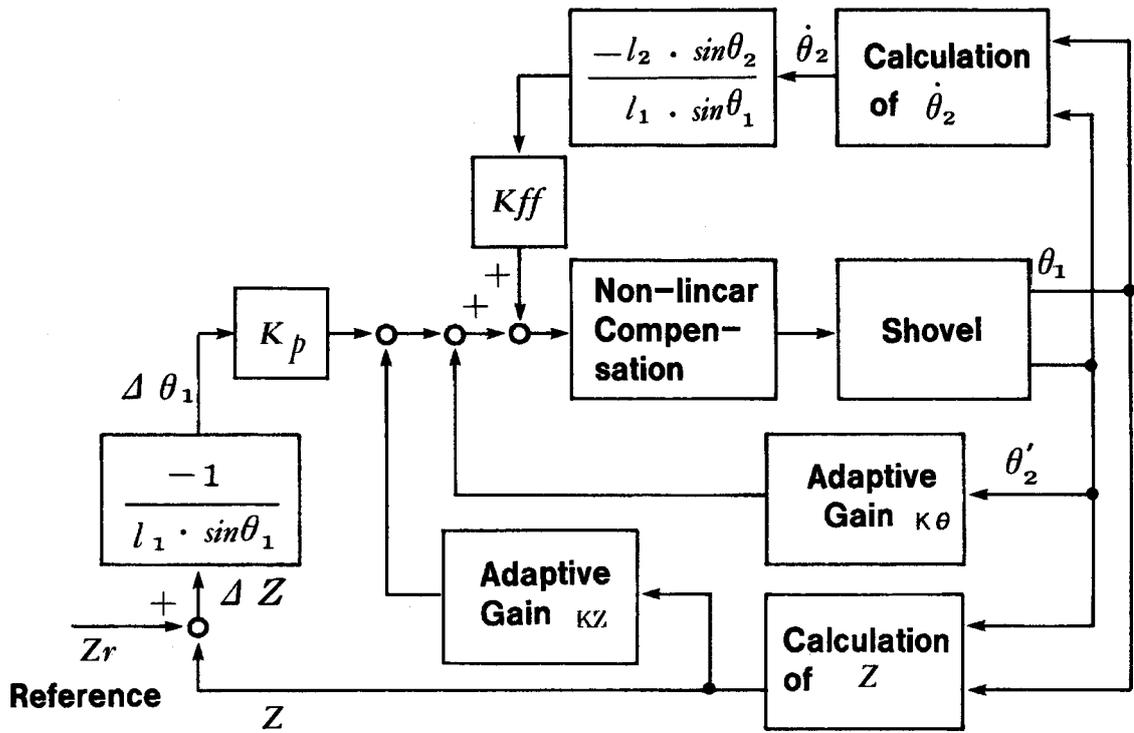


Fig.2.8 Block diagram of control system(Z)

## 2.4.2 バケット傾角補正

水平押しでバケットに溜まった土砂は、ブームおよびバケットの操作によりバケットの絶対角度  $\theta_3$  を一定 ( $\theta_r$ ) 値に保つようにして、ダンプの高さまで持ち上げる必要がある (Fig.2.9) . 本項ではブームレバーの上げ操作に応じて、バケットの絶対角度  $\theta_3$  を一定 ( $\theta_r$ ) 値に保つように制御するバケット傾角補正について述べる.

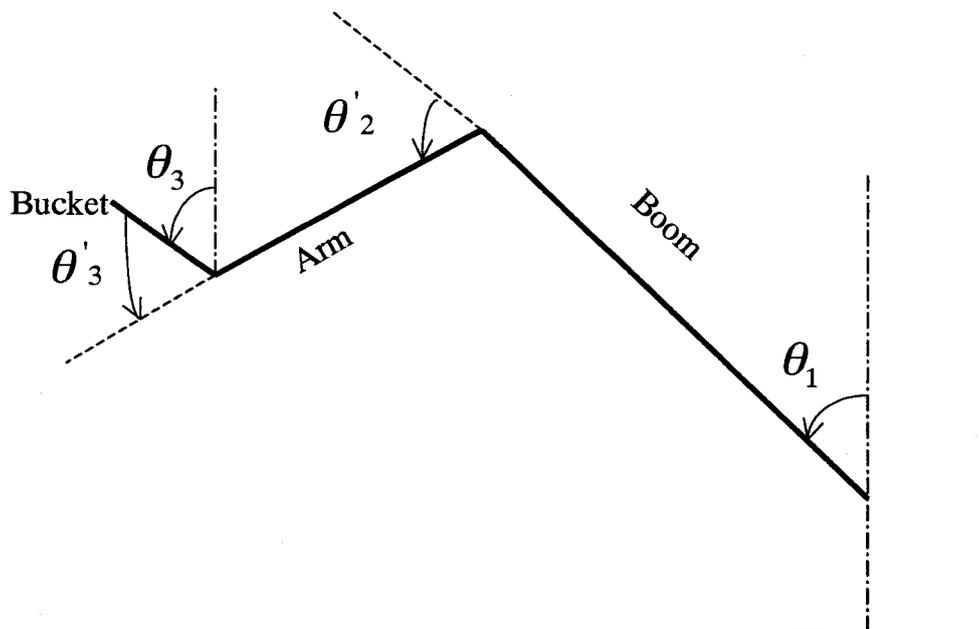
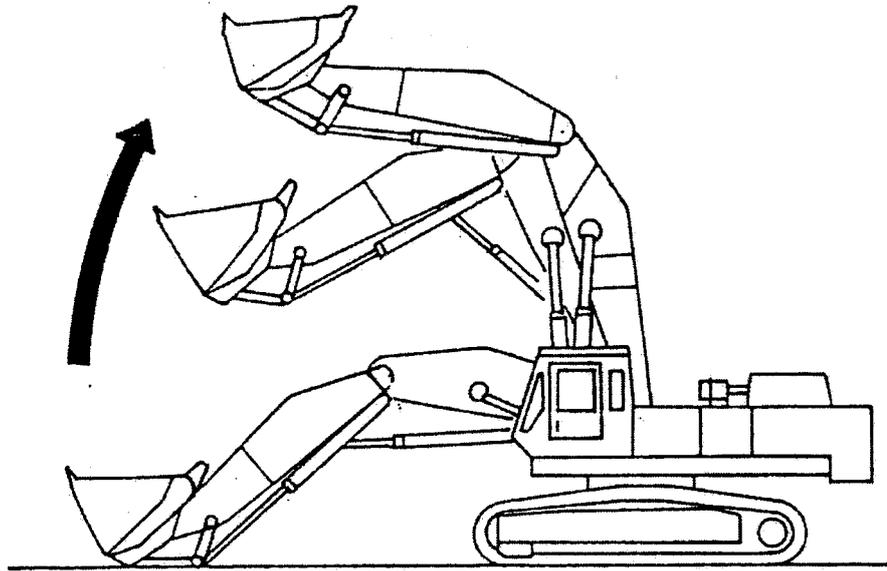


Fig.2.9 Bucket lifting

$$\theta_3 = \theta_1 + \theta'_2 + \theta'_3 \quad (2.12)$$

ここで、

$\theta_1$  : ブーム角度 (車体鉛直方向より)

$\theta'_2$  : アーム相対角度 (ブームに対する)

$\theta'_3$  : バケット相対角度 (アームに対する)

式 (2.10) の両辺を時間で微分すると

$$\dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_1 + \dot{\theta}'_2 + \dot{\theta}'_3 \quad (2.13)$$

$\theta_3$  を一定にするには  $\dot{\theta}_3 = 0$

バケット傾角補正の場合、アーム相対角度は一定であるので、

$$\dot{\theta}'_3 = -\dot{\theta}_1$$

そこで、単純なフィードバックだけでなく、ブーム角速度によるフィードフォワード制御を追加した。ブーム角速度の代わりにブームレバー操作状況を用いる方法もある (Fig.2.10)。

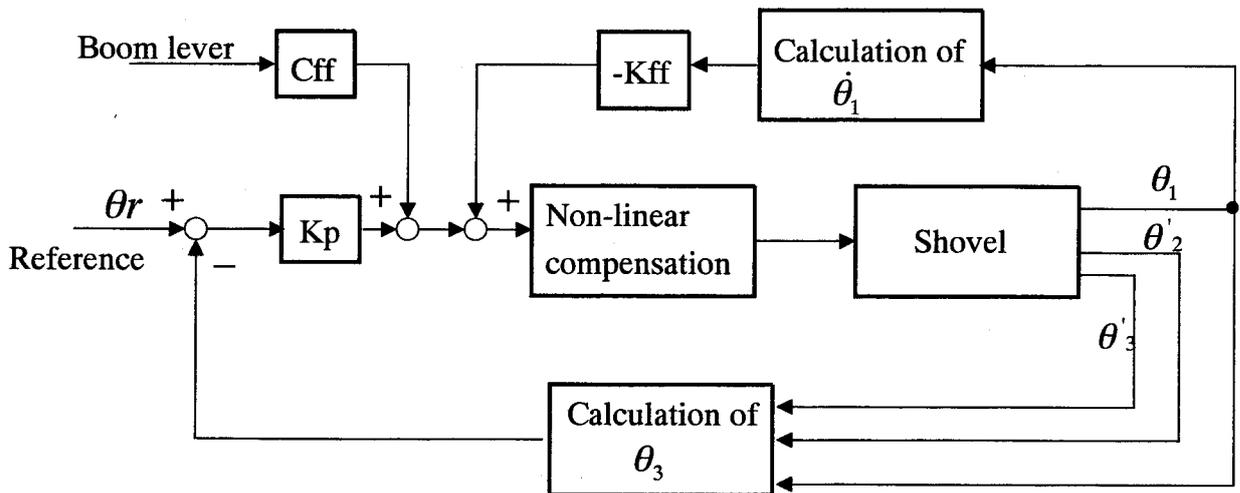


Fig.2.10 Control block diagram of bucket angle

## 2.5 シミュレーション結果

2.2 節で述べた油圧ショベルモデルに 2.4 節で述べた制御アルゴリズムを適用して、水平押し制御の数値シミュレーションをおこなった。Fig. 2.11 はその結果の一例である。制御開始後 5 秒の時点でステップ状に負荷外乱を加えている。定数は油圧ショベル SK-16 のものを用いた。また Fig. 2.12 はフィードフォワード制御をもちいることにより制御偏差を小さくできた例を示す。

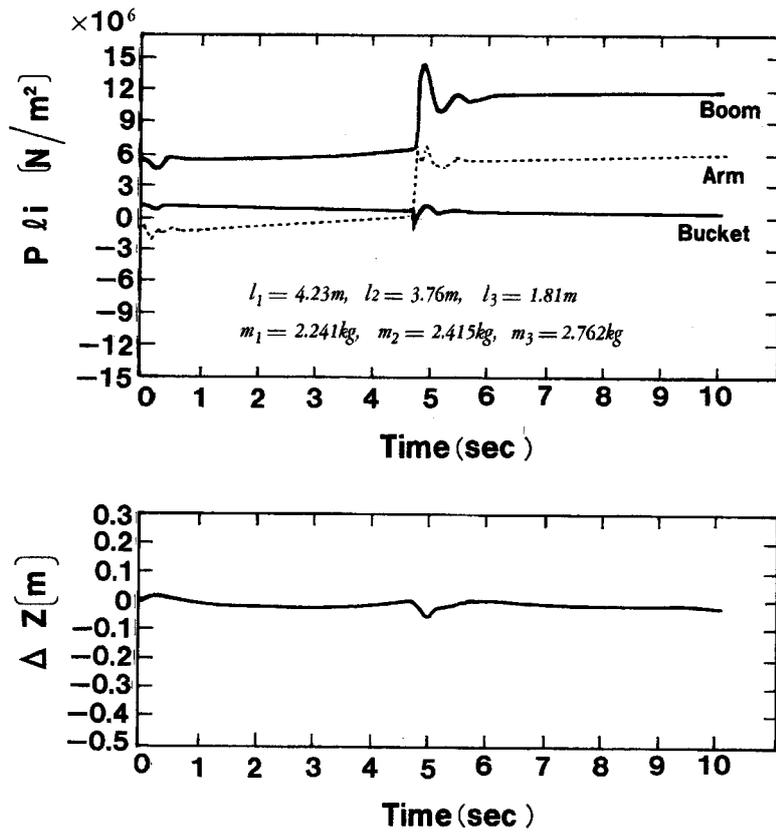


Fig. 2.11 Simulation result of level Crowding

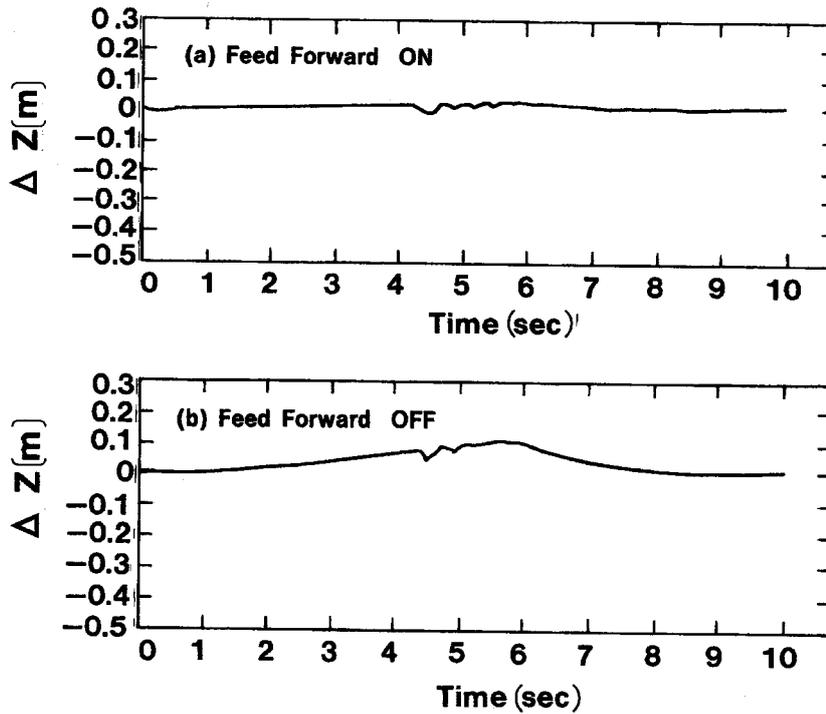


Fig.2.12 Effect of feed-forward control on control error of Z

## 2.6 半自動制御システム

2.3 および 2.4 節で述べた制御アルゴリズムを採用した半自動制御システムを試作し、大型油圧ショベルSK-16（総重量40t）に搭載し、その性能を実験で確認した。以下に、制御システムの構成と機能について述べる。

### 2.6.1 構成

制御システムは、Fig.2.13 に示すように、コントローラ部、センサ部、マン・マシン部、油圧制御部から構成されている。

コントローラ部は、中心は16ビットマイクロコンピュータで、センサ部からのブーム、アーム、バケットの角度信号、マン・マシン部からの運転モード信号および各操作レバーの状態信号が入力され、モード選択および姿勢制御演算をおこない、その結果をアンプから電流信号として出力する。油圧制御部では、電磁比例減圧弁で、この電流信号に比例した油圧を発生し、主制御弁のスプールを位置決めし、油圧シリンダに流入する油量を制御する。

なお、高速・高精度な制御を実現するために、コントローラ部には数値演算プロセッサを、センサ部には高分解能の磁気式エンコーダを採用している。さらに、圧力フィードバックを実現するために、各シリンダには圧力変換器を設けている。

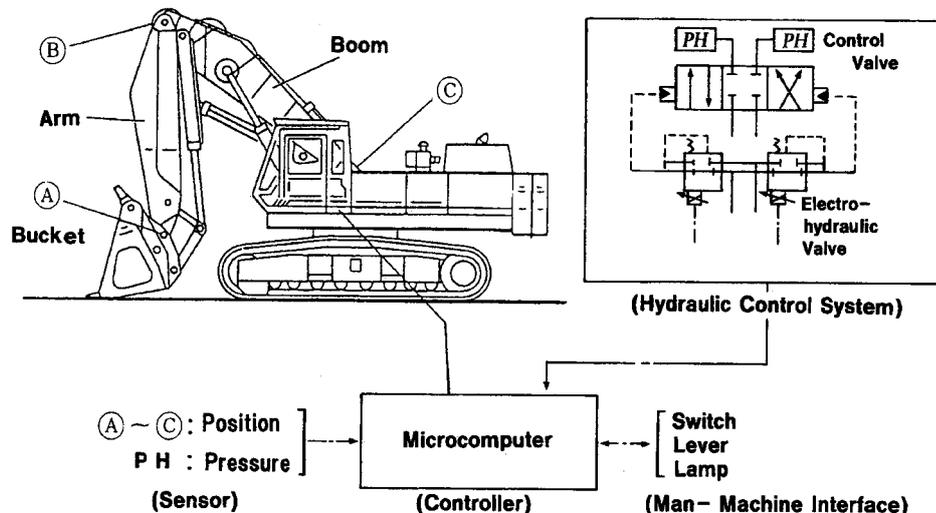


Fig.2.13 Schema of control system

## 2.6.2 制御機能

本システムは三つの機能を持っており、これらの機能は、操作レバーの状態に応じて自動的に切り換わる。各機能の概要はつぎのとおりである。

### (1) 水平押しモード

水平押しスイッチがONの場合、アームが手動で伸ばされるのに応じて、アーム先端が水平に保たれるように、ブームを自動制御する。このとき、目標値はアームレバーの操作を開始した時点の地面からの高さである。なお、ブームレバーを操作すると、手動優先により、自動制御は一時中断する。

### (2) バケット傾角補正

バケット傾角補正スイッチがONの場合、ブーム上げの手動操作に対して、バケットを自動制御し、バケット傾角を開始時の角度に保つことにより、バケットから土が落ちるのを防ぐ。

### (3) 手動運転

水平押しスイッチ、バケット傾角補正スイッチがいずれもOFFの場合、操作レバーの操作状況に応じて、ブーム、アーム、バケットを制御する。

これらの機能を実現するプログラムは、主としてC言語で記述し、モジュール化を徹底し、メンテナンス性の向上を図っている。

## 2.7 実機実験結果と考察

前節で述べたシステムを用いて、実機実験を行い、システムが正常に動作することを確認した。また、実機実験を通して、2.3 および 2.4 節で述べた制御アルゴリズムの効果を以下に示す通り確認できた。

### 2.7.1 各アタッチメントの単角度制御実験

ブーム、アーム、バケットの各アタッチメントについて、角度目標値を初期値±5度とステップ状に与え、その応答を測定し、2.3 節で述べた制御アルゴリズムの効果を確認した。各アタッチメントとも同等の効果を確認できたが、ここでは慣性負荷が大きく、制御的に一番難しい条件であるブーム下げの場合を示す。

#### (1) 非線形補償の効果

ブーム下げの場合の実験結果を Fig.2.14 に示す。電気-油圧系に不感帯が存在するため、補償なしの単純な位置フィードバックだけ（図中のOff）では、定常偏差が残る。非線形補償を付加すること（図中のOn）によりこの偏差を減少することができた。

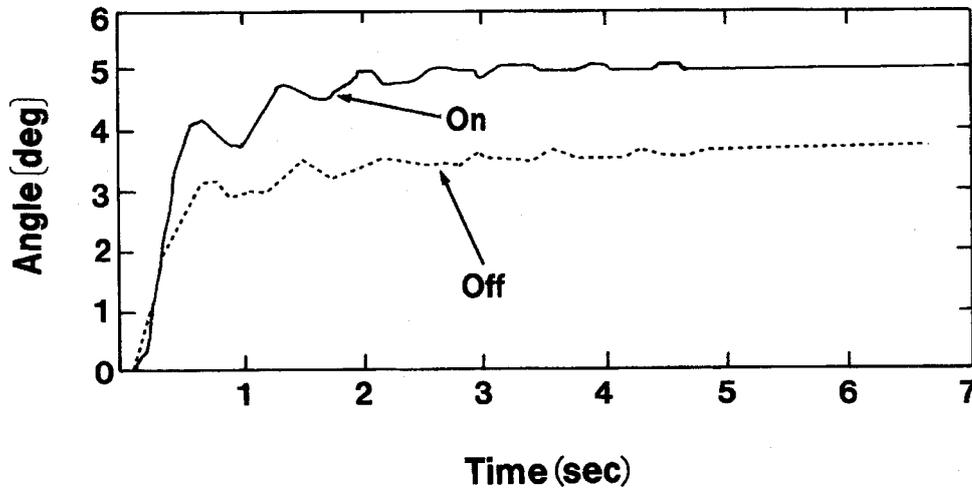


Fig.2.14 Effect of nonlinear compensation on boom angle

## (2) 状態フィードバックの効果

アーム、バケットに関して、位置フィードバックのみでも安定な応答がえられるが、加速度フィードバックまたは圧力フィードバックを付加することにより、安定性を保ったまま即応性を高めることができた。

ブームに関しては、位置フィードバックのみでは応答が振動的になる。これに加速度フィードバックまたは圧力フィードバックを付加することにより、即応性を損なうことなく振動を小さくすることができた。この例として、ブーム下げ時に加速度フィードバック補償をおこなった実験結果 (Fig.2.16) と圧力フィードバック補償をおこなった実験結果 (Fig.2.15) を示す。

性能的には、圧力フィードバックを用いたほうが、即応性、安定性とも加速度フィードバックを用いた場合より上回っている。加速度は角度センサの値を 2 回差分することにより求めているため、検出精度がよくないためと思われる。

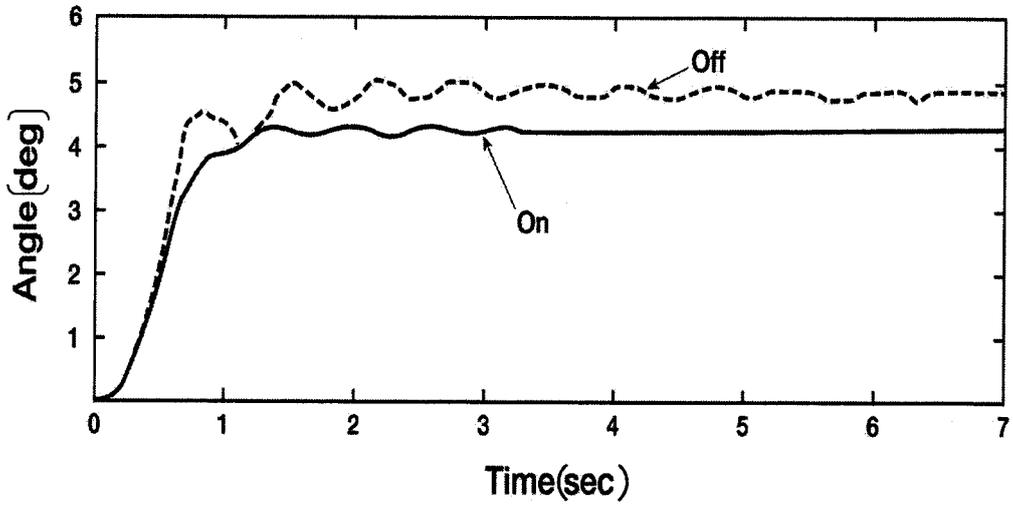


Fig.2.15 Effect of acceleration feedback control on boom angle

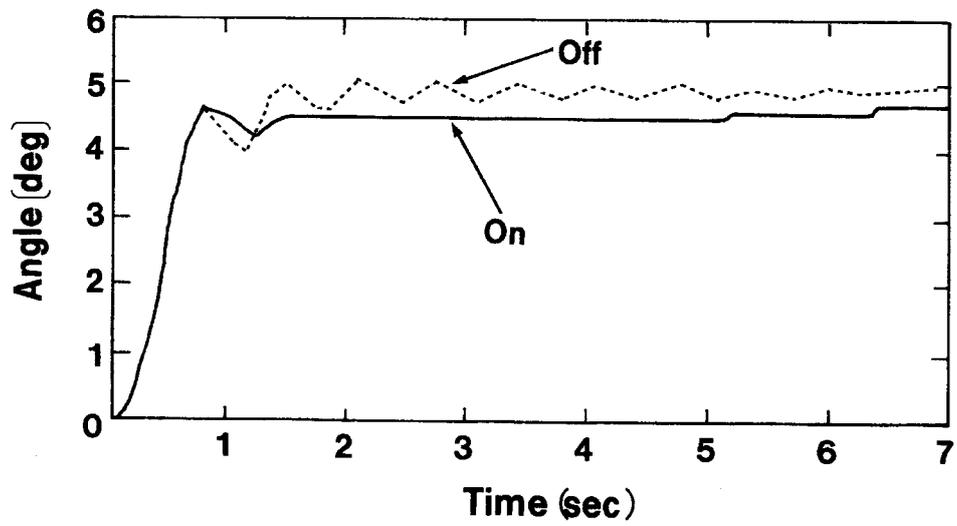


Fig.2.16 Effect of pressure feedback control on boom angle

### 2.7.2 水平押し制御実験

種々の制御条件、運転条件のもとで制御実験を実施することにより、それぞれの制御特性を把握するとともに、最適な制御パラメータ (Fig.2.8 における制御ゲインなど) を決定した。

#### (1) フィードフォワード制御の効果

位置フィードバックのみの場合、偏差 $\Delta Z$ を小さくするためゲイン  $K_p$  を上げると、Fig. 2.17 の Off に示すように、系の遅れにより振動的になる。すなわち、 $K_p$  を大きくできない。これに 2.4 節の (1) で述べたアームレバー値のフィードフォワードを適用すると、図中の On のように、 $K_p$  を大きくすることなく偏差を小さくすることができた。

アーム角速度を用いるフィードフォワードでも同等の効果を得ることができるが、角速度を角度の差分から求めている影響で不安定になる場合があった。

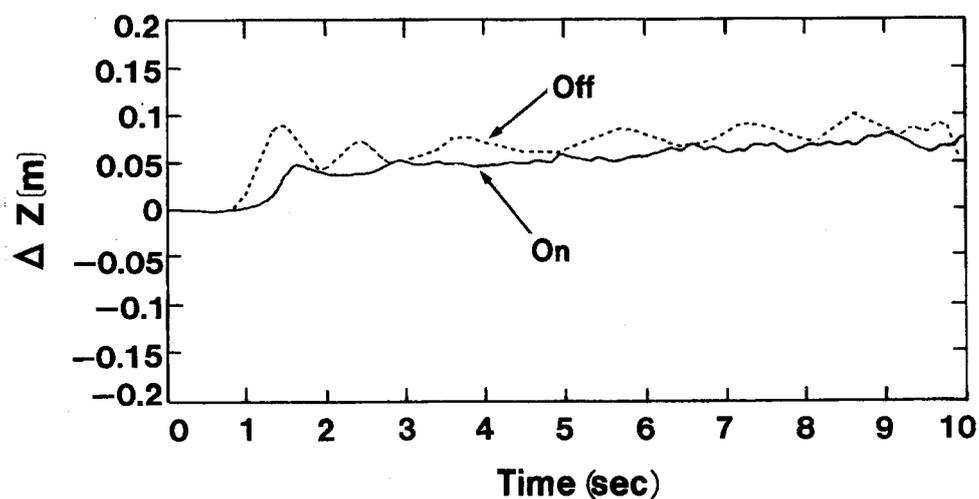


Fig. 2.17 Effect of feed-forward control on control error of Z

(2) 姿勢によるゲインゲインスケジュールの効果

水平押し出しの場合、高い位置あるいは押し出し終了付近で振動的になる傾向がある。この振動は、2.4節の(2)で述べたように、姿勢によってゲイン  $K_p$  を変化させることにより防止できる。この効果を Fig. 2.18 に示す。これは、地上約 2 m 付近から押し出した場合の結果であり、図中の Off で示す補正なしにくらべて、On の補正ありでは応答が安定している。

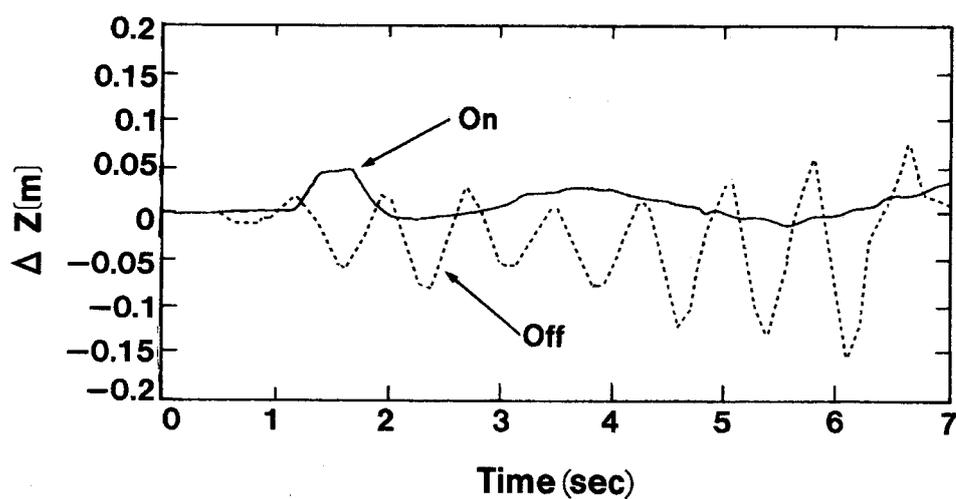


Fig.2.18 Effect of gain scheduling on control error of Z

### (3) 負荷による影響

実掘削をおこない負荷の影響を調べたが、無負荷時の制御精度と大きな差はなかった。むしろ押し速度が低下するので、フィードバックの効果が表れ、制御精度が向上する傾向が見られた (Fig.2.19)。

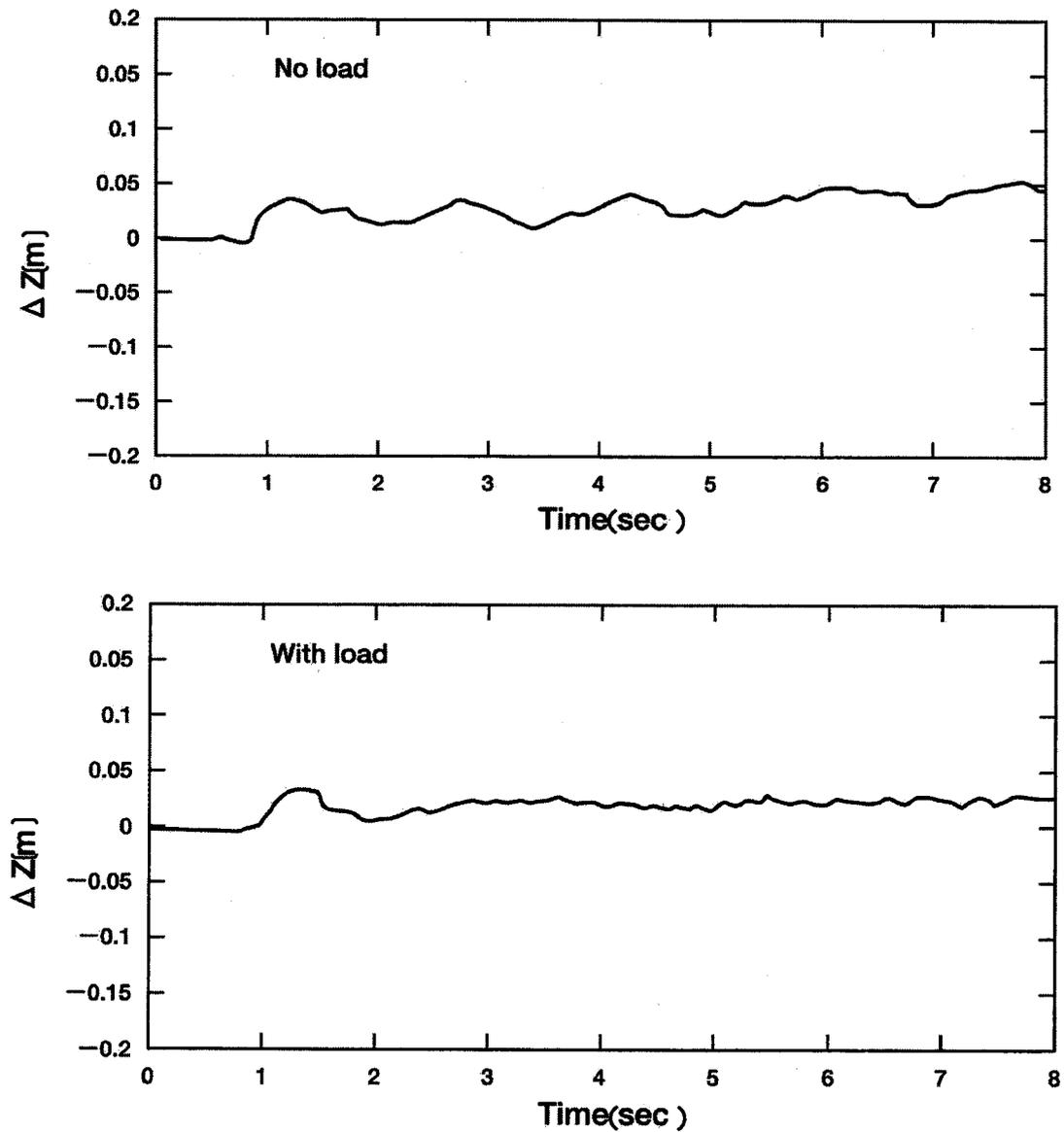


Fig.2.19 Affection of load

### 2.7.3 バケット傾角補正制御実験

フィードバック中心にパラメータを調整すると、偏差は小さいくできるが、振動的になる。特に負荷がある場合にその傾向が強くなる (Fig.2.20)。フィードフォワード中心に調整すると、偏差は大きくなるが、安定した制御が可能であり、負荷の影響も少ない。ブーム角速度を用いるフィードフォワード (Fig.2.21) とレーバーを用いるフィードフォワード (Fig.2.22) にはあまり制御性能の差はなかった。

