

博士論文

シミュレーションによる 油圧ショベルの自動化に関する研究

2013 年 11 月

吉田 達哉

目次

第1章 緒論	1
1.1 油圧ショベル.....	1
1.2 従来の研究と課題.....	3
1.3 本研究の目的と論文の構成.....	4
参考文献.....	7
第2章 個別要素法による土壌解析	9
2.1 諸言	9
2.2 個別要素法に基づいた土壌の定式化.....	10
2.2.1 個別要素法の運動方程式	10
2.2.2 粒子間作用力	11
2.2.3 座標変換	12
2.2.4 掘削解析	13
2.2.5 評価指標	14
2.3 粒子パラメータの同定手法.....	15
2.3.1 崩落試験	15
2.3.2 崩落シミュレーション	17
2.3.3 応答曲面によるパラメータの同定	18
2.4 掘削試験機を用いたシミュレーションの検証.....	20
2.4.1 試験機の機構と制御システム	20
2.4.2 実験条件	23
2.4.3 結果	25
2.4.4 掘削シミュレーションの精度検証	29
2.4.5 掘削量の誤差の原因	30
2.5 結言	31
参考文献.....	32

第3章 油圧ショベルの動力学モデルと掘削解析	33
3.1 諸言	33
3.2 全体座標系に基づく逆動力学計算モデル	33
3.2.1 油圧ショベルの逆運動学	34
3.2.2 動力学解析	36
3.2.3 消費エネルギーの計算	38
3.3 ニュートン・オイラー法に基づく定式化	39
3.3.1 座標系の定義	39
3.3.2 運動学	44
3.3.3 運動方程式	48
3.4 実機計測データを用いたモデル検証	50
3.5 シミュレーションによる掘削反力の影響評価	53
3.6 結言	57
参考文献	58
 第4章 軌道追従制御のための高効率掘削軌道の生成	59
4.1 諸言	59
4.2 軌道幾何学パラメータによる掘削軌道生成	59
4.2.1 軌道パラメータ	59
4.2.2 補間関数	60
4.2.3 軌道関数	62
4.3 掘削軌道の生産性評価	63
4.3.1 事前評価	63
4.3.2 連成モデルによる生産性の評価	64
4.4 熟練オペレータによる掘削との比較	66
4.4.1 熟練オペレータによる掘削の特徴	66
4.4.2 生成した軌跡の特徴と熟練オペレータによる掘削との比較	68
4.5 土壌の不均一性に対するロバスト性の評価	73
4.5.1 土壌パラメータの設定	73

4.5.2 結果および考察	73
4.5 結言	79
参考文献	80
第5章 掘削反力フィードバックによる掘削制御	81
5.1 諸言	81
5.2 自動掘削アルゴリズム	82
5.3 掘削反力フィードバックの有効性の実験的検証	83
5.3.1 実験条件および結果	83
5.3.2 掘削効率の比較	83
5.3.3 掘削アルゴリズムによる掘削時の反力について	84
5.4 シミュレーションによるパラメータの検証	86
5.4.1 シミュレーションの実施	86
5.4.2 パラメータの影響	87
5.5 バケット動作に基づくシリンダ速度の逆運動学計算	90
5.6 掘削アルゴリズムに基づくショベルの掘削シミュレーション	91
5.6.1 シミュレーション条件	91
5.6.2 シミュレーション結果	92
5.7 結言	99
参考文献	100
第6章 結論	101
6.1 本研究において得られた知見	101
6.2 今後の展望	103
謝 辞	105

第1章 緒論

1.1 油圧ショベル

油圧ショベルは様々な建設現場において最も使用されている建設機械の1つである。大規模な建築物から住宅の建築、道路・橋などの社会インフラの建造、港湾の埋立および土地の造成など様々な建設現場において用いられる。Fig.1.1 に日本国内における主要な建設機械の保有台数の推定数^[1]を示す。近年、ミニショベルを含めると、油圧ショベルは建設機械の過半数を占めていることがわかる。油圧ショベルの汎用性が高く、主要なショベルメーカーからは様々な機体サイズおよび仕様のショベルが製造されている。油圧ショベルの特徴として、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システムの出力が他の駆動システムに比べて大きいことがある^[2]。また、油圧ショベルのリンク機構には複数の閉ループ構造が含まれているため、高い剛性を有している。そのため、強固な地盤でも掘削可能な高い掘削力を発揮できる特徴を持つ。

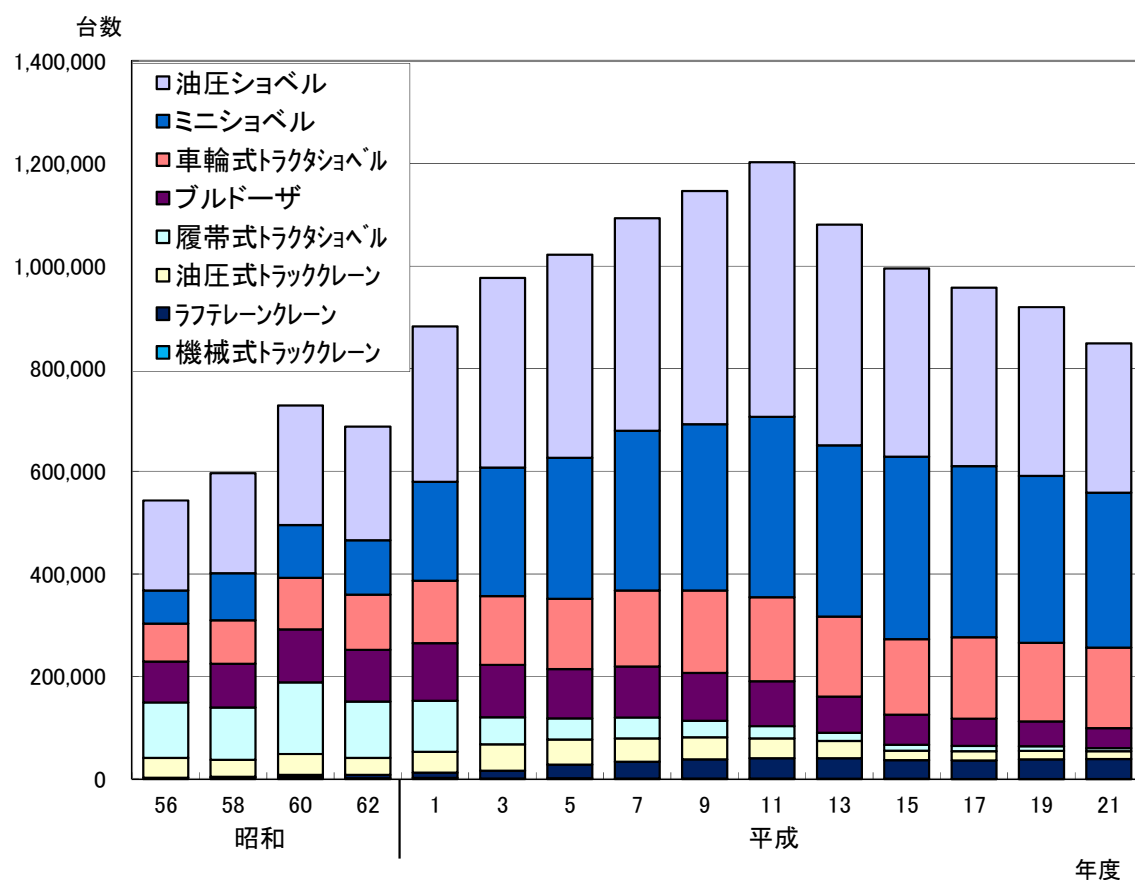


Fig.1.1 Estimated possession number of construction machineries^[1]

油圧ショベルの操作はキャブと呼ばれる運転席にオペレータが乗り込み、運転席の左右の両脇に取り付けられた2本のレバーを用いて行う。この2つのレバーを操作することで、フロントリンケージを操作する。フロントリンケージとはブーム・アーム・バケットおよび3つの油圧シリンダで構成される作業装置を指す。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を制御できる。また、左レバーを左右に傾けることで、旋回用油圧モータが動作し上部旋回体が旋回する。Fig. 1.2に本研究で対象とするバックホウと呼ばれる油圧ショベルの操作レバーのパターンを示す。このパターンはJIS方式と呼ばれ、この他にも各メーカー独自の操作方式も存在する。また、走行は運転席前方の2つのレバーまたはペダルを操作することで行う。シリンダの動作速度はレバーを倒す角度に応じて変化する。レバーを操作することでシリンダが動作するが、シリンダが動作すると各リンク先端が円弧を描くように動作する。そのため、地面を平らにならす作業を行うためにバケットの先を水平に動作させる場合は、オペレータはそれぞれ適切なレバーの操作量を調整する必要がある。油圧ショベルの操縦は、バケットを操作するのではなく、シリンダを操作する必要があるため、操縦者はバケットの動作を予測しながら各レバーを協調操作する必要がある。

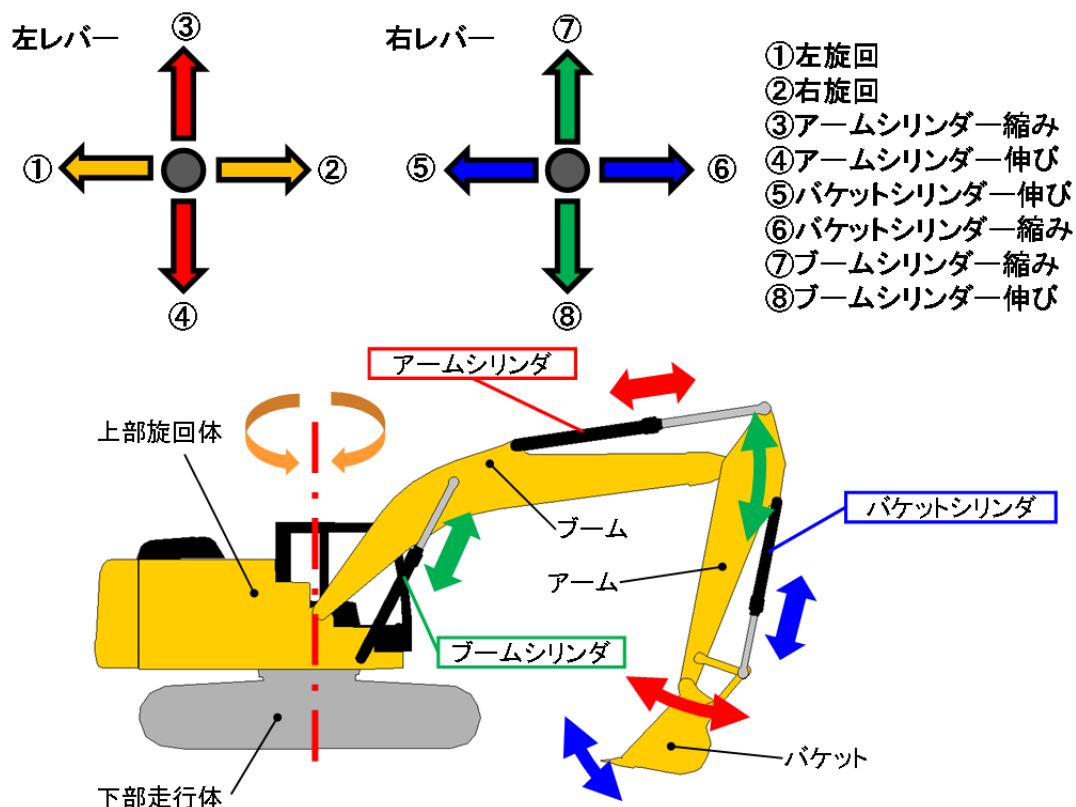


Fig. 1. 2 Lever patterns of backhoe type excavator

このように油圧ショベルの操作が複雑であるため、油圧ショベルの作業には熟練した操作技術が必要となる。そのため、作業効率は作業者の技能の熟練度に大きく依存する。非熟練者の作業における無駄な操作は時間と燃料の浪費につながり、生産性は低下する。また、誤操作による機械の破損や事故の発生といったリスクが存在する。熟練者による掘削は高い生産性を実現できるが、今後我が国の労働人口が減少していくことを鑑みると、熟練作業員数が減少していくことは自明である。工場などの製造現場においては様々な機械が導入され自動化により省労力化が図られているが、建設業界においてはそれに比べ自動化が遅れているのが現状である。

また、近年排ガス規制が実施され、自動車と同様に建設機械にも環境性能が求められている。温室効果ガスの排出の削減や省エネルギー化が求められている。このようは背景から自動車などと同様に、油圧ショベルにおいても省エネルギー化を実現するために、各ショベルメーカーではハイブリッドシステムの研究開発が行われ^{[3][5]}、現在、ハイブリッド機が市販されている。

1.2 従来の研究と課題

上記のような社会的背景があり、油圧ショベルの省エネルギー化、省労力化を目的として様々な研究が行われてきた。油圧ショベルの特有の操作の難しさから、非熟練者でも容易に掘削作業ができるようにオペレータ支援^{[6][7]}または操作の簡易化^{[8][10]}による有人作業のための研究が行われている。また、人が介在しない自律型の制御手法が考案されている。従来のロボットマニピュレータの制御と同様に予め設定したバケットの軌道に追従する軌道追従型の自動化の方法^{[11]-[13]}が提案されている。これらの手法を採用した研究では、ロバスト制御をはじめ現代制御理論を適用す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^{[14]-[17]}。また、地中に障害物が存在する場合に障害物を回避する方法として、ポテンシャル法を用いたロボットなどの障害物回避の手法^[18]を応用して地中の障害物を回避する軌道を生成する方法^[19]が提案されている。これらの手法により操縦者が不在でも掘削が可能となり省力化が達成できると考えられる。しかし、生産性の観点からみると、必ずしも作業効率・エネルギー効率を改善するといったものに重きを置いたものではなく、議論の余地があると考えられる。一般的に作業時間あたりの掘削量あるいは投入エネルギーあたりの掘削量が増加することが望ましく、これによって生産性が向上したとみなせる。

生産性は掘削軌道によって変化するため、実験的に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特定した研究^[20]があるが、実際の掘削作業の現場を考慮に入れ常に最適な軌跡で掘削を行うには、ショベルの仕様と環境に応じて複数の軌跡を予め作成する必要がある。掘削性能はバケット形状・地盤形状・土質など様々な要因によって生産性に影響するため、掘削の条件は無数に存在するといつてよい。たとえ予め定められた掘削現場であったとしても、多くの軌道を予め作成するために、多数の実験的試行が必要となる。

油圧ショベル以外の建設機械と土壌間の相互作用の解析を研究した例として、ホイールローダによるすくい取り作業時のバケット反力の理論解析^{[21][22]}が行われている。土を連続体とみなしクーロンの土圧理論に基づきバケットが土に貫入した量に基づき、バケットの抵抗力を解析できる。この解析手法では土を連続体として扱っているため、バケット抵抗力は解析できるが、離散的な土壌挙動の解析はできない。そのため、掘削量の定量的解析ができず、生産性の評価を行うことができない。一方、土壌の離散的な解析手法として個別要素法（Distinct Element Method）または離散要素法（Discrete Element Method）と呼ばれる手法がある^{[23][24]}。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を定量的に評価できることに加えて、掘削量を定量的に評価できる。

以上より、生産性の向上のための自動化を実現するためには、様々な土壌の状態における掘削性能を検証する必要があるうえに、実験的に検証するには非常に手間と時間を必要とし、効率的な制御系設計を行うことができない。シミュレーションにより解析することで自動化の方策とその生産性を効率的に検証できると考えられる。

1.3 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化のための制御方策の検討をシミュレーションモデルによって行い、その有効性の評価を行うことを目的とする。土壌を個別要素法に基づき土壌を離散的に解析することで、生産性を評価できるモデルを作成し、妥当性を確認する。さらに油圧ショベルの動力学モデルを構築することで掘削作業に必要なエネルギーを解析し、掘削に必要なエネルギーあたりの掘削量を生産性の指標として用いて生産性を評価する。これらのシミュレーションを用いて自動掘削の方策として効率的な掘削軌道の生成を行う。また、従来の軌道追従方式の自動制御とは異なる方策として、予め作成した軌道を必要としない手法についても検討する。

本論文は全6章で構成される。第1章において本研究の背景および目的について述べる。第2章では掘削シミュレーションのための土壌解析モデルについて述べる。第3章では油圧ショベルの力学モデルについて述べる。第4章では生産性の向上のための掘削軌道について述べる。第5章では自動掘削のための掘削アルゴリズムについて述べる。最後に第6章におい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2章では生産性を考慮した油圧ショベルの掘削作業を解析するための2次元個別要素法に基づく土壌解析モデルおよびシミュレーションについて述べる。掘削作業の生産性は土壌の特性やバケットの動作に関係する。本モデルでは土を粒子群とみなし接触した粒子の相互作用をもとに粒子の運動を記述する。また、本シミュレーションは2次元モデルであるため、実際の土壌挙動を表現するための粒子パラメータが必要となる。そのための同定法についても述べる。油圧ショベルの掘削を模擬する掘削試験機を用いて掘削実験を行いシミュレーションと比較することで土壌モデルの妥当性およびパラメータの同定手法の有効性を検証する。

第3章では油圧ショベルのブーム・アーム・バケットリンクおよび3つのシリンダからなるフロント構造物の運動学および動力学モデルについて述べる。本モデルでは油圧ショベルを閉ループ機構で構成されるマニピュレータとみなし、それぞれ2つの方法でシリンダ発生力を求める逆運動学問題を解き、油圧ショベルのフロント構造物を動作させるのに必要なエネルギーを算出する。ひとつの全体座標系によりショベルのフロント構造物の運動を記述し、動力学方程式を解く方法および、フロント構造物を構成する各リンクに個別の相対座標系をそれぞれ定義し、その座標において運動方程式を構築する方法でそれぞれモデル化を行う。さらに、第2章に示した土壌解析モデルと組み合わせて掘削作業時のシリンダ発生力について解析を行った結果について示す。

第4章では典型的な制御方策の1つである軌道追従制御のための掘削軌道の生成について述べる。掘削量および掘削に必要なエネルギーは掘削軌道の形状に依存するため、生産性を高めるためには、適切なバケット軌道で掘削を行う必要がある。そこで、4つのパラメータによって軌道を生成する手法を提案し、その軌道を用いて掘削シミュレーションを実施し、生産性の評価を行うことで生産性の高い掘削軌道を特定する。そして、この軌道は熟練オペレータによる掘削と比較した結果を示す。また、土壌粒子の特性を部分的に変化させ、土質が変化した場合のシミュレーションを実施することで、土質が変化した場合における生成した軌道の生産性の変化についても検討を行う。

第5章では予め生成した掘削軌道を用いない自動掘削のための方策について述べる。掘削作業時の土質および地面形状は時々刻々と変化し、軌道追従制御による掘削によって必ずしも高い生産性を実現できるわけではない。また予め設定した軌道上に未知の障害物が存在した場合は、それを回避する必要がある。そのため、熟練作業者が行う操作を取り入れた自動掘削アルゴリズムを提案しそれを示す。熟練者は掘削抵抗が過大にならないようにバケットを操作しており、本アルゴリズムにおいても掘削抵抗の抑制を行うバケット動作を実現する。このアルゴリズムによりバケットが障害物に接触し、掘削反力が増加した時に障害物を回避することができると考えられる。この掘削アルゴリズムの有効性を検証するために、掘削試験機により実験を実施する、さらにシミュレーションによってバケット動作を制御するパラメータを変更し、バケット動作の掘削への影響の検証を行った。最後に第3章に示した土壌モデルと機体の力学モデルの連成シミュレーションを実施し、掘削アルゴリズムの有効性を検証する。また、上記のバケット動作を実現するためのシリンダ速度の算出のための逆運動学についても述べる。

第6章では本研究におい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] 国土交通省 総合政策局情報安全・調査課, 建設機械動向調査, 2009.
- [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] 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 707, pp.35-39, 2009.
- [4] 井上宏昭, ハイブリッド油圧ショベル, 建設の施工企画 707, pp.30-34, 2009.
- [5] 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 707, 40-44, 2009.
- [6] Masakazu H, Watanabe H, Kazuo F, Digging control system for hydraulic excavator, Mechatronics 11, pp.665-676, 2001.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 伊藤直幸, ROHMER E, 中野栄二, 久武経夫, 佐々木知行油圧ショベルのイージ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.
- [10] LAWRENCE P D, SALCUDEAN S E, SEPEHRI N, CHAN D, BACHMANN S, PARKER N, ZHU M, FRENETTE R, Coordinated and Force-Feedback Control of Hydraulic Excavators, Lect Notes Control Inf Sci, Vol.223 pp.181-194, 1997.
- [11] 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.
- [12] ARAYA H, KAGOSHIMA M, Semi-automatic control system for hydraulic shovel, Automation in Construction 10, pp.477-486, 2001.
- [13] 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 11 月号, pp.69-74, 2008.
- [14] CHANG P H, LEE S-J, A straight-line motion tracking control of hydraulic excavator system, Mechatronics, Vol.12 No.1 pp.119-138, 2002.
- [15] LEE S-U, CHANG P H, Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with integral sliding surface, Control Eng Pract, Vol.10 No.7 pp.697-711, 2002.
- [16] 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.

- [17] 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 軸のロバスト軌跡制御: 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.
- [18] 斎藤圭祐, 極小点のないポテンシャル場を用いたロボットの動作計画, 日本ロボット学会誌, Vol.11 No.5, pp.702-709, 1993.
- [19] 坂本 正己, 阿波 啓, 白木 万博, 油圧ショベルの自動化に関する研究 ポテンシャル法を用いた掘削経路計画, 関西支部講演会講演論文集 2001(76), pp"5-39"-5-40", 2001.
- [20] MACIEJEWSKI J, JARZEBOWSKI A, Laboratory optimization of the soil digging process, Journal Terramechanics, Vol.39 No.3 , pp.161-179, 2002.
- [21] Tan, C., Yahya, H., Kaspar, A., Seneviratne, L., "Online Soil-bucket Interaction Identification for Autonomous Excavation", "Proc IEEE Int Conf Rob Autom JST", Vol.2005 No.Vol.4 pp.3576-3581, 2005.
- [22] Sarata, S., Osumi, H., Kawai, Y., Tomita, F., "Trajectory Arrangement based on Resistance Force and Shape of Pile at Scooping Motion", Proceedings of the 2004 IEEE international Conference on Robotics & Automation, 2004.
- [23] 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.
- [24] 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.

第2章 個別要素法による土壌解析

2.1 諸言

ショベルによる掘削作業における生産性はバケット形状、土質、掘削速度などこれらの他にも様々な要因が影響すると考えられる。そのため、これらの要因と掘削作業の生産性に明確な関係を実験的・解析的に示すことは極めて困難である。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。土の密度・粘度・内部摩擦角などといった土の特性によって、掘削中にバケットが受ける力は異なるため、様々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。従来の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^[1]が提案されているが、土の離散的な挙動を表現することができない。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。

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、個別要素法 (Distinct Element Method) または離散要素法 (Discrete Element Method) と呼ばれる解析手法がある^[2]。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まりとみなし、各要素間の相互作用力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。現在この手法は紛体、土・砂・礫のなど不連続体の挙動解析にも用いられる^[3]。また、機械工学の分野では本手法を用いることで、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^[4]。

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と考えられる。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。そこでバケット動作に対応した掘削性能を解析することを目的に、個別要素法に基づく掘削シミュレーションモデルを構築する。個別要素法を用いることで従来の解析手法^[1]に比べ、生産性を定量的に評価することができるという点で優れている。しかし、個別要素法においては要素間の相互作用を計算する際に膨大な時間を要する。本研究では解析時間短縮のためにシミュレーションモデルを2次元モデルとした。解析時間を短縮することで、シミュレーションの繰り返しにより自動掘削の方策の検討を効率よく行えると考えられる。2次元の解析モデルで実際の土壌の挙動を正確に再現するために、シミュレーションに用いるパラメータ同定実験を行う。パラメータの同定試験を行い、実験

とシミュレーションを比較することで、実際の土壌粒子の形状の歪みや粒子径のばらつきなどによる粒子間作用の影響を包括したパラメータを同定する。また、構築したシミュレーションモデルと実際の油圧ショベルによる掘削を再現できる掘削試験機を用いて、同一の掘削軌跡で掘削試験を行うことで、シミュレーションの妥当性を評価する。また、同時に形状の異なる3つ掘削軌跡に従い掘削を行うことで、掘削軌跡が生産性及ばす影響を評価する。本研究では掘削の効率を評価するために独自の評価指標を考案し、その指標を用いて効率を評価する。

2.2 個別要素法に基づいた土壌の定式化

2.2.1 個別要素法の運動方程式

個別要素法では Fig.2.1 に示すように、ある着目している粒子 i に接触している粒子 j から生じる法線方向の力ベクトル \mathbf{F}_{nj} とせん断方向の力ベクトル \mathbf{F}_{sj} を足し合わせ、以下の運動方程式により個々の粒子の挙動を表現する^[5]。

$$m_i \frac{d^2 \mathbf{w}_i}{dt^2} = m_i \mathbf{g} + \sum \mathbf{F}_{nj} + \sum \mathbf{F}_{sj} \quad (2.1)$$

m_i : 粒子 i の質量 \mathbf{w}_i : 粒子 i の位置ベクトル \mathbf{g} : 重力加速度ベクトル

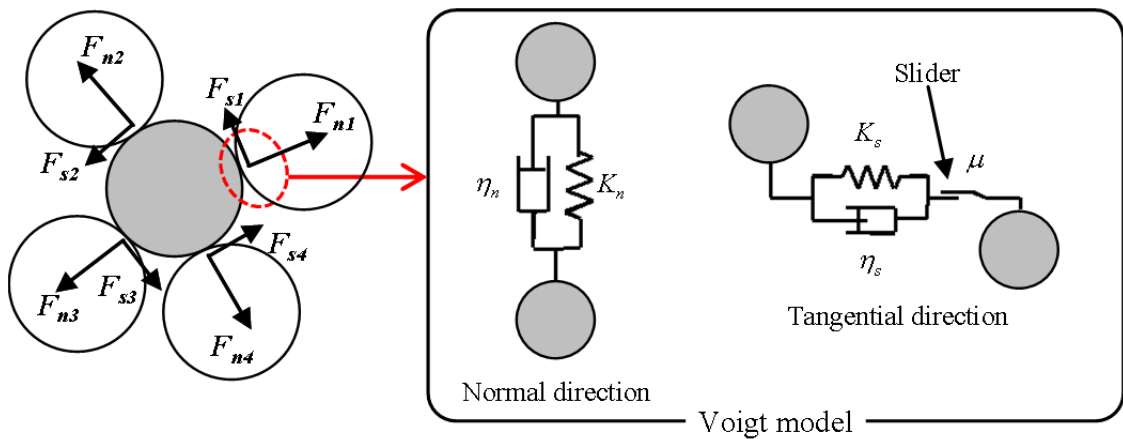


Fig.2.1 Modeling of particles

Fig.2.1 に示すフォークトモデルに基づき法線およびせん断方向の粒子間力を求める。図中の η は粘性係数、 K は弾性係数を表し、添え字の n は2つの粒子の法線方向（中心方向）、 s はせん断方向を表す。シミュレーションプログラムにおいては、上式右辺の粒子に作用する力を水平および垂直方向の成分に分解し、それぞれの方向で運動方程式を解くことで粒子の挙動を再現している。

2.2.2 粒子間作用力

粒子同士が接触する際には、法線方向に反発力および減衰力が作用すると考える。粒子が接触した際に発生する反発力はフックの法則により求めることができる。 i, j の2つの粒子の法線方向のばね定数 K_n は、ヘルツの弾性接触理論^[6]によって以下の式を用いて求められる。

$$K_n = \frac{4}{3} \frac{1}{\left(\frac{1-\nu_i^2}{E_i^2} + \frac{1-\nu_j^2}{E_j^2} \right)} \sqrt{\frac{\delta}{\left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right)}} \quad (2.2)$$

ν : ポアソン比 E : ヤング率 r : 粒子半径 δ : 貫入量

ここで、式(2.1)の運動方程式の数値解の収束性は K_n の値とタイムステップが影響する^[5]。また、ヤング率 E の値を小さくすることで数値解の収束性が向上し、シミュレーションのタイムステップを大きく設定することができる。本モデルではシミュレーションの解の収束性を考慮したうえで、解析コストを下げるように解析対象の土粒子のヤング率を試行錯誤的に小さく設定している。

また、減衰係数 η_{nj} は、減衰比 ξ を基準として以下の式で決定する。

$$\eta_{nj} = 2\xi \sqrt{mK_{nj}} \quad (2.3)$$

粒子 j により法線方向に作用する力 F_{nj} は、2つの粒子間の法線方向の相対変位量を u_{nj} （圧縮方向を正）とすると次の式で表せる。

$$F_{nj} = K_{nj}u_{nj} + \eta_{nj} \frac{du_{nj}}{dt} \quad (2.4)$$

法線方向に作用する力と同時にせん断方向にせん断力が作用する．このときのせん断方向のばね定数 K_{sj} と粘性 η_{sj} は，ポアソン比 ν によって表される変換係数 s を用いて以下のように決定する．

$$K_{sj} = K_{nj}s \quad (2.5)$$

$$\eta_{sj} = \eta_{nj}\sqrt{s} \quad (2.6)$$

$$s = \frac{G}{E} = \frac{1}{2(1+\nu)} \quad (2.7)$$

G : せん断弾性係数

さらに，せん断方向については，Fig.2.1 のようにフォークトモデルに摩擦スライダが接続されたと仮定し，摩擦力を考慮する．摩擦スライダはバネ・ダッシュポットによって生じる力が，クーロンの摩擦法則から得られる最大静止摩擦力を超えたときに作用する．このことから，せん断方向に作用する力は摩擦係数 μ を用いて以下の条件式によって計算する．

$$F_{sj} = \begin{cases} \mu F_{nj} & (\mu F_{nj} < \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt} + K_{sj}u_{sj}) \\ \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt} + K_{sj}u_{sj} & (\mu F_{nj} \geq \eta_{sj} \frac{du_{sj}}{dt} + K_{sj}u_{sj}) \end{cases} \quad (2.8)$$

2.2.3 座標変換

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_{sj} 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} は以下の式で表される．

(2.9)

$$F_{xj} = -F_{nj} \cos \alpha_{ij} + F_{sj} \sin \alpha_{ij}$$

(2.10)

$$F_{yj} = -F_{nj} \sin \alpha_{ij} - F_{sj} \cos \alpha_{ij} - mg$$

ここで α_{ij} はFig.2.2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.

