

博士論文

油圧ショベルにおける  
自動掘削アルゴリズムの有効性検証

2020年3月

平野 貴司



## 目次

第1章 緒論	1
1.1 油圧ショベルとは	1
1.2 油圧ショベルの歴史とこれからについて	3
1.3 これまでの研究と課題	5
1.4 本研究の目的と構成	7
参考文献	10
第2章 自動掘削シミュレーション	13
2.1 諸言	13
2.2 シミュレーションモデル	15
2.2.1 土壌（個別要素法）モデル	15
2.2.2 機体モデル	19
2.2.3 逆運動学計算	26
2.3 自動掘削アルゴリズム	27
2.4 自動掘削シミュレーション	29
2.4.1 自動掘削のためのパラメータ設定	29
2.4.2 自動掘削アルゴリズムの有効性	32
2.5 結言	35
参考文献	36
第3章 自動掘削アルゴリズムの検証	38
3.1 諸言	38
3.2 Raking mode の掘削軌道	38
3.3 評価指標	43
3.4 Lift-up mode のパラメータが掘削に与える影響	43
3.4.1 シミュレーション条件	43
3.4.2 シミュレーション結果	45
3.5 Raking mode のパラメータが掘削に与える影響	48

3.5.1 シミュレーション条件.....	48
3.5.2 シミュレーション結果.....	49
3.6 土壌パラメータが掘削に与える影響.....	54
3.6.1 粒子密度の影響.....	54
3.6.2 粒経の影響.....	59
3.6.3 粒径に対応した掘削効率改善の検討.....	64
3.7 斜面に対する自動掘削.....	65
3.7.1 平面の掘削と同じパラメータによる掘削.....	66
3.7.2 バケット初期角度を変更した掘削.....	69
3.8 結言.....	73
参考文献.....	74
第4章 実験機による自動掘削アルゴリズムの検証.....	75
4.1 諸言.....	75
4.2 油圧駆動模型の実験機.....	76
4.3 油圧駆動模型の制御方法.....	79
4.4 軌道追従制御実験.....	80
4.4.1 PID制御のみでの軌道追従制御実験結果.....	83
4.4.2 改良したコントローラによる軌道追従制御実験.....	84
4.4.3 土壌中の掘削軌道追従制御実験.....	90
4.5 自動掘削アルゴリズムの検証実験.....	94
4.6 結言.....	103
参考文献.....	104
第5章 結論.....	105
5.1 本研究において得られた知見.....	105
5.2 今後の展望.....	107
謝辞.....	108





# 第 1 章 緒論

## 1.1 油圧ショベルとは

油圧ショベルは JIS により、「自走するクローラ式，ホイール式又はトラック式の機械で，通常 360°回転できる上部旋回体をもち，作業中は下部走行体を停止したままで，油圧によって駆動されるブーム，アームに装着されたバケットの作動によって土砂などを掘削，旋回及び放土するもの」と定義されており<sup>[1]</sup>，建設現場や鉱山，災害復旧，さらには水中でも使用されている主要な建設機械である．装着するアタッチメントによってさまざまな機能を持たせ，多様な作業を行うことができる．バケットを手前に引くように動作させ，地面より低い部分の掘削性能に長けたバックホウや，逆にバケットを前方に押し出し持ち上げることで地面より高い部分の掘削性能に長けたローディングショベルがある．身近な建設現場でも見られることから油圧ショベル，もしくはショベルカーと言えばバックホウを想像することが多いと考えられる．それ以外にも，バケットを貝のように挟むようにして掘削するクラムシェル，地面に穴を開けるためのアースオーガ，グラップルによる解体作業，地雷処理装置による地雷処理機にもなり，さまざまな役割で使用されている．これらのうち，本論文では，バックホウを研究対象とする．バケットを鍬 (hoe) に見立てて，機体手前側（後ろ方向）に掘削するためバックホウと呼ばれる．また，引いて (drag) 掘削することからドラッグショベルとも呼ばれる．英語では shovel ではなく excavator や digger といった呼ばれ方をしている．

油圧ショベル（バックホウ）の概略図と各部位の呼称を図 1.1 に示す．油圧ショベルの駆動システムである油圧システムは，装置の機械質量に対する出力が他の駆動システムに比べて大きい<sup>[2]</sup>．油圧システムにより油圧シリンダが動作し，フロントリンケージ部分を動かし，作業を行う．フロントリンケージ部分は複数の閉ループ構造を有するリンク機構によって構成されており，高い剛性を有する．一方で，各油圧シリンダの長さを制御し動作するので，各リンクはそれぞれの根元の節を軸とした円弧を描くように動作する．そのため，油圧ショベルの作業は，各リンクの円弧運動の組み合わせからバケットの動きを想定し，各シリンダを協調するように操作する必要がある．

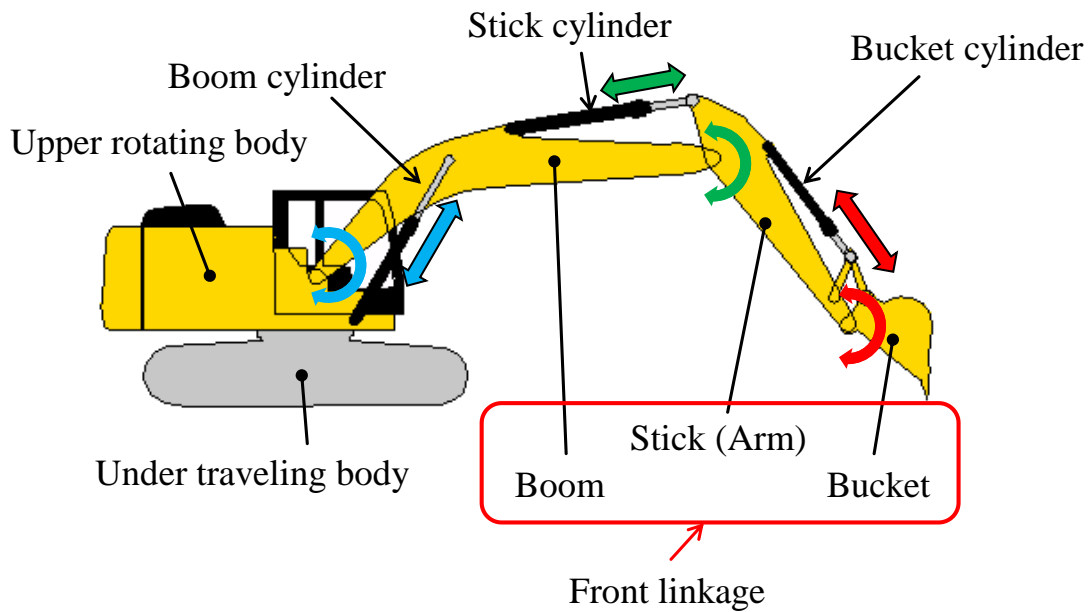


Fig.1.1 Illustration of backhoe type excavator

油圧ショベルの操作はオペレータが運転席の左右に取り付けられたレバーによって行われる。2本のレバーによりブームシリンダ・アームシリンダ・バケットシリンダの長さや旋回を制御できる。走行は運転席前方の2つのレバーまたはペダルの操作によって行う。シリンダの動作速度はレバーを倒す角度によって変化する。各メーカーによりレバーの基本操作は異なるが、一例として JIS パターンと呼ばれる標準操作方式<sup>[3]</sup>を図 1.2 示す。

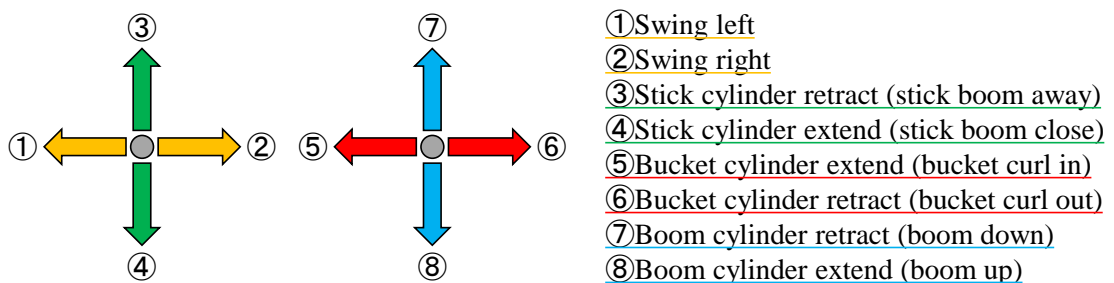


Fig.1.2 Lever patterns of backhoe type excavator (JIS)

このレバー操作について、例えば、一般的な動作である地面の掘削を考える。旋回を含めたレバーの操作により、バケットの先端を地面に立てるようにし、掘削を開始したい位置にバケットを移動させる。その後、適切なレバー操作により掘削を行う。このとき、浅い掘削であればスティックシリンダとバケットシリンダを一定の速度で縮めるように動かせば掘削ができる。しかし、作業時間の短縮や燃料の節約を念頭に置いた効率の良い掘削のために、1回の掘削で多くの土砂をすくいたい場合が多い。その場合、ブームシリンダの操作を組み合わせ、掘削初期はブームを下げながら、つまりブームシリンダを縮めながら、バケットを巻くように、つまりスティックシリンダとバケットシリンダを伸ばす。このとき、スティックシリンダとバケットシリンダの伸ばす速度は速すぎると土砂を掘削することができず、遅すぎると必要以上に深い位置までバケットを移動させることになり、無駄な動作となる。ある程度、掘削が進行し、バケット内に土砂を詰めた後は、バケットを持ち上げる。その際にブームを上げる動作、つまりブームシリンダを伸ばす操作に切り替える。ただし、このとき、スティックシリンダとバケットシリンダを適切に伸ばさないと、持ち上げ動作の際にバケット内の土砂がこぼれ落ちることになる。バケット内の土砂がこぼれ落ちないようにバケット口部を水平にし、地面より高い位置に持ち上げたら、旋回により特定の位置で排土する。このように、単純な掘削にしても複数のシリンダを協調し、操作する必要があるため、効率的な掘削を行おうとすると、高い技量と経験が要求される。

## 1.2 油圧ショベルの歴史とこれからについて

油圧ショベルの歴史について、簡単に記述する。1500年頃、水路工事に従事していたイタリアの Leonardo da Vinci により、土砂などを取り除くために水底をさらうショベル式浚渫船が考案されている。これがショベルを使った掘削機の最初のものであると考えられている<sup>[4][5]</sup>。油圧ショベルの原型は William Smith Otis によりアメリカで1839年に発明された蒸気ショベルである<sup>[4][6]</sup>。このショベルはヨーロッパにも輸出され、当時の鉄道建設で多く使用された<sup>[4][6]</sup>。そこから1884年にはイギリスの Whitaker によって全旋回式蒸気ショベルが開発された<sup>[4][5]</sup>。William Smith Otis が開発した蒸気ショベルは旋回範囲が180°であったため、この蒸気ショベルにより作業効率が大きく上がった<sup>[4]</sup>。アメリカでも1886年に Osgood が全旋回式ショベルを開発している<sup>[4][5]</sup>。また、1895年、アメリカの Richard Thew により、近代ショベルの原型となる全旋回式蒸気ショベルが

開発された<sup>[4][5]</sup>。上記のショベルはローディングショベルである。そして、1896年には Vulcan Steam Shovel 社により、世界初のバックホウが開発されている<sup>[4][5]</sup>。また、1903年には Thew Lorain Shovel 社により、初の電気ショベルが開発されている<sup>[4][5]</sup>。この時までのショベルはクレーンのようにケーブルの吊る力により、リンクを動作させるケーブル式と呼ばれるものであった。現在の主流である油圧によってシリンダが動作する油圧ショベルは1948年にイタリアの Carlo Bruneri と Mario Bruneri の兄弟によって初めて発明された<sup>[4][5]</sup>。1950年代には油圧ショベルの開発ラッシュがあり、さまざまな企業が参入した。例えば、1951年には Poclair が開発した牽引式の油圧ショベルを、1954年には Deamg が全油圧ショベルを開発した<sup>[4][5]</sup>。

このように近代の油圧ショベルの原型は1950年代には出揃った<sup>[6]</sup>。一方で、日本では戦後の1950年代まではケーブル式のショベルが主流であった<sup>[4]</sup>。その後、1960年代の高度経済成長期に入り、各国からの技術提供、または独自開発により開発・製造された<sup>[5]</sup>。その開発競争もあり、現在では日本の技術がグローバルスタンダードとなり、高いシェアを獲得するに至った<sup>[6]</sup>。

その後の油圧ショベルの開発は、サイズなどのシリーズの拡張や各部装置の改良による省エネルギー化などが主に行われた。例えば油圧システムについて、初期は1つの油圧ポンプに対して1つのコントロールバルブで制御していたが、ブーム・スティック・バケットシリンダの複合操作性が悪く、また、フロントリンケージの操作のために馬力を調整したため、走行や旋回に対する馬力が足りないという問題点があった。そこで、ポンプを固定容量式から可変容量式に変更する、2ポンプ2バルブ式にするなどして応答性やエネルギー効率を改良した<sup>[7]</sup>。現在では旋回に電動モータを組み込んだハイブリッドシステム<sup>[8][10]</sup>や3ポンプ3バルブ式で稼働する油圧システム<sup>[11]</sup>が存在する。他には操作レバーも大きく変遷している。初期の操作レバーは4本レバー式と呼ばれ、ブーム・スティック・バケットシリンダと旋回を前後方向の操作により制御した。さらに、2本のレバーにより走行を制御した。つまり、合計6本のレバーを操作する必要があり、非常に操作が困難であった。また、この方式の時代は操作時の抵抗やストロークが大きかったため、運転には疲労が伴った。その後、各部の改良により、操作抵抗やストロークが軽減されたため、レバーの左右方向の操作にも割り振ることが可能となり、フロントリンケージ部分と旋回を2本のレバーによって制御することが可能となった<sup>[7]</sup>。現在では

ほぼこのレバー方式が主流である。その他にもさまざまな改良やシステムの開発が行われた。

このような歴史を辿ってきた油圧ショベルではあるが、日本では建設機械に対し、1996年から現在まで排出ガス規制が段階的に強化されている。自動車に比べ、燃料を大量に消費するため、地球温暖化対策の面でも省エネルギー化が重要である。さらに、近年、他業種と同様に、建設機械にもICT（Information and Communication Technology、情報通信技術）を導入する流れがあり、情報化施工の技術開発も進んでいる。少子高齢化による建設業就業者の減少、技能労働者の不足もあって、国土交通省は2015年に*i-Construction*を掲げ、情報化施工を促している<sup>[13]</sup>。これは3Dデータの活用や、IoT（Internet of Things、モノのインターネット）、AI（Artificial Intelligence、人工知能）などの技術を建設現場に導入し、総コスト削減を目指すものである。

### 1.3 これまでの研究と課題

このような背景に対して油圧ショベルの自動化は非常に有効である。省エネルギーのためには効率的な操作技術が必要となるが、熟練者と非熟練者は作業効率が大きく異なる。前述のように油圧ショベルの操作は煩雑であり、非熟練者による無駄な操作は時間と燃料の浪費につながり、作業効率は低下する。加えて、誤操作による機械の破損や事故も起こり得る。そこで、非熟練者でも容易に効率的な掘削作業ができるようにオペレータアシスト<sup>[14][15]</sup>や操作の簡易化<sup>[16][18]</sup>などの研究が行われているが、有人操作によるものであるため、労働力不足の解決には至らない。油圧ショベルの自動化は、この問題を回避し、省エネルギー化、省労力化に繋がり、現場における、きつい、汚い、危険の所謂3K問題解決にも繋がる。さらには、人が介在しない自律型の自動掘削手法であれば、24時間の連続稼働も不可能ではないため、人間以上の効率で作業ができ、生産性を高めることができる。

油圧ショベルなどの建設機械の自動化は、安全性の面に関して言えば、自動車に比べて難易度は低い。一般道を走る自動車は、特に人や自動車、障害物との接触を必ず避けなければならない。そのため、多種多様なセンサや制御方策を用いてそれらを観測、予測、回避するのに注力する必要がある。一方で、建設機械が作業する現場への立ち入りは規制されるため、接触事故の回避に注力する必要性は低い。従って、ダンプトラックのような建設機械は、目標地点から目標地点まで単純に移動させるだけで自動化は完了

となる。センサについても、機械それぞれに必要とするのではなく、現場内のどこかに全体を把握できるよう配置するだけで十分な場合もある。実際、ダンプトラックの無人化はコマツが 2005 年に開発し、運用されている<sup>[4]</sup>。ただし、効率的な運用や斜面の登坂技術など自動化において障害となる要素は存在する。

次に、油圧ショベルの自動化について考える。油圧ショベルの自動化は、ダンプトラックのような建設機械とは違い、目標地点での掘削作業が自動化の際の主な焦点となる。そのため、どのような制御方策により、高効率な自動掘削を実現するかが重要である。その制御方策について、過去にさまざまな研究が成されている。例えば、ロボットマニピュレータの制御と同様に、バケットの軌道をあらかじめ設定し、その軌道に追従させる軌道追従型の自動化の方法<sup>[19]-[21]</sup>が提案されている。さらにロボスタ制御や外乱オブザーバなど、現代制御理論を用いることで、良好な軌道追従性能が得られることが示されている<sup>[22]-[25]</sup>。このような油圧ショベルをロボットマニピュレータの制御と同様に、バケットの軌道を追従させる手法は、特定の地形の形状に掘削する場合は有利である。一方で、生産性の面に重きを置いた手法ではない。生産性は掘削軌道によって変化するため、掘削軌道とバケット形状の関係から生産性を向上させる軌跡を実験により特定した研究<sup>[26]</sup>があるが、実際の掘削作業は現場により千差万別であり、最適な軌跡で掘削を行うためには、ショベルの仕様や掘削環境に応じた目標軌道をあらかじめ作成しなくてはならない。そのため、目標軌道作成に多くの時間を必要とし、汎用性が低く、時間的なコストが非常に無駄である。最近では、深層学習（ディープラーニング）による AI の学習方法が注目されており、AI による掘削操作の解析<sup>[27]</sup>や開発中の自動掘削技術<sup>[28]</sup>などがある。やはり、学習に時間がかかり、実装の難易度はまだ高い。

現在、実用化されているさまざまな ICT 油圧ショベル<sup>[29]-[31]</sup>は、オペレータが設計面を指示し、その指示通りに動くショベルである。地形データを測定し、施工計画に基づいてオペレータが半自動的な操作を行う。また、現在、熟練オペレータの掘削を模擬した軌道追従制御による自律制御<sup>[32]</sup>が実証試験中である。このように ICT 搭載の油圧ショベルは遠隔操縦や操作アシストが主であり、完全な自動化にはまだ遠いのが現状である。

本論文ではその自動化への一歩として、地形ごとに軌道を生成しない、効率的な自動掘削アルゴリズムを提案し、その自動掘削アルゴリズムの有効性をシミュレーションによって検証する。自動掘削では土壌の状態により、掘削性能が大きく変化するため、さ

さまざまな土壌の状態における掘削性能を検証する必要がある。また、実機を用いて実験により検証する場合、安全性やそのための空間、人員の確保、燃料や時間などの問題がある。そこで、縮小モデル実験機を開発し、それによる実機検証実験を行う。これにより、前述の安全面やコスト面での制約を解消し、シミュレーションによって検証した自動掘削アルゴリズムの実機検証実験を行うことができる。

## 1.4 本研究の目的と論文の構成

本研究では生産性の向上を目的とした自動掘削アルゴリズムの提案とその評価をシミュレーションモデルによって行い、有効性の検証を行うことを目的とする。加えて、その制御の方策を、油圧で駆動するショベルの模型を縮小モデルとして用いて検証する。ただし、用いる模型は市販の 1/14 スケールであり、油圧の制御によるバケットの操作が現在の実機に比べて、正確に行えないことに注意する必要がある。

シミュレーションモデルでは個別要素法 (Distinct Element Method, DEM) または離散要素法 (Discrete Element Method, DEM) と呼ばれる手法を用いて土壌の離散的な解析を行う<sup>[33][34]</sup>。土壌を離散的に扱うことでバケットと土壌間の相互作用力と掘削量を定量的に評価できる。さらに油圧ショベルの動力学モデルを構築し、個別要素法の土壌モデルと組みわせることで掘削作業に必要なエネルギーを解析できる。ここから得た掘削に必要なエネルギー (消費エネルギー) 当たりの掘削量を生産性 (掘削効率) の指標として用いて、掘削効率を評価する。効率の良い掘削のために、作業時間あたりの掘削量、もしくは消費エネルギーあたりの掘削量が増加することが望ましい。一方で、旋回に必要なエネルギーなどを考慮するとより少ない回数で掘削が終了した方が掘削効率は高い。そのため、一定以上の掘削量がある掘削を評価対象とし、消費エネルギーあたりの掘削量の増加をもって、掘削効率が向上したと見なす。

縮小モデルとして用いる油圧で駆動するショベルの模型は RC4WD 製の” 1/14 Scale RTR Earth Digger 360L ”<sup>[35]</sup>である。実験機の写真を図 1.3 に示す。実験機は元々ラジオコントロール (ラジコン) により走行・旋回・フロントリンクージを操作する模型である。フロントリンクージはサーボモータによりロータリーバルブが制御され、作動油が分配されることで駆動する。そこで、サーボモータをラジコンではなくパソコンからコントロールできるように組み込みコントローラを接続した。また、シリンダの伸縮量を計測するために油圧シリンダには直線変位センサを装着した。さらに、各シリンダ内の各圧



力を計測するために圧力センサを取り付けた．この実験機を用いて，自動掘削アルゴリズムの実機検証実験を行う．

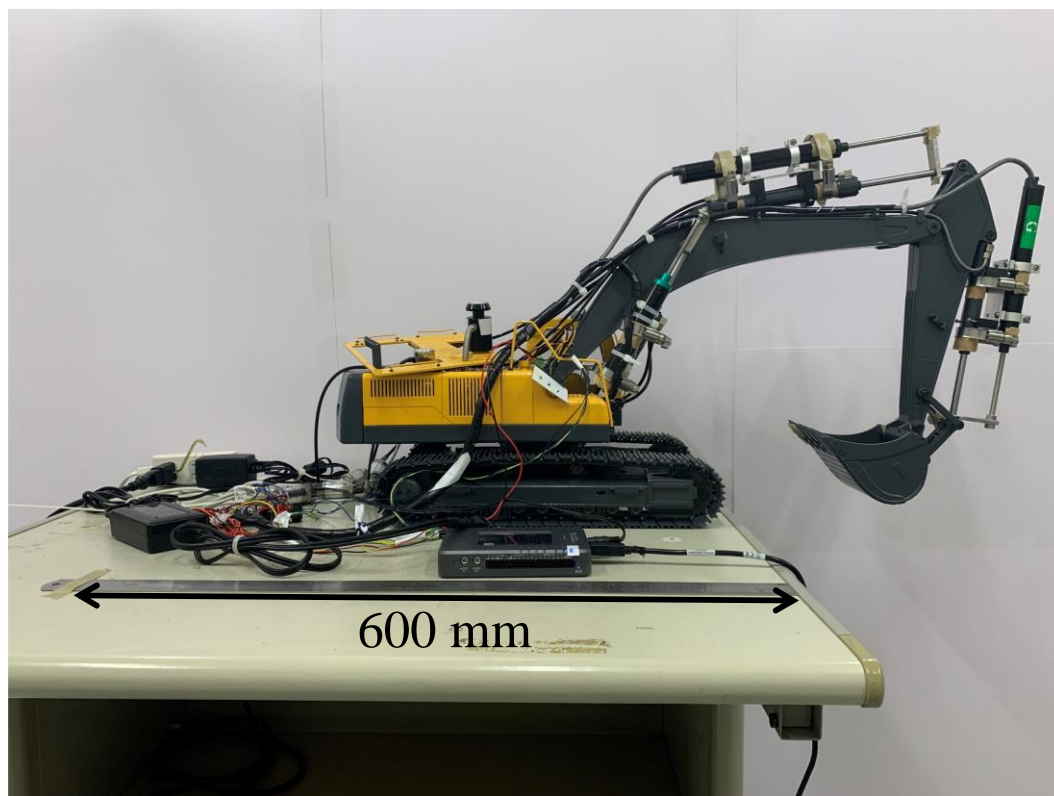


Fig.1.3 The experimental excavator (1/14 scale)

本論文は全 5 章で構成される．この第 1 章においては本研究の背景および目的について述べた．第 2 章では土壌モデルと油圧ショベルの動力学モデルを組み合わせたシミュレーションモデルと自動掘削アルゴリズムについて述べる．第 3 章では第 2 章で述べた自動掘削アルゴリズムのパラメータスタディを行い，有効性を検証する．第 4 章では縮小モデル実験の制御方策の検討とそれを用いた自動掘削アルゴリズムの再現実験について述べる．最後に第 5 章にて本研究で得られた知見をまとめる．以下に各章の概要を記す．

第 1 章では本研究の背景，油圧ショベルの歴史，目的について述べた．第 2 章では個別要素法に基づく土壌モデルと油圧ショベルの動力学モデルについて述べる．加えて，地形に対してあらかじめ軌道を作成しない自動掘削アルゴリズムを提案する．その自動

掘削アルゴリズムの有効性を土壌モデルと油圧ショベルの動力学モデルを組み合わせたシミュレーションにより検証する。

第3章では第2章で述べた自動掘削アルゴリズムの有効性を検証する。自動掘削アルゴリズムは複数のパラメータによって掘削軌道が変わる。そこで、それらのパラメータが掘削効率に与える影響をシミュレーションによって評価する。次に、掘削対象の土壌パラメータを変更して、シミュレーションにより掘削効率へ与える影響を検証する。変更する土壌パラメータは粒子密度、粒径である。加えて、掘削対象が斜面であった場合の生産性への影響を評価する。掘削対象が斜面の場合、同一の自動掘削アルゴリズムで高い掘削効率を得られた場合、それは自動掘削アルゴリズムの汎用性が高いといえる。そのため、自動掘削アルゴリズムにおけるパラメータを変更し、高い生産性が得られるパターンを検証する。これらにより第2章で提案した自動掘削アルゴリズムの有効性を検証し、さまざまな地形に対応した自動掘削ができることを確認する。

第4章では油圧駆動の油圧ショベル模型を用いて、縮小モデル実験機による自動掘削アルゴリズムの検証を行う。この油圧ショベル模型は1つのポンプによりブームシリンダ、スティックシリンダ、バケットシリンダの3つの油圧シリンダを動作させるため、実機のショベルと比べて、フロントリンケージの複合動作性や応答性が悪い。そこで、サーボバルブの制御を工夫することにより、複合動作性や応答性を改良する。その後、その制御方策により、第2章、第3章においてシミュレーションにより検証した自動掘削アルゴリズムを縮小モデル実験機によって検証実験を行う。それにより、シミュレーションの再現性と自動掘削アルゴリズムの有効性の検証を行う。

第5章では本研究によって得られた知見を総括し、今後の展望について示す。

## 参考文献

- [1] JIS A 8403-1, 土工機械－油圧ショベル－第1部：用語及び仕様項目, 1996.
- [2] 小波倭文朗, 西海孝夫, 油圧制御システム, 東京電機大学出版局, 1999.
- [3] JIS A 8919, 土工機械－操縦装置, 2007.
- [4] 大川聰, 写真でたどる建設機械200年, 三樹書房, 2008.
- [5] 岡本直樹, 建設機械の歴史, 建設の施工企画, No.695, pp.37-43, 2008.
- [6] 季刊 新日鉄住金 はたらくクルマ, vol.22, 2018.
- [7] 岡部信也, 杉山玄六, 改訂版 油圧ショベル大全, 日本工業出版株式会社, 2017.
- [8] 落合正巳, 園田光夫, 建設機械のハイブリッド化とハイブリッドショベル, 建設の施工企画, No.707, pp.35-39, 2009.
- [9] 井上宏昭, ハイブリッド油圧ショベル, 建設の施工企画, No.707, pp.30-34, 2009.
- [10] 鹿児島昌之, 7t 級ハイブリッドショベルの開発, 建設の施工企画, No.707, pp.40-44, 2009.
- [11] 日立建機株式会社, 作業機械の油圧駆動装置, 特開 2012-241803, 2012-12-10.
- [12] 三富亮治, 建設機械の排ガス規制への取り組み, 資源と素材, Vol.122, pp.650-653, 2006
- [13] 柿崎恒美, i-Construction 建設現場の生産性向上について, 月刊建設, Vol.60, No.1, pp.6-9, 2016.
- [14] Masakazu Haga, Watanabe Hiroshi, Kazuo Fujishima, Digging control system for hydraulic excavator, Mechatronics 11, pp.665-676, 2001.
- [15] 羽賀正和, 渡邊洋, 油圧ショベル作業を支援する掘削機能, 建設機械, 10月号, pp.19-22, 2003.
- [16] 新谷裕和, 覚前誠, 林憲彦, 新井健生, 油圧ショベル用1レバー法面仕上げシステムの開発, 日本機械学会論文集 C 編, 70(695), pp.2027-2033, 2004.
- [17] 伊藤直幸, ROHMERE, 中野栄二, 久武経夫, 佐々木知行, 油圧ショベルのイーザーオペレーション化のための操作装置と支援システム, 建設ロボットシンポジウム論文集, 10th, pp.353-362, 2004.

- [18] P. D. Lawrence, S. E. Salcudean, N. Sepehri, D. Chan, S. Bachmann, N. Parker, M. Zhu, R. Frenette, Coordinated and Force-Feedback Control of Hydraulic Excavators, Lecture Notes in Control and Information Sciences, Vol.223, pp.181-194, 1997.
- [19] 森田孝司, 坂和愛幸, パワーショベルのモデリングと制御, 計測自動制御学会論文集, vol.22, No.1, pp.69-75, 1986.
- [20] ARAYA H, KAGOSHIMA M, Semi-automatic control system for hydraulic shovel, Automation in Construction, 10, pp.477-486, 2001.
- [21] 茂木正晴, 山元弘, 大槻崇, 邵輝, 境田右軌, 油圧ショベルによる自律掘削と動作計画に関する研究, 建設の施工企画, No.705, pp.69-74, 2008.
- [22] Pyung Hun Chang, Soo-Jin Lee, A straight-line motion tracking control of hydraulic excavator system, Mechatronics, Vol.12, No.1, pp.119-138, 2002.
- [23] Sung-Uk Lee, Pyung Hun Chang, Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with integral sliding surface, Control Engineering Practice, Vol.10, No.7, pp.697-711, 2002.
- [24] 佐々木芳宏, 高橋義雄, 外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御による油圧シリンダの位置制御, 日本機械学会論文集 C 編, 64(623), pp.2550-2556, 1998.
- [25] 横田眞一, 小林秀基, 蛭川立雄, 津村淳二, 江川栄治, 油圧ショベルのアーム系 3 軸のロボスト軌跡制御, 外乱オブザーバによる制御の有効性の検討, 日本機械学会論文集 C 編, 66(648), pp.2549-2556, 2002.
- [26] J Maciejewski, A Jarzębowski, Laboratory optimization of the soil digging process, Journal Terramechanics, Vol.39 No.3, pp.161-179, 2002.
- [27] 小岩井一茂, 今地大武, 山本透, 上田浩司, 山崎洋一郎, 機械学習を用いた油圧ショベルの掘削操作における特徴分析法の一提案, システム制御情報学会論文誌, Vol.31, No.9, pp.328-335, 2018
- [28] 株式会社 DeepX, ”油圧ショベルの無人自動操縦で、オペレーター不足の解決に挑む”, <https://www.deepx.co.jp/works/fujita/>, 2020 年 3 月 31 日アクセス.
- [29] 原田純仁, ICT ブルドーザと ICT 油圧ショベルの開発, 計測と制御, Vol. 55, No.6, pp.523-526, 2016.

- [30] 住友建機の ICT 施工, ”油圧ショベル”,  
<https://www.sumitomokenki.co.jp/ict/excavator/index.html>, 2020 年 3 月 31 日アクセス.
- [31] Hitachi Construction Machinery “ZX200X-6”,  
<https://www.hitachicm.com/global/jp/6series/zx200x/index.html>, 2020 年 3 月 31 日アクセス.
- [32] キャタピラーのプレスリリース, ”次世代油圧ショベルでの作業自動化に向けた開発に着手”, <https://prtimes.jp/main/html/rd/p/000000011.000027503.html>, 2020 年 3 月 31 日アクセス.
- [33] Erfan G. Nezami, Youssef M. A. Hashash, Dawei Zhao, Jamshid Ghaboussi, Simulation of front end loader bucket–soil interaction using discrete element method, International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics, Vol. 31 Issue 9, pp.1147-1162, 2007.
- [34] 高橋弘, 鉋石のすくい取り作業時におけるバケットに作用する抵抗力の個別要素法解析, 素材物性学雑誌, 12(1-2), pp.19-26, 1999.
- [35] RC4WD, “1/14 Scale RTR Earth Digger 360L Hydraulic Excavator (Yellow)”,  
[https://store.rc4wd.com/114-Scale-RTR-Earth-Digger-360L-Hydraulic-Excavator-Yellow\\_p\\_5187.html](https://store.rc4wd.com/114-Scale-RTR-Earth-Digger-360L-Hydraulic-Excavator-Yellow_p_5187.html), 2020 年 3 月 31 日アクセス.

## 第2章 自動掘削シミュレーション

### 2.1 諸言

油圧ショベルの掘削作業は2つのレバーを同時に操作し、図2.1に示す3つの油圧シリンダ(ブームシリンダ、スティックシリンダ、バケットシリンダ)を動作させて行う。この作業を効率的に行うためには熟練した技術を必要とする。操縦経験の浅い操縦者にとっては正確かつ効率的な操作を行うことは困難である。熟練者と比較すると経験の浅い操縦者の作業時間は長くなり、燃料を多く消費する。近年、建設機械においても環境性能が重視されるようになり、環境負荷の低減が求められている。この解決策の一つとして、経験の浅いオペレータを補助し、生産性の向上及び燃料消費を抑制するための自動化の方法が考えられている。これまでに、油圧ショベルの自動制御の方策の一つとして、地面に対し最適な掘削軌道を生成し、その軌道にバケットを追従させる方策が提案され<sup>[1]</sup>、軌道追従精度の良い制御システムが確立されている<sup>[2]-[4]</sup>。しかし、特定の掘削作業の状況に応じて最適な掘削軌道を生成したとしても、掘削作業の進行により地面の形状は変化するため、所望の生産性を実現できない可能性がある。また、決められた形状に掘削する必要がある整地作業以外では、軌道追従制御を採用する必要性は低い。例えば、土砂をダンプトラックに積み込むような作業であれば、軌道追従性能よりも所望の土量を掘削できるかが重視される。

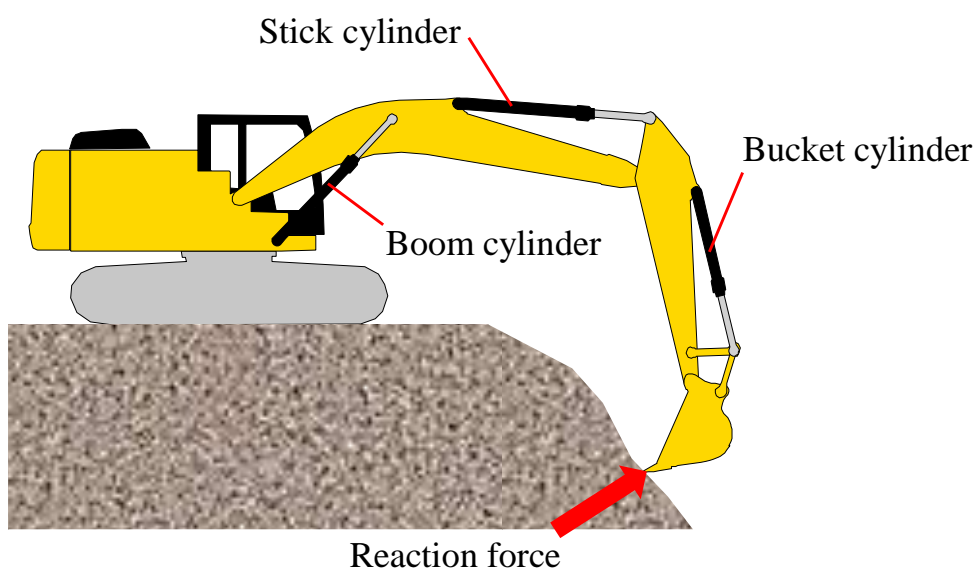


Fig.2.1 Digging operation with a hydraulic excavator

一般的に油圧ショベルの作業では、効率良く作業するために、最大シリンダ推力にできるだけ近い推力で動作させることがエンジンおよび油圧システムの出力を無駄なく使用でき、望ましいとされている。しかし、作業中に最大シリンダ推力に達すると、一定圧以上の油圧の上昇を防止するリリーフ弁が動作して油圧が一定となる。その間、シリンダは停止し、シリンダストール状態となるため、時間と燃料は、無駄となる。熟練操縦者は最大推力に達する前に、「すかし」と呼ばれるバケットを引き上げる動作を行うことで、地盤反力を低減させ、シリンダ推力を減少させている。シリンダストールを回避することは生産性の高い自動掘削を実現する上で重要となる。また、地盤反力を低減させ、必要なシリンダ推力を小さくすれば、エンジン出力が低い状態でも掘削でき、燃料消費を抑えることができる。これらのことを考慮し、掘削時のバケットに生じる反力を低減させる自動掘削アルゴリズムを提案する。

油圧ショベルの掘削作業中はバケットが地面から推定不可能な反力を受け、それが掘削作業に影響を与える。過去に土壌を連続体とみなして掘削時にバケットに作用する力を解析する手法<sup>[5]</sup>が提案されているが、この場合、土の離散的な挙動を表現できない。そのため、掘削量を解析することができず、作業の生産性を評価することができない。

土の密度、粘度、内部摩擦角などの土の特性によって、掘削中にバケットが受ける力は異なるため、さまざまな土の状態で実験的に検証することは膨大な時間的および経済的なコストが生じる。これらの相互作用を考慮したシミュレーションを行うことができれば、シミュレーションにより自動掘削アルゴリズムの構築および制御系構築のための検証が可能になる。

本章では土壌モデルと機体の動力学モデルを組み合わせた 2 次元のシミュレーションモデルを構築することで、考案した自動掘削アルゴリズムの有効性を検証する。土壌モデルは個別要素法によって作成する。個別要素法によるシミュレーションを用いることでバケットと地面間の相互作用および土壌の挙動を解析できる。また、土の離散的な挙動を再現することで、ショベルによる土をすくう作業を再現できる。そして、バケット内に堆積した粒子要素を掘削量とみなし、掘削作業の生産性を数値シミュレーションにより定量評価できる。そのシミュレーションモデルを用いて、考案した自動掘削のアルゴリズムに基づく掘削シミュレーションを行い、掘削性能の評価を行う。

## 2.2 シミュレーションモデル

本研究で構築したシミュレーションモデルは油圧ショベルによる掘削作業を再現したものである。土の挙動および地盤反力を個別要素法によって計算し、掘削時の各リンクの変位、速度、加速度を与えることで、油圧ショベルのフロントリンケージを動作させるために必要なシリンダ推力を、逆運動学解析により計算する。個別要素法はそれぞれの粒子の運動方程式をタイムステップごとに計算する必要があるため、粒子数やシミュレーション条件により膨大な時間を要する。掘削中は基本的に旋回動作を行わないため、計算時間短縮のために2次元のシミュレーションモデルとした。

### 2.2.1 土壌（個別要素法）モデル

岩や岩盤の破壊の過程を解析するために、P. A. Cundall, O. D. L. Strack らによって提案された、個別要素法（Distinct Element Method, DEM）、または離散要素法（Discrete Element Method, DEM）という解析手法がある<sup>[6]</sup>。この手法では解析対象を球または多角形の粒子要素の集合体とみなし、各要素間の相互作用に基づき粒子要素の運動をニュートンの運動方程式により逐次追跡する。現在ではこの手法は、紛体や土、砂、礫などの不連続体の挙動解析にも用いられる<sup>[7]</sup>。また、土壌—機械間の相互作用を解析でき、オフロード車両などの走行性能評価に用いられている<sup>[8]</sup>。

本研究では土壌を粒子の集まりとみなして土の挙動を再現し、図2.2に示すようなバケットを模擬した粒子との相互作用を計算することで、掘削時の抵抗と掘削量を評価する。これにより、バケット粒子が土壌粒子から受ける力を計算でき、バケットに生じる力とその作用点を次節に示す機体モデルの外力として扱える。また、バケット内に堆積した粒子を掘削量として計算できる。このようにDEMを用いることで、掘削作業における掘削量や反力が解析でき、生産性などの評価が可能である。



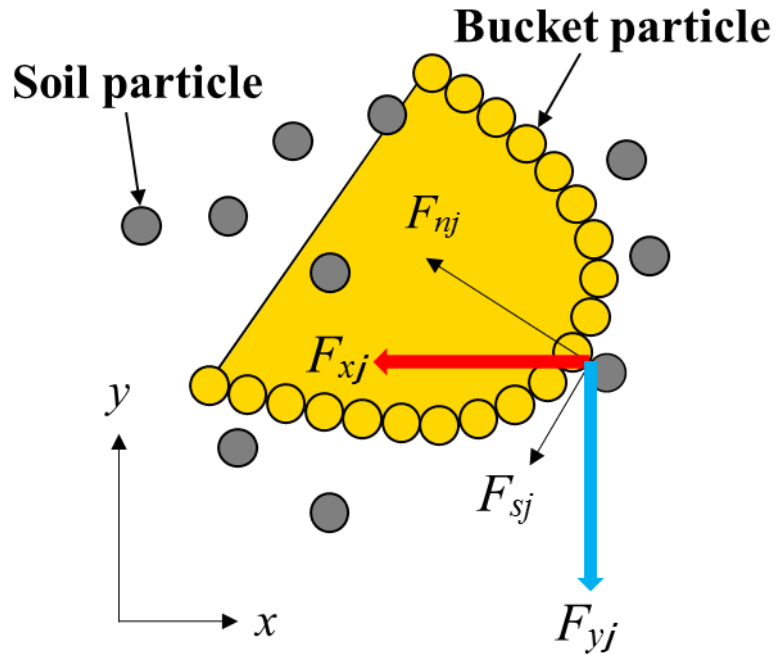


Fig.2.2 Overview of bucket particles and soil particles

個別要素法では粒子  $i$  と粒子  $j$  が接触した際の粒子  $i$  に生じる粒子間の法線方向の力  $F_{nj}$  と接線方向の力  $F_{sj}$  を図 2.3 に示すフォークトモデルに基づき計算する<sup>[9]</sup>.