バケット傾角補正の場合、荷がこぼれない事、オペレータに不安感をいだかせないことが大切であるため、安定した制御が可能なフィードフォワード中心の調整を採用した。

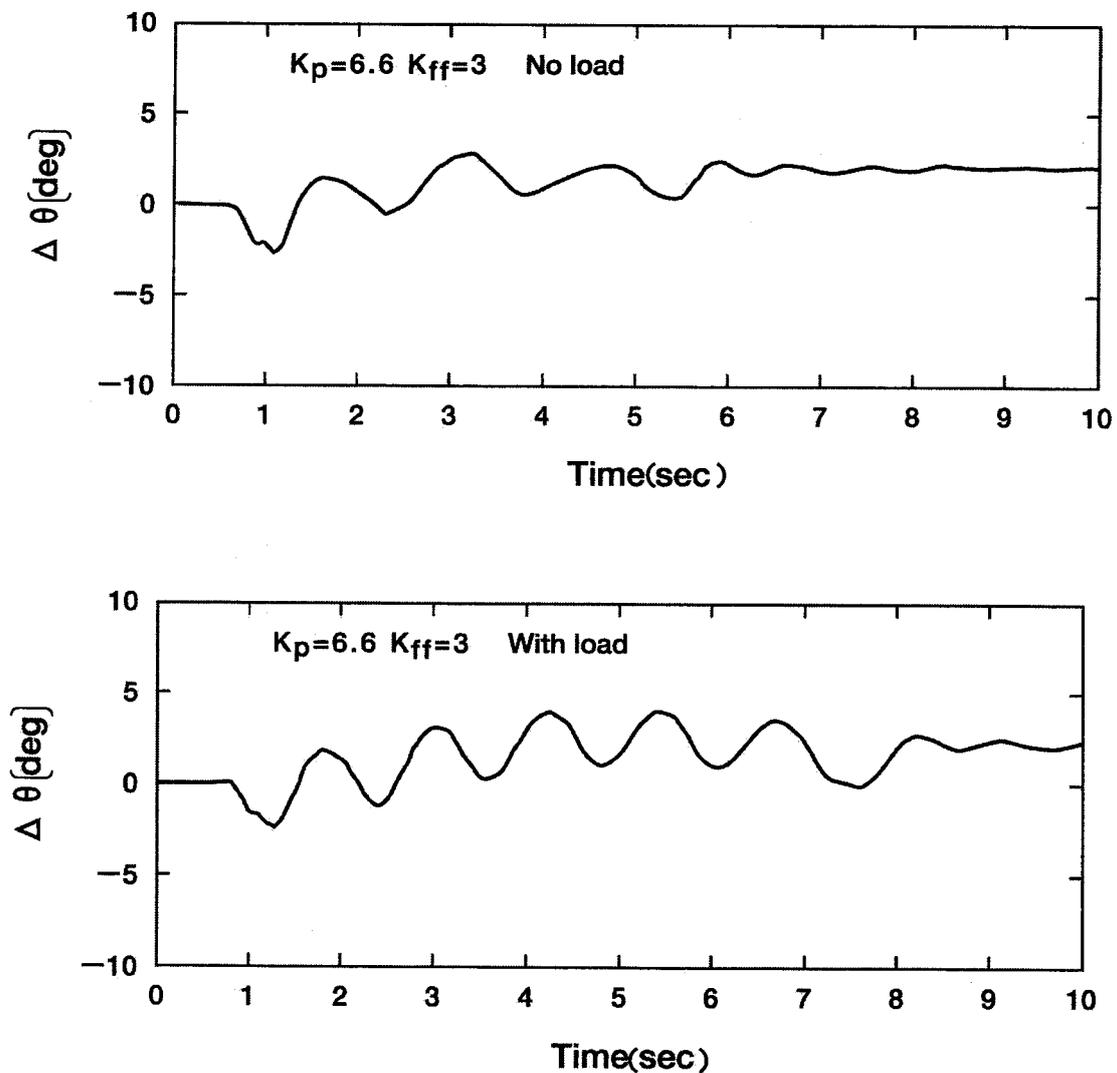


Fig.2.20 Control with emphasizing feedback

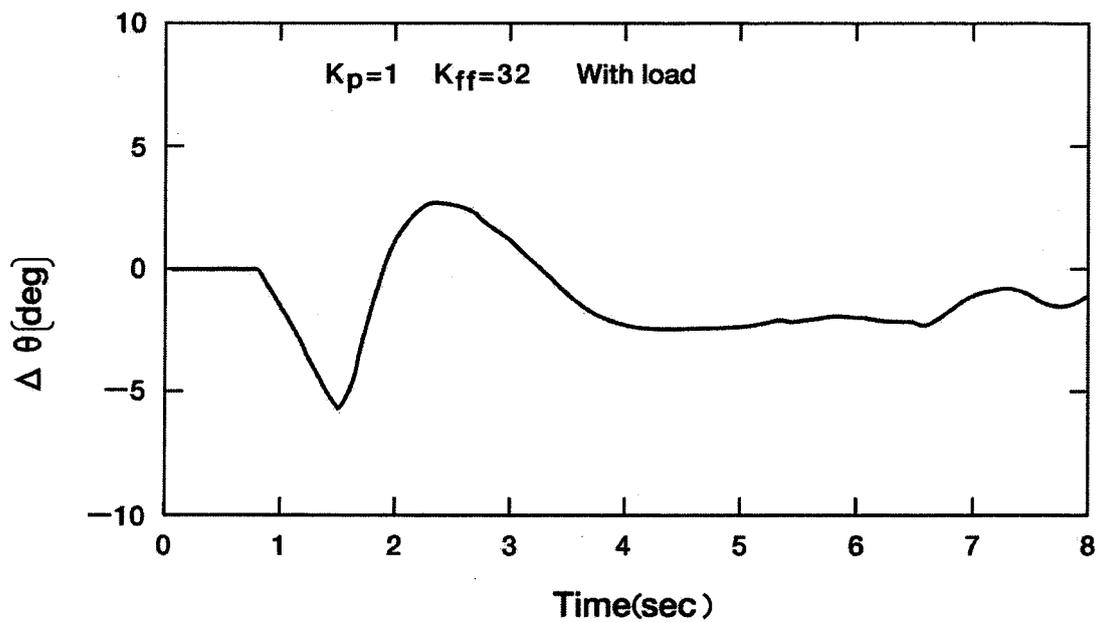
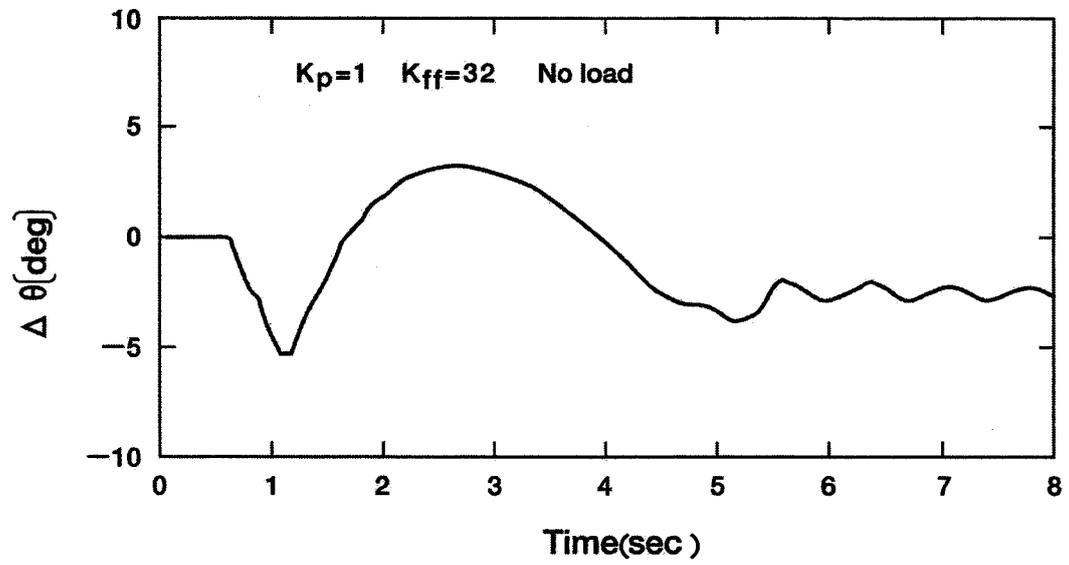


Fig.2.21 Control with emphasizing feed-forward (1)

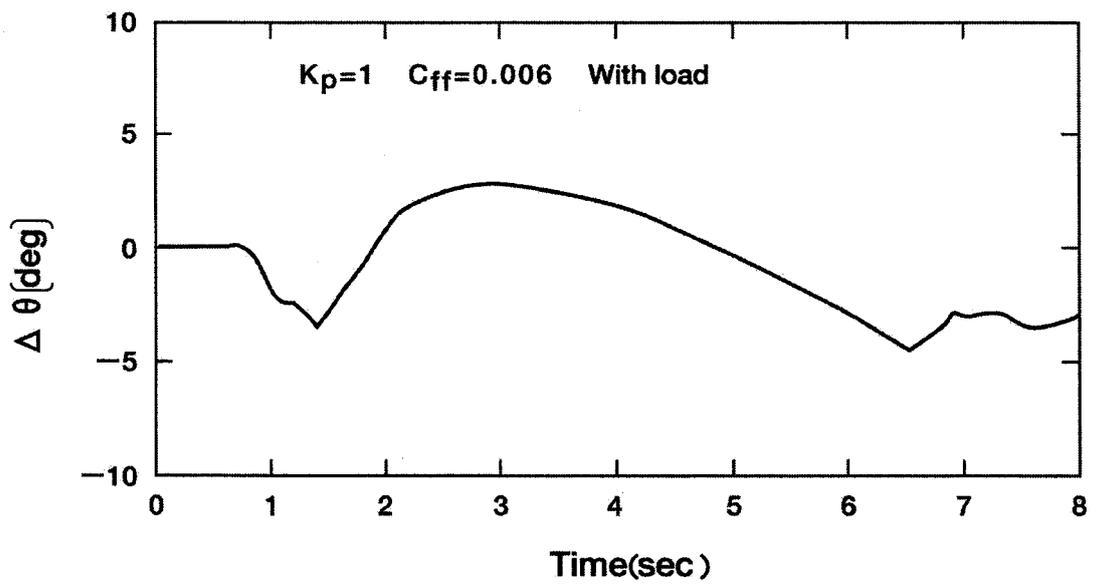
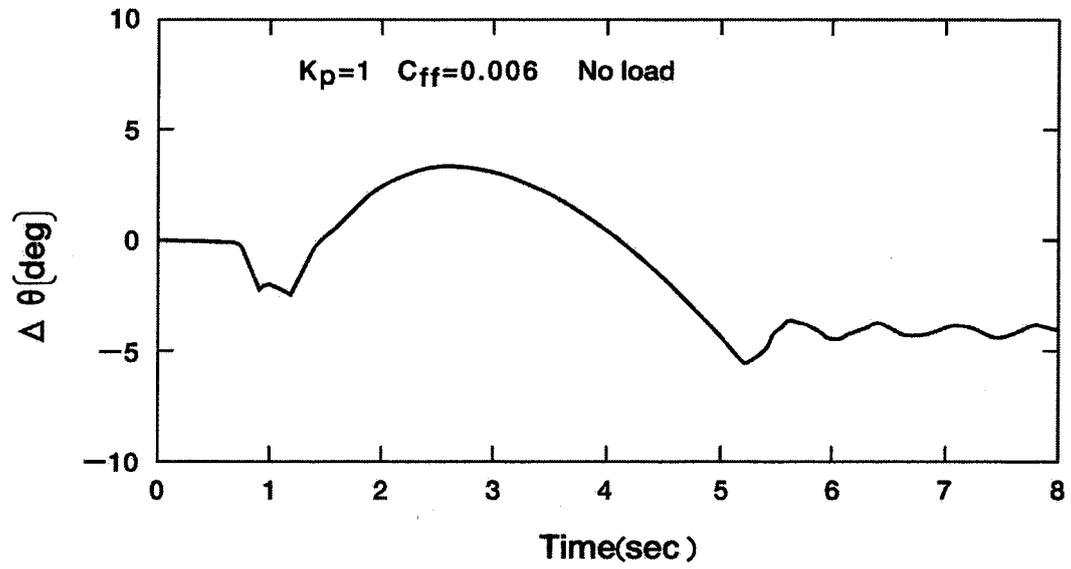


Fig.2.22 Control with emphasizing feed-forward (2)

#### 2.7.4 制御周期の影響

制御性に与える制御周期の影響を調べた。その結果、

- (1) 制御周期を100ms以上にすると、慣性モーメントが大きい姿勢では振動が大きくなる。(Fig.2.23)
- (2) 制御周期50ms以下では、制御性能がほぼ同じである。(Fig.2.24)

したがって、本システムでは、演算速度を考慮に入れて50msの制御周期を選んだ。

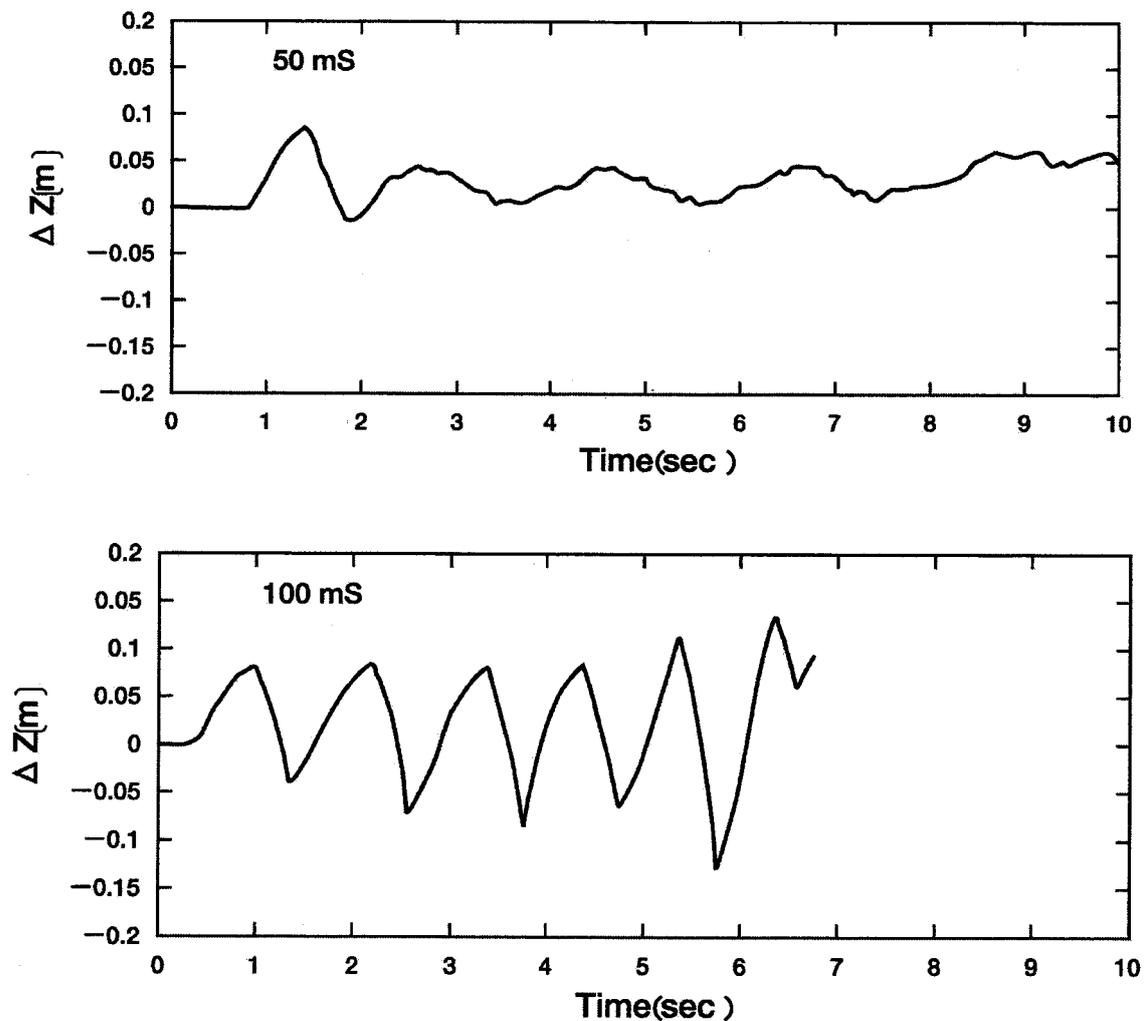


Fig.2.23 Affection of control period(1)

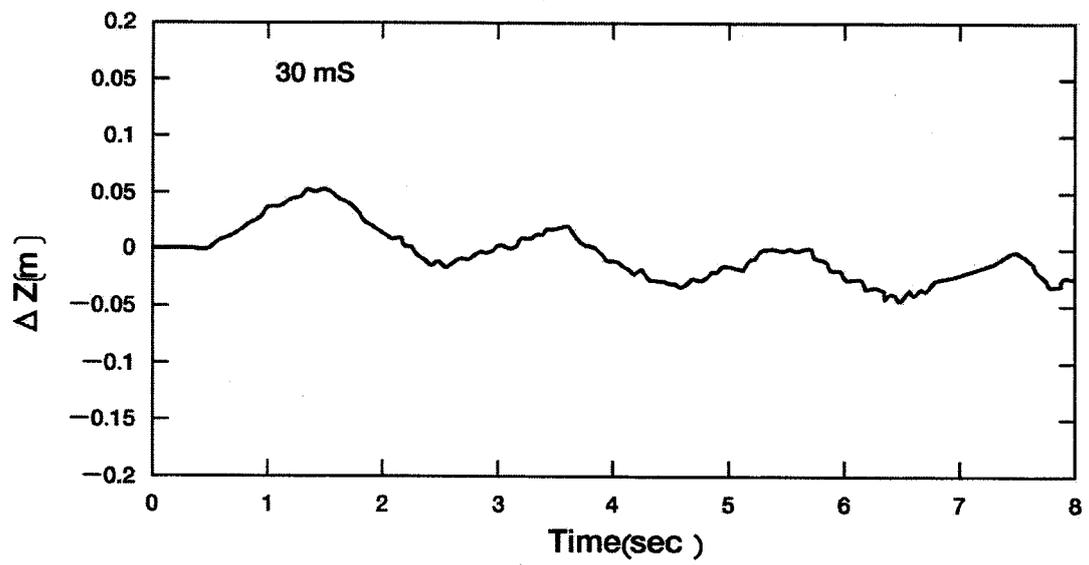
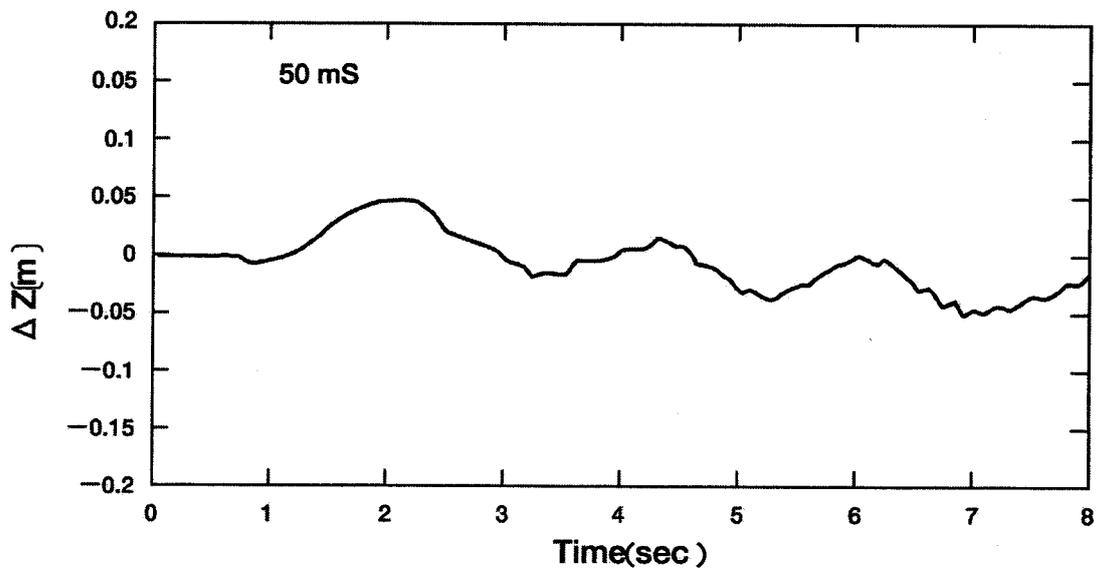


Fig.2.24 Affection of control period(2)

## 2.8 まとめ

本章では、大型油圧ショベルにおける半自動制御について述べた。まず制御アルゴリズムを検討する上で有効な手段となる数値シミュレーション方法について、力学系および油圧系の数値モデルを示した。

つぎに、半自動制御の基本要素である 1 自由度の制御系について、手動操作に用いられている制御バルブを自動制御系にそのまま用いるための非線形補償、大型油圧ショベルの動特性を補償する状態フィードバック制御について、そのアルゴリズムを述べた上で、その有効性を実機による実験結果により示した。

続いて、半自動制御として、水平押し出し制御およびバケット傾角制御を取り上げ、それを実現させるために有効なフィードフォワード+フィードバック制御方法について述べた。さらに水平押し出し制御において姿勢による動特性の違いに対処するためのゲインスケジューリングについて述べた。これらの制御アルゴリズムについても、その有効性は実機実験により示されている。

この結果、熟練を必要とする大型油圧ショベルを用いて行うダンプへの積み込み作業が、初心者でも、簡単に行えるようになった。

## 第3章 クローラクレーンにおける半自動制御

### 3.1 はじめに

近年、ビルやマンションの高層建築、高架道路の建設工事などにおいては、工期短縮のために作業効率の向上が望まれている。

このためそれらの現場で、荷役作業に用いられるクローラクレーン (Fig.3.1) では、操作の容易化が求められている[32][33]。一方、クローラクレーンの操作は、様々な状況で種々の荷姿の吊荷を扱う必要があり、高い作業スキルが要求される。特に、目視により吊荷を水平に移動させる操作は、ブーム起伏レバーと巻上げレバーの2本のレバーを同時に操作する必要があり非常に難しい操作である。旋回を伴う作業や吊荷が死角で見えない作業、吊荷が高所にありその高さを正確に把握できないような作業 (Fig.3.2) では、熟練オペレータであっても吊荷を水平に移動させることは難しく、作業効率が低下するといった状況であった。

そこで、筆者らは、この問題を解決するためにブーム起伏レバー1本の操作で吊荷をスムーズに水平移動できる半自動制御システム(吊荷水平移動システム)を開発した[25][34]-[37]。

本章ではこのシステムについて、制御アルゴリズム、シミュレーションによる検証結果、システムの構成、実機実験による検証結果について述べる。

制御アルゴリズムの基本的な考え方は、前章同様フィードフォワード+フィードバック制御であり、手動で用いている油圧機器をそのまま利用する考え方も同じであるが、クローラクレーンに固有な油圧制御上の問題の解決方法や運転条件による制御特性の変化に対する対応など、第2章にはない新しい制御手法を提案している。また、制御精度を向上させるため、オペレータの操作に対しても制限を加えるという新しい考え方も導入した。

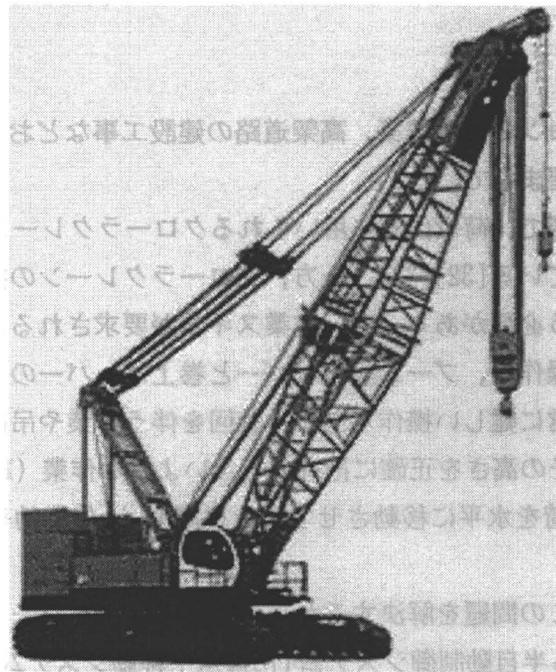


Fig.3.1 Crawler crane

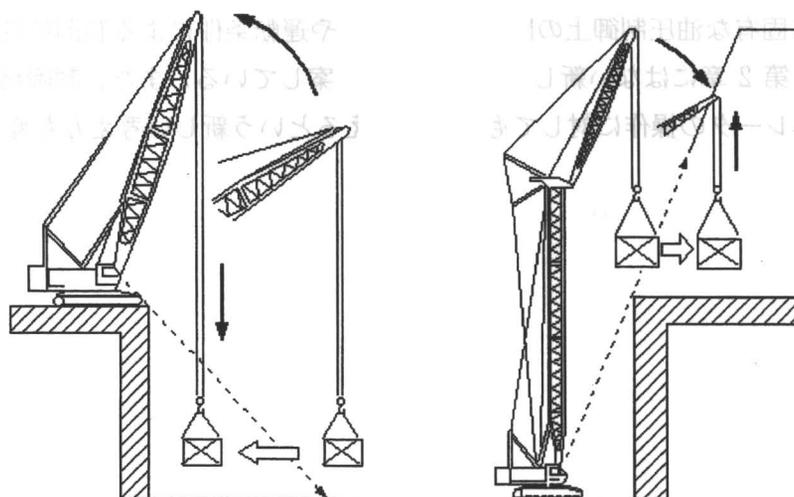


Fig.3.2 Works in the place where visual operation is difficult

### 3.2 制御アルゴリズム

吊荷の水平移動システムを実現するためには、以下のような制御上の課題がある。

- (1) クレーンの剛性が低いため、振動的になりやすくフィードバックゲインを高くできない。
- (2) アクチュエータ部に非線形な特性がある。
- (3) エンジンの回転数や吊荷の重量などの条件が変わると、制御対象の特性が変化する。
- (4) センサやアクチュエータに応答遅れがある。

そこで、(1)の課題を解決するためにフィードフォワード+フィードバック制御を適用した。この方法を用いるとフィードバックゲインを高めることなく、制御誤差を少なくできる。言い換えると、水平移動制御は大部分をフィードフォワード制御で行い、その際生じた誤差をフィードバック制御で補正すると言える。(2)の課題を解決するためには非線形補償を行った。(3)についてはエンジンスピードによるゲインスケジューリングにより解決した。(4)についてはブームの起伏速度を抑制することにより解決した。本制御アルゴリズムのブロック図を Fig.3.3 に示すと共に、アルゴリズムの詳細を以下に述べる。

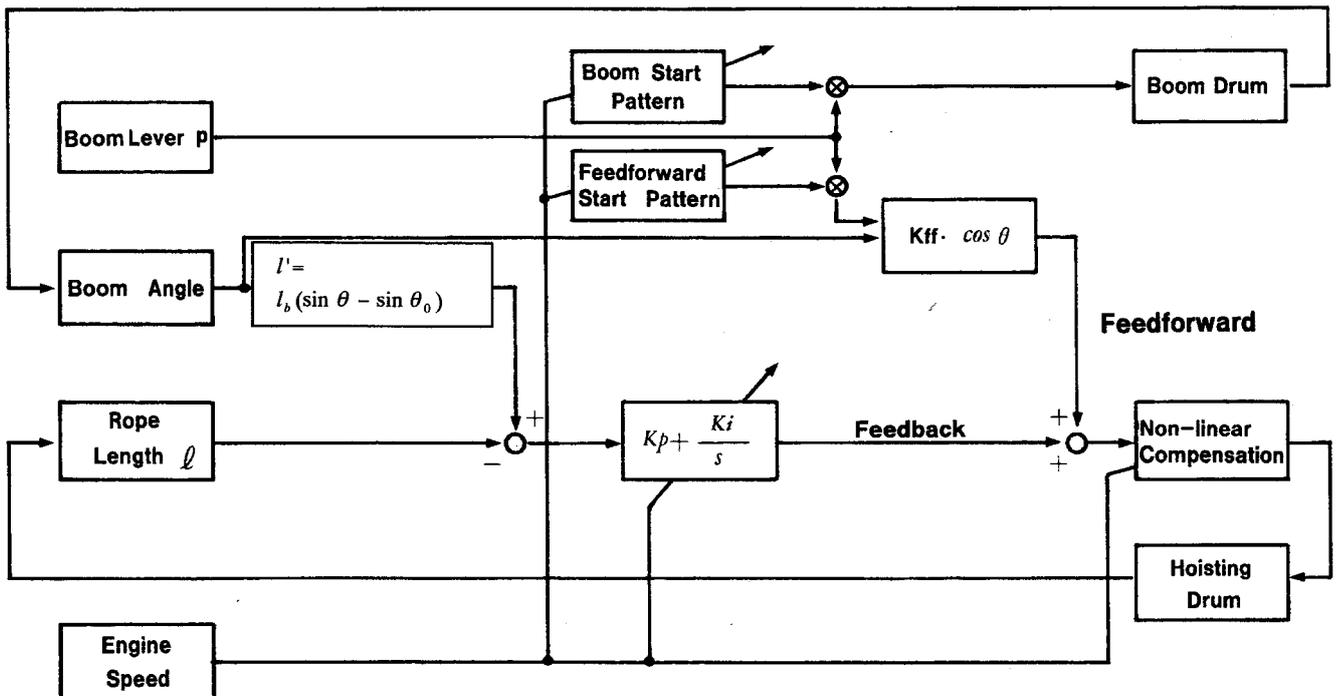


Fig.3.3 Block diagram of control system

#### 3.2.1 フィードバック制御

Fig.3.4 においてブームを  $\theta_0$  の位置から  $\theta$  の位置に起こした場合、吊荷を水平に保つ為に繰り出すべきロープ長  $l'$  は

$$l' = l_b \cdot (\sin\theta - \sin\theta_0) \quad (3.1)$$

ここで、  
 $l_b$  : ブーム長さ  
 $\theta$  : ブームの対地角度  
 $\theta_0$  : ブームの初期対地角度

吊荷の高さ誤差は、

$$\Delta h = l' - l \quad (3.2)$$

ここで、  
 $\Delta h$  : 吊荷の高さ誤差  
 $l$  : 実際のロープ繰り出し量

フィードバック制御量  $U_b$  は  $\Delta h$  より以下のように計算する。

$$U_b = \left( K_p + \frac{K_i}{s} \right) \cdot \Delta h \quad (3.3)$$

ここで、  
 $K_p$  : 比例ゲイン  
 $K_i$  : 積分ゲイン

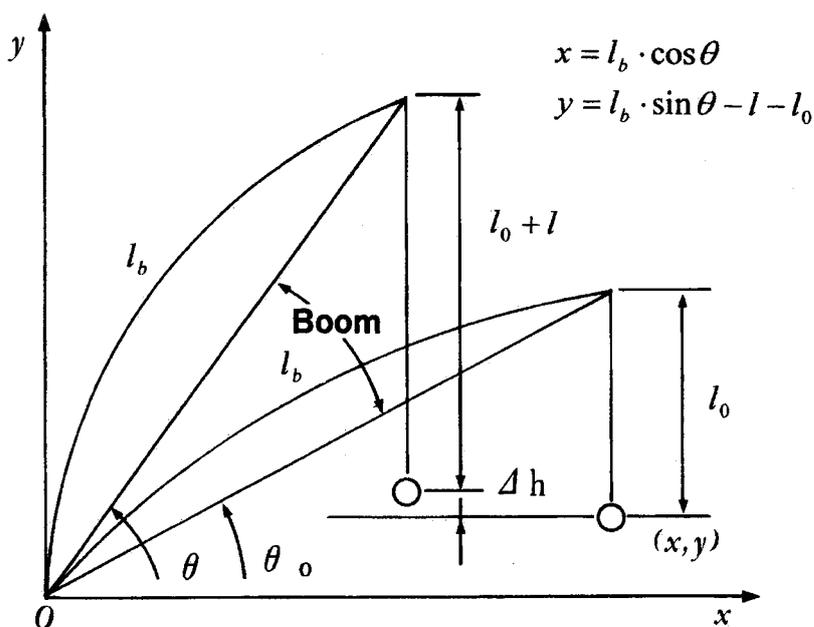


Fig.3.4 Load movement during boom raising

### 3.2.2 フィードフォワード制御

(3.1)式を両辺時間で微分すると次式を得る,

$$\frac{dl'}{dt} = l_b \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (3.4)$$

(3.4)式で求まるロープの繰り出し必要量の時間微分値をフィードフォワード量とする。この制御システムではブームの操作量はブームパイロット圧を測定することにより得ることができる。また、ブームの移動角速度はブーム操作量にほぼ比例する。そこで、以下の理由からブーム移動角速度の代わりにブーム操作量（ブームのパイロット圧）を用いた。

- (1) ブーム移動角速度はコストを考慮するとブーム角度を微分して求めることになるが、ブーム角度センサの分解能が角速度を求めるには不十分である。
- (2) 角度センサやアクチュエータの時間遅れによる制御初期の誤差を角度センサから求めたブーム移動角速度では補正することが難しい。

フィードフォワード量はブーム長さとおロープの掛け数に依存するので、フィードフォワードゲインは以下の式で求めた。

$$K_{ff} = C \cdot K_{ff_0} \cdot N_r \cdot \frac{l_b}{l_{b0}} \quad (3.5)$$

ここで、

$N_r$  : ロープの掛け数

$l_{b0}$  : 標準ブーム長さ

$K_{ff_0}$  : 標準ブーム長さの最適ゲイン

$C$  : 調整ゲイン

### 3.2.3 非線形補償

クローラクレーンの巻上げドラムは2個の油圧ポンプで駆動されている。またメインのコントロールバルブは手動操作の操作性をよくするため、スプールの移動量とスプールの開口面積の間に非線形な関係がある。このため、巻上げドラムの油圧系に対する入力と巻上げドラムの回転スピードの間には非線形な関係がある。Fig.3.5に実験により求めた関係を示す。一速用の油圧ポンプの能力により、ドラムスピードにサチレーションがある (Fig.3.5における  $D_1$ )。また、二速のポンプから油が流れ込むまでの間不感帯が生じる。不感帯の幅はエンジンスピードにより変化する。不感帯はゼロ付近にも存在する (Fig.3.5における  $D_0$ )。これらの不感帯は大きいので、制御性を悪くする。そこでこの非線形性を補償する必要がある。Fig.3.6に補償前の操作量と補償後の操作量の関係を示す。この場合、 $U_{c2}$ は