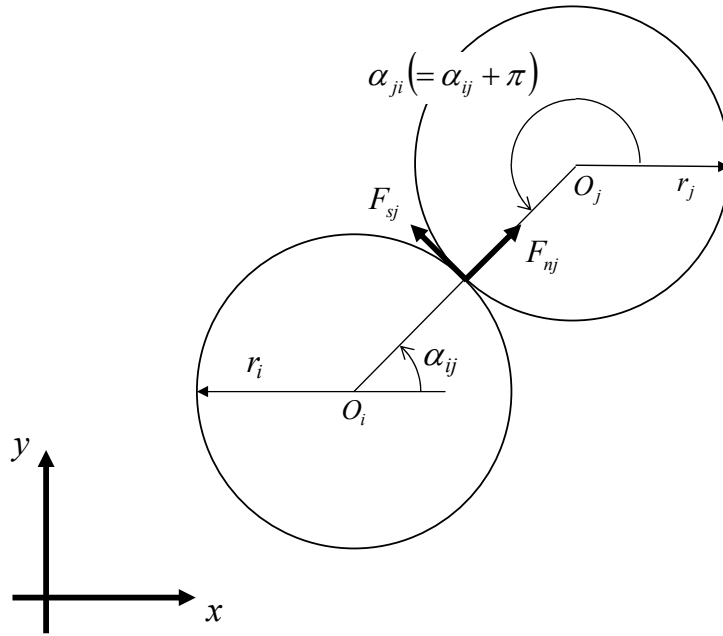


Fig.2.2 Contact of two particles

2.2.4 掘削解析

1回の掘削シミュレーション終了時にバケット上に体積した土壌粒子を2次元の掘削量 V_{2D} として計算する. 本掘削シミュレーションは2次元で解析を行っているため, 掘削試験で用いるバケットの幅 w_B と粒子の直径 d を考慮し3次元での掘削量 V_{3D} を以下の式を用いて補正し, 評価する.

(2.11)

$$V_{3D} = V_{2D} \frac{w_B}{d}$$

また, 掘削に要するエネルギーを算出するためにトルクを算出する. Fig.2.3に示すように i 番目のバケット粒子から回転軸までの距離を l_i , x 方向の反力を F_{xi} , y 方向の反力を F_{yi} , バケット回転軸からバケット粒子 i 直線と x 軸のなす角度を ϕ_i すると, n_B バケット

粒子に生じるトルクをすべて足し合わせ、さらにバケットの幅 w_B を考慮し、バケット回転軸に作用するトルク T は以下の式で算出する.

$$T = w_B \sum_{i=1}^{n_B} (F_{xi} l_i \sin \phi_i + F_{yi} l_i \cos \phi_i) \quad (2.12)$$

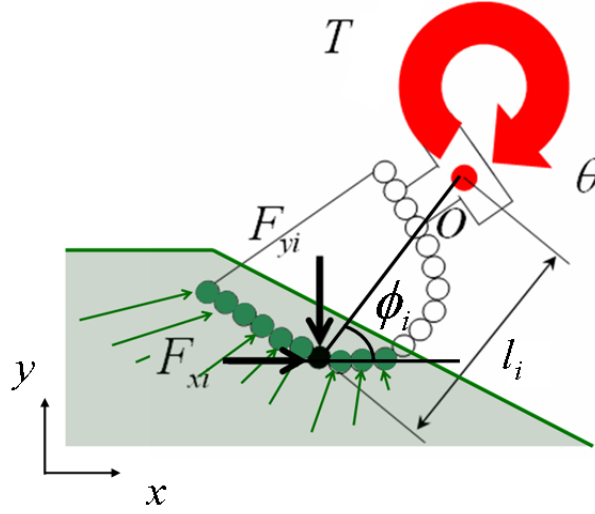


Fig.2.3 Calculation of digging torque

そして、算出したトルクと1タイムステップごとのバケットの回転角の変化量 $d\theta$ の積の値を掘削開始から終了まで積分することで、一回の掘削に要したエネルギーを算出することが可能であり、これを掘削における掘削エネルギー $E_{digging}$ と定義する.

$$E_{digging} = \int_{dig_start}^{dig_end} T d\theta \quad (2.13)$$

2.2.5 評価指標

本研究では、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で割った数値を掘削効率(Digging Efficiency)として以下の式で定義する.

$$Digging\ Efficiency = \frac{V_{3D}}{E_{digging}} \quad [kg / J] \quad (2.14)$$

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．以下に示す実験およびシミュレーションにおいて，この指標を用い生産性を評価する．

2.3 粒子パラメータの同定手法

粒子の挙動を再現するためには，摩擦係数などのパラメータの決定が重要となり，それらを同定するための手法が提案されている^{[7][8]}．粒子挙動を再現することで掘削シミュレーションにおいて，掘削量を精度良く解析することができる．本シミュレーションモデルでは実際の現象を球形粒子による 2 次元モデルで再現する．そのため，2 次元モデルにより 3 次元の現象を再現するためのパラメータの同定を行う．物理実験とシミュレーションの結果を比較し，物理実験の結果を再現可能な 2 次元シミュレーションのためのパラメータとして，減衰比と摩擦係数を同定する．

2.3.1 崩落試験

掘削時の負荷抵抗の小さい土を掘削対象とするため，粒子が土としては比較的大きく，密度の小さい Fig.2.4 に示すポップストーンを用いた．200 個をサンプルとして抽出し粒子直径の平均を求めた．その結果，このポップストーンの平均径は 14.1mm であった．また，後述のシミュレーションでは粒子の直径をすべて 14.1mm として解析を行った．

横幅 740mm×高さ 457mm×奥行き 300mm の容器に仕切り板を設け，容器の一方に粒子を堆積させる．その後，Fig.2.5 に示すように堆積した粒子が高さ 250mm，幅 300mm となるように整える．その後，仕切り板を除去することで堆積した粒子が崩落し Fig.2.6 に示すように斜面が形成される．この試験を 5 回繰り返し実施し，その結果を Table2.1 に示す．斜面の傾斜角の平均値は 24.5deg であった．

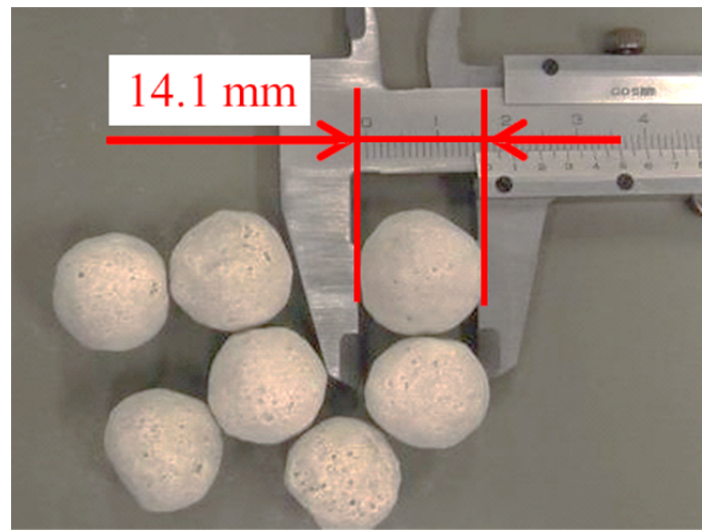


Fig.2.4 Soil particles

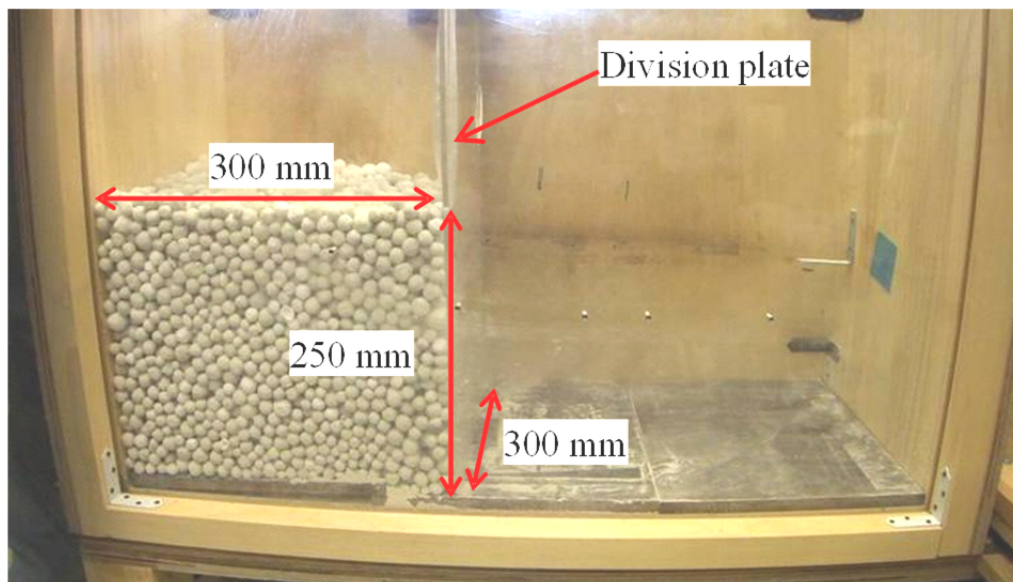


Fig.2.5 Experiment equipment

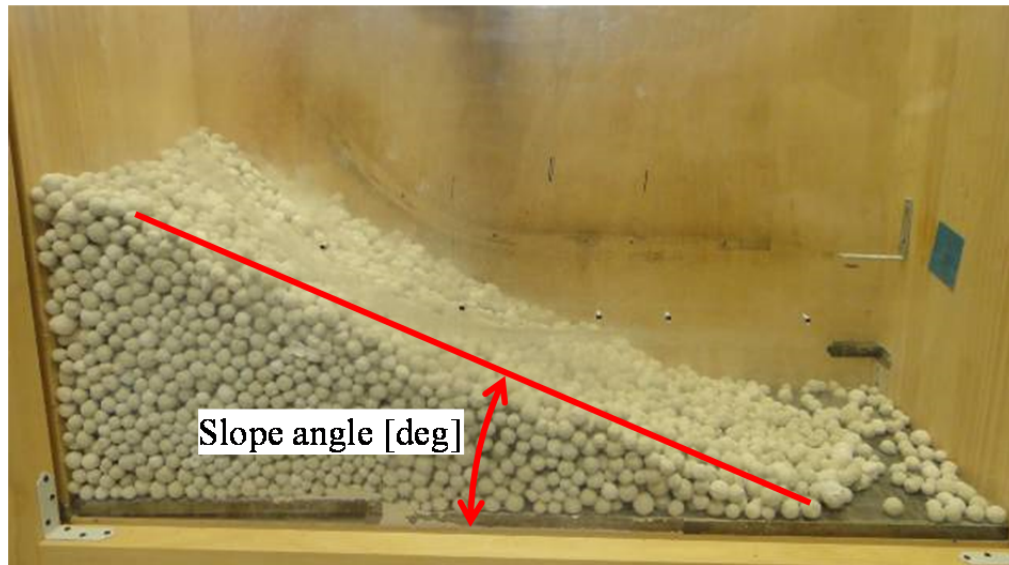


Fig.2.6 Result of the fall test

Table 2.1 Results of the fall test

Experiment No.	Slope angle[deg]
1	24.3
2	24.7
3	26.0
4	23.3
5	24.3
Average	24.5

3.3.2 崩落シミュレーション

実験と同様の寸法の容器を再現し、粒子を堆積させ崩落させるシミュレーションを実施する。シミュレーションの実施手順を Fig.2.7 に示す。まず、幅 300mm の容器内に粒子を自由落下させ、充填する。充填後、粒子の堆積高さが 250mm となるように余剰粒子を除去する。そして、右側の壁面を拡大することで堆積した粒子が崩落する。斜面角度の算出は、斜面表面の粒子の座標を抽出し、その粒子の座標を一次近似することで線形回帰式を算出し、その回帰式より斜面の角度を算出した。

減衰比および摩擦係数をそれぞれ 9 水準とりすべての組み合わせで 81 回のシミュレーションを実施した。減衰比は 0.8 から 0.3 まで変化させ、摩擦係数は 0.5 から 0.05 まで変化させた。シミュレーション実施後、斜面の角度を算出した。パラメータの組み合わせと、そのパラメータを用いてシミュレーションを行った。

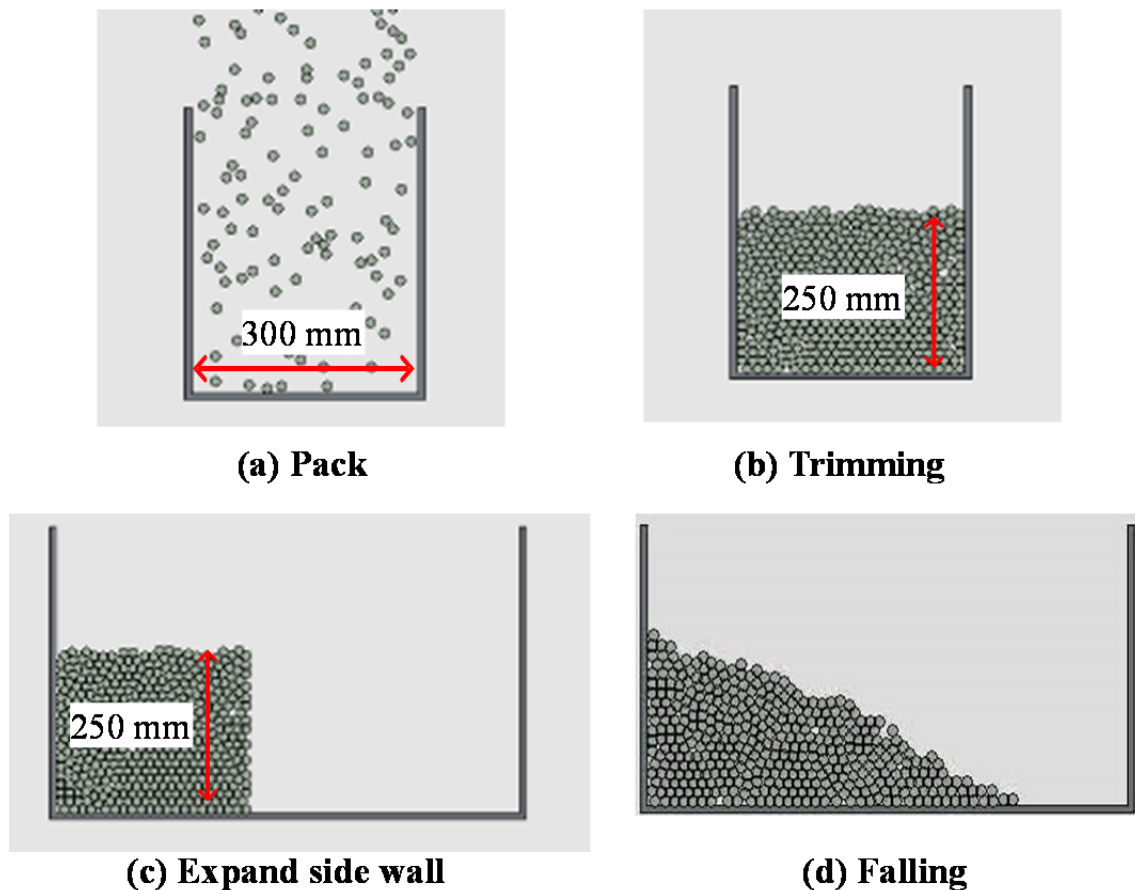


Fig.2.7 Procedure of the fall test for identification

3.3.3 応答曲面によるパラメータの同定

得られたシミュレーション結果より 4 次の多項式近を行うことで、Fig.2.8 に示す応答曲面モデルを作成した。この応答局面を用い、Fig.2.9 に示す実験値とシミュレーションで求めた斜面の角度の誤差の二乗和が最小となるパラメータの組み合わせをシンプレックス法^[9]により求めた。その結果、減衰係数比を 0.68、摩擦係数を 0.11 と同定した。

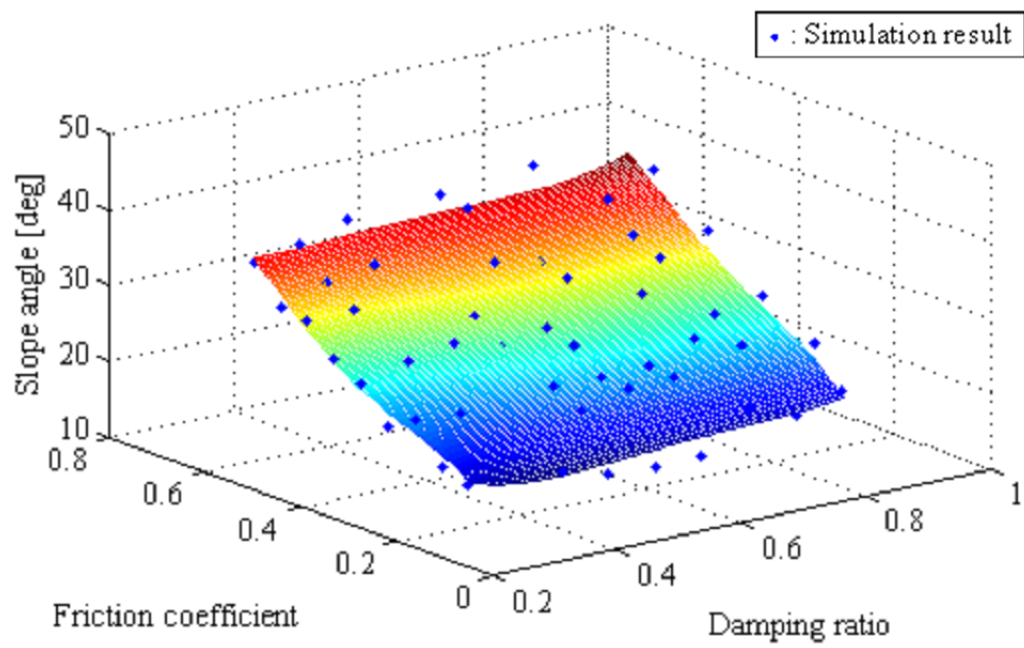


Fig.2.8 Simulation results and response surface

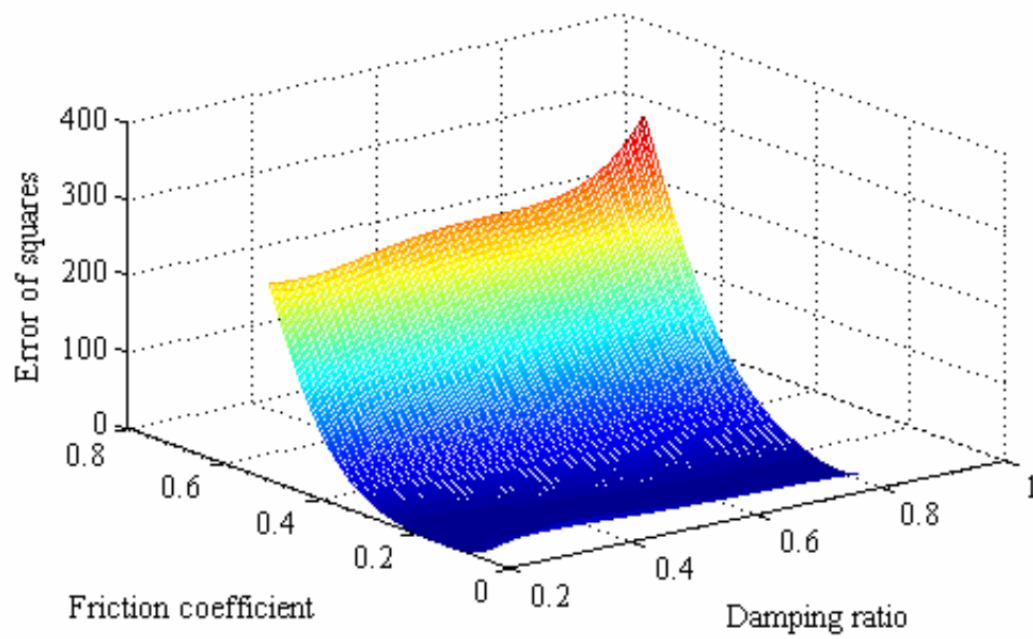


Fig.2.9 Error of squares

2.4 掘削試験機を用いたシミュレーションの検証

2.4.1 試験機の機構と制御システム

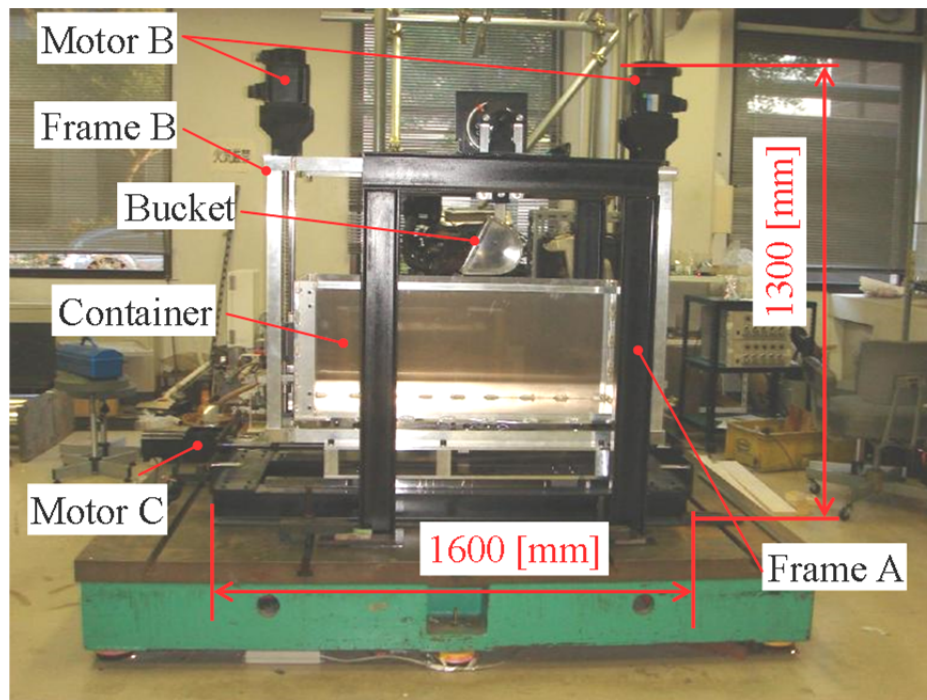
掘削試験機を Fig.2.10 に示す。この装置はバケットをモータ A により回転動作させ、土槽はモータ B および C に直結されたボールねじを回転させ上下・左右方向への併進動作を行う。モータ A には減速比 1/75 の減速機が接続されている。そしてこれらの 2 種類の動作を組み合わせることで、油圧ショベルにおける掘削を擬似的に再現することができる。各モータの定格出力を Table2.2 に、バケットの各寸法を Fig.2.11 に示す。

バケットは、フレーム A によって固定された回転軸によって一定の場所に固定された状態でモータ A により回転動作のみを行う。モータ A の回転軸部分とバケット回転軸の間には 2 本のバーがクランク機構を持つように平行に取り付けられている。モータ A を動作させることによって、モータの軸が回転し、軸に接続された 2 本のバーにより、バケットの回転軸を回転させる機構となっている。また、土槽の両側面上部にはそれぞれ 1 基ずつの計 2 基のモータ B が配置され、土槽両側のねじ軸を回転させる役割を持っている。2 本のねじ軸にはそれぞれ、土槽を支えるようにボールねじが取り付けられており、モータ B を回転させることで、土槽を上下に併進移動させることができる。一方、水平方向の土槽の併進移動は、モータ C によって行う。土槽を固定しているフレーム B をスライドテーブルに搭載し、このライドテーブルをモータ C に直結しているボールねじを使用して移動させることによって水平動作を行う。

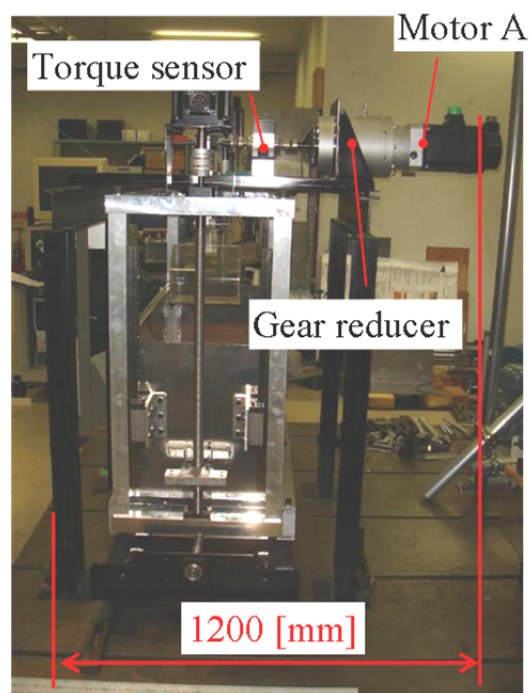
試験装置の制御・計測システムを Fig.2.12 に示す。バケット軌跡データ、コントローラ、DSP、モータ、センサにより試験機の制御を行う。

予め製作した掘削軌跡の時系列データによりコントローラから 4 基のサーボモータに制御信号を DSP より入力し、サーボモータを制御する。4 基のサーボモータにはロータリーエンコーダが内蔵されており、エンコーダからの信号に基づき、バケットの軌跡データの通りに土槽の移動距離とバケットの回転角度を制御できるようになっている。

また、モータ A の回転軸にはトルクセンサが設置されており、DSP を介し計測データを記録ができ、トルクセンサの計測データとロータリーエンコーダの角度から掘削エネルギーを算出できる。