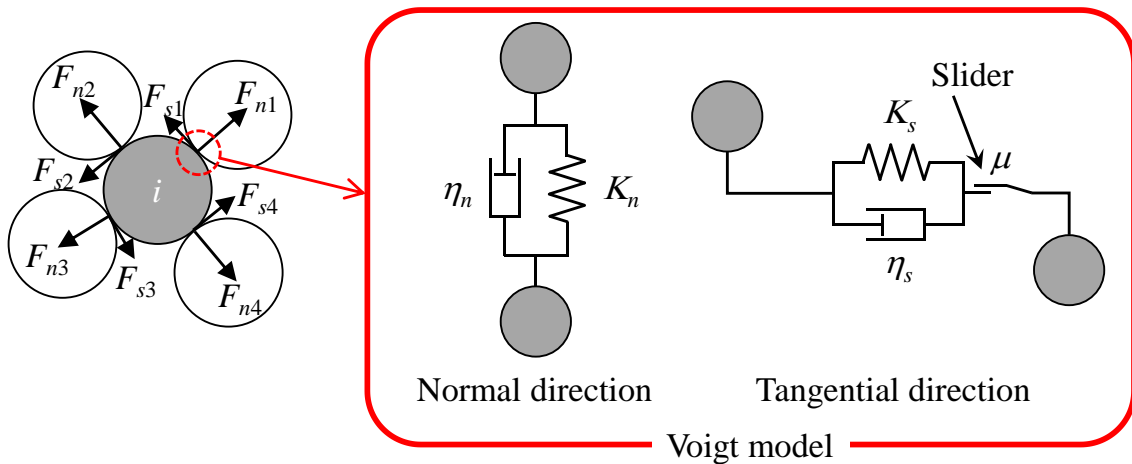


Fig.2.3 Modeling for soil by voigt model

法線方向力  $F_{nj}$  は粒子間の法線方向の相対変位量  $u_{nj}$  から以下のように求められる.

$$F_{nj} = K_{nj}u_{nj}^{3/2} + \eta_{nj} \frac{du_{nj}}{dt} \quad (2.1)$$

ここで、法線方向のばね定数  $K_{nj}$  はヘルツの接触理論<sup>[10]</sup>から求め、減衰係数  $\eta_{nj}$  は粒子の減衰係数比  $\zeta$  を用いて以下の式で表せる。

$$K_{nj} = \frac{\sqrt{2r_j} E_j}{3(1-\nu_j^2)} \quad (2.2)$$

$$\eta_{nj} = 2\zeta_j \sqrt{m_j K_{nj}} \quad (2.3)$$

ここで  $E_j$ ,  $\nu_j$ ,  $r_j$  はそれぞれ粒子のヤング率, ポアソン比, 半径を表す。

一方、せん断方向の各パラメータは変換係数  $s_j$  と横弾性係数  $G_j$  を用いてそれぞれ以下のように表される<sup>[9]</sup>。

$$K_{sj} = K_{nj} s_j \quad (2.4)$$

$$\eta_{sj} = \eta_{nj} \sqrt{s_j} \quad (2.5)$$

$$s_j = \frac{G_j}{E_j} = \frac{1}{2(1+\nu_j)} \quad (2.6)$$

また、せん断方向は摩擦力が作用するものとする。摩擦力は図 2.3 に示すばねとダッシュポットによる力が最大静止摩擦力を超えた場合に作用する。したがって、せん断方向の力  $F_{sj}$  は以下ようになる。

$$F_{sj} = \begin{cases} \mu_j F_{nj} & (\mu_j F_{nj} < K_{sj} u_{sj}^{3/2} + \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt}) \\ K_{sj} u_{sj}^{3/2} + \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt} & (\mu_j F_{nj} \geq K_{sj} u_{sj}^{3/2} + \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt}) \end{cases} \quad (2.7)$$

上述の粒子間の法線方向およびせん断方向の作用力を座標変換し、全体座標系の垂直方向と水平方向の力を求める。粒子  $i$  が粒子  $j$  から受ける法線方向力  $F_{nj}$  およびせん断方

向力  $F_{nj}$  より，粒子  $i$  が受ける垂直方向の力  $F_{xi}$  および水平方向  $F_{yi}$  は接触しているすべての  $n$  個の粒子から受ける力の和で表され，以下の式で表される．

$$F_{xi} = \sum_j (-F_{nj} \cos \alpha_{ij} + F_{sj} \sin \alpha_{ij}) \quad (2.8)$$

$$F_{yi} = \sum_j (-F_{nj} \sin \alpha_{ij} - F_{sj} \cos \alpha_{ij} - m_i g) \quad (2.9)$$

ここで  $m_i$  は粒子  $i$  の質量， $g$  は重力加速度， $\alpha_{ij}$  は図 2.4 に示すように，粒子  $i$  と  $j$  の中心を結ぶ直線が水平軸となす角を表す．

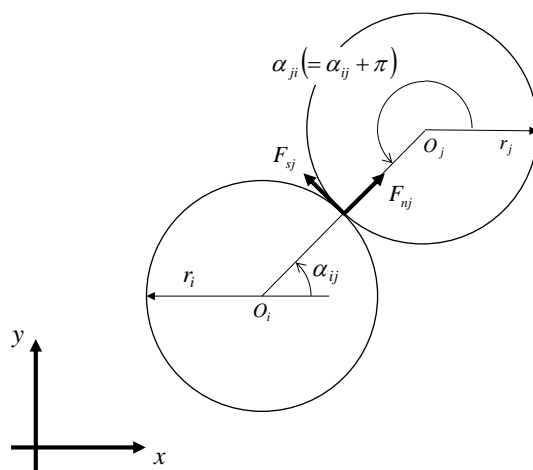


Fig.2.4 Contact of two particles

これらの作用力より粒子  $i$  の運動方程式は図 2.4 に示す座標系を用いて，以下のようになる．

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{xi} \quad (2.10)$$

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = F_{yi} \quad (2.11)$$

シミュレーションでは各タイムステップにおいて粒子同士の接触判定を行い、接触していればその都度、接触力を計算する。すべての粒子について、この運動方程式を数値積分することで土の挙動を計算することができる。

また、掘削終了後にバケット内に堆積した土粒子の個数  $n_p$ 、バケット幅  $w_b$ 、土粒子の密度  $\rho$  より掘削量  $M_d$  を以下の式で評価する。

$$M_d = \pi r^2 \rho w_b n_p \quad (2.12)$$

## 2.2.2 機体モデル

本モデルでは油圧ショベルをリンクモデルとして、バケット動作が与えられた際の各リンク変位、速度、加速度を計算し、動的なシリンダ推力を計算する。油圧ショベルのリンクモデルではリンク角度は Denavit-Hartenberg の記法に基づき座標系を定義することでショベルの各リンクの変位を表す<sup>[11]</sup>。各リンクにおける座標系の配置を図 2.5 から図 2.8 に示す。{ $i$ } は座標系番号を表し、丸囲みの数字はリンク番号、数字は支点番号を示す。各部品における座標系の配置と座標原点の支点番号を表 2.1 に示す。座標系 {1'}、{4'} は座標系 {0} を平行移動させた座標系となり、座標系 {6'}、{8'} は座標系 {1}、{2} をそれぞれ平行移動させた座標系となる。0 番目のリンク（車体）は地面に固定され動作しないものとし、座標系 {0} は全体座標系に相当する。また、座標系 {E} バケット先端の座標系を表し、座標系 {3} から見た座標系 {E} の位置は固定である。

Denavit-Hartenberg パラメータを表 2.2 に示す。これらのパラメータは、 $a_{(i-1)i}$  は  $z_{i-1}$  軸から  $z_i$  軸までの  $x_i$  軸に沿って距離、 $\alpha_{i-1}$  は  $z_{i-1}$  軸と  $z_i$  軸がなす  $x_{i-1}$  軸周りの角度、 $d_i$  は  $x_{i-1}$  軸から  $x_i$  軸までの  $z_i$  軸に沿った距離、 $\theta_{i-1}$  は  $x_{i-1}$  軸と  $x_i$  軸がなす  $z_i$  軸周りの角度を表す。 $\alpha_{i-1}$  は油圧ショベルの場合、 $-90^\circ$ 、 $0^\circ$ 、 $90^\circ$  のいずれかの値となる。 $d_i$  はシリンダの長さである。

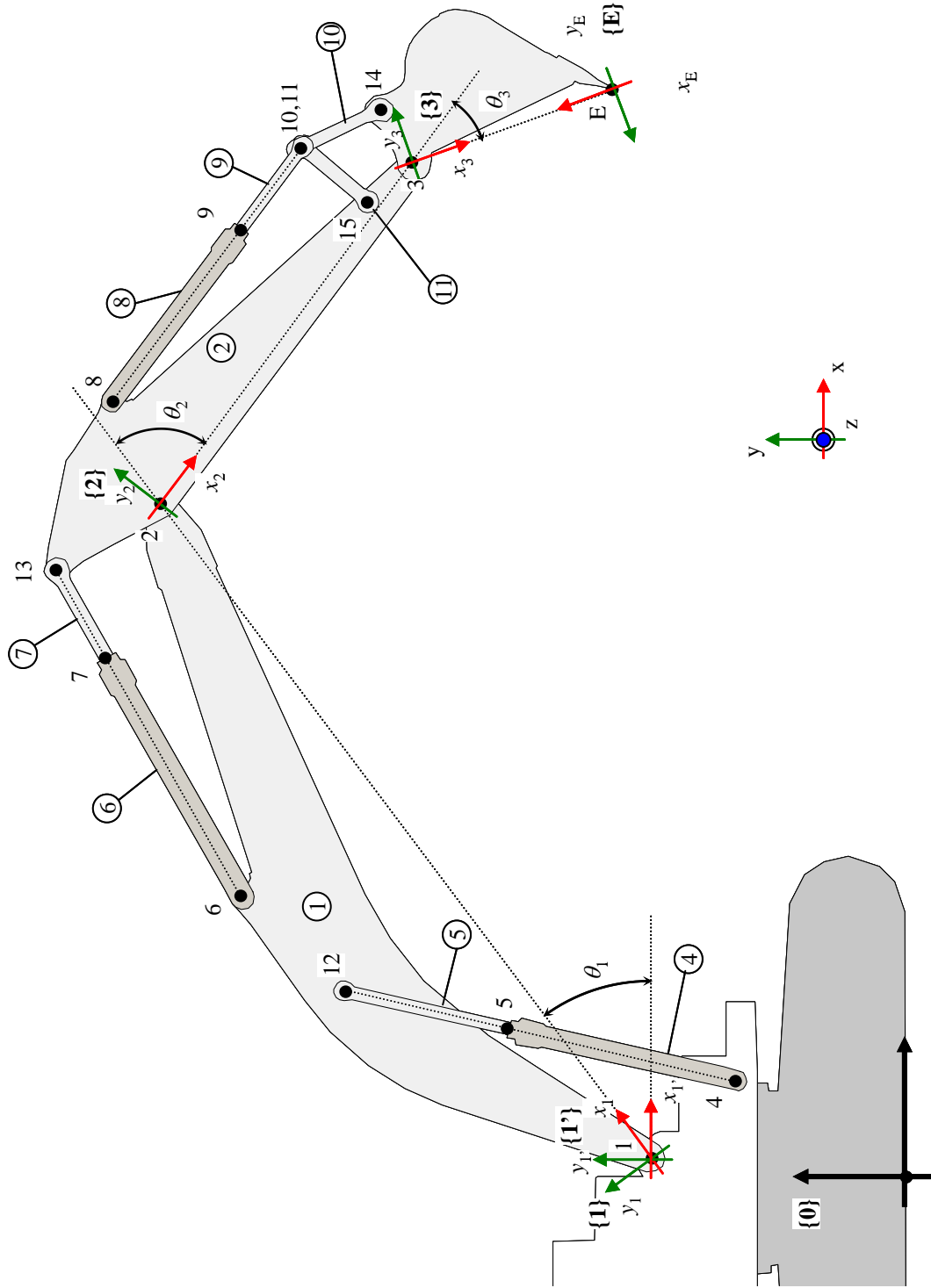


Fig.2.5 Main link system

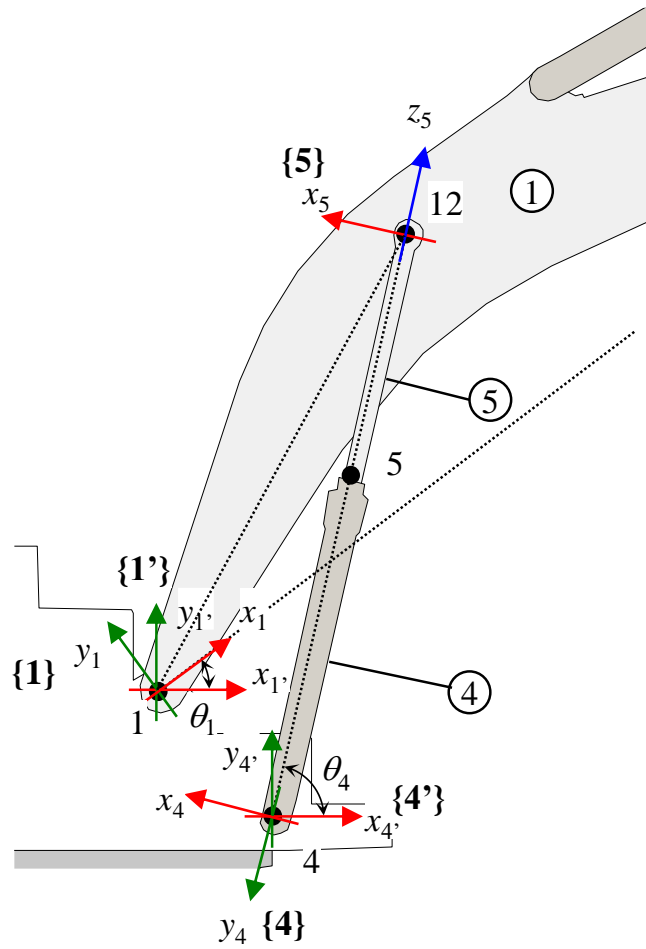


Fig.2.6 Boom cylinder loop

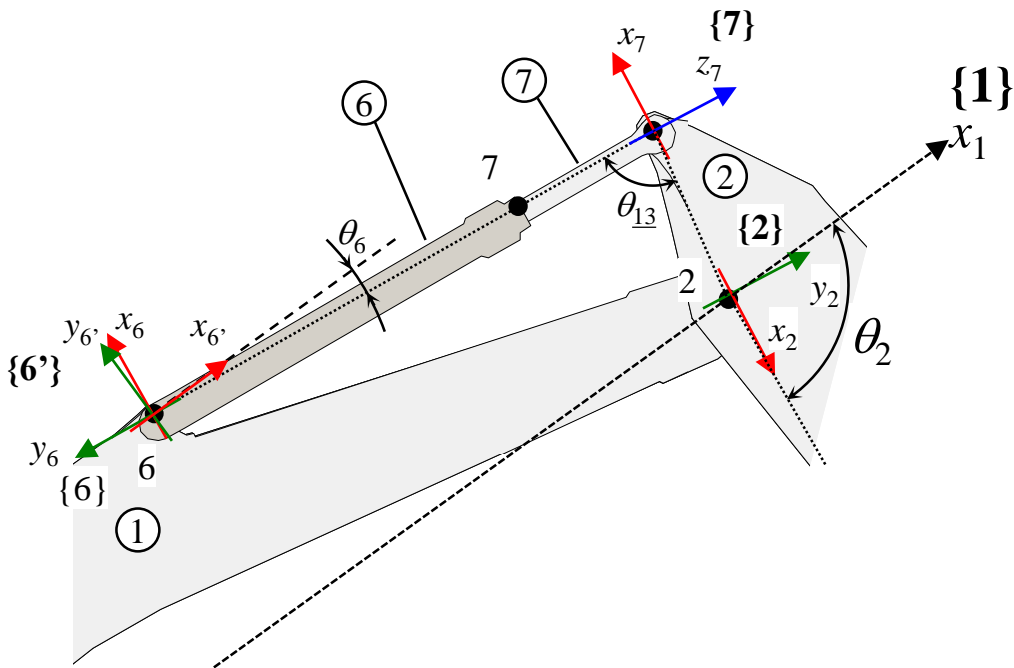
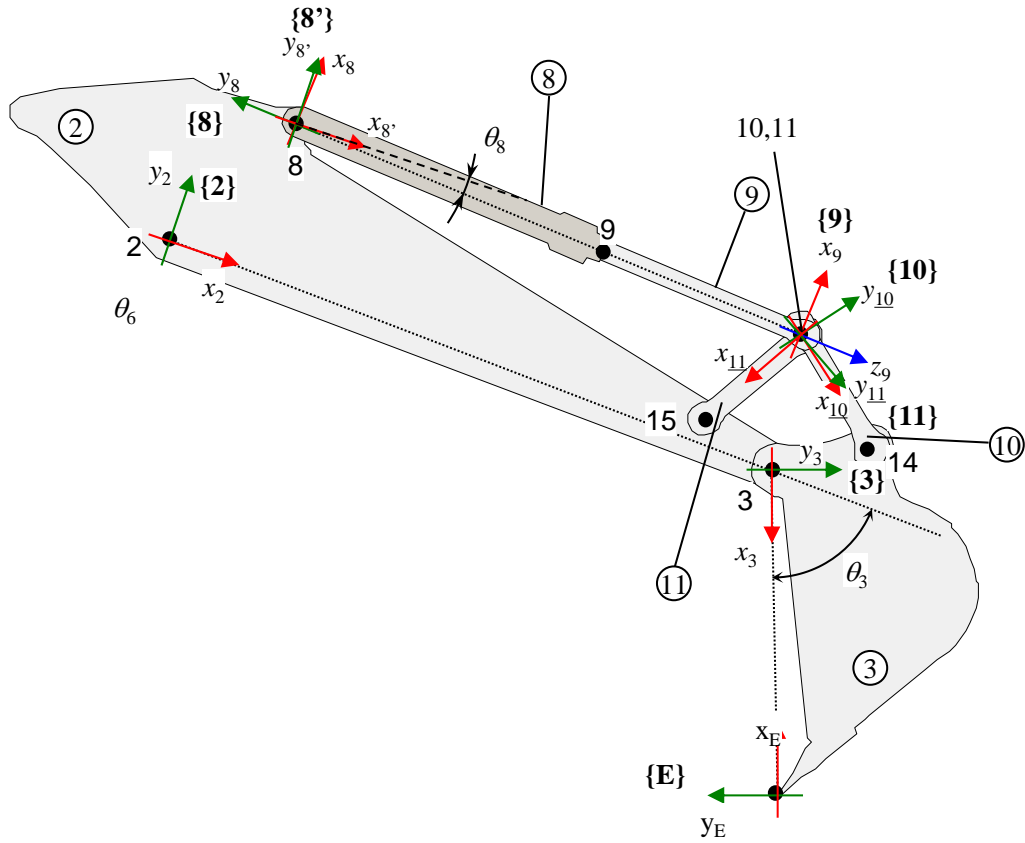
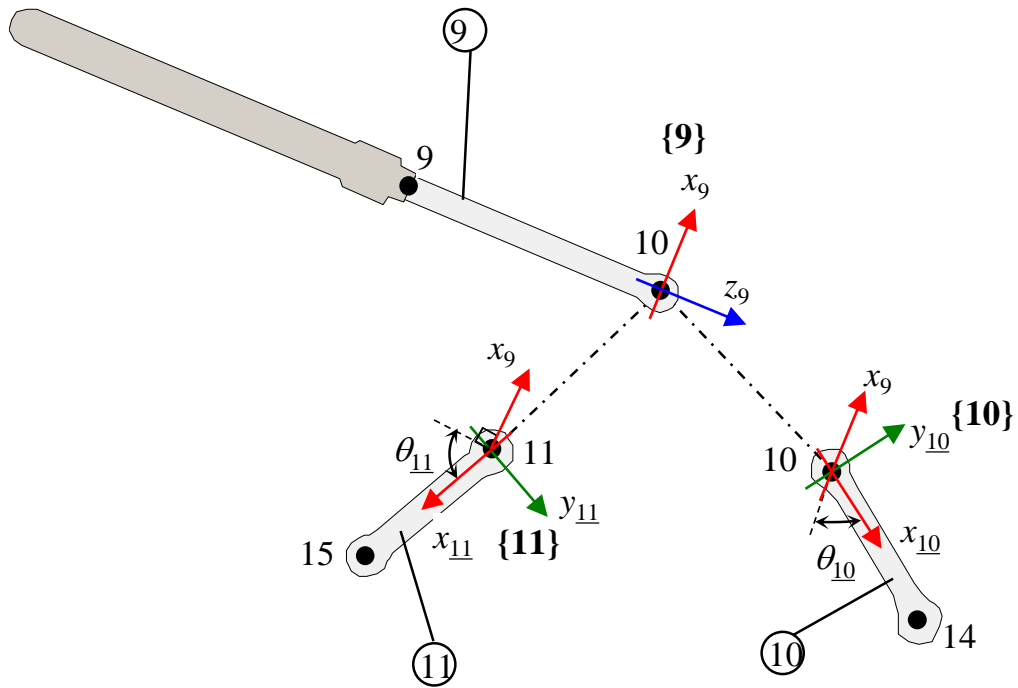


Fig.2.7 Arm cylinder loop



(a) General view of bucket cylinder loop



(b) Detail at bucket cylinder end

Fig.2.8 Definition of coordinate system at Bucket cylinder loop

Table.2.1 Arrangement of coordinate system

Parts	Parts No.	Frame No.	Joint number of frame origin
Uppur body and crawler	0	0	0
Boom	1	1	1
Arm	2	2	2
Bucket	3	3	3
Boom cylinder tube	4	4	4
Boom cylinder rod	5	5	12
Arm cylinder tube	6	6	6
Arm cylinder rod	7	7	13
Bucket cylinder tube	8	8	8
Bucket cylinder rod	9	9	10
Power link	10	10	10
Idle link	11	11	11
Bucket tip	3	E	E

Table 2.1 Denavit-Hartenberg Parameters

	Frame		Denavit-Hartenberg parameter			
	$i-1$	$i$	$a_{i-1}$	$\alpha_{i-1}$	$d_i$	$\theta_i$
Main Link	0	1'	$a_{01}$	0	0	0
	1'	1	0	0	0	$\theta_1$
	1	2	$a_{12}$	0	0	$\theta_2$
	2	3	$a_{23}$	0	0	$\theta_3$
Boom loop	0	4'	$a_{04}$	0	0	0
	4'	4	0	0	0	$\theta_4 + 90^\circ$
	4	5	0	$90^\circ$	$d_5$	0
Arm loop	1	6'	$a_{16}$	0	0	0
	6'	6	0	0	0	$\theta_6 + 90^\circ$
	6	7	0	$90^\circ$	$d_7$	0
Bucket loop	2	8'	$a_{28}$	0	0	0
	8'	8	0	0	0	$\theta_8 + 90^\circ$
	8	9	0	$90^\circ$	$d_9$	0
	9	10	0	$-90^\circ$	0	$\theta_{10} + 180^\circ$
	9	11	0	$-90^\circ$	0	$\theta_{11} + 90^\circ$



ショベルの構造上、3つのシリンダの変位を与えると、すべてのリンク角度が決まる。そのため、3つのシリンダ変位を含むすべてのリンク変位ベクトル

$\mathbf{q}_a = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4 \ \theta_5 \ \theta_6 \ \theta_7 \ \theta_8 \ \theta_9 \ \theta_{10} \ \theta_{11}]^T$  はシリンダ変位ベクトル  $\mathbf{q}_d = [d_5 \ d_7 \ d_9]^T$  の関数で表すことができる。

$$\mathbf{q}_a = \mathbf{q}_a(\mathbf{q}_d) \quad (2.13)$$

この式を時間微分すると速度  $\dot{\mathbf{q}}_a$  および加速度  $\ddot{\mathbf{q}}_a$  はヤコビ行列  $\mathbf{Q} (= \partial \mathbf{q}_a / \partial \mathbf{q}_d) \in \mathbf{R}^{11 \times 3}$  を用いて以下のように表せる。

$$\dot{\mathbf{q}}_a = \mathbf{Q} \dot{\mathbf{q}}_d \quad (2.14)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_a = \mathbf{Q} \ddot{\mathbf{q}}_d + \dot{\mathbf{Q}} \dot{\mathbf{q}}_d \quad (2.15)$$

これより、シリンダの変位、速度、加速度からすべてのリンクの変位、速度、加速度を計算できる。開ループ構造のリンク機構はニュートンオイラー法により運動方程式の解を求めることができるが、ショベルのような閉ループ構造を有するリンク機構の場合は、仮想的に閉ループ構造を切断し、開ループ構造として運動方程式を導出する<sup>[11]</sup>。

$$\boldsymbol{\tau}_a = \mathbf{M}_a(\mathbf{q}_a) \ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{h}(\mathbf{q}_a, \dot{\mathbf{q}}_a) + \mathbf{g}(\mathbf{q}_a) \quad (2.16)$$

$\mathbf{M}_a(\mathbf{q}_a)$  は慣性行列、 $\mathbf{h}(\mathbf{q}_a, \dot{\mathbf{q}}_a)$  は遠心力とコリオリ力による項、 $\mathbf{g}(\mathbf{q}_a)$  は重力による項、 $\boldsymbol{\tau}_a \in \mathbf{R}^{11}$  は開ループ構造とみなした場合に各リンクに作用する力を示している。この仮想的な開ループの運動方程式から上記のヤコビ行列を用いて実際のショベルのような閉ループ構造におけるシリンダ推力  $\boldsymbol{\tau}_d \in \mathbf{R}^3$  は以下の式で表すことができる<sup>[12]</sup>。

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\tau}_d &= \mathbf{Q}^T \boldsymbol{\tau}_a + \boldsymbol{\tau}_s \\ &= \mathbf{Q}^T \{ \mathbf{M}_a(\mathbf{q}_a) \ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{h}(\mathbf{q}_a, \dot{\mathbf{q}}_a) + \mathbf{g}(\mathbf{q}_a) \} + \boldsymbol{\tau}_s \end{aligned} \quad (2.17)$$

これが実際の油圧ショベルの運動方程式となる。 $\boldsymbol{\tau}_s \in \mathbf{R}^3$  は外力により必要となる3つのシリンダ推力を表す。

次に、外力によるシリンダ推力の影響を考える。バケット上のある1点の座標、つまり図2.2に示すようなバケットの形に配置された粒子の1つの座標を作用点  $\mathbf{P}$  として、全体座標系表示での速度  $\dot{\mathbf{P}}_0 = [v_{px0} \ v_{py0} \ \omega_{p0}]^T$  と各リンクの速度  $\dot{\mathbf{q}}_a$  およびシリンダの速度  $\dot{\mathbf{q}}_d$  の関係はヤコビ行列  $\mathbf{J}(=\partial\mathbf{P}_0/\partial\mathbf{q}_a) \in \mathbf{R}^{3 \times 11}$  を用いて表される。

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{P}}_0 &= \mathbf{J}\dot{\mathbf{q}}_a \\ &= \mathbf{JQ}\dot{\mathbf{q}}_d\end{aligned}\tag{2.18}$$

一般的に、外力によるマニピュレータの駆動力は、上式の関係と仮想仕事の原理により表すことができる<sup>[13]</sup>。シリンダの仮想変位  $\delta\mathbf{q}_d$  と外力の作用点の仮想変位  $\delta\mathbf{P}_0$  による仮想仕事を考えると、

$$\begin{aligned}\delta\mathbf{q}_d^T \boldsymbol{\tau}_s &= \delta\mathbf{P}_0^T \mathbf{F}_p \\ &= \delta\mathbf{q}_d^T (\mathbf{JQ})^T \mathbf{F}_p\end{aligned}\tag{2.19}$$

となる。ここで、 $\mathbf{F}_p$  は点  $\mathbf{P}$  に作用する外力である。式(2.19)よりシリンダ推力  $\boldsymbol{\tau}_s$  は、

$$\boldsymbol{\tau}_s = (\mathbf{JQ})^T \mathbf{F}_p\tag{2.20}$$

と表すことができる。ショベルが受ける外力は、掘削時の地面からの反力であり、2.2.1項で示した個別要素法に基づく土壌モデルにより計算する。個別要素法によりバケットの複数の接触点  $\mathbf{P}_m$  における掘削反力の評価が可能であり、シリンダ推力を各接触点での掘削反力の足し合せとして計算できる。ゆえに、複数のバケット粒子における外力  $\mathbf{F}_{p_m} \in \mathbf{R}^3$  ( $m=1,2,\dots,n_c$ ) によるシリンダ推力は以下の式で表すことができる。ここで  $n_c$  はバケット粒子の数である。

$$\boldsymbol{\tau}_s = \sum_{m=1}^{n_c} \boldsymbol{\tau}_{s_p} = \sum_{m=1}^{n_c} \{ (\mathbf{J}_m \mathbf{Q})^T \mathbf{F}_{p_m} \}\tag{2.21}$$

なお,  $\mathbf{J}_m$  はバケット上の  $m$  個目に対応するヤコビ行列である. 式(2.21)を用いて地盤反力によるシリンダ推力を求める. そして,  $t_f$  をシミュレーション終了時刻とすると, 掘削するために必要な掘削エネルギー (消費エネルギー)  $E_{dig}$  は次式で評価できる.

$$E_{dig} = \int_0^{t_f} \boldsymbol{\tau}_d \cdot \dot{\mathbf{q}}_d dt \quad (2.22)$$

### 2.3.3 逆運動学計算

油圧ショベルによって地面を掘削するためには, 掘削のためのバケット動作から逆算してシリンダ変位を求める必要がある. まず, すべてのリンク速度  $\dot{\mathbf{q}}_a$  とバケット先端の速度と回転速度の成分からなるベクトル  $\dot{\mathbf{P}}_E$  の関係はヤコビ行列  $\mathbf{J}_E (= \partial \mathbf{P}_E / \partial \mathbf{q}_a)$  より以下の式で表せる.

$$\dot{\mathbf{P}}_E = \mathbf{J}_E \dot{\mathbf{q}}_a = \mathbf{J}_E \mathbf{Q} \dot{\mathbf{q}}_d \quad (2.23)$$

2 つのヤコビ行列の積によってバケット先端の速度とシリンダ速度の関係が得られる.  $\dot{\mathbf{q}}_d$  について整理する.

$$\dot{\mathbf{q}}_d = (\mathbf{J}_E \mathbf{Q})^{-1} \dot{\mathbf{P}}_E \quad (2.24)$$

この式よりバケット動作速度および回転速度からそれを実現するための各シリンダの速度を求めることができる. さらに, この式において, ベクトルの成分を表記すると,

$$\begin{bmatrix} \dot{d}_5 \\ \dot{d}_7 \\ \dot{d}_9 \end{bmatrix} = (\mathbf{J}_E \mathbf{Q})^{-1} \begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \\ \dot{\phi}_E \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

ここで,  $d_5$  はブームシリンダ変位,  $d_7$  はアームシリンダ変位,  $d_9$  はバケットシリンダ変位を表す.  $(x_E, y_E)$  は全体座標系でのバケット先端の座標,  $\phi_E$  はバケット角度 (バケッ

ト底面と水平面がなす角度)を表す. ここで地面の掘削動作を実現するために, 式(2.25)は以下の式で決定する.

$$\dot{x}_E = v \cos \delta \quad (2.26)$$

$$\dot{y}_E = v \sin \delta \quad (2.27)$$

$$\delta = \phi_E - \psi - \pi \quad (2.28)$$

$\delta$ はバケット先端の進行方向,  $\phi_E$ はバケット角度,  $v$ は先端の並進速度,  $\psi$ はすくい角を示す. それぞれの角度の定義を図 2.9 に示す. バケット並進速度  $v$ , すくい角  $\psi$  およびバケット回転速度を設定することで各シリンダ速度を計算できる.

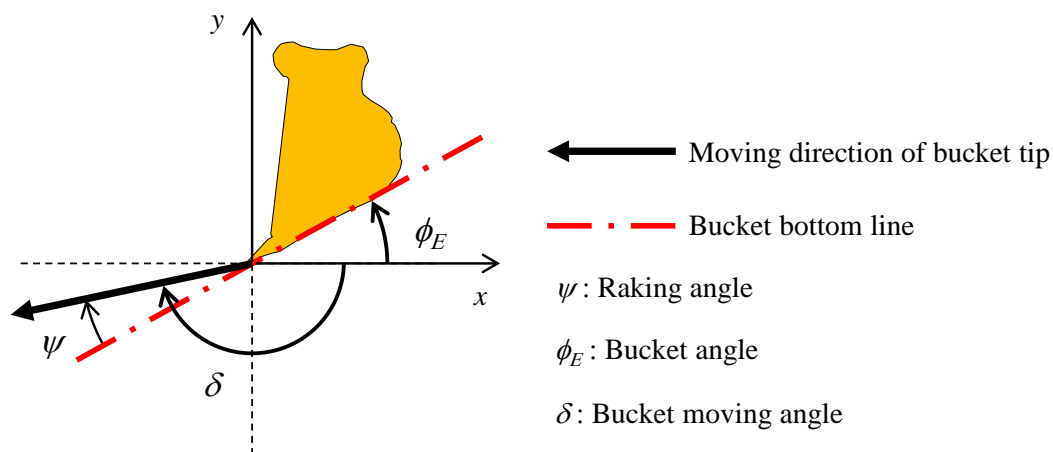


Fig.2.9 Definition angle parameters of bucket

## 2.3 自動掘削アルゴリズム

本論文で提案する自動掘削アルゴリズムを図 2.10 に示す.