エンジンスピードにより変化する。

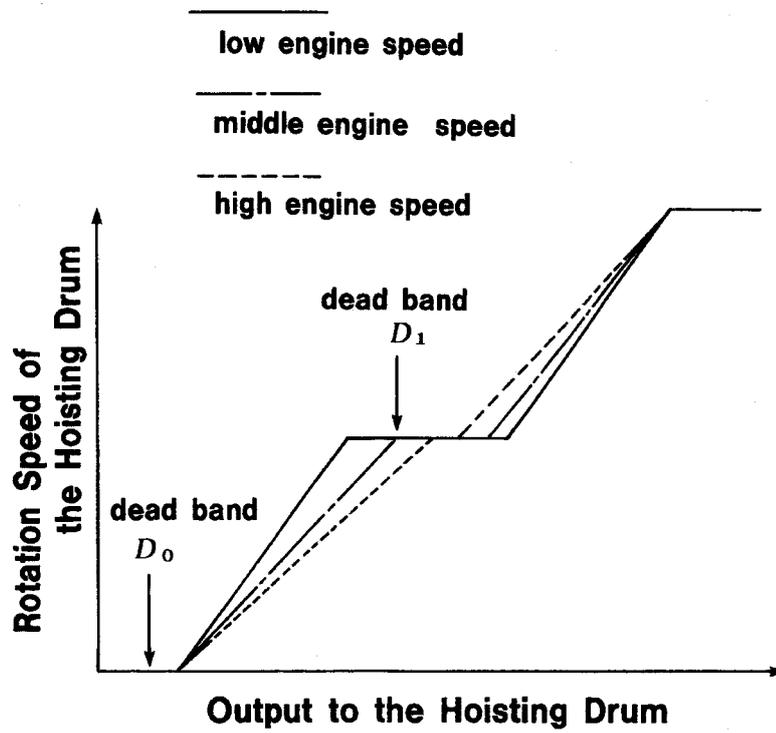


Fig.3.5 Rotation speed of hoisting drum

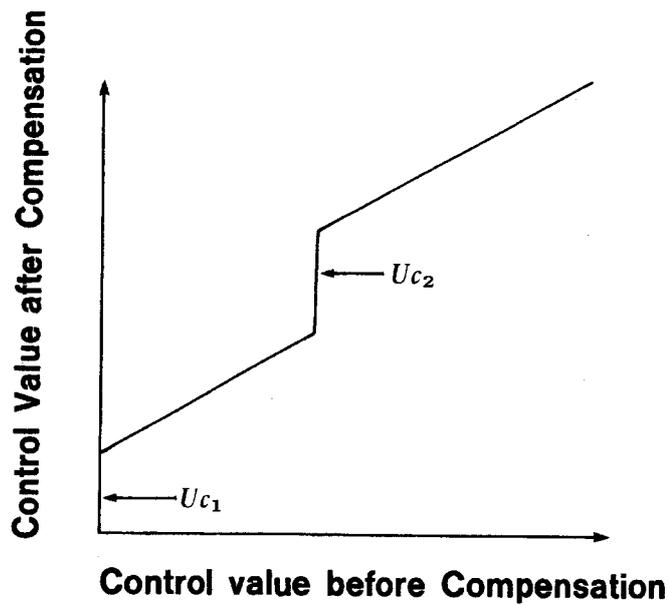


Fig.3.6 Non-linear compensation

### 3.2.4 ブームの加速度制限

センサやアクチュエータの動作遅れによる水平移動初期における偏差の増大を防ぐため、ブーム起伏の初期段階に起伏加速度に制限をかけている。水平移動初期の一定期間、ブーム起伏に対するオペレータからの信号は制御コンピュータから出されるスタートパターンにより制限される。具体的には水平移動初期の一定期間、Fig.3.13 の油圧回路に示されている電子比例減圧弁に制御コンピュータからスタートパターン信号が出力される (Fig.3.7)。

一定期間終了後には、電磁比例減圧弁は全開となり、ブームは手動操作により動作する。これは副次的に吊荷の振れを防止する効果もある。3.2.2 項で述べたフィードフォワード量もこのスタートパターンで計算される。

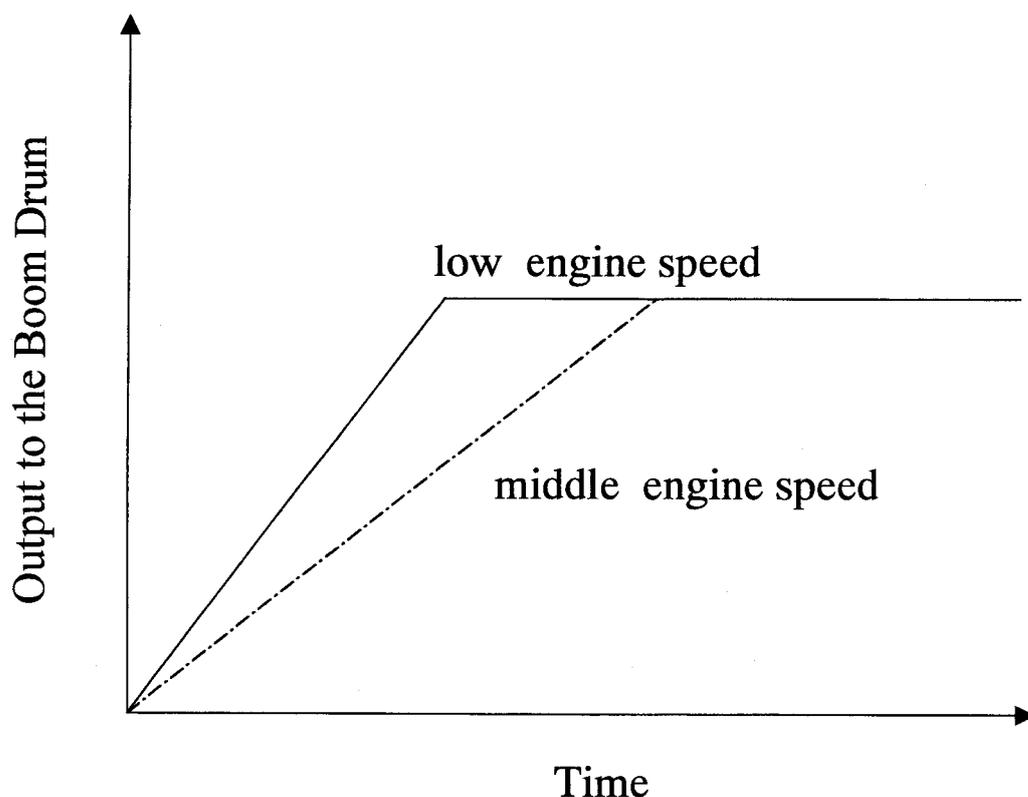


Fig.3.7 Acceleration limit of boom motion

### 3.2.5 エンジン回転数による制御パラメータスケジューリング

エンジン回転数により、ポンプからの油の吐出量に変化し、クレーンの動特性が変化するので、以下の制御パラメータはエンジン回転数により変更している。

- (1) フィードバックゲイン：振動的になるのを防ぐため、エンジン回転数が増えるほど、フィードバックゲイン  $K_p$  を下げている。
- (2) フィードフォワードゲイン：ブーム起伏速度と巻上げのアンバランスを補正するためフィードフォワードゲインをエンジン回転数により変更している。
- (3) 非線形補償：エンジン回転数により不感帯幅を変更している。

- (4) スタートパターン：エンジン回転数が上がるほど、加速度が下がるようなスタートパターンを用いている。

### 3.3 シミュレーションによる検証

水平移動制御のシミュレーションモデルを構築し (Fig.3.8) , 3.2 節で述べたフィードフォワード+フィードバック制御アルゴリズムの効果を検証した。今回は前章とは異なり、モデルを伝達関数で近似する手法を用いた。この方法によると前章で述べた数値モデルを用いる方法より、手軽に事前チェックが可能となる。

Fig.3.9 にフィードバック制御のみの結果を示す。Fig.3.9 の(a)(b)は比例制御のみの場合で、(b)はゲインを上げた場合である。(c)は積分制御を付加した場合で、(a)の結果に較べ、定常偏差が減少している。しかし、初期の偏差が残っており、やや振動的でもある。

Fig.3.10 にフィードフォワード制御を追加した場合の結果を示す。(a)はブーム角速度の代わりにレバー操作状態をフィードフォワード量の計算に用いた場合 (Fig.3.8 の破線部) である。(a)では初期の偏差および定常偏差が減少し、振動性も解消している。(b)はレバー操作状態の代わりにブーム角度の微分をフィードフォワード制御量の計算に用いた場合である。(a)に較べて制御性が悪い。

以上より、フィードフォワード+フィードバック制御の有効性がシミュレーションにより検証された。

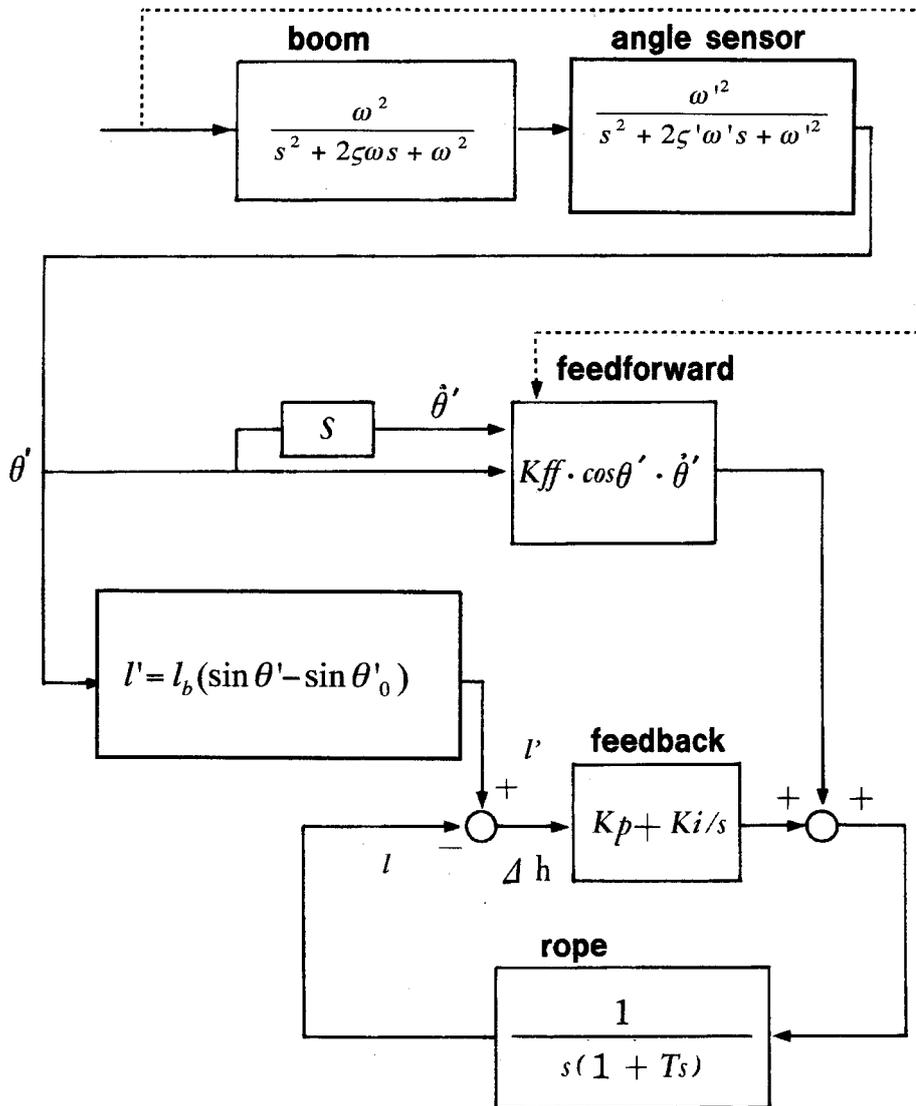


Fig.3.8 Simulation model of level luffing

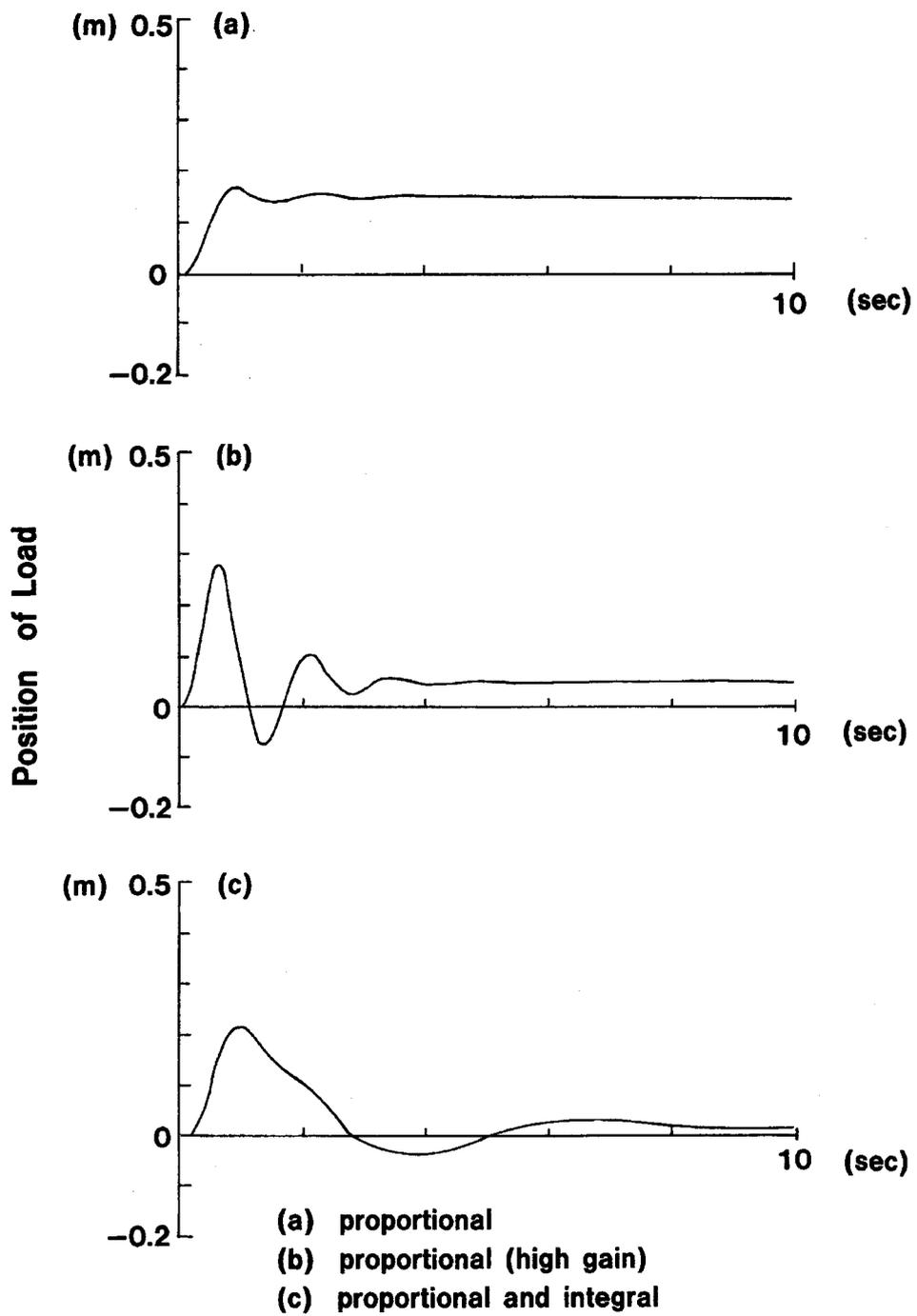


Fig.3.9 Position of load when feedback control is in use

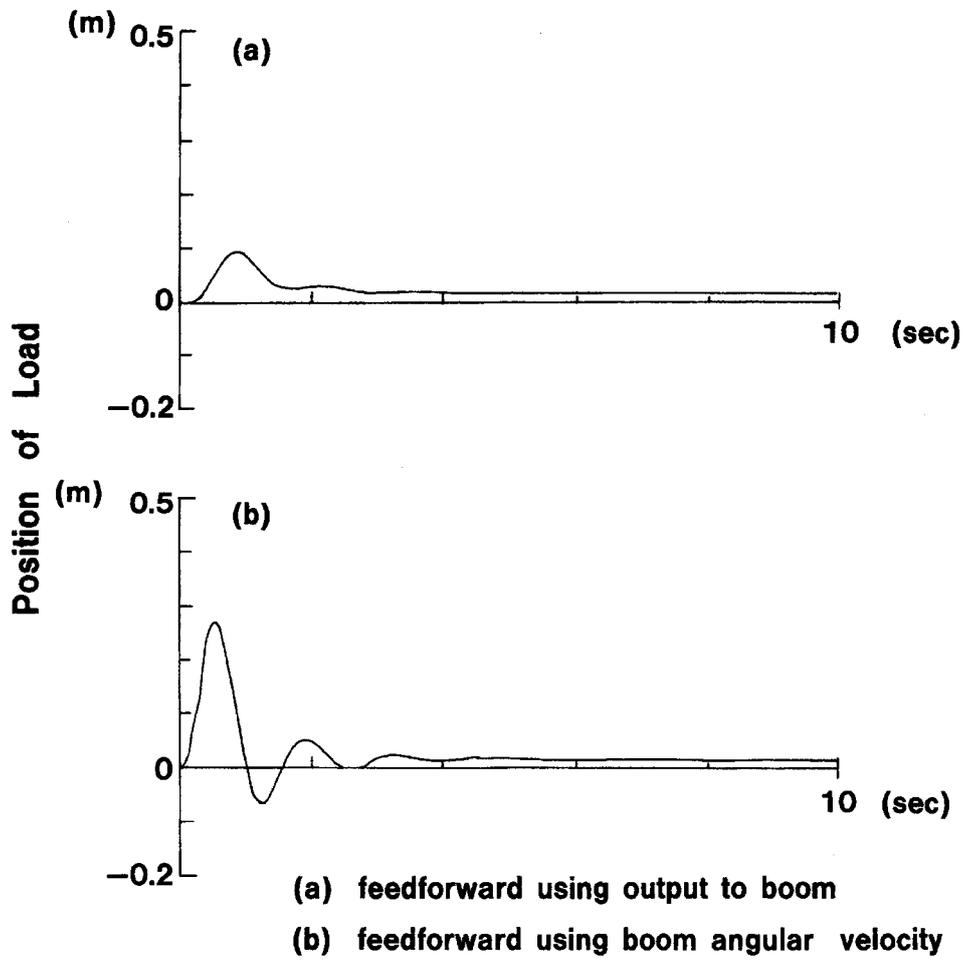


Fig.3.10 Position of load when feedback plus feed-forward control are in use

### 3.4 制御システム

Fig.3.11 に本システムを実現するためのシステム構成を示す。クローラクレーンではブームおよび巻上げドラムを油圧モータで駆動することにより吊荷の位置を移動させる。本制御システムではブームを手動で操作し、その動きに合わせて、巻上げを自動制御し、吊荷の高さ  $h$  を一定に保ち吊荷を移動させることになる。

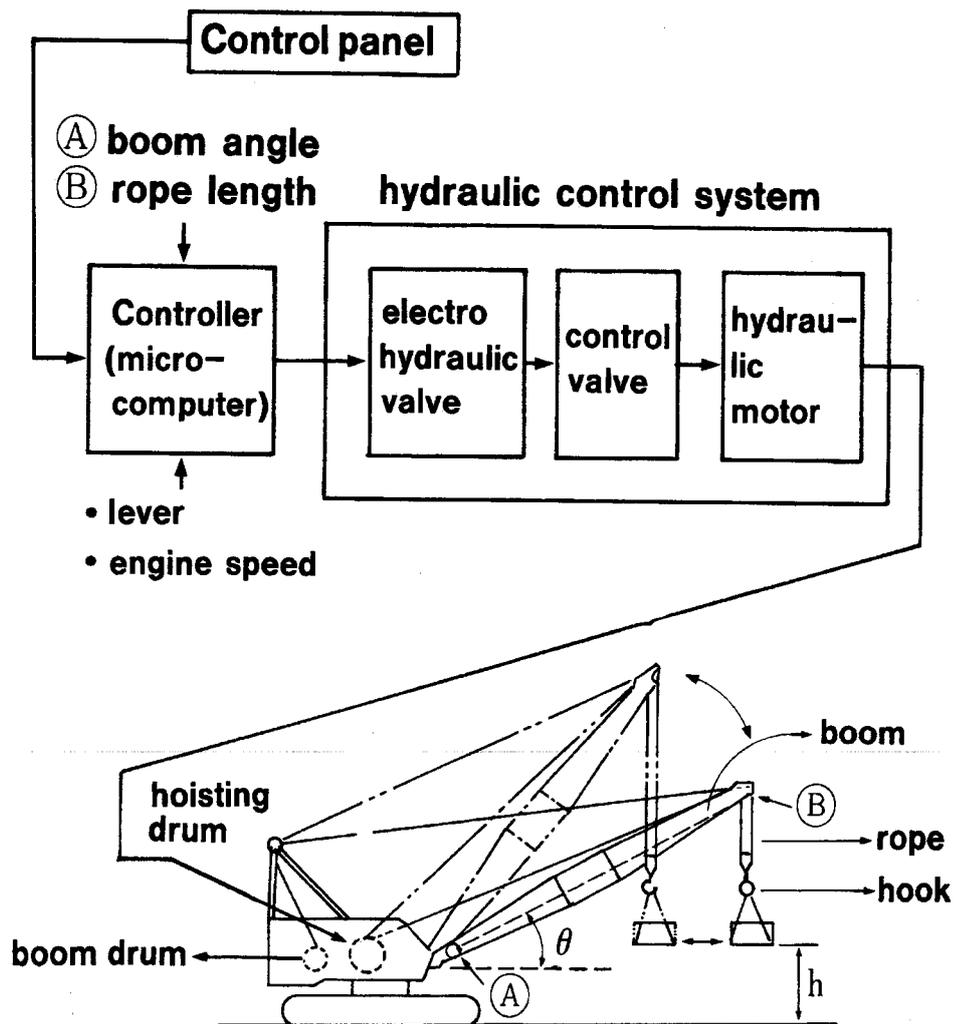


Fig.3.11 Schema of control system

### 3.4.1 センサ

制御システムに使用されるセンサは 2 グループに分類される。一つは吊荷の動きを計るセンサ。もう一つは運転状況を監視するセンサである。Table3.1 に測定部位と測定目的を示す。

Table 3.1 Sensors and their target/purpose

Sensor	Target	Purpose
Angular detector	Boom angle to the ground	To calculate the displacement of the top of the boom or the jib
	Jib angle to the ground	
Rotary encoder	Travel of main rope	To calculate the travel of the rope
	Travel of aux. rope	
Pressure detector	Condition of boom lever	To calculate the feed-forward value on boom or jib raising
	Condition of aux. lever	
Limit switch	Condition of main lever	For manual priority function
Tachometer	Rotating speed of engine	To modify control parameters

### 3.4.2 コントロールパネル

クローラクレーンでは、作業の内容に合わせてブーム長や巻上ロープの掛数などが変わる。これらの情報を入力するため、コントロールパネル (Fig.3.12) を運転席に設置した。コントロールパネルは制御の状態を示すディスプレイ機能も有している。



Fig.3.12 Control panel

### 3.4.3 制御コンピュータ

制御コンピュータは 8 ビットマイクロコンピュータを中心に構成しており、センサ部およびコントロールパネルからの情報に応じて、50 msec 毎に吊荷の高さ方向の変化量を 3.2 節で述べた制御アルゴリズムにしたがって演算し、最適な制御信号を油圧システムに出力する。

### 3.4.4 油圧システム

油圧システムの概略を Fig.3.13 に示す。吊荷の水平移動をブーム起伏レバー1本で行うため、従来の油圧システムの操作回路部に電気油圧変換器(電磁比例減圧弁)を付加している。手動時には電磁比例減圧弁に最大電流を流し、電磁切替弁を全て OFF にして操作レバーからのパイロット圧力により、メインコントロールバルブを直接駆動している。自動水平移動制御時は制御すべきウインチの電磁切替弁を ON にし、制御コンピュータからの電気信号で該当する電磁比例弁を制御することにより、メインコントロールバルブを駆動している。巻上ロープの掛数が多く、巻上ロープによる吊荷の最大昇降速度よりもブーム起伏による吊荷の昇降速度が速い場合には、制御コンピュータが吊荷の水平移動が行えるブーム起伏速度となるように、ブーム起伏側の電磁比例減圧弁を制御している。

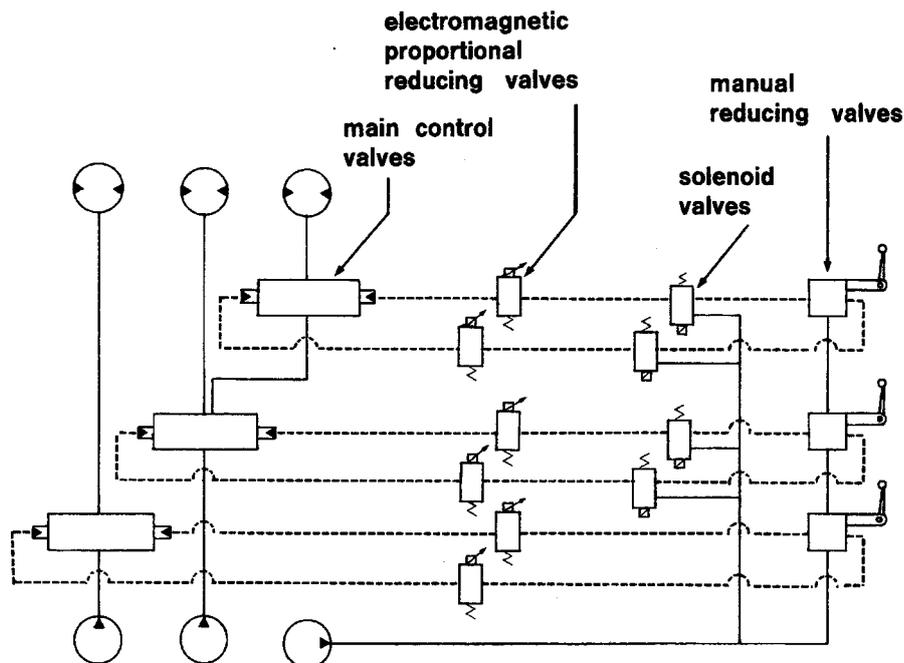


Fig.3.13 Outline of hydraulic system

### 3.5 実機実験結果と考察

3.4節で述べた制御システムを搭載した実機により制御性能を確認した。

Fig.3.14 にブーム長 27.4m のクローラクレーンを用いた場合の実機実験結果を示す。(a)(b)は制御パラメータが最適化された場合、(c)は比例ゲインが高く、ハンチングを起こしている場合である。パラメータが最適化された場合、6.8mの区間を 150mm 以内の精度で吊荷をブーム起伏レバー1本の操作で、水平移動できることが確認できた。

またタワークレーンアタッチメント（タワーブーム長さ 53.4m、ジブ長さ 45.7m）においても十分実用に耐える精度で（Fig.3.15），水平移動できることを確認した。

実機実験結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) 一速と二速変更時における不感帯など強い非線形性は制御性を極端に悪くする。制御性向上のためにはこれらの非線形性を補償する必要がある。
- (2) クローラクレーンの剛性の低さにより、フィードバックゲインを上げることができない。制御の安定性と精度を上げるためには、フィードフォワード制御の付加が必須である。

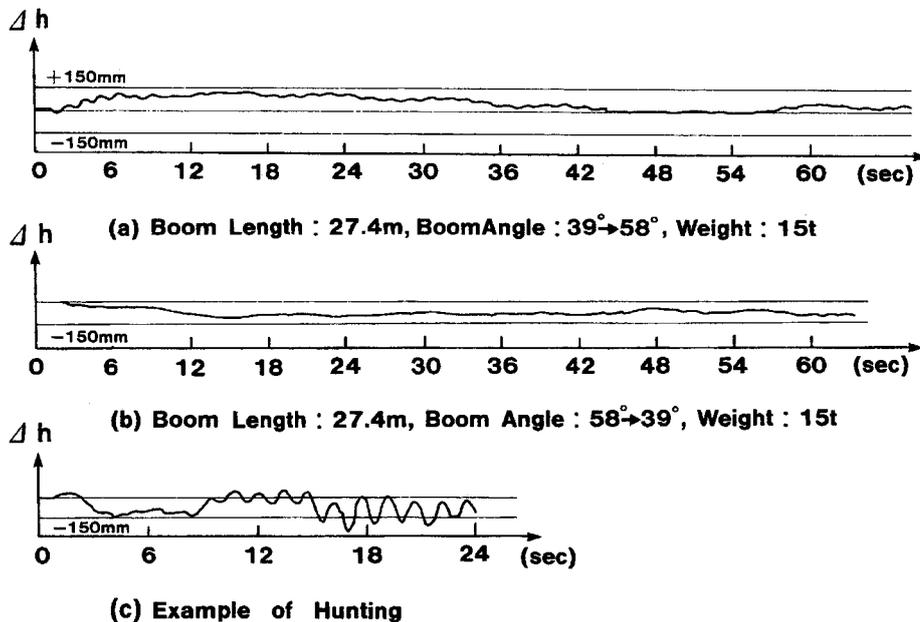


Fig.3.14 Result of tests

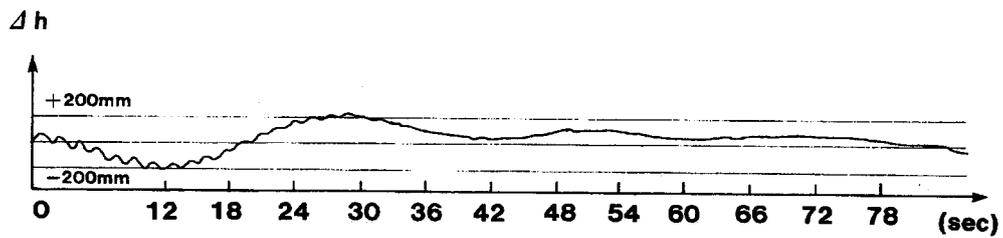


Fig.3.15 Result of tests (Tower type)

### 3.6 まとめ

本章では、フィードフォワード+フィードバック制御および非線形補償などを用いて、ブームレバー1本の操作で、 $\pm 150$  mm以内の精度でブーム長 27.4mのクローラクレーンの水平吊荷移動が可能であることを示した。その中で、従来手動に用いている油圧制御機器を自動制御に用いるための非線形補償、エンジンの回転数による油圧機器の特性の変化を補償するゲインスケジューリングが特に有効であることを示した。また、オペレータのブーム操作に制限を加えることにより、制御精度を向上させることを新たに提案した。この場合、オペレータに操作の違和感を与えないことが重要となる。

## 第4章 バックフォーショベルにおける半自動制御

### 4.1 はじめに

バックホーショベルの作業の中で、床面（水平面）・法面（斜面）仕上作業（Fig.4.1）はブーム、アーム、バケットの高度な複合作業技術を必要とするため、オペレータが熟練者に限定されている。そこで、筆者らは熟練オペレータ以外でも、床面・法面仕上作業作業が容易にできる半自動制御システム（1レバー自動掘削システム）を開発した[38] - [40]。本システムを使えば、アーム操作レバー1本の操作で床面・法面仕上作業作業ができる。

本システムでは2章、3章で述べたフィードフォワード+フィードバック制御、非線形補償などを基本として用いているが、高い制御精度を要求されるため、フィードフォワード制御部にさらなる制御上の工夫を行っている。また、繰り返し作業である床面・法面仕上作業の特徴を生かし、学習・反復制御[41][44]の適用も試みた。学習・反復制御は試行を繰り返すことによって、制御偏差を零にしていく制御方式であり、閉ループを組み制御を連続的に繰り返すことにより制御精度を上げる繰返し制御[45][46]と密接な関連をもつ[47]。

本章では、これらの制御アルゴリズムの詳細を述べると共に、制御システム構成、実機による実験結果について述べる

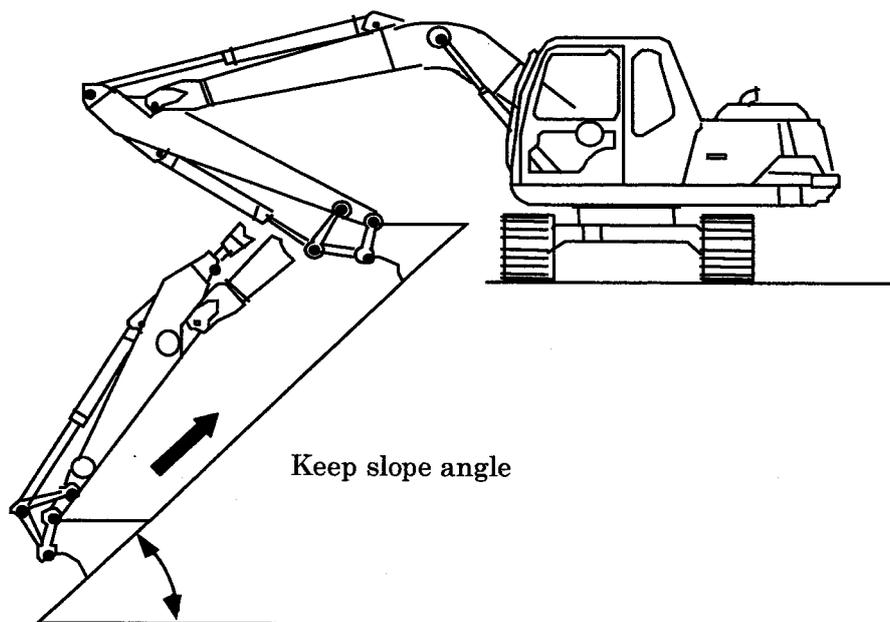


Fig.4.1 Slope finishing

## 4.2 制御アルゴリズム

### 4.2.1 基本的考え方

(1) Fig.4.2 にバックフォーショベルの模式図を示す。図において水平方向に  $x$  座標, 鉛直方向に  $y$  座標をとっている。床面仕上げを実現するためには, バケットの先端  $P$  の軌跡が水平となるように制御すればよい。これを行うために以下の二つの制御に分ける。

① アーム先端の軌跡制御

アームの先端  $O_2$  の軌跡が水平直線となるように, ブームとアームを制御する。

② バケット傾角制御

バケットの対地角  $\theta_3$  が一定となるようにバケットを制御する。

①と②を同時に実現できれば, 床面仕上げ (水平移動) が実現できることになる。

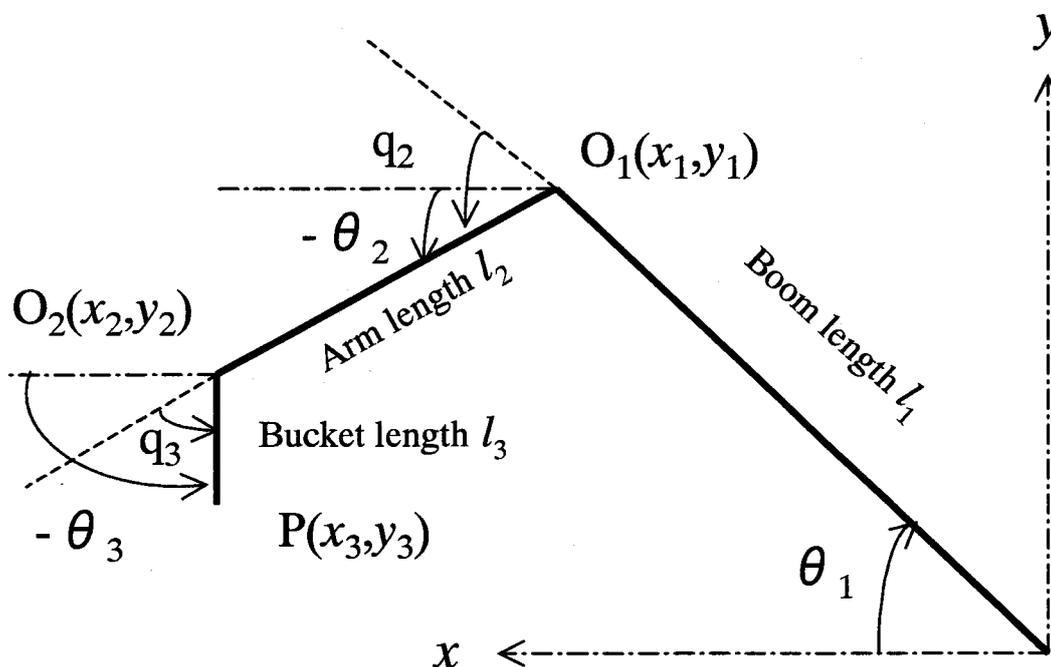


Fig.4.2 Flame model of buck hoe shovel

(2) 制御アルゴリズムとしては, 第2章の大型油圧ショベルの水平押し制御で用いたフィードフォワード制御とフィードバック制御を組み合わせた方法を基本とし, これに改良を加える。