(a) Front view



(b) Side view

Fig.2.10 Digging test device

Table 2.2 Rated torque of motors

Motor	Rated torque[Nm]
A	9.55
B	2.50
C	1.27

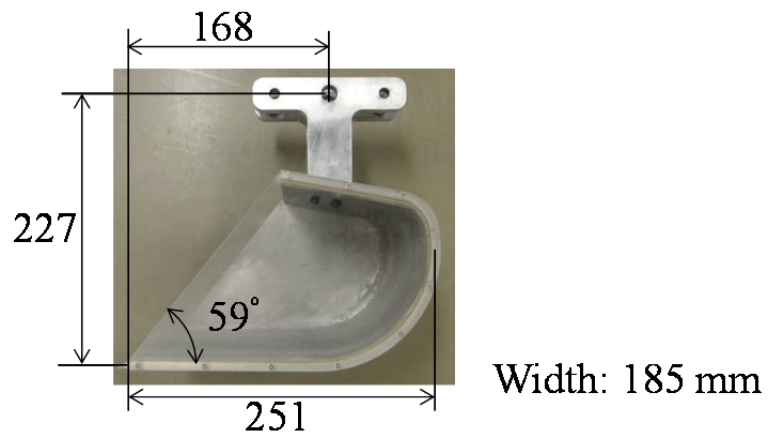


Fig.2.11 Dimension of the Bucket

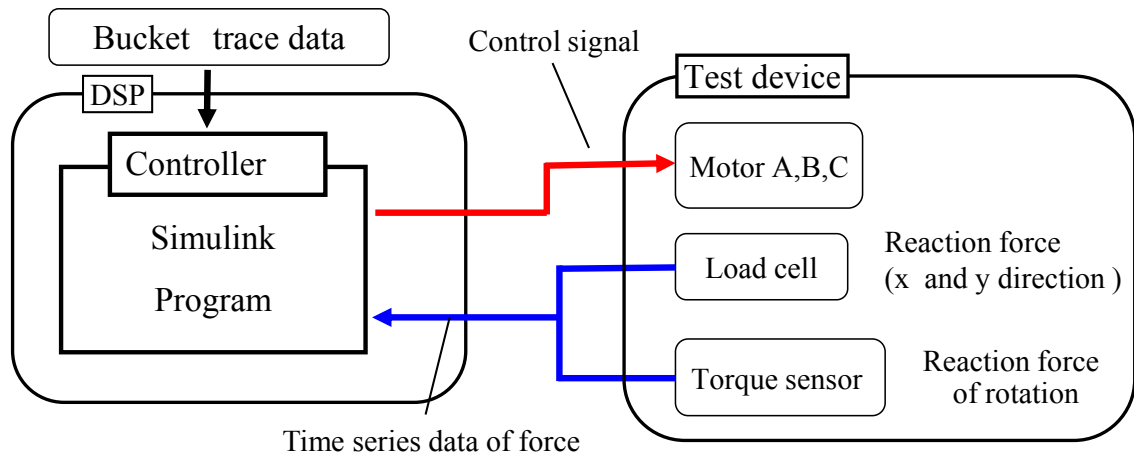


Fig.2.12 Control system for the test device

2.4.2 実験条件

掘削試験機とシミュレーションの両方が同様の実験条件となるように掘削試験を行う。シミュレーションに用いたパラメータを表 2.3 に示す。掘削試験を行った斜面形状を Fig.2.13 に示す。コンテナ左下端を原点とし、Fig.2.13 中に示す座標（単位：[mm]）を基準として斜面を作成した。この斜面と Fig.2.14 に示す 3 種類の掘削軌跡を用いて、各軌跡 5 回ずつ掘削試験を行った。

Table2.3 Simulation parameters

Diameter [m]	1.41E-02
Density [kg/m ³]	3.00E+03
Elastic modulus [Pa]	6.50E+06
Poisson ratio	0.23
Damping ratio	0.68
Friction coefficient	0.11

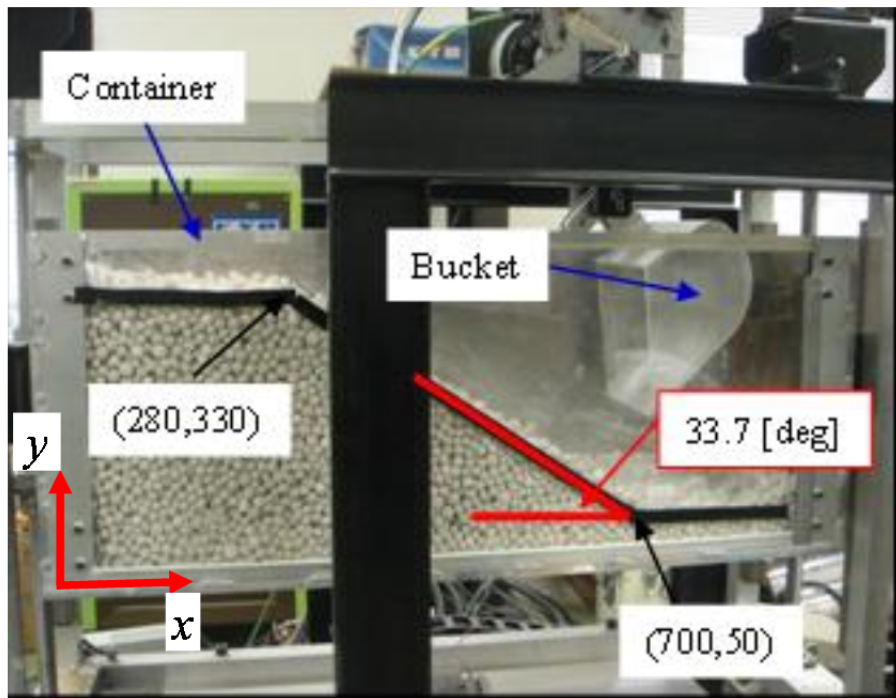
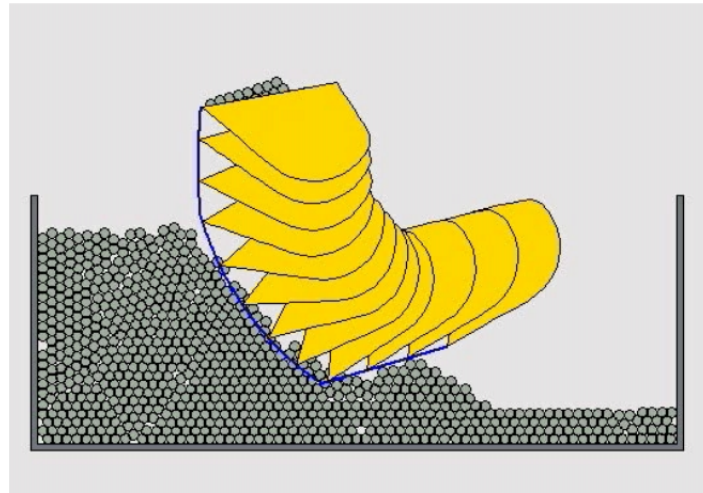
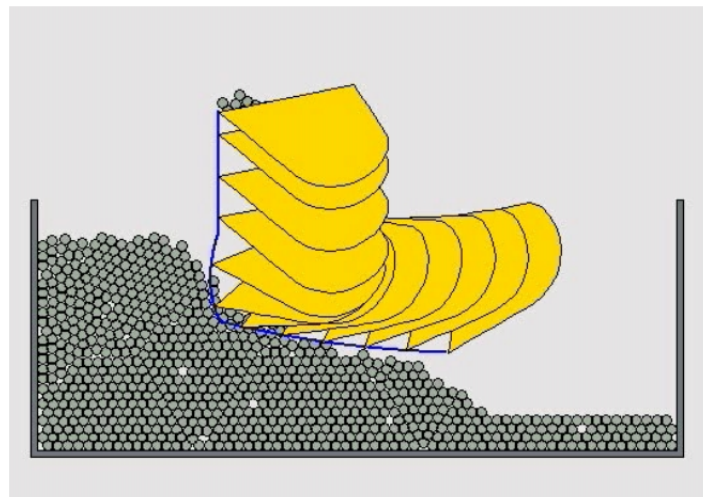


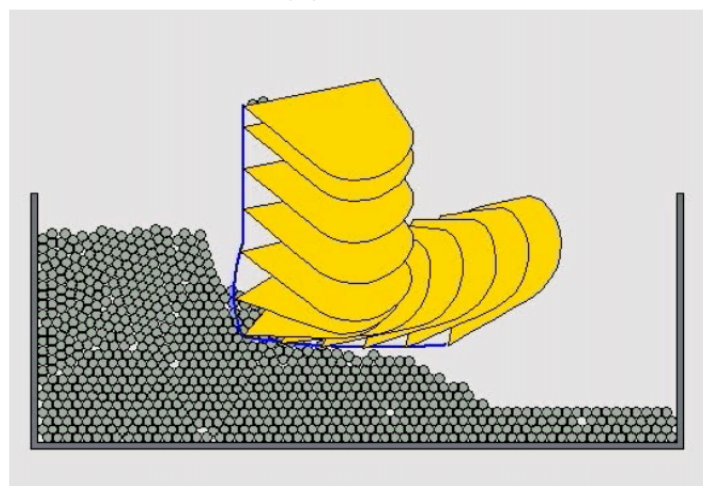
Fig.2.13 Slope condition



(a) Trace1



(b) Trace2



(c) Trace3

Fig.2.14 Digging trajectories

2.4.3 結果

掘削試験機による実測値およびシミュレーションでの、掘削量・掘削エネルギー・掘削効率の値とシミュレーションと実験値の誤差を Table2.4 に示す。そして、各軌跡ごとに掘削量を Fig.2.15, 掘削エネルギーを Fig.2.16, 掘削効率を Fig.2.17 にそれぞれ棒グラフ示す。各図中の赤線は実験結果の平均値の 95%信頼区間を示す。

また、掘削量、掘削エネルギーおよび掘削効率の各項目ごとに最大となる軌跡の値で各軌跡の値を割り、最大値が 1 となるように正規化する。正規化した実験結果を Table2.5 に示す。正規化した掘削量を Fig.2.18, 掘削エネルギーを Fig.2.19, 掘削効率を Fig.2.20 にそれぞれ棒グラフ示す。各図中の赤線は実験結果の平均値の 95%信頼区間を示す。

Tabel2.4 Results and errors between the test and the simulation

		Measurement	Simulation	
			Value	Error
Trace 1	Payload [kg]	0.41	0.52	26.8%
	Energy [J]	3.20	2.70	-15.6%
	Efficiency [kg/J]	0.13	0.19	50.3%
Trace 2	Payload [kg]	0.48	0.65	35.4%
	Energy [J]	2.40	2.00	-16.7%
	Efficiency [kg/J]	0.20	0.33	62.5%
Trace 3	Payload [kg]	0.49	0.65	32.7%
	Energy [J]	2.70	2.10	-22.2%
	Efficiency [kg/J]	0.18	0.31	70.6%

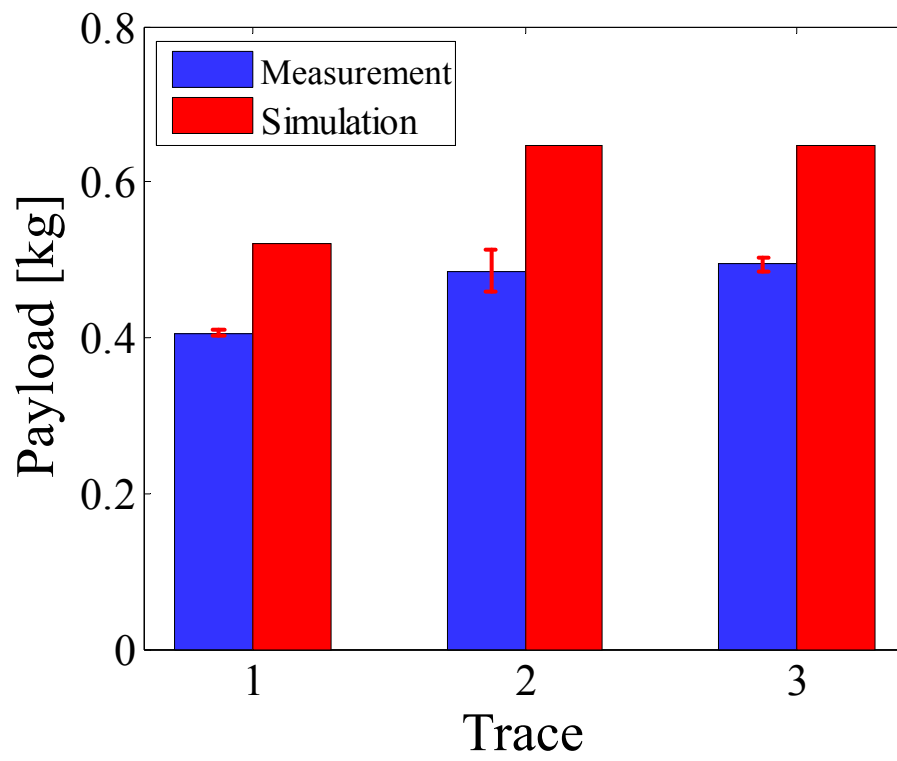


Fig.2.15 Payload

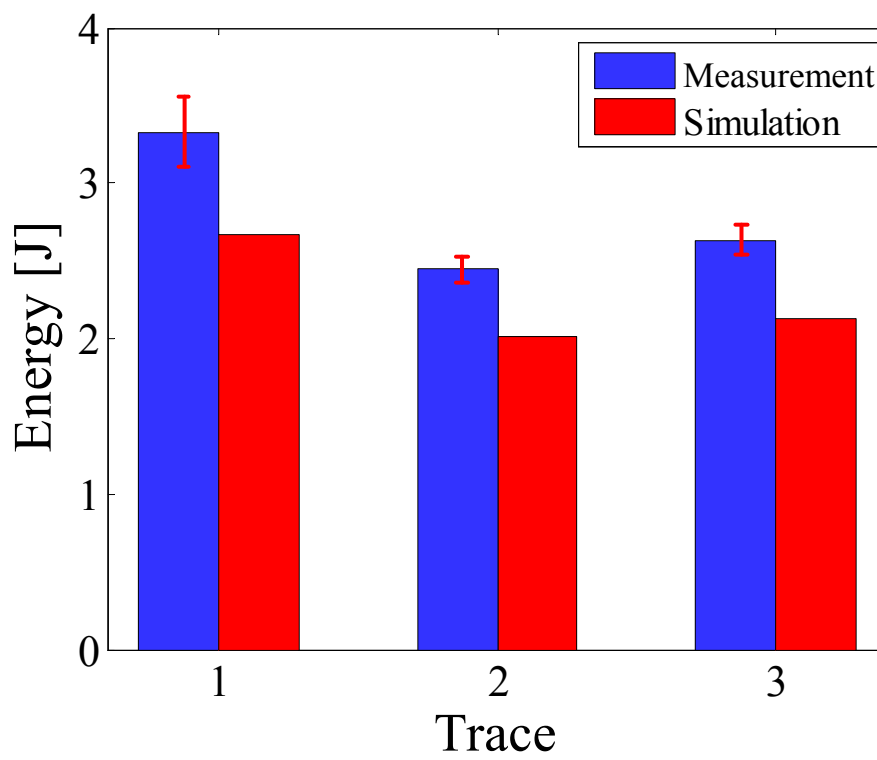


Fig.2.16 Digging energy

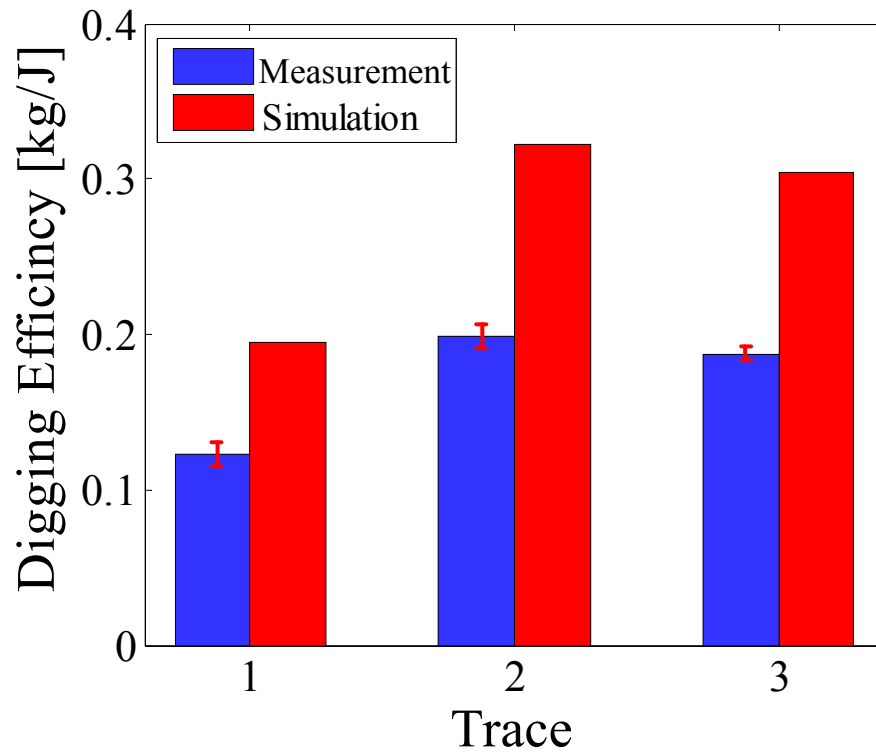


Fig.2.17 Digging efficiency

Tabel2.5 Normalized results and errors between the test and the simulation

		Measurement	Simulation	
		Value	Value	Error
Trace 1	Payload	0.82	0.80	-2.2%
	Energy	1.00	1.00	0.0%
	Efficiency	0.62	0.61	-2.1%
Trace 2	Payload	0.98	1.00	1.6%
	Energy	0.73	0.75	2.6%
	Efficiency	1.00	1.00	0.0%
Trace 3	Payload	1.00	1.00	0.0%
	Energy	0.79	0.80	0.7%
	Efficiency	0.94	0.95	0.1%

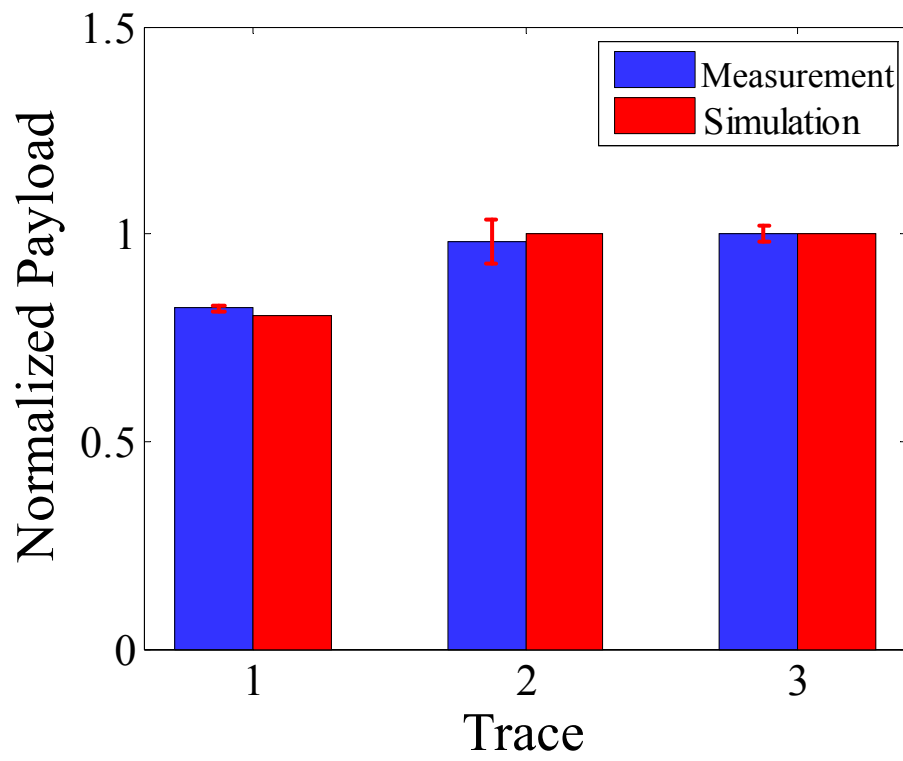


Fig.2.18 Normalized payload

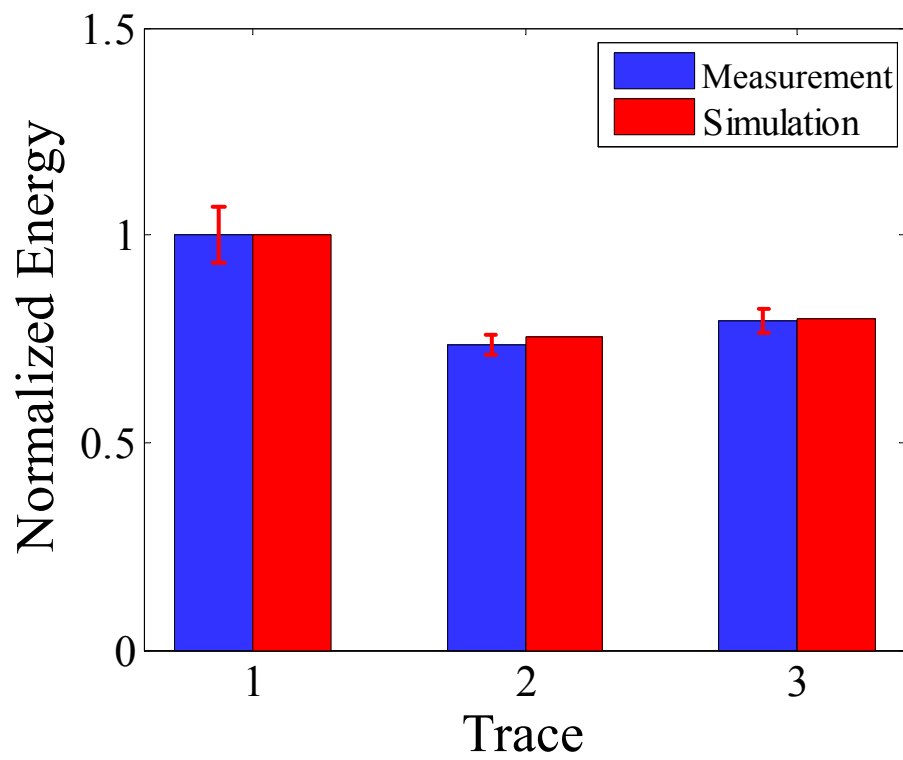


Fig.2.19 Normalized energy

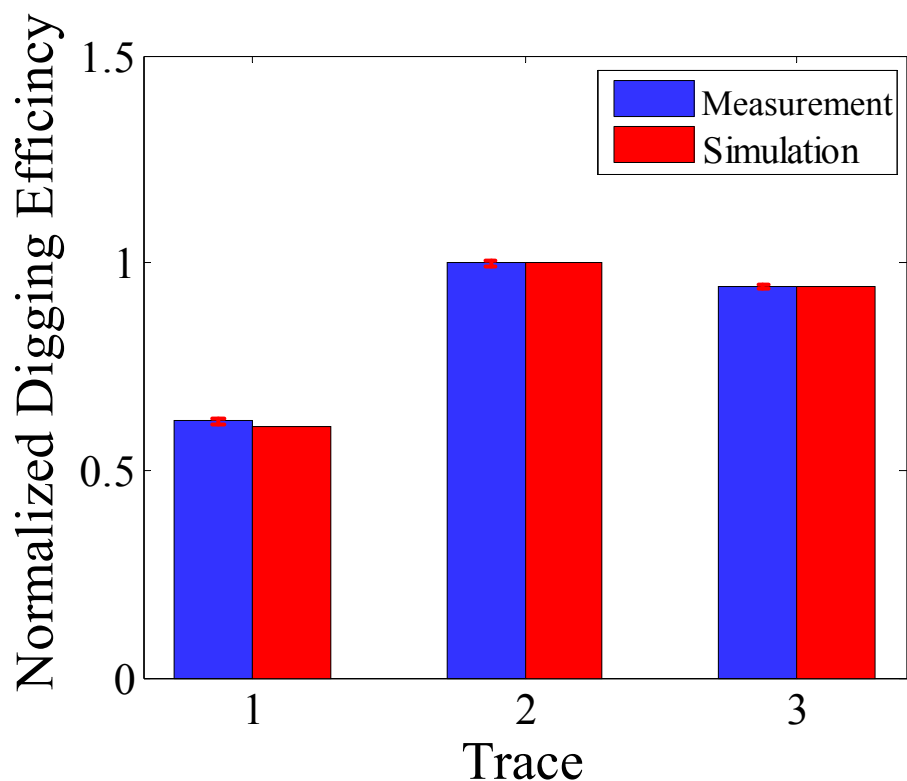


Fig.2.20 Normalized digging efficiency

2.4.4 掘削シミュレーションの精度検証

Table2.4 より掘削軌跡が異なると掘削量・掘削エネルギー・掘削効率がそれぞれ変化することが確認できる。また、実験値とシミュレーションを比較すると、誤差は最も小さいもので18%あり、最も大きいものは70%程度ある。しかし、Fig.2.15 から Fig.2.17 において各項目の値の軌道間の大小関係がシミュレーションと実験値の傾向が一致している。掘削量は Trace3 が最も高くなり、Trace1 が最も低い値となる。掘削エネルギーは Trace1 が最も高くなり、Trace2 が最も低い値となる。掘削効率は Trace2 が最も高くなり、Trace1 が最も低い値となる。各項目の傾向が実測とシミュレーションで一致していることが確認できる。このことより、掘削シミュレーションにより掘削性能の定性的評価が可能であると考えられる。

また、実験値とシミュレーション値をそれぞれ正規化した場合、誤差は Table2.5 より最大でも3%未満となった。また、Fig.2.18 から Fig.2.20 中に示した実験値の95%信頼区間を考慮すると、正規化した実験値とシミュレーション値が、概ね一致していること

が確認できる．したがって、構築した掘削シミュレーションにより掘削軌跡の違いによる掘削性能の変化を定量的に評価することができると考えられる．

2.4.5 掘削量の誤差の原因

掘削量を比較すると、実験値よりシミュレーション値の方が大きくなる傾向がある．これは、掘削シミュレーションが2次元モデルであることが原因である．実験においては掘削後半ではバケット前方の土が盛り上がる．そして、盛り上がった土の一部は Fig.2.21 中に示す矢印で示すようにバケット側面へ流れていく現象が確認できた．バケット前後方向だけでなくバケットの幅方向にも粒子が流動することが確認できた．一方、シミュレーションでは、2次元における解析であるため、バケットの幅方向への移動は解析上考慮できないため、盛り上がった粒子は Fig.2.22 中に示すように矢印バケット前後方向のみに崩れる．そのため、バケット内に崩れ落ちる粒子が実験より多くなる可能性がある．そのため、シミュレーションによる掘削量が実験値を上回る傾向を示したと考えられる．



Fig.2.21 Soil flow in experiment

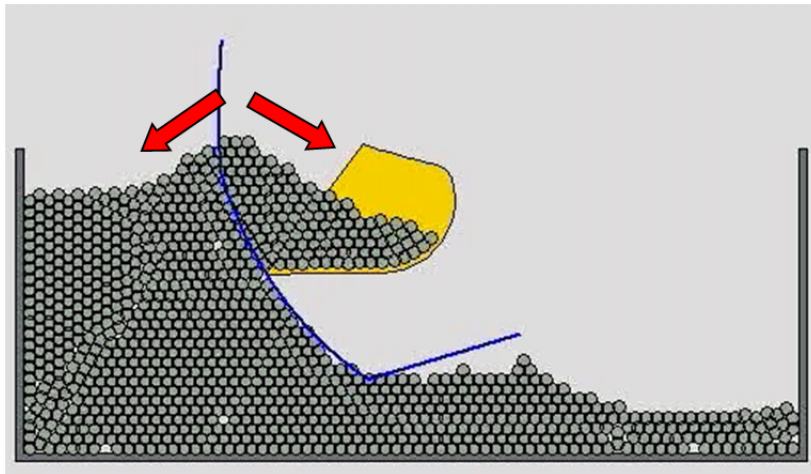


Fig.2.22 Soil particle flow in simulation

2.5 結言

本章では 2 次元個別要素法に基づき掘削の生産性を定量的に評価するためのシミュレーションを構築し、2 次元個別要素法のためのシミュレーションパラメータ同定を行った。そして、掘削試験機を用いて掘削シミュレーションの妥当性を評価した。得られた結論を以下に示す。

- (1) 2 次元個別要素法に基づき土壌をモデル化し、掘削シミュレーションにより掘削作業を評価した。
- (2) 土壌の挙動が一致するようにパラメータを決定することで、2 次元モデルにおいても掘削を定性的に評価できる。
- (3) 掘削の軌道が異なることで掘削の生産性が異なることを実験およびシミュレーションで確認することができた。

参考文献

- [1] 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.
- [2] P. A. Cundall; O. D. L. Strack, A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies, *Géotechnique*, vol. 29, Issue 1, pp.47-65, 1979.
- [3] LUENGO O., SINGH S., CANNON H., “Modeling and Identification of Soil-tool Interaction in Automated Excavation”, *Proc IEEE/RSJ Int Conf Intell Robots Syst*, Vol.1998, No. Vol.3, pp.1900-1906, 1998.
- [4] Z. Asaf , D. Rubinstein, I. Shmulevich Evaluation of link-track performances using DEM, *Journal of Terramechanics* 43 pp.141–161, 2006.
- [5] 粉体工学会, 粉体シミュレーション入門, 産業図書, p.29-33 , 2001.
- [6] 金多 潔, “弾性論”, コロナ社, p.429-434, 1973.
- [7] LI Yanjie, XU Yong, THORNTON Colin, ” A comparison of discrete element simulations and experiments for 'sandpiles' composed of spherical particles”, *Powder Technology*, Vol.160 No.3 pp.219-228 , 2005.
- [8] ZHOU Y. C., XU B. H., YU A. B., ZULLI P., “An experimental and numerical study of the angle of repose of coarse spheres.”, *Powder Technology*, Vol.125 No.1 pp.45-54, 2002.
- [9] 近藤 次郎, “最適化法”, コロナ社, p.88-99, 1984.