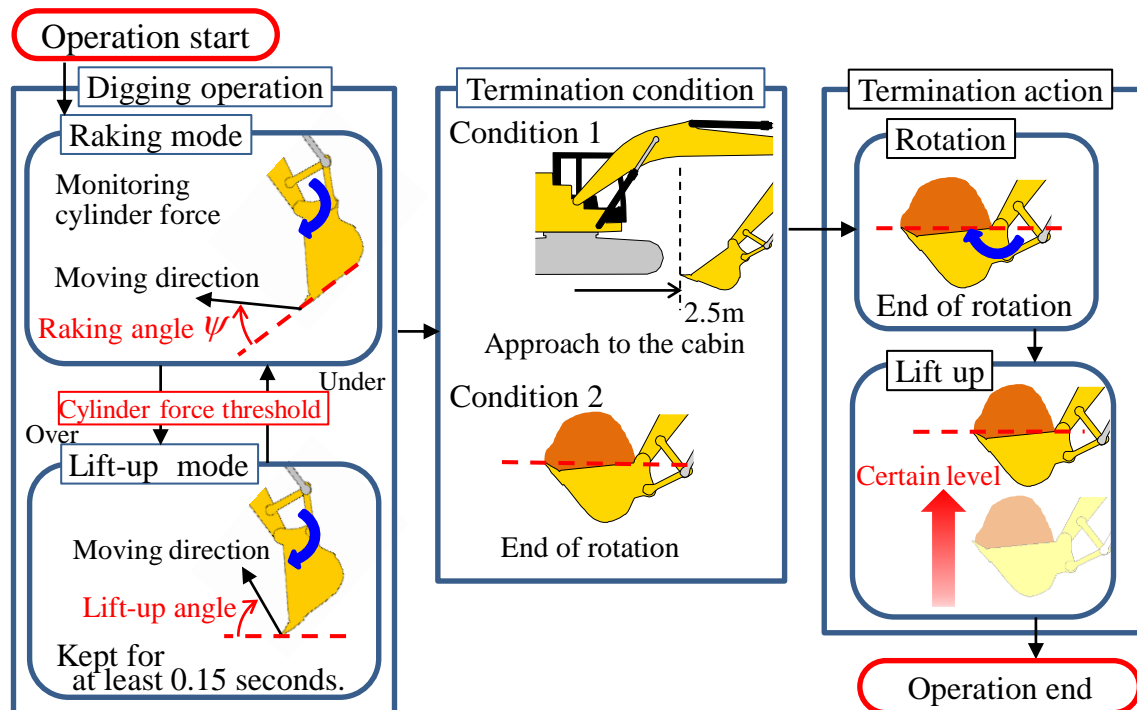


Fig.2.10 Automated digging algorithm

図 2.10 で示す自動掘削アルゴリズムは掘削時に最大シリンダ推力に達しないように、または、油圧システムの出力が低い状態でも出力可能なシリンダ推力となるように地盤反力を抑制することを目的とする。あらかじめシリンダ推力の閾値を設定し、シリンダ推力の値に従い 2 つの掘削モードを切り替えながら掘削を行う。掘削作業開始直後およびスティックシリンダおよびバケットシリンダの両方が設定した推力の閾値以下の場合には **Raking mode** で動作する。なお、通常の掘削作業ではブームシリンダが最大推力に達することはないため、ブームシリンダには閾値を設けないものとした。**Raking mode** では、バケット先端の進行方向は、バケット底面に対してあらかじめ設定した角度を持たせる。この角度は図 2.10 に示すように、すくい角  $\psi$  である。すくい角  $\psi$  はバケット角度  $\phi_E$  に応じて決定し、バケット先端の移動方向を決定する。また同時に、スティックとバケットの節を中心に一定の角速度で回転させる。バケット先端の進行方向と回転速度を設定し掘削を行うことで、バケット先端が弧を描くように動作することになる。

**Raking mode** 中に地盤反力が増加し、スティックシリンダまたはバケットシリンダ推力のいずれかがあらかじめ設定した閾値を超えると、**Lift-up mode** に切り替わり、バケット引き上げ動作が始まる。バケット引き上げ動作が始まると、バケットの回転速度は

減速し、バケット先端が図 2.10 に示す引き上げ角度 Lift-up angle（水平面に対して上向きの角度）で進む。そして、Lift-up mode によりバケット先端位置が浅くなり地盤反力が減少する。このとき、シリンダ推力がノイズやわずかな時間だけの抵抗の増加により、Raking mode と Lift-up mode の切り替えが頻繁に起こり、制御が不安定になることを防止するために、シリンダ推力の値をカットオフ周波数が 50 Hz のローパスフィルタにより処理する。さらに引き上げ動作が始まった後は最低でも 0.15 s 間は Lift-up mode を保持する。この Lift-up mode による動作は熟練オペレータによる「すかし動作」を模擬している。

その後、シリンダ推力が閾値以下であれば Raking mode に切り替わる。このアルゴリズムでは閾値の値が掘削中のシリンダ推力を抑制するためのパラメータとなる。このように Raking mode と Lift-up mode を切り替え、シリンダ推力を閾値付近に保ちながら、終了条件に達するまで掘削を続ける。終了条件はバケット先端が旋回中心から半径 2.5 m の位置になる (Condition 1)、もしくは、バケット先端とバケット回転中心を結ぶ直線（バケット口部）が水平になるまでバケットが回転する (Condition 2)、である。Condition 2 はバケットから掘削した土がこぼれないようにするための条件である。先に Condition 1 に達した場合はバケットを Condition 2 の角度になるまで回転させる。その後、一定の高さまで持ち上げ、自動掘削が終了する。

## 2.4 自動掘削シミュレーション

提案した自動掘削アルゴリズムを上記の理論で構築したシミュレーションモデルにより検証する。

### 2.4.1 自動掘削のためのパラメータ設定

シミュレーションでは 20 t クラスの油圧ショベルにより、平らな地面を掘削するものとする。図 2.11 に示すように、バケットの先端が機体の旋回中心から 9 m 離れた位置にバケット底面が地面に対して  $70^\circ$  となる状態を初期位置とした。本節のシミュレーションで使用する自動掘削の制御パラメータを表 2.3 にまとめる。Raking mode では、熟練作業者が 1 回の掘削にかかる時間 8 s 程度<sup>[4]</sup>となるようにバケット先端の並進速度を 0.9 m/s とし、バケット回転速度は  $-20^\circ/\text{s}$  とした。Raking mode 中のバケット角度  $\phi_E$  とバケットすくい角  $\psi$  の関係を図 2.12 に示す。すくい角  $\psi$  が  $0^\circ$  以下になるとバケットの底

面が地面に押し付けられるため過大な反力が生じるので<sup>[15]</sup>, バケット底面が地面と接触するのを防止する目的で, すくい角 $\psi$ の最小値を $10^\circ$ とした. また, Lift-up mode では, バケット先端の並進速度は $0.54\text{ m/s}$ , バケット回転速度は $-4.5\text{ }^\circ/\text{s}$ とした.

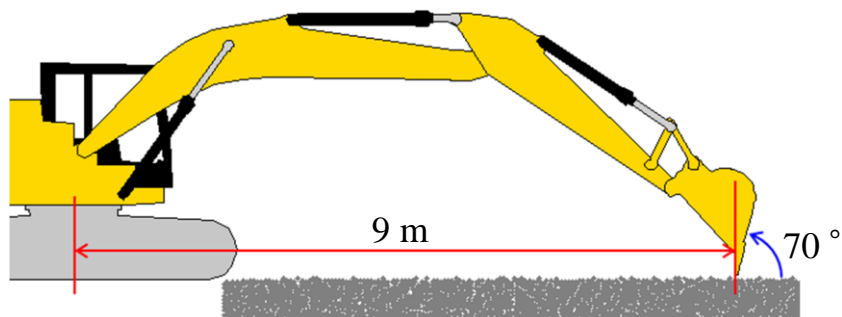


Fig.2.11 Initial posture of the excavator

Table.2.3 Parameters for the bucket control

Threshold of mode switch		200 - 400 kN (every 50 kN)
Raking mode	Translational velocity	0.9 m/s
	Rotational velocity	-20 $^\circ/\text{s}$
Lift-up mode	Translational velocity	0.54 m/s
	Rotational velocity	-4.5 $^\circ/\text{s}$
	Lift-up angle	60 $^\circ$
	Holding time	0.15 s

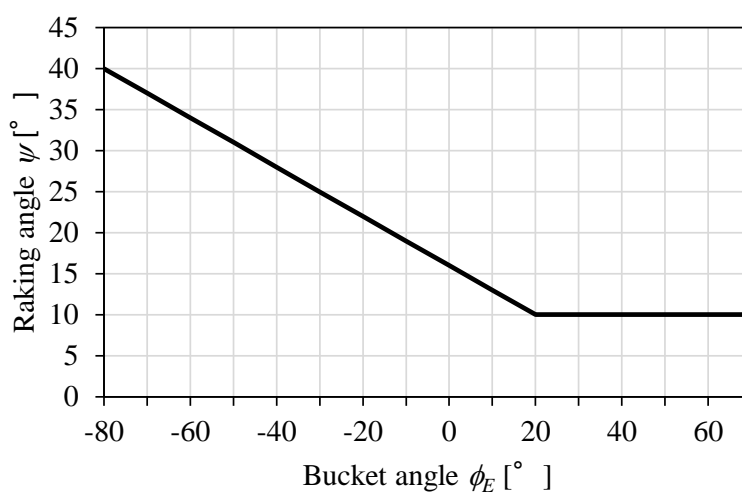


Fig.2.12 Relationship between bucket and raking angle

また、20tクラスの油圧ショベルのリンク長などの幾何学的パラメータ、質量や慣性モーメントなどの動力学パラメータを機体モデルに適用する。土壌モデルのパラメータに関しては表 2.4 に示す。土壌パラメータの密度は実際の土壌の計測値を用い、その他のパラメータは過去の研究<sup>[1]</sup>で操縦者の手動操作による掘削時のシリンダ推力を計測し、計測値とシミュレーション値が一致するように決定している。なお、油圧システムの時遅れを模擬するために式(2.25)で計算した各シリンダ速度の指令値に一次遅れの伝達関数を掛けており、実際の油圧ショベルのシリンダの特性からその時定数は 0.05 s とした。

Table.2.4 Parameters for the soil model

Radius	25 mm
Density	1650 kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	6.5 MPa
Poisson's ratio	0.23
Damping ratio	1.0
Friction coefficient	0.9
Time step	1.0×10 <sup>-4</sup> s

表 2.4 のパラメータを用いて粒子を 2 次元空間上にランダムに配置後、重力により自由落下させ充填し、余分な粒子を除去することで図 2.11 に示すような平らな地面を作成する。個別要素法による解析では、粒子の初期配置の違いによって、粒子の挙動が変化し、この変化がシミュレーション結果に影響を与える<sup>[16][17]</sup>。そのため、同一の粒子初期配置において後述の制御パラメータの組み合わせで掘削した後、再度上記の方法により粒子の配置を変更し、再び同じ制御パラメータの組み合わせで掘削を行う。これを 25 回繰り返すことで、同一の制御パラメータで異なる粒子の初期座標でシミュレーションを行い、その結果をばらつきも含めて評価する。



## 2.4.2 自動掘削アルゴリズムの有効性

閾値の影響を検証するため、表 2.3 に示した閾値の範囲で閾値を変化させた場合のシミュレーション結果を比較する。この閾値は実機のシリンダストール圧を基準に設定した。また、Lift-up mode 時のバケット先端の引き上げ角度 Lift-up angle は  $60^\circ$  とした。

図 2.13 に 5 通りの閾値で自動掘削した場合のバケット先端軌道と閾値が 200 kN の時の 2 秒ごとの姿勢を示す。

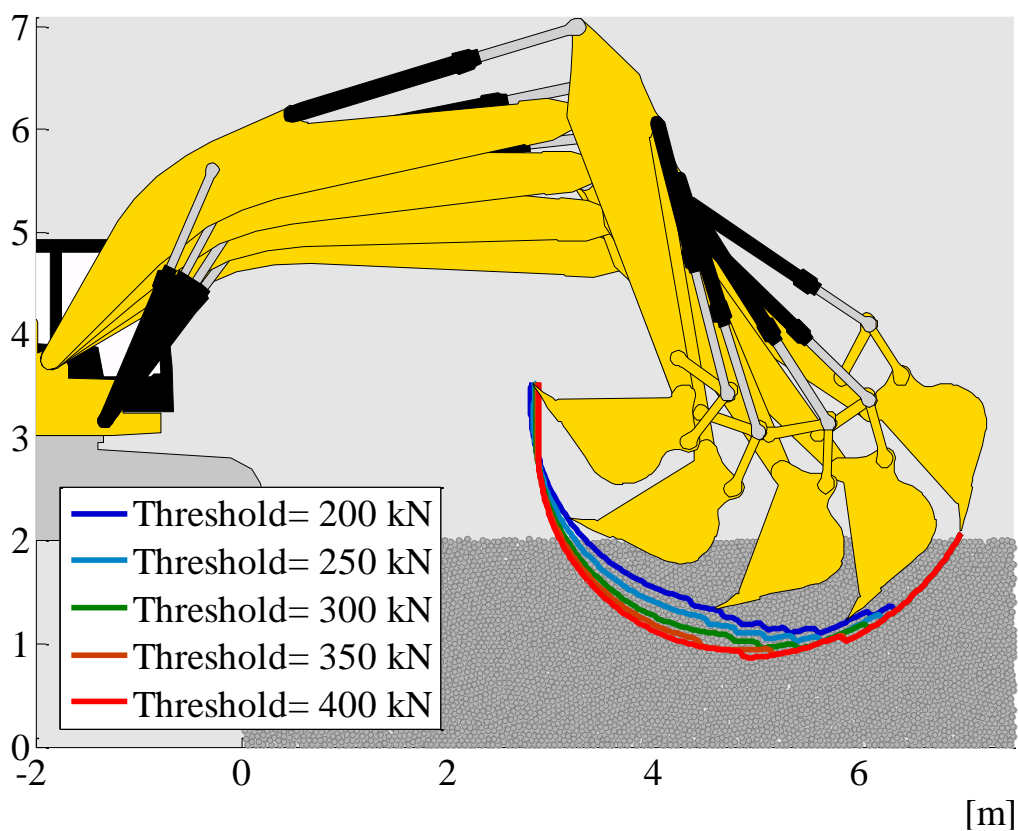


Fig.2.13 Bucket tip trajectories

図 2.13 より閾値を大きく設定すると、より深く掘削していることがわかる。バケットの地面への貫入深さが増すにつれて地盤反力が増加し、シリンダ推力が増加する。そのため閾値が小さい場合は、より早くシリンダ推力が閾値に達してバケットが上方方向に持ち上がるため、閾値が小さい場合の方がより浅く掘削することになる。ローパスフィルタ処理を行い閾値の判定に用いた、スティックシリンダ推力とバケットシリンダ推力をそれぞれ図 2.14、図 2.15 に示す。図中の破線は閾値を表す。

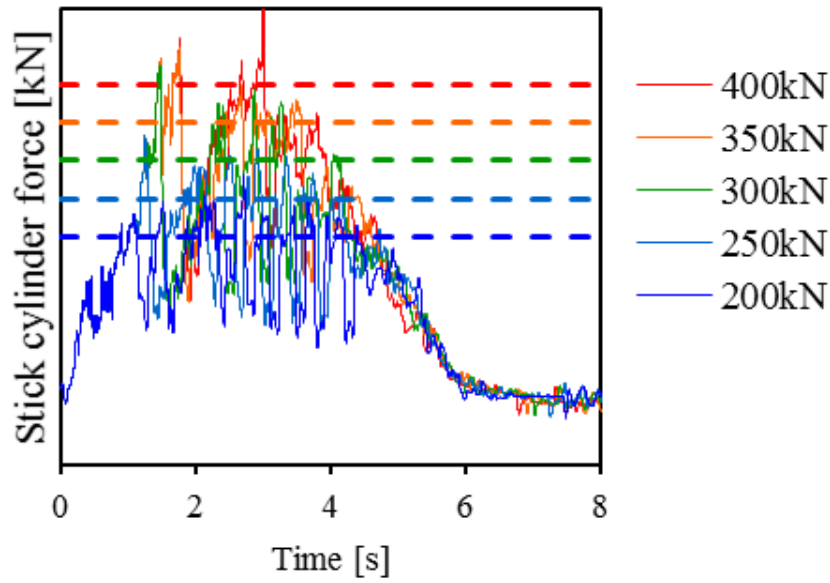


Fig.2.14 Stick cylinder force

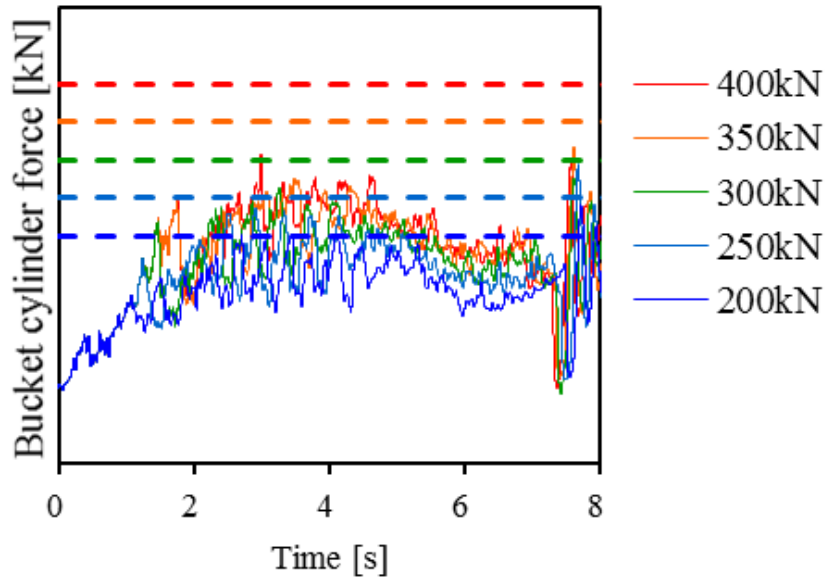


Fig.2.15 Bucket cylinder force

スティックシリンダ推力はバケットシリンダ推力よりも大きい傾向にあり、スティックシリンダ推力が閾値を越え、Lift-up mode に切り替わる。閾値に対してオーバーシュートはあるものの Lift-up mode に切り替わることでスティックシリンダ推力が減少し、シリンダ推力の増加を抑制できている。このことから提案した自動掘削アルゴリズムの2つのモードを切り替える閾値を適切に設定することでシリンダストールの回避および

シリンダ推力の増加の抑制が可能となる。なお、バケットシリンダ推力が掘削終盤で振動的になっているのは、バケット持ち上げ動作の停止によるものである。

閾値に対する掘削量および消費エネルギーを図 2.16、図 2.17 にそれぞれ示す。図中のエラーバーは標準偏差を表す。閾値が増加するとシリンダ推力が全体的に高くなるため、掘削のための消費エネルギーも閾値に比例して増加することになる。図 2.16 に示す掘削量に関しては、閾値の増加とともに増加しているが、閾値が増加するにつれ、掘削量の増加率は小さくなっている。これはバケットの容量 (1.32 t) を超えて掘削すると、一部の土粒子がバケットからこぼれてしまうためと考えられる。このような現象を再現できることが DEM の特徴であり、掘削シミュレーションに用いる利点である。

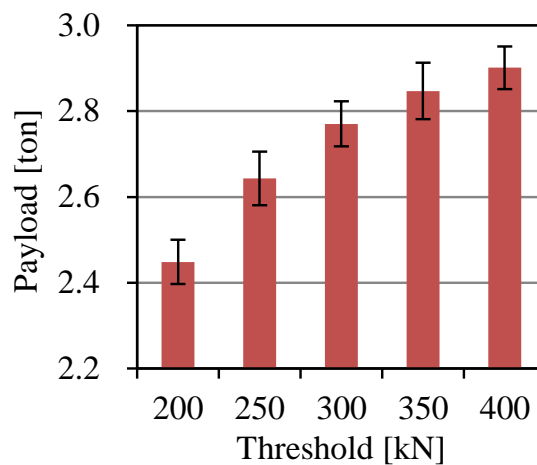


Fig.2.16 Simulation result (payload) with threshold changed

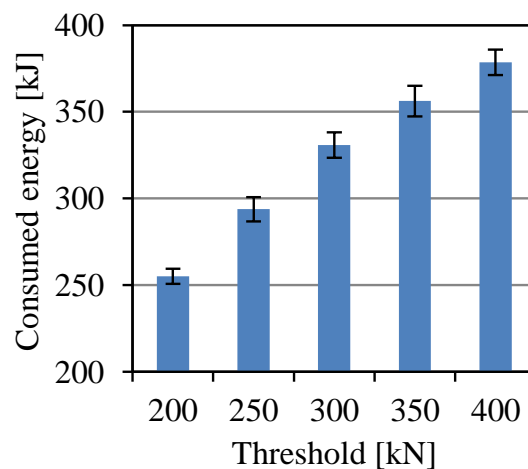


Fig.2.17 Simulation result (consumed energy) with threshold changed

## 2.5 結言

本章では土壌モデルと動力学モデルを組み合わせた油圧ショベルのシミュレーションモデルを構築した。また、油圧ショベルのための自動掘削アルゴリズムを提案した。そのアルゴリズムは過大な地盤反力によるシリンダの停止を回避するため、シリンダ推力があらかじめ設定した閾値を超えた際にバケットを持ち上げ、シリンダ推力の増加を抑制する。水平な掘削作業面において掘削シミュレーションを行い、シリンダ推力の増加の抑制効果を検証し、そのときの掘削量と消費エネルギーを確認した。その結果、以下のような結論が得られた。

- (1) 土壌モデルと動力学モデルを組み合わせた掘削シミュレーションにより、考案した自動掘削アルゴリズムによって自動掘削が可能ながわかった。
- (2) 提案した自動掘削アルゴリズムは、掘削反力を抑えながら掘削できることがわかった。
- (3) 提案した自動掘削アルゴリズムにおいて、閾値の値を大きいほど深い掘削軌道となり、掘削量が増加するとわかった。これは実際の掘削における反力を想定すると妥当な結果である。

## 参考文献

- [1] T. Yoshida, T. Koizumi, N. Tsujiuchi, K. Chen, Y. Nakamoto, Simulation-Based Design of Digging Trajectory to Improve Energy Efficiency for Hydraulic Excavators, 2012 Asian Conference on Design and Digital Engineering, 12-203, 100026.pdf, 2012.
- [2] 増永聖二, 野波健蔵, 油圧マニピュレータの離散時間規範モデル追従形入力端周波数整形スライディングモード制御, 日本機械学会論文集 C編, 74(742), pp.1459-1468, 2008.
- [3] Pyung Hun Chang, Soo-Jin Lee, A straight-line motion tracking control of hydraulic excavator system, Mechatronics, Vol.12, No.1, pp.119-138, 2002.
- [4] Q.P. Ha, Q.H. Nguyen, D.C. Rye, H.F. Durrant-Whyte, Impedance control of a hydraulically actuated robotic excavator, Automation in Construction, Vol.9, Issues 5-6, pp. 421-435, 2000.
- [5] 皿田滋, 大隅久, 反力と堆積形状にもとづくすくい取り動作制御, 建設ロボットシンポジウム論文集, Vol.10th, pp.179-184, 2004.
- [6] P. A. Cundall, O. D. L. Strack, A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies, Géotechnique, vol.29, Issue 1, pp.47-65, 1979.
- [7] O. Luengo, S. Singh, H. Cannon, Modeling and Identification of Soil-tool Interaction in Automated Excavation, Intelligent Robots and Systems, Vol.3, pp.1900-1906, 1998.
- [8] Z. Asaf, D. Rubinstein, I. Shmulevich, Evaluation of link-track performances using DEM, Journal of Terramechanics, 43, 2, pp.141-161, 2006.
- [9] 粉体工学会, 粉体シミュレーション入門, 産業図書, pp.29-33, 2001.
- [10] 金多潔, 弾性論, コロナ社, pp.429-434, 1973.
- [11] T. Yoshida, T. Koizumi, N. Tsujiuchi, Z. JIANG, Y. Nakamoto, Dynamic Analysis of an Excavator During Digging Operation, SAE International Journal of Commercial Vehicles, 6, 2, pp.419-428, 2013.
- [12] 吉川恒夫, 横小路泰義, 渡辺直満, 駆動冗長性をもつ閉リンク機構の動力学解析, 日本ロボット学会誌, 11, 6, pp.913-917, 1993.
- [13] 川崎晴久, ロボット工学の基礎, 森北出版, p.70, 1991.
- [14] 茂木正晴, 山元弘, 大槻崇, 邵輝, 境田右軌, 油圧ショベルによる自律掘削と動作

計画に関する研究, 建設の施工企画, No.705, pp.69-74, 2008.

- [15] 花本忠幸, 山本佳男, 畑村洋太郎, 知能化掘削機械のための掘削機構の解明 第4報 知能化掘削機械に必要な掘削についての知見と試作, 日本機械学会論文集 C 編, 68(665), pp.156-164, 2002.
- [16] 吉田郁政, 大庭啓輔, 石丸 真, MPS 法あるいは DEM を用いた破壊挙動の不確定性に関する基礎的考察, 土木学会論文集 A2 (応用力学), 67, 2, pp.I\_365-I\_374, 2011.
- [17] 深和岳人, 香月智, 石川信隆, 山田正, オープン型鋼製砂防ダムの礫捕捉効果に関する個別要素法解析と確率的評価, 土木学会論文集, 703, 2002, pp.165-176, 2002.

## 第3章 自動掘削アルゴリズムの検証

### 3.1 諸言

第2章では、自動掘削アルゴリズムの提案とそれによる反力の低減への有効性を確認した。提案した自動掘削アルゴリズムは図3.1に示すように Raking mode と Lift-up mode を組み合わせて自動掘削を行う。

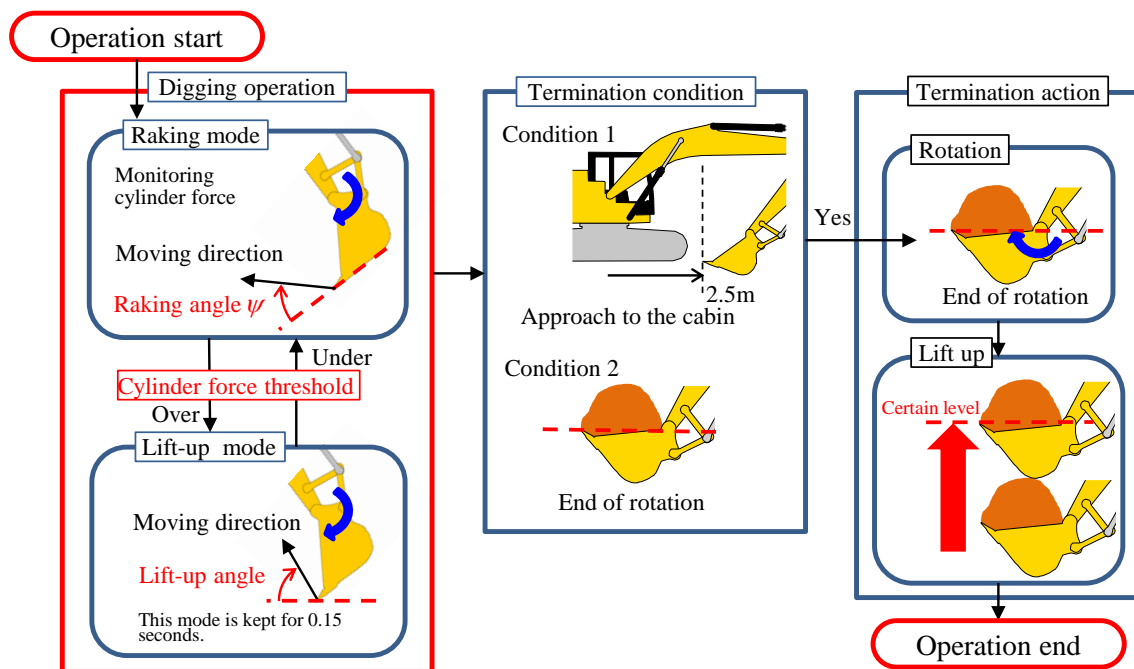


Fig.3.1 Automatic digging algorithm

それぞれの掘削中の Raking mode と Lift-up mode は複数の設計パラメータによって軌道を決し掘削する。そこで、本章では自動掘削アルゴリズムにおける設計パラメータのパラメータスタディを行う。2章で構築したシミュレーションモデルを用いて、設計パラメータが掘削性能へ与える影響を定量的に検証する。加えて、提案した自動掘削アルゴリズムは地形ごとに対して特定の軌道を生成しないことが利点であるため、パラメータの異なるさまざまな地面に対しての自動掘削アルゴリズムの有効性を検証する。

### 3.2 Raking mode の掘削軌道

シリンダ推力が閾値に達することなく、Raking mode のみで掘削を行った場合は常に

一定の軌跡となる。この時、各パラメータから軌跡を数式の形で求めることができる。図 3.2 に示すように角度をそれぞれ定義する。バケット角度  $\phi_E$  およびバケット進行方向角度  $\delta$  に関しては、x 軸を基準に、反時計回りを正、時計回りを負とする。バケットすくい角  $\psi$  については図中の矢印の向きのように時計回りを正とする。

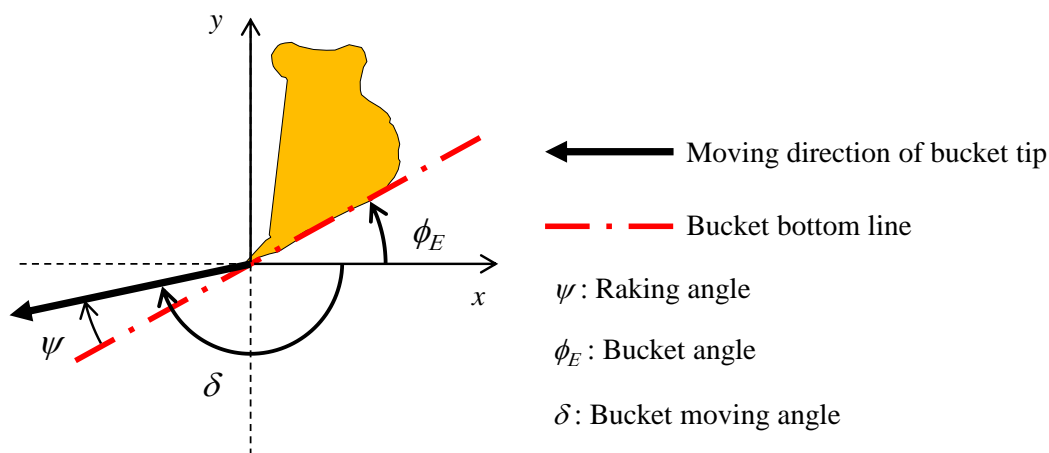


Fig.3.2 Definition of parameters of the bucket

バケット先端の座標を  $(x_E, y_E)$  とし、バケット先端は並進速度  $v$  で動くものとする。バケット先端の並進速度の x 軸成分  $\dot{x}_E$ 、y 軸成分  $\dot{y}_E$ 、および進行方向角度  $\delta$  は 2 章 3.3 項の式 (2.26)、(2.27)、(2.28) と同様に以下の式で決定する。

$$\dot{x}_E = |v| \cos \delta \quad (3.1)$$

$$\dot{y}_E = |v| \sin \delta \quad (3.2)$$

$$\delta = \phi_E - \psi - \pi \quad (3.3)$$

ここでバケットは一定速度で並進、回転するものとした場合、時刻  $t$  におけるバケット角度  $\phi_E$  は次式で表される。

$$\phi_E = \phi_i + \dot{\phi}_E t \quad (3.4)$$

$\phi_i$  はバケット初期角度、 $\dot{\phi}_E$  はバケット回転速度を表す。また、バケットすくい角  $\psi$  はバ



ケット角度の一次関数として、バケット角度に応じて図 3.3 に示すように変化させるものとする。

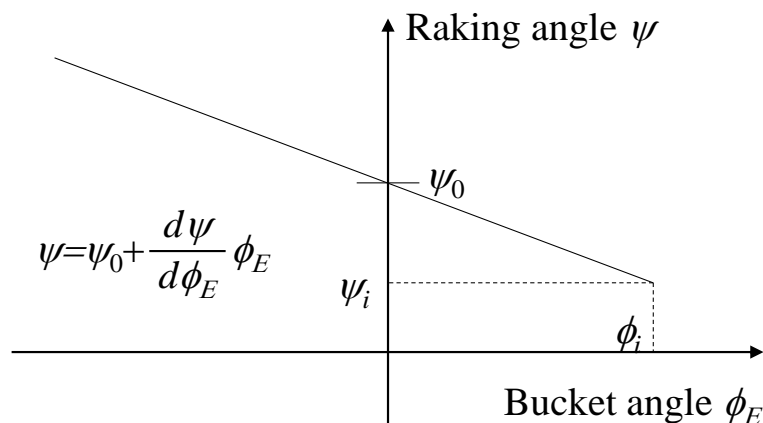


Fig.3.3 Bucket angle  $\phi_E$  function on raking angle  $\psi$

$\frac{d\psi}{d\phi_E}$  はバケットすくい角の変化率，  $\psi_i$  はバケットすくい角の初期値である．  $\psi_0$  は  $\phi_i$

$\frac{d\psi}{d\phi_E}$ ，  $\psi_i$  から求められる図 3.3 に示す一次関数における切片である． これらの変数を用

いて図 3.3 は以下の式で表せる．

$$\psi = \psi_0 + \frac{d\psi}{d\phi_E} \phi_E \quad (3.5)$$

バケットのすくい動作において、バケット角度  $\phi_E$  は正から負に移動する．従って、

図 3.3 の線分を右から左に推移するので、  $\frac{d\psi}{d\phi_E} > 0$  のとき、掘削が進行するにつれてバ

ケットすくい角が負となり、バケット底面を地面に押し付けるようなバケット進行方向

となる．そのため、多大な反力が発生する<sup>[1]</sup>恐れがある．また、  $\frac{d\psi}{d\phi_E} \leq 0$  のとき、  $\frac{d\psi}{d\phi_E}$

の値が大きくなれば、バケットすくい角が大きくなり、浅い掘削となる．そのため、  $\frac{d\psi}{d\phi_E}$

は掘削軌道を決断するための重要なパラメータの1つである。本論文ではバケツすくい角の変化率である  $\frac{d\psi}{d\phi_E}$  を Raking parameter と呼称する。なお、2章において図 3.4 に示すようにバケツすくい角は折れ線の関数によって決定していたが、本章で Raking mode のパラメータスタディを行う場合、図 3.3 に示すように直線とする。これは折れ線が、2本の線分のパラメータに加え、線が折れ曲がる位置（図 3.4 ではバケツ角度  $20^\circ$ 、バケツすくい角  $10^\circ$  の点）によって定義されるため、パラメータの数が多くなり、計算量が増える。そのため、Raking mode のパラメータスタディを行うときは、パラメータの数を減らすため、バケツ初期角度  $\phi_i$ 、初期バケツすくい角  $\psi_i$ 、Raking parameter  $\frac{d\psi}{d\phi_E}$  によって決定する一次関数により、バケツすくい角  $\psi$  を決定する。

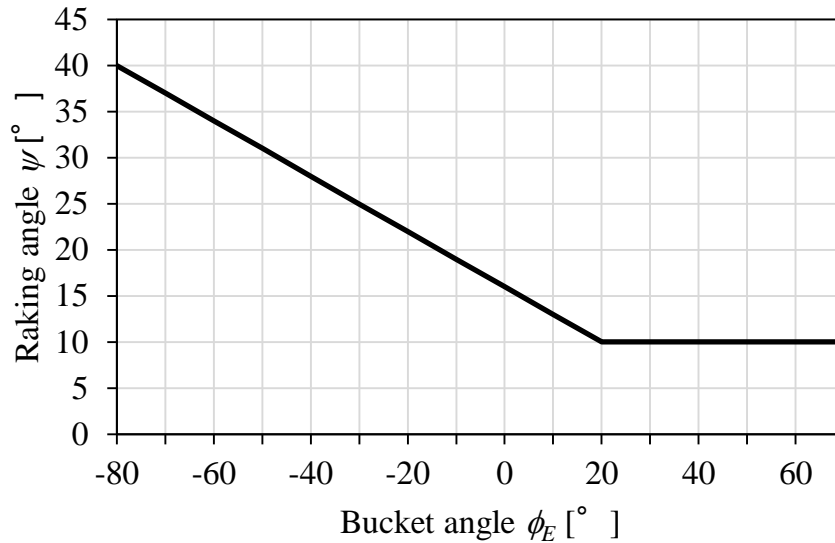


Fig.3.4 Bucket angle  $\phi_E$  function on raking angle  $\psi$  in chapter 2

式(3.4), (3.5)を式(3.3)に代入すると次のようになる。

$$\delta = \left(1 - \frac{d\psi}{d\phi_E}\right) \phi_i - \psi_0 + \dot{\phi}_E \left(1 - \frac{d\psi}{d\phi_E}\right) t - \pi \quad (3.6)$$

時刻  $t$  におけるバケット先端の座標は式(3.1), (3.2)を時刻  $0$  から  $t$  まで積分して

$$x_E = \int_0^t \dot{x}_E dt + x_{Ei} \quad (3.7)$$

$$y_E = \int_0^t \dot{y}_E dt + y_{Ei} \quad (3.8)$$

となる.  $x_{Ei}$ ,  $y_{Ei}$  はそれぞれバケット先端の初期座標を表す.  $x_{Ei} = y_{Ei} = 0$  として式(3.1), (3.2), (3.6)を式(3.7), (3.8)に代入してそれぞれ計算する.

$$\begin{aligned} x_E &= \int_0^t \dot{x}_E dt \\ &= \int_0^t |v| \cos \delta dt \\ &= \int_0^t |v| \cos \left\{ \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) \phi_i - \psi_0 + \dot{\phi}_E \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) t - \pi \right\} dt \\ &= -A [\sin(B + Ct)]_0^t \\ &= -A \{ \sin(B + Ct) - \sin B \} \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} y_E &= \int_0^t \dot{y}_E dt \\ &= \int_0^t |v| \sin \delta dt \\ &= \int_0^t |v| \sin \left\{ \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) \phi_i - \psi_0 + \dot{\phi}_E \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) t - \pi \right\} dt \\ &= A [\cos(B + Ct)]_0^t \\ &= A \{ \cos(B + Ct) - \cos B \} \end{aligned} \quad (3.10)$$

ただし,

$$A = \frac{|v|}{\dot{\phi}_E \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right)}, \quad B = \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) \phi_i - \psi_0, \quad C = \dot{\phi}_E \left( 1 - \frac{d\psi}{d\phi_E} \right) \quad (3.11)$$

式(3.9), (3.10)が, Raking mode での掘削軌道となる. 式(3.9), (3.10), (3.11)より, バケット先端並進速度  $v$ , バケット回転速度  $\dot{\phi}_E$ , バケット初期角度  $\phi$ , 初期バケットすくい角  $\psi_i$ , Raking parameter  $\frac{d\psi}{d\phi_E}$  によって Raking mode の掘削軌道が決定する.