(3) 第2章の大型油圧ショベルの水平押し出し制御においては、アームは完全に手動操作し、これに追従するようにブームを自動制御していた。この方法では、ブーム制御系からみてアームの動きが外乱となるので、床面仕上げに求められる高精度な制御は困難である。

そこで、本章の制御では、アームも制御することとした。アームレバー操作（オペレータが行う）に自動掘削の開始のスイッチ機能と掘削目標速度を与える機能を持たせることとした。

(4) 法面仕上げの場合は、Fig.4.3に示すように、設定された掘削角度 $\beta$ だけ $x$ 、 $y$ 座標軸を回転して、 $x'$ 、 $y'$ 座標軸で考えれば床面仕上げに帰着できる。

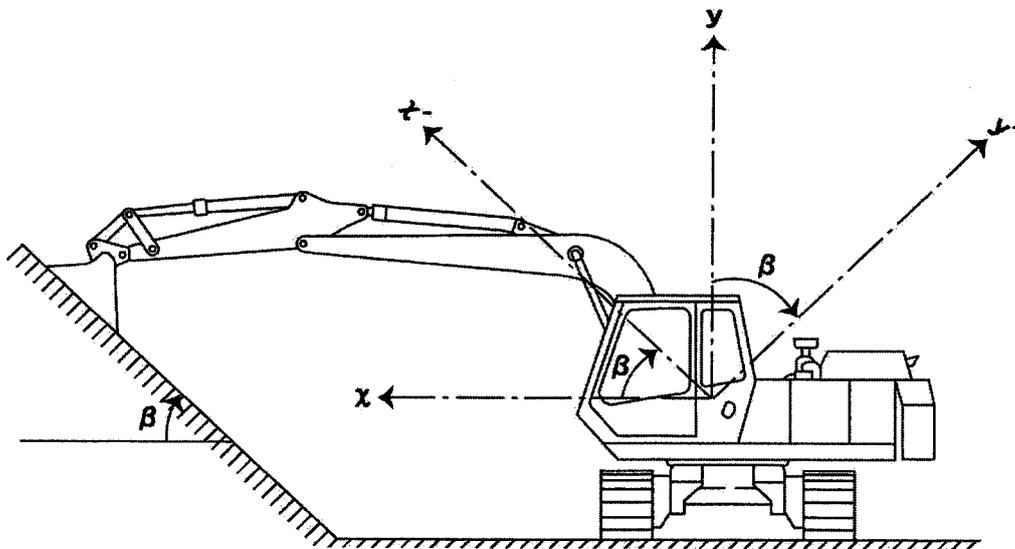


Fig.4.3 Axis of co-ordinate in slope finishing

(5) 筆者らが目指す、半自動制御システムにおいては、極力、従来手動制御で用いている油圧機器を利用する。そこで、自動制御に不向きなそれら機器の非線形性はソフトウェアで補償することとした。

(6) 床面・法面仕上げでは、同一の動作を何度も繰り返す作業となる。そこで、反復するうちに精度が上がっていくような学習・反復制御の適用が考えられる。本章ではこれらについても新たに検討する。

#### 4.2.2 ブーム、アーム制御系

本項では、前項①のアーム先端の軌跡制御を実現するための、ブーム—アーム制御系について述べる。Fig.4.4に制御ブロック図を示し、以下にその詳細について述べる。

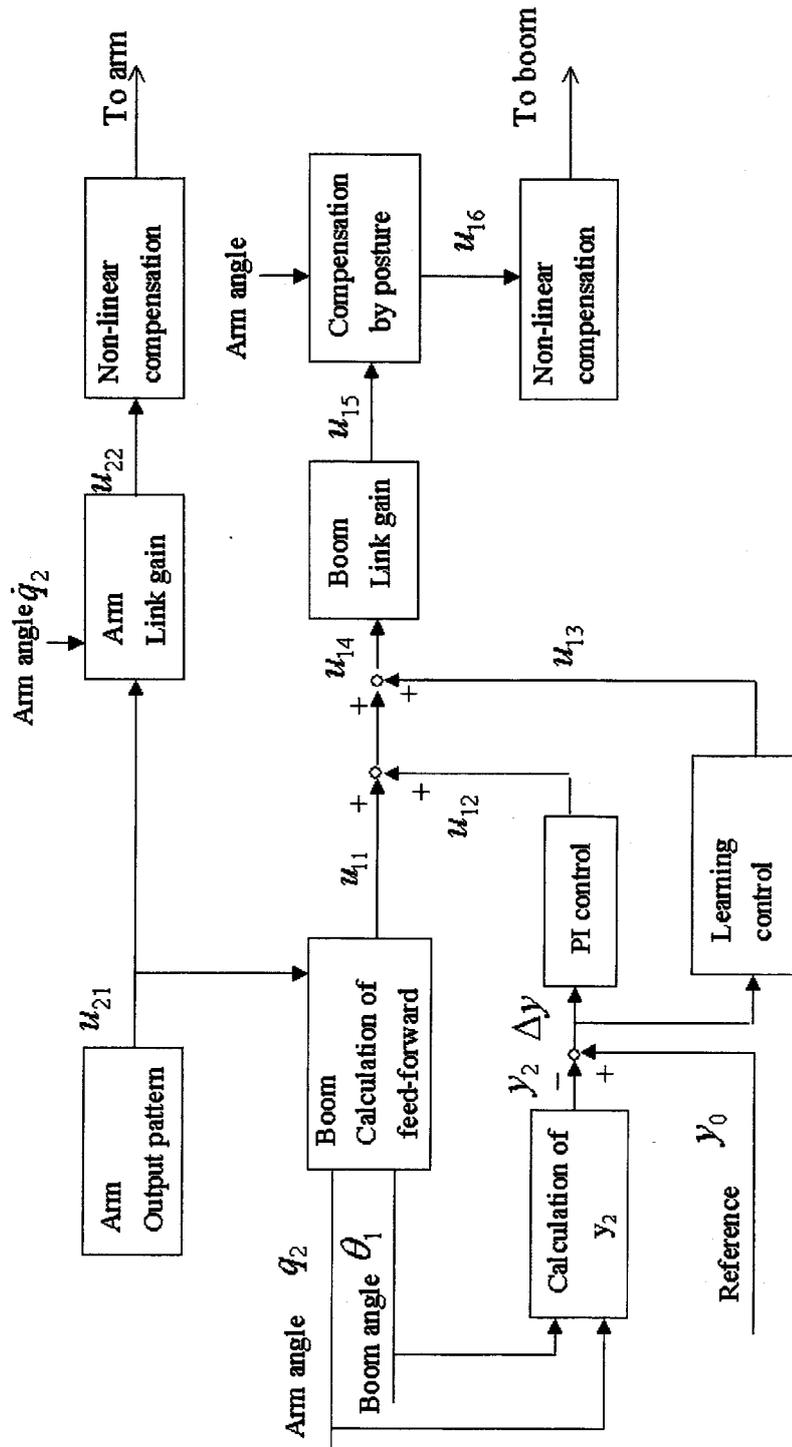


Fig.4.4 Control diagram of arm-boom control

(1) フィードフォワード制御

Fig.4.2 において

$$y_2 = l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 - q_2) \quad (4.1)$$

時間で微分すると

$$\dot{y}_2 = \{l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_1 - q_2)\} \dot{\theta}_1 - l_2 \cos(\theta_1 - q_2) \dot{q}_2 \quad (4.2)$$

アーム先端  $O_2$  が水平に移動するためには、 $\dot{y}_2 = 0$  であればよい。このとき

$$\dot{\theta}_1 = \frac{l_2 \cos(\theta_1 - q_2)}{l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_1 - q_2)} \dot{q}_2 \quad (4.3)$$

アームのブームに対する角速度  $\dot{q}_2$  とブーム角速度  $\dot{\theta}_1$  が式 (4.3) の関係を満たせば、アーム先端  $O_2$  が水平に移動する。ここで、 $\dot{q}_2$  はアームシリンダを制御することにより制御される量であり、 $\dot{\theta}_1$  はブームシリンダを制御することにより制御される量である。

このような関係の動作をさせる方法として、 $\dot{q}_2$  を検出してこの検出値により、(4.3) 式を用いて  $\dot{\theta}_1$  を計算し、これをブーム角速度目標値とすることが考えられる。しかし、この方法では、アーム角速度を精度よく検出する必要があり、コスト面での制約に引っかかる。また、制御面でも、アームの動きに対して遅れを生じるという問題点がある。

そこで、ここでは  $\dot{q}_2$  が一定になるようにアームをフィードフォワード的に制御した上で、(4.3) 式からブームに対するフィードフォワード出力  $u_{11}$  を求める：

$$u_{11} = kff_1 \frac{l_2 \cos(\theta_1 - q_2)}{l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_1 - q_2)} u_{21} \quad (4.4)$$

ここで、 $kff_1$  はフィードフォワードゲイン、 $u_{21}$  はアームシリンダへの出力値。

ところで、アームシリンダへの出力値  $u_{21}$  をそのまま用いたのでは、アクチュエータの特性により  $\dot{q}_2$  は一定とならない。そこで、後述するような各種の補正アルゴリズムが必要となる。

(2) フィードバック制御

アーム先端の高さ  $y_2$  と目標値  $y_0$  の偏差  $\Delta y$  について、比例+積分制御を行う。

(3) リンク補正

リンクの関係で各軸のシリンダの伸びに対し、各関節角度が線形関係ではない。Fig.4.5 はアームの例である。Fig.4.5 において

$$\frac{\dot{s}}{\dot{q}'_2} = \frac{l_{20} \cdot l_{21} \sin q'_2}{s} = \frac{l_{20} \cdot l_{21} \sin q'_2}{\sqrt{l_{20}^2 + l_{21}^2 - 2l_{20}l_{21} \cos q'_2}}$$

(4.5)

$$\dot{q}'_2 = \dot{q}_2$$

式 (4.5) のシリンダ伸縮速度  $\dot{s}$  と  $\dot{q}_2$  との関係に基づいて、 $q_2$  に対する  $\dot{s} / \dot{q}_2$  の値を求め、これを  $q_2$  に対するリンク補正ゲイン  $k_{22}$  とする。

$$u_{22} = k_{22} \times u_{21} \tag{4.6}$$

ブーム、バケットについても同様に設ける。

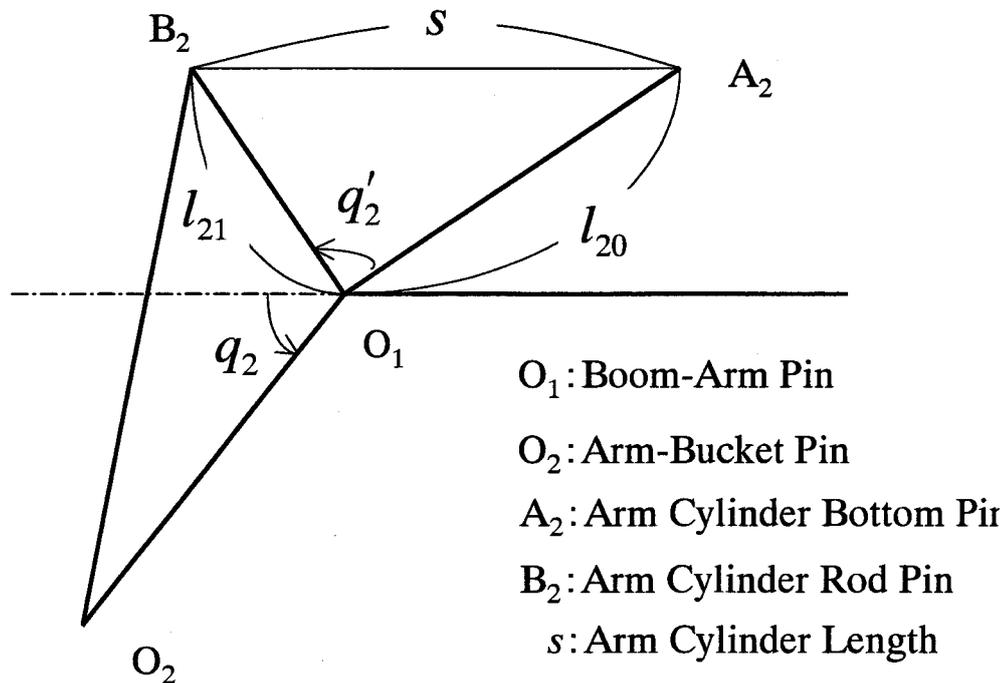


Fig.4.5 Link of arm

#### (4) ブーム負荷補正

$q_2$  の値によりブームの回転軸回りの慣性モーメントが変化する。したがって切換え弁のスプール変位が同じでも流量が変化し、ブームシリンダ伸縮速度が変化する。これを補正するために、 $q_2$  にも応じて補正ゲイン  $k_{16}$  を求め、これに乗じることにより補正する。 $q_2$  と  $k_{16}$  の関係を厳密に求めるのは複雑なので、実測値に基づいて、Fig.4.6 に示すよう

な簡単なパターンとした。

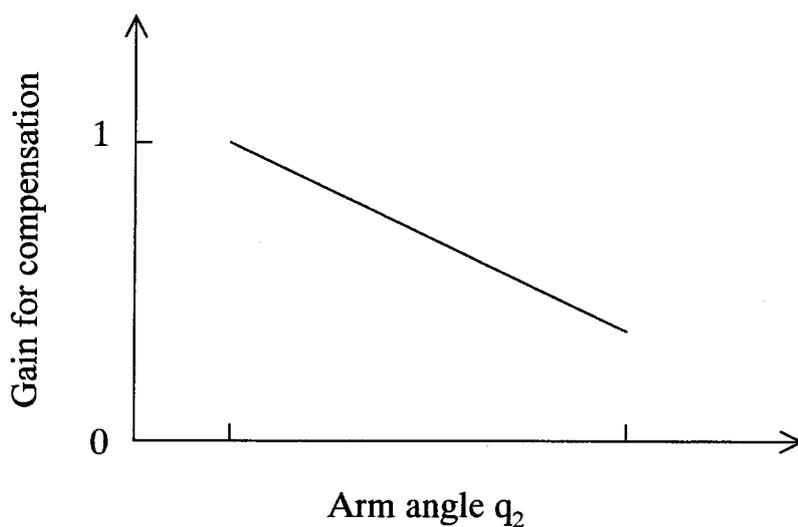


Fig.4.6 Compensation according to arm angle

(5) 非線形補償

第2章でも述べたように、メインのコントロールバルブのスプールをコントロールしている電磁比例減圧弁への出力電流とシリンダ伸縮速度との間には非線形な関係がある。例えば、Fig.4.7(a)のような関係があったとすると、これとの逆関数関係のある(b)のような補償をおこなえばよい。この結果  $u_{16}$  とシリンダ伸縮速度とが線形関係となる。

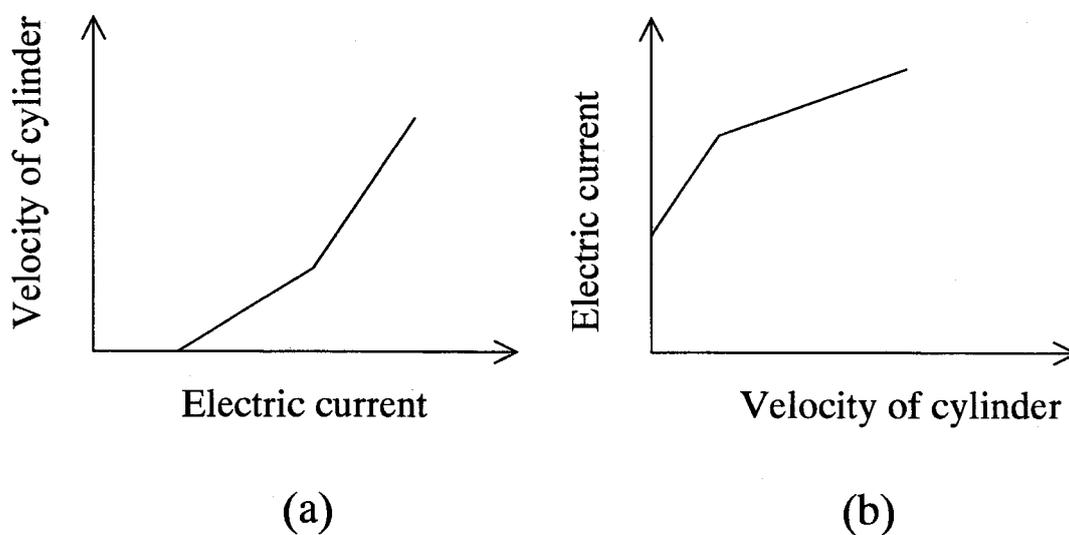


Fig.4.7 Non-linear compensation

(6) 学習・反復制御

学習・反復制御は試行を繰返すことによって、制御偏差を零にする方式である。本研究では、仕上げ動作の制御結果をその次以降の制御に反映させ、その結果、繰返していくうちに制御精度が改善されていくことをねらった。

Fig.4.8 に制御の模式図をしめす。第1回目の仕上げ動作において制御開始から制御周期(一定値)ごとの偏差が $(\Delta y_2(1))_1, (\Delta y_2(2))_1, (\Delta y_2(3))_1 \dots$ であったとする。この回はこれらをそのままの順番で記憶する。第2回目において偏差が $(\Delta y_2(1))_2, (\Delta y_2(2))_2, (\Delta y_2(3))_2 \dots$ であったとすると、今回の記憶値は $\{(\Delta y_2(1))_1 + (\Delta y_2(1))_2\}, \{(\Delta y_2(2))_1 + (\Delta y_2(2))_2\}, \{(\Delta y_2(3))_1 + (\Delta y_2(3))_2\} \dots$ となる。

時間シフト量を $m$ 、ゲインを $k$ とすると、 $n$ 回目の動作の制御開始後 $l$ 制御周期後の学習制御量は、

$$u_{13} = k \sum_{j=0}^{n-1} (\Delta y_2(i+m))_j \quad (4.7)$$

このように求めた学習制御量  $u_{13}$  は、フィードフォワード量  $u_{11}$  とフィードバック量  $u_{12}$  に加算される (Fig.4.4)。

学習・反復制御を効果あるものとするためには、毎回の条件をできるだけ同一にしなければならない。その一つとして、毎回の動作開始点を一定にするため、各回の仕上げ終了後に、開始点に自動的に復帰する機能を追加した。

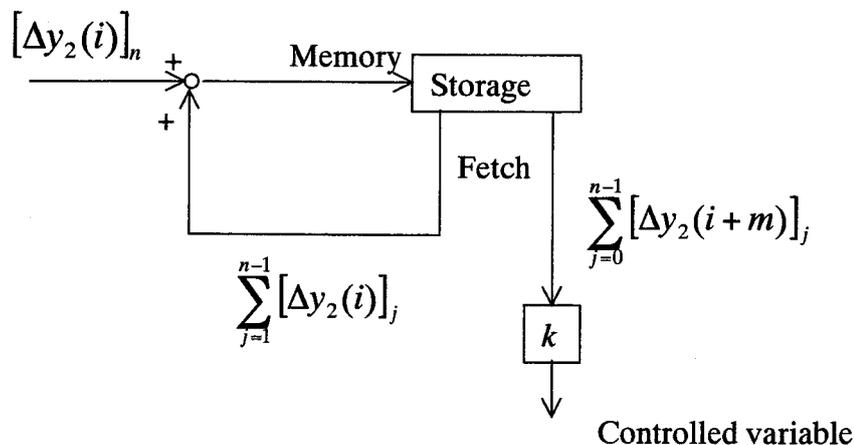


Fig.4.8 Learning control method

### 4.2.3 バケット制御系

本項では、4.2.1 項②のバケットの傾角制御を実現するための、バケット制御系について述べる。Fig.4.9 に制御ブロック図を示し、以下にその詳細について述べる。

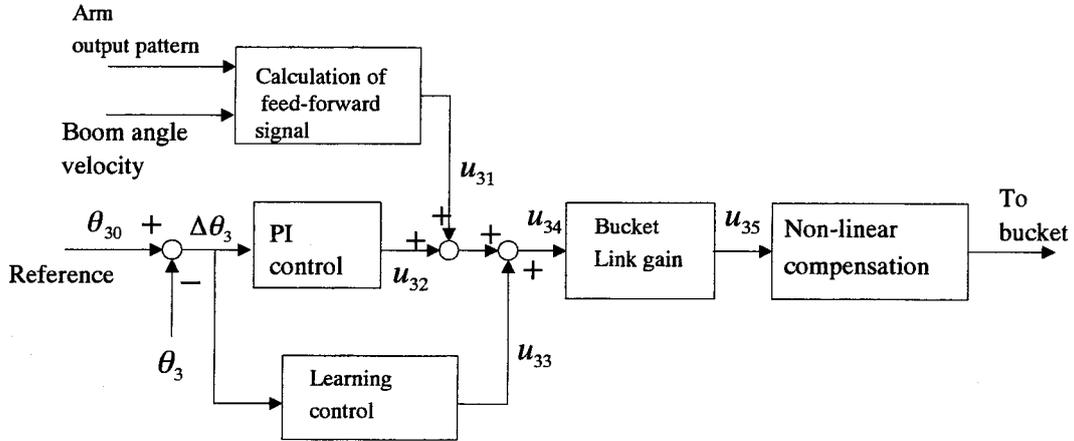


Fig.4.9 Bucket control block

Fig.4.3 においてバケットの対地角を  $\theta_3$  とすると

$$\theta_3 = \theta_1 - q_2 - q_3 \quad (4.8)$$

式 (4.7) を時間で微分すると

$$\dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_1 - \dot{q}_2 - \dot{q}_3 \quad (4.9)$$

バケットの対地角  $\theta_3$  が一定であるためには  $\dot{\theta}_3 = 0$  であればよい。

このとき、

$$\dot{q}_3 = \dot{\theta}_1 - \dot{q}_2 \quad (4.10)$$

ブームのフィードフォワード制御と同様な考え方をすると、バケット制御系のフィードフォワード制御量  $u_{31}$  はつぎのようになる。

$$u_{31} = kff_3(u_{14} - u_{21}) \quad (4.11)$$

ここで、 $kff_3$  はフィードフォワードゲイン、 $u_{14}$ 、 $u_{21}$  は Fig.4.4 に示される。

またフィードバック制御については、 $\theta_3$ の初期値からの偏差 $\Delta\theta_3$ に対して、比例+積分演算を行なったものをフィードバック制御量とする。

ブームと同様の学習・反復制御を適用することも考えられる。

### 4.3 制御システム

本制御を実現するためのハードウェア構成を Fig.4.10 に示す。本システムはセンサ部、マン・マシンインターフェイス部、コントローラ部、油圧制御部から構成される。

センサ部はブームの本体に対する回転角度を検出する角度検出器（レゾルバ）、アームのブームに対する回転角度を検出する角度検出器（レゾルバ）、バケットのアームに対する回転角度を検出する角度検出器（ポテンシヨ）および、操作レバーの動きを検出するための圧力検出器（圧カスイッチ）からなる。

マン・マシンインタフェイス部は、目標仕上げ角度の設定のためのスイッチ、自動/手動モード切替のためのスイッチおよび目標仕上げ角度またはバケット対地角を表示する表示部からなる。

コントローラ部はマイクロコンピュータを中心に構成され、上記センサ信号とスイッチ信号から演算した制御量を電流信号として出力する。

油圧制御部は電磁比例制御弁と方向制御弁で構成され、電磁比例制御弁は、制御演算された電流信号に比例したパイロット圧を発生し、下流の方向制御弁を介し、従来の手動操作で用いられる主制御弁を作動させる。

このような構成であるため、シヨベル本体を大きく改造することなく機能を付加できる。

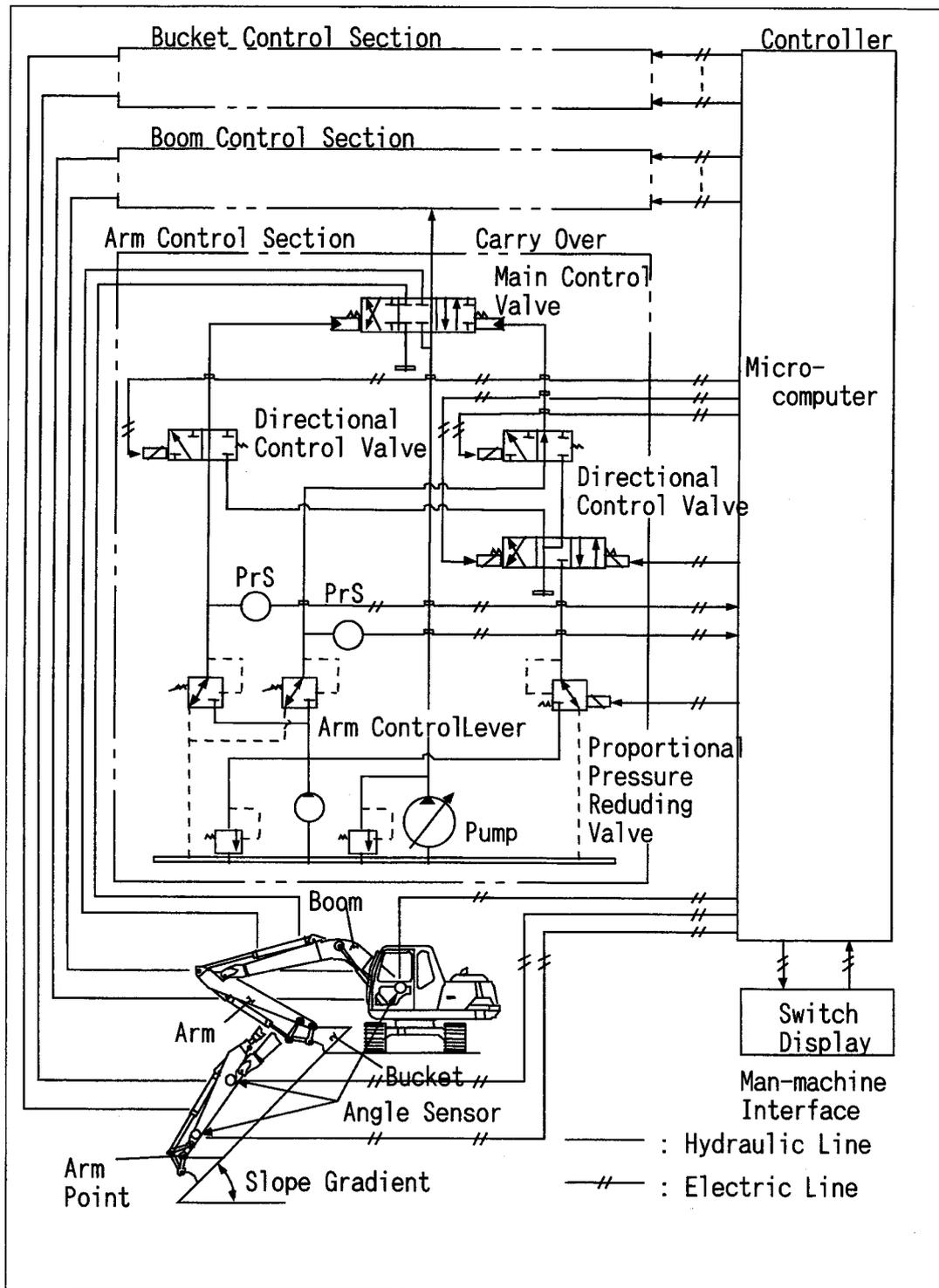


Fig.4.10 Configuration of automatic slope finishing system

## 4.4 実機実験結果と考察

### 4.4.1 アーム角速度の等速化の検証

本制御の根幹は、非線形要素であるリンク関係 (4.2.2 の (3)) やアクチュエータの非線形性を補償して (4.2.2 の (4)), アーム角速度をフィードフォワードで等速に制御することである。

そこで、まずその有効性を検証した。アームを押エンド (車体から離れる方向) から引きエンド (車体に近づく方向) まで動かした時のアーム角度  $q_2$  の時間変化を調べた。補償前を Fig.4.11, 補償後を Fig.4.12 に示す。なお、図における角度の単位はセンサのカウント値 (角度に比例) である。

前述の補償をおこなっても、その効果が十分とはいえない (Fig.4.12)。アームの重心が最も低くなる時点 (図中の矢印で示す部分) を境にして、動きは前半 (落下方向) と後半 (反重力方向) に分けられる。前半については、アームに作用する重力がアーム回転トルクに大きく影響するような姿勢の所ほど相対的な速度が大きい。後半についてはそのような所ほど相対的に速度が小さい。

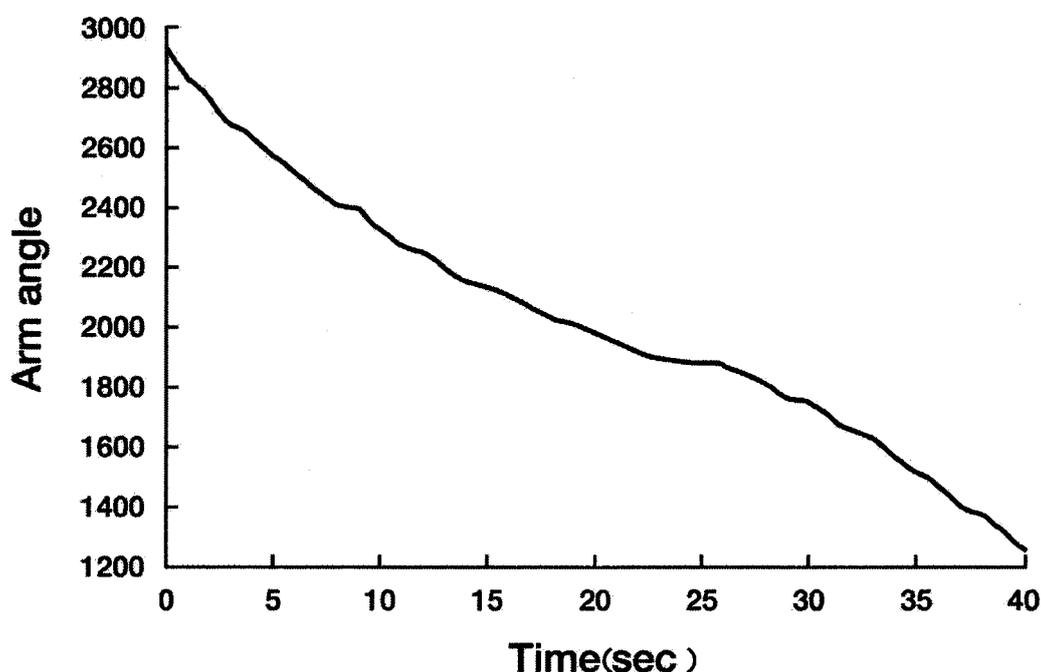


Fig.4.11 Velocity of arm angle(Before compensation)

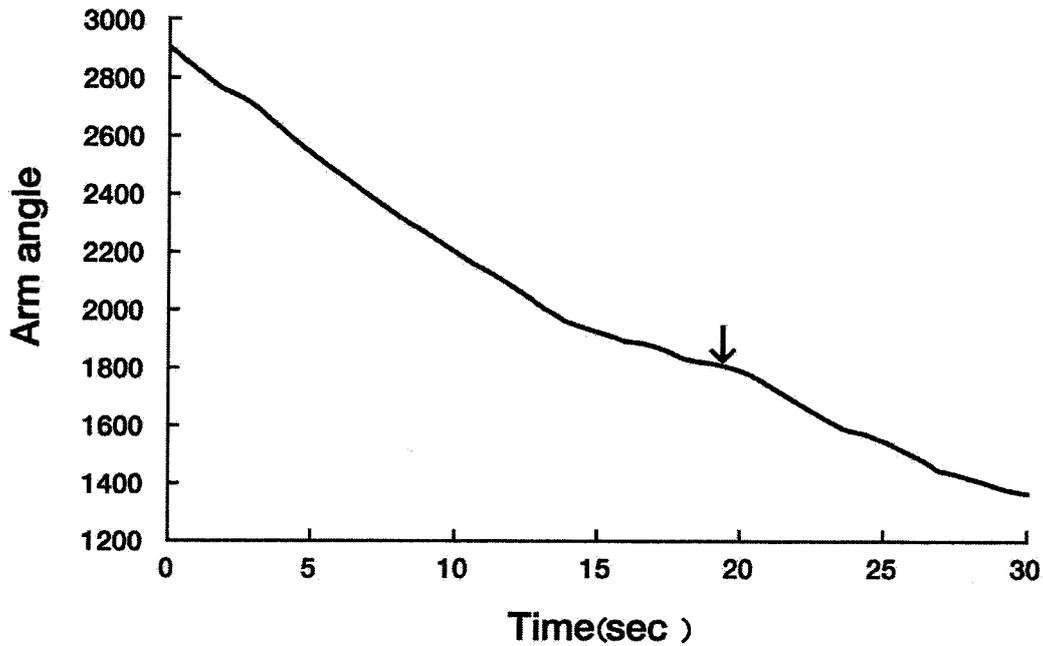


Fig.4.12 Velocity of arm angle(After compensation)