第3章 油圧ショベルの動力学モデルと掘削解析

3.1 諸言

本章では油圧ショベルを閉ループ機構で構成されるマニピュレータとみなし、動力学モデルの導出について示す。油圧ショベルのフロントと呼ばれる作業装置はブームシリンダ・アームシリンダ・バケットシリンダで構成される閉ループ構造を持つ。他の研究では油圧ショベルを3リンクの開ループマニピュレータとみなしたモデルが示されている^{[1]-[3]}。しかし、ショベルの機体サイズが大きくなった場合、または掘削動作が比較的速い場合は、シリンダなどの閉ループを構成する部品の重力および慣性力などの影響が大きくなり、モデルによる計算誤差も増大する。

本研究ではこれらのリンクと油圧シリンダで構成される閉ループを含めてモデル化することで、より詳細な油圧ショベルのリンク機構の力学モデルを構築する。掘削作業を解析するために油圧ショベルのリンク機構の運動学および動力学について述べる。本研究では2つの方法で動力学モデルを導出する。1つの共通の全体座標系においてすべてのリンクの慣性力を含む力のつり合いから各シリンダの発生力を逆計算する。また、ショベルの各リンクに座標系を配置し、ニュートン・オイラー法によってショベルの運動方程式を導出する。

また、本シミュレーションでは掘削時に地面から受ける外力を再現するために、前章に示した個別要素法に基づく土壌モデルを用いる。そして、油圧ショベルのリンク機構の力学モデルと土壌モデルを組み合わせた連成シミュレーションを構築する。モデルの妥当性を検証するために、実際の熟練オペータによる掘削作業を再現し、結果を実測値と比較する。また、掘削中に地面から受ける反力によって発生するシリンダ力を計算した。土壌モデルを用いることで掘削時の地面からショベルが受ける掘削抵抗を評価でき、その影響をシミュレーションにより定量的に把握することができる。さらに、掘削量の評価が可能になるため油圧ショベルによる掘削の生産性の評価を行うことができる。

3.2 全体座標系に基づく逆動力学計算モデル

掘削軌道よりある時刻のバケット先端の座標とバケット姿勢が与えられた際の逆運動学問題を解き、油圧ショベルのリンク機構を構成するすべての部品の姿勢と座標を算出する。バケット先端の位置と姿勢の両方が与えられると、ショベルの構造上すべての

部品の位置と姿勢が一意的に決定する．このことから，バケット軌道よりリンク機構の各部品間の相対的な位置関係を決定することができる．この逆運動学問題を解くことで得られた各部品の重心座標から加速度および角加速度を求め，各部品に生じる慣性力を計算する．それに加え，前章において示した個別要素法モデルによって解析したバケット反力を外力とみなし，動的なつり合い方程式を構築することでリンクの支点間反力およびシリンダ発生力が求められる．なお，本解析モデルでは掘削作業を解析の対象とするため，機体の旋回動作は考慮せず，2次元平面内で解析を行う．

3.2.1 油圧ショベルの逆運動学

Fig.3.1 のようにショベルの上部旋回体の旋回軸と地面との交点を基準座標系の原点とし，水平方向を x ，垂直方向を y と定義する．次に，各部品にそれぞれ Fig.3.2 に示すように，ブームの支点 1，アームの支点 4，バケットの先端 E，ガイドリンクの支点 7，バケットリンクの支点 10 にそれぞれ個別の部品座標系を定義する．

バケット先端の全体座標系における座標を (x_E, y_E) ，バケットの傾き θ_E から油圧ショベルの部品座標系の基準座標系に対する傾きを求める．以下，基準座標系における支点 i の位置ベクトルを $\mathbf{P}_i = (x_i, y_i)^T$ と表す．

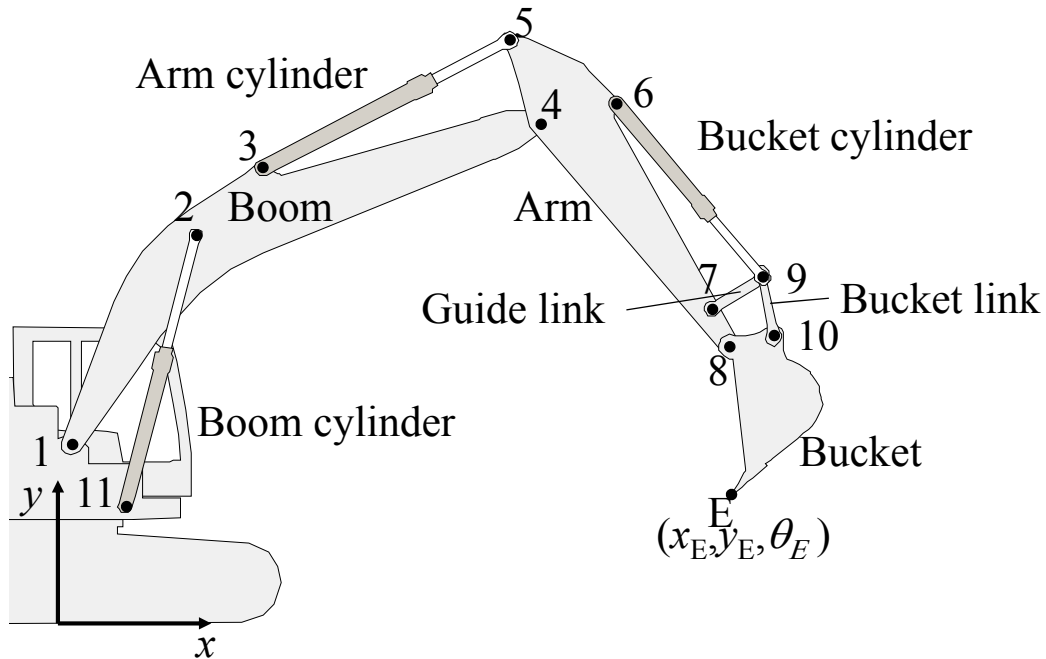


Fig.3.1 Front component of hydraulic excavator

まず，支点 8 の基準座標は以下の式で表せる．

$$\mathbf{P}_8 = \mathbf{P}_E + \mathbf{R}(\theta_E)^{BK} \mathbf{P}_8 \quad (3.1)$$

ここで ${}^{BK}\mathbf{P}_8(=[l_3, 0]^T)$ はバケット座標系における支点 8 の位置ベクトルを示す．左上の添え字は座標系を示し，右下の添え字は支点番号をしめす．また $\mathbf{R}(\theta_E)$ は回転行列を示す．

支点 1, 8, 4 からなる三角形に余弦定理を用いるとブームの角度は以下の式で表される．

$$\theta_{BM} = \cos^{-1} \left(\frac{L_{18}^2 + l_1^2 - l_2^2}{2L_{18}l_1} \right) + \text{Atan2}(y_8 - y_1, x_8 - x_1) \quad (3.2)$$

ここで， L_{18} は支点 1-8 間の距離である．また， Atan2 は 4 象限の逆正接である．アームの角度は次の式で表される．

$$\theta_{AM} = \text{Atan2}(y_4 - y_8, x_4 - x_8) \quad (3.3)$$

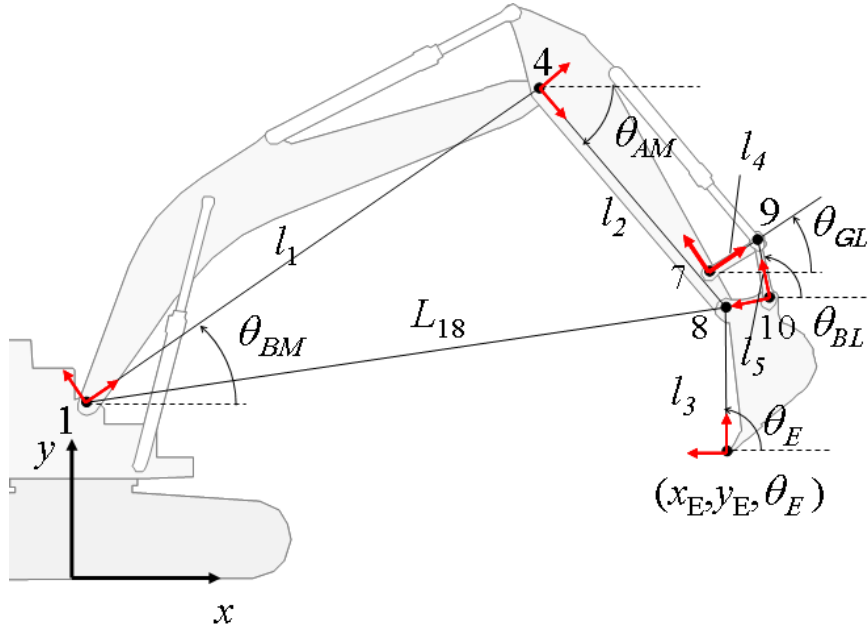


Fig.3.2 Define of parts angle and link length

ここで，支点 4 の座標は式(3.2)より求めたブームの角度とブーム座標系での支点 4 の座標を用いて，

$$\mathbf{P}_4 = \mathbf{P}_I + \mathbf{R}(\theta_{BM})^{BM} \mathbf{P}_4 \quad (3.4)$$

と表すことができる．また，ガイドリンクおよびバケットリンクの角度は，

$$\theta_{GL} = \cos^{-1} \left(\frac{l_4^2 + L_{410}^2 - l_5^2}{2l_4 L_{410}} \right) + \text{Atan2}(y_{10} - y_7, x_{10} - x_7) \quad (3.5)$$

$$\theta_{BL} = \text{Atan2}(y_{10} - y_9, x_{10} - x_9) \quad (3.6)$$

と表すことができる．ここで， L_{410} は支点 4 と支点 10 間の距離である．支点 9 および 10 の座標は，

$$\mathbf{P}_{10} = \mathbf{P}_E + \mathbf{R}(\theta_E)^E \mathbf{P}_{10} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{P}_9 = \mathbf{P}_7 + \mathbf{R}(\theta_{GL})^{GL} \mathbf{P}_9 \quad (3.8)$$

となる．以上の式よりバケットの先端位置より各部品の基準座標系における位置と姿勢を求めることができる．各時刻における各部品の基準座標系における各支点および重心座標および部品重心の加速度を計算し，次項に示す動力学解析を行う．

3.2.2 動力学解析

掘削軌道からバケット座標およびバケットの傾きが得られる．そして，前節に示したショベルの逆運動学を解くことで得た各部品の座標を数値微分し，加速度・角加速度を求め動力学解析を行う．動力学解析においては，油圧ショベルのフロント構造物の i 番目の支点に作用する支点反力 $\mathbf{R}_i = [S_i, T_i]^T$ を Fig.3.3 に示す向きを正と定義し，慣性力を考慮した動的な釣り合い式として部品ごとに構築する．これら式は図中の支点反力を未知数とした連立方程式となり，この連立方程式を解くことで各支点および 3 つのシリンダ両端に働く力を求めることができる^[5]．

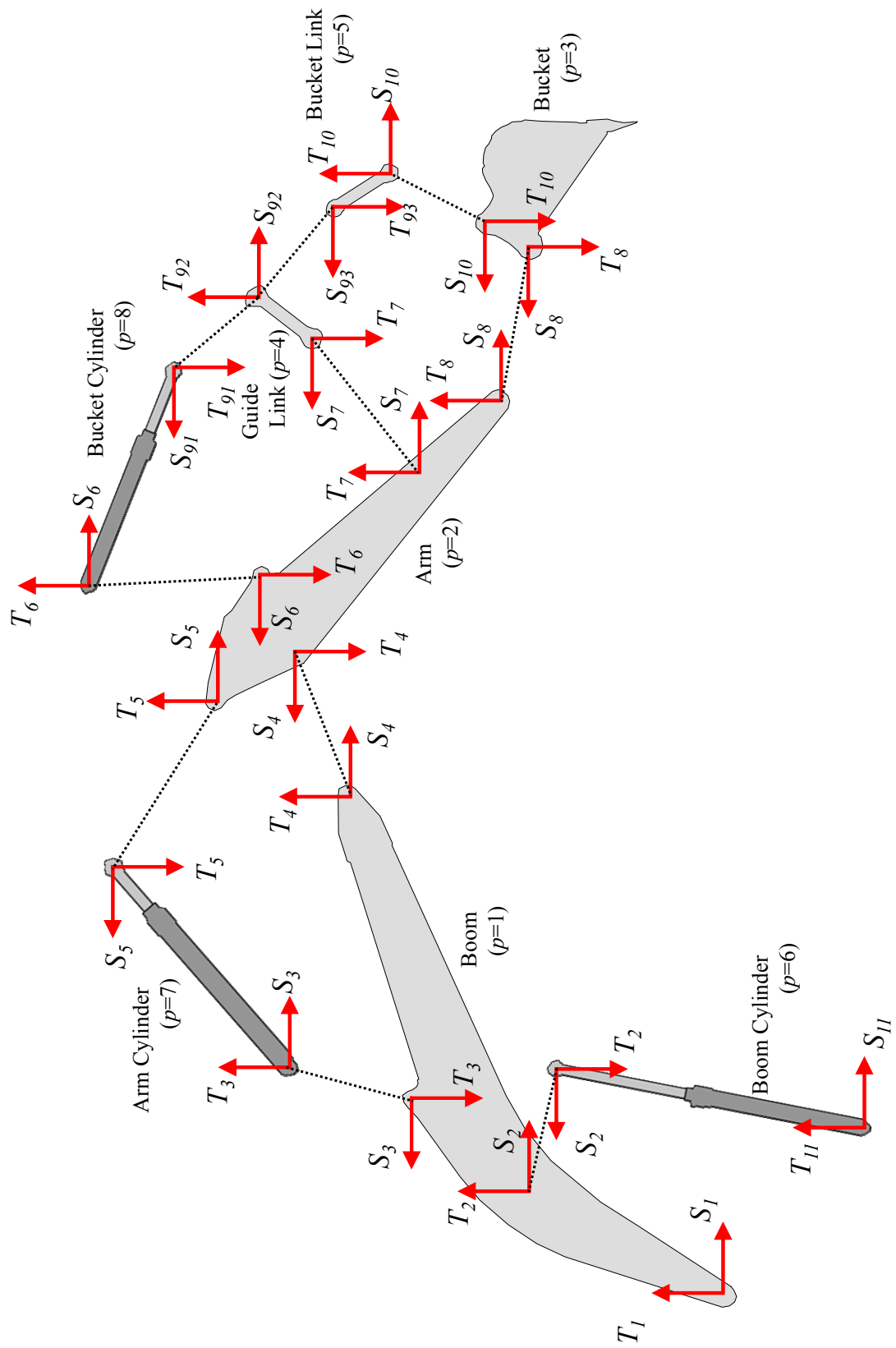


Fig.3.3 Joint reaction forces

各部品において、支点反力および慣性力を考慮し力のつり合い方程式およびモーメントのつりあい式を構築する．バケットを除く 7 つ部品については次の式がそれぞれ成立する．

$$M_p \ddot{\mathbf{P}}_{Cp} + M_p \mathbf{g} + \mathbf{R}_m + \dots + \mathbf{R}_i \dots + \mathbf{R}_n = 0 \quad (3.9)$$

$$I_p \ddot{\theta}_p + [(\mathbf{P}_m - \mathbf{P}_{Cp}) \times \mathbf{R}_m] + \dots + [(\mathbf{P}_i - \mathbf{P}_{Cp}) \times \mathbf{R}_i] + \dots + [(\mathbf{P}_n - \mathbf{P}_{Cp}) \times \mathbf{R}_n] = 0 \quad (3.10)$$

ここで、添字 $p(=1,2,4\sim8)$ は図中の各部品、添え字 $i(=1\sim7,9,11)$ は各支点を示す． M_p は各部品の質量， \mathbf{g} は重力加速度ベクトル， \mathbf{P}_{Cp} は各部品の質量中心の位置ベクトルを表す．

バケットでは土壌モデルにより計算したバケット反力を考慮する． n_b 個の粒子からなるバケットの i 番目の粒子に働く力を \mathbf{F}_{DEMi} ，その作用点の位置ベクトル \mathbf{P}_{DEMi} として加える．力のつり合い式およびモーメントのつり合い式は以下ようになる．

$$M_3 \ddot{\mathbf{P}}_{C3} + M_3 \mathbf{g} + \mathbf{R}_8 + \mathbf{R}_{10} + \sum_{i=1}^{n_b} \mathbf{F}_{DEMi} = 0 \quad (3.11)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_3 + [(\mathbf{P}_8 - \mathbf{P}_{C3}) \times \mathbf{R}_8] + [(\mathbf{P}_{10} - \mathbf{P}_{C3}) \times \mathbf{R}_{10}] + \sum_{i=1}^{n_b} [(\mathbf{P}_{DEMi} - \mathbf{P}_{C3}) \times \mathbf{F}_{DEMi}] = 0 \quad (3.12)$$

ここで M_3 はバケット質量， I_3 はバケットの慣性モーメント， \mathbf{P}_{C3} は基準座標系でのバケット重心の座標を示す．ショベルのフロントは 8 個の部品で構築されるため，合計 24 のつり合い式を構築できる．さらに支点 9 においては以下の関係がある．

$$-\mathbf{R}_{91} + \mathbf{R}_{92} - \mathbf{R}_{93} = 0 \quad (3.13)$$

以上の力とモーメントのつり合い方程式は、支点反力 S_i ， T_i を 26 個の未知数とした合計 26 式からなる連立方程式を解くことで、各支点に働く力を求めることができる．

3.2.3 消費エネルギーの計算

前節で求めた支点に作用する力をシリンダ発生力とする．支点 2 に生じる力 \mathbf{R}_2 がブームシリンダ力，支点 5 に生じる力 \mathbf{R}_5 がアームシリンダ力，支点 9 に生じる \mathbf{R}_9 がバケ

ットシリンダ力となる．また，3.2.1 に示した逆運動学より各時刻における各シリンダの両端の座標を得ることができ，各シリンダの伸縮速度 \dot{L}_{BM} ， \dot{L}_{ST} ， \dot{L}_{BK} を計算できる．そして，次の式で掘削エネルギーを計算することができる．

$$E = \int_0^{t_f} \left(|\mathbf{R}_2| \dot{L}_{BM} + |\mathbf{R}_5| \dot{L}_{AM} + |\mathbf{R}_9| \dot{L}_{BK} \right) dt \quad (3.14)$$

ここで， t_f は掘削終了時刻を表す．

3.3 ニュートン・オイラー法に基づく定式化

これまでにクローラローダおよびホイールローダの閉リンクをモデル化した動力学モデルが示されている^{[6]-[8]}．これらをもとに本研究で対象とするバックハウタイプの油圧ショベルのモデルを構築した．前述の手法とは異なり，本節で示す支点間の未知反力が陽に式の中に現れない運動方程式を導出することができるのが特徴である．

3.3.1 座標系の定義

本モデルでは Fig.3.4 から Fig.3.7 に示すように各リンクに座標系を定義する．丸で囲まれている数字は部品番号を示す． $\{i\}$ は部品番号 i の座標系を表す．各部品における座標系の配置と座標原点の支点番号を Table 3.1 に示す．ここで，ブーム・アーム・バケットを主リンク系と呼称する．上部旋回体・ブーム・ブームシリンダから成る閉ループをブームシリンダループ，ブーム・アーム・アームシリンダから成る閉ループをアームシリンダループ，アーム・バケット・パワーリンク・アイドルリンク・バケットシリンダから成る閉ループをブームシリンダループと呼称する．ショベルの運動を記述するために Denavit-Hartenberg 表記法^[9]に従い各リンクに座標を配置する．ショベルの Denavit-Hartenberg パラメータは Table 3.2 に示すようになる．これらのパラメータは，