### 3.3 評価指標

本論文では, 1 回当たりの掘削に要したエネルギーと掘削量で掘削の効率を評価する. 1 回の掘削における掘削量を掘削エネルギー (消費エネルギー) で除した数値を掘削の効率指標として以下のように定義する.

$$\text{Efficiency index} = \frac{\text{Payload}}{\text{Consumed energy}} \text{ [kg/kJ]} \quad (3.12)$$

本論文において掘削の効率指標 Efficiency index を掘削効率と呼称する. この指標が大きくなるほど低負荷となり, 生産性の高い掘削を行っていることになる. また, 排土の作業のために, 旋回動作を要することを考慮すると, 1 回当たりの掘削量が多いほど, 総掘削回数は少なくなる. そのため, 掘削効率の評価対象は, 掘削量を重視し, 標準バケット容量<sup>2)</sup>以上の掘削量を示したもののみとする. なお, 本論文で用いたシミュレーションモデルの標準バケット容量は  $0.8 \text{ m}^3$  である.

## 3.4 Lift-up mode のパラメータが掘削に与える影響

### 3.4.1 シミュレーション条件

Lift-up mode 中はバケット引き上げ角度によってバケット進行方向が決定する. また, Raking mode と Lift-up mode を切り替える閾値は, Lift-up mode に切り替わる回数に影響を与える. Lift-up mode 中での引き上げ角度は掘削軌道の深さに影響を与え, 掘削量が変化すると考えられる. また, Lift-up mode 中の反力の低減効果により, 掘削エネルギーが変化すると考えられる. そこで, 本節では引き上げ角度と閾値を変更し, 掘削性能への影響を明らかにする.

シミュレーションは 2 章で示したものと同様の 20 t クラスの油圧ショベルにより, 平

らな地面を掘削するものとする。初期位置は図 3.5 に示すように、バケットの先端が機体の旋回中心から 9 m 離れた位置に、地面に対するバケット底面の角度であるバケット初期角度が 70°となる状態とした。

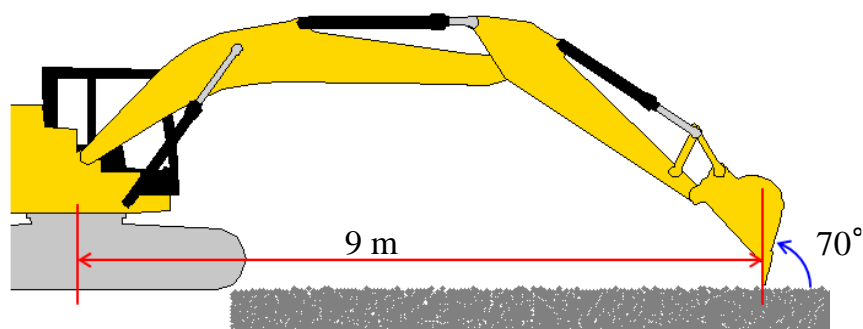


Fig.3.5 Initial posture of the excavator

Raking mode と Lift-up mode を切り替える閾値と Lift-up mode でのバケット引き上げ角度を変化させてシミュレーションを行う。閾値は実機のシリンダストロークを基準に 200 kN から 400 kN まで 50 kN ごとに変化させた 5 通りとする。バケット引き上げ角度は 30°から 90°まで 10°ごとに変化させた 7 通りとする。その他の自動掘削アルゴリズムの設計パラメータは熟練オペレータによる掘削を基に決定されている。これらの自動掘削アルゴリズムにおける設計パラメータを表 3.1 に示す。なお、本節のシミュレーションでは 3.2 節で示したものとは異なり、Raking mode におけるバケットすくい角  $\psi$  は図 3.4 に示す 2 章と同様の折れ線により決定した。また、土壌モデルの粒子パラメータは表 3.2 に示すものを使用した。

Table 3.1 Parameters for bucket control

Threshold of mode switch		200 - 400 kN (every 50 kN)
Raking mode	Translational velocity	0.9 m/s
	Rotational velocity	-20 °/s
	Initial Bucket angle	70 °
Lift-up mode	Translational velocity	0.54 m/s
	Rotational velocity	-4.5 °/s
	Lift-up angle	30 - 90 °(every 10 °)
	Holding time	0.15 s

Table 3.2 Parameters for soil model

Radius	25 mm
Density	1650 kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	6.5 MPa
Poisson's ratio	0.23
Damping ratio	1.0
Friction coefficient	0.9
Time step	1.0×10 <sup>-4</sup> s

2章で述べたように、個別要素法による解析では、粒子の初期配置の違いによって、粒子の挙動が変化し、この変化がシミュレーション結果に影響を与える<sup>[3][4]</sup>。そのため、粒子の初期配置の違いによる掘削性能への影響を考慮し、同一の設計パラメータの組み合わせで、初期配置が異なる25通りの粒子でシミュレーションを行い、その結果の平均を評価する。

### 3.4.2 シミュレーション結果

図3.6に閾値が350 kN、引き上げ角度が40°、60°、80°の場合のバケット先端の掘削軌道を示す。シミュレーションによって得られた掘削量の結果を図3.7に、掘削エネルギーの結果を図3.8に示す。図中のエラーバーは標準偏差である。

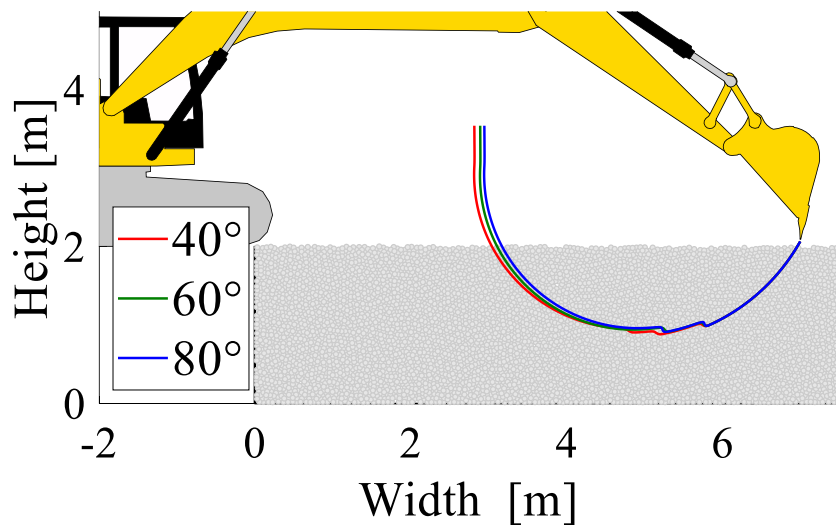


Fig.3.6 Bucket tip trajectories on respective of lift-up angle (Threshold=350 kN)

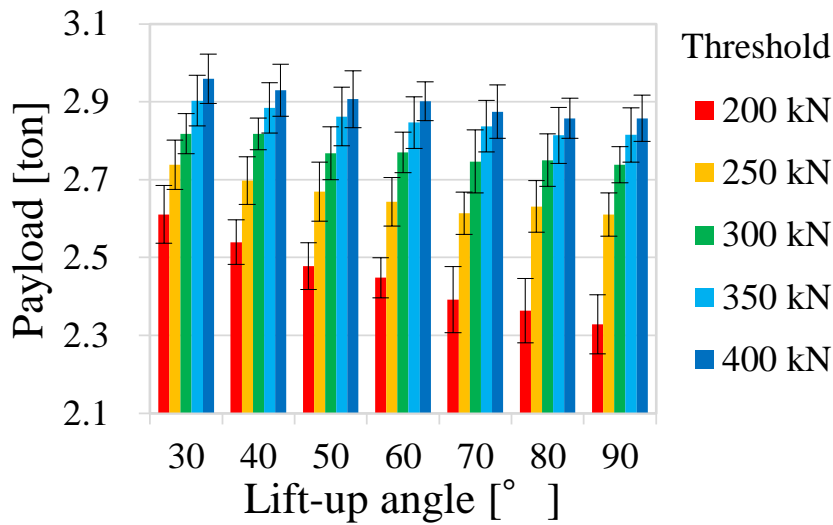


Fig.3.7 Payload with Lift-up angle or threshold changed

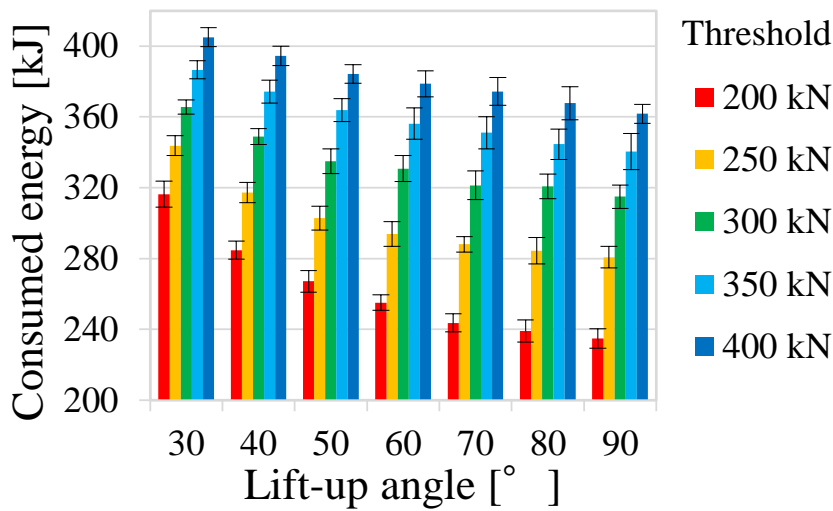


Fig.3.8 Consumed energy with Lift-up angle or threshold changed

図 3.7 より引き上げ角度が増加するにつれて掘削量が減少することがわかる。これは図 3.6 に示すように引き上げ角度が増加すると、浅い掘削軌道になるためと考えられる。ただし、掘削軌道は大きく変わらないため、掘削量の変化は標準偏差の範囲内に収まる程度である。同様に掘削軌道が浅くなると反力が減少するため、掘削エネルギーも減少したため、図 3.8 より引き上げ角度が増加するにつれて掘削エネルギーは減少したと考えられる。掘削量が増加するという事は多くの粒子を移動させることでもあるため、掘削

量と掘削エネルギーは相関関係があるといえる。

一方で、閾値が増加するにつれて、その引き上げ角度に対する掘削量と掘削エネルギーの変化量は減少している。閾値が 350 kN および 400 kN の場合において、引き上げ角度を変化させると、掘削エネルギーの平均値は最大値から最小値まで 10%程度減少しているのに対して、掘削量の平均値は 3%程度の減少となっている。この原因として、バケットの容量が考えられる。掘削の軌道が深くなることで、バケット前方の土粒子の数は増加するが、掘削量はすべての場合において標準バケット容量（重量換算 1.32 t）を超えているため、増加したすべての土粒子をすくうことができず、一部の粒子がバケットからこぼれ落ちる。2章の図 2.13 で示したように、閾値が大きくなるほど深い掘削軌道となり掘削量が増加するが、掘削量が増加するほど粒子のこぼれる量が増えるため、掘削の深さの影響は小さくなったと考えられる。

図 3.9 にシミュレーションによって得られた掘削効率を示す。

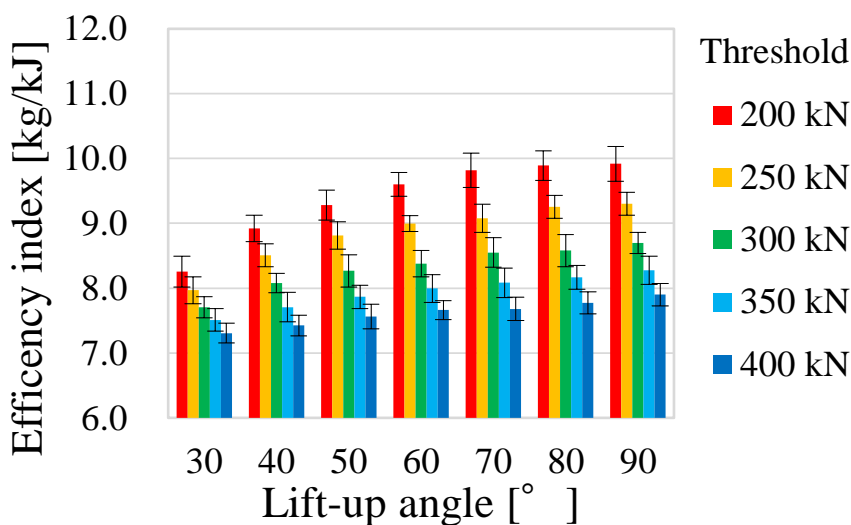


Fig.3.9 Efficiency index with Lift-up angle or threshold changed

図 3.9 より同一の引き上げ角度において、閾値が小さいほど掘削効率が高くなる。これはバケット容量付近の掘削量であれば粒子のこぼれる量が少ないが、掘削量が増加するにつれて、最終的に掘削できない粒子も移動させていることになり、余分な掘削エネルギーが必要になるためと考えられる。本節のシミュレーションのすべての場合において、標準バケット容量以上の掘削量であるため、掘削量が標準バケット容量に近い閾値 200 kN の場合において、掘削効率が高くなった。また、同様に、すべての場合において標



準バケット容量付近の掘削量であるため、引き上げ角度によって浅い掘削となった方が、余分な掘削エネルギーを消費しないで掘削できるので、引き上げ角度が大きくなるほど、掘削効率が高くなったと考えられる。

以上のことから、掘削量がバケット容量付近である場合は、引き上げ角度を増加させる方策をとることで、高い掘削効率で掘削できる。

### 3.5 Raking mode のパラメータが掘削に与える影響

#### 3.5.1 シミュレーション条件

本節では Raking mode の設計パラメータが掘削性能へ与える影響を明らかにする。3.2 節で示したように掘削軌道は Raking mode の設計パラメータにより決定する。このとき、バケット並進速度、バケット回転速度は熟練オペレータの掘削時間をもとに決定されており<sup>5)</sup>、固定値とする。また、バケット初期すくい角はバケット底面が地面に押し付けられないように 10°とした。本節ではバケット初期角度 50°から 80°まで 10°ごとに、Raking parameter を 0 から -0.4 まで 0.1 ごとにそれぞれ変更し、掘削性能を評価する。

Raking mode と Lift-up mode の切り替えの閾値について、3.4 節で示したように、閾値が大きいほど掘削量が多くなるが、掘削量が標準バケット容量以上になると、掘削効率が低くなる。ただし、閾値は機体の性能に依存するパラメータであり、低い値であれば、予測不可能な多大な反力が発生した場合でもシリンダストールが起こる可能性が低くなり、安全であるといえる。そのため、Raking mode と Lift-up mode の切り替えの閾値は 3.4 節で最も低く、また最も良い掘削効率となった 200 kN とした。

また、引き上げ角度について、3.4 節で示したように同一の閾値において、引き上げ角度が大きいほど掘削効率が高くなるが、一方で、掘削量は減少する。掘削量が少ない場合は掘削の効率が悪くなるため、掘削量を重視すると引き上げ角度を小さくする必要がある。Raking mode のパラメータによって掘削軌道はさまざまであるため、最適値をそれぞれ特定するのは困難である。そのため、引き上げ角度は、3.4 節で示した掘削量、または掘削効率の中央値が得られる 60°とした。これらの値をまとめ、シミュレーションで使用する自動掘削アルゴリズムの設計パラメータを表 3.3 に示す。

Table 3.3 Parameters for bucket control

Threshold of mode switch		200 kN
Raking mode	Translational velocity	0.9 m/s
	Rotational velocity	-20 °/s
	Initial bucket angle	50 – 80 °(every 10 °)
	Initial raking angle	10 °
	Raking parameter	-0.4 – 0 (every 0.1)
Lift-up mode	Translational velocity	0.54 m/s
	Rotational velocity	-4.5 °/s
	Lift-up angle	60 °
	Holding time	0.15 s

シミュレーションは2章で示したものと同様の20tクラスの油圧ショベルにより、平らな地面を掘削するものとする。3.4節の図3.5とは異なり、バケットの先端が機体の旋回中心から8.5m離れた位置を初期位置とした。土壌モデルは3.4節で示した表3.2のパラメータにおいて粒子の密度を1650 kg/m<sup>3</sup>から1600kg/m<sup>3</sup>に変更した。また、粒子の初期配置による影響を考慮し、同一の設計パラメータの組み合わせで初期配置が異なる20通りの粒子でシミュレーションを行い、結果の平均を評価する。

### 3.5.2 シミュレーション結果

図3.10にRaking parameterが0のとき、Lift-up modeが動作しない場合(Lift-up OFF)のバケット初期角度ごとの掘削軌道を示す。図3.11にバケット初期角度が80°のとき、Lift-up OFFの場合のRaking parameterごとの掘削軌道を示す。

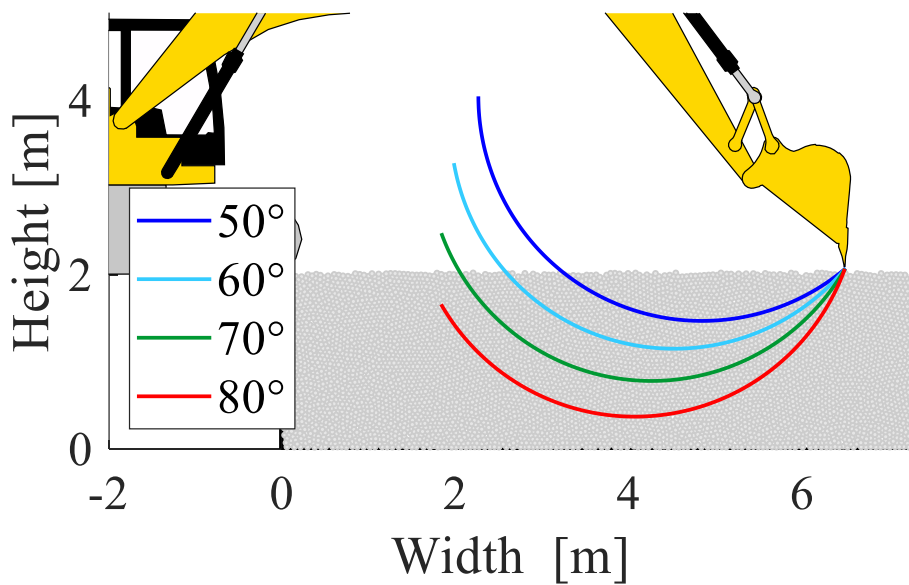


Fig.3.10 Bucket tip trajectories when raking parameter is 0 (Lift-up OFF)

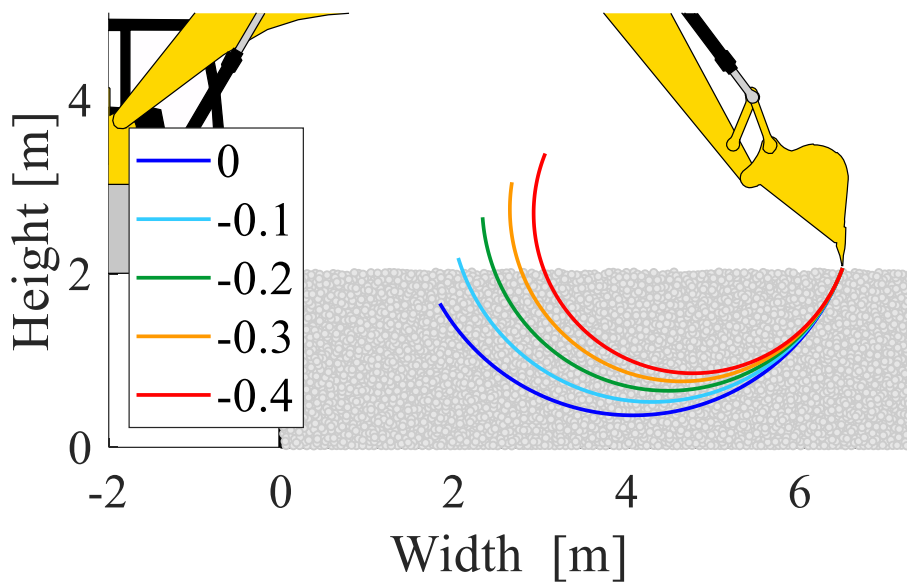


Fig.3.11 Bucket tip trajectories when initial bucket angle is 80 °(Lift-up OFF)

図 3.10, 図 3.11 に示すように Raking mode の設計パラメータによって掘削軌道に影響を与えることがわかる。バケット初期角度によって最初の進行方向が決定するため、図 3.10 に示すようにバケット初期角度が大きいほど深い掘削となる。また、バケットすくい角変化率である Raking parameter が 0 に近いほど、バケットすくい角は大きくなる。そのため、図 3.11 に示すように Raking parameter が 0 に近いほど掘削軌道が深くなる。また、図 3.11 よりバケットすくい角は掘削の進行によってバケット角度が変

化し、Raking parameter の値に対応して変化していくため、掘削初期では掘削軌道に大きな違いはなく、掘削の途中から軌道が徐々に変わってきていることがわかる。

図 3.12 に Raking parameter が 0 のときのバケット初期角度ごとの掘削軌道を、図 3.13 にバケット初期角度が 80° の Raking parameter ごとの掘削軌道を示す。

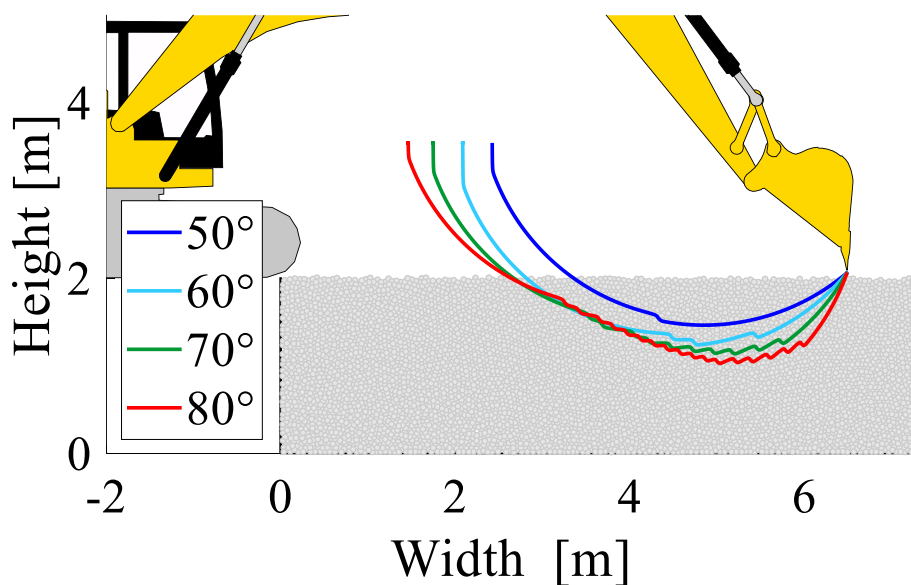


Fig.3.12 Bucket tip trajectories on respective of initial bucket angle (Raking parameter=0)

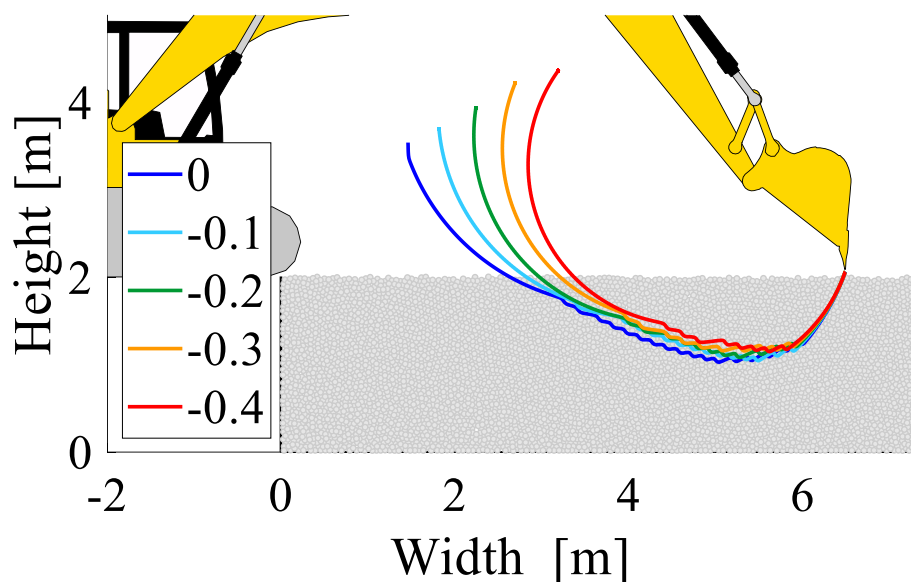


Fig.3.13 Bucket tip trajectories on respective of raking parameter (Initial bucket angle=80°)

図 3.14 にシミュレーション結果の掘削量を、図 3.15 にシミュレーション結果の掘削エ

エネルギーを示す。図 3.14 中の黒色の線分は標準バケット容量を重量に換算した 1.28 t を表す。図 3.16 に標準バケット容量以上の掘削量であったパラメータの掘削効率を示す。図中のエラーバーは標準偏差を表す。なお、バケット初期角度が  $50^\circ$ 、Raking parameter が  $-0.4$  のとき、掘削軌道が浅く、自動掘削アルゴリズムの終了条件を満たさなかったため、シミュレーション結果は得られなかった。これは掘削軌道が浅い場合、バケット回転速度、バケット並進速度の制約から、終了条件であるバケットの機体手前側への接近、または、バケット口部が水平になることを満たさないためである。

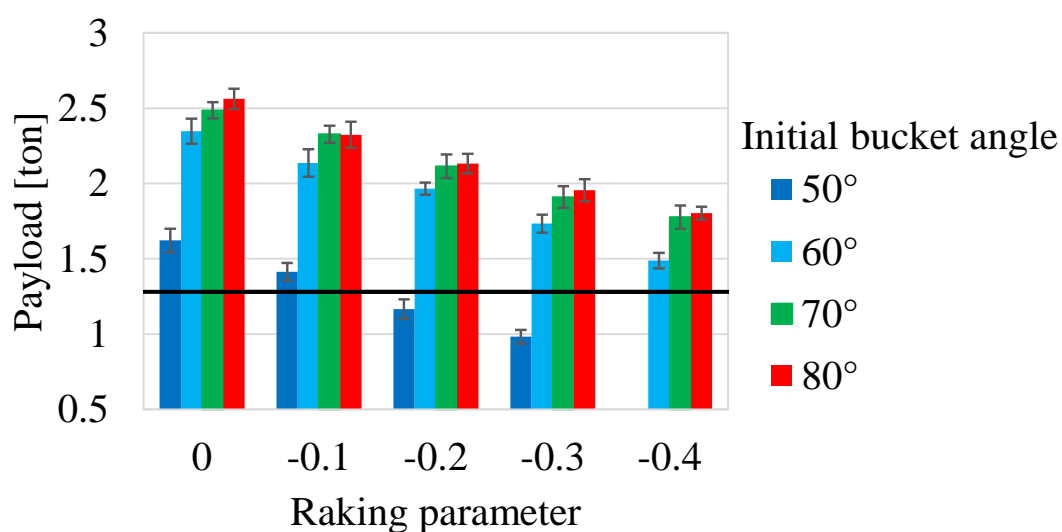


Fig.3.14 Payload with initial bucket angle or raking parameter changed

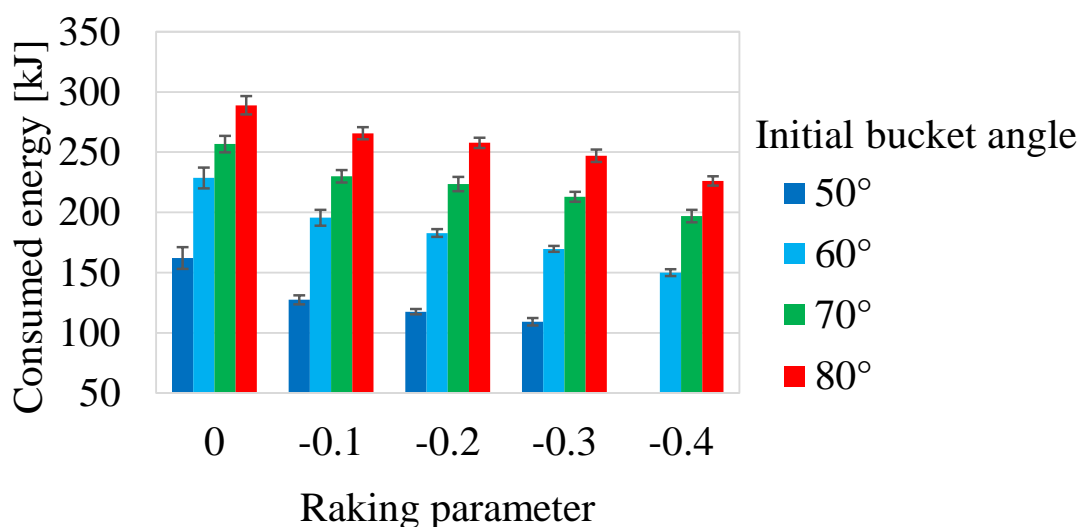


Fig.3.15 Consumed energy with initial bucket angle or raking parameter changed

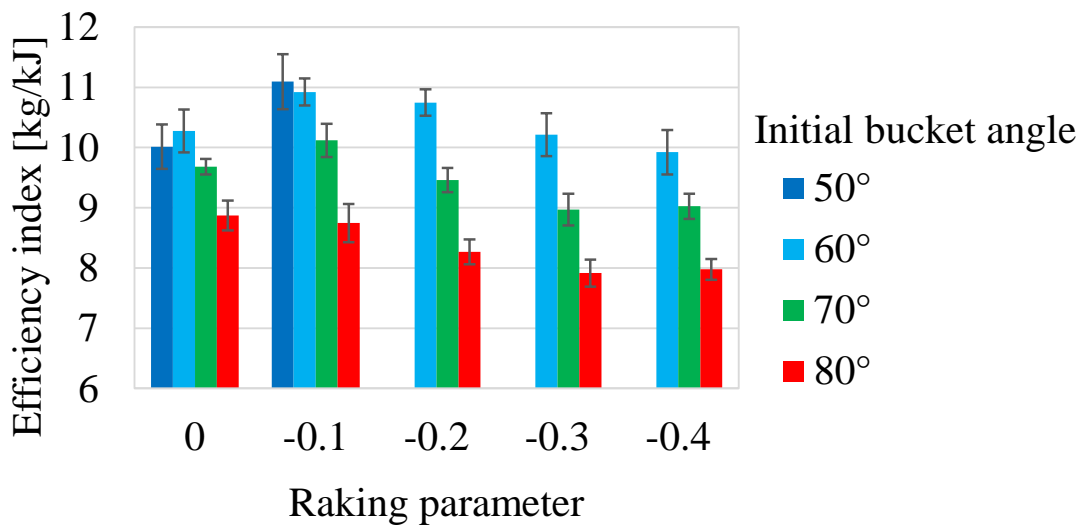


Fig.3.16 Efficiency index with initial bucket angle or raking parameter changed

図 3.12, 図 3.13 に示すように, 掘削軌道は, 図 3.14, 図 3.15 の Lift-up OFF の場合と比較して浅くなっている. これは掘削反力が閾値に達し, Lift-up mode の引き上げ動作によるものである. 一方で, 初期角度が大きくなるほど深く掘削することや, Raking parameter が 0 に近づくほど深く掘削することなど, Lift-up OFF の場合と同様の傾向の掘削軌道となる.

図 3.14 に示すようにバケット初期角度が 50 °から 60 °になったときの掘削量の増加量と比較して, バケット初期角度が 60 °から 80 °になったときの増加量の方が小さい. これは 3.4 節で述べたように, バケット容量以上の掘削をする場合にバケットからこぼれ落ちる粒子が多くなり, 余分な掘削エネルギーが必要となるためと考えられる. そのため, 図 3.15 に示すように掘削量の増加量と比較して, バケット消費エネルギーの増加量が大きい. これらのことから図 3.16 よりバケット初期角度 60 °から大きくなると掘削効率が低くなっている.