そこで、重力の影響を補償する方法を検討した。

Fig.4.13 に示すようにアームが回転することにより、アーム先端は A 点から C 点まで移動する。そのうち、A から B 間は落下の方向である、B から C 間は反重力の方向である。A から B 間でも A に近ければ近いほどアームを支持するためのアームシリンダ力が大きくなるため重力の影響が大きくなり、アーム回転速度が相対的に速くなる。同様に B から C においては、C に近ければ近いほど重力の影響が大きくなり、アーム回転速度が相対的に遅くなる。このような重力の影響を考慮して、以下のような微調整項を付加する。

$$u' = u - k \cdot \cos\theta_2 / \sin\alpha \quad (4.13)$$

ここで  $u$  : 補正前のアーム出力

$u'$  : 補正後のアーム出力

$k$  : 補正ゲイン

$\theta_2$  : アーム対地角

$\alpha$  : アームシリンダとアームのなす角

なお、シリンダ力とトルクとの関係を考慮して (Fig.4.14),  $1/\sin\alpha$  を乗じている。

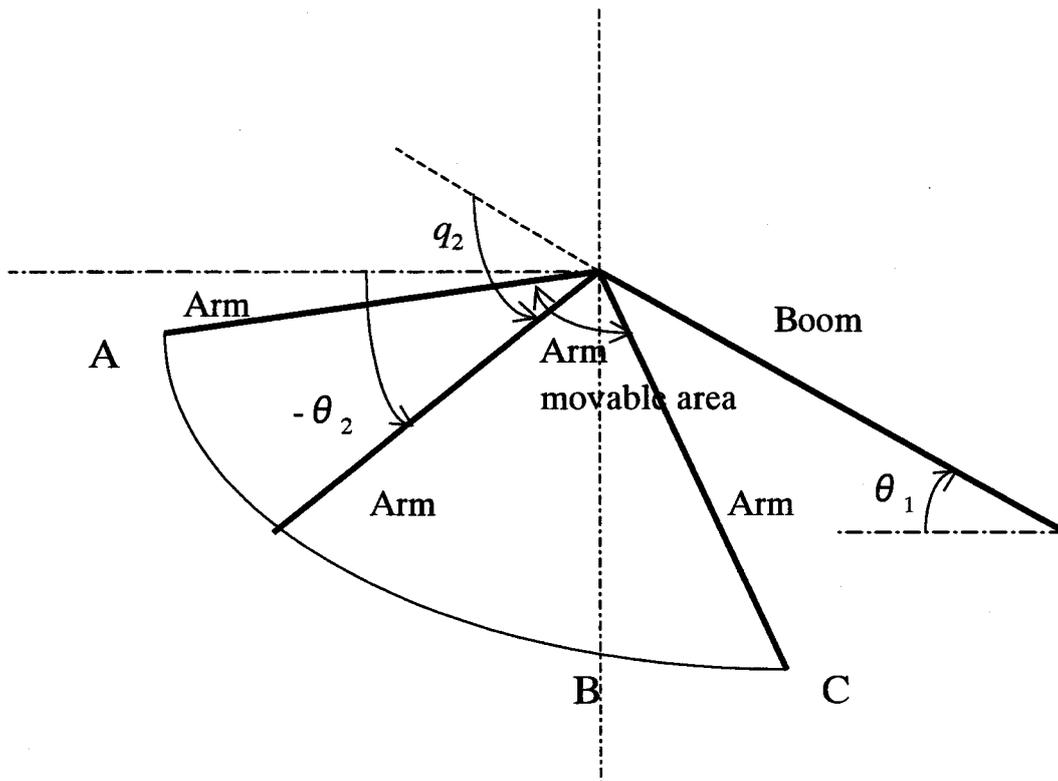


Fig.4.13 Affect of gravity

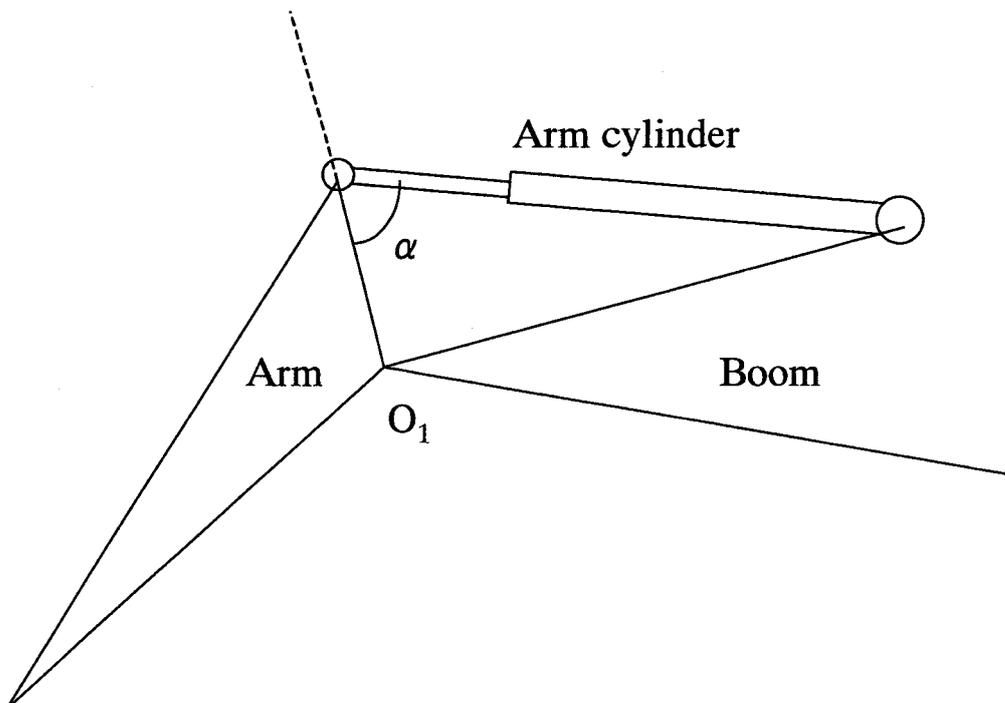


Fig.4.14 Relation between arm and arm cylinder

重力補償を行なった結果を Fig.4.15 に示す。アーム角速度がほぼ等速になっており，重力補償の効果が確認できた。

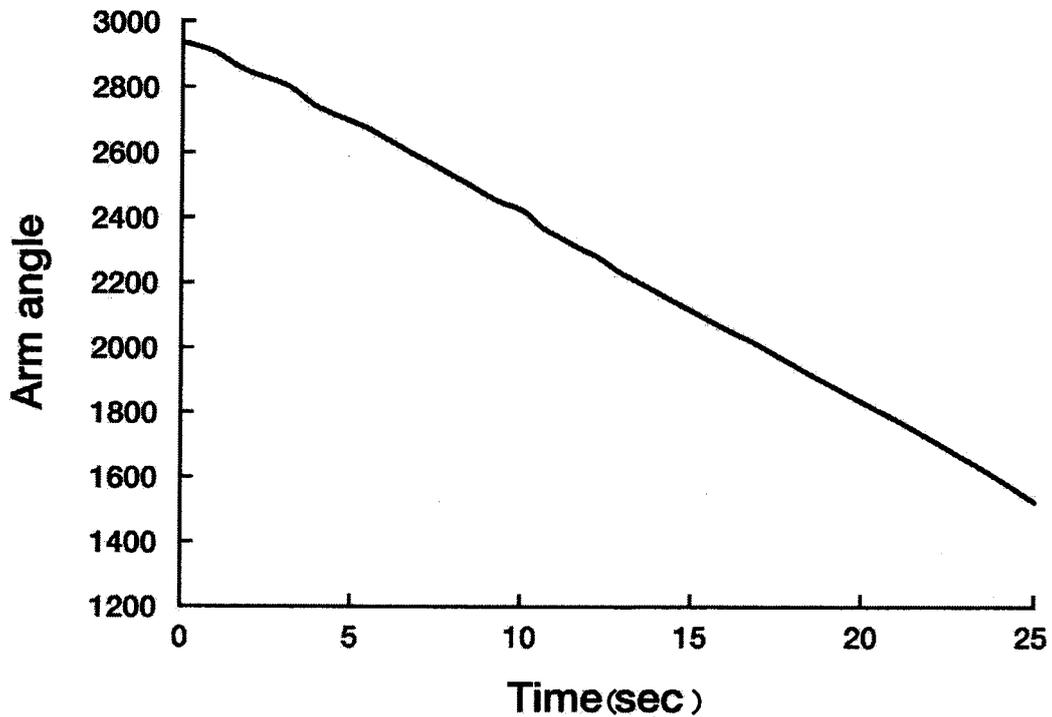


Fig4.15 Effect of gravity compensation

#### 4.4.2 アーム先端の軌跡制御

4.2.1項で述べたアーム先端の軌跡制御に4.3.1で述べた重力補償を加えたアルゴリズムによる実機実験結果を Fig.4.16 に示す。パラメータの調整方法としては，まずフィードバック制御を用いずにフィードフォワードゲインを調整し，アーム先端がほぼ直線上を移動するようにし，その後フィードバック制御を加え制御精度を高めるようにした。ほぼ±30 mm以内に制御されている。

なお，本結果は低速でアームを動かした場合であり，速度を上げると制御精度が低下した（中速で±50 mm，高速で±80 mm）。フィードフォワードの誤差分をフィードバック制御で補完できなくなったためと考えられる。

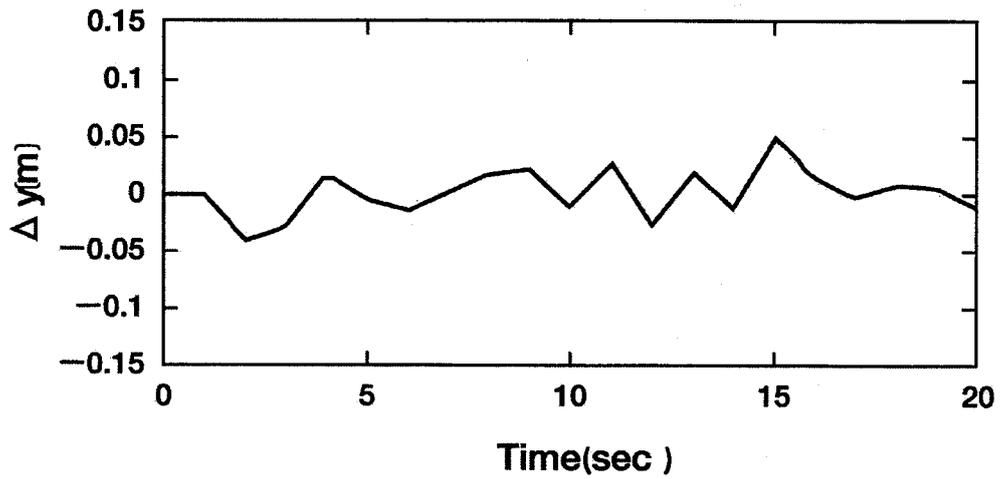


Fig.4.16 Result of arm-boom control

#### 4.4.3 バケット傾角制御

4.2.2 で述べたバケットの傾角制御の結果を Fig.4.16 に示す。この制御では、要求精度の  $\pm 1$  度以内に制御されているが、フィードフォワードが十分に実機に適合せず、フィードバックに依存する割合が大きくなったため、やや振動的になっている。

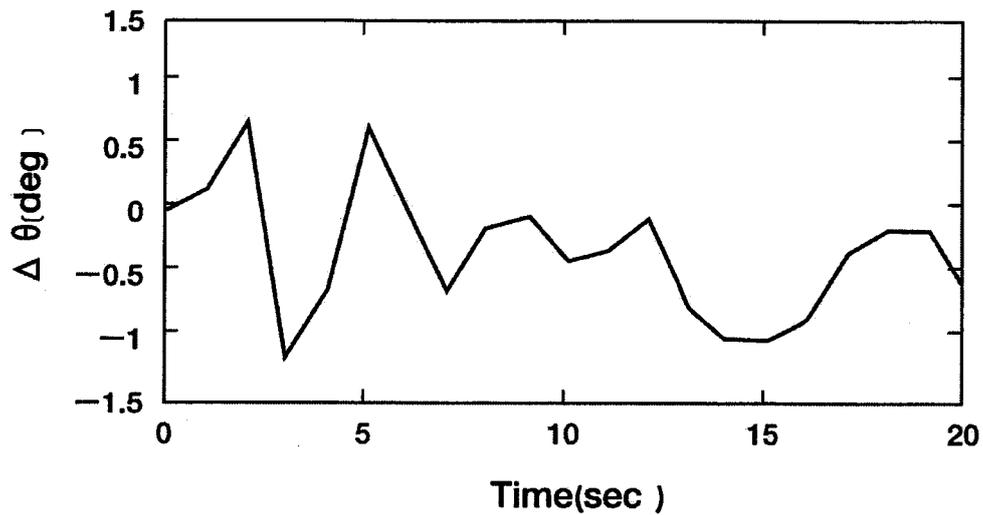


Fig.4.17 Result of bucket control

#### 4.4.4 学習・反復制御の効果

アーム速度を上げた場合の精度を向上させるため、4.2.4で述べた学習・反復制御をアーム先端の軌跡制御に適用した。実機実験結果を以下に示す。図の破線は繰り返し前、実線は繰り返し3回後のデータである。パラメータを最適化すると、定常時に偏差が大幅に減少している(Fig.4.18)。しかし、起動時においては、動作の再現性が十分でないようであり、あまり効果が出ていない。

時間シフト量を変えた場合の結果では(Fig.4.19)定常時における偏差の減少が少ない。

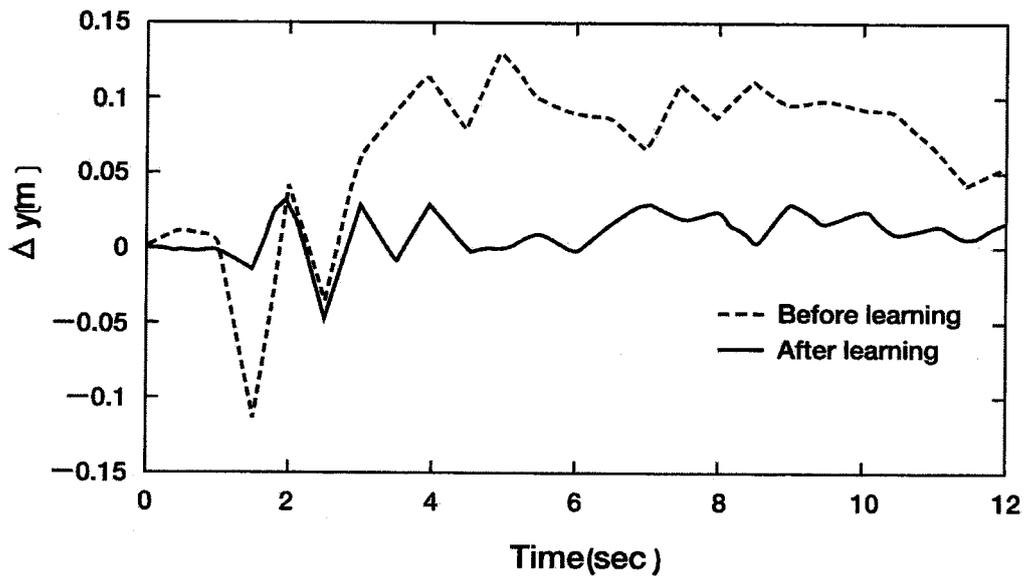


Fig.4.18 Result of learning control(time sift 0.2s)

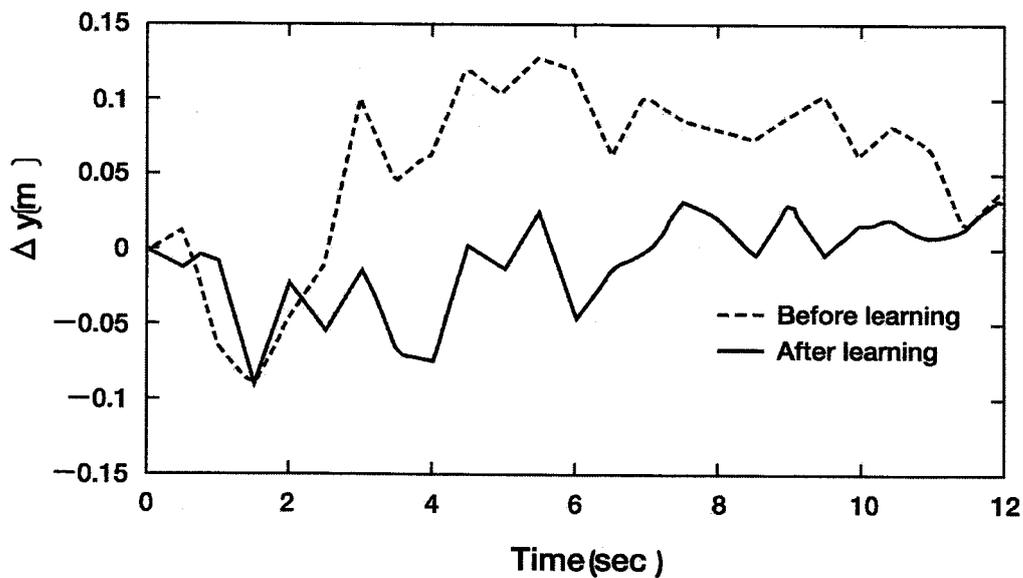


Fig.4.19 Result of learning control(time sift 0.1s)

## 4.5 まとめ

バックフォーショベルの半自動制御（1 レバーによる床面・法面仕上げ）について述べた。基本的な考え方は、第2章、第3章と同じくフィードフォワード+フィードバック制御と油圧機器の非線形補償であるが、床面・法面仕上げは高精度が要求されるため、フィードフォワード量を正確にするための種々の工夫（リンク補正、ブーム負荷補正、重力補正）を行った。また、繰り返し作業である法面仕上げ作業の特質を利用して、学習・反復制御のアルゴリズムを適用し、その効果を検証した。

この結果、アームレバー操作のみで、床面・法面仕上げができるバックフォーショベルを実用化できた。

## 第5章 油圧ショベルの作業判別

### 5.1 はじめに

建設機械のなかで最も汎用性のある油圧ショベルでは、オペレータがブーム上げ、アーム押し等の動作を組み合わせて、単純掘削、法面仕上げ、土羽打ち、ばらまきなど多くの作業を行なっている。しかし、作業によって適切な操作特性が異なるために、全ての作業に適した操作特性を提供することは難しい。

現状の油圧ショベルにおいては、これら異なった操作特性に対応するために、3～4段階の作業モード（重掘削モード、標準モード、微操作モード等）を用意し、運転者に作業内容ごとに適切な作業モードをスイッチ選択してもらう方法を採用している[1][48]。しかし、このことにより操作が複雑化し、また作業を変更することに作業モードを切り替えることが煩わしいために、作業モード選択スイッチの利用頻度は低いのが現状である。

そこで、筆者等は作業内容をオペレータのレバー操作から自動判別し、その結果に基づいて、油圧ショベルの操作特性を自動的に切り替えるシステムを開発した[49][50]。

第2章から第4章で述べた半自動制御システムは、オペレータの動作に協調して操作性を増そうとするシステムであるが、本研究ではオペレータの意図を推測し、その結果に基づいて操作性を向上させようとするものである。

これは一種の適応インタフェースの概念であるが、従来の適応インタフェースの研究[51～54]が比較的大規模な計算機システムを前提としているのに対し、本研究では、機器に搭載可能な小規模計算機システム向けのアルゴリズムを開発し、それを実用化した。

本章では、まず、明確でなかった作業とオペレータのレバー操作との関係を明らかにし、これらを把握する定量値（8種類の作業特徴量）について述べる。次に、これらの作業特徴量を用いたファジィ推論による作業判別法について述べる。この方法は作業環境や操作オペレータによるレバー操作のばらつきの影響が低減でき、比較的短時間で高精度な判別が可能である。更に、油圧ショベルの機種が変わる事による判別精度の劣化を防ぐために、ファジィ推論に用いるメンバーシップ関数の自動調整方法について述べる。最後に判別結果に基づいて、操作特性を自動的に切りかえる方法の実システムへの適用について述べる。

### 5.2 油圧ショベルの動作と作業

#### 5.2.1 油圧ショベルの動作と操作量

通常、油圧ショベルで作業を行う場合、オペレータはレバー操作により Fig.5.1 に示す各部の動作を実現している。そこで、これらの動作に対応する操作量として以下のように定義する。

- ・ブーム操作量（ブーム上げ、下げ）
- ・アーム操作量（アーム引き、押し）
- ・バケット操作量（バケット掘削、排土）
- ・旋回操作量（旋回右、左）

なお、油圧ショベルでは、油圧パイロット方式で操作を行っているため、これらの操作量は圧力値（パイロット圧）として測定される。

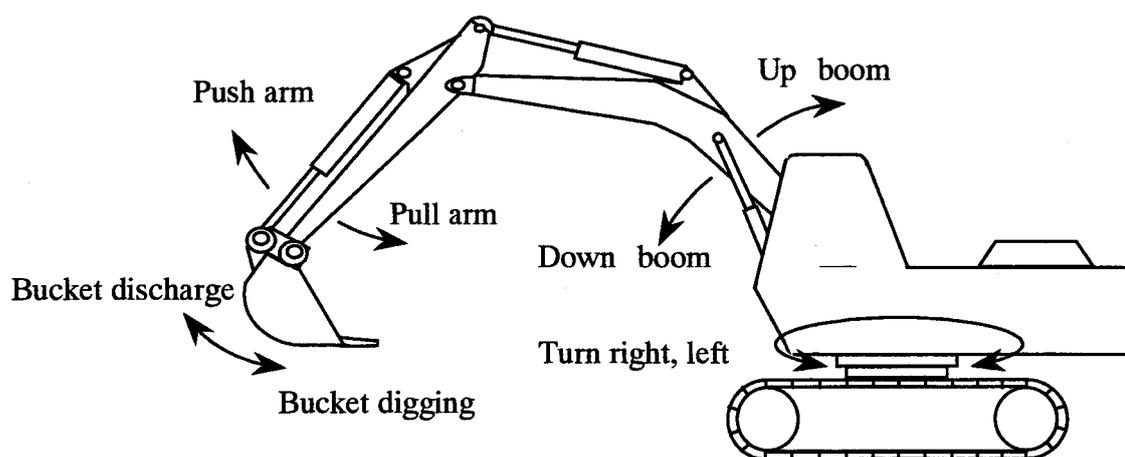


Fig.5.1 Motion of a hydraulic shovel

### 5.2.2 油圧ショベルの作業

油圧ショベルの代表的作業には、単純掘削、法面仕上げ、溝掘削、水平地均し、旋回地均し、土羽打ち、ばらまき、旋回押し付け掘削、クレーン作業がある。

更に、これら9作業は、要求される操作特性が同じである以下の6グループに分類することができる。

- (1) 掘削グループ：単純掘削，溝掘削，旋回押し付け掘削
- (2) 仕上げグループ：法面仕上げ
- (3) 地均しグループ：水平地均し，旋回地均し
- (4) 土羽打ちグループ：土羽打ち
- (5) ばらまきグループ：ばらまき
- (6) クレーングループ：クレーン

### 5.3 作業特徴量の抽出

オペレータから各作業の操作上の特徴をヒアリングすることにより、作業判別に有効となる作業特徴量を抽出した。Table 5.1 にオペレータからヒアリングした各作業の操作の特徴とそれに対応する作業特徴量を、Table 5.2 にその整理結果を示す。これら作業特徴量は、

所定時間内（以下判別利用時間と呼ぶ）に，一定周期でサンプリングした操作量を加工することにより導出する（Fig. 5.2 にブーム操作複雑さについて例示する）。

以下に作業特徴量とその導出方法を示す。

(1) ブーム操作複雑さ (CBOO)

ブーム操作量が設定値と交差する回数

(2) バケット操作複雑さ (CBUO)

バケット操作量が設定値と交差する回数

(3) 高速旋回時間 (TQTN)

旋回操作量が設定値以上である時間

(4) バケット・アーム停止時間 (STAB)

ブーム操作のみを行なっている時間

(5) ブーム逆操作時間 (TABO)

ブーム上げ，アーム引き，バケット排土を行っている時間

(6) ブーム操作平均値 (ABOO)

ブーム操作量の絶対値平均

(7) アーム操作平均値 (AARO)

アーム操作量の絶対値平均

(8) バケット操作平均値 (ABUO)

バケット操作量の絶対値平均

Table 5.1 Features of operation

Features of operation	Name of features	Relation to work
< Complicated lever operation > Complicated boom lever operation Complicated bucket lever operation	CBOO CBUO	Big→Tamping Big→Spreading
<Special operation pattern> Full turn operation  Only boom operation Boom up+Arm pull+Bucket discharge	TQTN  STAB TABO	Big→Turn digging Middle→Turn leveling Big→Tamping Big→Slope finishing
<Quantity of lever operation> Quantity of boom operation  Quantity of arm operation  Quantity of bucket operation	ABOO  AARO  ABUO	Big→Digging Big→Ditch digging Small→Lifting Big→Ditch digging Small→Lifting Small→Leveling Small→Lifting

Table 5.2 Relation between work and feature

Feature Work	CBOO	CBUO	TQTN	STAB	TABO	ABOO	AARO	ABUO
Digging	small	small	small	small	small	big	middle	big
Slope finishing	small	small	small	small	big	big	big	middle
Ditch digging	small	small	small	small	small	big	big	big
Leveling	small	small	small	small	small	big	big	small
Turn leveling	small	small	middle	big	small	middle	middle	small
Tamping	big	small	small	big	small	big	small	small
Spreading	small	big	small	—	—	—	—	—
Turn digging	small	small	big	small	small	middle	big	big
Lifting	small	small	small	small	small	small	small	small

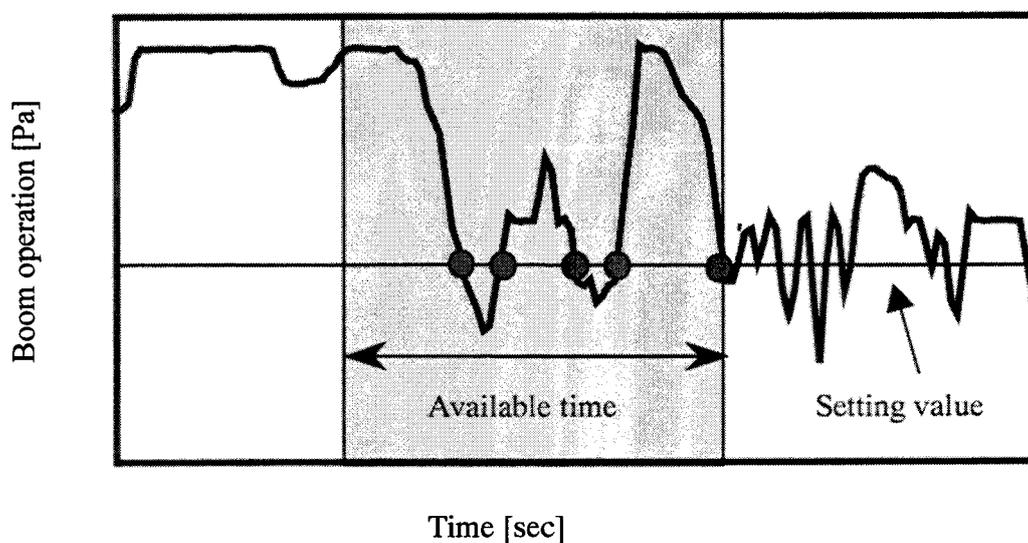


Fig.5.2 Complexity of boom operation

Fig.5.3~5.10 に各作業を行った時の特徴量特徴量の分布を示す（判別利用時間 15 秒間）。これらの結果から、作業特徴量の分布は作業によって相違があり、これらの作業特徴量が作業判別に有効利用できることが実験結果によっても確認できた。

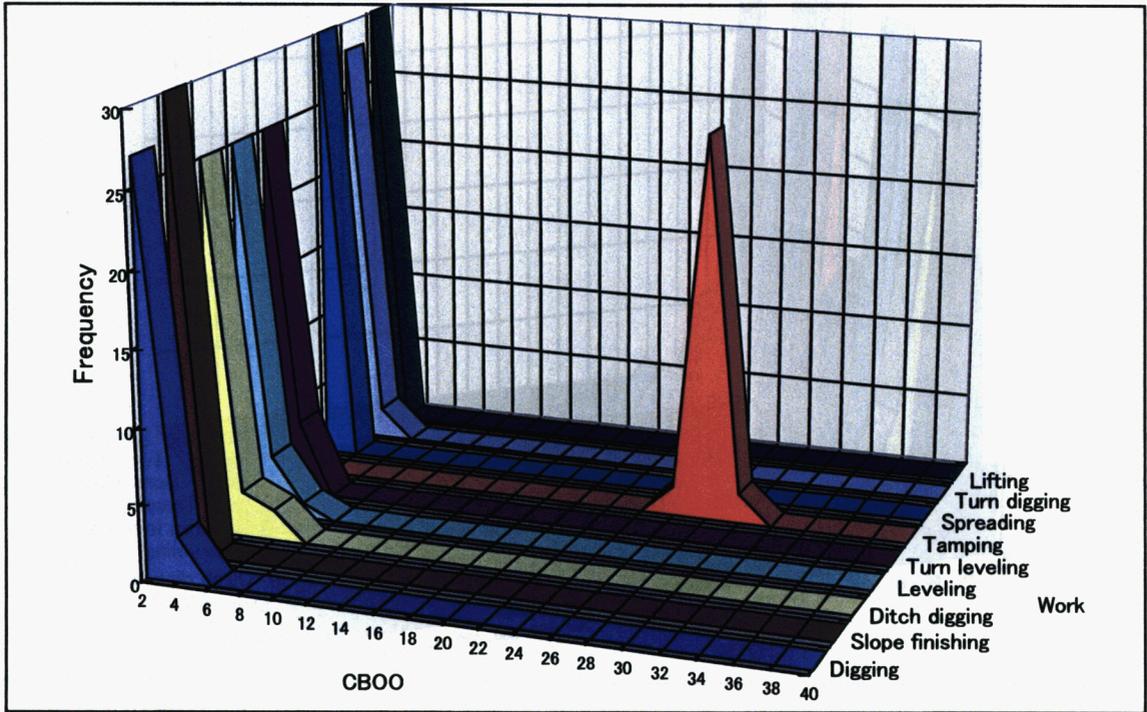


Fig.5.3 Example of feature distribution ( 1 )

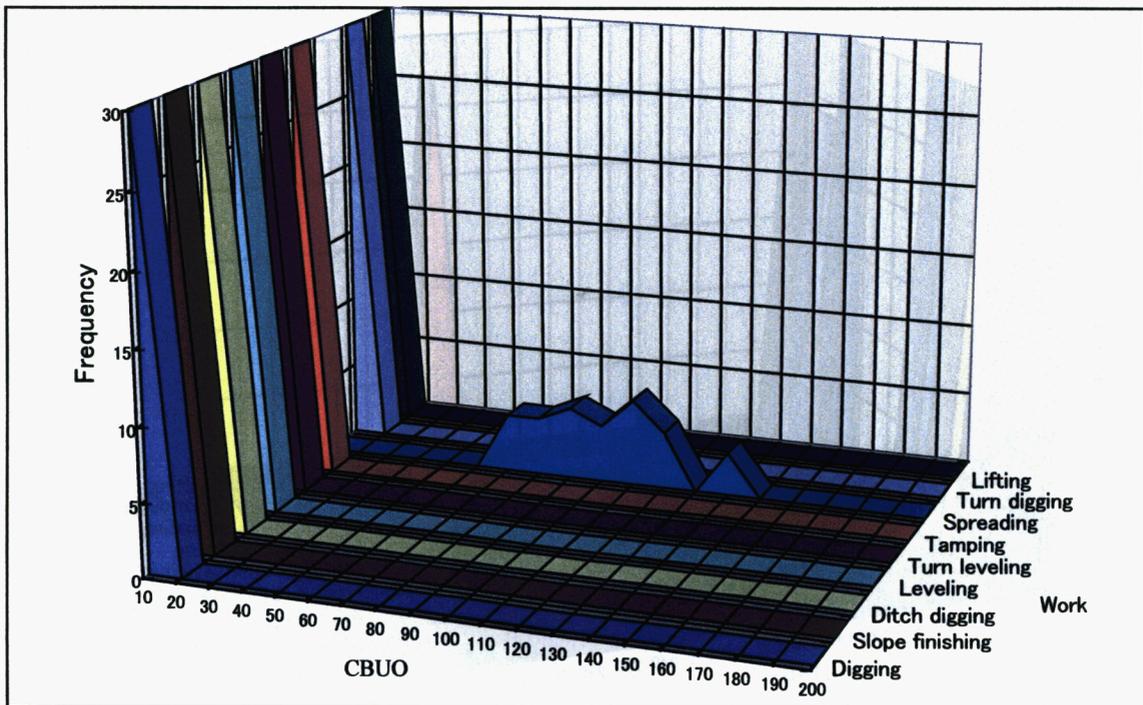


Fig.5.4 Example of feature distribution ( 2 )

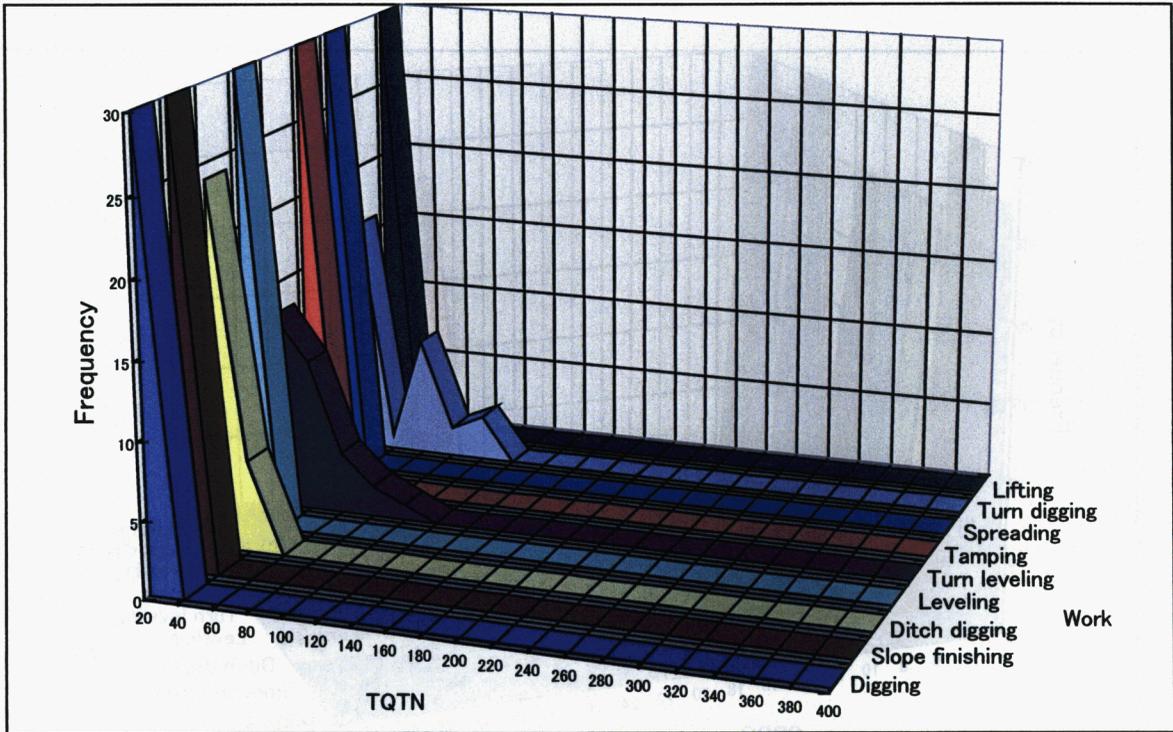


Fig.5.5 Example of feature distribution ( 3 )