$a_{(i-1)i}$: z_{i-1} 軸から z_i 軸までの x_i 軸に沿って距離

α_{i-1} : z_{i-1} 軸と z_i 軸がなす x_{i-1} 軸周りの角度

d_i : x_{i-1} 軸から x_i 軸までの z_i 軸に沿った距離

θ_{i-1} : x_{i-1} 軸と x_i 軸がなす z_i 軸周りの角度

を表す． α_{i-1} は油圧ショベルの場合， $-90, 0, 90[\text{deg}]$ のいずれかの値となる． d_i はシリンダの長さである．

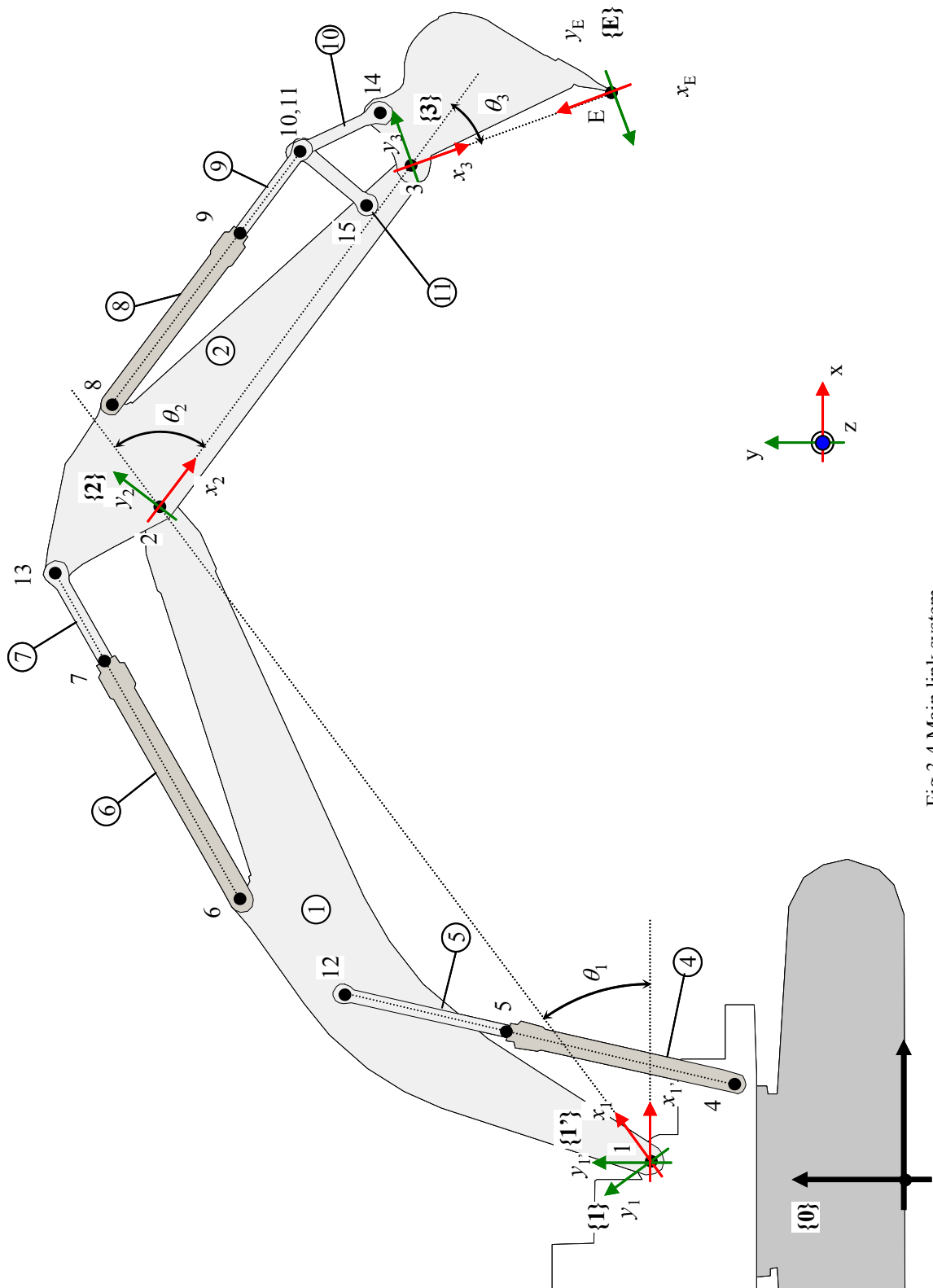


Fig.3.4 Main link system

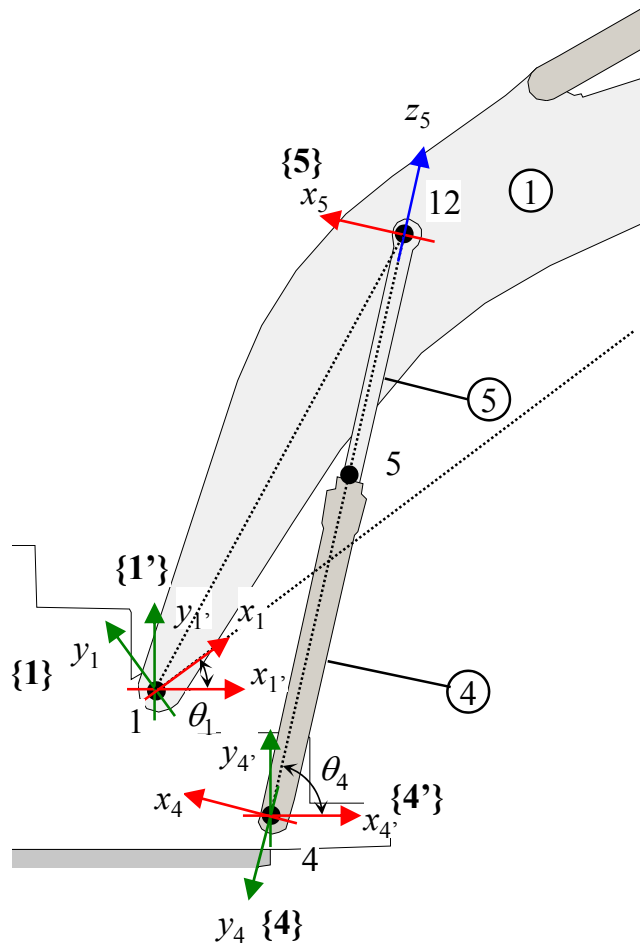


Fig.3.5 Boom cylinder loop

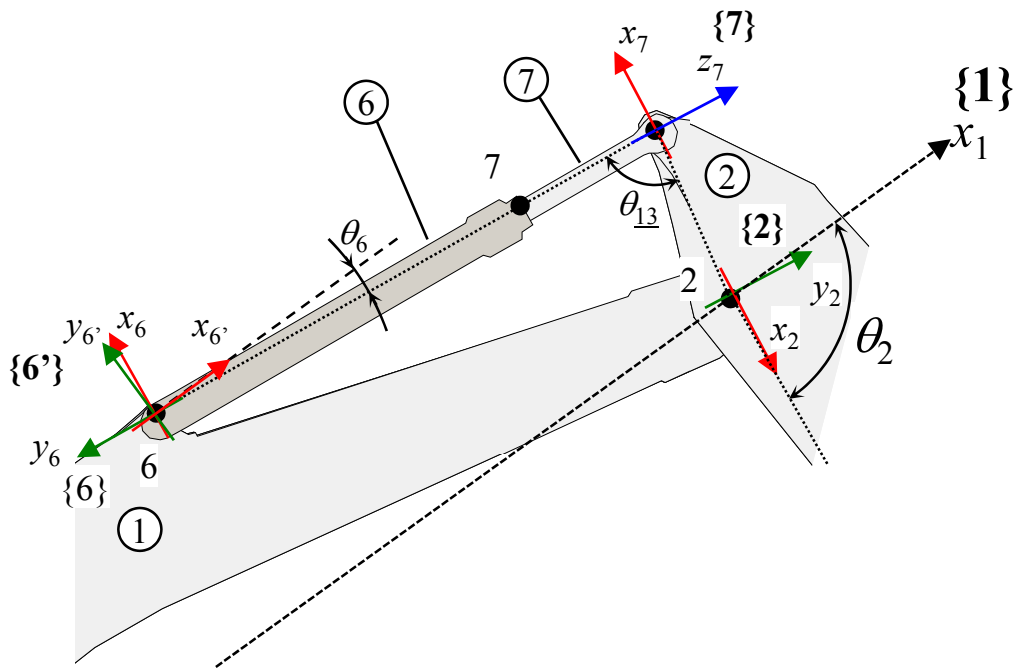
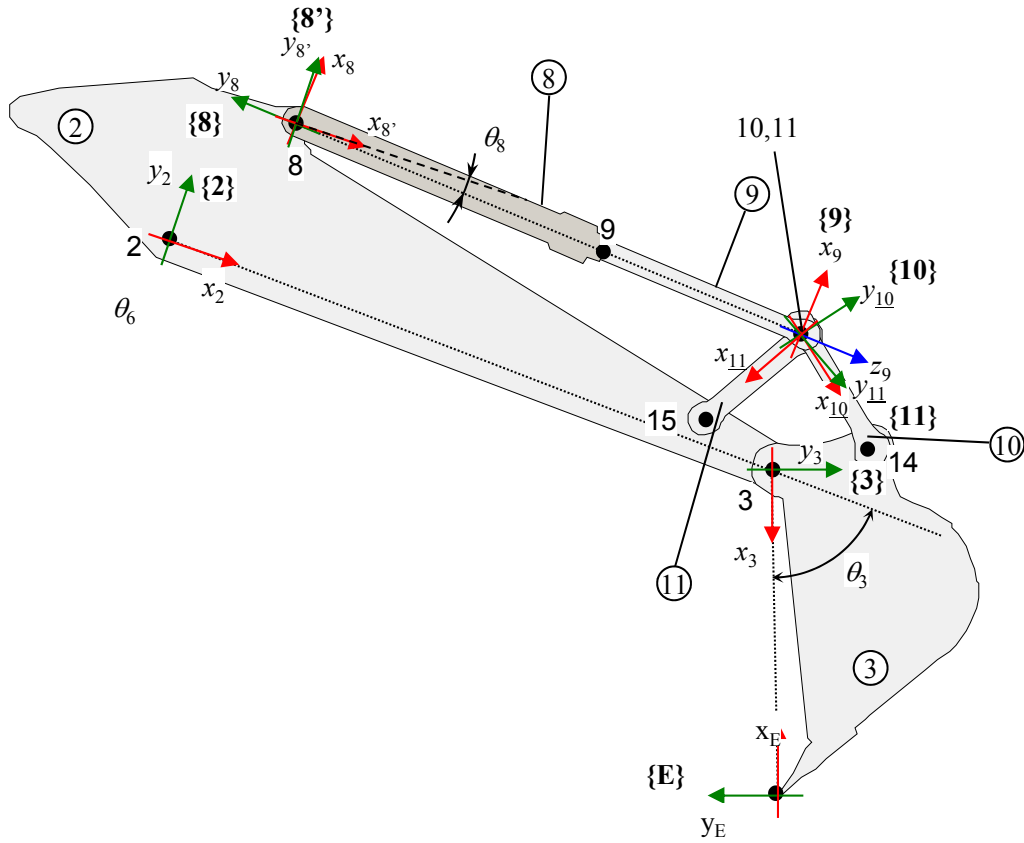
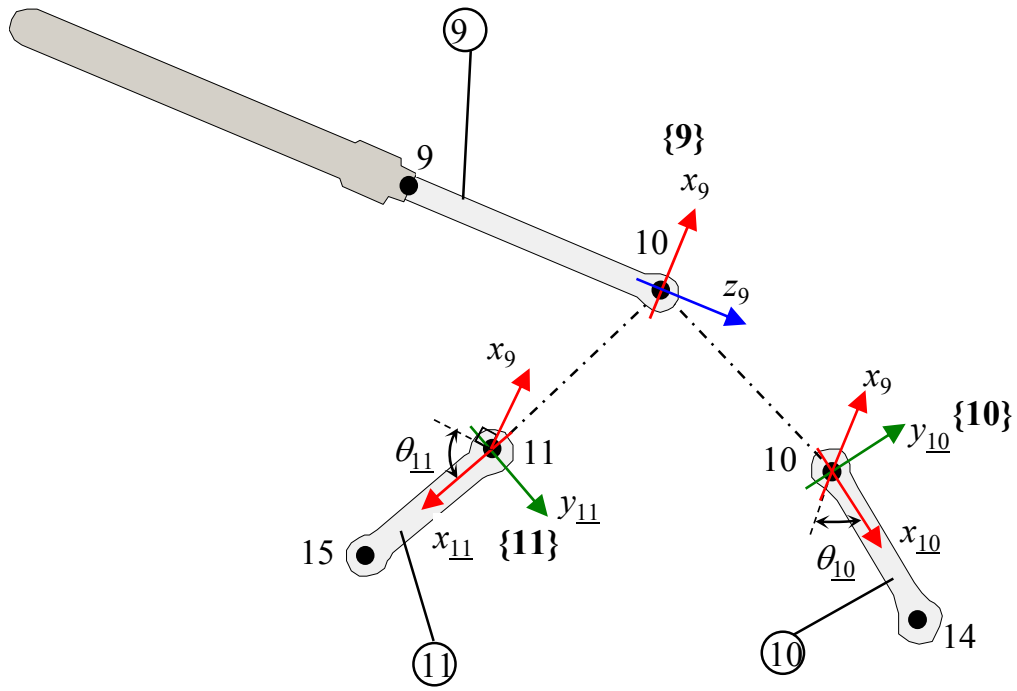


Fig.3.6 Arm cylinder loop



(a) General view of bucket cylinder loop



(b) Detail at bucket cylinder end

Fig.3.7 Definition of coordinate system at Bucket cylinder loop

Table 3.1 Arrangement of coordinate system

Parts	Parts No.	Coordinate No.	Joint number of coordinate 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
Bucket link	10	10	10
Guide link	11	11	11
Bucket tip	3	E	E

Table 3.2 Denavit-Hartenberg Parameters

	Frame		Denavit-Hartenberg parameter			
	$i-1$	i	a_{i-1}	α_{i-1}	d_i	θ_i
Main Link	0	1'	a_{01}	0	0	0
	1'	1	0	0	0	θ_1
	1	2	a_{12}	0	0	θ_2
	2	3	a_{23}	0	0	θ_3
	3	E	a_{3E}	0	0	180°
Boom loop	0	4'	a_{04}	0	0	0
	4'	4	0	0	0	$\theta_4 + 90^\circ$
	4	5	0	90°	d_5	0
Stick loop	1	6'	a_{16}	0	0	0
	6'	6	0	0	0	$\theta_6 + 90^\circ$
	6	7	0	90°	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°	d_9	0
	9	10	0	-90°	0	$\theta_{10} + 180^\circ$
	9	11	0	-90°	0	$\theta_{11} + 90^\circ$

3.3.2 運動学

(1) リンク角度

油圧ショベルは構造上、3つのシリンダ変位 d_5 , d_7 , d_9 が決まると、すべての回転関節の角変位 $\theta_i (i=1\sim5,6,8,10,11)$ を表すことができる. 各シリンダ変位から各関節の角変位を幾何学的に求めることができる.

ブームシリンドループを構成するリンクについては、各リンク角度は Fig.3.8 より、以下の式で表される.

$$\theta_1 = \phi_{13} - \delta_{11} - \delta_{12} \quad (3.15)$$

$$\theta_4 = \phi_{13} + \phi_{14} - \delta_{12} \quad (3.16)$$

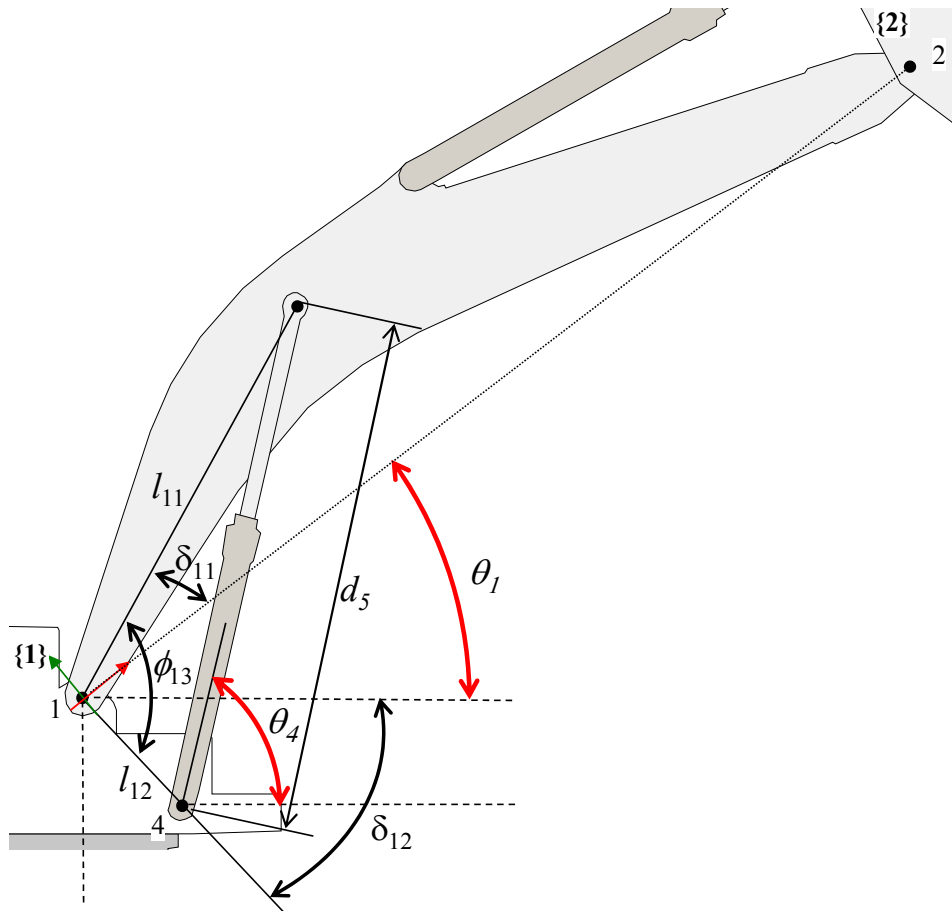


Fig.3.8 Link geometry of boom loop

ただし,

$$\phi_{13} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{11}^2 + l_{12}^2 - d_5}{2l_{11}l_{12}} \right), \quad \phi_{14} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{11}^2 + d_5^2 - l_{12}^2}{2l_{11}d_5} \right)$$

となる. δ は各リンクにおける支点がなす角度を示し, l は支点間の長さを表す. ϕ はシリンドラ長さとともに変化する複数のリンクの支点がなす角度を表す.

アームシリンドループを構成するリンクについては Fig.3.9 より,

$$\theta_2 = \pi - \phi_{23} - \delta_{21} - \delta_{22} \quad (3.17)$$

$$\theta_6 = \delta_{22} - \phi_{24} \quad (3.18)$$

となる. ただし,

$$\phi_{24} = \cos^{-1} \left(\frac{d_7^2 + l_{22}^2 - l_{21}^2}{2d_7l_{21}} \right), \quad \phi_{23} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{21}^2 + l_{22}^2 - d_7}{2l_{21}l_{22}} \right),$$

である.

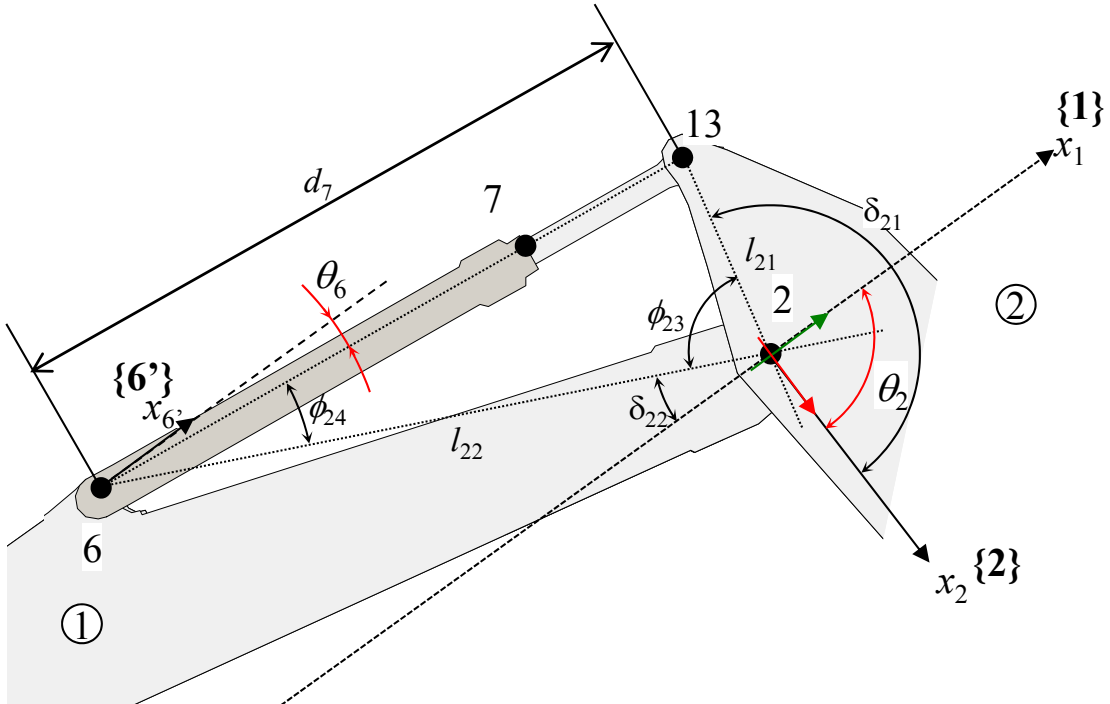


Fig.3.9 Link geometry of arm loop

バケットシリンドループを構成するリンクについては Fig.3.10 より,

$$\theta_3 = \pi - \delta_{31} - \delta_{33} - \delta_{34} - \phi_{37} - \phi_{38} \quad (3.19)$$

$$\theta_8 = \phi_{31} + \delta_{32} - \delta_{31} \quad (3.20)$$

$$\theta_{\underline{10}} = -\pi/2 + \theta_{\underline{11}} + \phi_{34} + \phi_{35} \quad (3.21)$$

$$\theta_{\underline{11}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_9^2 + l_{32}^2 - l_{31}^2}{2d_9 l_{32}} \right) \quad (3.22)$$

となる．ただし，

$$\phi_{31} = \cos^{-1} \left(\frac{d_9^2 + l_{31}^2 - l_{32}^2}{2d_9 l_{31}} \right), \quad k_{31}^2 = d_9^2 + l_{36}^2 - 2d_9 l_{36} \cos(\delta_{32} + \phi_{31}),$$

$$\phi_{33} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{32}^2 + l_{35}^2 - k_{31}^2}{2l_{32} l_{35}} \right), \quad \phi_{34} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{32}^2 + k_{31}^2 - l_{35}^2}{2l_{32} k_{31}} \right),$$

$$\phi_{35} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{33}^2 + k_{31}^2 - l_{34}^2}{2l_{33} k_{31}} \right), \quad \phi_{37} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{34}^2 + k_{31}^2 - l_{33}^2}{2l_{34} k_{31}} \right),$$

$$\phi_{38} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{35}^2 + k_{31}^2 - l_{32}^2}{2l_{35} k_{31}} \right),$$

である．

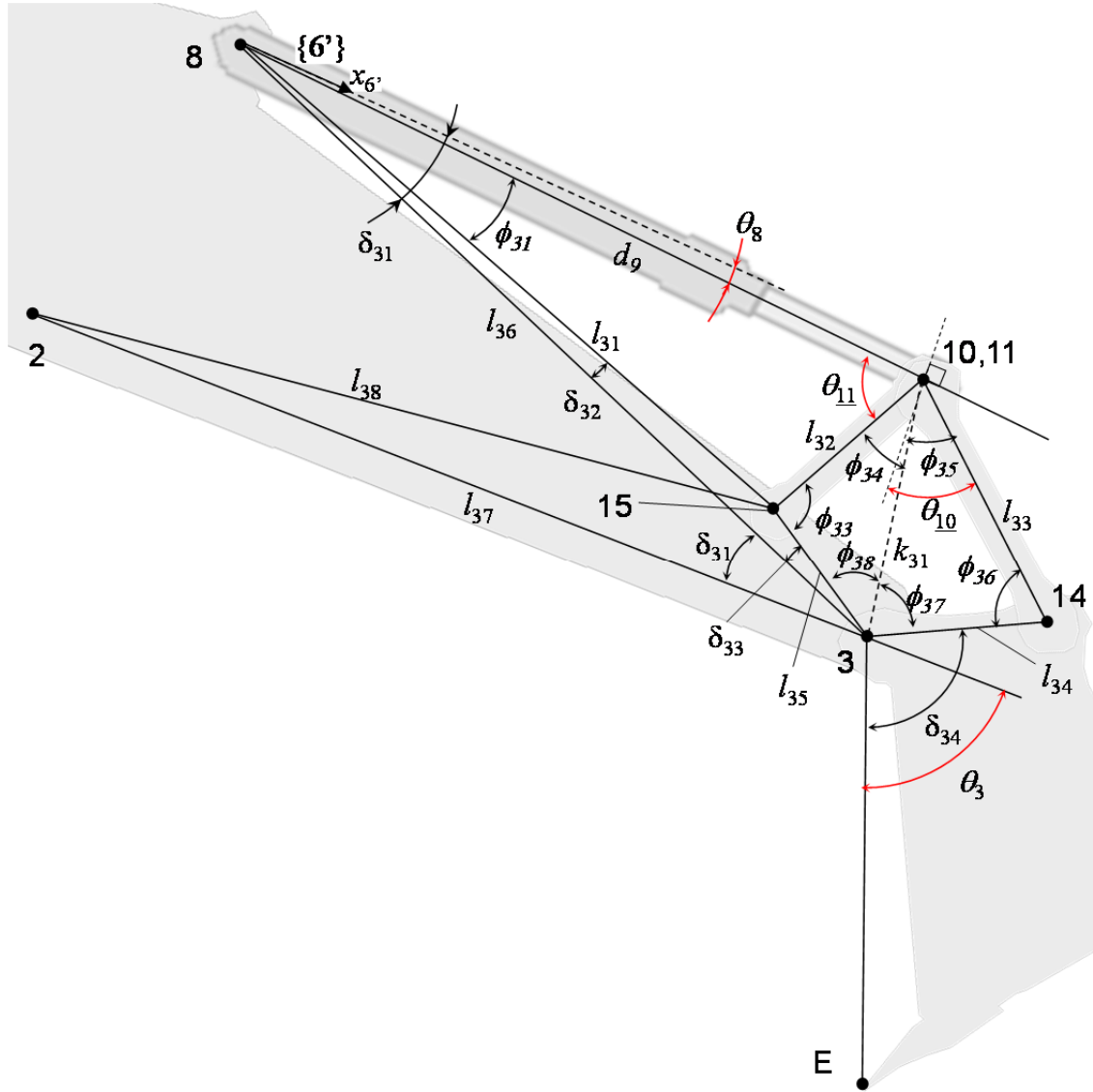


Fig.3.10 Link geometry of bucket loop

(2) ヤコビ行列

シリンダ変位ベクトルを $\mathbf{q}_d \in \mathbf{R}^3$, すべての回転角度およびシリンダ変位を含む変位ベクトルを $\mathbf{q}_a \in \mathbf{R}^{11}$ と表す. シリンダの変位が与えられるとすべての関節変位が決定することからすべての変位ベクトルはシリンダ変位の関数で表される.

$$\mathbf{q}_a = \mathbf{q}_a(\mathbf{q}_d) \quad (3.23)$$

上式を時間微分することでシリンダ変位速度 $\dot{\mathbf{q}}_d$ とすべての変位速度 $\dot{\mathbf{q}}_a$ が得られ,

$$\dot{q}_a = Q \dot{q}_d \quad (3.24)$$

と表せる．ここで $Q(=\partial q_a/\partial q_d)$ は 11×3 のヤコビ行列を表す．さらに上式を時間微分することで，すべての関節の変位加速度 \ddot{q}_a が得られ，

$$\ddot{q}_a = Q \ddot{q}_d + \dot{Q} \dot{q}_d \quad (3.25)$$

と表すことができる．以上より，各シリンダの変位，速度，加速度が与えられると，すべてのリンクの角変位，角速度，角加速度を計算することができる．

3.3.3 運動方程式

(1) 開ループの運動方程式

まず，支点 12,13,14,15 で仮想的にリンクを切断し，ニュートン・オイラー法に基づき開ループの運動方程式導出する．この際，各支点は仮想的なアクチュエータを持ち，切断点には力が作用しないものと仮定する．この仮定のもとにショベルのフロントを構築する 11 のリンクの開ループの運動方程式を導く．これらの方程式は一般的な開ループのマニピュレータと同じ形式で表され，

$$\tau_a = M(q_a) \ddot{q}_a + h(q_a, \dot{q}_a) + g(q_a) \quad (3.26)$$

となる．ここで τ_a はすべての回転・直動関節の仮想的な力モーメントベクトル， $M(q_a)$ は質量項， $h(q_a, \dot{q}_a)$ はコリオリ力および遠心力項， $g(q_a)$ は重力項を表す．

(2) 閉ループの運動方程式

シリンダ力 τ_d と上記の運動方程式を構築する際の仮想的な開ループの全関節トルク τ_a について考える．仮想仕事とダランベールの定理より動的な釣り合い式を表すと，実際のシリンダ力 τ_d による仕事と開ループの仮想的な全関節力 τ_a による仕事は等しくなる^[10]．

$$\tau_d^T \Delta t \dot{q}_d = \tau_a^T \Delta t \dot{q}_a = \tau_a^T Q \Delta t \dot{q}_d \quad (3.27)$$

ここで Δt は微小時間を表している．この式より，

$$\boldsymbol{\tau}_d = \boldsymbol{Q}^T \boldsymbol{\tau}_a \quad (3.28)$$

という関係が得られる．この式は開ループの各関節の仮想的なアクチュエータの力 $\boldsymbol{\tau}_a$ とシリンダである駆動関節の力 $\boldsymbol{\tau}_d$ の関係を表すものである．この関係式を用い，開ループの運動方程式である式(3.26)を式(3.28)に代入する．

$$\boldsymbol{\tau}_d = \boldsymbol{Q}^T \{ \boldsymbol{M}(\boldsymbol{q}_a) \ddot{\boldsymbol{q}}_a + \boldsymbol{h}(\boldsymbol{q}_a, \dot{\boldsymbol{q}}_a) + \boldsymbol{g}(\boldsymbol{q}_a) \} \quad (3.29)$$

これが閉ループの運動方程式となる．この式中で全関節の変位・速度・加速度である $\boldsymbol{q}_a, \dot{\boldsymbol{q}}_a, \ddot{\boldsymbol{q}}_a$ はシリンダ変位・速度・加速度 $\boldsymbol{q}_d, \dot{\boldsymbol{q}}_d, \ddot{\boldsymbol{q}}_d$ より式(3.23), (3.24), (3.25)を用いて運動学計算を行うことで得られ，上式の右辺の各項を計算できる．

(3) 外力について

バケットに外力が作用した際のシリンダ発生力 $\boldsymbol{\tau}_s$ について考える．全関節の変位速度 $\dot{\boldsymbol{q}}_a$ とバケットの外力の作用点の速度 $\dot{\boldsymbol{P}}_E$ の関係を表すヤコビアン $\boldsymbol{J}_E \in \mathbf{R}^{3 \times 11}$ は，

$$\dot{\boldsymbol{P}}_E = \boldsymbol{J}_E \dot{\boldsymbol{q}}_a \quad (3.30)$$

$$\boldsymbol{J}_E = \begin{bmatrix} -a_{12} \sin \theta_1 - a_{23} \sin(\theta_1 + \theta_2) - a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & -a_{23} \sin(\theta_1 + \theta_2) - a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \\ a_{12} \cos \theta_1 + a_{23} \cos(\theta_1 + \theta_2) + a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & a_{23} \cos(\theta_1 + \theta_2) + a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \\ 1 & 1 \\ & -a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

と表される． $\boldsymbol{F}_E \in \mathbf{R}^{3 \times 1}$ を点 P に作用する外力の力・モーメントベクトルとすると，シリンダの外力による静的な力 $\boldsymbol{\tau}_s$ とバケットに作用する外力 \boldsymbol{F}_E 関係は仮想仕事の原理とショベルの運動学を表すヤコビアン \boldsymbol{Q} を用いて，

$$\boldsymbol{\tau}_s^T \Delta t \dot{\boldsymbol{q}}_d = \boldsymbol{F}_E^T \Delta t \dot{\boldsymbol{P}}_E = \boldsymbol{F}_E^T \boldsymbol{J}_E \Delta t \dot{\boldsymbol{q}}_a = \boldsymbol{F}_E^T \boldsymbol{J}_E \boldsymbol{Q} \Delta t \dot{\boldsymbol{q}}_d \quad (3.32)$$

となる．以上の関係より外力によるシリンダ力 τ_s とバケットのある点に作用する力 F_E の関係は2つのヤコビ行列の積で以下のように表される．

$$\tau_s = (J_E Q)^T F_E \quad (3.33)$$

また，バケットの n_B 個の複数の点に外力 F_{pi} が作用した場合は

$$\tau_s = \sum_{i=1}^{n_B} \tau_{si} = \sum_{i=1}^{n_B} \{ (J_{pi} Q)^T F_{pi} \} \quad (3.34)$$

となり，外力によるシリンダの発生力は各作用点における力・モーメントベクトルと2つのヤコビ行列の積により得られる．

以上より，バケットに外力が作用した場合，シリンダ力は慣性力と外力による力 τ_s の和で表すことができ，運動方程式は以下の式で表すことができる．

$$\tau_d = Q^T \{ M(q_a) \ddot{q}_a + h(q_a, \dot{q}_a) + g(q_a) \} + \tau_s \quad (3.35)$$

3.4 実機計測データを用いたモデル検証

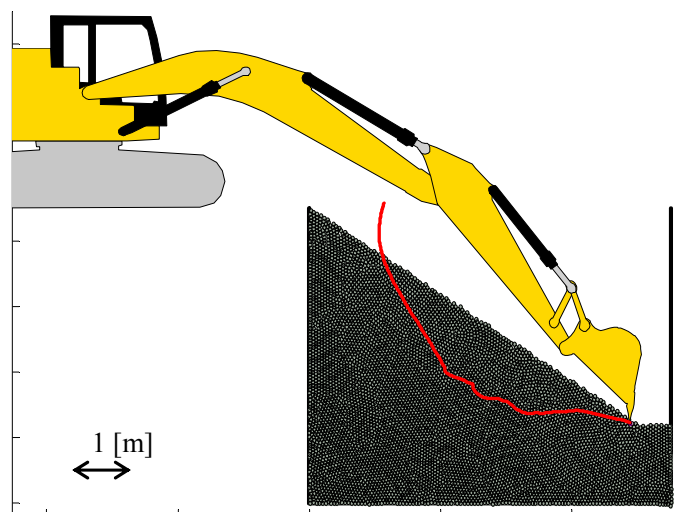
熟練オペレータによる掘削試験 (Fig.3.11(a)) をシミュレーション上で再現し，シリンダ発生力の実験結果と解析結果を比較した．シミュレーションで再現した斜面の形状と掘削開始時のショベルの姿勢および掘削軌道を Fig.3.11(b)に示す．機体は Caterpillar 社製の 20t クラスの油圧ショベルであり，土は真砂土である．斜面の角度は熟練オペレータの掘削時の斜面角度を再現し 33.6 deg に設定した．使用した土壌モデルのパラメータを Table 3.3 に示す．

Table 3.3 Soil model (DEM) parameters

Diameter [mm]	25
Density [kg/m ³]	1.6×10 ³
Elastic modulus of soil and bucket [Pa]	6.5×10 ⁶
Poisson ratio of soil and bucket	0.23
Damping ratio of soil - soil	1.00
Damping ratio of soil - bucket	0.60
Friction coefficient of soil - soil	0.90
Friction coefficient of soil - bucket	0.30
Time step [s]	1.0×10 ⁻⁴



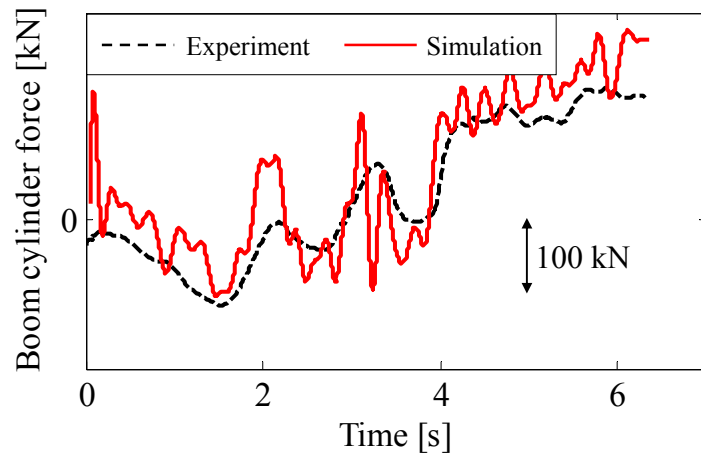
(a) Measurement



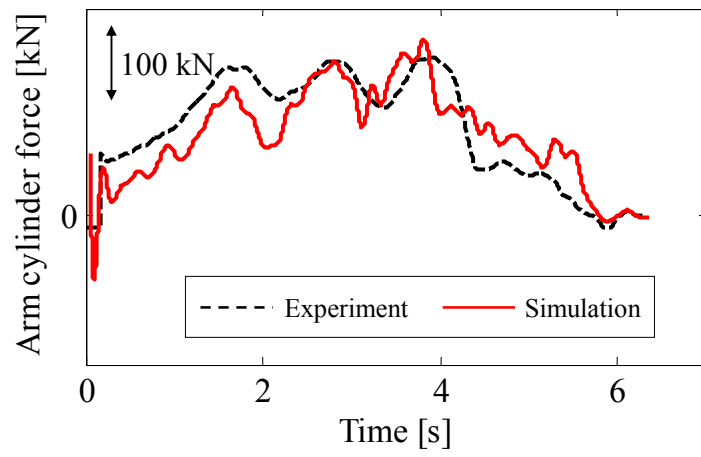
(b) Simulation (Initial posture)

Fig.3.11 Digging test by skilled operator

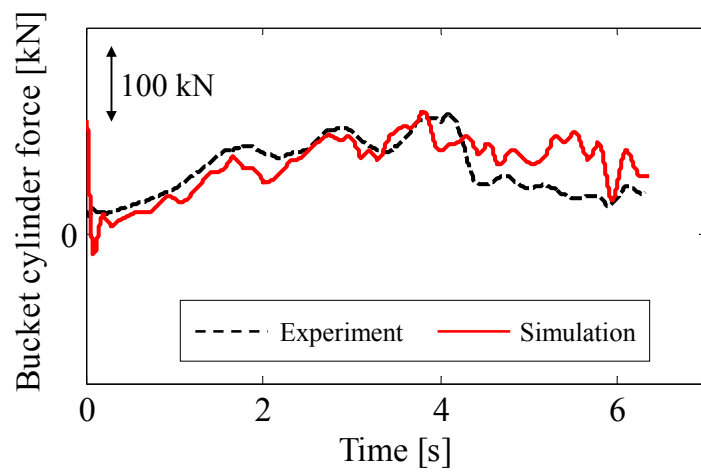
実験によるシリンダ発生力の計測結果およびシミュレーションによるシリンダ発生力の計算値を Fig.3.12 に示す. 実験による計測値と解析値の増減の傾向は一致することからシミュレーションにより実際の掘削を概ね再現でき, このモデルを用いて掘削の生産性評価を行うことができると考えられる. この図において, シミュレーションのシリンダ発生力が振動している原因は土壌モデルにより算出したバケット反力が振動的になるためである.