図 3.16 よりバケット初期角度が 50 °, Raking parameter が-0.1 のとき, 最も掘削効率が良くなった. しかし, バケット初期角度が 50 °の場合, Raking parameter が-0.2 から-0.4 のときは標準バケット容量以上の掘削量は得られない. また, Raking parameter が 0 の場合では, バケット初期角度が 60 °が最も掘削効率が高い. 十分な掘削量を得られない場合が多いことを考えると, 初期角度が 60 °, Raking parameter が-0.1 近傍の場合が効率

の良い掘削を行うパラメータとして適している。

### 3.6 土壌パラメータが掘削に与える影響

提案した自動掘削アルゴリズムを異なる地形に適用したときの有効性を検証する。シミュレーションの土壌モデル DEM は各粒子それぞれにパラメータを与え、土壌の挙動を再現している。そのため、土壌パラメータを変更することにより、さまざまな土壌を再現することが可能である。本節では粒子密度と粒径をそれぞれ変更し、シミュレーションにより掘削させる。例えば、粒子密度について変更することは、土の含水比や乾燥密度といった言葉があるように、同じ土でも水分を含んでいるかどうかによって重量が異なるため、これを再現することができる。また、同じ成分からなる土壌粒子でも、大きさによって石、礫砂、シルト、粘土といった名前で分類されている<sup>[6]</sup>。粒径を変更することはこれらの分類を再現することができ、そのような場所での自動掘削アルゴリズムの有効性を検証することができる。

#### 3.6.1 粒子密度の影響

土壌粒子の密度が掘削性能へ及ぼす影響を検証するため、粒子密度を  $800 \text{ kg/m}^3$ 、 $2400 \text{ kg/m}^3$  と変更し、シミュレーションを行った。組み合わせが多く、厳密な傾向を求めることが目的ではないため、本節のシミュレーションは 1 つのパラメータにつき、1 回のみ行った。粒子密度以外のパラメータは 3.5 節で用いた値と同様であり、1 つの粒子密度のパラメータに対して設計パラメータを変更し、20 通りのシミュレーションをそれぞれ行った。なお、バケット初期角度が  $50^\circ$ 、Raking parameter が  $-0.4$  のとき、自動掘削アルゴリズムの終了条件を満たさなかったため、シミュレーション結果は得られなかった。

Raking parameter が 0 の場合、粒子密度  $800 \text{ kg/m}^3$  の土壌での掘削軌道を図 3.17 に、粒子密度  $2400 \text{ kg/m}^3$  の土壌での掘削軌道を図 3.18 に示す。また、粒子密度  $800 \text{ kg/m}^3$  の土壌での掘削量のシミュレーション結果を図 3.19 に、粒子密度  $2400 \text{ kg/m}^3$  の土壌での掘削量のシミュレーション結果を図 3.20 に示す。図中の黒色の線分は標準バケット容量  $0.8 \text{ m}^3$  の値を表す。密度が異なるため、数値上で比較できるように掘削量は体積で示す。また、参考のために、3.5 節で行った粒子密度が  $1600 \text{ kg/m}^3$  の掘削量のシミュレーション結果を図 3.19、図 3.20 と同様の形で表し、掘削量を重量から体積へと変更したものを図 3.21 に示す。

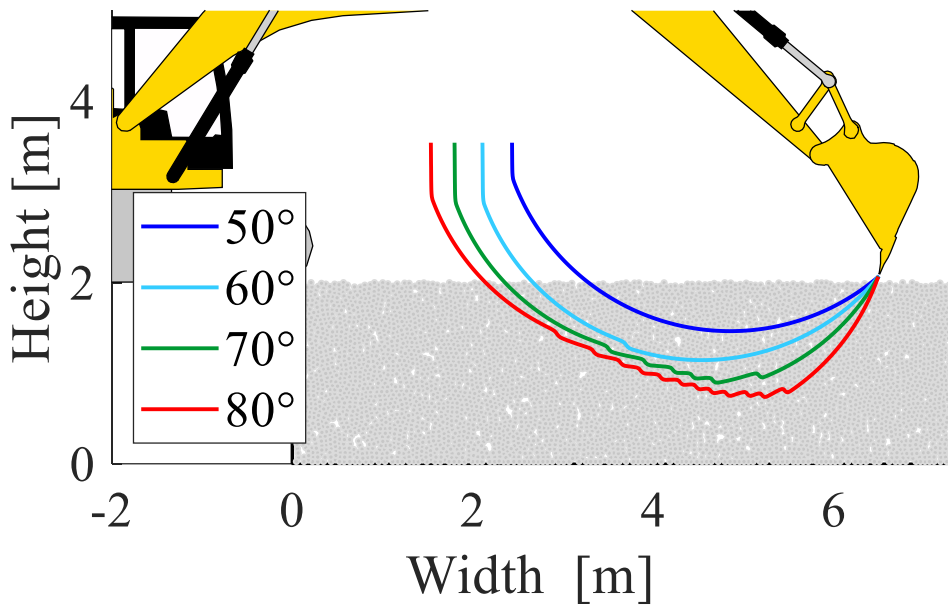


Fig.3.17 Bucket tip trajectories with density  $800 \text{ kg/m}^3$  (Raking parameter=0)

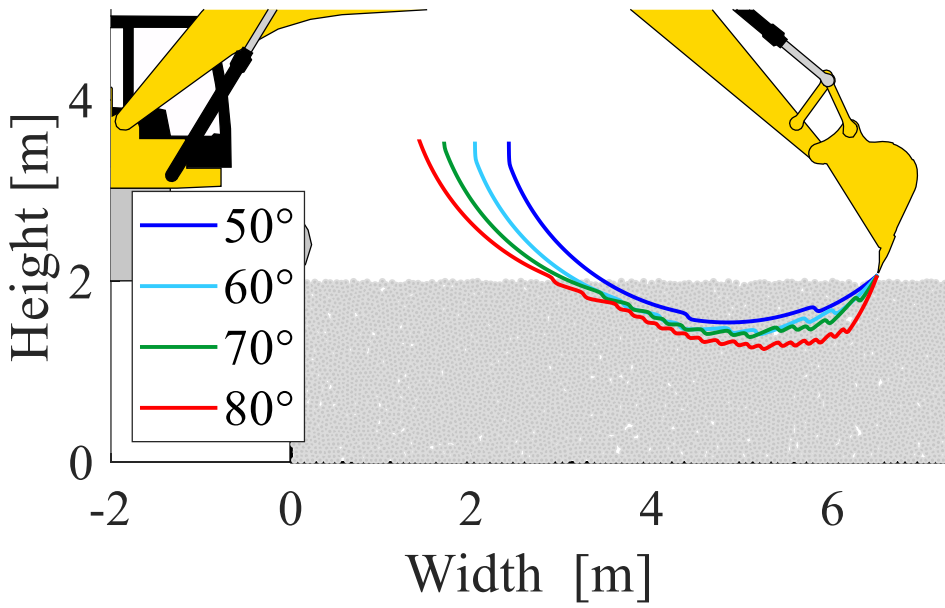


Fig.3.18 Bucket tip trajectories with density  $2400 \text{ kg/m}^3$  (Raking parameter=0)



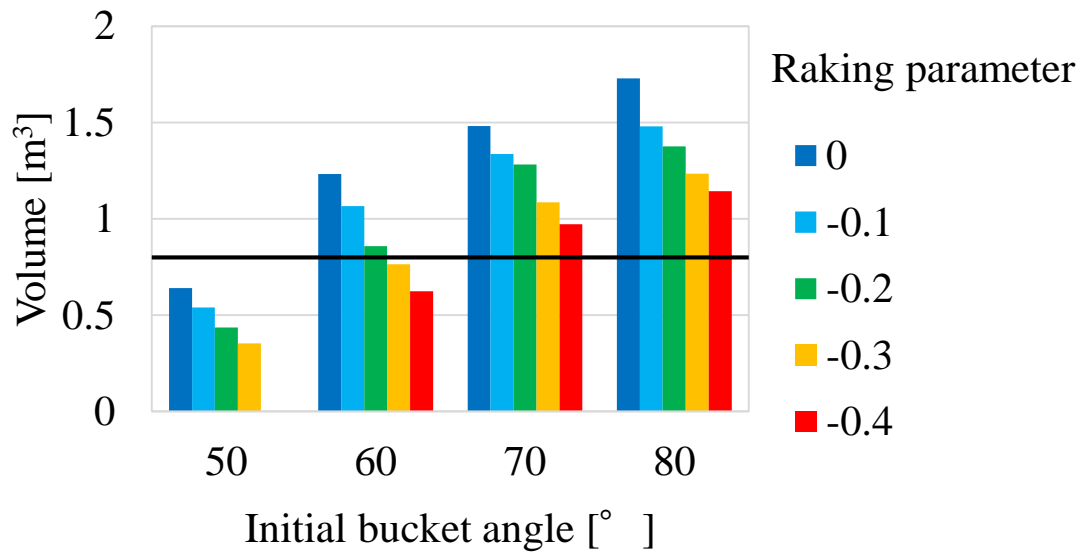


Fig.3.19 Simulation results (volume) with density 800 m³/kg

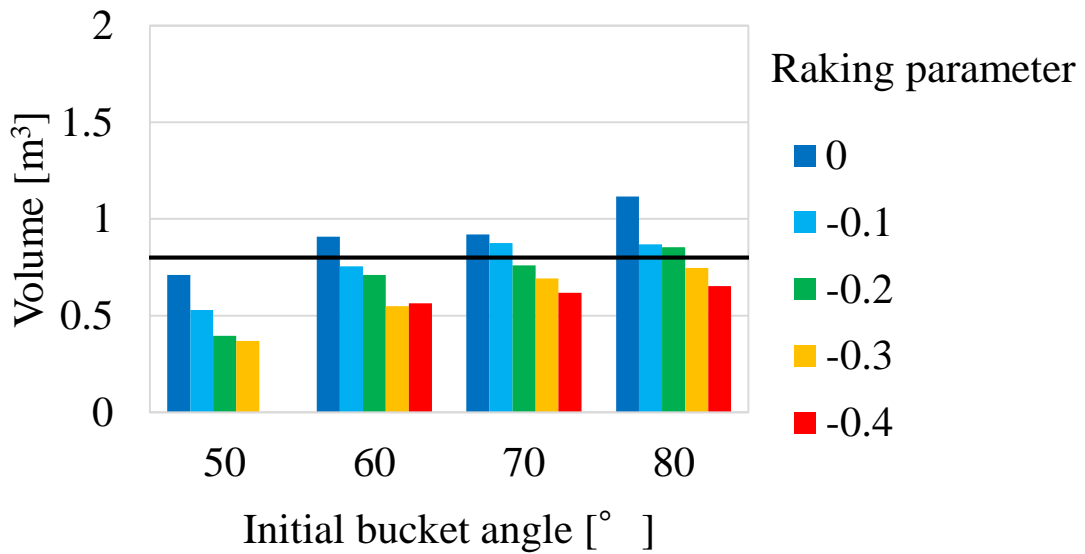


Fig.3.20 Simulation results (volume) with density 2400 m³/kg

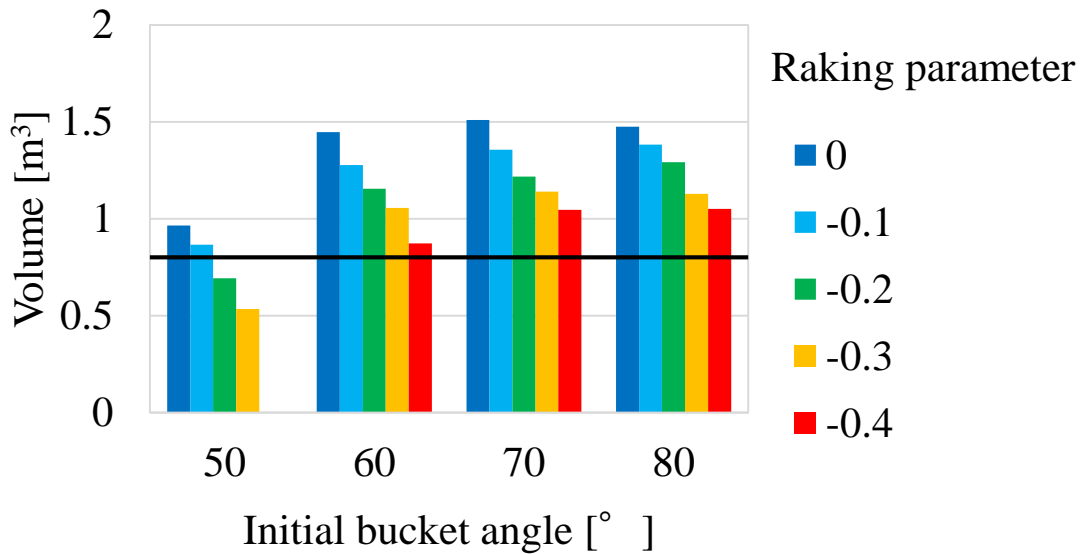


Fig.3.21 Simulation results (volume) with density 1600 m³/kg

図 3.19, 図 3.20 に示すように粒子密度 800 kg/m³ と 2400 kg/m³ の土壌では初期角度の増大に伴い、掘削量が増加した。また、Raking parameter が 0 に近づくにつれて掘削軌道が深くなり、殆どの場合において、掘削量が増加した。これは 3.5 節で示した、また図 3.21 で示す粒子密度 1600 kg/m³ の土壌の場合と同様の傾向である。

粒子密度 2400 kg/m³ の場合、粒子 1 つの重量が大きくなるため、粒子を移動させるためにより大きな力が必要となる。その結果、掘削反力が増大し、Lift-up mode によく切り替わるようになり、掘削軌道が浅くなるため、全体的に掘削量が少なくなった。一方、粒子密度 800 kg/m³ の場合は粒子 1 つの重量が小さいため、Lift-up mode があまり切り替わらず、掘削量が多くなると予想されるが、掘削量についてはバケット初期角度 50° から 70° までは粒子密度 1600 kg/m³ と同程度かそれ以下である。これは粒子 1 つの重量が少ない場合、摩擦力が少なくなり、持ち上げ動作中にバケット上に留まらず、滑るようにこぼれ落ちたためであると考えられる。

次に、標準バケット容量以上の掘削量を得られた設計パラメータでの掘削効率を粒子密度 800 kg/m³ の場合は図 3.22 に、粒子密度 2400 kg/m³ の場合は図 3.23 に示す。

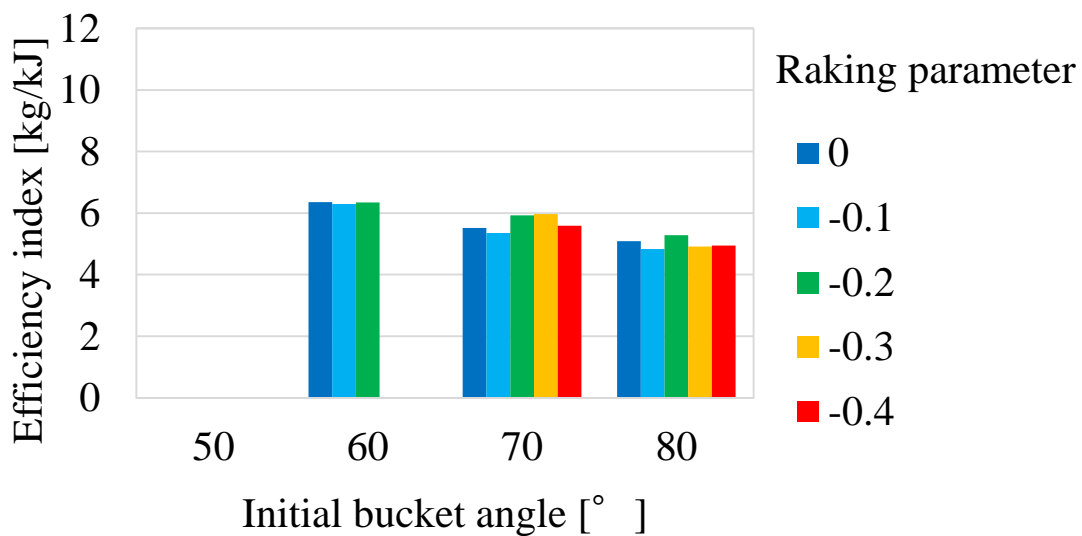


Fig.3.22 Simulation results (Efficiency index) with density 800 m<sup>3</sup>/kg

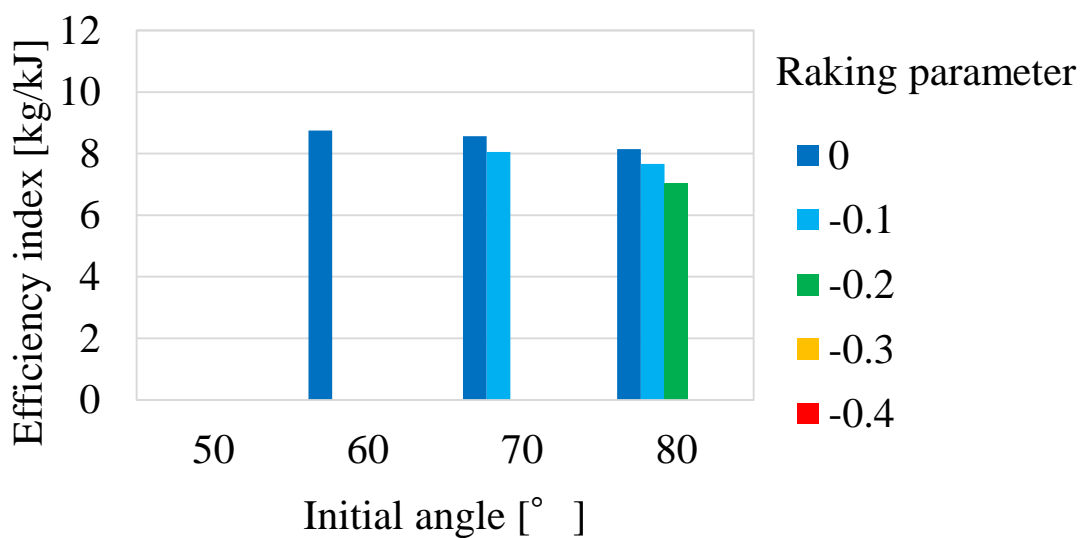


Fig.3.23 Simulation results (Efficiency index) with density 2400 m<sup>3</sup>/kg

図 3.22, 図 3.23 より, 全体としてバケット初期角度が増加すると掘削効率が低くなる。これは, 3.4 節と 3.5 節で述べたようにバケット容量以上の掘削であることが原因だと思われる。この結果からバケット初期角度 60 °で, Raking parameter は 0 から-0.1 近傍の場合, 比較的高い掘削効率となる。これは 3.5 節で示した最適の設計パラメータと近い値である。

これらの結果から粒子密度は掘削量や掘削効率に影響を与えるが最適なパラメータ

は大きく変わらないため、粒子密度が異なるような土壌において、特別にパラメータを設計することなく、自動掘削アルゴリズムが適用可能であるといえる。

### 3.6.2 粒径の影響

土壌粒子の粒径が掘削性能へ及ぼす影響を検証するため、粒子の半径を 37.5 mm, 50 mm と変更し、シミュレーションを行った。このとき、粒子密度を  $1600 \text{ kg/m}^3$  とし、3.6.1 項と同様に、1つの粒径のパラメータに対して設計パラメータを変更し、20通りのシミュレーションをそれぞれ行った。なお、Raking parameter が -0.4 のとき、掘削アルゴリズムの終了条件を満たさなかったため、シミュレーション結果は得られなかった。

Raking parameter が 0 の場合、粒子半径 37.5 mm の土壌での掘削軌道を図 3.24 に、粒子半径 50 mm の土壌での掘削軌道を図 3.25 に示す。粒子半径 37.5 mm の土壌での掘削量のシミュレーション結果を図 3.26 に、粒子半径 50 mm の土壌での掘削量のシミュレーション結果を図 3.27 に示す。図中の黒色の線分は標準バケット容量  $0.8 \text{ m}^3$  の値を表す。また、3.6.1 項と同様に粒径が異なるため、数値上で比較できるように掘削量は体積で示す。

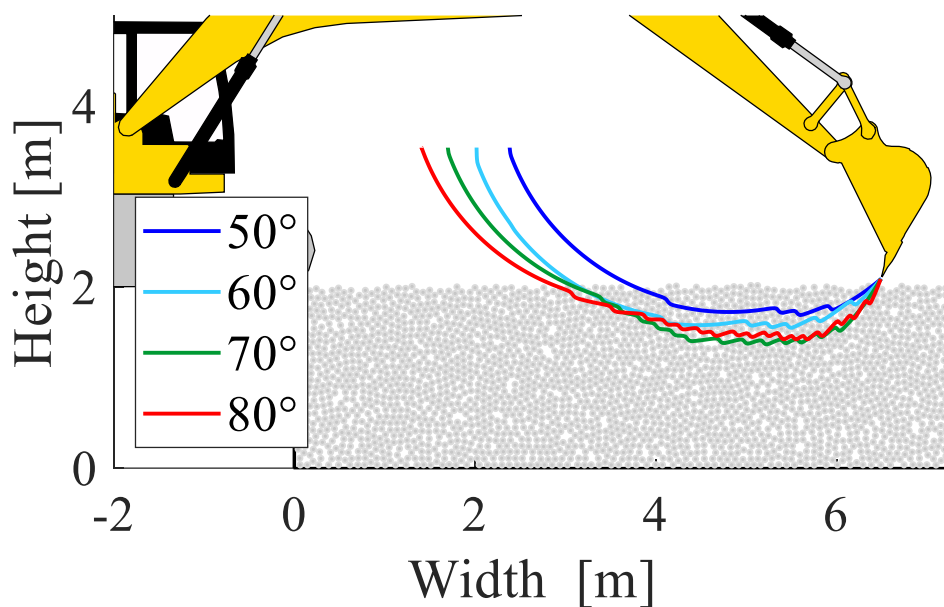


Fig.3.24 Bucket tip trajectories with radius 37.5 mm (Raking parameter=0)

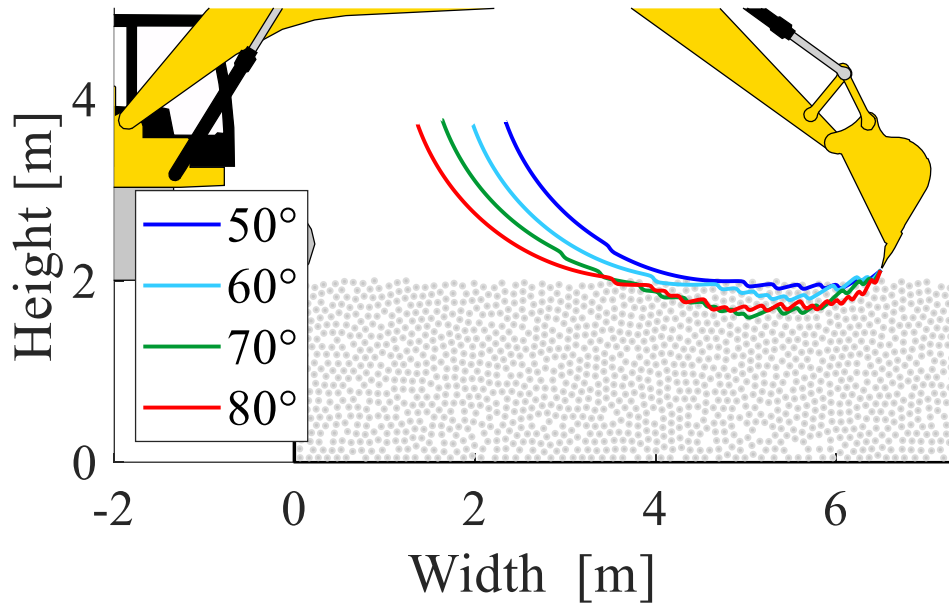


Fig.3.25 Bucket tip trajectories with radius 50 mm (Raking parameter=0)

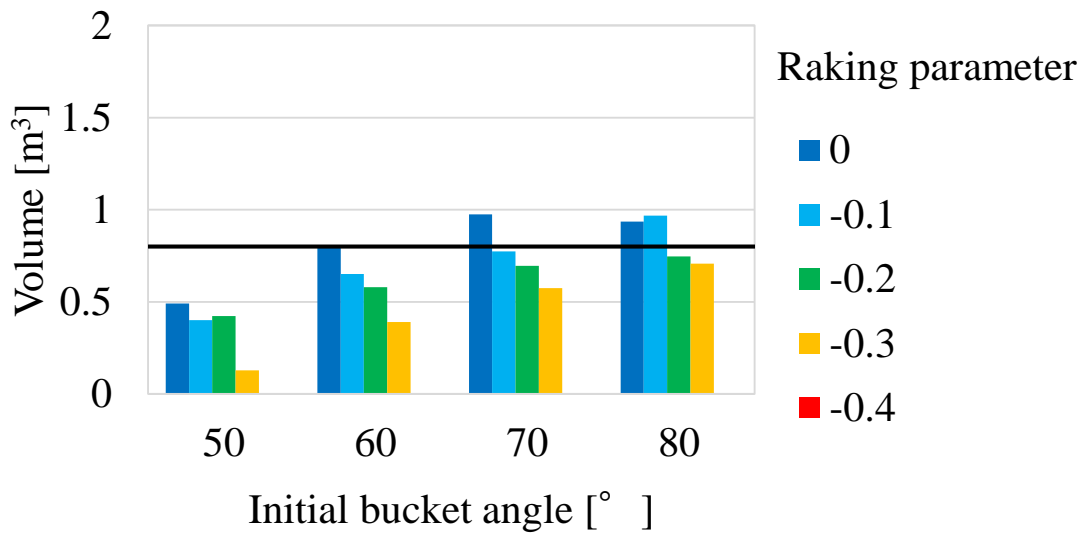


Fig.3.26 Simulation results (volume) with radius 37.5 mm

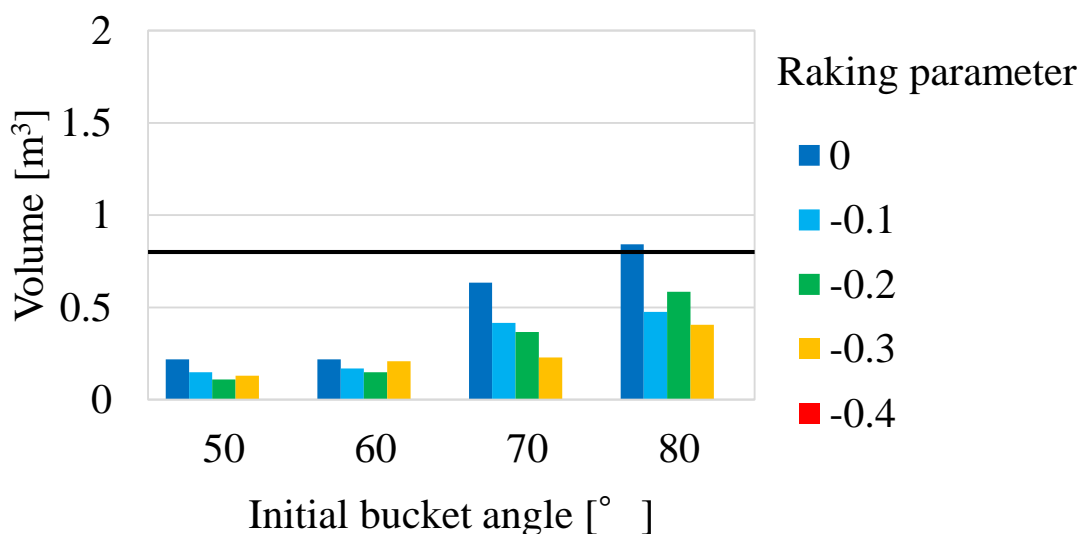


Fig.3.27 Simulation results (volume) with radius 50 mm

図 3.21, 図 3.26, 図 3.27 に示すように, すべての初期角度の場合において, 粒子半径が増大すると掘削量が減少した. これは粒径が大きいほど, 粒子同士の隙間にバケット先端が貫入することが困難となる. 結果, 地面からの反力が大きくなり, Lift-up mode が頻発して, 掘削軌道が浅くなったためと考えられる. 図 3.24, 図 3.25 に示すように掘削軌道は全体的に浅く, 特に粒子半径が 50 mm のとき, バケット初期角度 50 °で Raking parameter が 0 の場合, 土壌表面を削るようにしか掘削できていない.

次に 3.6.1 項と同様に, 掘削量が機体の標準バケット容量を超えた制御パラメータでの掘削効率を粒子半径 37.5 mm の場合は図 3.28 に, 粒子半径 50 mm の場合は図 3.29 に示す.

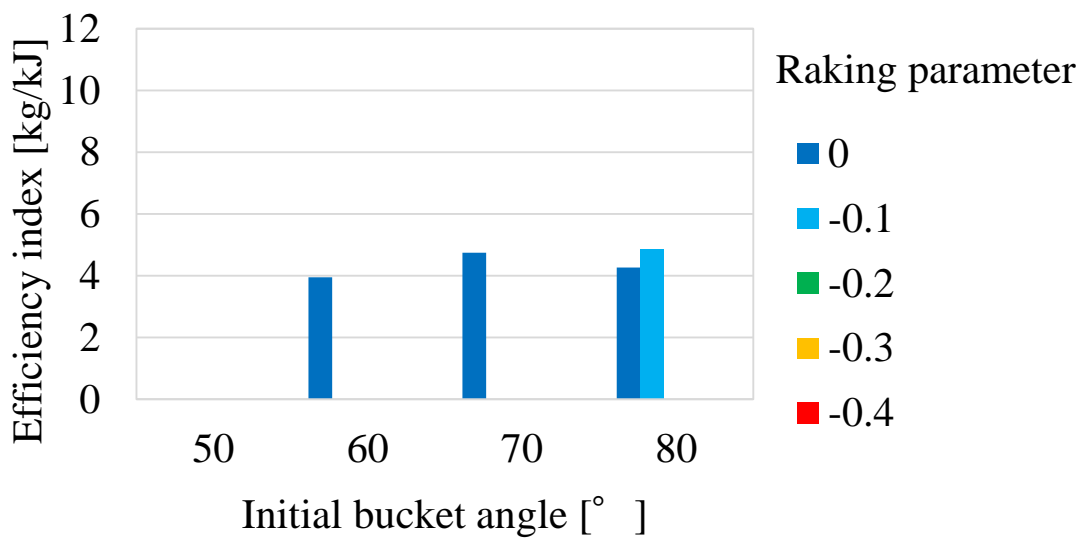


Fig.3.28 Simulation results (efficiency index) with radius 37.5 mm

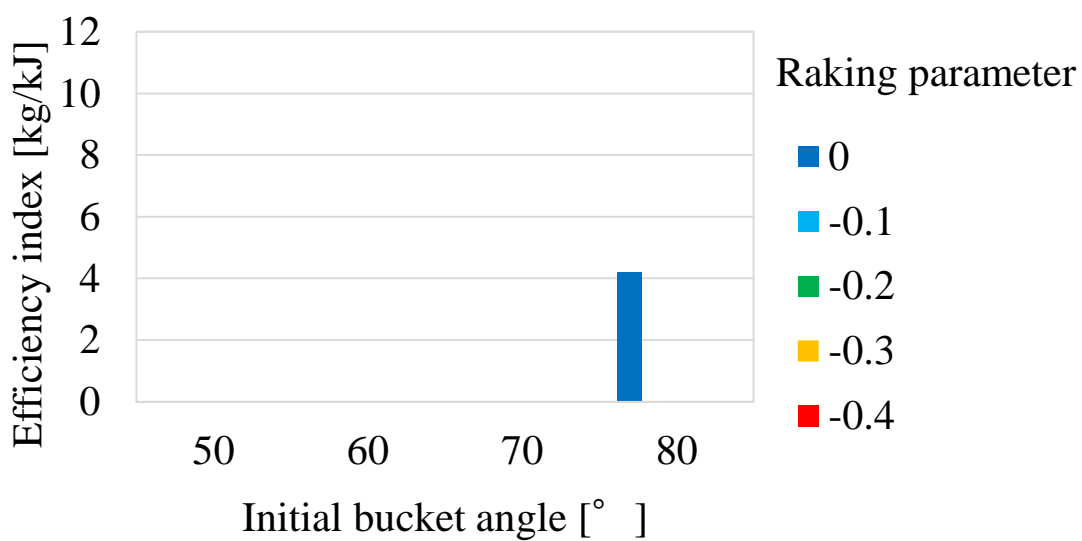


Fig.3.29 Simulation results (efficiency index) with radius 50 mm

全体として、掘削量が少なかったため、標準バケット容量以上の掘削量を示す結果が少なかった。図 3.28、図 3.29 より、初期角度 80 °、Raking parameter は 0 近傍の場合、標準バケット容量以上の掘削が得られることがわかった。

これらの結果から、粒径が大きくなると、予め土壤に合わせたパラメータを設定する必要がある。

### 3.6.3 粒径に対応した掘削効率改善の検討

粒子半径 50 mm, 粒子密度 1600 kg/m<sup>3</sup> の場合において, 掘削反力が大きくなり, Lift-up mode への切り替えが頻発したため, 掘削軌道が浅くなり, 掘削量は少ない傾向を示した. そのため, Raking mode と Lift-up mode の切り替えの閾値を増加させれば, 掘削量が増加すると考えられる. しかし, 3.5.1 項で述べたように, 閾値は機体の性能に依存するパラメータであるため, 閾値を大きくできないことが考えられる. そのため, その他の設計パラメータを変更することで掘削量の増加をさせ, 掘削効率が改善するかを検討する. そこで本節では, バケット初期角度を増加させることで, 掘削軌道を更に深くし, 掘削量が増加させ, 掘削効率が改善するかを検証する.

粒子半径 50 mm, 粒子密度 1600 kg/m<sup>3</sup> の場合において, バケット初期角度を 90°, 100°, 110°とし, Raking parameter を 0~-0.4 の範囲で 0.1 ごとに設定し, 15 通りの設計パラメータでシミュレーションを行った. ただし, ショベルの幾何学的な制約条件からバケットの初期位置は, バケット初期角度が 90°の場合はバケット先端が機体の旋回中心から 8.5 m 離れた位置, バケット初期角度が 100°, 110°の場合は, 9.5 m 離れた位置とした. なお, Raking parameter が-0.4, または-0.3 のとき, 自動掘削アルゴリズムの終了条件を満たさなかったため, シミュレーション結果は得られなかった.

Raking parameter が 0 の場合, 粒子半径 50 mm の土壌での掘削軌道を図 3.30 に示す. ただし, 図中では, 軌道の比較のため, バケット初期角度が 90°の場合においても, 初期位置を機体の旋回中心から 9.5 m 離れた位置として描画した. 掘削量についてのシミュレーション結果を図 3.31 に示す. 図中の黒色の線分は標準バケット容量 0.8 m<sup>3</sup> の値を表す. また, 掘削量が機体の標準バケット容量を超えたパラメータにおける掘削効率を図 3.32 に示す.



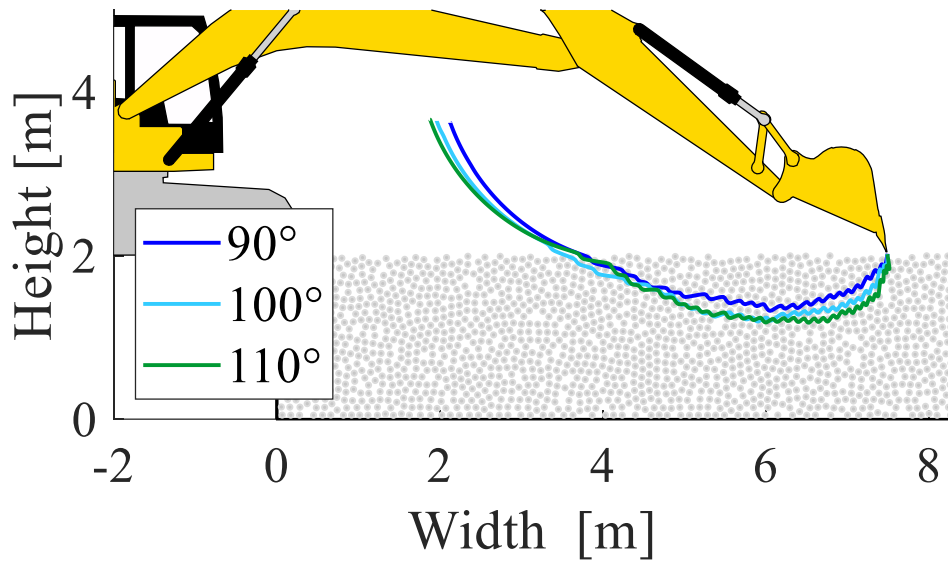


Fig.3.30 Bucket tip trajectories with radius 50 mm (Raking parameter=0)

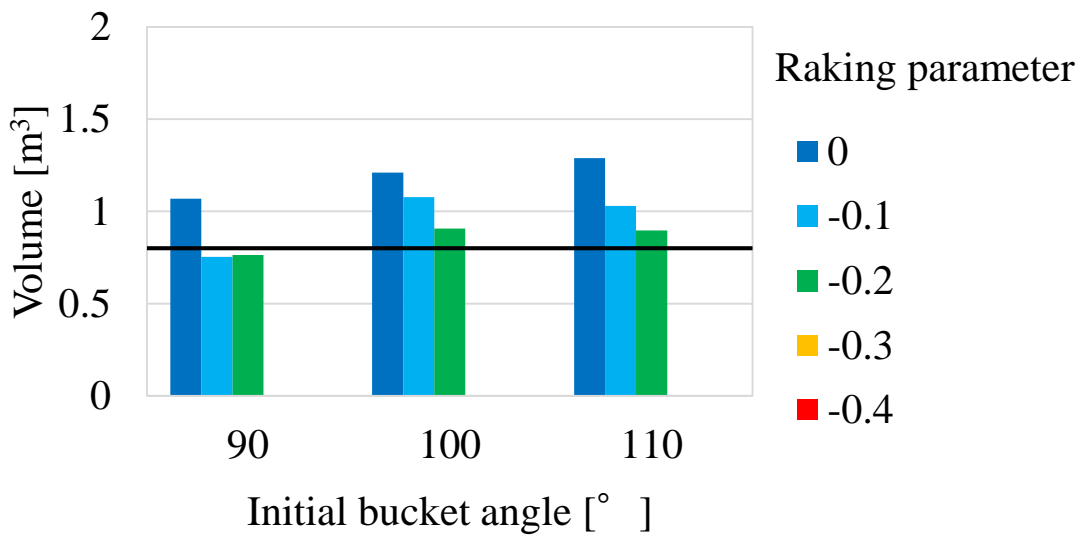


Fig.3.31 Simulation results (volume) with radius 50 mm

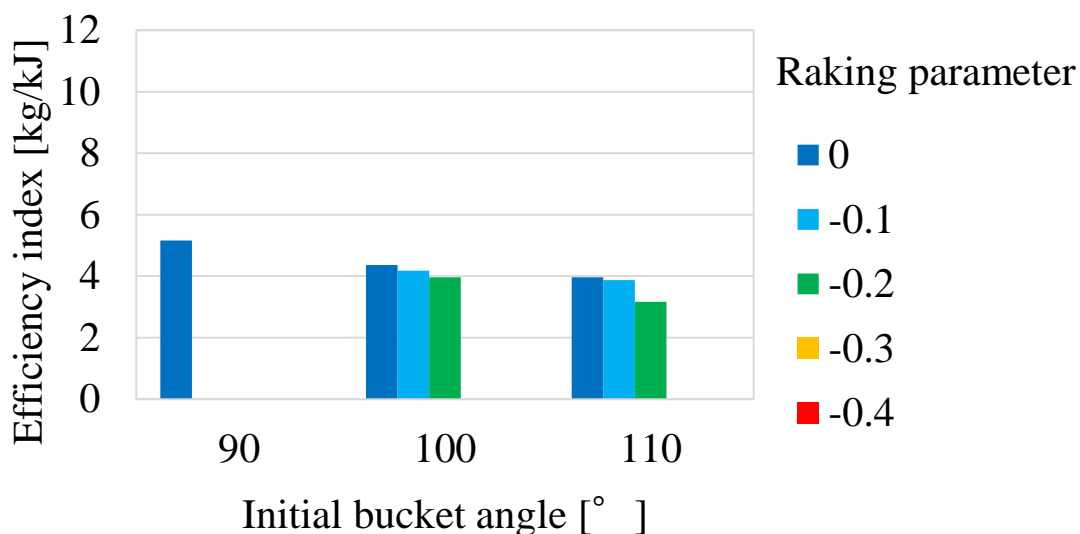


Fig.3.32 Simulation results (Efficiency index) with radius 50 mm

図 3.31 より全体的に標準バケット容量以上、またはそれに近い掘削量が得られた。図 3.25 と図 3.30 を比較するとバケット先端軌道が、より深くまで移動しており、より深い掘削となった。また、全体として、標準バケット容量程度の掘削量が実現できた。

掘削効率について、図 3.29 と図 3.32 を比較すると、バケット初期角度 90°が最も高く、バケット初期角度 100°の場合で同程度となった。掘削量を重視するのであればバケット初期角度 100°の方が生産性の高い掘削といえる。バケット初期角度 110°の場合はバケット初期角度 100°と比べ、掘削量は増加していない。これは掘削量が標準バケット容量以上の掘削であり、必要以上の粒子を移動させるような掘削軌道であったため、掘削エネルギーが増加し、掘削効率が低くなったと考えられる。

これらのことから粒子半径が比較的大きい場合、Raking Parameter を 0 近傍、バケット初期角度を 90°程度とすると掘削効率が高くなると考えられる。

### 3.7 斜面に対する自動掘削

提案した自動掘削アルゴリズムを斜面に適用し、自動掘削を行う。斜面を掘削するという事は、地面を 1 回掘削した後の穴を広げるように掘削する、つまり 1 回掘削した後の 2 回目以降の自動掘削の検証にも繋がる。このとき、斜面用に自動掘削アルゴリズムを作成せず、これまでと同様の自動掘削アルゴリズムによって自動掘削を行うことで、提案した自動掘削アルゴリズムの汎用性を検証する。

図 3.33 に掘削対象の地形と初期姿勢を示す。掘削対象の斜面は  $45^\circ$  で、ショベルが設置された平面から下側に  $1.5\text{ m}$  下がった位置、機体の旋回中心から  $7\text{ m}$  離れた位置をバケット先端の初期位置とする。駆動パラメータ、土壌パラメータは 3.5 節で行ったシミュレーションと同様である。 $45^\circ$  の斜面がこれまでと同様の自動掘削アルゴリズムで効率良く掘削できた場合、平面の自動掘削アルゴリズムが斜面にも適用可能といえる。これは言い換えると、平面にも適用できる斜面の自動掘削アルゴリズムとなるため、 $45^\circ$  から  $0^\circ$  までの斜面の場合は同様に掘削できることになる。