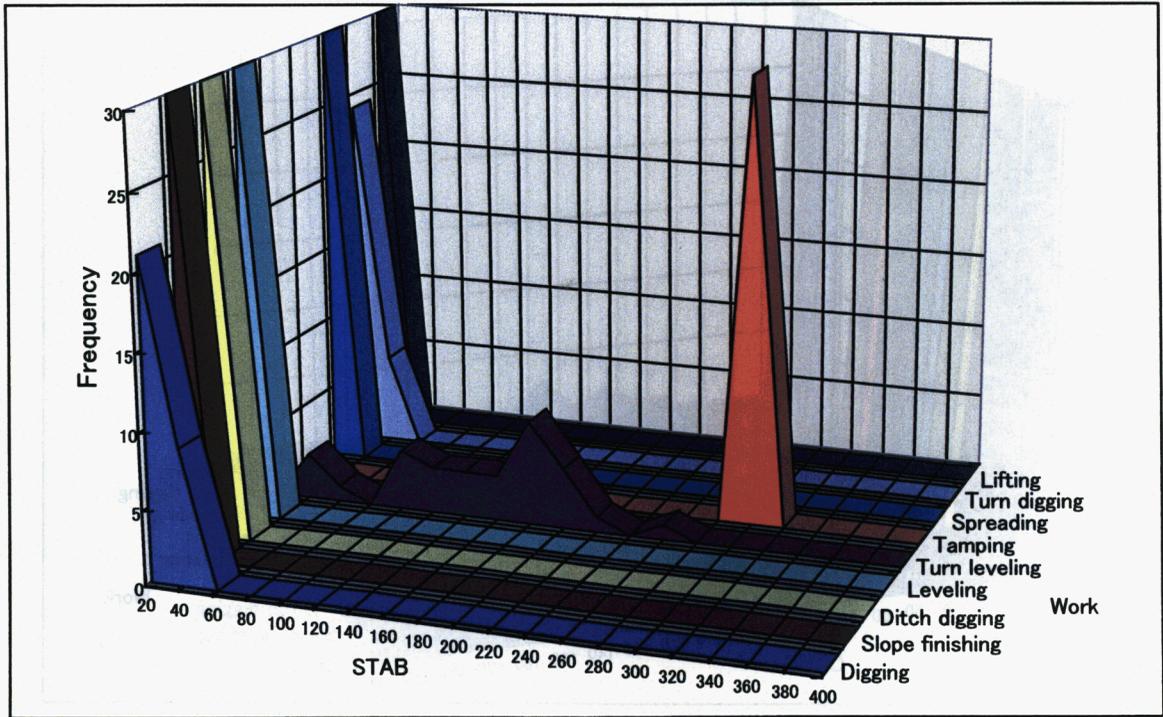


Fig.5.6 Example of feature distribution ( 4 )

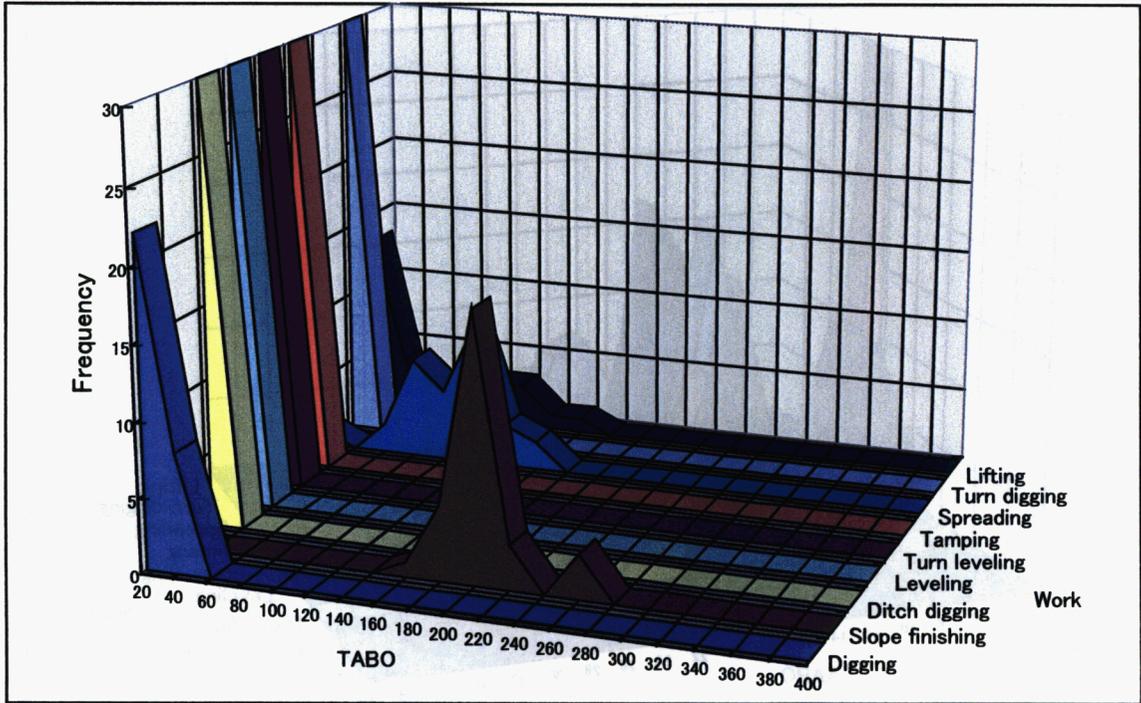


Fig.5.7 Example of feature distribution ( 5 )

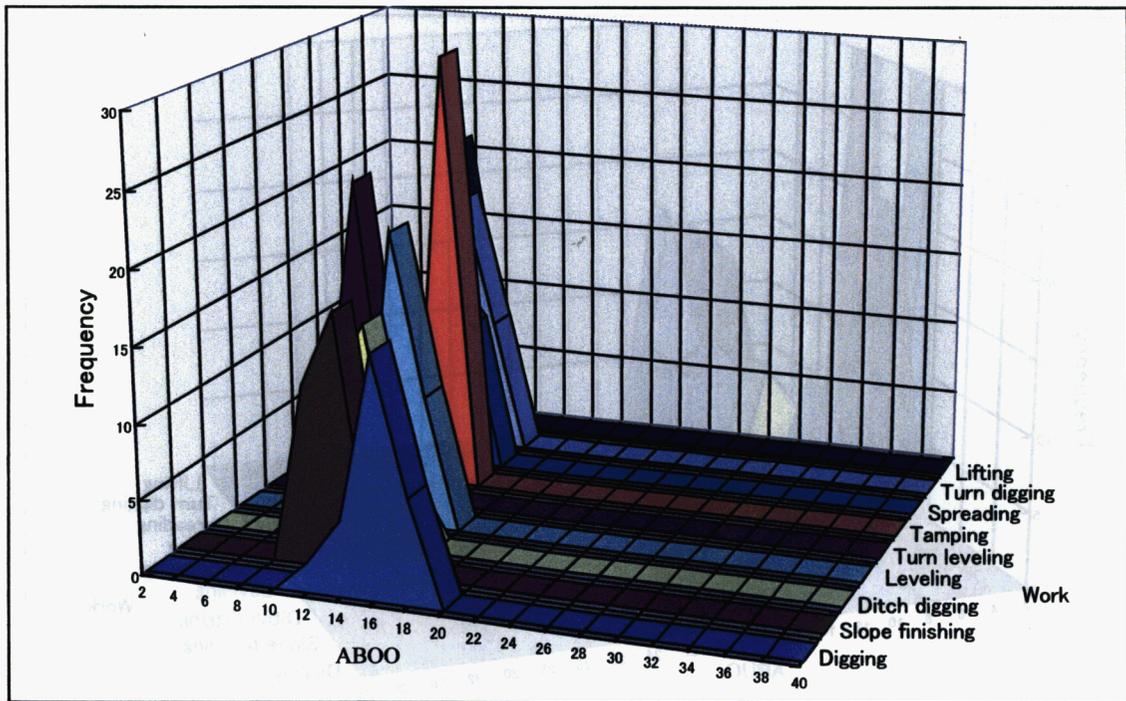


Fig.5.8 Example of feature distribution ( 6 )

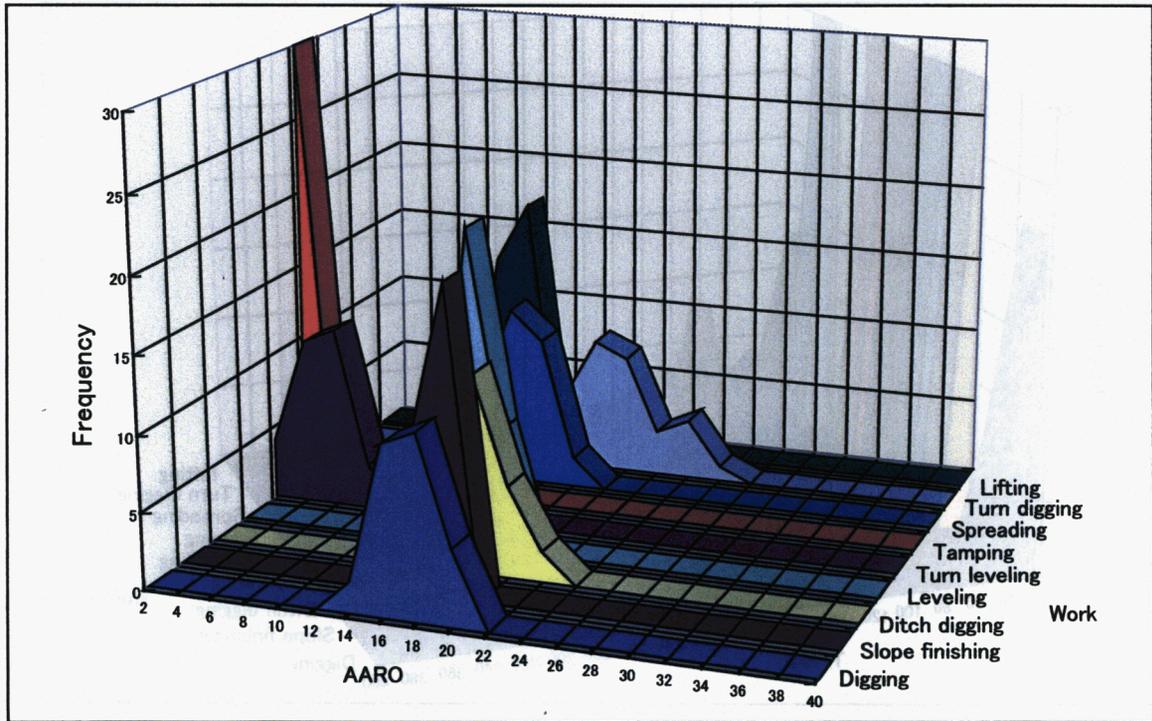


Fig.5.9 Example of feature distribution ( 7 )

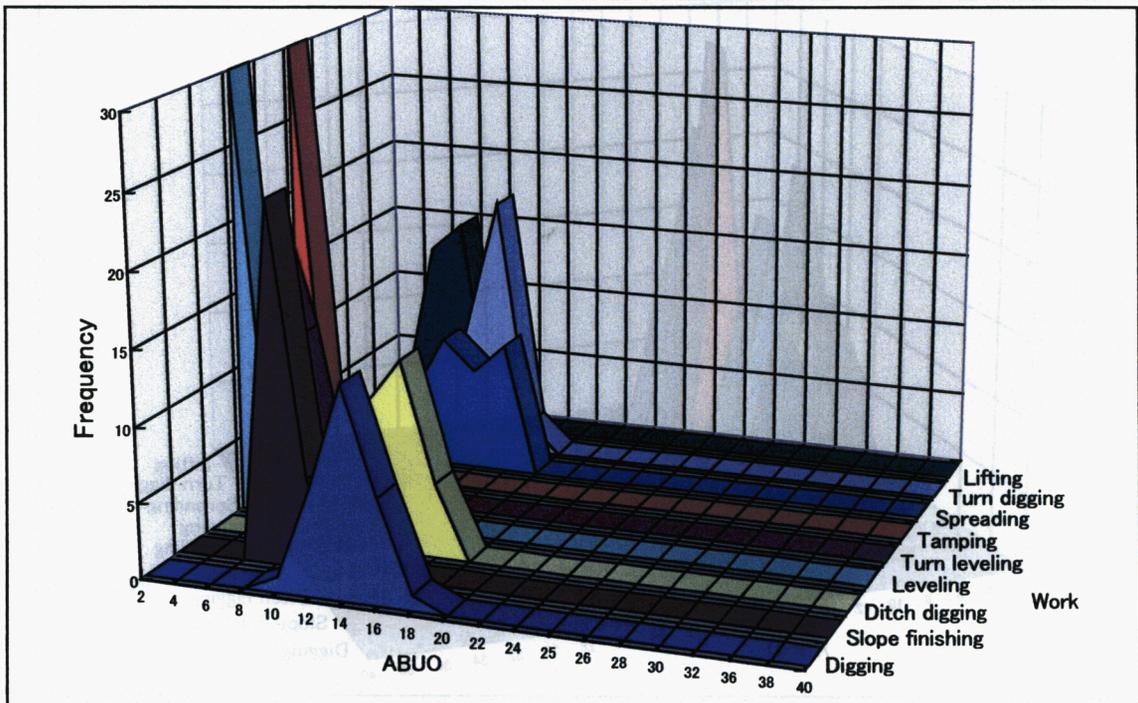


Fig.5.10 Example of feature distribution ( 8 )

## 5.4 作業判別

### 5.4.1 ファジィ推論を用いた作業判別手法

作業特徴量を用いて、作業判別を行う場合、固定的な IF-THEN ルールを用いる方法もあるが、この方法では、作業者の熟練度による作業パターンのばらつきを吸収できない。そこでこの影響を低減するために、ある程度のあいまいさを許容して判別できるファジィ推論を適用した。

ファジィ推論としては、Mamdani の方法[55]を基本とし、それをパターン認識に拡張した[56]。以下にそのアルゴリズムを示す。

作業  $op_i$  ( $1 \leq i \leq 9$ ) を、順に単純掘削、法面仕上げ、溝掘削、水平掘削、旋回地ならし、土羽打ち、ばらまき、旋回押し付け掘削、クレーン作業、であるとし、作業特徴量  $x_j$  ( $1 \leq j \leq 8$ ) を、順にブーム操作複雑さ、バケット操作複雑さ、高速旋回時間、バケットアーム停止時間、ブーム逆操作時間、ブーム操作平均値、アーム操作平均値、バケット操作平均値であるとする。作業特徴量  $x_j$  の値に対して作業  $op_i$  が行われている適合度を対応させるメンバーシップ関数  $A_{ij}(x_j)$  は、作業  $op_i$  が行われている場合の複数人の作業特徴量  $x_j$  の分布からヒューリスティックに定める。一例として、ブーム複雑さの土羽打ちに対するメンバーシップ関数を Fig.5.11 に、異なる 3 名のオペレータのブーム複雑さの分布（判別利用時間 15 秒，作業時間 2 分 30 秒）を Fig.5.12 に示す。

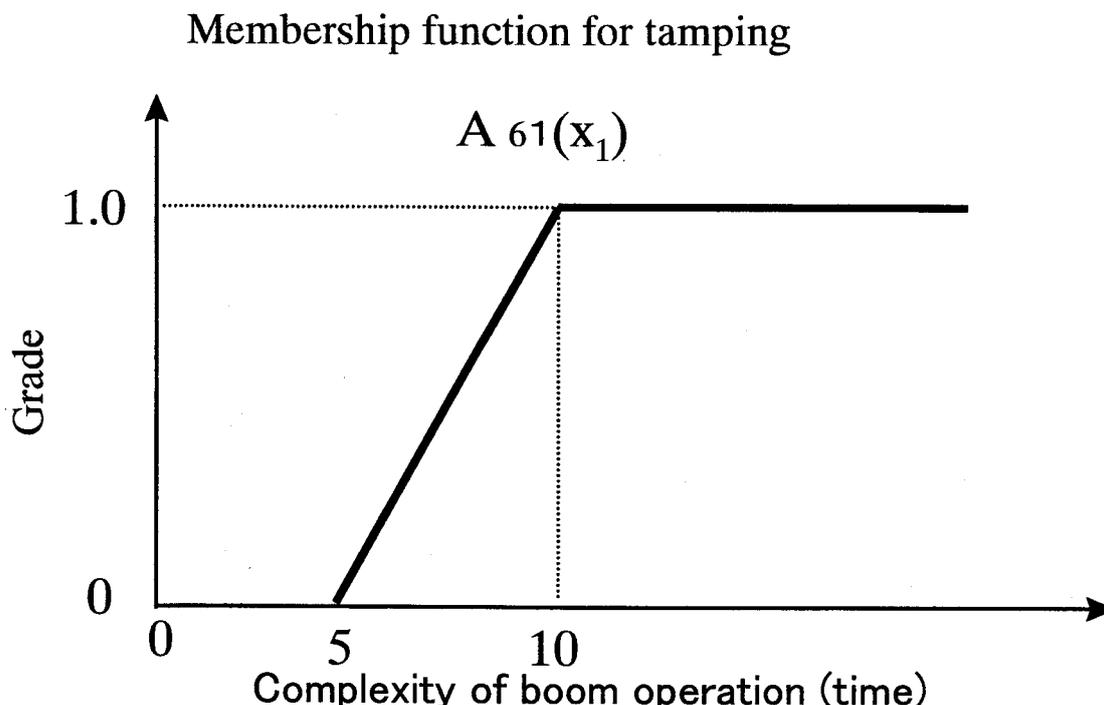
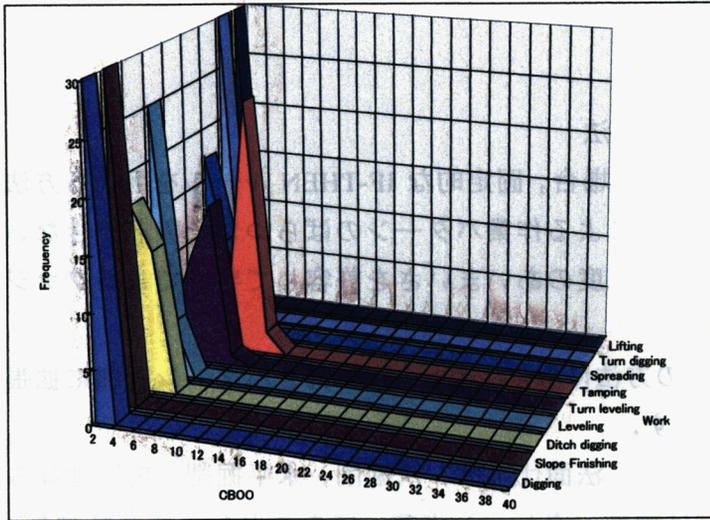
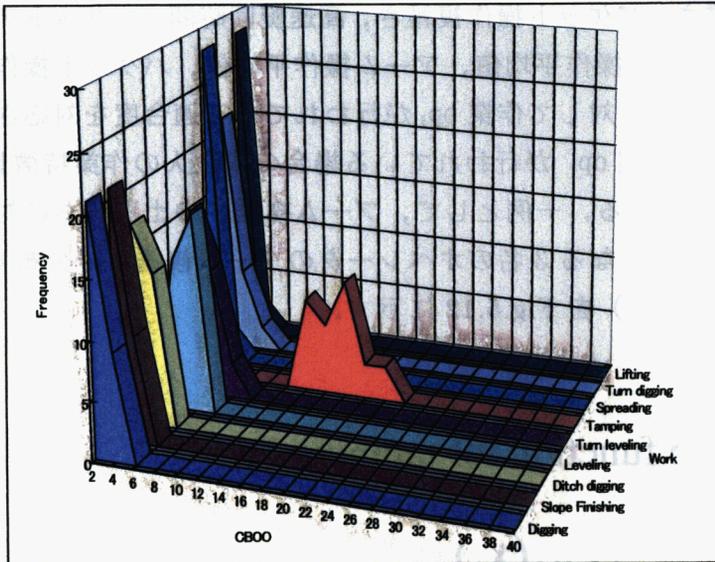


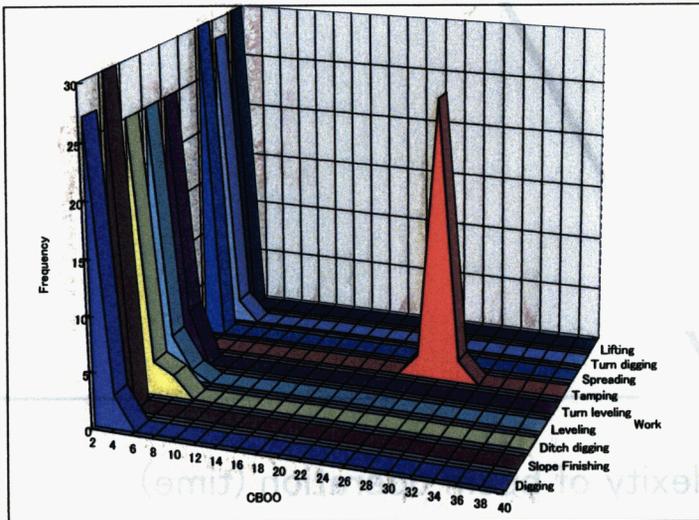
Fig.5.11 Example of membership function



Operator 1



Operator 2



Operator 3

Fig.5.12 Examples of feature distribution in different operator

現在行われている作業が  $op_i$  である適合度  $\mu_i$  は、各作業特徴量に対する適合度  $A_{ij}$  の最小値により計算する。

$$\mu_i = \min_j \{A_{ij}(x_j)\} \quad (5.1)$$

作業判別はこの適合度を用いる。各作業に対する適合度  $\mu_i$  で一番高いもの、すなわち

$$\max_i \{\mu_i\} \quad (5.2)$$

を満たす作業を判別結果であるとする。式 (5.2) を満たすものが複数ある場合は作業グループ内であればその作業グループとし、それ以外にもあれば判別不可能であるとする。

上述の要領で作業判別を行う場合には、行と列におのおの作業と特徴量とを配置してその適合度を対応させるマトリクスを記述するとその過程が理解しやすくなる。作業判別プロセスの一例を Fig.5.13 に示す。

例えば、バケット操作複雑さが 12 回だったとすると、そのばらまき作業に対する適合度は、該当のメンバーシップ関数より 0.4 である。この計算をすべての作業について行くと Fig.5.13 のバケット操作複雑さの列が埋まる。続いて、他の作業特徴量についても同じ事を行うとマトリクスが総て埋まる。そこで、式(5.1)によりそれぞれの作業の適合度を計算する（単純掘削であれば、この場合 0.2）。最後に、式 (5.2) より作業判別を行う（今回の場合土羽打ちが 1.0 で選択される）。

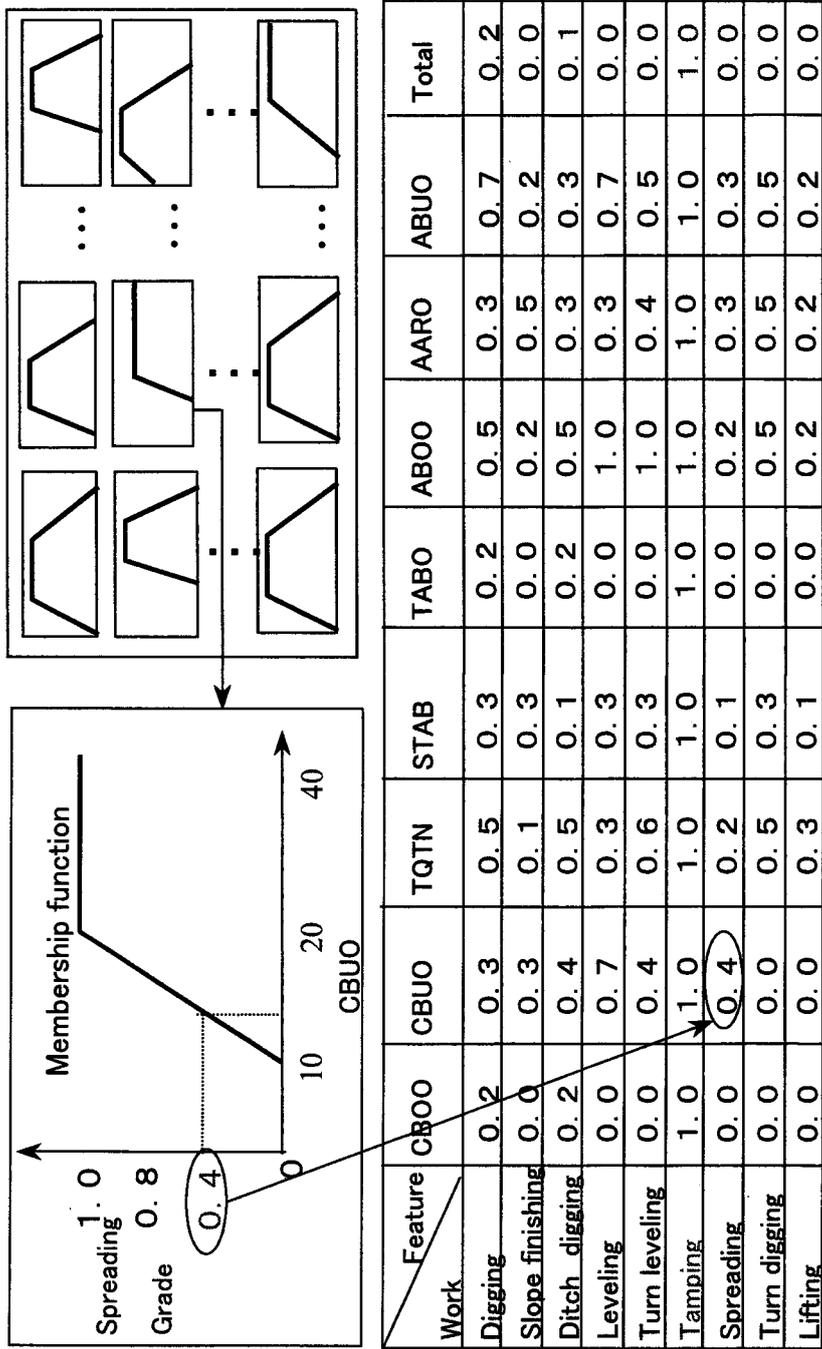


Fig.5.13 Fuzzy reasoning process

#### 5.4.2 作業判別実験

実験は、まず、技量の異なる被験者 5 名が 5.2.2 項に示した 9 種類の作業をそれぞれ一定時間以上 (5 から 10 作業) 行うことにより、被験者のレバー操作状況をデータ収集した。それぞれの作業の開始、終了は被験者が押しボタンにより知らせた。データは 50 msec 毎にサンプリングした。

次に、収集したデータを基に、5.4 節で述べた判別法を用いて作業判別を行った。作業判別は判別利用時間経過後から 5 秒毎に行い、それぞれの作業について 30 回行った。データサンプリング、作業利用時間、判別タイミングの関係を Fig.5.14 に示す。判別利用時間の最適値を求めるため、判別データ利用時間を 20、15、10、5 秒に設定した。なお、メンバーシップ関数は同じ被験者 5 名の操作データから、判別利用時間ごとに作成した。判別結果は 5.2.2 項に示した要求操作性が同じである 6 つの作業グループに分類し、作業グループ毎に正しい作業と判別した割合を判別精度とした。

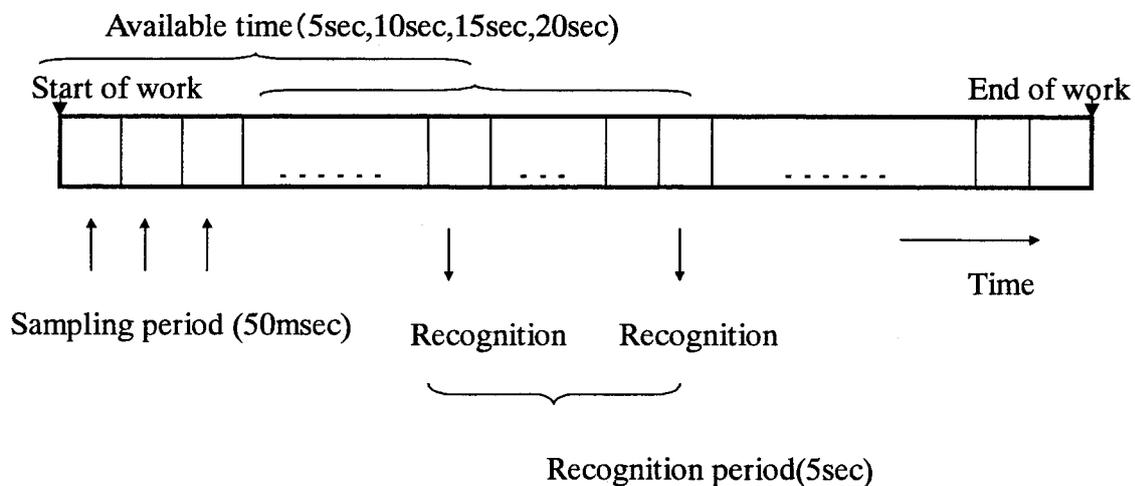


Fig.5.14 Timing in experiment

実験結果を Table 5.3~5.6 に示す。表中で被験者それぞれの技量は、被験者 1 (Sub.1) と 2 が熟練オペレータ、3 と 4 が半熟練オペレータ、5 が初心者である。

Table 5.3~5.6 でオペレータ 5 名の総合判別精度は判別データ利用時間が 20、15、10、5 秒で 94.9%、92.4%、87.2%、73.6%であった。

判別利用時間長が 10 秒以上で、被験者の技量が半熟練以上の場合はいずれも 90%以上の判別精度が得られている。

しかし、判別利用データ時間長が 10 秒以下の場合には、初心者に対する判別精度の劣化が大きい。これは、初心者の作業周期が長く、利用データ時間長の短縮に伴って各作業の特徴が反映されないケースが多くなるためだと考えられる。

判別利用データ時間が5秒の場合は、半熟練以上でも判別精度の劣化が大きい。特にその傾向は、仕上げ、均し、クレーン作業に現れている。これは、これらの作業が他の作業と比較して、作業そのものの動作速度が遅いために、作業の特徴が5秒という短時間内に反映されないケースが多くなることが理由と考えられる。

以上から初心者を含めても90%以上の判別精度が確保できる15秒を判別利用時間として用いることにした。

Table1 5.3 Recognition result (available time: 20 sec)

Accuracy of recognition (%)					
Work group	Sub.1	Sub.2	Sub.3	Sub.4	Sub.5
Digging	100.0	100.0	100.0	100.0	97.8
Finishing	100.0	93.3	100.0	100.0	43.3
Leveling	96.7	100.0	98.3	98.3	43.3
Taping	100.0	96.7	100.0	100.0	100.0
Spreading	100.0	100.0	100.0	100.0	86.7
Lifting	96.7	93.3	100.0	100.0	96.7
Total	98.9	98.1	99.6	99.6	78.5

Table1 5.4 Recognition result(available time: 15 sec)

Accuracy of recognition (%)					
Work group	Sub.1	Sub.2	Sub.3	Sub.4	Sub.5
Digging	100.0	100.0	97.8	94.4	94.4
Finishing	100.0	93.3	100.0	100.0	40.0
Leveling	96.7	96.7	95.0	93.3	45.0
Taping	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
Spreading	100.0	100.0	96.7	96.7	70.0
Lifting	80.0	86.7	96.7	100.0	83.3
Total	97.0	97.0	97.4	96.3	74.1

Table1 5.5 Recognition result(available time: 10sec)

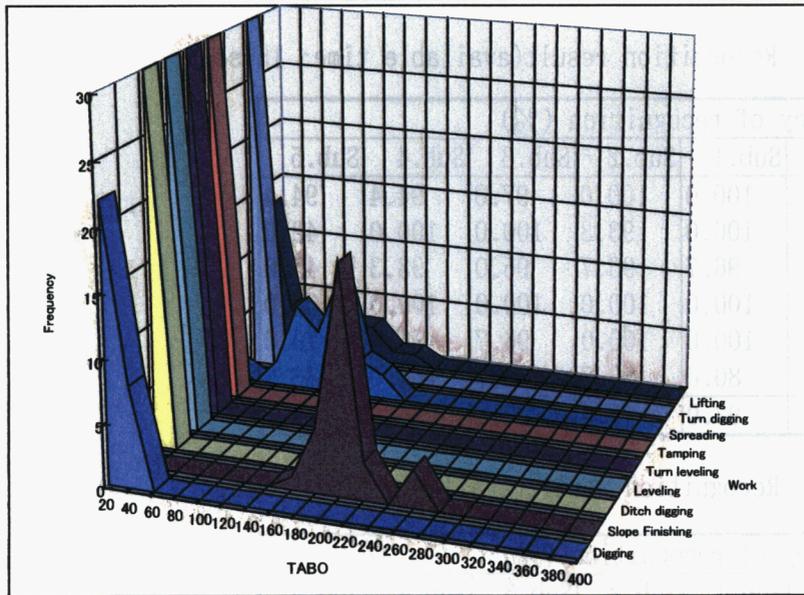
Accuracy of recognition (%)					
Work group	Sub.1	Sub.2	Sub.3	Sub.4	Sub.5
Digging	100.0	96.7	94.4	100.0	66.7
Finishing	100.0	90.0	90.0	100.0	30.0
Leveling	91.7	96.7	88.3	91.7	41.7
Taping	100.0	100.0	100.0	100.0	60.0
Spreading	100.0	100.0	90.0	86.7	53.3
Lifting	80.0	96.7	76.7	90.0	86.7
Total	95.9	96.7	90.7	95.6	57.0

Table1 5.6 Recognition result (available time: 5 sec)