(a) Boom



(b) Arm



(c) Bucket

Fig.3.12 Cylinder force

3.5 シミュレーションによる掘削反力の影響評価

3.3 節に示した油圧ショベルの機構モデルと土壌モデルを組み合わせた逆動力学シミュレーションを行った。前節と同様に機体は Caterpillar 社製の 20t クラスの油圧ショベルを実寸大のスケールで模擬し，土は真砂土を模擬している。Fig.3.13 に示す掘削軌道でバケットが動作するようにシリンダ変位・速度・加速度 $q_d, \dot{q}_d, \ddot{q}_d$ を与えた際のシリンダ発生力を算出した。Fig.3.14 はシリンダの変位・速度・加速度の入力値を表し，この値より式(3.23)，(3.24)，(3.25)を用いてすべての関節の角度・角速度・角加速度 $q_a, \dot{q}_a, \ddot{q}_a$ を計算し，式(3.35)より 3 つのシリンダ発生力を計算する。掘削時のバケットに作用する力は土壌モデルを用いて算出する。土壌モデルのパラメータは Table 3.1 に示したものを使用する。バケットは 59 個の粒子で構成されており，各粒子に作用する力算出する。そして，式(3.35)に基づき外力によるシリンダ発生力の解析を行う。

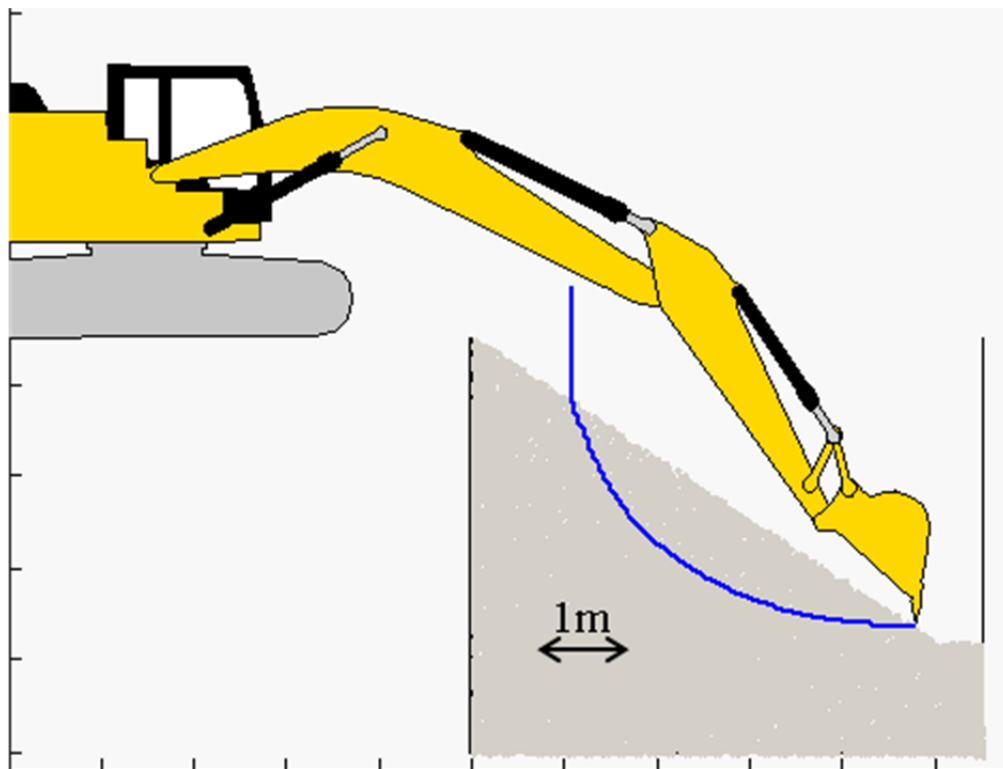


Fig.3.13 Digging trajectory

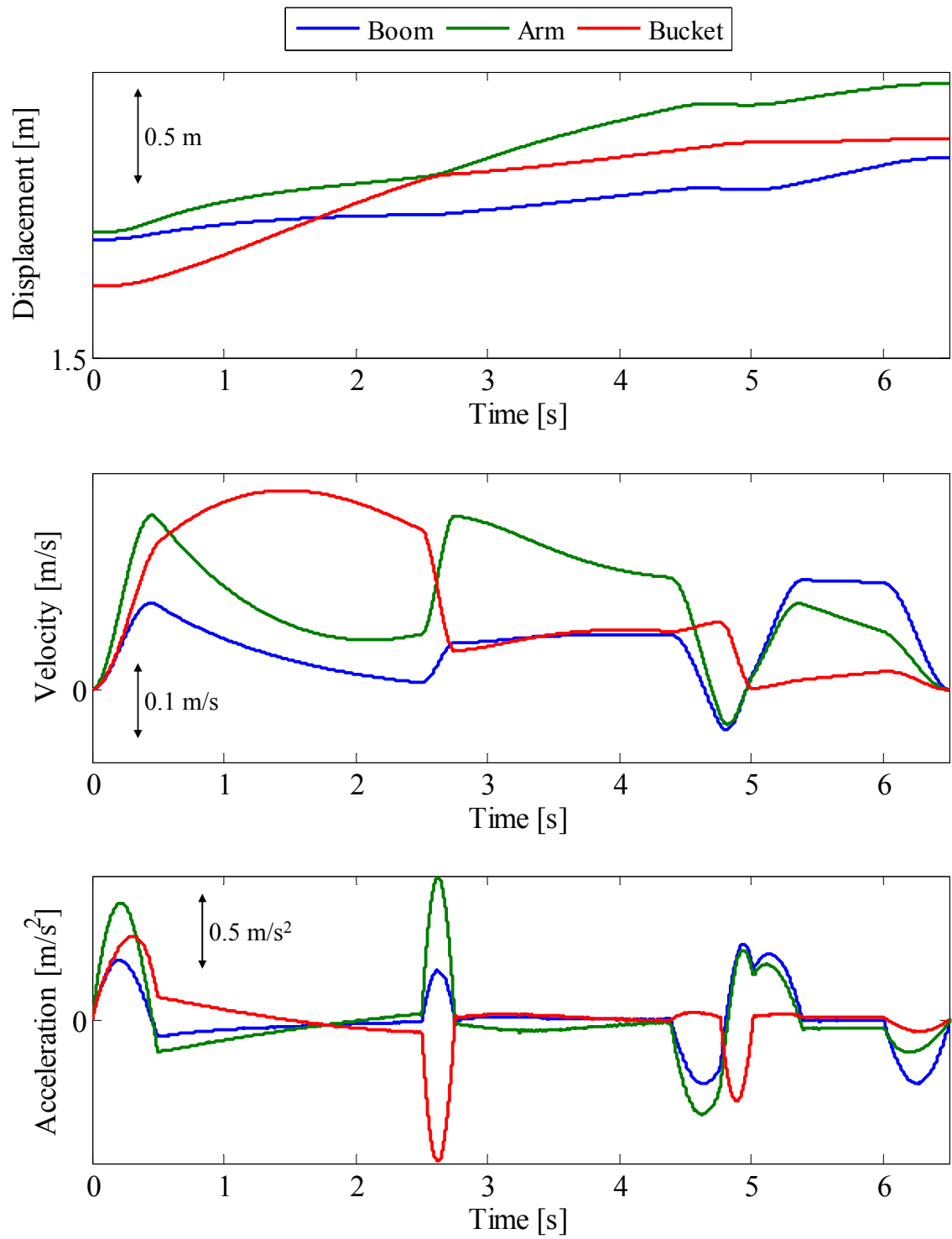


Fig.3.14 Input time series data of hydraulic cylinders

Fig.3.15, Fig.3.16, Fig.3.17 に 3 つのシリンダの総発生力を実線で、慣性力および重力による発生力を破線で、掘削反力によるシリンダ発生力を点線で示す。これらの図よりシリンダ総発生力に比べ破線で示すフロントの慣性力により生じるシリンダ発生力の増減は小さいことがわかる。一方、式(3.34)で計算される掘削反力によるシリンダ発生力はシリンダ総発生力と同様の波形を示している。このことから掘削作業時のシリンダ発生力は掘削反力が支配的であることがわかる。アームシリンダおよびバケットシリンダに比べ、ブームシリンダにおけるシリンダ総発生力と掘削反力によるシリンダ発生力の値に差がある。ブームシリンダはすべてのショベルを構成するリンクと掘削した土の重量を支える必要がある。そのため、主に重力によるシリンダ発生力への影響が他のシリンダより大きくなる。

本シミュレーションにおいて、5 秒以降はバケットを持ち上げる動作を行っており、その際にバケットに作用する力は掘削力ではなく、バケット内に堆積した土粒子の重量と各リンクの自重によるシリンダ発生力である。

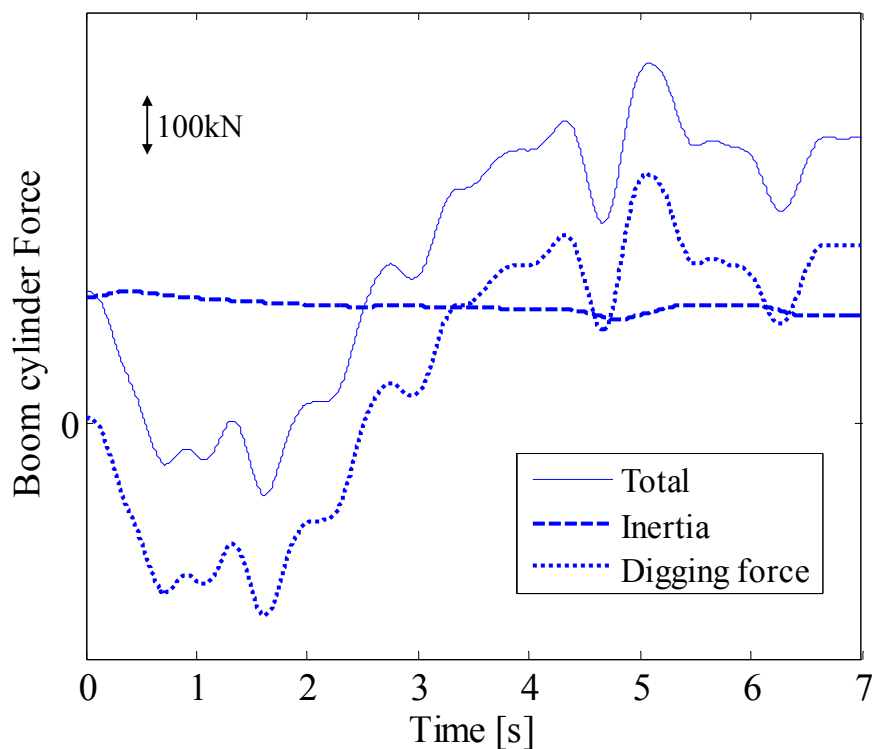


Fig.3.15 Boom cylinder force

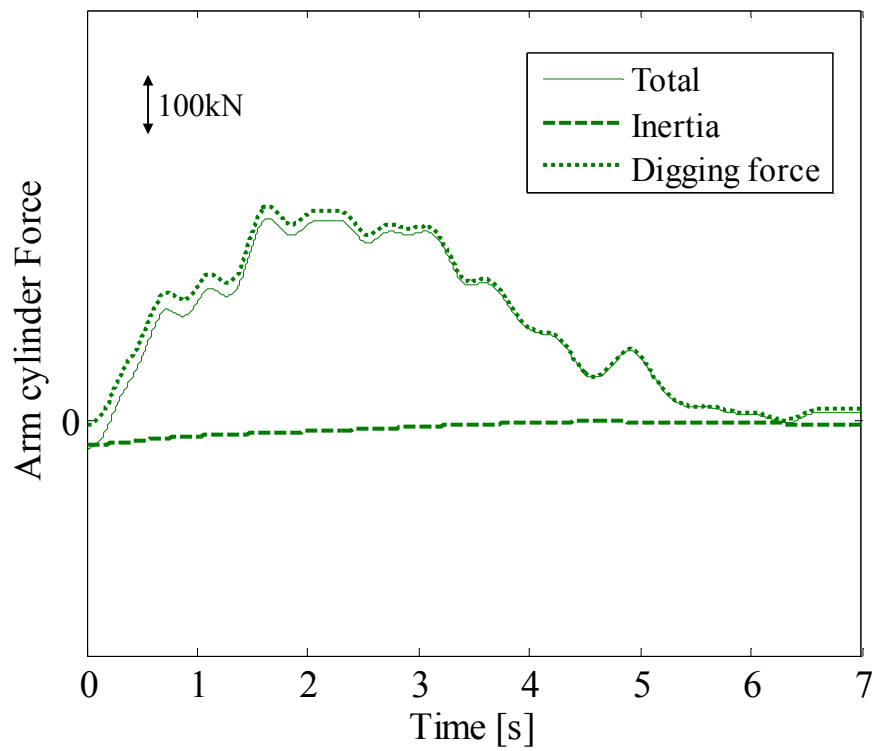


Fig.3.16 Arm cylinder force

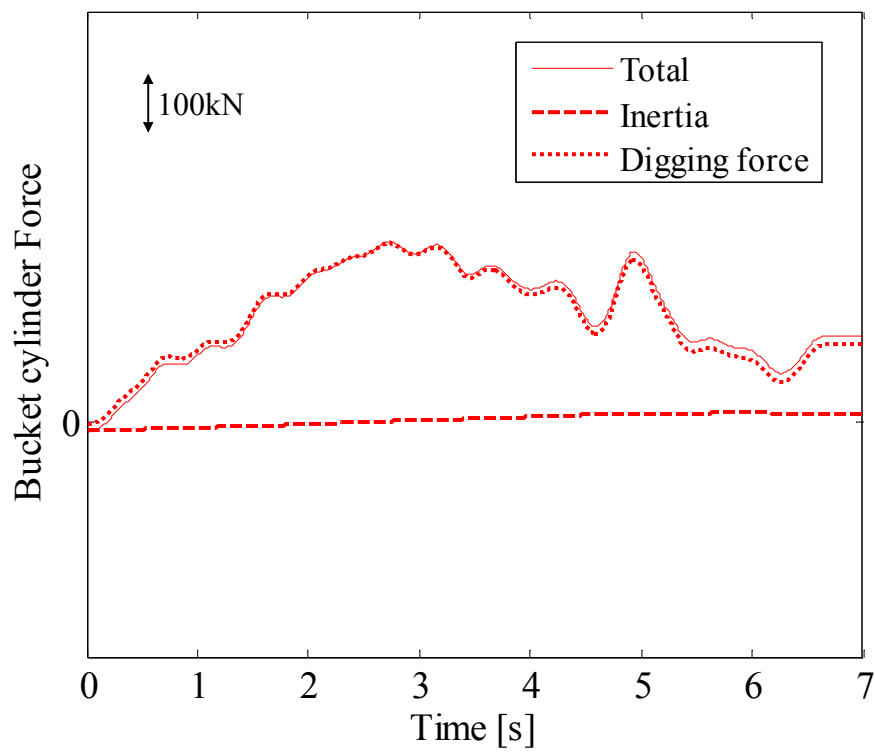


Fig.3.17 Bucket cylinder force

3.6 結言

本章では油圧ショベルのフロント機構を 2 つの方法でモデル化を行った．全体座標系による解法および相対座標系に基づくオイラー・ニュートンによる解法により動力学モデルを構築した．さらに前章に示した個別要素法を用いた土壌モデルと組み合わせて掘削シミュレーションモデルを構築した．得られた結論を以下に示す．

- (1) 構築した動力学モデルと前章に示した土壌モデルを組み合わせることで油圧ショベルによる掘削の生産性を評価ができた．
- (2) 実際の油圧ショベルによる掘削作業を再現した結果，シリンダ発生力は計測結果とよく一致し，モデルの妥当性が確認できた．
- (3) 構築したシミュレーションにより掘削時の掘削抵抗がシリンダ発生力への影響を明らかにできた．

参考文献

- [1] CRANE C D III, DUFFY J, A Dynamic Analysis of a Spatial Manipulator to Determine Payload Weight, Journal of Robotic Systems, Vol.20 No.7 pp.355-371, 2003.
- [2] VAEHAE P K, SKIBNIEWSKI M J, Dynamic Model of Excavator, Journal of Aerospace Engineering, Vol.6 No.2pp.148-158, 1993.
- [3] TOWAREK Z, Dynamics of a single-bucket excavator on a deformable soil foundation during the digging of ground, International Journal of Mechanical Sciences 45 pp.1053-1076, 2003.
- [4] YOO S, PARK C-G, YOU S-H, LIM B, “A dynamics-based optimal trajectory generation for controlling an automated excavator” ,Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Vol.224 No.10, pp. 2109-2119, 2010.
- [5] 赤木新介, 伊東弘一, 沢田裕之, “パワー・ショベル用リンク機構の最適形状設計”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 483, pp. 2982-2988, 1986.
- [6] 高橋弘, 水上喬二郎, 斎藤泰, “パワーショベルによる破砕堆積物掘削作業時における抵抗力解析”, 応用力学論文集, Vol. 6, pp. 603-602, 2003.
- [7] Y H Zweiri, L D Seneviratne, K Althoefer, Modelling and control of an unmanned excavator vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 217, No. 4, pp. 259-274, 2003.
- [8] 張 海, 佐藤 一彦, 板倉 賢一, バケットマニピュレーションの運動解析および静力学解析 - ホイールローダの知能化に関する研究(第 1 報), journal of the Mining and Materials Processing Institute of Japan, Vol. 117, No. 8, pp. 645-652, 2001.
- [9] John J.Craig, 三浦宏文, 下山勲訳, ロボティクス : 機構・力学・制御, 共立出版
- [10] Nakamura, Y. and Ghodoussi, M.: Dynamics computation of closed-link robot mechanisms with nonredundant and redundant actuators, IEEE Trans. Robotics Automat., Vol.5, No.3, pp.294-302, 1989.

第4章 軌道追従制御のための高効率掘削軌道の生成

4.1 諸言

油圧ショベルの自動制御の方策の一つとして、あらかじめ設定した軌道にバケットを追従させる方策が提案され、追従精度の良い制御手法が確立されている^{[1]-[3]}。生産性に着目した軌道生成方法に関しては、掘削終了後にすくった土をダンプなどに積み込む際の動作に必要なエネルギーを動力学解析によって求め、最小化する手法が提案されている^[4]。しかし、掘削軌道の生成については、掘削軌道の幾何学的形状および土質などのさまざまな要因によって生産性が左右されるため、生産性が高くなる軌道をショベルの力学モデルのみで特定することは困難である。実験により生産性を向上させるために最適な軌道を確立する研究^[5]が行われているが、実際にさまざまな掘削の状況に対応するために、実験により土質や掘削面の形状ごとに最適な軌道を生成することは膨大な手間と時間を必要とする。

本研究では、前章に示した掘削シミュレーションにより掘削軌道に基づく掘削の生産性を評価し、生産性の向上が可能な掘削軌道を生成する。生産性の評価指標として単位エネルギーあたりの掘削量を掘削効率と定義し、生産性の評価をする。掘削軌道の幾何学的形状をパラメータ化し、そのパラメータをもとに作成したバケット軌道に追従し掘削を行った時の掘削量とシリンダの消費エネルギーを解析する。土壌モデルで解析したバケット反力および自重を考慮した3つのシリンダに生じる力からシリンダの消費エネルギーを計算する。これらモデルとパラメータにより生成した軌道を用いて掘削の生産性を評価し、生産性を向上するために最適な軌道を特定する。最後に熟練オペレータの掘削軌道をシミュレーションで再現することで生産性を評価した。生成した軌道と熟練オペレータの掘削軌道の生産性を比較し、生成した軌道の有効性とシミュレーションによる自動掘削のための掘削軌道の生成プロセスの有効性を確認した。

4.2 軌道幾何学パラメータによる掘削軌道生成

4.2.1 軌道パラメータ

本手法では斜面にバケット先端が通過する3つの点を配置し、その点を曲線補間した曲線を掘削軌道とする。バケット先端の通過点は3つのパラメータによって一意的に決定し、もうひとつのパラメータでバケットの姿勢を決定する。

斜面上に Fig.4.1 に示す三角形 ABC の頂点を次の4つのパラメータに基づいて決定し、その点を補間することで掘削軌道とバケット姿勢を決定する。パラメータはバケット容積に対する三角形 ABC の面積の比 Cr 、斜面に対する最大深さ d 、三角形 ABC に対する ABD の面積比 R_{ABD} 、点 B におけるバケット角度 θ_B とする。三角形 ABC の辺 AC を底辺と考えると、バケット容積比 Cr によって三角形 ABC の面積が決定し、最大深さ d から点 AC 間の距離が定まり C 点の座標が決まる。そして、点 B を通り辺 AC に直交する直線で分けられる三角形 ABD と BCD の面積比から B 点および D 点の座標が決まる。そして、バケット先端が B 点へ達した際のバケット角度を決定する。以上の手順で掘削時のバケットの軌道および姿勢を一意的に決定できる。

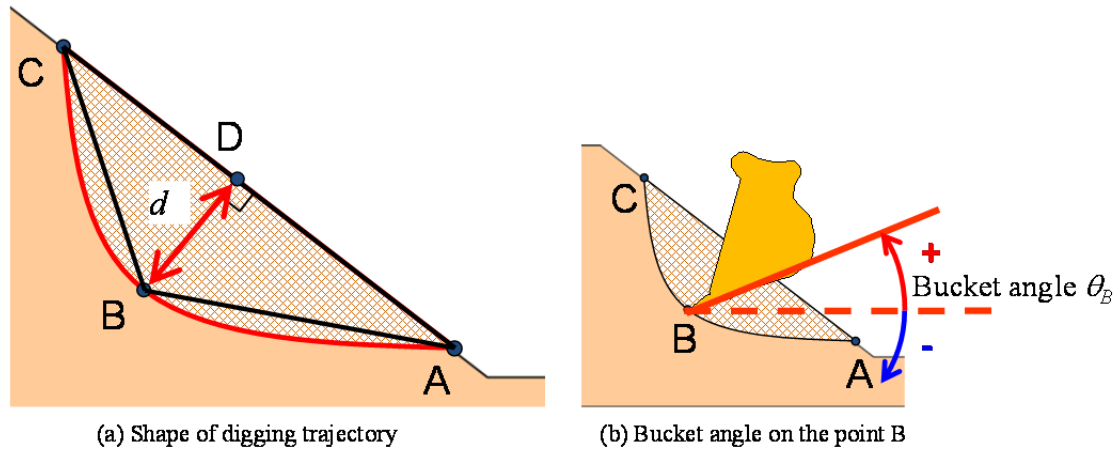


Fig.4.1 Decision of geometry for digging trajectory

4.2.2 補間関数

設定した通過点の座標を AB 間および BC 間をそれぞれ異なる 3 次多項式でエルミート補間することでバケット先端の軌道を作成する。Fig.4.2 に示すように AB 間の補間関数を $f_1(x)$ 、BC 間の補間関数を $f_2(x)$ とあらわす。エルミート補間^[6]を行うことで補間関数の両端で任意の傾きを設定することができる。また、補間関数 $f_1(x)$ と $f_2(x)$ の接続点で傾きが同一になるようにすることで滑らかな補間関数を設定する。補間関数は以下の 3 次多項式で表す。

$$f_i(x) = C_{i1}x^3 + C_{i2}x^2 + C_{i3}x + C_{i4} \quad (i = 1, 2) \quad (4.14)$$

ここで、 $C_{i1}, C_{i2}, C_{i3}, C_{i4}$ は各点の座標と各点での導関数の値から求められる係数となる．軌道パラメータによって決定した A 点の座標を (A_x, A_y) ，B 点の座標を (B_x, B_y) ，C 点の座標を (C_x, C_y) ，とあらわすと，各点における導関数は次のように設定する．

$$\frac{df_1(A_x)}{dx} = \begin{cases} 0 & (A_y \leq B_y) \\ \tan^{-1} \frac{A_y - B_y}{A_x - B_x} & (A_y > B_y) \end{cases} \quad (4.15)$$

$$\frac{df_1(B_x)}{dx} = \tan^{-1} \frac{A_y - C_y}{A_x - C_x} \quad (4.16)$$

$$\frac{df_2(B_x)}{dx} = \tan^{-1} \frac{A_y - C_y}{A_x - C_x} \quad (4.17)$$

$$\frac{df_2(C_x)}{dx} = \tan^{-1} \frac{B_y - C_y}{B_x - C_x} \quad (4.18)$$

B 点では軌道関数の傾きを斜面と一致させることで，滑らかなで自然な形状の掘削軌道を生成できる．また，掘削終了後はバケットを持ち上げる動作を行うため，C 点から鉛直上向きの直線の軌道を生成する．

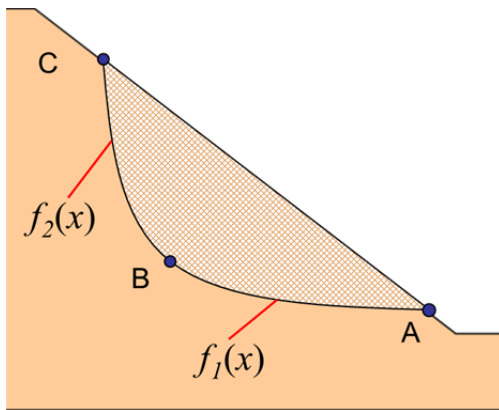


Fig.4.2 Interpolation of digging points

4.2.3 軌道関数

前項では軌道の形状を関数の形式で決定した．次に各時刻におけるバケットの位置を決定する．バケットが点 A において停止した状態から徐々に加速し，最大速度に達し，等速にて動作する．そして，終点 C に近づくと徐々に減速し，軌道終端で速度が 0m/s および加速度が 0m/s² となるようにする．逆動力学計算を行う際，速度が連続的に変化しない場合は，急激な加速度が生じ，それが慣性力の計算に影響を与え計算値が発散する．また，動作を時間的に平滑化することで，実際の制御を行う際に急激な追従目標値の変化により制御系が不安定になることを防ぐ役割も果たす．