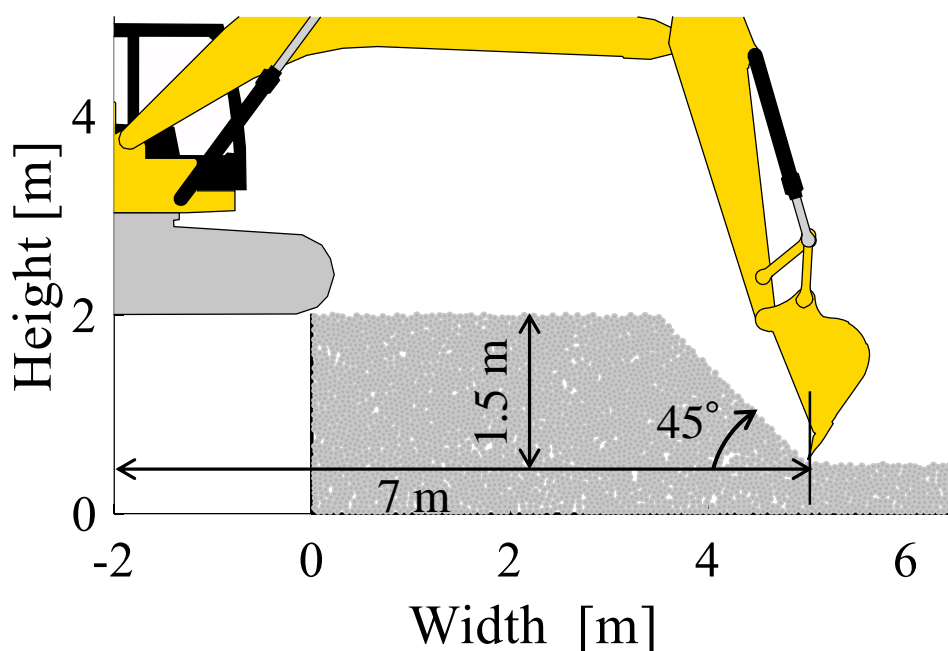


Fig.3.33 Initial posture of the excavator for slope

### 3.7.1 平面の掘削と同じパラメータによる掘削

平面の掘削と同じ設計パラメータにより自動掘削シミュレーションを行う。バケット初期角度を  $50^\circ$  から  $80^\circ$  まで  $10^\circ$  ごとに、Raking parameter を 0 から -0.4 まで 0.1 ごとにそれぞれ変更し、自動掘削シミュレーションを行った。自動掘削アルゴリズムは Lift-up mode により、掘削量が増えるにつれ、反力によりバケットが上方方向に移動するため、斜面の上までバケットが移動することで掘削が可能であると考えられる。図 3.34 にバケット初期角度が  $60^\circ$  のときのそれぞれの掘削軌道を示す。掘削量についてのシミ

シミュレーション結果を図 3.35 に、掘削エネルギーについてのシミュレーション結果を図 3.36 示す。図中の黒色の線分は標準バケット容量を表す。掘削量が機体の標準バケット容量を超えたパラメータにおける掘削効率を図 3.37 に示す。なお、バケット初期角度  $80^\circ$  はショベルの姿勢が幾何学的に不可能であったため、結果は得られなかった。また、初期角度が  $70^\circ$  で Raking parameter が 0 または  $-0.1$  のとき、自動掘削アルゴリズムの終了条件を満たさなかったため、結果は得られなかった。

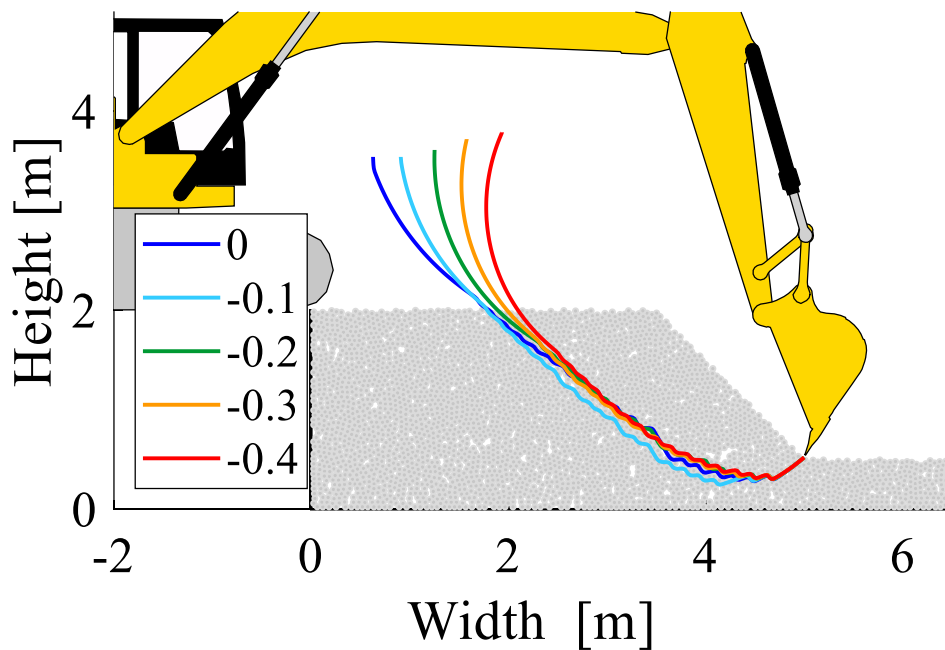


Fig.3.34 Bucket tip trajectories on slope (initial bucket angle= $60^\circ$ )

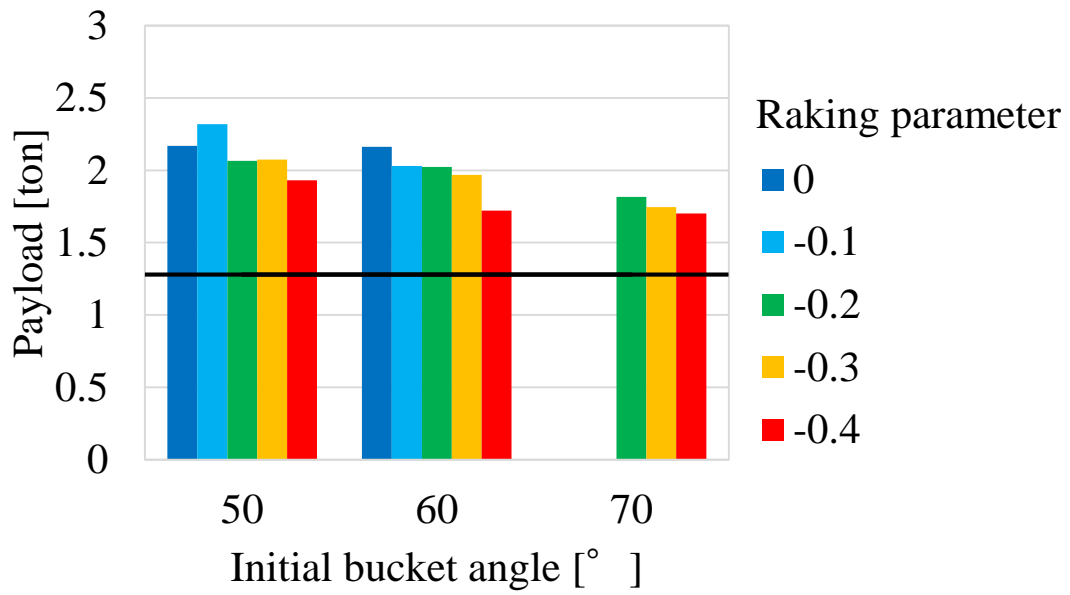


Fig.3.35 Simulation result (payload) on slope

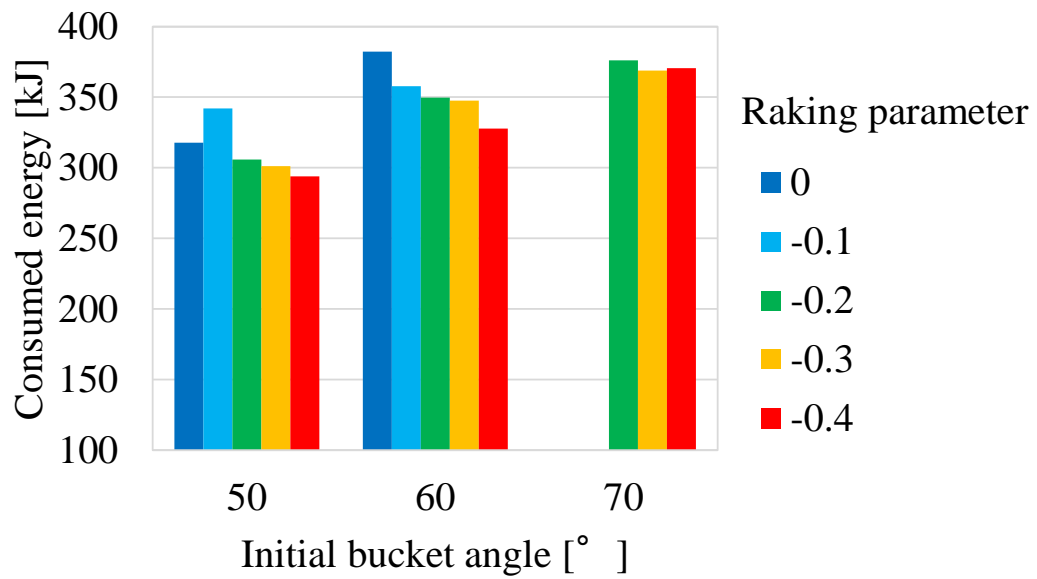


Fig.3.36 Simulation result (Consumed energy) on slope

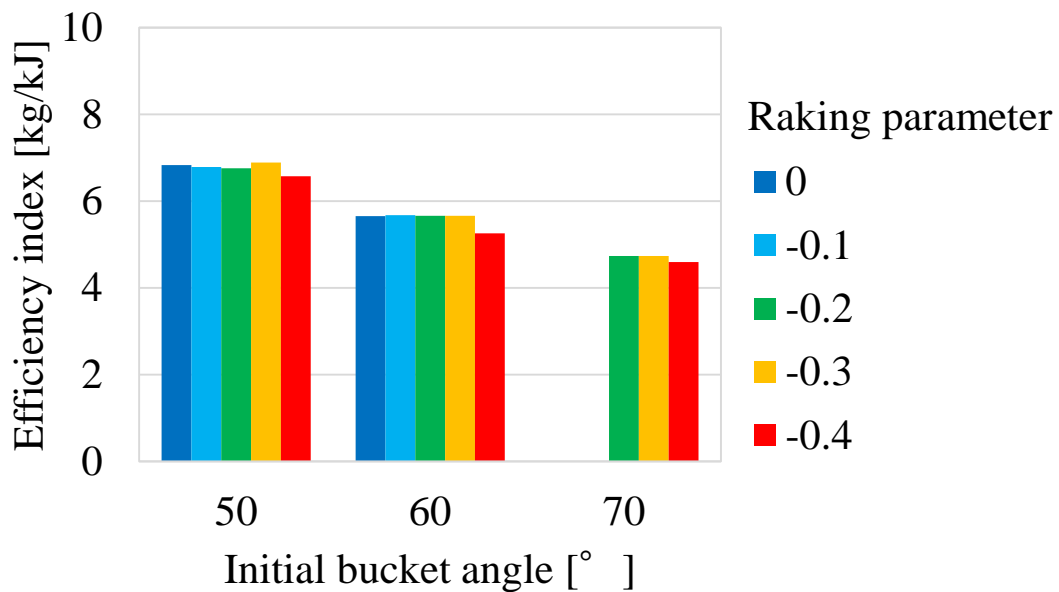


Fig.3.37 Simulation result (efficiency index) on slope

図 3.34 に示す掘削軌道から平面と同じ設計パラメータでも掘削が可能であることがわかる。掘削開始直後から斜面の上の粒子がバケットに作用するため、掘削反力が大きくなり、図 3.34 に示すように、Raking parameter の値に依らず、Lift-up mode に頻繁に切り替わっている。図 3.35 で示すように Raking parameter の値が 0 に近いほど、掘削量は増加した。これは 3.5 節で示した傾向と同様である。一方で、3.5 節で示した傾向とは異なり、バケット初期角度が大きいほど、掘削量は低下した。これはバケット初期角度が大きいほど、バケットの巻き動作が遅くなり、掘削の終盤で多くの粒子がこぼれ落ちたことが原因であると考えられる。このことから、図 3.36 に示すように、余分な粒子を移動させたために初期角度が大きいほど掘削エネルギーが大きくなり、図 3.37 に示すように掘削効率が低くなったと考えられる。

### 3.7.2 バケット初期角度を変更した掘削

3.7.1 項の平面と同じパラメータによる掘削は、バケットを十分に巻けていなかったため、掘削効率が低くなったと考えられる。そこで、初期角度のパラメータを斜面の角度に対して傾ける、つまり斜面から見ると平面と同じ角度となるような値に設定する。本節では、斜面の角度を 45°としているので、バケット初期角度は斜面に対して 60°の

ときは平面に対して  $15^\circ$ 、斜面に対して  $70^\circ$  のときは平面に対して  $25^\circ$  となる。これにより、初期角度が小さくなり、バケットを十分に巻けるため、掘削効率が高くなると考えられる。

比較のため、3.7.1 項と同一の設計パラメータで自動掘削シミュレーションを行う。つまり、バケット初期角度は  $50^\circ$  から  $70^\circ$  まで  $10^\circ$  ごとに、Raking parameter を 0 から 0.4 まで 0.1 ごとにそれぞれ変更し、自動掘削シミュレーションを行った。図 3.38 に斜面に対するバケット初期角度が  $70^\circ$ 、つまり地面に対するバケット初期角度が  $25^\circ$  のときのそれぞれの掘削軌道を示す。掘削量についてのシミュレーション結果を図 3.39 に、掘削エネルギーについてのシミュレーション結果を図 3.40 に示す。図中の黒色の線分は標準バケット容量を表す。掘削量が機体の標準バケット容量を超えたパラメータにおける掘削効率を図 3.41 に示す。なお、斜面に対するバケット初期角度  $50^\circ$  のときはショベルの姿勢が幾何学的に不可能であったため、結果は得られなかった。

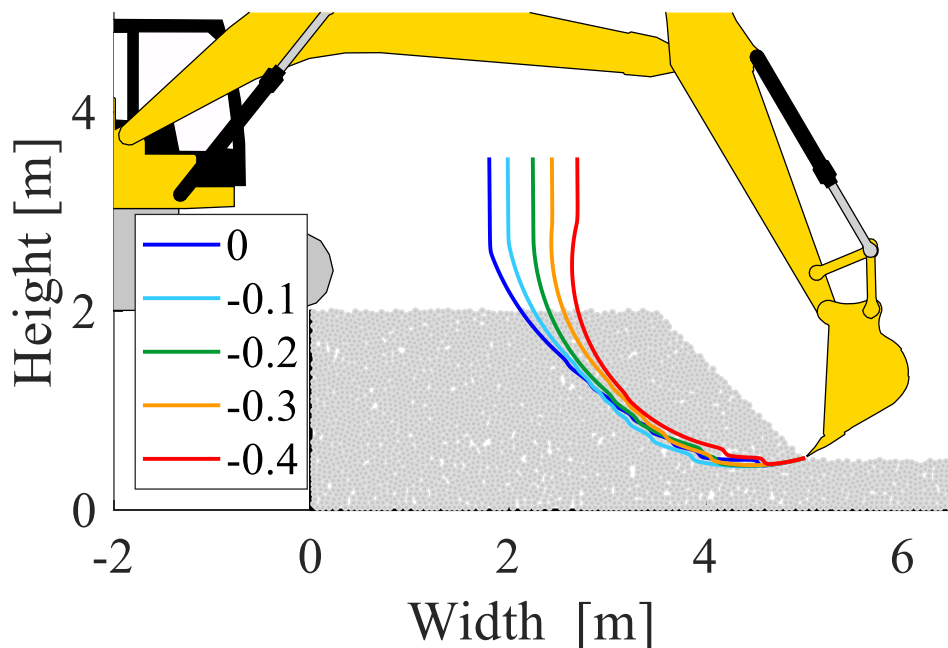


Fig.3.38 Bucket tip trajectories on slope (initial bucket angle= $25^\circ$ )

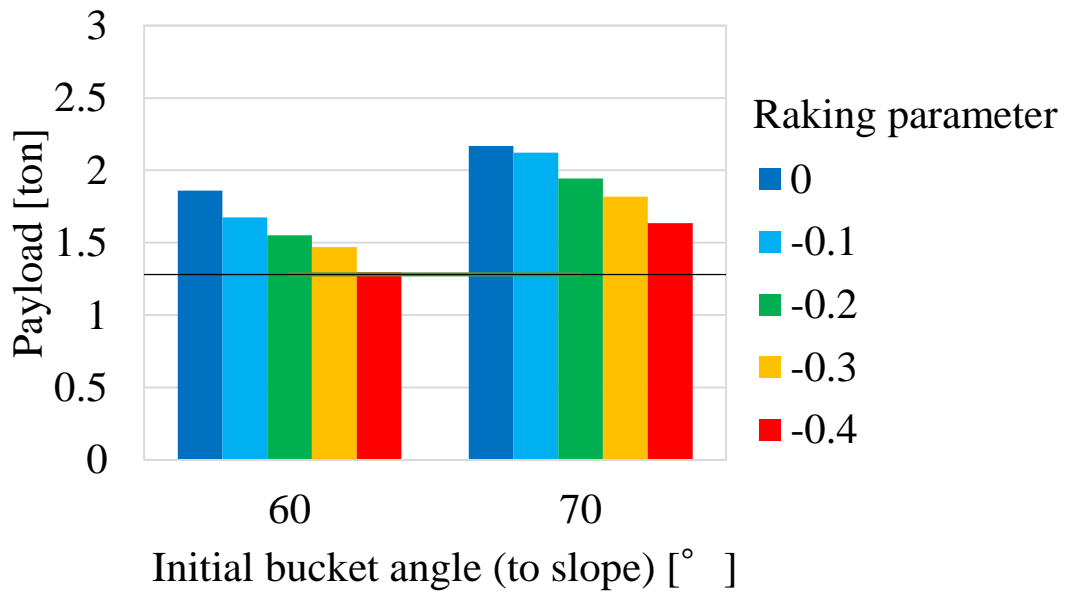


Fig.3.39 Simulation result (payload) on slope with initial bucket angle tiled

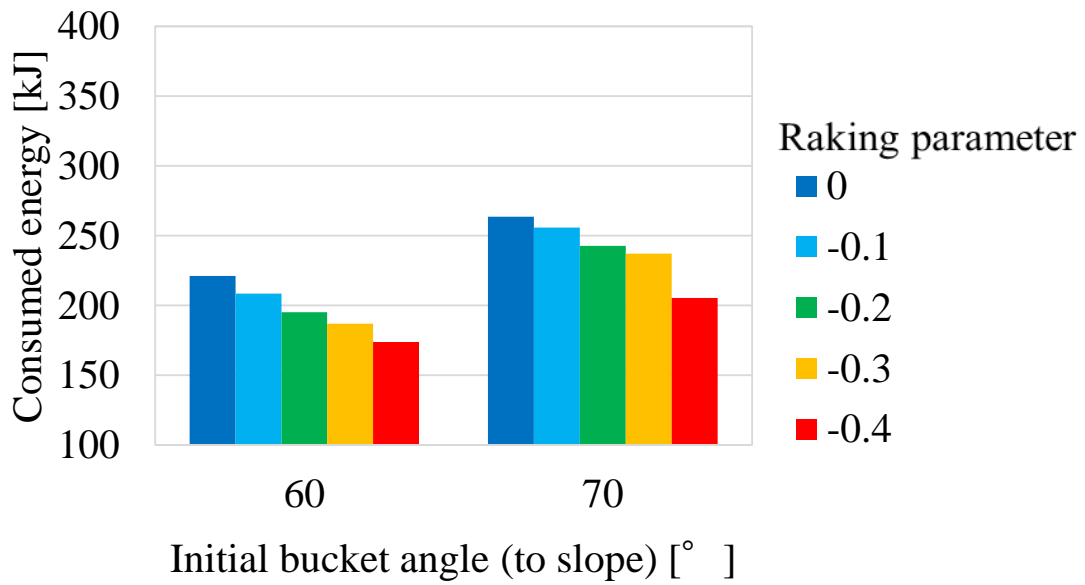


Fig.3.40 Simulation result (consumed energy) on slope with initial bucket angle tiled



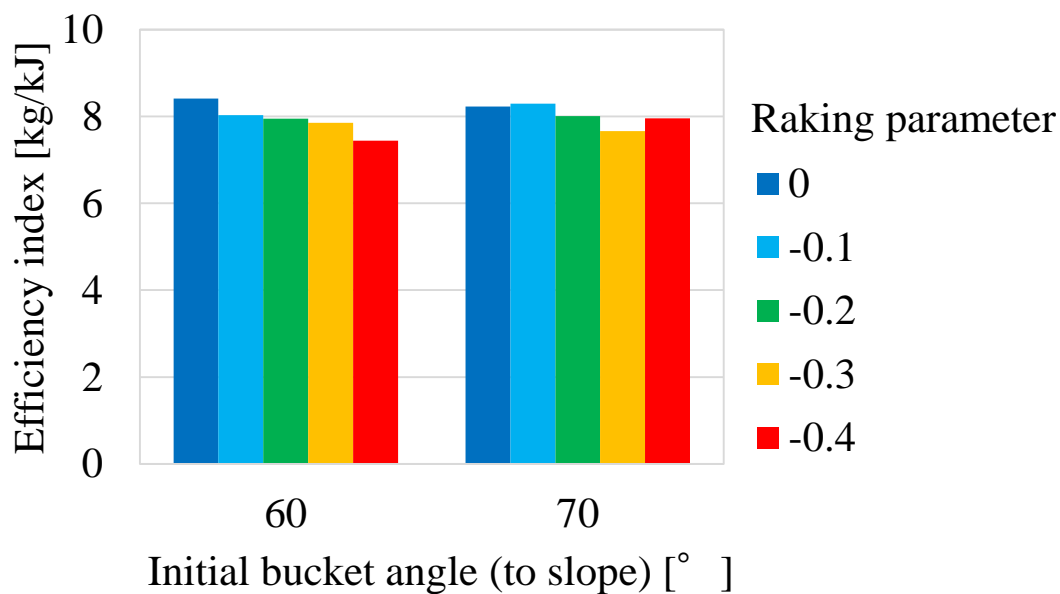


Fig.3.41 Simulation result (efficiency index) on slope with initial bucket angle tiled

図 3.38 に示す軌道から平面と同じ設計パラメータで、初期角度を小さくした場合も掘削が可能であることがわかる。図 3.34 と図 3.38 の掘削軌道を比較すると、図 3.38 の方が Lift-up mode への切り替えが少ない。このことから、図 3.38 で示す軌道で掘削する場合は、掘削反力が低いことがわかる。そのため、図 3.40 に示すように掘削エネルギーも図 3.36 と比較して低くなっている。また、図 3.39 で示す掘削量はすべて標準バケット容量以上となっており、バケット初期角度が 70° の場合、図 3.35 示すものと同程度の掘削量を得ている。従って図 3.41 に示す掘削効率も高くなり、図 3.37 に示す掘削効率の最大値をすべての設計パラメータでの掘削で上回っている。なお、図 3.41 より、パラメータの最適値はバケット初期角度が 70°、Raking parameter が -0.1 付近にあることがわかる。

また、これらの結果から、斜面を自動掘削する場合、初期角度を斜面の分だけ傾けると、高い掘削効率で自動掘削できる。

### 3.8 結言

提案した自動掘削アルゴリズムの設計パラメータが掘削に与える影響を検証するため、設計パラメータに対するパラメータスタディを行った。また、土壌モデルのパラメータを変化させることで自動掘削アルゴリズムの汎用性を検証した。得られた結論を以下に示す。

- (1) 提案した自動掘削アルゴリズムの Raking mode と Lift-up mode を切り替えるための閾値は掘削深さに影響を与える。Lift-up mode における引き上げ角度は掘削効率に影響を与える。
- (2) 提案した自動掘削アルゴリズムの Raking mode におけるバケット初期角度と Raking parameter は掘削効率に影響を与える。本章におけるパラメータスタディでは多くの場合において、バケット初期角度は  $60^\circ$  から  $70^\circ$ 、Raking parameter は 0 から -0.1 程度に設定すると掘削効率が高くなるとわかった。
- (3) 提案した自動掘削アルゴリズムは異なる土壌モデルでも有効であることがわかった。ただし、粒径が大きい場合に、高い掘削効率を得るためにはバケット初期角度を  $90^\circ$  程度にする必要がある。
- (4) 提案した自動掘削アルゴリズムは斜面に適用できることがわかった。その場合、バケット初期角度は斜面の分だけ傾けると、高い効率で自動掘削できることがわかった。

## 参考文献

- [1] 花本忠幸, 山本佳男, 畑村洋太郎, 知能化掘削機械のための掘削機構の解明 第4報 知能化掘削機械に必要な掘削についての知見と試作, 日本機械学会論文集 C編, 68(665), pp.156-164, 2002.
- [2] JIS A 8403-4, 土工機械—油圧ショベル—第4部: バケットの定格容量, 2012
- [3] 吉田郁政, 大庭啓輔, 石丸 真, MPS 法あるいは DEM を用いた破壊挙動の不確定性に関する基礎的考察, 土木学会論文集 A2 (応用力学), 67, 2, pp.I\_365-I\_374, 2011.
- [4] 深和岳人, 香月智, 石川信隆, 山田正, オープン型鋼製砂防ダムの礫捕捉効果に関する個別要素法解析と確率的評価, 土木学会論文集, 2002, 703, pp.165-176.
- [5] 茂木正晴, 山元弘, 大槻崇, 邵輝, 境田右軌, 油圧ショベルによる自律掘削と動作計画に関する研究, 建設の施工企画, No.705, pp.69-74, 2008.
- [6] JIS A 0207, 地盤工学用語, 2018
- [7] 産総研 地質調査総合センター, ” 岩石の分類”,  
<https://www.gsj.jp/geology/geomap/r-classification/>, 2020年3月31日アクセス

## 第4章 実験機による自動掘削アルゴリズムの検証

### 4.1 緒言

第2章, 第3章では効率的な自動掘削アルゴリズムの提案とその自動掘削アルゴリズムの設計パラメータが掘削に及ぼす影響をコンピュータシミュレーションによって検証した. 次に, 自動掘削アルゴリズムのシミュレーション結果の妥当性と有効性を実機により検証する必要がある. しかし, 検証実験において, 実機の使用を想定すると, 安全性や人員, 場所など, 実験環境の確保が困難であり, 高コストである. そのため, 繰り返し実装, 検証を行うことは困難である. そこで, 本章では, 低コストかつ柔軟に検証実験するため, 市販の 1/14 スケールの油圧駆動模型を用いた実験機を使用する. 図 4.1 に実験機として使用する油圧駆動模型「1/14 Scale RTR Earth Digger 360L」(RC 4 WD 社製)を示す.



Fig.4.1 1/14 Scale RTR Earth Digger 360L (made by RC4WD)<sup>[1]</sup>

本章では, 軌道追従制御のための模型の油圧システムのコントローラを設計し, 作動油が適切な流量で分配されるようバルブを制御し, 軌道追従制御実験を行う. その軌道追従制御実験の結果から精度を評価し, 制御方法を改良し, 精度を向上させる. その後, 改良した制御によって第2章, 第3章で示した自動掘削アルゴリズムによるシミュレーションの再現実験を行い, シミュレーションの妥当性, 自動掘削アルゴリズムの有効性

を検証する。

## 4.2 油圧駆動模型の実験機

図 4.1 で示した油圧駆動模型は実機と同様に油圧シリンダ，ポンプ，バルブによって図.4.2 で示すような油圧システムによって駆動されており，油圧特有の応答遅れや漏れといった実機同様の特徴を有する。また，バッテリーを除いた重量が 26 kg，最大掘削力が 15 kg<sup>[1]</sup>あり，スケール相当の掘削力を有する。そのため，実機と同様にして掘削が可能である。

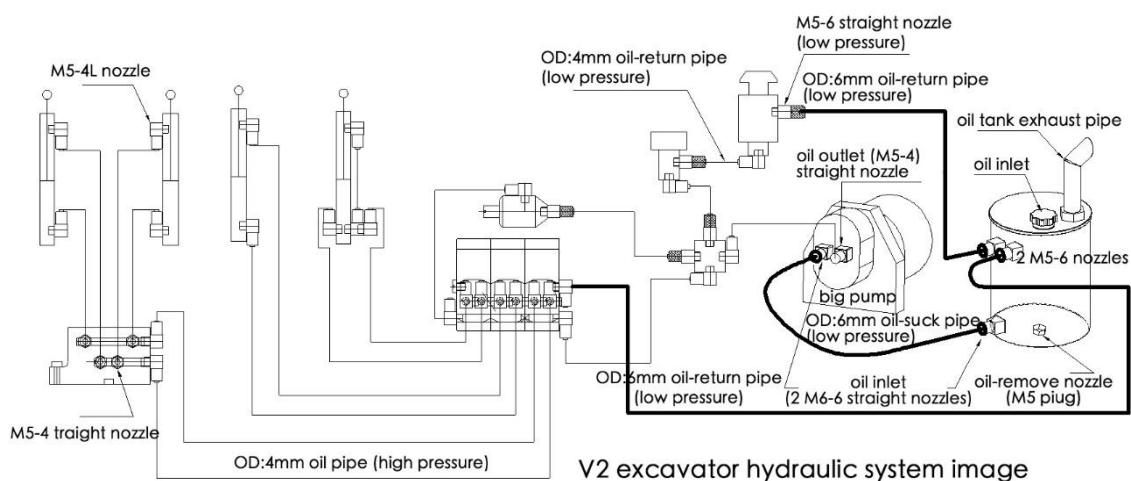


Fig.4.2 The hydraulic system of the excavator scale model<sup>[1]</sup>

図 4.2 の油圧システムの概略図を図 4.3 に示す。

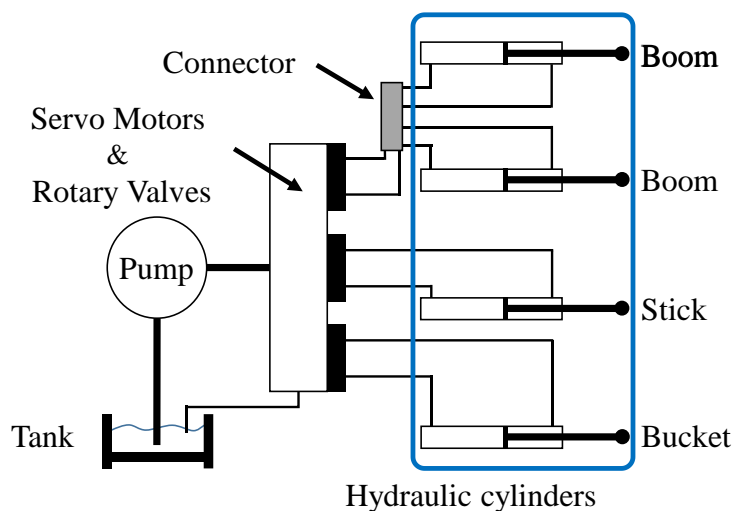


Fig.4.3 Hydraulic circuit of the experimental excavator

図 4.3 に示す油圧システムは、1 つのシリンダを単体で駆動させる場合、比較的容易にシリンダ変位を制御できる。しかし、複数のシリンダを同時に駆動させる場合、各シリンダに適切な流量の作動油が分配されるように、ロータリーバルブを制御する必要がある。これは、ポンプの出力が一定であり、各油圧シリンダに作用する力によってシリンダ内の圧力が異なるため、バルブの開口面積（バルブ開度）が同じ場合でも、作動油が圧力の低い方に流れるためである。したがって、計 4 本のシリンダを連動させるには、各シリンダの伸縮速度を考慮し、適切な流量配分となるようバルブの開度を補正する必要がある。このような特性から、油圧駆動モデルは非線形性の強いシステムであり、電動のシステムよりも制御が難しくなる。

作動油の流量をサーボモータで調整することで、シリンダの伸縮を制御する。各シリンダの伸縮により、バケットは並進、回転運動し、掘削動作を行う。本章で用いる油圧駆動モデルの油圧システムでは、制御バルブの開口面積が大きくなるほど流量が増加し、シリンダの伸縮速度が増加する。よって本章では、バルブの開度を制御することで各シリンダの伸縮速度を制御し、バケットの先端位置と姿勢を制御するコントローラを設計する。バルブは PWM（パルス幅変調法）を用いることでサーボモータによって開閉する。

各シリンダに直線変位センサ LP-150FJ（緑測機製）を取り付け、伸縮量と速度を計測する。また、各シリンダに圧力センサ PSE576-02（SMC 社製）を取り付け、駆動中の圧力を計測する。実験機は組み込みコントローラ myRIO-1900（National instrument 社製）

によって各サーボバルブを制御することでシリンダを伸縮させる。また、各センサから取得した値は myRIO-1900 によりリアルタイムで処理される。 図 4.4, 図 4.5 に取り付けられたセンサを含む実験機の外観を示す。この際、直線変位センサ、圧力センサから取得した値はノイズが多く、計算の妨げとなるため、カットオフ周波数が 0.5Hz のローパスフィルタにより処理する。

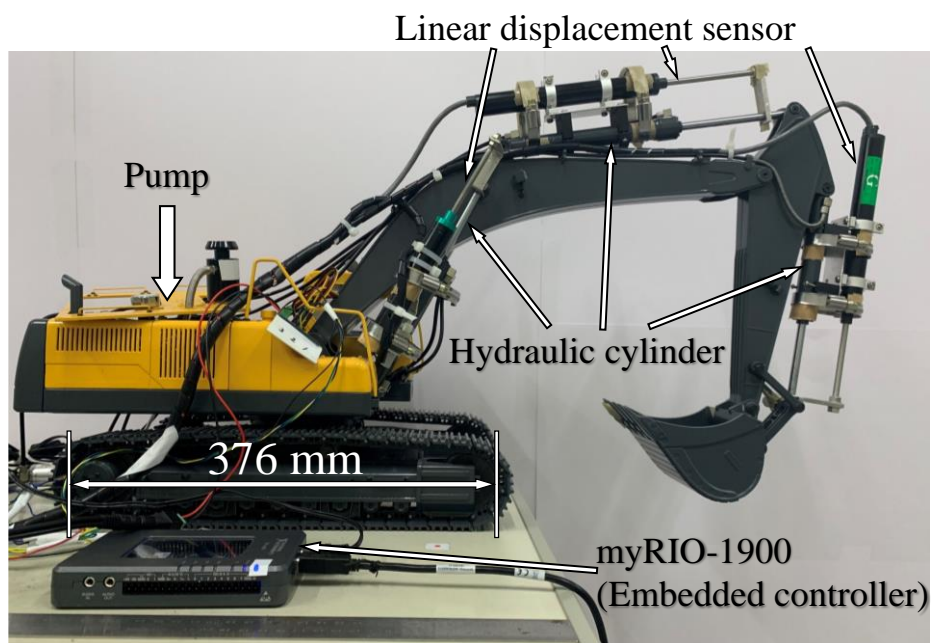


Fig.4.4 Side view of the experimental excavator

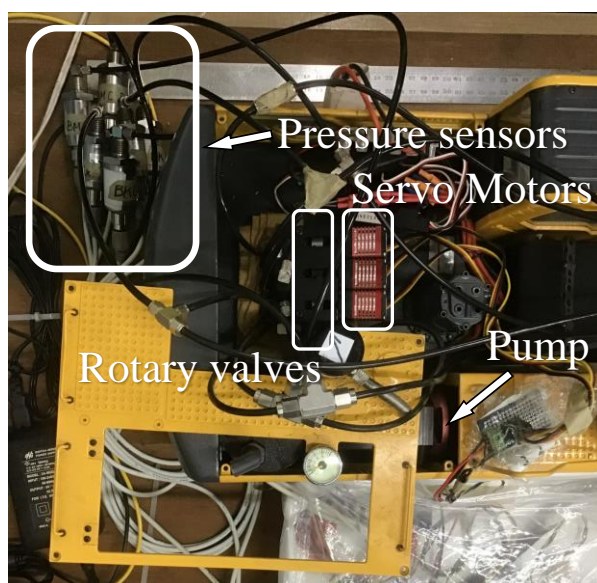


Fig.4.5 Top view of the experimental excavator

### 4.3 油圧駆動模型の制御方法

コントローラの基本構造は図 4.6 に示すような PID 制御である。この PID 制御をそれぞれのシリンダに適用し、速度制御を行う。

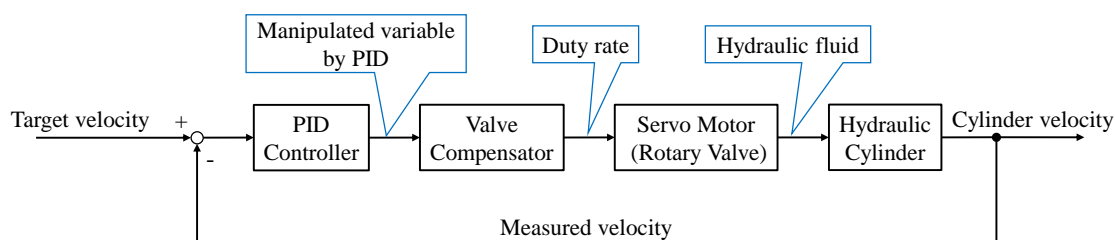


Fig.4.6 Block diagram of digging PID controller

実機を使用した軌道追従制御において PID 制御は広く使用されている<sup>[2][3]</sup>。バケットの姿勢も含めた目標軌道から逆運動学によって目標シリンダ変位を算出する。この目標シリンダ変位から目標速度を求め、測定された現在の速度との偏差を PID 制御器に入力する。PID 制御器が算出した操作量に応じてサーボモータへ指令する Duty 比（パルス幅）を決定し、サーボモータを駆動させてバルブ開度を制御する。Duty 比を決定するにあたり、バルブ開度に対するシリンダの速度特性を直線変位センサによって計測した。シリンダの速度特性の概略図を図 4.7 に示す。ショベルの姿勢やシリンダの種類により、数値は前後するが、おおむね、図 4.7 に示すような Duty 比に対して速度が出力される。