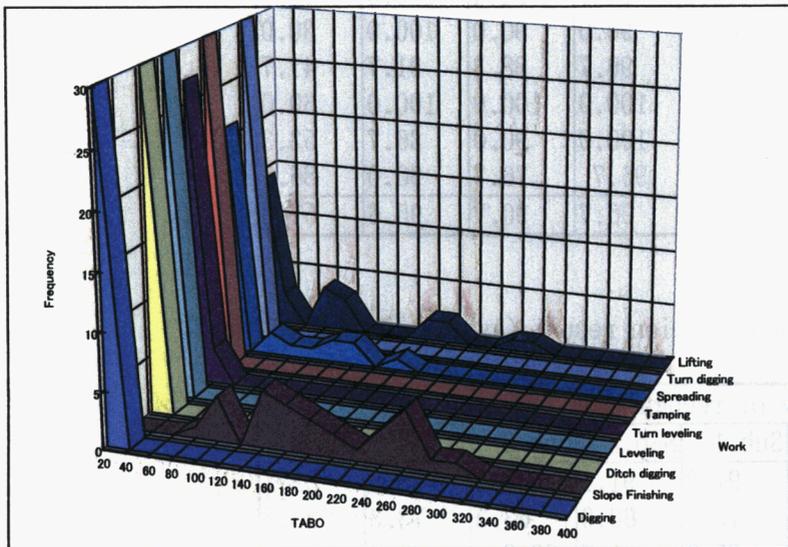
Accuracy of recognition (%)					
Work group	Sub.1	Sub.2	Sub.3	Sub.4	Sub.5
Digging	97.8	91.1	83.3	98.9	52.2
Finishing	73.3	60.0	63.3	73.3	23.3
Leveling	75.0	91.7	88.3	80.0	28.3
Taping	100.0	100.0	33.3	100.0	0.0
Spreading	83.3	70.0	60.0	70.0	33.3
Lifting	66.7	80.0	63.3	73.3	86.7
Total	85.2	85.2	71.9	85.9	39.6

## 5.5 メンバーシップ関数の自動調整

同じオペレータが操作しても、油圧ショベルの機種が変わると、作業特徴量の分布が変化する。例を Fig. 5.15 に示す。そのため、油圧ショベルの機種が変わったとき、同一のメンバーシップ関数を使用すると判別精度が劣化する。メンバーシップ関数を機種ごとに設定する必要があるがメンバーシップ関数の数が多い（作業特徴量  $8 \times$  作業数  $9 = 72$ ）ため設定に手間がかかる。そこでメンバーシップ関数の自動調整方法を開発した。手法としては、勾配法による方法[57] - [61]をベースとした。



12t



30t

Fig.5.15 Difference of feature distribution due to machine type

### 5.5.1 メンバーシップ関数の定義

本判別方法では、Fig.5.16 のような4つのパターンのメンバーシップ関数 $A_{ij}(x_j)$ を用いて、各特徴量に対する作業の適合度を算出している（各メンバーシップ関数がどのグループに属するかを Table 5.7 に示す）。

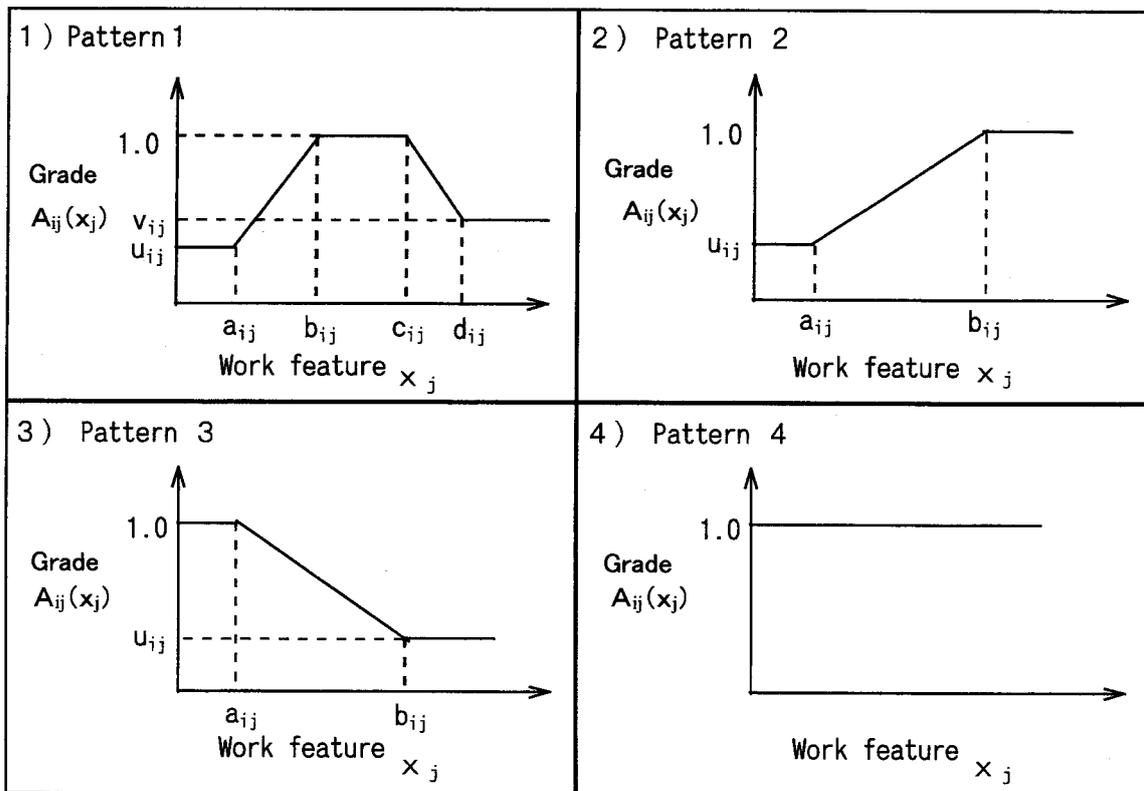


Fig.5.16 Patterns of membership function

Table1 5.7 Classification of membership function( $A_{ij}$ )

Work \ Feature	CBOO	CBUO	TQTN	STAB	TABO	ABOO	AARO	ABUO
Digging	3	3	3	3	3	2	1	2
Slope finishing	3	3	3	3	2	2	2	1
Ditch digging	3	3	3	3	3	2	2	2
Leveling	3	3	3	3	3	2	2	3
Turn leveling	3	3	1	2	3	1	1	3
Tamping	2	3	3	2	3	2	3	3
Spreading	3	2	3	4	4	4	4	4
Turn digging	3	3	2	2	3	1	2	1
Lifting	3	3	3	3	3	3	3	3

(Number indicates pattern of membership function)

それぞれのパターンのメンバーシップ関数 $A_{ij}(x_j)$ は以下の式で表現できる。

(1) 形状パターン1の場合

$$A_{ij}(x_j) = \begin{cases} u_{ij} & (x_j \leq a_{ij}) \\ \frac{1 - u_{ij}}{b_{ij} - a_{ij}}(x_j - b_{ij}) + 1.0 & (a_{ij} < x_j < b_{ij}) \\ 1.0 & (b_{ij} \leq x_j \leq c_{ij}) \\ \frac{v_{ij} - 1}{d_{ij} - c_{ij}}(x_j - c_{ij}) + 1.0 & (c_{ij} < x_j < d_{ij}) \\ v_{ij} & (d_{ij} \leq x_j) \end{cases} \quad (5.3)$$

(2) 形状パターン2の場合

$$A_{ij}(x_j) = \begin{cases} u_{ij} & (x_j \leq a_{ij}) \\ \frac{1 - u_{ij}}{b_{ij} - a_{ij}}(x_j - b_{ij}) + 1.0 & (a_{ij} < x_j < b_{ij}) \\ 1.0 & (b_{ij} \leq x_j) \end{cases} \quad (5.4)$$

(3) 形状パターン3の場合

$$A_{ij}(x_j) = \begin{cases} 1.0 & (x_j \leq a_{ij}) \\ \frac{u_{ij} - 1}{b_{ij} - a_{ij}}(x_j - a_{ij}) + 1.0 & (a_{ij} < x_j < b_{ij}) \\ u_{ij} & (b_{ij} \leq x_j) \end{cases} \quad (5.5)$$

(4) 形状パターン4の場合

$$A_{ij}(x_j) = 1.0 \quad (5.6)$$

### 5.5.2 メンバシップ関数の修正

作業判別時には、各作業毎の適合度  $\mu_i$  は(5.1)式で計算を行っているが、自動調整アルゴリズムに適した Wang と Mendel が用いた[62]積演算に変更する。

$$\mu_i = \prod_{j=1}^8 A_{ij}(x_j) \quad (5.7)$$

メンバシップ関数調整においては、次式のようなファジー推論の出力値  $\mu_i$  と所望の出力値  $\mu_i^r$  との誤差を示す評価関数  $E$  の最小化問題として定式化する。

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^9 (\mu_i - \mu_i^r)^2 \quad (5.8)$$

(5.8)式の値を減少させるために入出力データ  $(x_1, \dots, x_8)$ ,  $(\mu_1^r, \dots, \mu_9^r)$  が与えられるごとに  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$ ,  $c_{ij}$ ,  $d_{ij}$ ,  $u_{ij}$ ,  $v_{ij}$  について  $E$  の最急降下ベクトルを計算し、これらの値を更新する(詳細は付録参照)[63]。

パラメータ更新の計算は  $(x_{1p}, \dots, x_{8p})$ ,  $(\mu_{1p}^r, \dots, \mu_{9p}^r)$ ,  $p=1, 2, \dots, N$  に対して次式で計算される推論誤差  $D(t)$  が所望の値  $\delta$  以下になるまで行う。

$$D(t) = \frac{1}{N} \sum_{p=1}^N E_p \quad (5.9)$$

ただし、 $E_p$  は式(5.8)で計算される評価関数である。

## 5.6 自動調整実験と考察

本方法の有効性を調べるために、第 5.4 節で用いた 12 t クラスのメンバーシップ関数を 30 t クラスの油圧ショベルに適用できるように調整する実験を行った。

まず、技量の異なる 3 名の被験者により、30 t クラスの油圧ショベルで、5.4.2 項と同じ方法でデータを収集した。次にそのデータを教師入出力データとして前節で述べた方法で、12 t クラスのメンバーシップ関数を 30 t クラス向けのメンバーシップ関数に修正した。

教師データにおける各作業の出力データは以下のように作業グループ毎に与えた。

・掘削グループ(単純掘削、溝掘削、旋回押し付け掘削)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 1, 0)$$

・仕上げグループ(法面仕上げ)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0)$$

・地均しグループ(水平地均し、旋回地均し)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0)$$

・土羽打ちグループ(土羽打ち)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0)$$

・ばらまきグループ(ばらまき)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0)$$

・クレーングループ(クレーン)の場合

$$(\mu_1^i, \dots, \mu_9^i) = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1)$$

ここで、 $\mu_1^i$ :単純掘削、 $\mu_2^i$ :法面仕上げ、 $\mu_3^i$ :溝掘削、 $\mu_4^i$ :水平掘削、 $\mu_5^i$ :旋回地ならし、 $\mu_6^i$ :土羽打ち、 $\mu_7^i$ :ばらまき、 $\mu_8^i$ :押し付け掘削、 $\mu_9^i$ :クレーン作業の適合度とする。

学習はパラメータとしては以下の数値を用いた。

学習係数:  $k_a = k_b = k_c = k_d = 0.1$   $k_u = k_v = 0$

推論許容誤差:  $\delta = 0.27$

学習用教師データ数:  $p = 810$

ここで、パラメータは試行錯誤的にいくつかの値を適用し、その中から最良の結果を与えるものを採用している。その結果、学習回数  $t = 445$  回で収束した。

調整前、調整後のメンバーシップ関数を用いて、同じ被験者3名により作業判別を行った。Table5.8～5.10に自動調整前後の判別精度の比較表を示し、結果を以下にまとめる。

(1)被験者1(Sub.1)

- ・総合では判別精度が 2.6%向上
- ・クレーン作業の判別精度が 43.3%向上

(2)被験者2(Sub.2)

- ・総合では判別精度が 5.6%向上
- ・仕上げ作業の判別精度が 16.7%向上
- ・均し作業の判別精度が 23.3%向上

(3)被験者3(Sub.3)

- ・総合では判別精度が 7.8%向上
- ・均し作業の判別精度が 20.0%向上

被験者全体の総合での判別精度は調整前が 88.5%に対し、93.8%であり、5.3%判別精度が向上している。

判別精度が大幅に向上している作業(仕上げ作業、均し作業、クレーン作業)の調整前と調整後のメンバーシップ関数を比較すると、単独操作に由来する作業特徴量(ブーム、アーム、バケット操作量平均値、ブーム、バケット操作複雑さ)において、変更度合いが大きいことがわかった。Fig. 5.17 に仕上げの例を示す。この理由としては、油圧ショベルの機種が変わるとレバー操作に対する各自由度の動作感度に変化し、その結果、操作パターンが変化するためと考えられる。

一方、複合操作に由来する特徴量(バケット・アーム停止時間、ブーム逆操作時間)のメンバーシップ関数にはあまり変化がなかった。これは機種が変わっても複合操作のパターンは変化しないためと考えられる。

以上から、本方法により機種ごとのメンバーシップ関数の自動調整が可能であることが分かった。

Table 15.8 Comparison of accuracy (Sub.1)

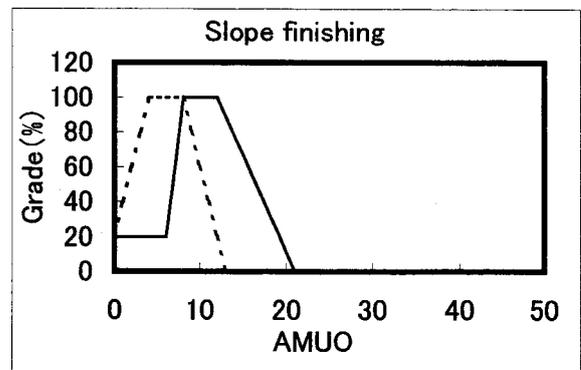
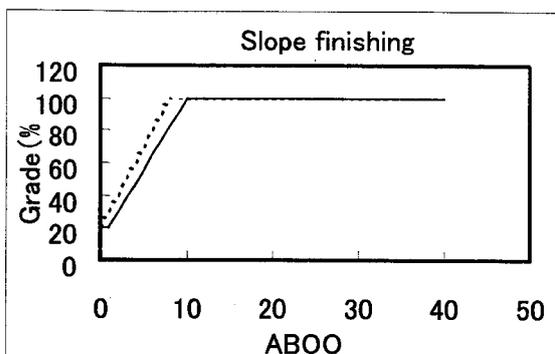
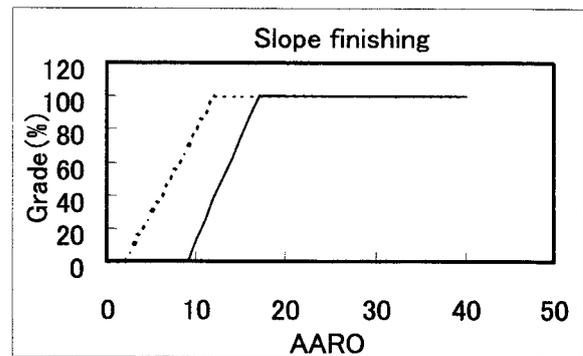
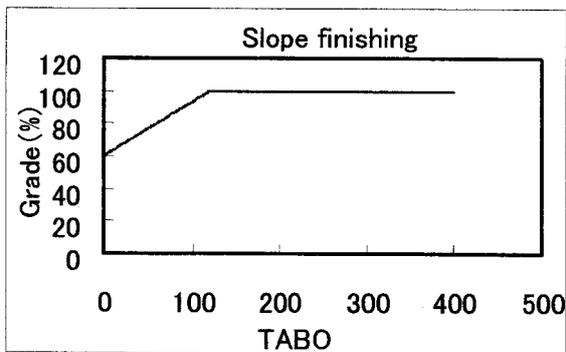
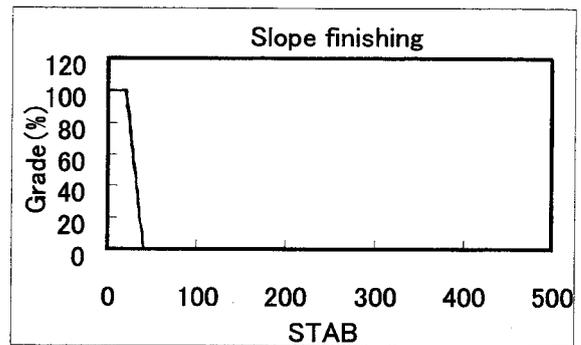
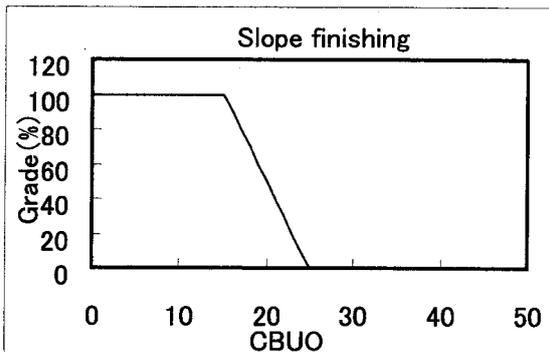
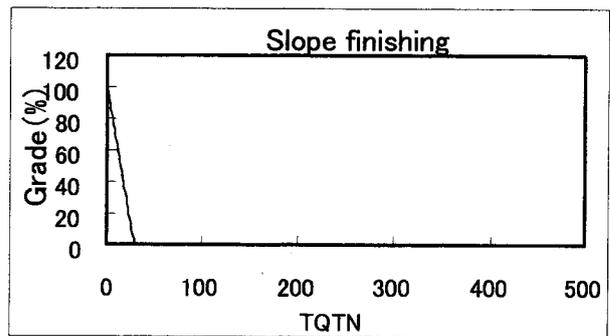
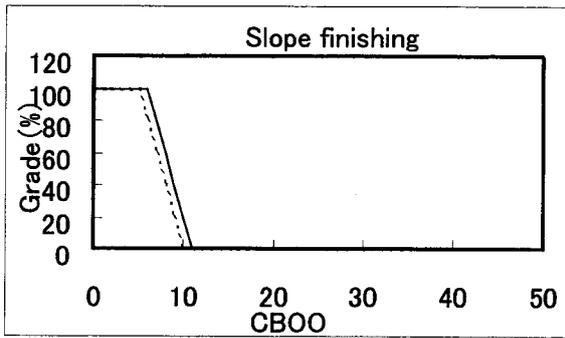
Accuracy of recognition (%)		
Work group	Before Adjustment	After Adjustment
Digging	100.0	95.7
Finishing	96.7	90.0
Leveling	100.0	100.0
Taping	100.0	100.0
Spreading	100.0	100.0
Lifting	36.7	80.0
Total	92.6	95.2

Table 15.9 Comparison of accuracy (Sub.2)

Accuracy of recognition (%)		
Work group	Before Adjustment	After Adjustment
Digging	97.8	93.3
Finishing	73.3	90.0
Leveling	68.4	91.7
Taping	96.7	96.7
Spreading	100.0	100.0
Lifting	96.7	96.7
Total	88.5	94.1

Table 15.10 Comparison of accuracy (Sub.3)

Accuracy of recognition (%)		
Work group	Before Adjustment	After Adjustment
Digging	100.0	98.9
Finishing	70.0	96.7
Leveling	70.0	90.0
Taping	83.3	90.0
Spreading	73.3	73.3
Lifting	93.3	93.3
Total	84.4	92.2



----- : Before tuning      — : After tuning

Fig.5.17 Transformation of membership function

## 5.7 操作性評価実験および実用化

5.4 節で述べた作業判別方法に基づいて、油圧ショベルの操作特性を自動的に切り替えるシステムを実際の油圧ショベルに搭載し、油圧ショベルの操作性評価実験を行った。操作特性の切り替えは判別結果に基づき、作業グループ毎に油圧制御系のパラメータを変更することにより行った。システムのブロック図を Fig.5.18 に示す。センサからのサンプリング周期は 50msec、判別データ利用時間は 15sec、判別周期は 5 sec である。

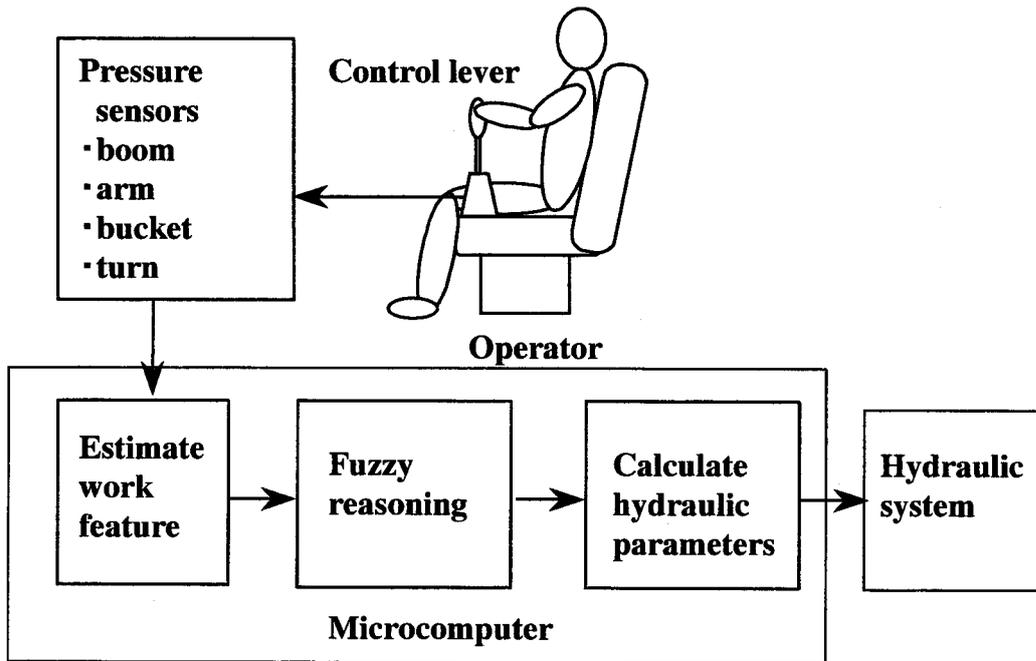


Fig.5.18 Block diagram of automatic system

評価者は 5.4 節の実験参加者とは異なる半熟練者あるいはそれ以上の技能を有する 6 名で行い、作業は 5.2 節で述べた 9 種類の作業を順に連続して行った。評価結果は以下の通りであった。

- (1) 各作業グループでの操作性はいずれも良い
- (2) 自分のイメージと違う作業グループが突然出ることがある
- (3) 各作業グループの切り替わりで急激に操作特性が変化する場合がある

この方法では、作業毎の適合度から一旦どの作業グループであるか判別し、操作特性値をステップ的に切り替えていた。そのため、作業判別が間違った場合 (2)、作業グループの切り替わり時 (3) にオペレータにショックを与えてしまう。

そこで、油圧制御系のパラメータを各作業グループへの適合度を重みとした荷重平均によって計算する方法とした。具体的には以下の通りである。

判別周期ごとに 各作業グループ別の適合度を以下の式で計算する。

掘削グループ適合度 :

$$\mu_{g1} = \max(\mu_1, \mu_3, \mu_8) \quad (5.11)$$

仕上げグループ適合度 :

$$\mu_{g2} = \mu_2 \quad (5.12)$$

地均しグループ適合度 :

$$\mu_{g3} = \max(\mu_4, \mu_5) \quad (5.13)$$

土羽打ちグループ適合度 :

$$\mu_{g4} = \mu_6 \quad (5.14)$$

ばらまきグループ適合度 :

$$\mu_{g5} = \mu_7 \quad (5.15)$$

クレーングループ適合度

$$\mu_{g6} = \mu_9 \quad (5.16)$$

ただし、 $\mu_1$ : 単純掘削適合度  $\mu_2$ : 仕上げ適合度  $\mu_3$ : 溝掘削適合度  $\mu_4$ : 水平地均し適合度  $\mu_5$ : 旋回地均し適合度  $\mu_6$ : 土羽打ち適合度  $\mu_7$ : ばらまき適合度  $\mu_8$ : 旋回押し付け適合度  $\mu_9$ : クレーン適合度

判別不能と判断した場合は前回の適合度を用いる。

これら作業グループごとの適合度を用いて、油圧制御系のパラメータ  $y_i$  を以下の式で計算する。

$$y_i = \frac{\sum_{j=1}^6 W_{g_j}^i \mu_{g_j}}{\sum_{j=1}^6 \mu_{g_j}} \quad (5.17)$$

ここで、 $W_{g_j}^i$  は各作業グループ毎に設定された油圧制御系のパラメータである。

この方法に変更した後、同じ評価者で再度評価した結果、(1) の良い評価を残したまま、(2) (3) の悪い評価が無くなった。

Fig.5.19 に評価実験結果の一例を示す。この例では、ポンプ吐出流量の最大値が作業に応じて変化していることが分かる。機敏な動きが必要な“ばらまき”や“土羽打ち”の場合はポンプ吐出流量が多くなるように、繊細な動きが必要な“仕上げ”や“均し”の場合はポンプ吐出流量が少なくなるように制御されている。また、作業判別によりステップ的に出力を切り替える場合(破線)は作業切り替え前後に誤判別が出て操作特性にばたつきが生じるが、改良後(実線)はその動きが軽減されていることが分かる。

実際の商品機に適用する場合には、人と機械の調和を図るため、判別結果を液晶ディスプレイに絵表示すると共に、自動切り替えを行わないマニュアルモードも設定した。

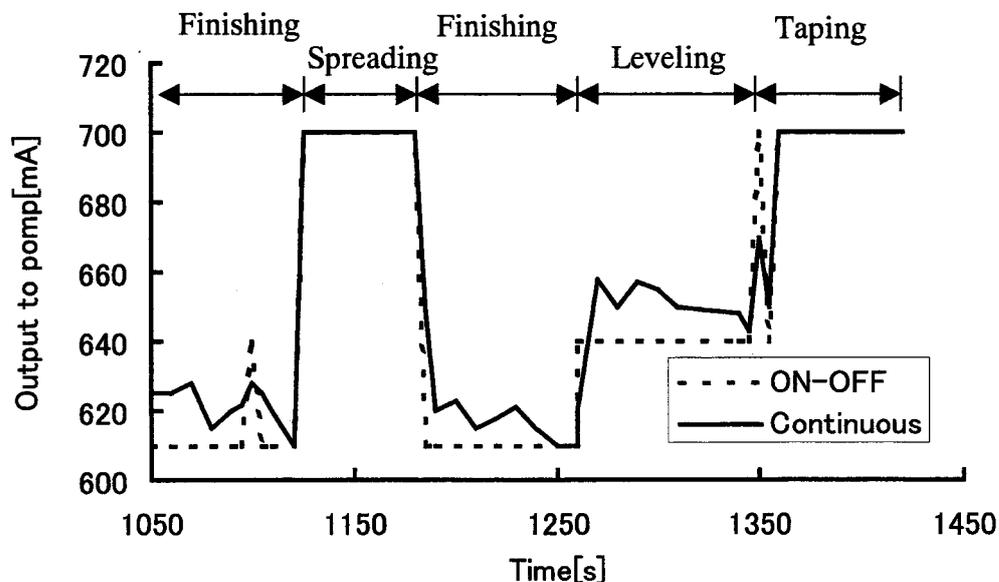


Fig.5.19 Changing controllability according to works

## 5.8 まとめ

本研究では、作業運転者からヒアリングを行うことにより各作業の特徴量を抽出し、それら作業特徴量を用いてファジィ推論を行うことにより高精度に油圧ショベルの作業を判別する方法を開発した。本方法によると、対象を初心者まで含めた場合でも、判別データ利用時間長を15秒として90%以上の高精度な作業判別が実現できる。

また、油圧ショベルの機種変更に対応できるメンバーシップ関数の自動調整方法も開発した。この方法により、機種変更に伴う判別精度の劣化を総合で5.3%改善できることを確認した。

さらに、これらの判別結果および作業グループごとの適合度を用いて、油圧制御系のパラメータを変更する方法を考案した。

これらの方法をベースとして、作業内容に応じて操作特性を自動的に切り替えるシステムを搭載した油圧ショベルを実用化し、オペレータによる評価実験を行った結果、未熟練オペレータを中心に操作性の良い機械であるとの評価を得た。

なお、実際の商品機に適用する場合には、人と機械の調和を図るため、判別結果を液晶ディスプレイに絵表示すると共に、自動切り替えを行わないマニュアルモードも設定した。

## 第6章 建設機械の操作シミュレータ

### 6.1 はじめに

油圧ショベル、ホイールクレーンなどの建設機械ではオペレータが運転席で操作レバーを操作することにより、作業を行う多自由度操作機械である。操作性は建設機械の重要な要素であり、メーカーでは設計時、出荷前などに操作性の入念な評価を行っている。構造・強度評価については、コンピュータシミュレーションによる事前評価が定着化している。

一方操作性評価については、コンピュータシミュレーションによる運転時の挙動評価[64]や運転フィーリングの数値化[65]などが報告されているが、最終的には、熟練オペレータによる評価に頼らざるを得ないのが現状である。この場合、評価毎に実機の改造が必要であり、コスト面、開発期間面でメーカーに大きな負担になっている。そこで、筆者等は熟練オペレータの感性を生かしながら、手軽に操作性の事前評価ができる建設機械操作シミュレータを開発した[66]。シミュレータによる建設機械の操作性評価の試みはすでにあるが[67][68]、建設機械のモデル化が十分であるとはいえない。本研究では、3次元モデルを採用し、本格的なシミュレータの提案を試みた。

本シミュレータを活用すれば、2章から5章に述べた操作性向上のための制御アルゴリズムの有効性を実機実験なしで確認できることになる。

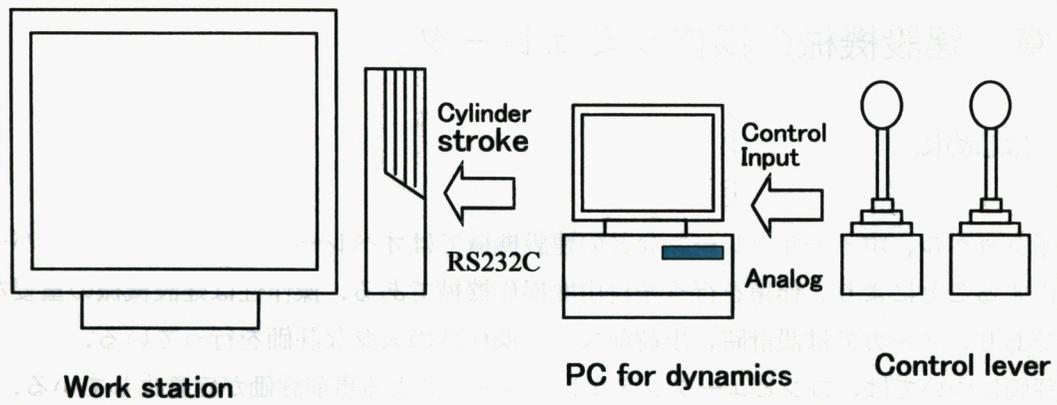
本章では、本シミュレータの考え方と構成を述べた後に、シミュレータの適用例として、ホイールクレーンにおける操作レバー長と操作性の関係に関する評価例について報告する。

### 6.2 シミュレータの構成

シミュレータはオペレータと機械のインターフェース部である操作レバーのみを実物とし、他の機械特性はコンピュータでシミュレーションすることを基本とした。構成を Fig.6.1 に示す。操作レバーからの操作量はアナログ値でパソコンに入力され、パソコンで駆動系の計算を行い各自由度のアクチュエータの変位に換算し、その値をシリアルインターフェース経由でワークステーションに入力する。

ワークステーションには建設機械の3次元モデルが入力されており、取り込んだ各自由度の変位に基づいて、表示を変化させる。3次元表示ソフトとしては、Open Inventorを用いている。Open Inventorはシリコングラフィックス社からソースコードが公開されており、VRLMを介し、3次元CADとの親和性もよく、設計図面からの3次元モデルの取り出しが比較的容易に行える。

オペレータの視点は座席位置と機械外側から機械全体を見渡す位置とに切り替えが可能であり、視界性の評価にも使用可能である。操作風景を Fig.6.2 に示す。



**Fig. 6.1** Composition of simulator



**Fig.6.2** Scene of using simulator

### 6.3 ホイールクレーンの操作性評価

ホイールクレーンにおける、油圧駆動系動特性変化、操作性、操作レバーの長さの関連を本シミュレータを用いて評価した。

#### 6.3.1 操作性評価に用いる操作パターン

Fig.6.3 に示すように、ブームを起伏させながらウインチによりロープを送り出すことによって、吊荷の高さを一定に保つ操作の評価を行った。通常の作業では、起伏とウインチの複合作業であるが、今回は操作レバーの長さに焦点を当てるため、起伏に関しては、フルレバーの操作量が入っているものとし、それに合わせてオペレータが吊荷の高さが一定になるようにウインチの操作を行うこととした。

コンピュータ画面上には Fig.6.4 のように目標位置と吊荷が表示される。

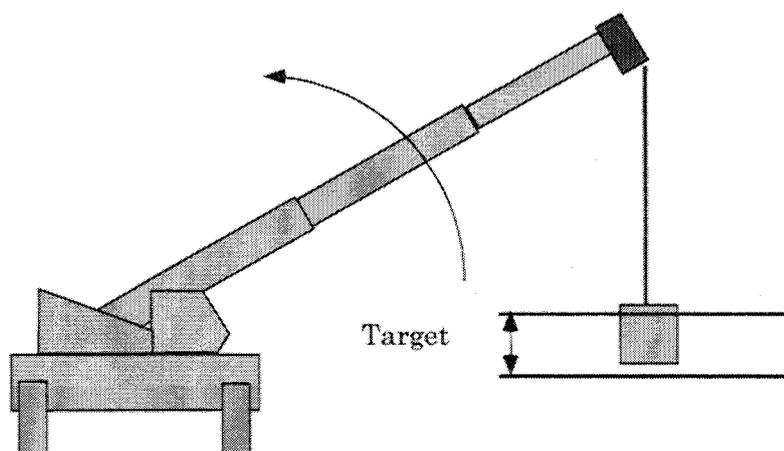


Fig. 6.3 Operation pattern for evaluation



Fig.6.4 View from simulator

### 6.3.2 ウインチ操作系の動特性

ウインチ操作レバーに対するウインチ速度の動特性は一時遅れプラスむだ時間として近似し、パラメータは実験により求めた (Fig.6.5) .