掘削軌道の始点である A 点からある時刻 t における点までの軌道の長さを $\eta(t)$ とし，これを関数で表したものを軌道関数 $\eta(t)$ とする．軌道関数 $\eta(t)$ が 3 階以上微分可能であれば掘削開始時と終了時の動作が滑らかになり，加速度を連続的に変化できることになる．そこで掘削開始の加速時および掘削終了の減速時の軌道関数を 4 次関数で表し，掘削中盤は軌道関数を 1 次関数で表し等速で動作することで急激な加速度変化の生じることのない動作が実現できる．そのための軌道関数は以下のように表せる^[7]．

$$\eta(t) = \begin{cases} \frac{m}{16\Delta^3} t^3 (4\Delta - t) & (0 \leq t < 2\Delta) \\ m(t - \Delta) & (2\Delta \leq t < t_f - 2\Delta) \\ \eta_f - \frac{m}{16\Delta^3} (t_f - t)^3 (4\Delta - t_f + t) & (t_f - 2\Delta \leq t \leq t_f) \end{cases} \quad (4.19)$$

ここで，上式中の m は等速運動中の速度であり，

$$m = \frac{\eta_f}{t_f - 2\Delta} \quad (4.20)$$

となる． η_f は始点から終端までの軌道長さ， t_f は軌道終端到達時刻， 2Δ は加速および減速時間を表している．始点および終点においては加速度が 0m/s² となるように設定する．上式では時刻 2Δ および $t_f - 2\Delta$ において速度および加速度も連続な値をとる．式(4.6)で表される関数の形状をグラフで表すと Fig.4.3 に示すような形状となる．

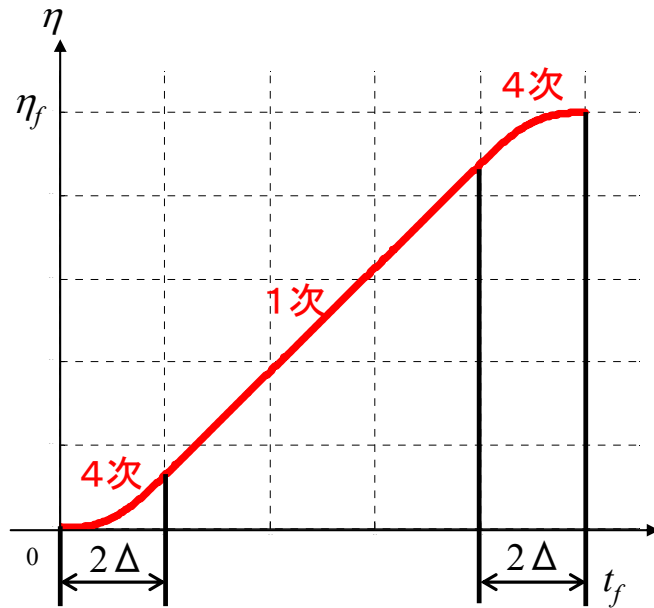


Fig.4.3 Shape of trajectory function $\eta(t)$

4.3 掘削軌道の生産性評価

4.3.1 事前評価

個別要素法による解析には時間を要するため、事前に掘削エネルギーが小さくなる軌道を選定する。あらかじめ Table 4.1 に示すパラメータの範囲内で掘削軌道を生成し、機構モデルのみを用いてシリンダ消費エネルギーの算出を行なう。その際に最適化ソフトウェア modeFRONTIER を用いてシリンダ消費エネルギーが最小となるパラメータの組み合わせを遺伝的アルゴリズム(GA)により求めた。その後、消費エネルギーが最小となるパラメータから順に消費エネルギーの小さい順に 100 組のパラメータ組み合わせを選び出し、土壌モデルと機構モデルを組み合わせたシミュレーションを行い、掘削効率を評価した。

Table 4.1 Range of parameters for trajectory generation

		Minimum	Maximum
Capacity ratio:	C_r	1.5	3.0
Digging depth:	d	0.3	1.5
Area ratio of ABD:	R_{ABD}	0.2	0.8
Bucket angle at point B:	θ_B	-50	50

4.3.2 連成モデルによる生産性の評価

前節に示した軌道生成方法に従い生成した軌道に基づく掘削シミュレーションを実施した。さらに、実機による熟練オペレータの掘削軌道をシミュレーションで再現し、掘削評価を行った。100通りの掘削軌道に基づいた掘削シミュレーションおよび熟練オペレータによる掘削作業を再現した際の掘削エネルギーと掘削効率を Fig.4.4 に示す。また、Fig.4.4 中の曲線は掘削量（単位：kg）の等高線を示す。熟練オペレータの掘削効率は 6.80 kg/kJ であり、図中に赤の十字印で示す。また、生成した軌道を用いた場合の結果は丸印で示す。その中で最も掘削効率が高くなった 56 番目の軌道の結果を Fig.4.4 中で青色の丸印で示す。この軌道による掘削が最適な掘削と考えられ、熟練オペレータと比較し、掘削効率は約 10%向上した。Fig.4.4 中で青色の丸印で示した 56 番目の結果を得た軌道と熟練オペレータの掘削軌道を Fig.4.5 に示す。また、掘削開始から 0.8 秒毎に掘削時のバケットをプロットした図を熟練オペレータの場合は Fig.4.6 に、56 番目の軌道の場合は Fig.4.7 に示す。

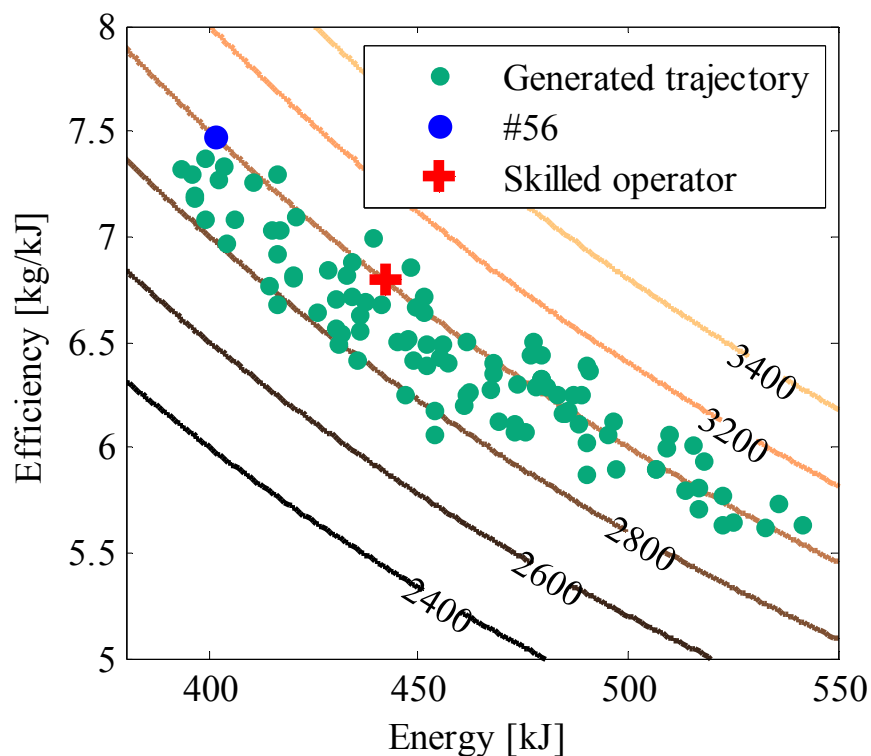


Fig.4.4 Simulation results

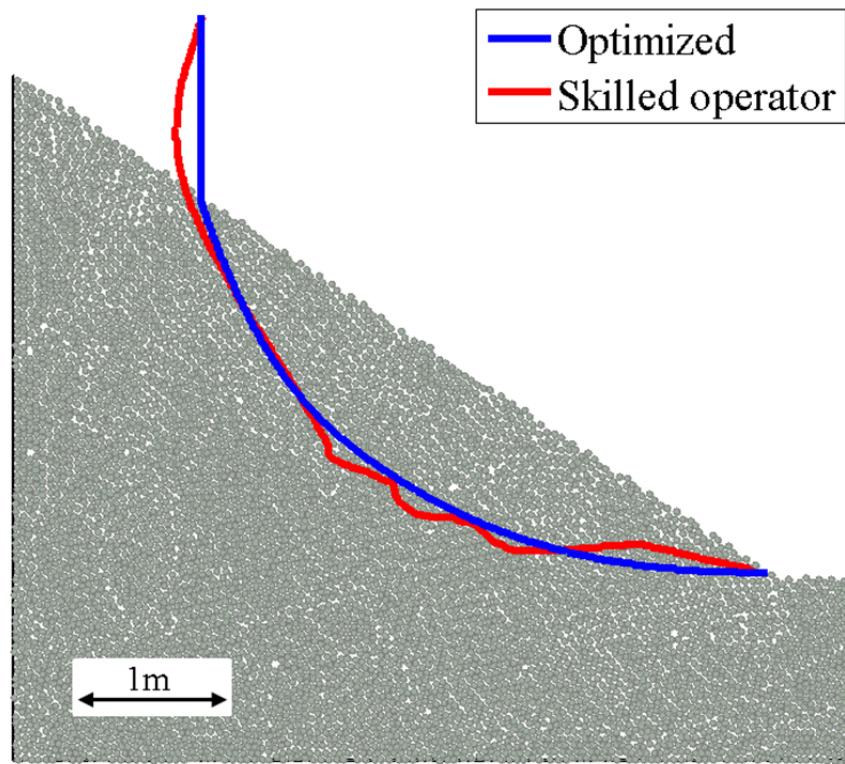


Fig.4.5 Digging trajectory

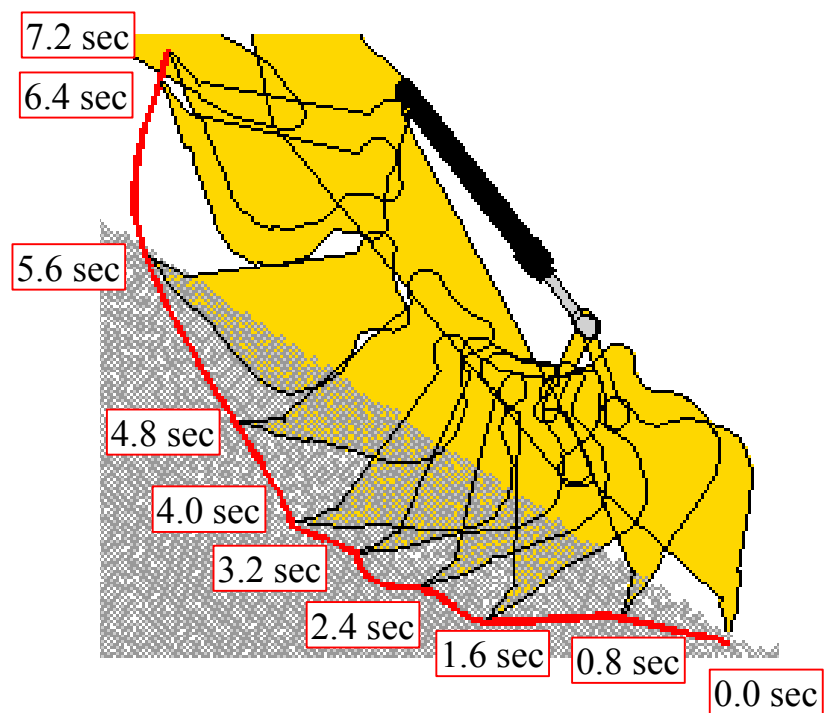


Fig.4.6 Bucket motion of skilled operator's operation

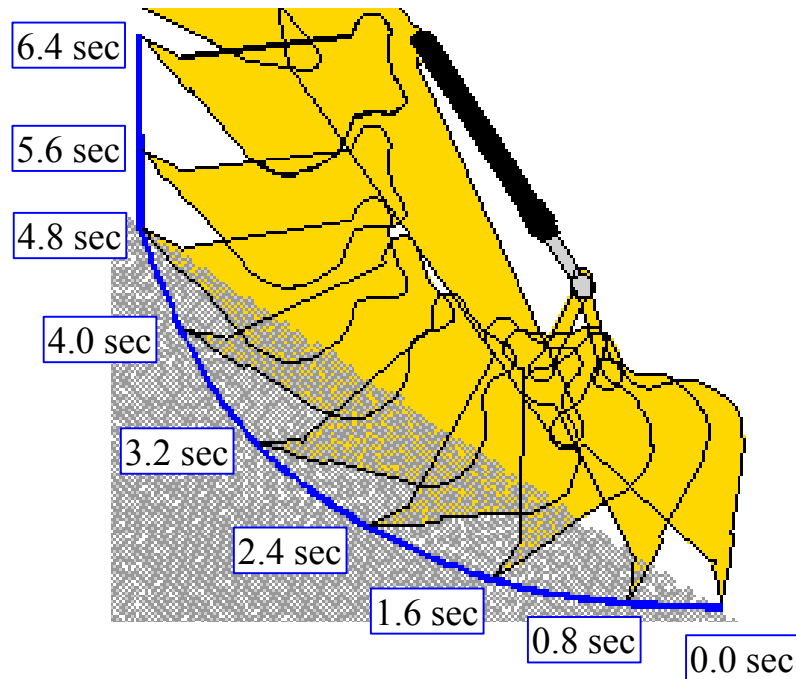


Fig.4.7 Bucket motion of digging operation by 56th trajectory

4.4 熟練オペレータによる掘削との比較

4.4.1 熟練オペレータによる掘削の特徴

熟練オペレータの掘削軌跡は Fig.4.5 に示したように、3 か所の階段状になっている部分が存在する。これはオペレータによって、バケットが地面に深く貫入するのを防ぐためブームを持ち上げる操作を行っていることが原因である。Fig.4.8 に熟練オペレータの掘削時のシリンダ動作速度を示す。この図中で縦の破線はバケット先端が掘削軌跡の階段状の箇所到达了時刻を示している。バケット先端が階段状の箇所到达了直後にブームシリンダの速度が 0m/s 付近から増加していることがわかる。一方、バケットシリンダの動作速度が減少していることがわかる。これらの動作はすかしとよばれ、バケットが地面に深く貫入し過大な掘削反力が作用しないようにオペレータがブームシリンダを操作し、バケットを上方向に持ち上げている。

Fig.4.9 に熟練オペレータの掘削時のシリンダの発生力を示す。また、Fig.4.8 と同様に破線はバケット先端が掘削軌跡の階段状の箇所到达了時刻を示している。アームシリンダの発生力は 1 から 4 秒間の間に 3 つのピークを有しており、破線で示す時刻を

過ぎるとシリンダ発生力は減少していることがわかる。また、バケットシリンダも同様の傾向を示している。これはすかしによる効果であると考えられる。バケットシリンダを伸び方向に動作させ、ブームを持ち上げることでバケットが上方方向に動作する。その結果バケットの貫入深さが浅くなるため掘削抵抗が小さくなり、シリンダ発生力も減少する。一方ブームは動作させるため破線で示す時刻以降でシリンダ発生力が増加する。

以上より熟練オペレータは掘削抵抗の増加を防止するためにすかし動作を行うことでシリンダ発生力を抑え抵抗の少ない掘削を行っていることがわかる。

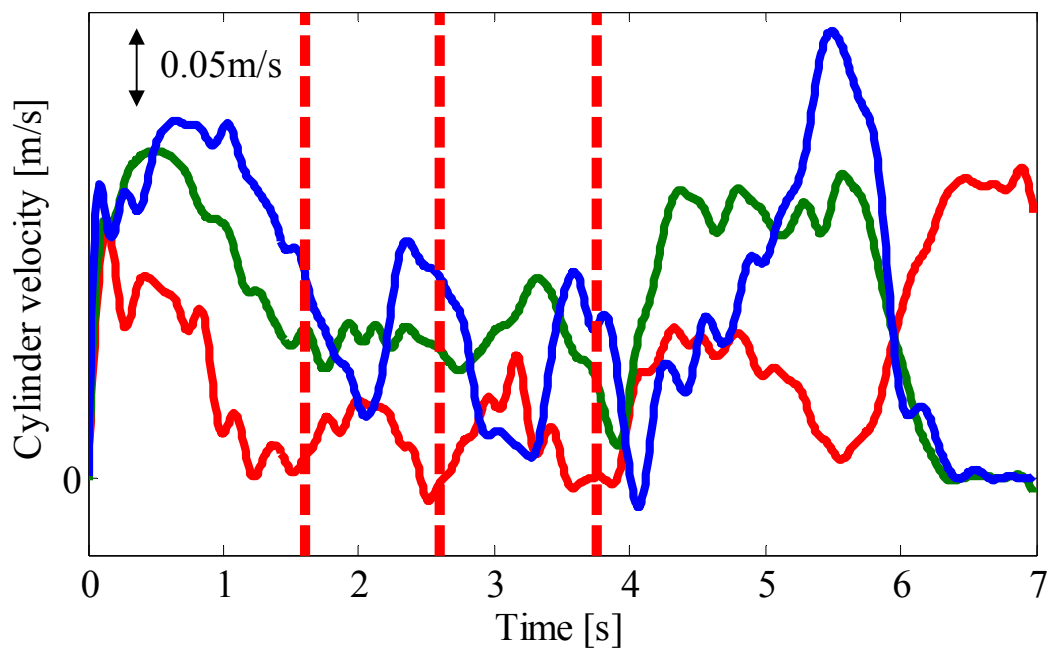


Fig.4.8 Cylinder velocity of three cylinders

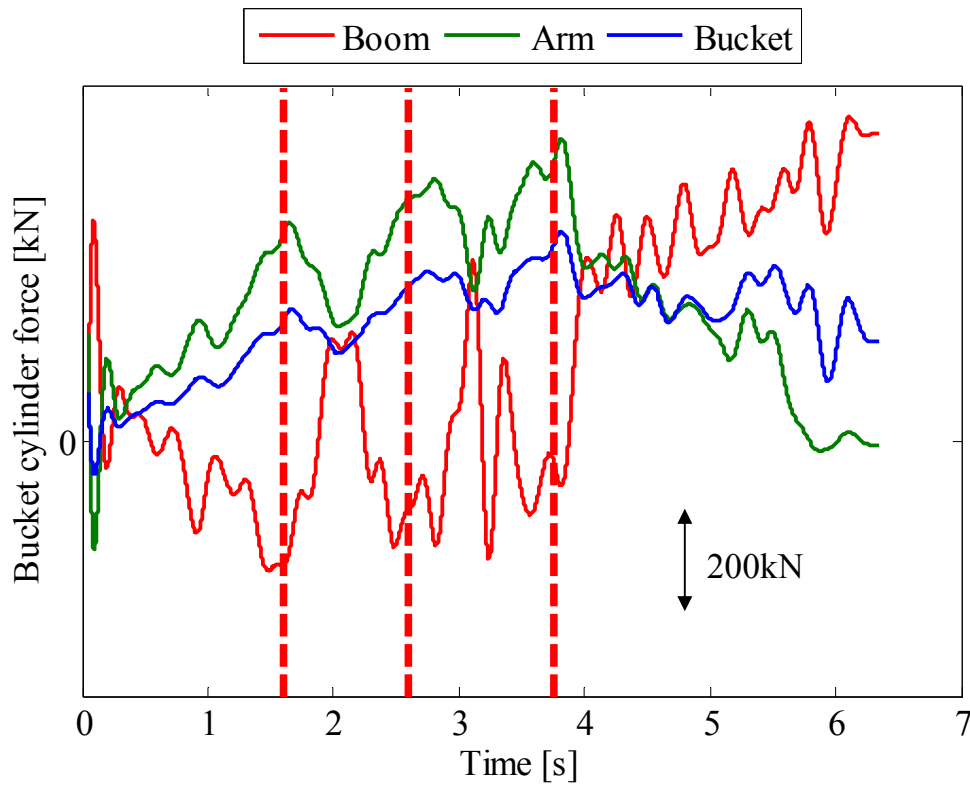


Fig.4.9 Cylinder force of three cylinders

4.4.2 生成した軌跡の特徴と熟練オペレータによる掘削との比較

Fig.4.5 より生成した軌道は熟練オペレータに比べ掘削軌道が斜面に対して浅いことがわかる．そのため，Fig.4.10 に示す土壌モデルにより計算したバケット反力は，熟練オペレータの再現結果の方が大きくなる．これはバケットが斜面に深く貫入することで，より多くの土をバケット底面で斜面の上方向へ押し上げる必要があり，受働土圧による掘削抵抗^[8]が増加するためである．このことから掘削軌道が浅くなることで掘削抵抗が減少し，その結果としてシリンダ発生力が減少する．Fig.4.11 にアームシリンダ，Fig.4.12 にバケットシリンダの発生力を示す．生成した軌道で掘削することでアームシリンダおよびバケットシリンダの発生力の減少が確認できる．掘削作業では主にアームシリンダおよびバケットシリンダを動作させバケットに土を充填させるため，この2つのシリンダの発生力の増加を抑えることで，掘削に必要な総エネルギーを減少させることができたと考えられる．

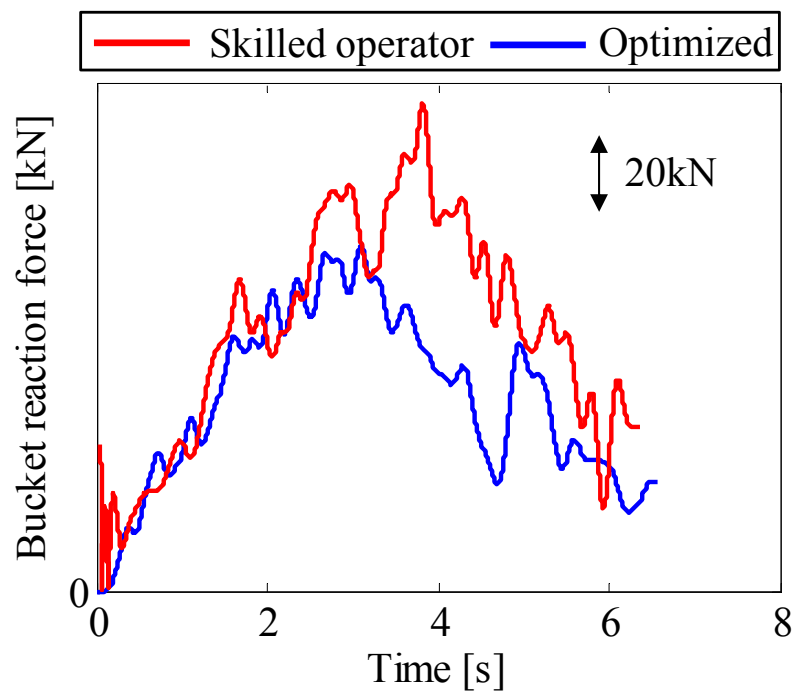


Fig.4.10 Bucket reaction force

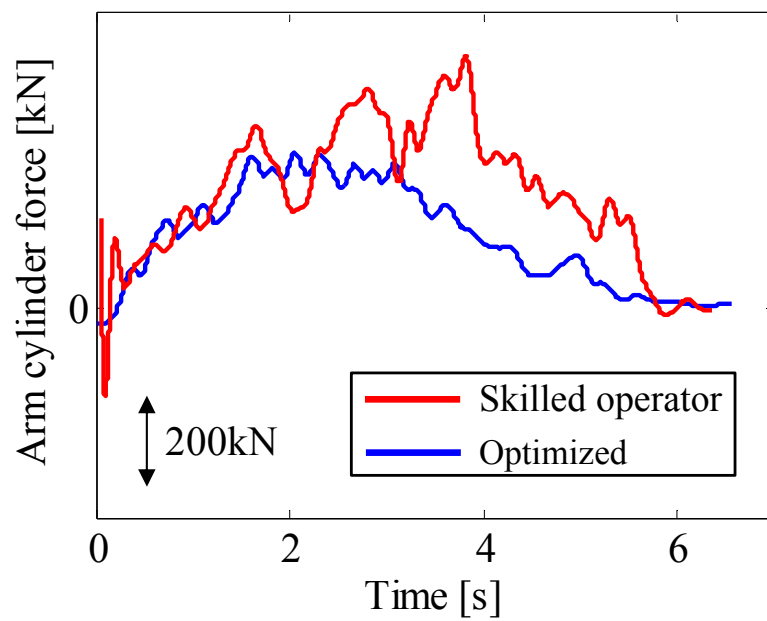


Fig.4.11 Arm cylinder force

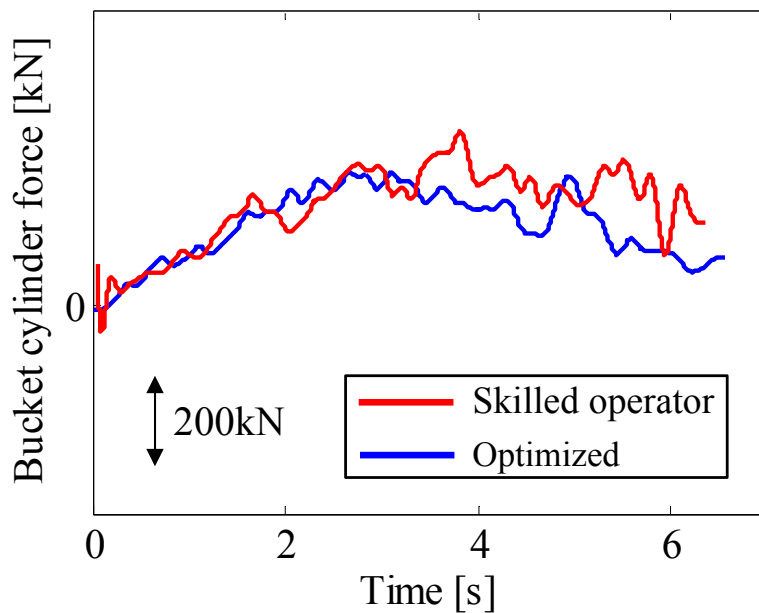
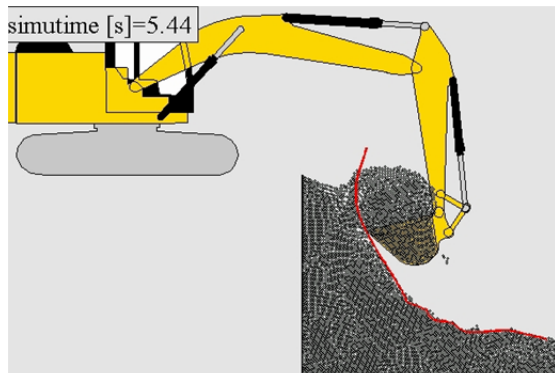


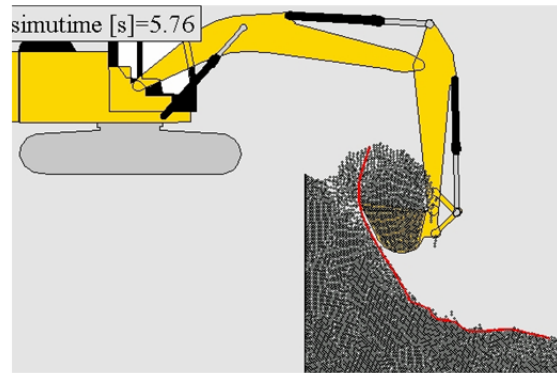
Fig.4.12 Bucket cylinder force

また、掘削軌道の深さが浅くなることで掘削量が減少することが考えられるが、生成した軌道と熟練オペレータの場合で掘削量に大きな差がないことがシミュレーションの結果である Fig.4.4 よりわかる。これは生成した軌跡で掘削を行う際にバケットからこぼれ落ちる土粒子の数が熟練オペレータによる掘削に比べて少ないためである。掘削シミュレーションのアニメーションのキャプチャ画像を熟練オペレータの場合を Fig.4.13 に、生成した軌跡の場合を Fig.4.14 にそれぞれ示す。熟練者の場合は 6.6 秒よりバケットから土粒子がこぼれていく様子が見て取れる。それと比べて、生成した軌跡ではこぼれる土粒子の量が少ないことが確認できる。生成した軌道では熟練オペレータと比べ、土がこぼれにくいバケット姿勢で掘削を行ったためであると考えられる。