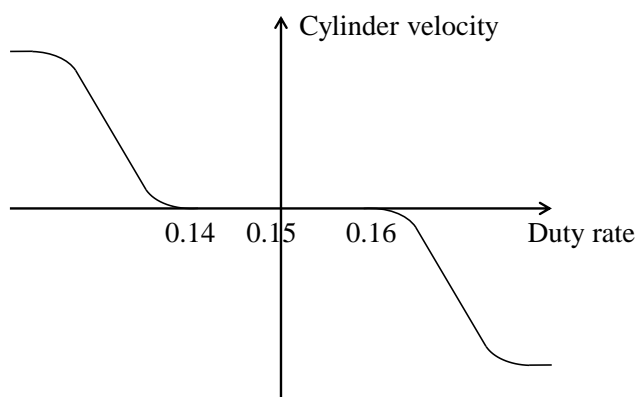


Fig.4.7 Velocity characteristic for duty rate

この速度特性から初期 Duty 比を 0.15 に設定し、PID 制御器と組み合わせて、Duty 比を



決定し、シリンダの速度制御を行う。PID 制御のパラメータ（比例ゲイン、積分時間、微分時間）は、フロントリンケージの慣性以外の負荷がない状態で、シリンダごとの指令入力に対する速度の応答を確認し、実験的に決定した。その結果、I 制御は安定した制御とならなかったため、本章では実質的に PD 制御を用いる。一般的に比例ゲインを大きくすれば応答性を向上させることができるが、オーバーシュートが発生しやすくなる<sup>[4]</sup>。そのため本研究では、オーバーシュートを防ぎ、各シリンダへの作動油の流量分配の制御によって追従精度を向上させるため、パラメータを固定値とした。この制御における PID パラメータを表 4.1 に示す。

Table 4.1 PID control parameters

	Boom Cylinder	Stick Cylinder	Bucket Cylinder
Proportional Gain (Kp)	0.065	0.055	0.03
Integral Time (T <sub>i</sub> [min])	0	0	0
Derivative Time (T <sub>d</sub> [min])	0.001	0.001	0.001

#### 4.4 軌道追従制御実験

実験機による検証実験を行うために、目標軌道を精度よく追従できるように制御する必要がある。そのため、精度評価指標をもとに軌道追従制御実験を行い、制御方法を改良する。目標軌道に対する追従結果を定量的に評価するための精度評価指標として、式 (4.1) に示すような「平均偏差」を定義する。油圧ショベルによる掘削は、土壌をバケットに積み込む必要があるため、バケットの先端を追従するだけでなく、バケットの姿勢も重要である。平均偏差は、測定されたバケット角度のときの先端位置と、そのバケットの角度における目標先端位置の平均距離である。測定されたバケット角度が  $\alpha_i$  ° のときの先端位置を  $(x_{\alpha_i}, y_{\alpha_i})$  とする。このとき、バケット角度が  $\alpha_i$  ° のときの目標先端位置  $(X_{\alpha_i}, Y_{\alpha_i})$  であった場合、偏差は以下の式で表される。

$$\text{Deviation [mm]} = \sqrt{(X_{\alpha_i} - x_{\alpha_i})^2 + (Y_{\alpha_i} - y_{\alpha_i})^2} \quad (4.1)$$

測定されたバケットの姿勢のデータが  $n$  個あった場合、平均偏差は以下の式で表される。

$$\text{Average Deviation [mm]} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sqrt{(X_{ai} - x_{ai})^2 + (Y_{ai} - y_{ai})^2} \quad (4.2)$$

式(4.2)のように角度を基準に偏差を求めることで、バケットの姿勢と先端位置の両方の精度評価基準となる。

軌道追従実験は Raking mode のみを動作させ、空中を掘削動作させる空掘削により行う。そのときのパラメータを表 4.2 に示す。各変数は第 2 章，第 3 章で定義したものと同様である。

Table 4.2 Parameters for the bucket control in trajectory tracking control experiment

Initial bucket angle $\phi_E$	54 °
Initial raking angle $\psi_E$	10 °
Raking parameter $d\psi_E / d\phi_E$	0
Translational velocity $v$	64 mm/s
Rotation velocity $\dot{\phi}$	-20 °/s
Initial x position	660 mm
Initial y position	0 mm

これらのパラメータは 2 章でのシミュレーションのパラメータを基準に 1/14 スケールであることを考慮して決定した。なお，2 章で示したショベルの座標系と同様にバケット旋回中心が位置する地面を原点とする。このときの目標掘削軌道を図 4.8 に，目標速度を図 4.9 に示す。なお，本実験機ではソフトウェアによる計測データの処理の際に，サンプリング時間が前後しており，完全な固定値ではない。しかし，システム上，リアルタイムでシリンダ変位からシリンダ速度を求める計算において，速度を求める際にシリンダ変位の差分を除する時間は固定値である必要がある。そのため，速度を除する時間はサンプリング時間の平均値である 0.015 s とした。

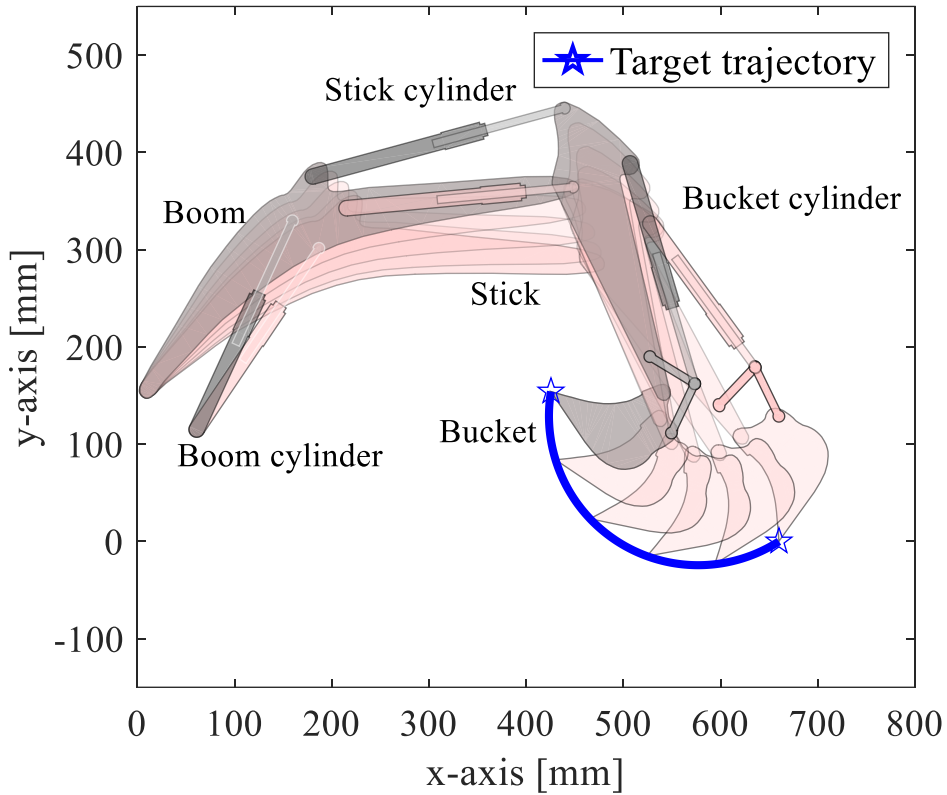


Fig.4.8 Target trajectory of trajectory tracking experiment

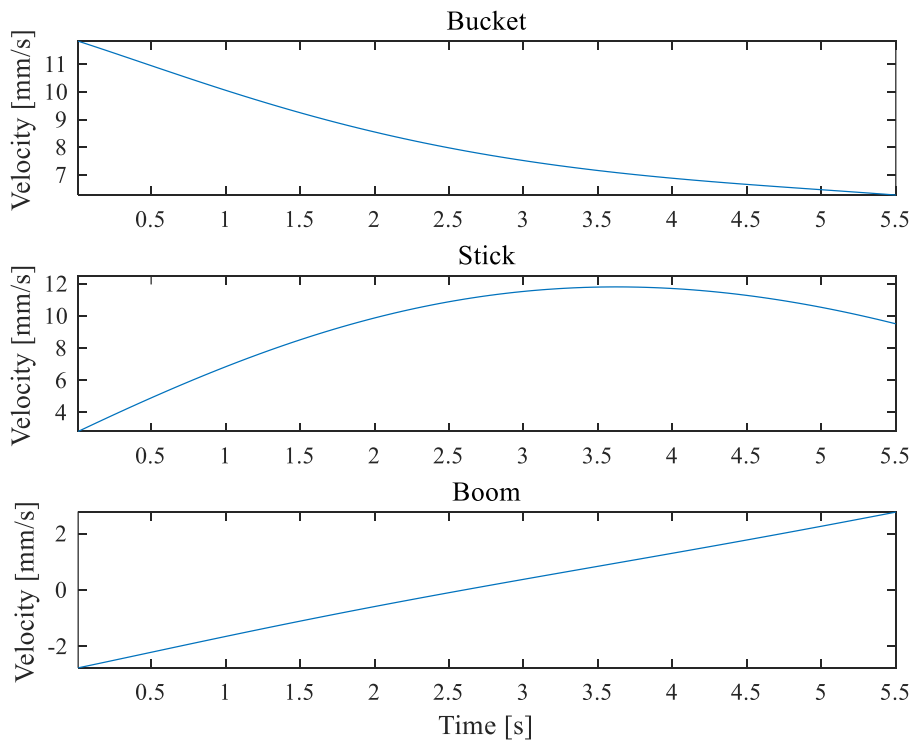


Fig.4.9 Target velocity of each cylinder of trajectory tracking experiment

#### 4.4.1 PID 制御のみでの軌道追従制御実験結果

バケット先端位置が描く軌道とそのときのフロントリンケージの姿勢を、各直線変位センサの時系列データより運動学により算出し、図に描写する。軌道追従制御実験の結果を図 4.10 に示す。この PID 制御のみの制御による軌道追従実験結果を便宜的に Ver.1 と呼称する。

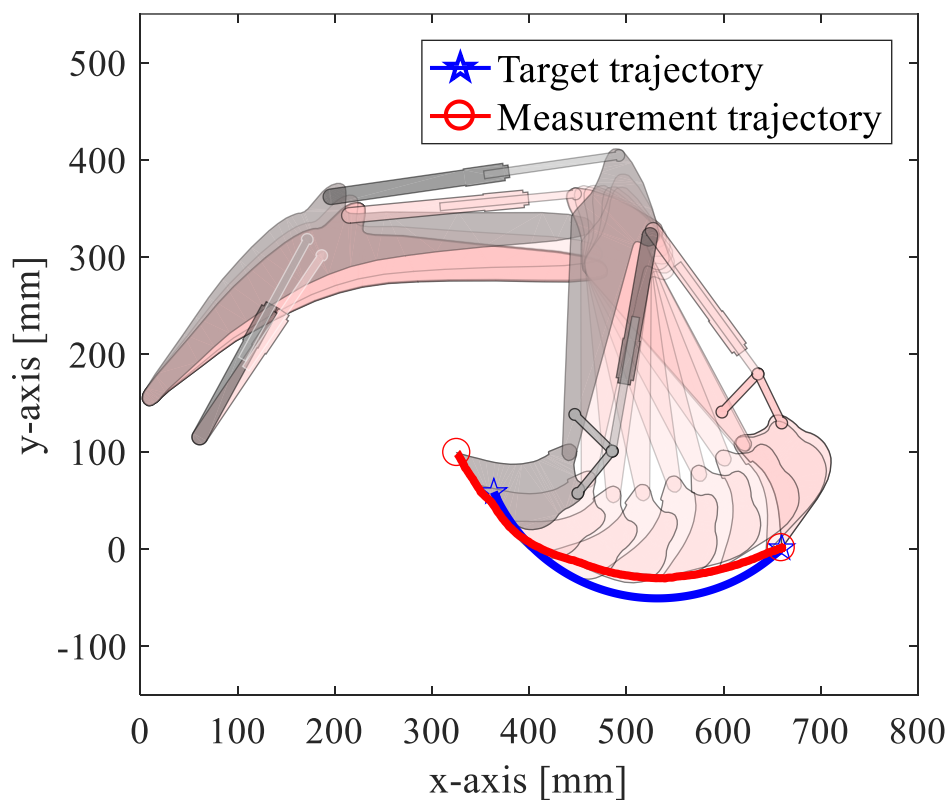


Fig.4.10 Result of trajectory in tracking experiment (Ver.1)

平均偏差は 17.9 mm であり、実際の軌道は目標軌道よりも浅くなった。これはブームが降下しなかったことが原因である。図 4.11 に軌道追従中のブームシリンダの速度を示す。

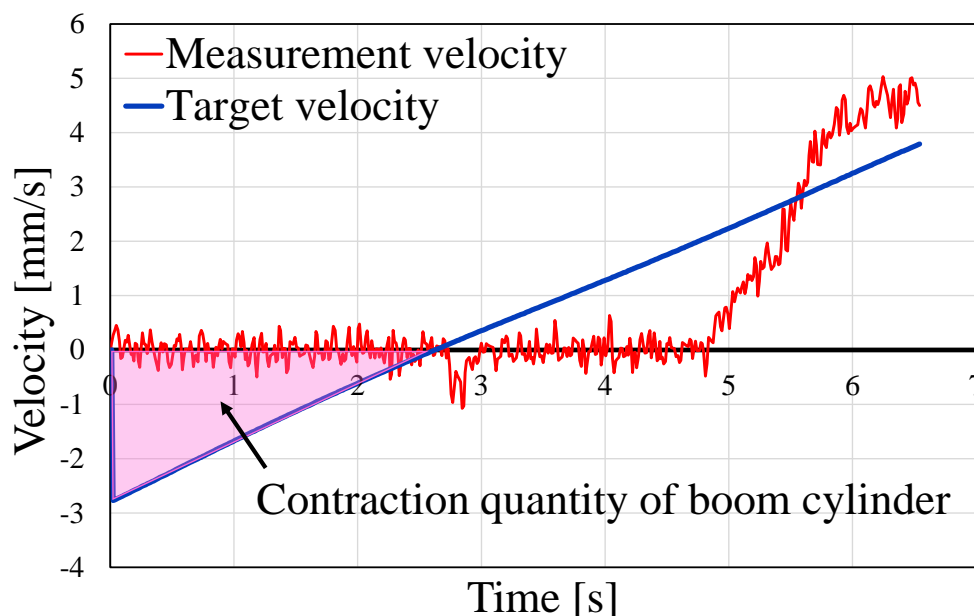


Fig.4.11 Velocity of boom cylinder (Ver.1)

図 4.9 に示すように始めの約 2.5 秒間はブームシリンダが縮み、それ以降は伸びるように目標速度が与えられるが、図 4.11 に示すようにブームシリンダが縮み動作をしていない。図 4.11 中に矢印で示した領域の面積は目標軌道中のブームの縮み量であり、その面積から約 3 mm の縮み量が必要なことがわかる。油圧ショベルの運動学に従えば、ブームシリンダの縮みが 3 mm 足りなかった場合、バケット先端位置は目標より約 30 mm 高くなる。さらに実際の掘削作業では、掘削軌道が浅くなると掘削量が減少するため、掘削効率が低下する。そのため、この制御方法では、土壌の掘削において十分な掘削量を確保できず、自動掘削アルゴリズムの検証実験に用いることができない。したがって、軌道追従の精度を向上させるため、コントローラを改良する必要がある。

#### 4.4.2 改良したコントローラによる軌道追従制御実験

4.4.1 項の結果より、単純な PID 制御のみでの空掘削では所望の精度が得られないことがわかった。また、この制御により掘削試験を行うと、地面からの反力により、図 4.10 に示す結果より更に浅い掘削となり、十分に掘削できないことが予想される。そのため、精度の向上を目的として、コントローラを改良する。

図 4.11 に示すようにブームシリンダが縮まず実際の軌道が目標よりも浅くなったの

は、油圧の応答遅れとフロントリンケージ（ブーム、スティック、バケット）の慣性が原因であると考えられる。これらのことから、PID 制御器からの指令を受けてバルブが開いてもすぐにはシリンダの速度は発生しない。また、油圧ショベルの運動学によれば、バケット先端位置の制御精度に対して、ブームシリンダの制御精度が最も影響する。これに加えて、ブームシリンダが支える慣性は3つのシリンダの中で最も大きい。図 4.10 に示した実験結果においても、バケットシリンダやスティックシリンダに比べてブームシリンダの作動が遅いことが原因で、図 4.9 に示したように縮み動作を行っていない。そこで、図 4.12 に示すようにブームシリンダの速度が発生するまで目標初速度を保持するようにし、ブームシリンダの速度が目標初速度 $\pm 2$  mm/s の許容範囲に入った後、以降の目標速度の入力を開始する。

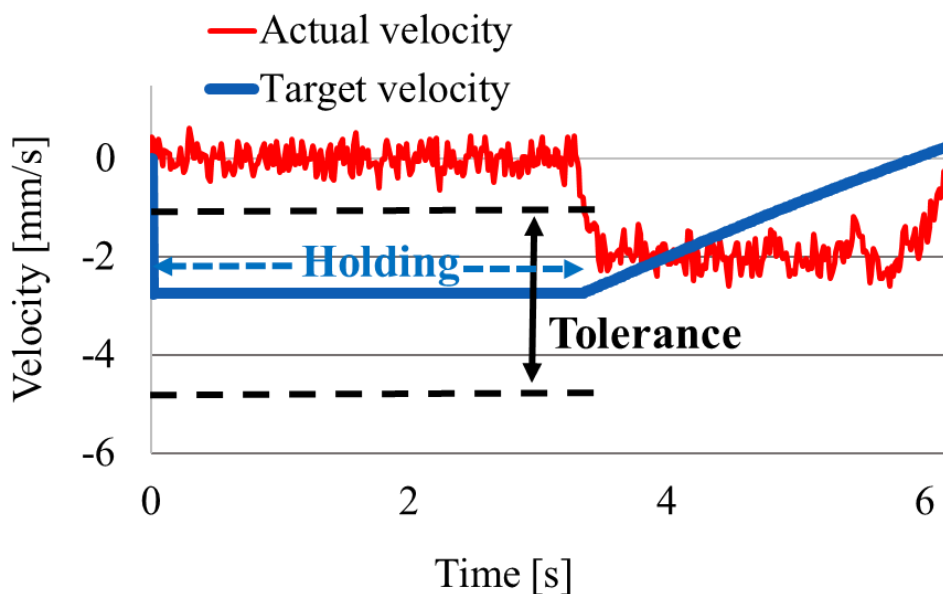


Fig.4.12 Method to improve control by holding target initial velocity of boom cylinder

また、その際、図 4.13 に示す油圧回路の模式図のように比較的応答が速いスティックシリンダ、バケットシリンダのバルブは閉めたままにすることにより、ブームシリンダに優先的に作動油を送るようにして応答性を改善する。

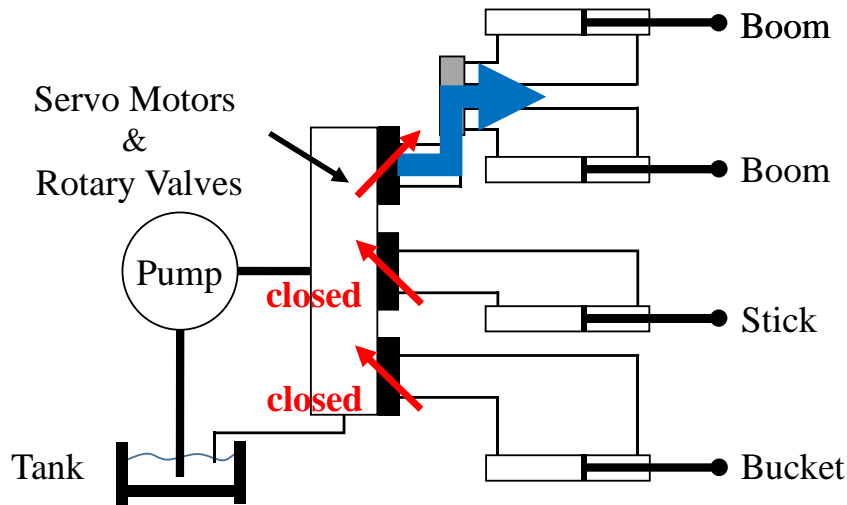


Fig.4.13 Hydraulic control until the velocity of the boom cylinder satisfies the tolerance (Ver.2)

これらを組み込んだ制御方法は図 4.14 に示すブロック線図の赤枠の部分を改良した制御になる。

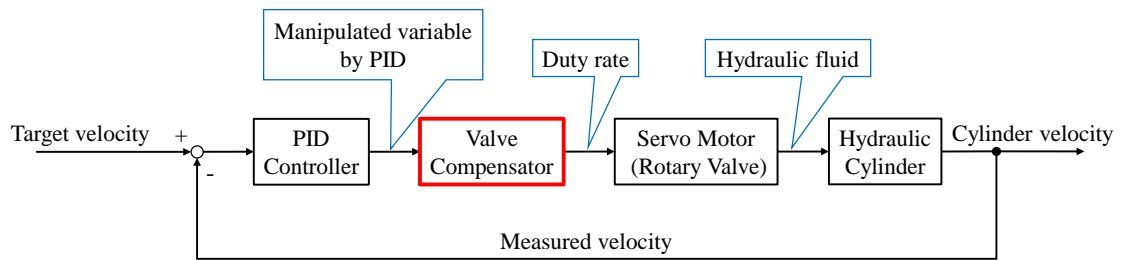


Fig.4.14 Block diagram of improved digging PID controller

この制御方法を便宜的に Ver.2 と呼称し、その軌道追従実験の結果を図 4.15 に示す。

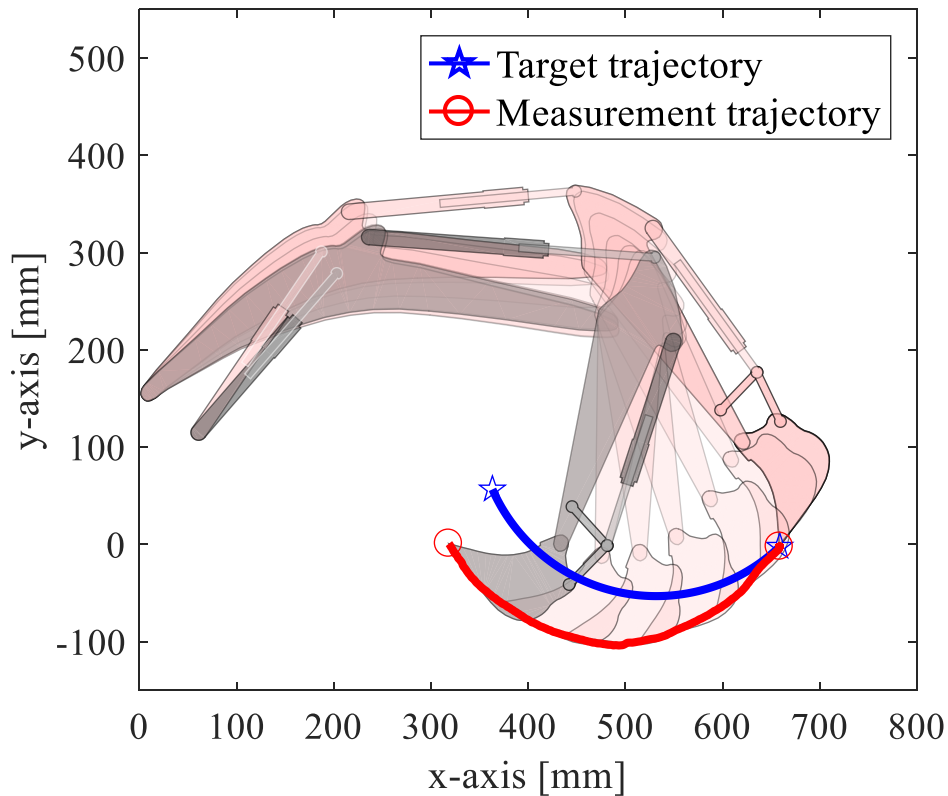


Fig.4.15 Result of trajectory in tracking experiment (Ver.2)

図 4.15 に示すように十分な掘削量となるような、目標軌道よりも深い掘削軌道となった。一方で、平均偏差は 30.5 mm となり、追従精度は悪化した。目標軌道よりも深い軌道になったのは、ブームが動作するまで、スティックシリンダ、バケットシリンダを停止させていたため、それらの伸びるタイミングが遅れ、スティックの折り畳み及びバケットの回転のタイミングが遅れたからである。

Ver.2 の結果を受け、スティックシリンダ、バケットシリンダの応答性を向上させるため、ブームシリンダの速度が許容範囲を満たすまでの間、これら 2 つのコントロールバルブを 10 %開けるようにした。油圧ショベルの軌道追従制御において、各シリンダの協調が重要である。この制御ではブームが動作する前にスティックとバケットが動作するため、掘削初期の軌道追従性が悪化するが、ブームが作動し始めてからの応答性の改善により、それ以降の軌道追従性が改善すると考えられる。しかし、スティック、バケットシリンダのバルブを開けているので、ブームシリンダへの作動油の供給量が減少する。そこで、ブームシリンダのバルブの指令開度を 50 %増しにすることで、ブームシリンダに優先的に作動油を分配し、掘削初期の軌道追従性の悪化を防ぐようにした。



Ver.2 のバルブの制御方法をこの制御方法に変更したものを便宜上、Ver.3 と呼称し、この制御方法を油圧回路の模式図で表すと図 4.16 のようになる。これは図 4.14 に示す赤枠の位置の制御を改良したものである。

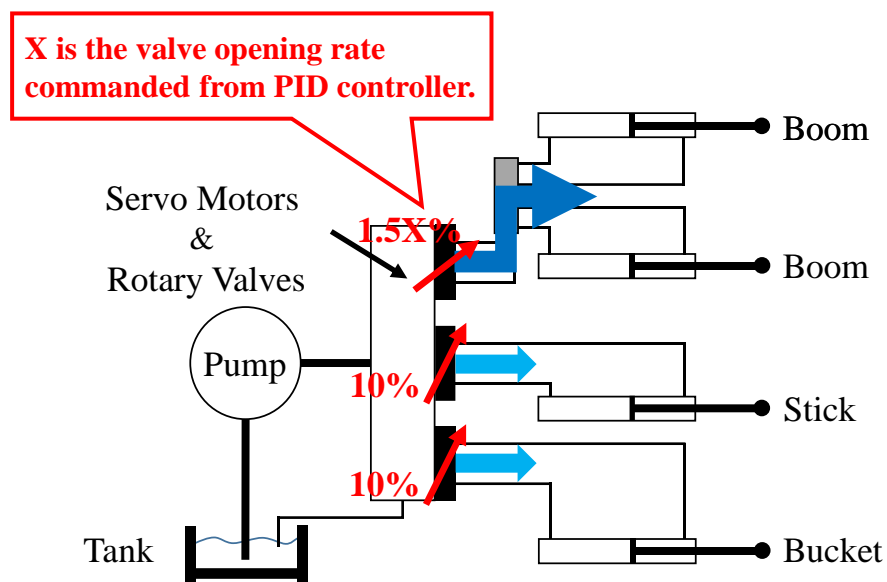


Fig.4.16 Hydraulic control until the velocity of the boom cylinder satisfies the tolerance (Ver.3)

Ver.3 の軌道追従実験の結果を図 4.17 に示す。

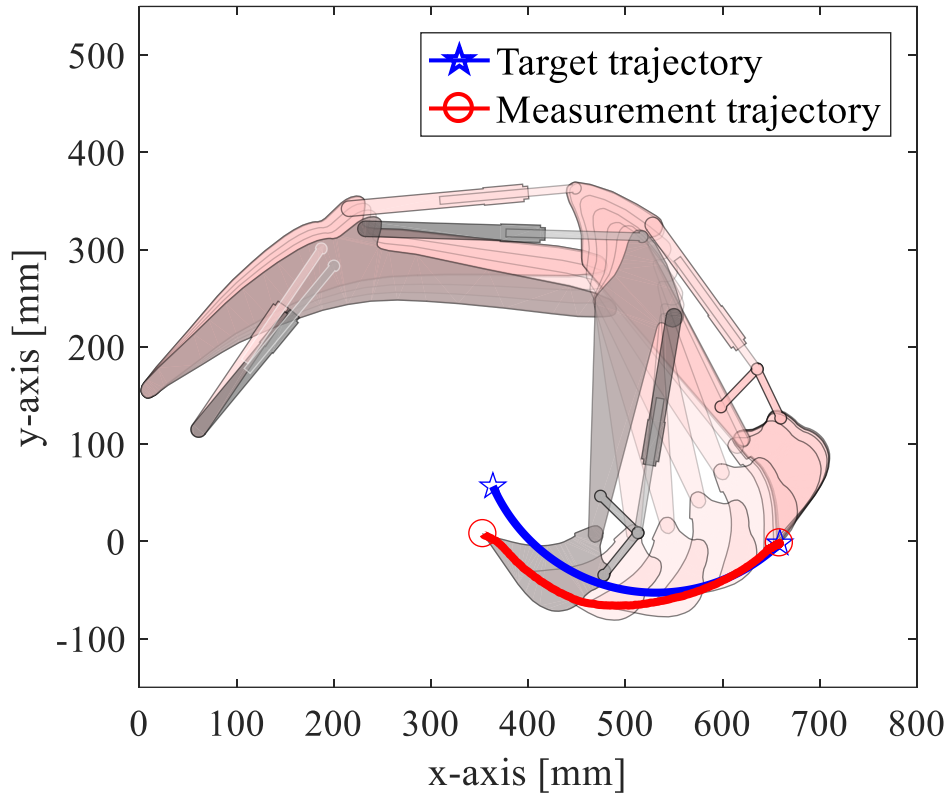


Fig.4.17 Result of trajectory in tracking experiment (Ver.3)

図 4.17 に示すように Ver.2 よりも目標軌道に近い軌道となった。また、平均偏差は 12.1 mm となり、追従精度は向上した。図 4.18 に Ver.1 から Ver.3 の平均偏差をまとめた図を示す。この図より、Ver.3 の平均偏差が最も小さく、軌道追従性が改善した。

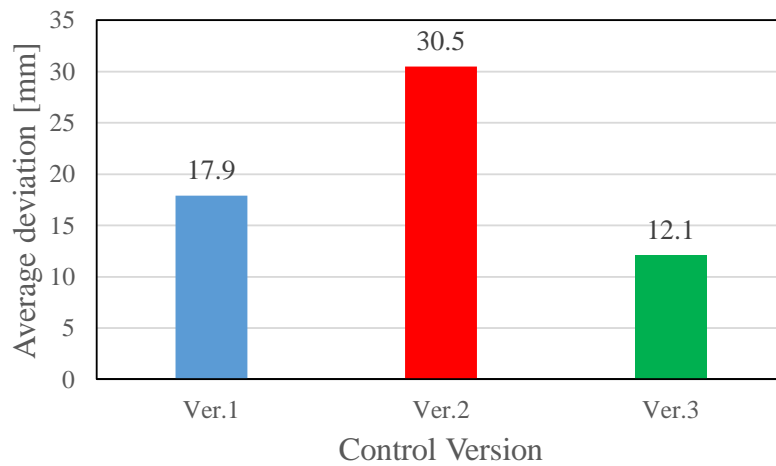


Fig.4.18 Average deviation of each control version

#### 4.4.3 土壌中の掘削軌道追従制御実験

4.4.2項で示した制御方法をもとに、土壌を掘削したときの軌道追従制御実験を行う。この項の軌道追従制御実験は Ver.3 で述べた制御方法に加えて、図 4.7 に示したシリンダの速度特性からバルブの開度の初期値を決定するようにして制御を組み込む。これは図 4.7 において Duty 比が 0.14 から 0.16 のとき、速度が発生しない不感帯になっている。そのため、シリンダの縮み指令や伸び指令に対して、この不感帯を飛ばすように初期 Duty 比を設定することで、PD 制御が原因となる遅れの改良に繋がると考えられる。ただし、その際、ブームの応答性が良くなるため、スティックやバケットの動作がブームと比べて遅くなると考えられる。しかし、ブームの応答性がスティックやバケットと比べて良くなると、掘削開始時からブームが縮み、掘削反力を受けることになる。掘削反力により、空掘削の場合と比べて、更にバルブ開度を大きくする必要ある。そのため、空掘削のときよりもバルブ開度を大きくする時間が必要になるため、この応答性改善のための制御は実験機の掘削軌道に多大な影響は与えないと考えられる。軌道掘削対象となる土壌は図 4.19 に示す赤玉土(平均長径 14.9 mm, 平均短径 9.3 mm, かさ密度 674kg/m<sup>3</sup>)である。



Fig.4.19 Excavated soil in digging experiment

図 4.20 に実験風景を示す。実験機の接地面がコンテナ内の土壌平面と同じ高さになるようにし、コンテナ内の土壌を掘削する。



Fig.4.20 Experiment environment

Raking mode の制御パラメータを表 4.3 に示す。土壌を掘削する場合，土壌からの反力により，シリンダの抵抗力が増加し，シリンダの速度が遅くなる．それに伴い，目標速度と計測された速度の差が大きくなり，オーバーシュートが起りやすくなることが予想されるため，Raking mode の制御パラメータは目標シリンダ速度が緩やかに変化するように設定した．

Table 4.3 Parameters for the bucket control in digging experiment

Initial bucket angle $\phi_E$	54 °
Initial raking angle $\psi_E$	10 °
Raking parameter $d\psi_E/d\phi_E$	0
Translational velocity $v$	32 mm/s
Rotation velocity $\dot{\phi}$	-10 °/s
Initial x position	660 mm
Initial y position	0 mm

また、各シリンダの制御ゲインは Table 4.4 に示すものとした。各シリンダの制御ゲインは掘削を繰り返し、実験的に決定した。

Table 4.4 PD control parameters for digging experiment

	Boom Cylinder	Stick Cylinder	Bucket Cylinder
Proportional Gain ( $K_p$ )	0.04	0.055	0.03
Derivative Time ( $T_d$ [min])	0.001	0.001	0.001

なお、前述のように、掘削の安定化のために、PD 制御としている。これらの実験条件にて行った軌道追従掘削実験の結果を図 4.21 に示す。

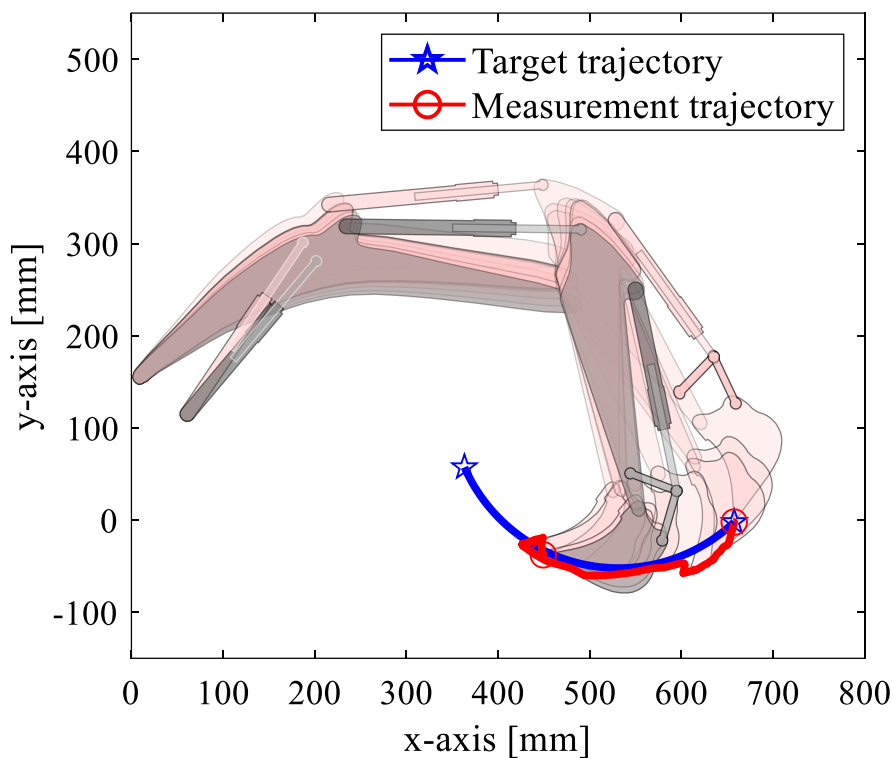


Fig.4.21 Result of trajectory in digging experiment

図 4.21 に示すように掘削開始時から、本項で導入した応答性改善のための制御により、ブームシリンダがスティックシリンダやバケットシリンダと比べて、早く縮むことで、目標軌道よりも深い掘削軌道となった。その後、バケットを持ち上げることができず、自動掘削は途中で停止した。これは土壌からの反力が原因だと考えられる。バケ

ットは土壌からの反力により、各シリンダの駆動に対する抵抗を受け、この抵抗によってシリンダの伸縮速度の制御精度は低下し、特にスティックシリンダが十分に伸びることができず、自動掘削は途中で停止した。また、各シリンダは独立して制御されており、土壌反力を受けた状態では各シリンダの伸縮量に偏りが生じるため、各シリンダが同期するように補正する必要がある。

そこで、新たに掘削用コントローラとして、シリンダの速度制御に加え、シリンダ伸縮量の P 制御を追加した。システムのブロック線図を図 4.22 に示す。

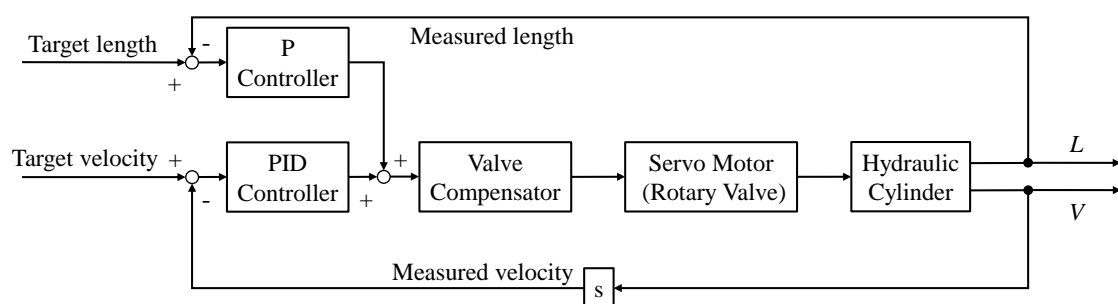


Fig.4.22 Block diagram of improved digging controller

この掘削コントローラの各制御ゲインを表 4.5 に示す。伸縮速度の制御ゲインは各シリンダを単体で伸縮させ、その応答から実験的に決定した。伸縮量の制御ゲインは掘削を繰り返し、実験的に決定した。