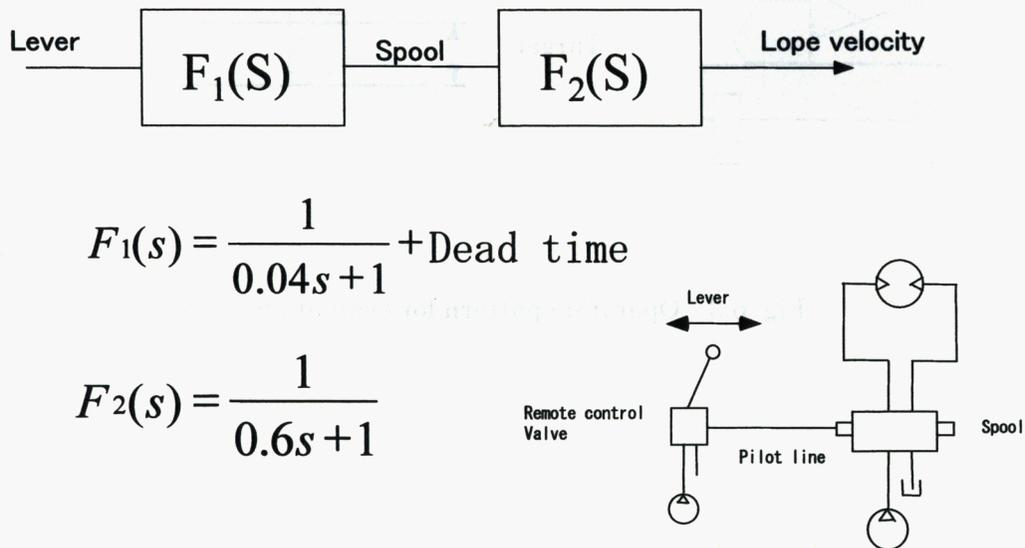


Fig.6.5 Dynamic model of winch

### 6.3.3 評価指標

評価指標としては作業成績（吊荷高さの目標値からの偏差の二乗時間積分値）、生理指標（呼吸の周波数）およびオペレータの官能評価を用いた。

### 6.3.4 むだ時間とレバー長の関係

出荷時に評価を行う熟練オペレータによる官能評価と作業成績の評価が一致することを確認した上で、むだ時間が変化した場合の操作性と、その場合のレバー長さ関係の評価した結果を Fig.6.6 に示す。以下の傾向が読み取れる。

- ① Long レバーの一部を除き、むだ時間が長くなるに従って作業成績が悪化している。
- ② むだ時間が 120msec 程度まではどのレバー長さでも作業成績はさほど悪化しない。
- ③ Short レバーは むだ時間による影響を最も受けやすく、むだ時間が 120msec 以上になると作業成績は急速に悪化している。
- ④ これとは逆に、Long レバーはむだ時間の影響を最も受け難い。Middle レバーは Long と Short の中間の特性を示す。

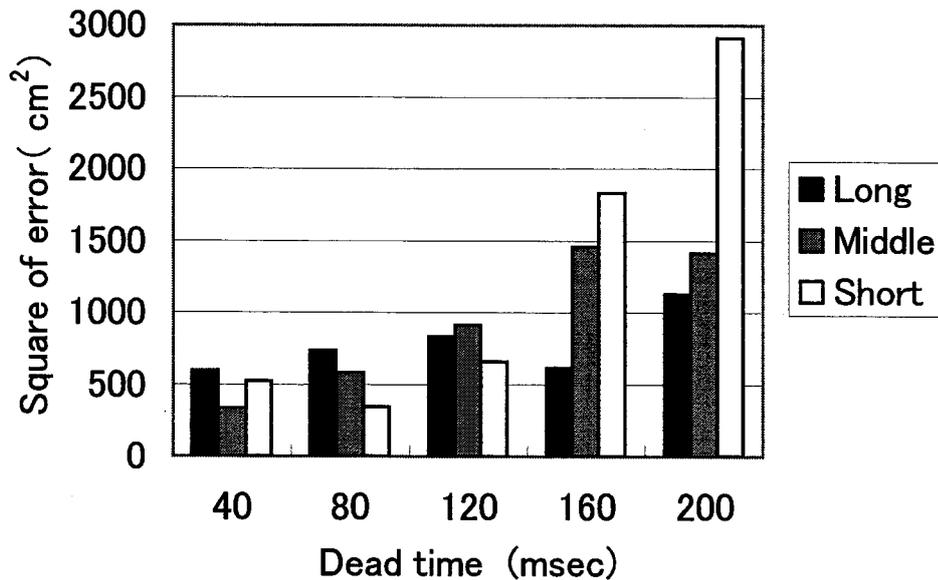


Fig.6.6 Relation between dead time and lever length in operation

### 6.3.5 生理指標の有効性

クレーンの設計者2名により、2種類のむだ時間で3種類のレバー長で評価を行った。官能評価を Table 6.1 に、生理指標での評価結果を Fig.6.7 に示す。熟練オペレータによる実験では呼吸の周波数は作業の難易度と相関が高いことが示されている[69][70]。今回の結果によると、必ずしも官能評価と生理指標が一致するとは言えない。生理指標としては、この他心拍数などでも評価したが、個々人でのばらつきが大きかった。生理指標を用いる場合は、実験条件や評価者を慎重に選ぶ必要がある。

Table 6.1 Sensuous Quality

(Mr.A)

Lever length	Long	Middle	Sort
80msec	○	◎	△
200msec	○	○	○

(Mr.B)

Lever length	Long	Middle	Sort
80msec	○	◎	×
200msec	△	○	×

◎very good ○good △average ×bad

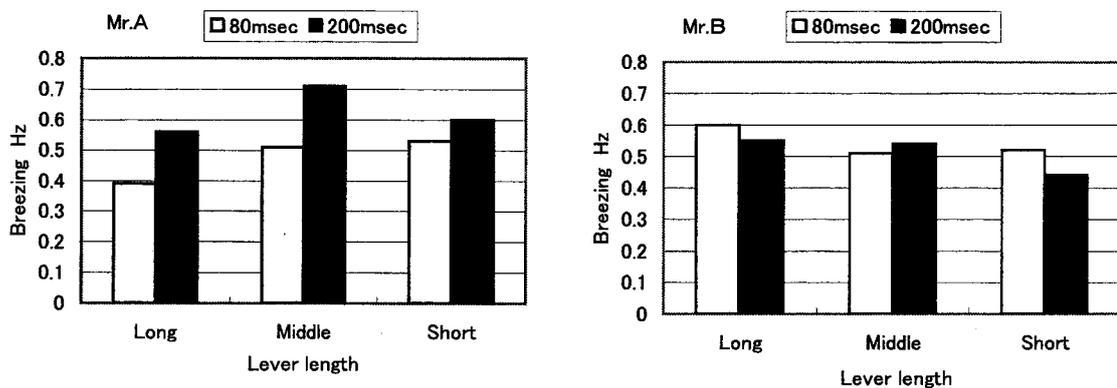


Fig.6.7 Evaluation by physical response

### 6.3 まとめ

実レバーとコンピュータを使った建機操作シミュレータを開発した。また、本シミュレータを用いてホイールクレーンの操作レバー長さ操作性について評価し、操作レバーが短いほど、油圧駆動系のむだ時間の影響を受けやすいことを示した。今後は駆動系シミュレーションモデルの精度を上げると共に、パソコンのみで構成できるようなシステムへ発展させ、建設機械の操作性向上のためのツールとして適用範囲を広げて行く。

## 第7章 結論

建設機械は、オペレータが運転席に乗り、複数本の操作レバーを同時に操作することにより作業を行う多自由度操作型機械である。また、1台の機械で、要求される操作特性の異なる複数の作業を行う。これらのことが、建設機械の運転に高度な熟練を要求している。

そこで、本論文では、オペレータが1本の操作レバーを操作するだけで高度な作業が容易にできる半自動制御システム、およびオペレータの意図を推測し、その意図に合わせて建設機械の操作特性を変化させることにより操作性を向上させる作業判別システムについて、その制御アルゴリズム、およびそれを実現するための制御システムについて述べた上で、実機実験により、その有効性を示した。

また、建設機械の操作性を手軽に評価するための建設機械操作シミュレータについて、その構成方法について述べた上で、評価の一例を示した。

以下に、本研究で得られた主要な結果について述べる。

第2章では、大型油圧ショベルにおける半自動制御について述べた。まず、制御アルゴリズムを検討する上で、有効な手段となる数値シミュレーション方法について、力学系および油圧系の数値モデルを示した。

つぎに、半自動制御の基本要素である1自由度の制御系について、手動操作に用いられている制御バルブを自動制御系にそのまま用いるための非線形補償、建設機械の動特性を補償する状態フィードバック制御について、そのアルゴリズムを述べた上で、その有効性を実機による実験結果で示した。非線形補償は定常偏差削減、状態フィードバックは応答性と安定性の向上に有効であった。

続いて、半自動制御として、水平押し制御およびバケット傾角制御を取り上げ、それを実現させるために有効なフィードフォワード+フィードバック制御方法について述べた。さらに水平押し制御において、姿勢による動特性の違いに対処するためのゲインスケジューリングについて述べた。それぞれの制御アルゴリズムの有効性は実機実験により示されている。

この結果、初心者でも大型油圧ショベルを用いて、簡単にダンプへの積み込み作業がレバー1本の操作で可能となった。

第3章では、クローラクレーンにおける半自動制御システムとして、フィードフォワード+フィードバック制御、ゲインスケジューリングおよび非線形補償などを用いて、ブームレバー1本の操作で、 $\pm 150$  mm以内の精度でブーム長27.4mのクローラクレーンの水平吊荷移動が可能であることを示した。

その中で、従来手動に用いている油圧制御機器を自動制御に用いるための非線形補償、エンジンの回転数による油圧機器の特性の変化を補償するゲインスケジューリングが特に有効であることを示した。

また、オペレータのブーム操作に制限を加えることにより、制御精度を向上させることを新たに提案した。この場合、オペレータに操作の違和感を与えないことが重要となる。

第4章では、バックフォーショベルの半自動制御（1レバーによる床面・法面仕上げ）について述べた。基本的な考え方は、第2章、第3章と同じくフィードフォワード+フィードバック制御と油圧機器の非線形補償である。

しかし、法面仕上げは高精度が要求されるため、フィードフォワード量を正確にするための種々の工夫（リンク補正、ブーム負荷補正、重力補正）を行った。

また、繰り返し作業である法面仕上げ作業の特質を利用して、学習・反復制御のアルゴリズムを適用した。この制御アルゴリズムはアームを高速で動かした場合の仕上げ精度劣化にを解決するために有効であった。

これらの制御アルゴリズムは、実機実験によりその有効性が確認された。

この結果、アームレバー操作のみで、熟練オペレータ並の精度（±30mm以内）で床面・法面仕上げができるバックフォーショベルが開発できた。

第5章では、作業運転者からヒアリングを行うことにより各作業の特徴量を抽出し、それら作業特徴量を用いてファジィ推論を行うことにより高精度に油圧ショベルの作業を判別する方法を開発した。本方法によると、対象を初心者まで含めた場合でも、判別データ利用時間長を15秒として90%以上の高精度な作業判別が実現できる。

また、油圧ショベルの機種変更に対応できるメンバーシップ関数の自動調整方法も開発した。この方法により、機種変更に伴う判別精度の劣化を総合で5.3%改善できることを確認した。

さらに、これらの判別結果および作業グループごとの適合度を用いて、油圧制御系のパラメータを変更する方法を考案した。

これらの方法をベースとして、作業内容に応じて操作特性を自動的に切り替えるシステムを搭載した油圧ショベルを実用化し、オペレータによる評価実験を行った結果、未熟練オペレータを中心に操作性の良い機械であるとの評価を得た。

第6章では、実レバーとコンピュータを使った建機操作シミュレータについて述べた。また、ホイールクレーンの操作レバー長と操作性を例に、本シミュレータを用いて建設機械の操作性を手軽に、事前評価できることを示した。

今後は駆動系シミュレーションモデルの精度を上げると共に、パソコンのみで構成できるようなシステムへ発展させ、建設機械の操作性向上のための有効なツールとして、適用範囲を広げて行く。

以上、建設機械の操作性を向上させる方法として、①オペレータの操作に協調して他の自由度を自動制御する方法、②オペレータの操作意図を推定し、建設機械の操作特性を変更する方法について、それぞれの制御アルゴリズムおよびそれを実施するためのシステム構成を述べたうえで、その有効性を数値シミュレーションおよび実機実

験により示した。また、これらの技術を活用して、操作が容易な建設機械を実用化することができた。

今後は、運転条件変化や構成機器の機差に、より柔軟に対応できるロバスト性を向上させた制御技術を研究開発し、より多くの建設機械の操作性向上に貢献していきたい。

また、建設機械はそれを運転するオペレータおよび共同作業者に対する安全対策が重要な課題である[5] [71] [72] [73]。本研究で得られ成果をこれらの安全対策へも活用していきたい。

## 付 録

### パラメータ更新アルゴリズム

パラメータ更新アルゴリズムを以下に示す.

$$a_{ij}(t+1) = a_{ij}(t) - K_a \frac{\partial E}{\partial a_{ij}} \quad (A1)$$

$$b_{ij}(t+1) = b_{ij}(t) - K_b \frac{\partial E}{\partial b_{ij}} \quad (A2)$$

$$c_{ij}(t+1) = c_{ij}(t) - K_c \frac{\partial E}{\partial c_{ij}} \quad (A3)$$

$$d_{ij}(t+1) = d_{ij}(t) - K_d \frac{\partial E}{\partial d_{ij}} \quad (A4)$$

$$v_{ij}(t+1) = v_{ij}(t) - K_v \frac{\partial E}{\partial v_{ij}} \quad (A5)$$

$$u_{ij}(t+1) = u_{ij}(t) - K_u \frac{\partial E}{\partial u_{ij}} \quad (A6)$$

ここで,  $K_a, K_b, K_c, K_d, K_u, K_v$  は学習係数であり  $t$  は学習回数である.

$\frac{\partial E}{\partial a_{ij}}, \frac{\partial E}{\partial b_{ij}}, \frac{\partial E}{\partial c_{ij}}, \frac{\partial E}{\partial d_{ij}}, \frac{\partial E}{\partial u_{ij}}, \frac{\partial E}{\partial v_{ij}}$  は, 各メンバシップ関数の形状により以下の式で計算する.

#### ①形状パターン1

$$\frac{\partial E}{\partial a_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - 1}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (A7)$$

$$\frac{\partial E}{\partial b_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - u_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (A8)$$

$$\frac{\partial E}{\partial c_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq c_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - v_j}{d_j - c_j} & (c_j < x_j < d_j) \\ 0 & (d_j \leq x_j) \end{cases} \quad (A9)$$

$$\frac{\partial E}{\partial d_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq c_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - 1}{d_j - c_j} & (c_j < x_j < d_j) \\ 0 & (d_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A10})$$

$$\frac{\partial E}{\partial u_j} = \begin{cases} 1 & (x_j \leq a_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{x_j - b_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A11})$$

$$\frac{\partial E}{\partial v_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq c_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{x_j - c_j}{d_j - c_j} & (c_j < x_j < d_j) \\ 1 & (c_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A12})$$

②形状パターン2

$$\frac{\partial E}{\partial a_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - 1}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A13})$$

$$\frac{\partial E}{\partial b_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - u_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A14})$$

$$\frac{\partial E}{\partial u_j} = \begin{cases} 1 & (x_j \leq a_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{x_j - b_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A15})$$

$$\frac{\partial E}{\partial c_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial d_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial v_{ij}} = 0 \quad (\text{A16})$$

③形状パターン3

$$\frac{\partial E}{\partial a_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - u_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (b_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A17})$$

$$\frac{\partial E}{\partial b_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ -(\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{A_j(x_j) - 1}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 0 & (b_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A18})$$

$$\frac{\partial E}{\partial u_j} = \begin{cases} 0 & (x_j \leq a_j) \\ (\mu_i - \mu_i^r) \frac{\mu}{A_j(x_j)} \frac{x_j - b_j}{b_j - a_j} & (a_j < x_j < b_j) \\ 1 & (a_j \leq x_j) \end{cases} \quad (\text{A19})$$

$$\frac{\partial E}{\partial c_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial d_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial v_{ij}} = 0 \quad (\text{A20})$$

④形状パターン4

$$\frac{\partial E}{\partial a_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial b_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial c_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial d_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial u_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial v_{ij}} = 0 \quad (\text{A21})$$

## 謝辞

本研究に対して、終始懇切丁寧なご指導を賜りました大阪大学大学院基礎工学研究科教授 新井健生博士に謹んで感謝の意を表します。新井先生には、ロボット学会の研究会でお会いしてから、いろいろな面で大変お世話になり、大阪大学大学院博士後期課程社会人特別選抜への入学のきっかけを作っていただきました。この出会いがなければ、本研究は実現しませんでした。

大阪大学大学院基礎工学研究科教授 藤井隆雄博士、大阪大学大学院基礎工学研究科教授 西田正吾博士には本研究をまとめるに際して有益なご助言とご指導を賜りました。ここに深く感謝の意を表します。

大阪大学大学院 博士後期課程社会人特別選抜への入学にご理解とご協力を賜りました株式会社神戸製鋼所 取締役専務執行役員技術開発本部長 佐藤廣士博士，同 理事電子技術研究所所長 川田豊博士，同 理事環境エネルギー技術開発部部長 鈴木富雄博士，同 機械研究所所長 中川知和博士，同 電子技術研究所 企画担当課長 中山万希志博士に厚くお礼申し上げます。

本研究は株式会社神戸製鋼所における建設機械のメカトロ化に対する取り組みを土台に成り立っています。今はそれぞれ異なった部署で活躍しているその当時の仲間である、木邑信夫氏，覚前誠氏，鹿児島昌之氏，村上茂樹氏，筒井昭氏に心より感謝の意を表します。皆様のご協力がなければ、この論文は成立しませんでした。コベルコ建機株式会社の藤岡純氏，林憲彦氏，絹川秀樹氏には建設機械の電子油圧システムについてご教示いただくと共に、実機実験で大変お世話になりました。ここに心より感謝の意を表します。また、解析面でいろいろな知見を与えていただいた株式会社神戸製鋼所機械研究所振動音響研究室の加藤稔博士，今西悦二郎博士，菅野直紀博士に心より感謝します。

新井研究室の研究報告会でいつも熱心にご議論いただいた井上健司助教授，前泰志助手をはじめとする新井研究室のメンバーに心より感謝の意を表します。

最後に、仕事や家事に忙しい中いつも励ましてくれたベストパートナー妻の敦子と勉強への取り組み方を背中教えてくれた息子の卓弘，影ながら、暖かく見守ってくれた母に感謝します。

## 参考文献

- [1] 一柳：“建設機械のメカトロ化を見る”，パワーデザイン，Vol.27,No.7,pp.20-29, 1989.
- [2] 廣瀬，上原：“建設機械 メカトロ化の方向性と新技術”，パワーデザイン，Vol.30,No.6,pp.10-16, 1992.
- [3] J. Chiba and T. Takeda：“Automatic Control in Construction Machines” ，Journal of SICE, Vol. 21, No. 8, pp 40-46, 1982.
- [4] H. Nakamura and A. Matsuzaki：“Automation in Construction Machinery.” Hitachi Review, Vol 57, No. 3, pp 55-62, 1975
- [5] 新谷：“建設機械のメカトロニクス化”，システム／制御／情報，Vol.41,No.9,pp.365-371, 1997.
- [6] T. Morita and Y. Sakawa：“Modeling and Control of Power Shovel.” Transactions of SICE, Vol. 22, No. 1, pp 69 75, 1986
- [7] P. K. Vaha and M. J. Skibniewski：“Dynamic Model of Excavator.” Journal of Aerospace Engineering, Vol. 6, No.2 ,April, 1990
- [8] P. K. Vaha et al.：“Kynematic and trajectory planning for robotic excavation”，Proc. Construction Congress 91, pp.787-793, 1991.
- [9] D.A.Badley et al.：“Control and operational strategies for automatic excavation”，6<sup>th</sup> international Symposium on Automation and Robotics in Construction, Vol.1, pp.237-244, 1989
- [10] Mao-Hsiung Chiang：“Simulation intelligenter Achstreger fur den hydraulikbagger”，Oelhydraulik und Pneumatik, pp.596-602, 1997.
- [11] A.J.Koivo et al.：“Modeling and Control of Excavator Dynamics during Digging operation”，Journal of aerospace engineering, January, pp.10-18, 1996.

- [12] D.A.Badley et al. : “Artificial intelligence in the control and operation of construction plant – the autonomous robot excavator”, Automatic in Construction 2, Elsevier, pp.217-228, 1993.
- [13] D.A.Badley D.W. Seward : “The Development, Control and Operation of an Autonomous Robotic Excavator”, Journal of Intelligent and Robotic Systems 21, pp.73-97, 1998.
- [14] L.Plonecki et al. : “A concept of digital control system to assist the operator of hydraulic excavator”, Automatic in Construction 7, Elsevier, pp.401-411, 1998.
- [15] S.Xiaobo et al. : “Experimental Robotic Excavation with Fuzzy Logic and Neural Networks”, IEEE Int. Conf.,on Robotics and Automation , Minneapolis , pp.957-962, 1996.
- [16] E.Keskinen et al. : “Hydraulic servo control of excavator booms for automatized sheet-piling process”, Proceeding of the IASTED International Conference Robotics and Manufacturing , pp.323-328, 1996.
- [17] 横田等 : “油圧ショベルのブーム・アーム・バケット系の高精度軌跡制御”, 日本機械制御学会関東支部・精密工学会山梨講演会論文集, pp.219-220, 1997.
- [18] 落合 : “建設機械における油圧比例弁とその応用”, 油空圧技術, No.5, pp.69-74, 1994.
- [19] M.Tochizawa et al. : “Automatic Excavator”, 8<sup>th</sup> International Symposium on Automation and Robotics in Consuruction, pp.277-284, 1991.
- [20] T.Uchino et al. : “Computer-assisted guiding system of multi-jointed pile driver arm”, Fluid Power, pp.59-62, 1993.
- [21] K.Kawamura et al. : “Development of Intelligent Hydraulic Excavator-HYPER GX Series”, SAE Technical Paper Series, 941796, pp.1-10, 1994.
- [22] 新谷, 木邑, 覚前 : “油圧ショベルの自動制御システム”, 自動制御連合講演会 前刷, pp 309-310, 1985

- [23] 木邑, 新谷, 覚前: “油圧ショベルの自動制御”, 神戸製鋼技報, Vol.37, No. 2, pp.74-78, 1987.
- [24] H.Araya,M.Kakuzen,N.Kimura and N.Hayashi: “An Automatic Control System for Hydraulic Shovels”, Advances in Flexible Automation and Robotics , Volume 2 , pp.695-701, 1988
- [25] M.Kakuzen,H.Araya,N.Kimura and I.Sawamura: : “Automatic Control Systems for Construction Machinery”, The Fifth International Symposium on Robotics in Construction , Volume 2 , pp.755-764, 1988.
- [26] M.Kakuzen,H.Araya, and N.Kimura : “Automatic Control System for Hydraulic Excavator”, KOBELCO TECHNOLOGY REVIEW , No.5 , pp.41-44, 1989
- [27] H.Araya and M.Kagoshima : “Semi-automatic Control System for Hydraulic Shovel”, Automation in Construction, Vol.10, No.4, ,pp.477-486, 2001.
- [28] 花房: “油圧サーボ技術の発展とその動向”, 機械の研究, Vol.33, No.1, pp.7-14, 1981.
- [29] H. Hanafusa : “Design of Electro-hydraulic Servo System for Articulated Robot”, Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 13, No. 7, pp. 1-8, 1982
- [30] 米谷等: “油圧ショベルの力制御”, 日本機械制御学会中国四国支部総会・講演会論文集, pp.197-198, 1998.
- [31] H. B. Kuntze et al. : “On the Model-Based Control of a Hydraulic Large Range Robot”, IFAC Robot Control, pp. 207-212 , 1991.
- [32] 絹川: “メカトロ化が進む建設機械 クローラクレーン”, パワーデザイン, Vol.27, No.7, pp.40-43, 1989.
- [33] 河村: “クローラクレーンの技術動向”, 建設機械, Vol.33, No.1, pp.40-46, 1997.
- [34] 杉本, 絹川, 覚前: “クローラクレーンの吊荷水平移動装置”, 建設機械, Vol.23, No.7, pp.65-69, 1987.

- [35] 今西他：“クレーン水平引き込みシミュレーション”，神戸製鋼技報，Vol.37, No. 4, pp.41-44, 1987
- [36] 木邑，杉本，覚前：“クレーン水平引込自動制御装置の開発”，第29回自動制御連合講演会論文集，pp.467-468, 1986.
- [37] H.Araya,M.Kakuzen, N.Sugimoto and N.Kimura：“A Level Luffing Control System for Crawler Cranes”，Advances in Flexible Automation and Robotics，Vol. 2，pp.709-714, 1988.
- [38] 覚前，林，藤岡：“油圧ショベルの自動制御”，神戸製鋼技報，Vol.38, No.3, pp.14-17, 1988.
- [39] 藤岡：“1レバー自動掘削システム”，神戸製鋼技報，Vol.40, No.4, pp.116, 1990.
- [40] 覚前，木邑，新谷：“建機の自動化”，ロボティクス・メカトロニクス講演会論文集，Vol. A, pp.225-228, 1990.
- [41] 内山：“試行による人工の手の高速運動パターンの形成”，計測自動制御学会論文集，Vol.14, No.6, pp.706-712, 1978.
- [42] S.Arimoto et al.：“A New Control Theory for Servomechanism and Mechatronics System”，Proc. 13<sup>th</sup> SICE Symposium on Control Theory, pp.15-20, 1984.
- [43] 川村，宮崎，有本：“学習制御方式のシステム論的考察”，計測自動制御学会論文集，Vol.21, No.5, pp.445-450, 1985.
- [44] 美多，加藤，青木：“反復制御とロボットアームの軌道制御への応用”，計測自動制御学会論文集，Vol.21, No.11, pp.1223-1230, 1985.
- [45] 井上等：“陽子シンクロトロン電磁石電源の繰返し運転における高精度制御”，電気学会論文集 C100, pp.234-240, 1980.

- [46] Tinoue, et al. : "High Accuracy Control of a Proton Synchrotron Magnet Power Supply", Proc. 8<sup>th</sup> IFAC World Congress, 8, pp.3137-3134, 1981.
- [47] 中野等 : 繰返し制御, コロナ社, 1989.
- [48] 西郷 : "パワーショベルのメカトロニクス", 小松技報, Vol.34, No.122, pp.2-10, 1988.
- [49] 鹿児島, 新谷, 絹川 : "油圧ショベルにおける作業判別技術の開発", 計測自動制御学会関西支部シンポジウム, システムの知能化と制御, pp.74-77, 1998.
- [50] 新谷, 鹿児島, 絹川, 新井 : "ファジィ推論を用いた油圧ショベルの作業判別", システム制御情報学会論文誌, Vol.16, No. 7, pp.330-338 , 2003.
- [51] 吉川, 小澤等 : "バーチャルコラボレータ : 新しいヒューマン・マシン・コミュニケーションアプローチ", 第 38 回計測自動制御学会学術講演会予稿集, 304A-2, pp.581-582, 1999.
- [52] 蔦田, 加藤, 井口 : "適応インタフェースのための緊張状態のモデル化に関する検討", 第 12 回ヒューマンインターフェース・シンポジウム論文集, pp.631-636, 1996.
- [53] 渡辺 : "マン・マシン・インタフェースにおける音声対話速度の適応化", 第 4 回ヒューマンインターフェース・シンポジウム論文集, pp.303-310, 1988.
- [54] A.F.Norcio : "Adaptive Interfaces: Modeling Tasks and Users", Proc. IEE Int. Conference on Systems, Man and Cybernetics, pp.1099-1103, 1991.
- [55] E.H.Mamdani and S.Assilian : " An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller", Int. J. Man-Machine Studies, Vol.7, No.1, pp.1-13, 1975.
- [56] 安部 : ニューラルネットとファジィシステム, 近代科学社, 1995.
- [57] 前田, 染谷, 船橋 : "ファジィ推論におけるメンバシップ関数の高速学習方式について", 情処学 MIC 研報, 91-MIC-66, No.5 , 1991.

- [58] 林, 野村, 若見: “ニューラルネット駆動型ファジィ推論による推論ルール獲得”, 日本ファジィ学会誌, Vol.2, No.3, pp.585-597, 1990.
- [59] 野村, 林, 若見: “デルタルールによるファジィ推論の自動チューニング手法と障害物回避への応用”, 日本ファジィ学会誌, Vol.4, No.2, pp.379-388, 1992.
- [60] 堀川, 古橋, 大熊, 内川: “ニューラルネットワークによる学習型ファジィ制御器”, 計測自動制御学会論文集, Vol.27, No.2, pp.208-215, 1991.
- [61] 堀川, 古橋, 内川: “ファジィニューラルネットワークの構成法と学習法; 日本ファジィ学会誌”, Vol.4, No.5, pp.906-928, 1992.
- [62] L.X.Wang and J.M.Mendel: “Generating fuzzy rules by learning from examples”, IEEE Trans. Syst., Man, Cybern., Vol.22, No.6, pp.1414-1427, 1992.
- [63] 林, 古橋: ファジィ・ニューラルネットワーク, 朝倉書店, 1996.
- [64] 頭井, 井上, 井村, 藤川: “リンク構造のシミュレーションに関する研究”, 機械学会論文集 C, Vol. 52, No.483, pp.2814-2821, 1986.
- [65] 平松: “運転フィーリングの数値化”, 自動車技術, Vol.45, No.3, pp.12-18, 1991.
- [66] 新谷, 村上, 新井他: “建設機械操作シミュレータの開発”, ヒューマンインターフェースシンポジウム 2002 論文集, pp.351-352, 2002.
- [67] 川崎: “パワーショベルの操作性評価に関する研究”, 東京大学学位論文, 1983.
- [68] 宮田: “シミュレータによるパワーショベルの操作性評価”, ヒューマンインターフェース, Vol.3, pp.39-44, 1994.
- [69] 井浦等: “ラフテレンクレーン操作に伴う生体負荷の計測につて”, SICE 北海道支部学術講演会論文集, pp.5-8, 1996.
- [70] 宮田, 池田, 井浦, 早川: “熟練者を用いたクレーン操作性の評価”, 日本機械学会 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.A, pp.516-519, 1996.

- [71] 佐藤：“建設業における移動式クレーン災害と安全対策”，建設機械，Vol.32，No.12，  
pp.26-32，1996.
- [72] 福島等：“移動式クレーンの旋回自動停止装置”，第31回SICE学術講演予稿集，  
pp.433-434，1992.
- [73] 絹川：“これからの油圧ショベルの電子化と自動化”，建設機械，Vol.34，No.2，  
pp.17-23，1998.

## 研究業績

### <学術論文>

1. H.Araya and M.Kagoshima: "Semi-automatic Control System for Hydraulic Shovel" Automation in Construction, Vol.10, No.4, pp.477-486, 2001.
2. 新谷, 鹿児島, 絹川, 新井: "ファジィ推論を用いた油圧ショベルの作業判別", システム制御情報学会論文誌, Vol.16, No. 7, pp.330-338, 2003.

### <国際会議論文>

1. H.Araya,M.Kakuzen,N.Kimura and N.Hayashi: "An Automatic Control System for Hydraulic Shovels", Advances in Flexible Automation and Robotics, Volume 2, pp.695-701, 1988.
2. H.Araya,M.Kakuzen, N.Sugimoto and N.Kimura: "A Level Luffing Control System for Crawler Cranes", Advances in Flexible Automation and Robotics, Volume 2, pp.709-714, 1988.
3. M.Kakuzen,H.Araya,N.Kimura and I.Sawamura: "Automatic Control Systems for Construction Machinery", The Fifth International Symposium on Robotics in Construction, Volume 2, pp.755-764, 1988.

### <口頭発表>

1. 新谷, 木邑, 覚前: "油圧ショベルの自動制御システム"; 自動制御連合講演会 前刷, pp. 309-310, 1985
2. 覚前, 木邑, 新谷: "建設機械の自動化; ロボティクス・メカトロニクス講演会 論文集", Vol.A, pp. 225-228, 1990
3. 鹿児島, 新谷, 絹川: "油圧ショベルにおける作業判別技術の開発", 計測自動制御学会関西支部シンポジウム, システムの知能化と制御, pp.74-77, 1998

4. 新谷, 村上, 新井他: “建設機械操作シミュレータの開発”, ヒューマンインターフェースシンポジウム 2002 論文集, pp.351-352, 2002.

#### <社内報、解説>

1. 木邑, 新谷, 覚前: “油圧ショベルの自動制御”, 神戸製鋼技報, Vol.37, No. 2, pp.74-78, 1987.
2. M.Kakuzen, H.Araya, and N.Kimura: “Automatic Control System for Hydraulic Excavator”, KOBELCO TECHNOLOGY REVIEW, No.5, pp.41-44, 1989.
3. 新谷裕和: “建設機械のメカトロニクス”, システム制御情報学会誌, Vol.41, No. 9 pp.365-371, 1997

#### <特許>

1. 新谷, 木邑, 覚前: “油圧ショベルの制御装置”, 特登 1 6 6 2 4 2 9 号 (1992.05.19)
2. 新谷, 木邑, 覚前: “油圧ショベル掘削制御装置”, 特登 1 6 6 2 4 2 7 号 (1992.05.19)
3. 新谷, 木邑, 覚前: “建設車両の作業機位置決め制御装置”, 特登 1 8 6 2 5 5 0 号 (1994.08.08)
4. 新谷, 木邑, 覚前: “建設車両の作業操作制御装置”, 特登 1 8 3 0 7 0 3 号 (1994.03.15)
5. 新谷, 木邑, 覚前, 林: “ローディングショベルの掘削制御装置”, 特登 1 6 6 2 4 2 6 号 (1992.05.19)
6. 井上, 今西, 新谷, 木邑, 朽木: “油圧ショベルのアタッチメント制振装置”, 特登 1 9 3 1 8 5 8 号 (1995.05.12)
7. 井上, 今西, 新谷, 木邑, 朽木, 覚前: “油圧ショベルのアタッチメント制振装置”, 特登 1 8 3 0 7 4 6 号 (1994.03.15)
8. 井上, 今西, 新谷, 木邑, 朽木, 覚前: “油圧ショベルのアタッチメント制振装置”, 特登 1 8 3 0 7 4 7 号 (1994.03.15)

9. 新谷, 木邑, 覚前: “建設機械における作業機の緩起動位置制御装置”, 特登 1 7 7 4 8 9 2 号 (1993.07.14)
10. 新谷, 木邑, 覚前, 林: “建設機械における作業機の位置決め制御装置”, 特登 1 7 7 4 8 9 7 号 (1993.07.14)
11. 新谷, 覚前, 林, 広田, 榎村, 庭田, 森田: “油圧ショベルの掘削制御方法”, 特登 2 1 2 3 5 1 6 号 (1996.12.20)
12. 覚前, 新谷, 林, 広田: “油圧ショベルの直線掘削制御装置”, 特告 07-045743 (1995.05.17)