Table 4.5 Velocity PD control and length P control parameters for digging experiment

		Boom cylinder	Stick cylinder	Bucket cylinder
Velocity Loop	$K_P$	0.032	0.044	0.024
	$T_D$ [min]	0.001	0.001	0.001
Length Loop	$K_P$	0.1	0.12	0.12

上記の掘削用コントローラを用いて、図 4.21 で示した実験と同様のパラメータで軌道追従実験を行った。結果を図 4.23 に示す。

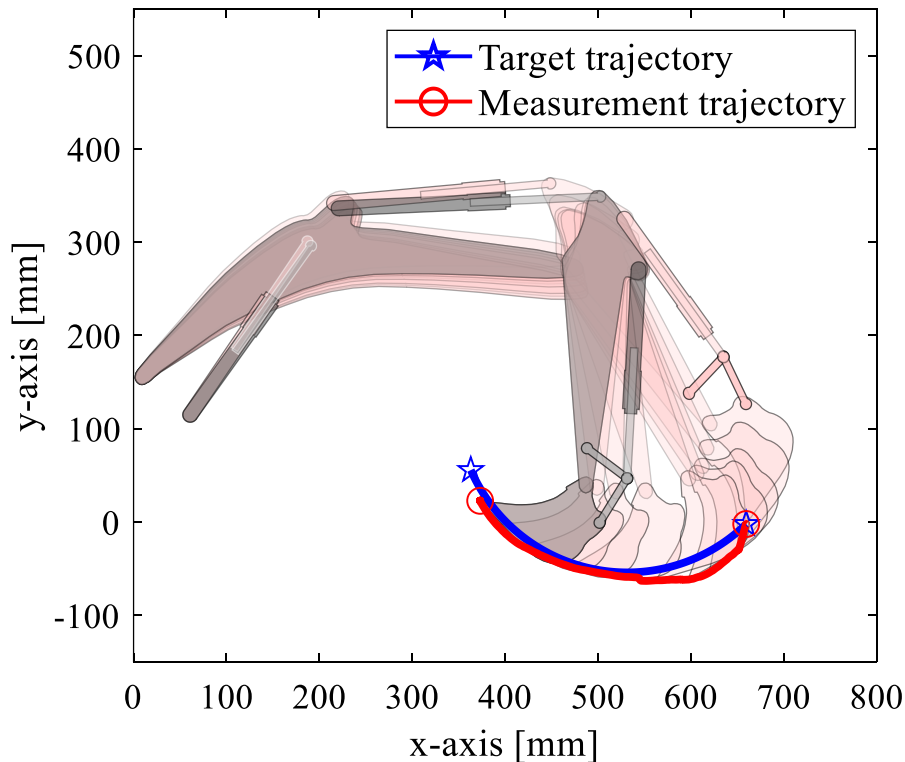


Fig.4.23 Result of trajectory in digging experiment by Velocity PD control and length P control

図 4.23 に示すような軌道で、自動掘削により土壌を掘削できた。これは掘削動作において各シリンダに作用する負荷は動的に変化するため、各シリンダの伸縮量からバルブ開度を調整し、シリンダに作動油を供給することができたためである。このように、各シリンダのバルブ開度を各シリンダの速度と伸縮量をもとに調整することで軌道追従制御の精度は向上した。また、このときの平均偏差は 13.3 mm であった。これは図 4.18 に示した空掘削の軌道追従制御実験における Ver.3 の平均偏差 12.1 mm に近い値である。そのため、本項で組み込んだ制御方法は精度の向上に有効である。

以上の結果を踏まえ、今回開発した掘削用コントローラによる掘削動作は有効であると考え、シミュレーションを検証するための掘削実験を行い、その掘削性能を評価した。

#### 4.5 自動掘削アルゴリズムの検証実験

上記の掘削用コントローラを用いて 2 章で提案した自動掘削アルゴリズムの検証実験を行った。実験環境は 4.4.3 項で行ったものと同様である。検証実験で使用する自動

掘削アルゴリズムにおける設計パラメータを表 4.6 に示す。これらの値はシミュレーションのパラメータをもとに設定した。なお、バケット初期角度を 80 °に設定した場合、実験機に取り付けた直線変位センサの治具が干渉するため、バケット初期角度は 50 °、60 °、70 °とした。また、Lift-up mode 切り替えのための閾値は各シリンダストール圧の約 60%の値である。制御ゲインは表 4.5 で示したものと同様である。

Table.4.6 Parameters for the bucket control in verification experiment

Threshold of mode switch		700 kPa
Raking mode	Translational velocity	32 mm/s
	Rotational velocity	-5 °/s
	Initial bucket angle	50 – 70 °(every 10 °)
	Initial raking angle	10 °
	Raking parameter	-0.4 – 0 (every 0.1)
Lift-up mode	Translational velocity	19 mm/s
	Rotational velocity	-1.1 °/s
	Lift-up angle	60 °
	Holding time	0.15 s

掘削実験における消費エネルギーは、次の方法で求める。図 4.24 に実験機のシリンダの模式図を示す。

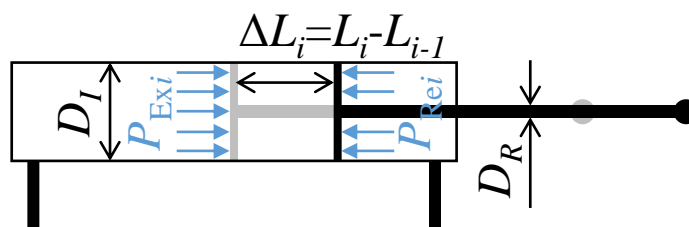


Fig.4.24 Illustration of the hydraulic cylinder

図 4.24 において、 $D_I$ はシリンダ内径、 $D_R$ はピストンロッド径、 $P_{Ext}$ は伸び側の圧力、



$P_{\text{Re}i}$ は縮み側の圧力、 $\Delta L$ は移動長さである。なお、添え字  $i$  は  $i$  番目の測定値であることを示す。このとき、シリンダ内のピストンに作用する力は以下の式で表せる。

$$F_i = \left| P_{\text{Ex}i} \left( \frac{\pi D_I^2}{4} \right) - P_{\text{Re}i} \left( \frac{\pi D_I^2}{4} - \frac{\pi D_R^2}{4} \right) \right| \quad (4.3)$$

$n$  個のデータがあるとする。1つのシリンダにおける消費エネルギー  $E$  は以下の式で表せる。

$$E = \sum_{i=1}^n F_i \Delta L_i \quad (4.4)$$

(4.4)式を用いて各シリンダの消費エネルギーを計算し、それらの合計を実験における消費エネルギーとした。なお、本実験機において、 $D_I$ は 16 mm、 $D_R$ は 8.05 mm である。

自動掘削アルゴリズムの検証実験におけるバケット初期角度が  $70^\circ$ 、Raking parameter が 0 の場合の掘削軌道を図 4.25 に、掘削量と消費エネルギーの結果をそれぞれ図 4.26、図 4.27 に示す。実験結果はそれぞれの条件で 3 回ずつ行った平均値である。図 4.26 の中の黒線は、標準バケット容量の計量方法<sup>[5]</sup>と同様に赤玉土をバケットに堆積させ、疑似的な標準バケット容量として測定した重量である 380 g を示す。

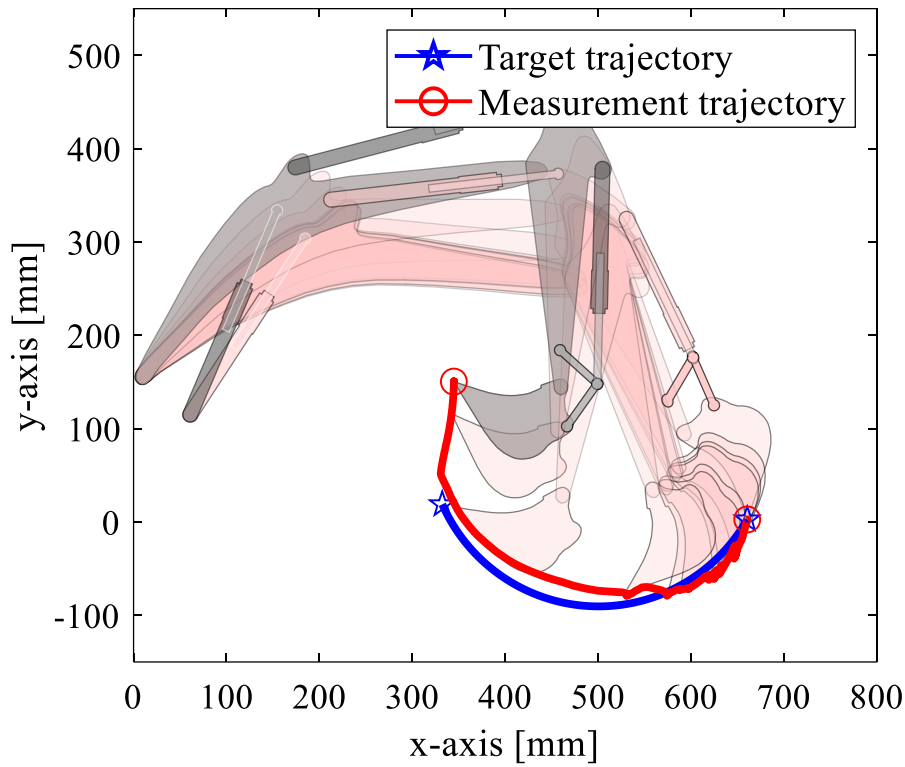


Fig.4.25 Digging trajectory in verification experiment (Lift-up ON)

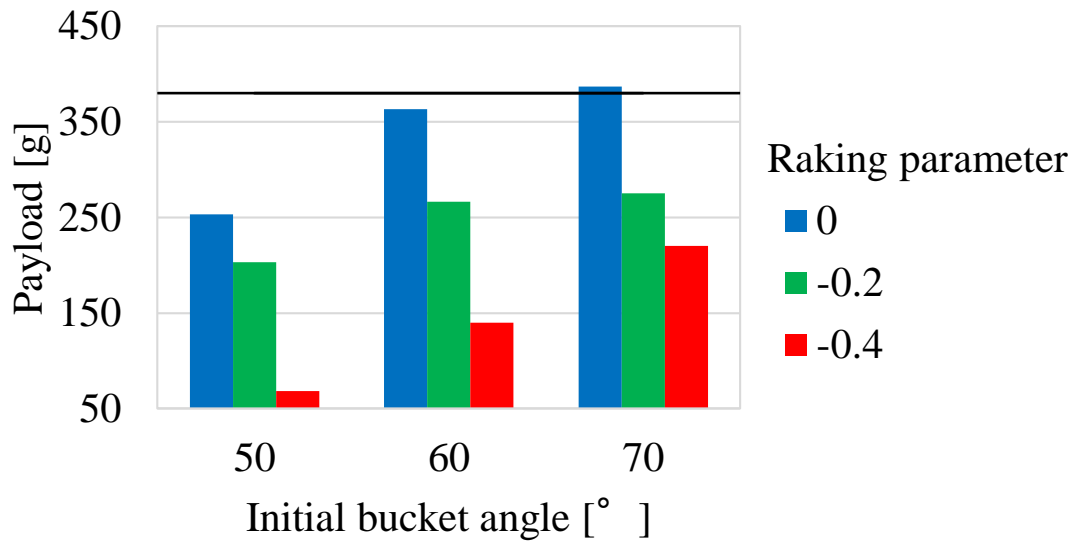


Fig.4.26 Result (Payload) in verification experiment

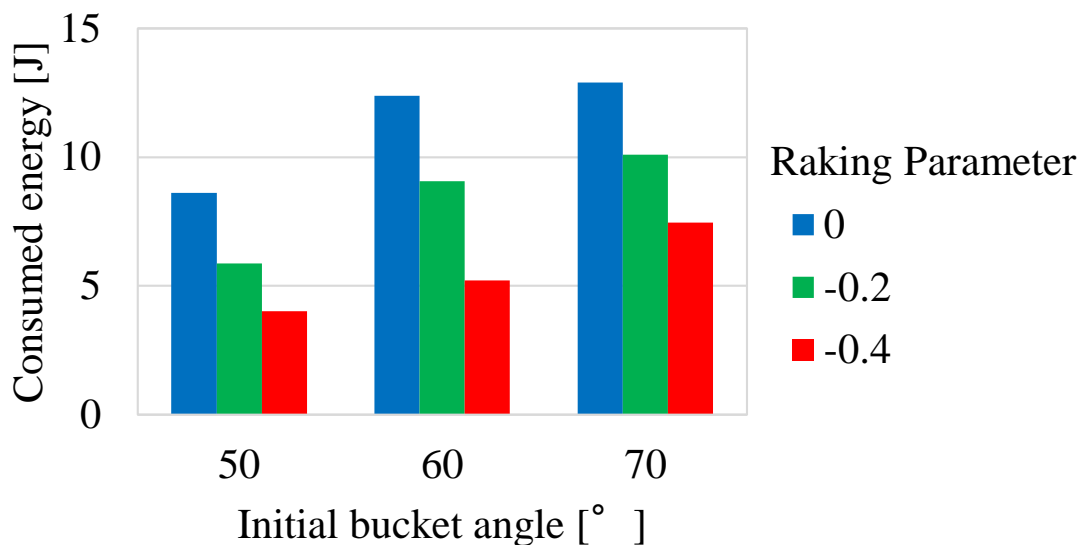


Fig.4.27 Result (consumed energy) in verification experiment

図 4.25 より，Lift-up mode における引き上げ動作によって，Lift-up mode 特有の掘削軌道となった．掘削量について，図 4.26 より，シミュレーションの結果と同様に初期角度が大きくなるほど，また，Raking parameter が 0 に近づくほど深い掘削となり，掘削量が多くなった．消費エネルギーについて，図 4.27 より，シミュレーションの結果と同様に掘削量が多くなるにつれて，消費エネルギーが大きくなった．しかし，地面からの反力により，掘削軌道が目標軌道よりも比較して浅くなったため，標準バケット容量を超えた設計パラメータはバケット初期角度が 70 °，Raking parameter が 0 の場合の 1 通りだけであった．

この標準バケット容量を超えた設計パラメータである初期角度が 70 °，Raking parameter が 0 を用いて，Lift-up mode に切り替わるための閾値を設定せず(Lift-up OFF)，Raking mode のみで掘削を行った．この実験における掘削軌道を図 4.28 に示す．また，図 4.25 に示す Lift-up mode に切り替わるための閾値を設定した場合(Lift-up ON)と Lift-up OFF における，それぞれのスティックシリンダの伸び側の圧力を図 4.29，図 4.30 に，バケットシリンダの伸び側の圧力を図 4.31，図 4.32 に示す．表 4.7 にそれぞれ 3 回行った実験の掘削量，消費エネルギー，掘削効率指標の平均値を示す．なお，図中の緑の線分は Lift-up ON の場合において，設定した閾値の圧力を表す．

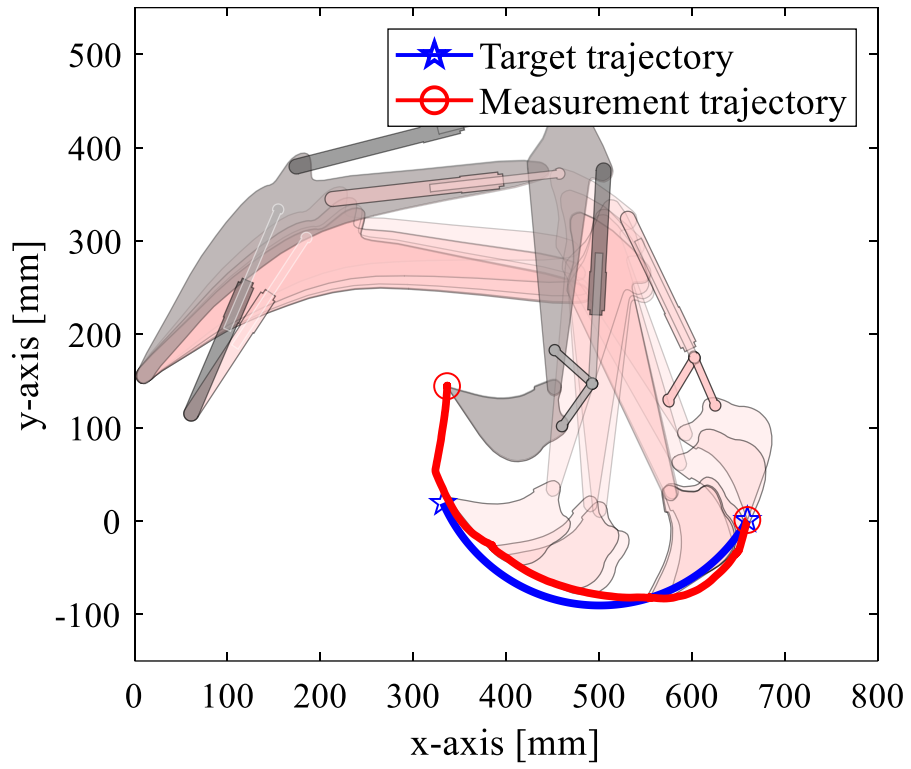


Fig.4.28 Experiment result (Lift-up OFF)

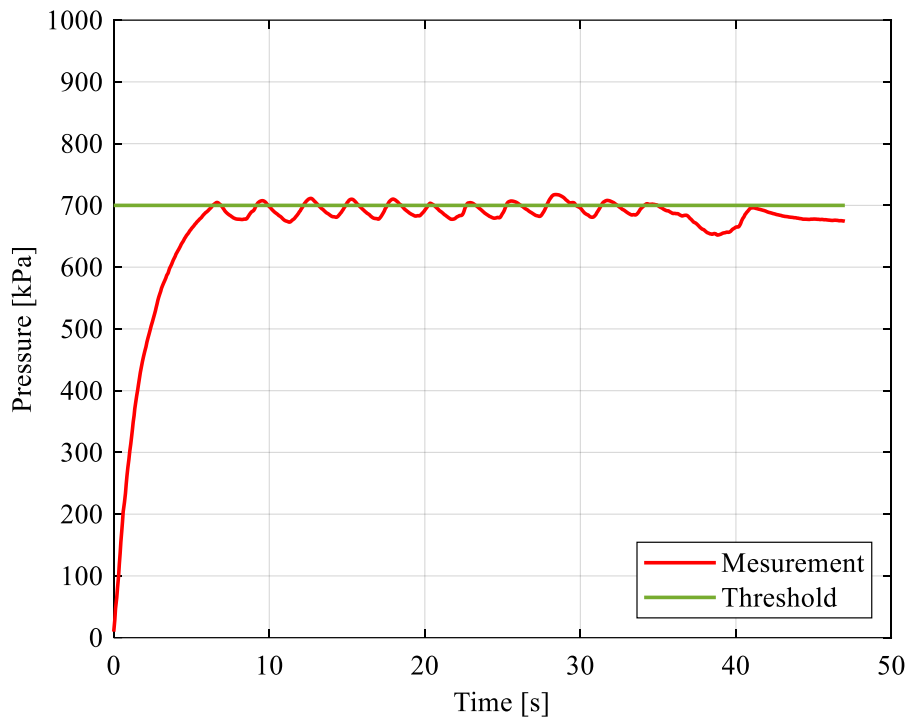


Fig.4.29 Extension side pressure of stick cylinder in verification experiment (Lift-up ON)

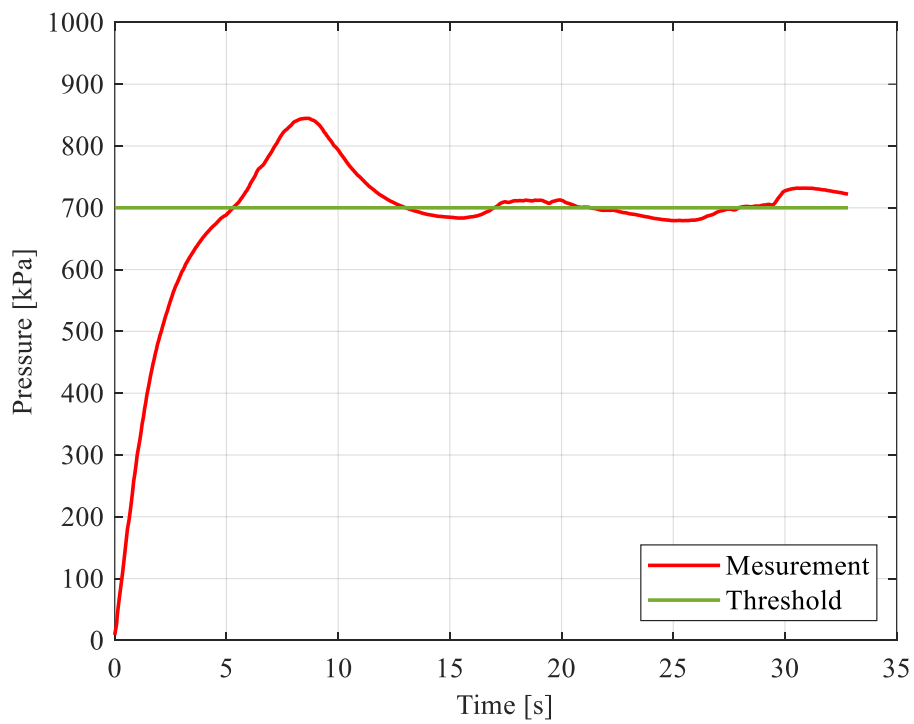


Fig.4.30 Extension side pressure of stick cylinder in verification experiment (Lift-up OFF)

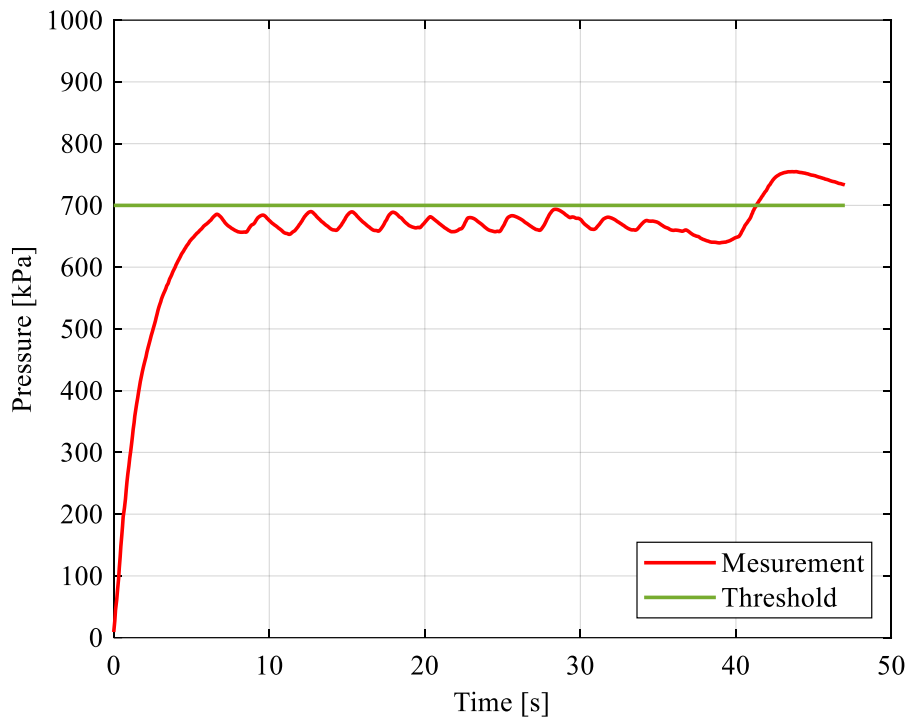


Fig.4.31 Extension side pressure of bucket cylinder in verification experiment (Lift-up ON)

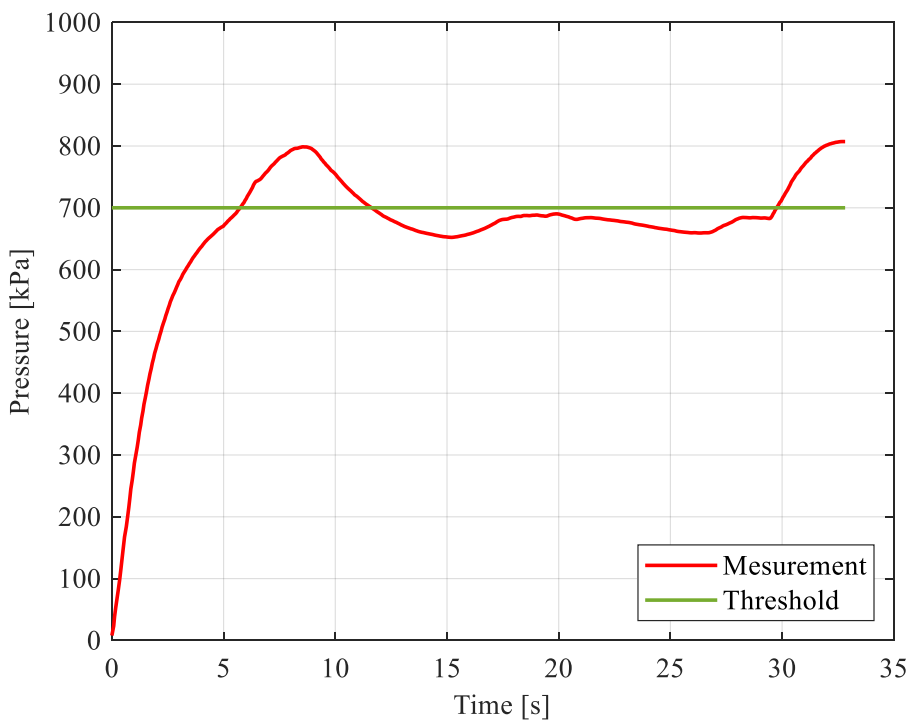


Fig.4.32 Extension side pressure of bucket cylinder in verification experiment (Lift-up OFF)

Table 4.7 Experiment result (Lift-up ON and Lift-up OFF)

	Payload	Consumed energy	Efficiency index
Lift-up ON	387	12.9	30.0
Lift-up OFF	397	12.9	30.6

図 4.25 の Lift-up ON, 図 4.28 の Lift-up OFF の掘削軌道を比較すると Lift-up mode による引き上げ動作によって Lift-up ON の方が浅い掘削になる。Lift-up ON の場合, 図 4.29 に示すように, スティックシリンダの圧力が閾値を超え, Lift-up mode による引き上げ動作を行う。図 4.29 よりオーバーシュートはあるものの圧力を閾値付近に保ちながら掘削できている。Lift-up OFF の場合では図 4.30, 図 4.32 に示すように設定した閾値を超えている。図 4.31 に示すようにバケットの圧力も Lift-up mode の動作によって圧力が低下している。このように Lift-up mode によって, 掘削時の反力を低減させ, 閾値に設定した一定の圧力付近での掘削が可能となる。なお, 図 4.27 に示すように 40 秒以降では圧力が閾値を超えているが, この時点では既に掘削が終了しており, 土壌の重量とフロントパーツの慣性により圧力が閾値を超えたと考えられる。

表 4.7 に示すように Lift-up ON の場合, Lift-up mode により浅い掘削となったため, 掘削量は Raking mode のみの場合の方が多くなった。また, 消費エネルギーは同じ値となり, そのため, 掘削効率は Lift-up OFF の場合の方が高くなった。これは, 図 4.30, 図 4.32 に示すように, 設定した閾値 700 kPa を超えた後は閾値付近の圧力で掘削されているため, Lift-up mode で掘削した場合と近い傾向で掘削され, Lift-up mode による引き上げ動作の動きが無駄になったためと考えられる。

閾値付近に圧力を保って掘削できていることから, より地面からの反力が大きくなった場合でも, 圧力を抑えながら掘削できると考えられる。また, 例えば, 巨大な岩などが地面に埋まっていた場合, の予測不可能な大きな反力が発生するが, Lift-up mode により, バケットを移動することで回避できる。これは Lift-up OFF のみ自動掘削ではできない動作である。

これらのことから, 提案した Raking mode と Lift-up mode を組み合わせた自動掘削アルゴリズムは実機においても有効であると考えられる。また, 検証実験はシミュレーションと近い傾向を示したため, シミュレーションは実機における掘削を再現できているといえる。

## 4.6 結言

提案した自動掘削アルゴリズムの有効性を検証するため、縮小モデル実験機により、シミュレーションの再現実験を行った。得られた結論を以下に示す。

- (1) 油圧ショベルの縮小モデル実験機によってシミュレーションの実機再現実験ができる環境を構築した。
- (2) 油圧ショベルの縮小モデル実験機の制御方法を検討し、その制御によって軌道追従制御実験を行い、軌道追従精度を確認した。検討した制御方法は精度を向上させることができた。
- (3) 提案した自動掘削アルゴリズムを実機に適用し、自動掘削アルゴリズムの設計パラメータを変更してシミュレーションの再現実験を行った結果、シミュレーションで検証した傾向と同様の傾向を示すことがわかった。
- (4) **提案**した自動掘削アルゴリズムは、シミュレーションと同様に、掘削反力を抑えながら掘削できるため、実機においても有効であることがわかった。



## 参考文献

- [1] RC4WD , “1/14 Scale RTR Earth Digger 360L Hydraulic Excavator (Yellow)” ,  
[https://store.rc4wd.com/114-Scale-RTR-Earth-Digger-360L-Hydraulic-Excavator-Yellow\\_p\\_5187.html](https://store.rc4wd.com/114-Scale-RTR-Earth-Digger-360L-Hydraulic-Excavator-Yellow_p_5187.html), 2020 年 3 月 31 日アクセス.
- [2] 姜順童, 原敬, 横川隆, 油圧ショベルを用いたバリ取りロボットの軌道追従制御,  
日本機械学会論文集 C 編, 63( 608), pp.1287-1294, 1997
- [3] 茂木正晴, 大槻崇, 油圧ショベルの自動制御技術に関する研究--油圧ショベルによる掘削作業の自動制御に関する研究, 建設機械, 11 月号, pp.10-17, 2009.
- [4] 鷹野英司, メカトロニクス, 理工学社, 1997.
- [5] JISA8403-4, 土工機械—油圧ショベル—第 4 部 : バケットの定格容量, 2012

## 第 5 章 結論

### 5.1 本研究において得られた知見

本研究において得られた知見を以下に示す。

第 2 章では油圧ショベルの掘削の生産性を解析するための 2 次元個別要素法の土壤モデルと動力学モデルを組み合わせたシミュレーションモデルを構築した。個別要素法に基づき土を粒子群とみなし、粒子同士の相互作用や重力による粒子の運動を記述することで土壤の挙動を再現できる。そして、油圧ショベルのバケットを粒子として扱うことで土壤とバケット間の相互作用から、掘削反力を計算できる。その掘削反力を動力学モデルに適用することで、油圧ショベルの各シリンダに作用する力を求めることができ、掘削に必要なエネルギーを算出できる。次に、油圧ショベル自動化のための自動掘削アルゴリズムを提案した。この自動掘削アルゴリズムは地形に対し、あらかじめ軌道を生成する必要がなく、掘削反力を抑えながら掘削できることが利点である。この提案した自動掘削アルゴリズムを構築したシミュレーションモデルに適用し、自動掘削シミュレーションを行うことで自動掘削アルゴリズムの有効性を確認した。これにより、自動掘削アルゴリズムによる掘削は、掘削反力を抑えながら掘削することができ、軌道に応じた掘削量と消費エネルギーが得られることがわかった。

第 3 章では第 2 章で提案した自動掘削アルゴリズムのパラメータスタディを行い、自動掘削アルゴリズムによる掘削効率を検証した。提案した自動掘削アルゴリズムは Raking mode と Lift-up mode の切り替えによって掘削が進行する。このとき、Raking mode と Lift-up mode は複数の設計パラメータによって、進行方向や速度が決定される。これらの設計パラメータの一部を変更し、2 章で構築したシミュレーションモデルによって、自動掘削シミュレーションを行うことで、掘削の生産性の指標である掘削効率を求めた。これにより、それぞれの設計パラメータが掘削効率に与える影響を確認した。また、提案した自動掘削アルゴリズムは、地形に対して、あらかじめ掘削軌道を生成しないことが利点である。そこで、土壤モデルにおける粒子のパラメータを変更することで異なる土壤を再現し、自動掘削アルゴリズムの汎用性を検証した。本研究ではまず、粒子密度と粒径を変更した。その結果、自動掘削は可能であったが、粒径の増加は粒子密度の増加より掘削効率に与える影響が大きいことがわかった。粒径が大きくなると、バケットは地面に貫入しづらくなり、掘削反力が増大し、掘削効率が低くなる。そこで、粒径が

大きい場合は、バケット初期角度を大きくすることで掘削効率が比較的高くできることがわかった。次に、これまでの平面の土壌モデルではなく、斜面の土壌モデルを作成し、前述の自動掘削アルゴリズムによって自動掘削することで、地形の形状に対する有効性を検証した。その結果、斜面の自動掘削は可能であったが、得られた掘削軌道は必要以上の消費エネルギーを要した。そこで、バケット初期角度を斜面に対応した角度に傾けることで、掘削効率は改善することがわかった。これより、提案した自動掘削アルゴリズムは汎用性が高いことがわかった。

第4章では1/14スケールの油圧駆動模型を縮小モデル実験機として用いて、シミュレーションの実機再現実験を行い、自動掘削アルゴリズムの有効性の検証を行った。縮小モデル実験機は油圧駆動であるため、作動油の油圧により油圧シリンダが動作し、バケットの動きを制御することで、地面を掘削することができる。しかし、この実験機は1つのポンプからの作動油の流量を3つのバルブによって各油圧シリンダに配分し、油圧を出力する。そのため、各油圧シリンダを協調させ、制御しながら掘削することは、実際の油圧ショベルに比べて困難である。そこで、縮小モデル実験機のための油圧制御方法を検討し、それにより軌道追従制御実験を行い、精度を確認した。単純なPID制御をもとに、制御方法を改良することで、軌道追従制御実験の精度は改善した。提案した油圧制御方法により、自動掘削アルゴリズム実機再現実験を行った。その結果、実機における自動掘削アルゴリズムは反力を抑えながら掘削でき、シミュレーションと同様の掘削量と消費エネルギーの傾向を示すことがわかった。以上からシミュレーションは実機における掘削を再現できているといえる。

## 5.2 今後の展望

本論文では構築したシミュレーションにより、提案した自動掘削アルゴリズムの有効性を示した。また、構築した縮小モデル実験機により再現実験を行い、実機における自動掘削アルゴリズムの有効性を示した。

本論文ではシミュレーションベースで制御系を設計し、構築した縮小モデル実験機を用いてシミュレーションの再現実験を行った。一方で、この実験機を用いれば、シミュレーションによる検証の過程を経ずに、実機ベースでの制御系の設計を行うことができる。これは実機によって行う実験と比較して、コストや安全性の面で有効である。その他にも油圧制御やそれにとまなうバケット操作など、油圧ショベルに関するさまざまな実験への使用が想定される。

近年、AI やディープラーニングなどの IT の有効性がさまざまな分野で示されており、これまでとは異なるアプローチから自動掘削の技術開発が加速していくと考えられる。AI やディープラーニングの活用は、本論文の場合では最適な設計パラメータの探索などに有効である。ただし、これらを活用する場合、学習するための多くのデータが必要となり、そのデータを収集するための「場」が必要である。そのため、シミュレーションモデルや実験機の構築は、それらのデータを収集するための「場」となりえる。構築したシミュレーションモデルや実験機、提案した自動掘削アルゴリズムが油圧ショベルの自動化において役立ち、油圧ショベルに関するさまざまな問題の解決の一助となることを期待する。

## 謝辞

本研究に関して、本学の同専攻教授の辻内伸好先生には多方面にわたって、御教示、御鞭撻を賜りましたことを深く感謝し、ここに御礼の言葉とさせていただきます。

本研究を遂行するにあたり、本学の同専攻教授の伊藤彰人先生には細部にわたってご指導頂きましたことを深く感謝し、心より御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、本学の同専攻教授の青山栄一先生には、有益なご助言、ご指摘を受け賜りましたことを、ここに感謝の意を表します。

本研究に際して、福井大学振動音響工学研究室助教の吉田達哉先生には、終始、研究方針の提案や推敲など、大変多くの御指導、御指導を賜りましたことを深く感謝し、心より御礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり、本学の名誉教授の小泉孝之先生には、さまざまご助言、ご指導を受け賜りましたことをここに厚く感謝の意を表します。

本研究を際して、株式会社キャタピラージャパンの安藤博昭博士には大変多くの有益な知識や御指導を賜りましたことを深く感謝し、心より御礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり、元本学博士前期課程生の立石匡氏、渥美航氏、本学博士前期課程生の伊藤惇浩氏、元本学学士課程生の浜岡陽平氏にはシミュレーションによる解析や実験によるデータ取得などに多大なるご協力を受け賜りましたことを、また、元本学学士課程生の志野安樹氏には実験機の構築について、多大なるご協力を受け賜りましたことを心より感謝の意を表しますとともに、今後の更なるご活躍をお祈り申し上げます。

本論文を遂行するにあたり、多くの御協力を賜りました同志社大学機械力学研究室の皆様に深く感謝の意を表します。

最後に、本学での研究活動を進めていくにあたって、十分な環境を与え、暖かく見守りに支えて頂きました父、母、祖父母並びに兄、妹、また、友人たちに感謝します。

2020年3月 同志社大学 京田辺キャンパスにて

平野 貴司