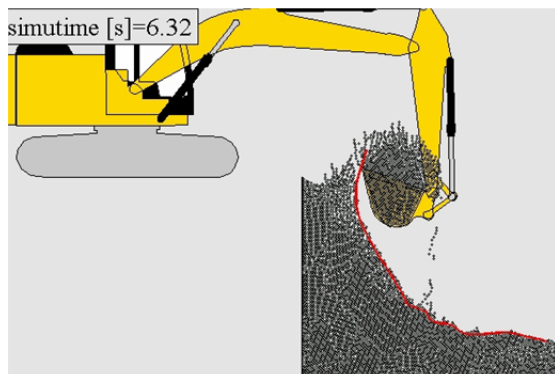
以上より、本研究で示した掘削軌道を用いて自動掘削を行うことで、熟練オペレータによる操作より生産性の高い自動掘削が実現可能であると考えられる。



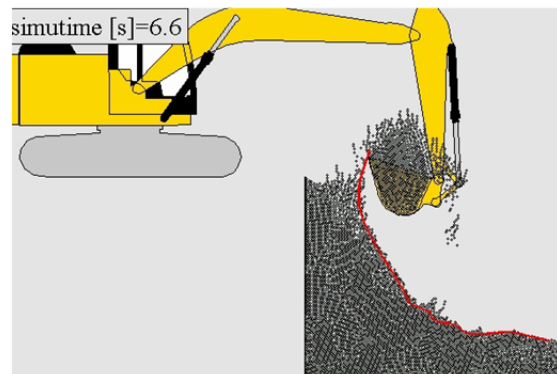
(a) 5.44 sec



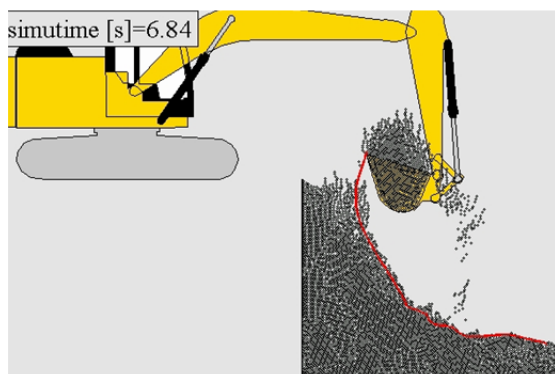
(b) 5.76 sec



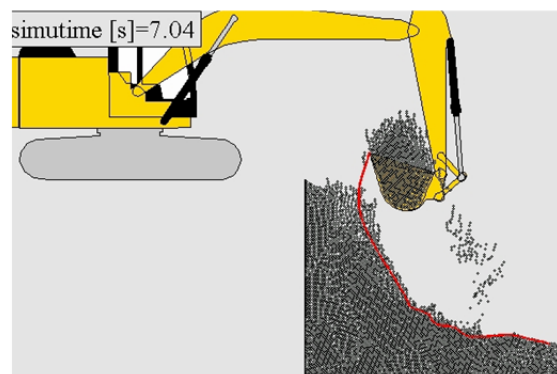
(c) 6.32 sec



(d) 6.60 sec

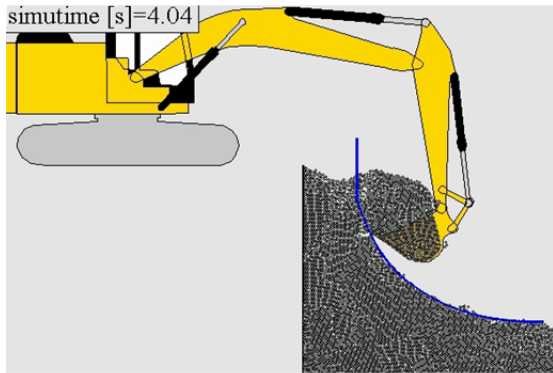


(e) 6.84 sec

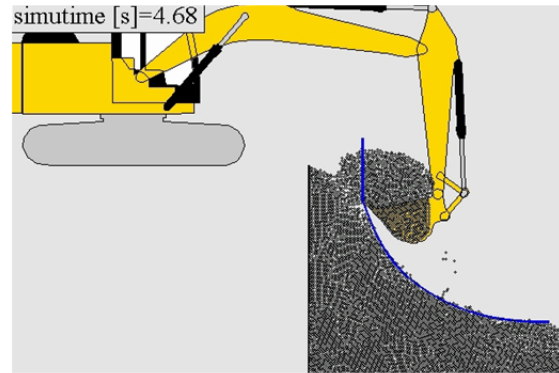


(f) 7.04 sec

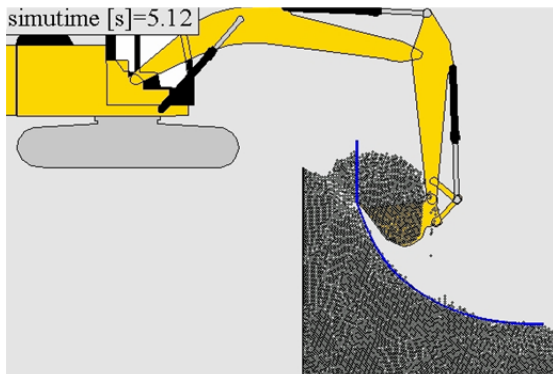
Fig.4.13 Capture pictures of simulation using skilled operator's trajectory



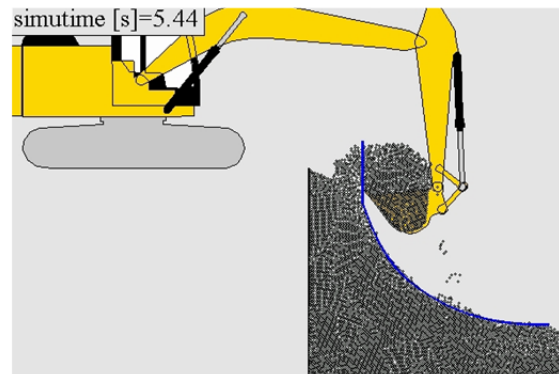
(a) 4.04 sec



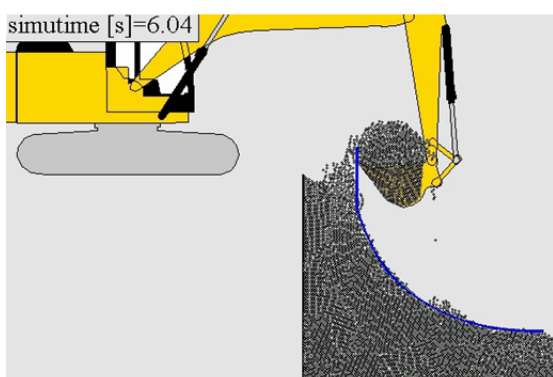
(b) 4.68 sec



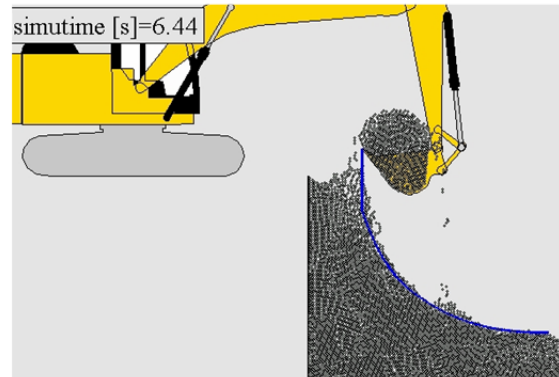
(c) 5.12 sec



(d) 5.44 sec



(e) 6.04 sec



(f) 6.44 sec

Fig.4.14 Capture pictures of simulation using generated trajectory

4.5 土壌の不均一性に対するロバスト性の評価

4.5.1 土壌パラメータの設定

上記のシミュレーションではすべての粒子で同一のパラメータを用いて解析を行っていた。しかし、実際の掘削作業では土壌が均一であるとは限らない。部分的に土の特性として粘性，含水量，摩擦角，粒子形状などが変化する可能性がある。この土の特性の変化に起因し，掘削抵抗が変化し，消費エネルギーにも影響を与える。そのため，上述の最適軌跡によって熟練者による掘削より抵抗が小さく消費エネルギーが少ない状態で掘削できない可能性がある。

そこで一部の土の状態が変化した場合においても，上述の最適軌跡を用いて熟練作業より少ないエネルギーで掘削可能であるかを検証した。土粒子の座標に応じて粒子のパラメータを変化させて土の状態が変化する状況を再現した。Fig.4.5 中で示す座標で 3m を超える場合は粒子のパラメータの変更を行わず，減衰比を 1.0，摩擦係数を 0.9 と設定し，粒子の x 座標が 3m 以下の場合は以下の条件のように変化した。

Condition 1 減衰比を 0.7 に変更

Condition 2 摩擦係数を 0.7 に変更

Condition 3 減衰比を 0.7 かつ摩擦係数を 0.7 に変更

なお，パラメータを変化させない場合はすべての粒子の減衰比を 1.0，摩擦係数を 0.9 と設定している。

4.5.2 結果および考察

(1) 掘削エネルギーについて

上記の条件の下，掘削シミュレーションを行った。熟練オペレータの場合の掘削エネルギーの値を Table 4.2 と Fig.4.15 に示す。最適軌跡の掘削エネルギーを Table 4.3 と Fig.4.16 に示す。これらの図表において減衰比 1.0，摩擦係数 0.9 の場合は土壌パラメータを座標に応じて変更しない場合である。また，各表の括弧内の数字はパラメータを変更しない場合の値に対する掘削エネルギーの減少率を示している。

熟練作業による掘削と最適軌道による掘削の両方の場合で，減衰率および摩擦係数の値の減少とともに掘削エネルギーが減少することが確認できる。またパラメータの変

更による減少率は熟練者と最適軌道で同様の傾向を示している。減衰比と比べて摩擦係数の減少がより掘削エネルギーの減少に寄与していることがわかる。

最適軌道を用いて掘削を行った際のシリンダ発生力をアームシリンダについては Fig.4.17 に、バケットシリンダについては Fig.4.18 にそれぞれ示す。この図中の赤線は土壌パラメータを変更しなかった場合の結果を示す。摩擦係数を変化させた条件 2 および 3 におけるシリンダ発生力は、その他の条件と比べて減少していることがわかる。このことから摩擦係数が減少することで掘削抵抗が減少し、掘削時のシリンダ発生力が減少したため、掘削エネルギーが減少したと考えられる。減衰比による掘削エネルギーの減少への寄与が小さかった原因としては掘削速度が考えられる。掘削速度がより速ければ粒子間の粘性抵抗が増加し、掘削エネルギーの影響がより顕著なものになることが予想される。今回の掘削速度は熟練者が行う掘削作業の速度であるため、通常の掘削作業においては減衰比より摩擦係数の方が掘削エネルギーに大きな影響を与えることが考えられる。

Table 4.2 Digging energy using skilled operator's trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	442 [kJ]	428 [kJ] (-3.1%)
	0.7	415 [kJ] (-6.2%)	411 [kJ] (-7.1%)

Table 4.3 Digging energy using optimized trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	402 [kJ]	385 [kJ] (-4.1%)
	0.7	374 [kJ] (-6.8%)	377 [kJ] (-6.2%)

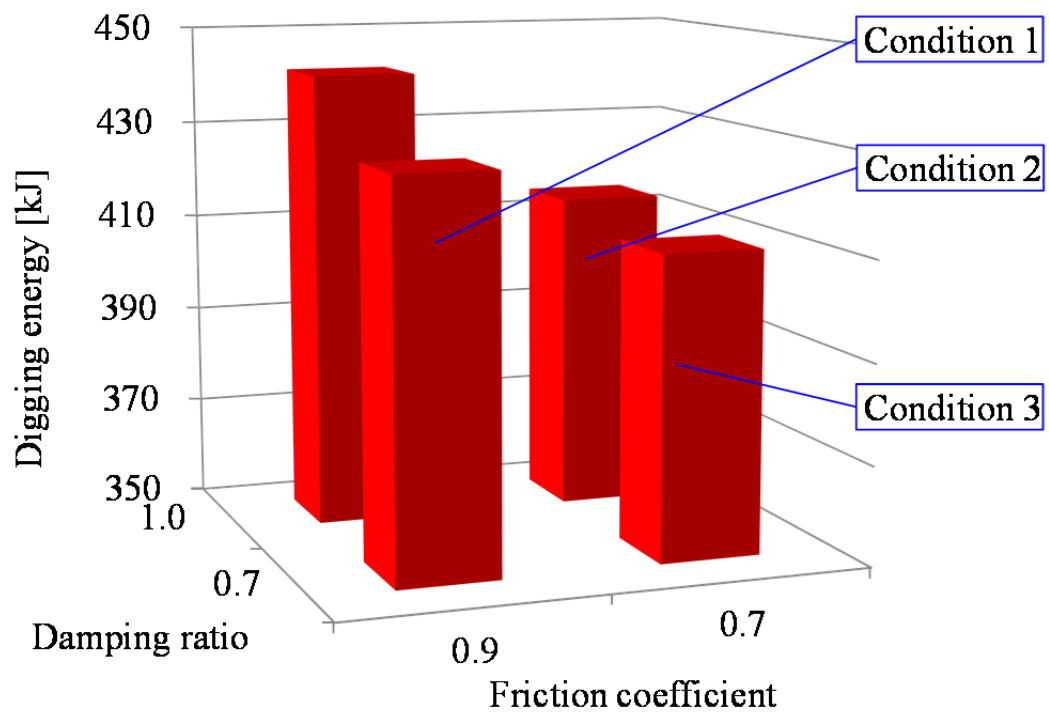


Fig.4.15 Digging energy using skilled operator's trajectory

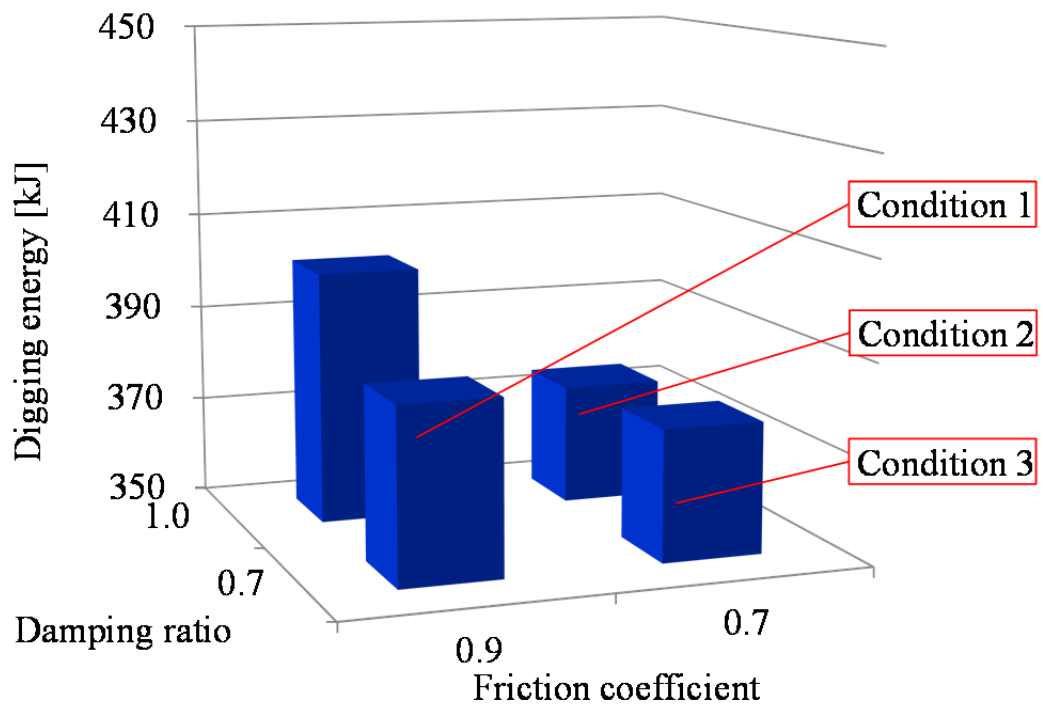


Fig.4.16 Digging energy using optimized trajectory

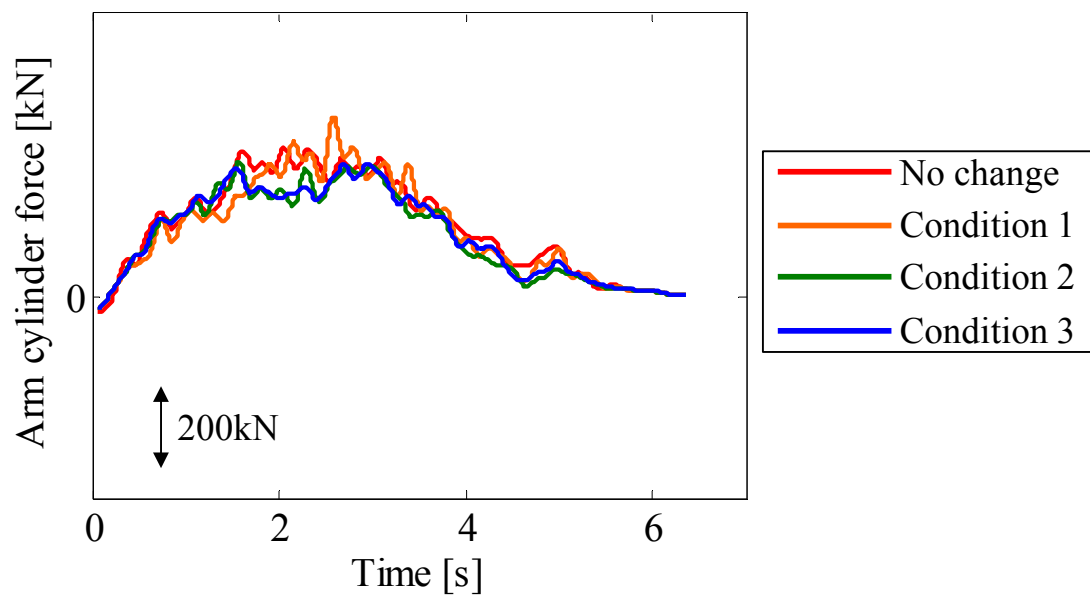


Fig.4.17 Arm cylinder force on each condition

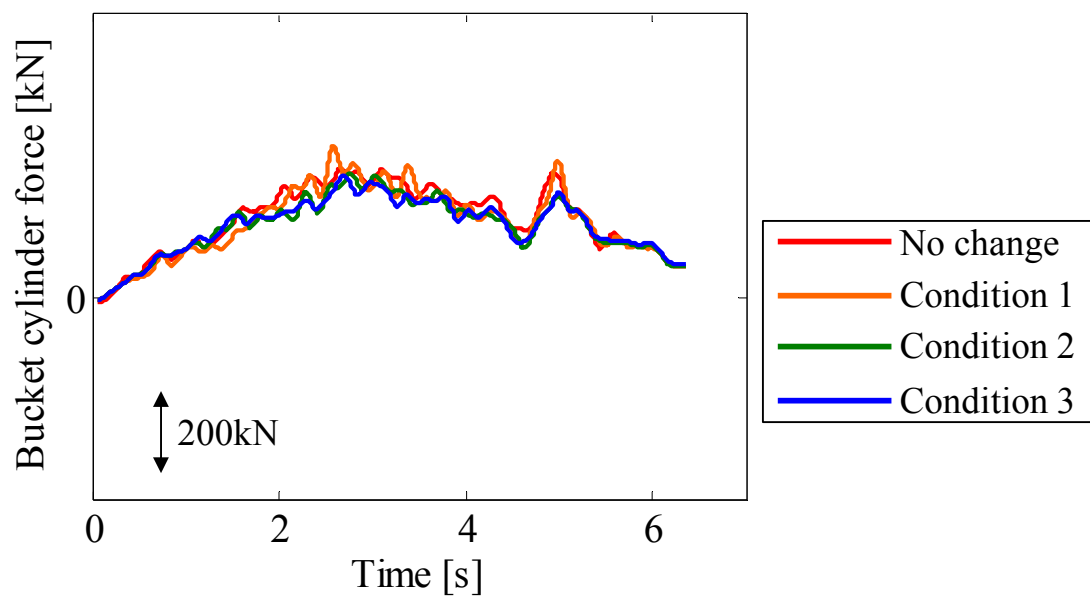


Fig.4.18 Bucket cylinder force on each condition

(2) 掘削量および掘削効率について

熟練オペレータの場合の掘削量の値を Table 4.4 に示す. 最適軌跡の掘削量を Table 4.5 に示す. これらの図表において減衰比 1.0, 摩擦係数 0.9 の場合は土壌パラメータを座標に応じて変更しない場合である. また, 各表の括弧内の数字はパラメータを変更しない場合の値に対する掘削量の変化率を示している. 熟練オペレータの場合はすべての条件において掘削量が減少し, 最大で 12%程度掘削量が減少していることがわかる. 一方, 最適軌道による掘削では熟練オペレータの場合と比べ掘削量の変化は少なく, 変化率は±3%程度である.

減衰比および摩擦係数が減少することで粒子の流動性が増すため, 掘削した土はバケットからこぼれやすくなる. そのため, 熟練オペレータの掘削量は減少する. 実際の掘削作業においては, 熟練者は土壌の変化を知覚し, 土の状態に応じて掘削動作を変化させると考えられるため大きな掘削量の変化はないと考えられる. 一方, 最適軌道による掘削では土の流動性が変化しても掘削量が変化しない. そのため土の状態が変化したとしても掘削動作を変更することなく, パラメータを変化させない場合の掘削量に近い掘削量が得られることになる.

Table 4.4 Payload [t] using skilled operator's trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	3.00	2.74 (-8.6%)
	0.7	2.65 (-12%)	2.68 (-11%)

Table 4.5 Payload [t] using optimized trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	3.00	2.90 (-3.4%)
	0.7	3.01 (+0.3%)	3.10 (+3.4%)

熟練オペレータの場合の掘削効率の値を Table 4.6 に示す．最適軌跡の掘削効率を Table 4.7 に示す．熟練オペレータの場合においては，掘削エネルギーは減少したが，掘削量が大きく減少したため，掘削効率が低下している．最適軌道による掘削では，掘削エネルギーは低下し，掘削量に変化は無いため，掘削効率が増加する結果となっている．

以上より，最適軌道による掘削において，土壌の状態が変化した場合においても効率的な掘削作業を行うことができると考えられる．自動化するにあたって熟練者の軌道を再現するより，生成した最適軌道を使用する方がより効率的な自動掘削ができると考えられる．

Table 4.6 Digging efficiency [kg/kJ] using skilled operator's trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	4.53	6.41 (-5.8%)
	0.7	6.38 (-6.2%)	6.52 (-4.1%)

Table 4.7 Digging efficiency [kg/kJ] using optimized trajectory

		Damping ratio	
		1.0	0.7
Friction coefficient	0.9	7.48	7.5 (+5.9%)
	0.7	8.03 (+7.4%)	8.24 (+10%)

4.5 結言

本章では軌道の形状を決定するためのパラメータを設定することでバケット先端の通過点を決定し、その点を補間することで掘削軌道を生成する手法を提案した。そして、掘削シミュレーションを用いて生成した軌道に沿って掘削を行った場合の生産性の評価を行った。そして、熟練作業者の掘削効率を超えることのできる最適な軌道を特定した。得られた結論を以下に示す。

(1)最適軌道は熟練者の軌道と比べ掘削深さが浅くなるため、土圧による掘削抵抗が小さくなる。その結果、シリンダ発生力は小さくなるため掘削エネルギーは減少した。

(2)最適軌道は熟練者の軌道と比べ掘削深さが浅くなるが、バケット持ち上げ時にバケットから土がこぼれないように持ち上げているため熟練者の場合と同程度の掘削量を確保できる。

(3)最適軌道は土壌の特性が部分的に変化した場合においても、熟練者の掘削軌道と同様に掘削エネルギーが変化し、低い掘削エネルギーで掘削できることに変わりはない。

参考文献

- [1] 横田眞一, 小林秀基, 蛭川立雄, 津村淳, 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”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 66, No. 648, pp. 2549-2556, 2000.
- [2] 山田宏尚, 武市教児, 武藤高義, “油圧パワーショベルのスライディングモード制御”, 日本
機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 670, pp. 1768-1774, 2002.
- [3] 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, Vol. 74, No. 742, pp. 1459-1468, 2008.
- [4] YOO S, PARK C-G, YOU S-H, LIM B, “A dynamics-based optimal trajectory generation for
controlling an automated excavator”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C,
Vol.224 No.10, pp. 2109-2119 , 2010.
- [5] Maciejewski J, Jarzebowski A, “Laboratory optimization of the soil digging process”, Journal of
terramechanics, Vol.39 No.3, pp. 161-179, 2002.
- [6] 長嶋秀世, 数値計算法 改訂第 3 版, 朝倉書店, pp.21-24, 2008.
- [7] 川崎晴久, ロボット工学の基礎, 森北出版 , pp.93-94, 1991.
- [8] 高橋弘, 水上喬二郎, 斎藤泰, “パワーショベルによる破砕堆積物掘削作業時における抵抗
力解析”, 応用力学論文集, Vol. 6, pp. 603-602, 2003.

第5章 掘削反力フィードバックによる掘削制御

5.1 諸言

前章では予めショベルの各シリンダの各時刻における変位を決定し、その変位を目標値として追従制御を行う方式の自動掘削のための掘削軌道の生成を行った。そして、その軌道は熟練オペレータの作業効率に匹敵する掘削作業が可能であることを示した。しかし、様々な掘削作業の状況に応じて予め最適な掘削軌道を生成したとしても、掘削作業により地面の形状は複雑に変化する。そのため、あらかじめ生成した最適な軌道に追従し掘削を行ったとしても、所望の生産性を実現できない可能性がある。そのため、自動化を行うにあたり様々な土質および掘削面の形状に対応できる自動制御方策も必要となる。

本章では予め作成した軌道を用いない自動掘削アルゴリズムを提案し、その掘削の生産性について検証を行う。前章に示したように、バケット軌道・バケット深さ・バケットの姿勢によって掘削反力が変化するため、バケットの動作は生産性を向上させるために重要となる。他の研究^{[1][2]}における熟練オペレータの掘削作業を模擬する自動化の手法では、シリンダの動作または各リンクの角度を基準としているが、バケットの動作そのものを模擬しているわけではない。しかし、掘削アルゴリズムを設計するという観点からは、掘削時のバケット姿勢に基づき掘削制御アルゴリズムを設計する方がより直感的かつ容易である。これにより地面から受ける抵抗を抑制できるバケット姿勢を保ちながら掘削作業を実現する掘削アルゴリズムを構築できると考えられる。

本研究では、バケットの姿勢を基準に掘削抵抗抑制しながら自動掘削を実現する。熟練作業者はバケットに過大な掘削反力が作用しないように各シリンダ操作しながら掘削を行なっている^[3]。熟練者はバケットが地面に深く貫入し、掘削反力が増加しないように「すかし」と呼ばれるバケットを上方向に持ち上げる動作を行っている。このバケットの動作を取り入れ、掘削抵抗の増加を防ぎながら掘削を行う掘削アルゴリズムを構築する。掘削時の抵抗をフィードバックし、掘削反力が増加し、一定値を越えた際にすかしを行う。

まず、自動掘削アルゴリズムの有効性の検証を行うために、第2章に示した掘削試験機を用いて掘削を行う。そして、個別要素モデルによって各制御パラメータと掘削量および掘削エネルギーの関係について検証する。次に、実寸大の20tクラスの油圧ショベルによる掘削作業を模擬したシミュレーションを行う。実際の油圧ショベルで掘削アル

ゴリズムに従い掘削を行うためには、ブーム・アーム・バケットの3つのシリンダに油圧ショベルの運動学に基づきそれぞれ適切な変位を与えることで、バケットの所望の動作を実現できる。そのためにショベルのリンク機構の逆運動学計算を行うことで、3つの各シリンダの適切な変位量を算出し、掘削シミュレーションを行う。シミュレーションでは、掘削面の状態が変化した際の提案した掘削アルゴリズムによる掘削性能を検証するため、掘削を行う地面の角度を変化させる。

5.2 自動掘削アルゴリズム

掘削反力をフィードバックし、あらかじめ設定した閾値を越えるとバケットを上方向に持ち上げる「すかし」と呼ばれる動作を自動掘削アルゴリズムに取り入れる。この動作は、実際の油圧ショベルにおける掘削作業において油圧シリンダのストールを防止する役割を果たす。掘削力が増加し、油圧シリンダ内の圧力が上昇すると、油圧システムの破損を防止するために設けられているリリーフバルブが動作する。このリリーフバルブが動作している間はシリンダの動作は停止する。これを防止し、より掘削抵抗が小さい状態で掘削を行うために、すかし動作を取り入れる。次節より示す掘削試験機による掘削試験およびそのシミュレーションにおける掘削反力フィードバックを用いた掘削の手順を Fig.5.1 に示す。

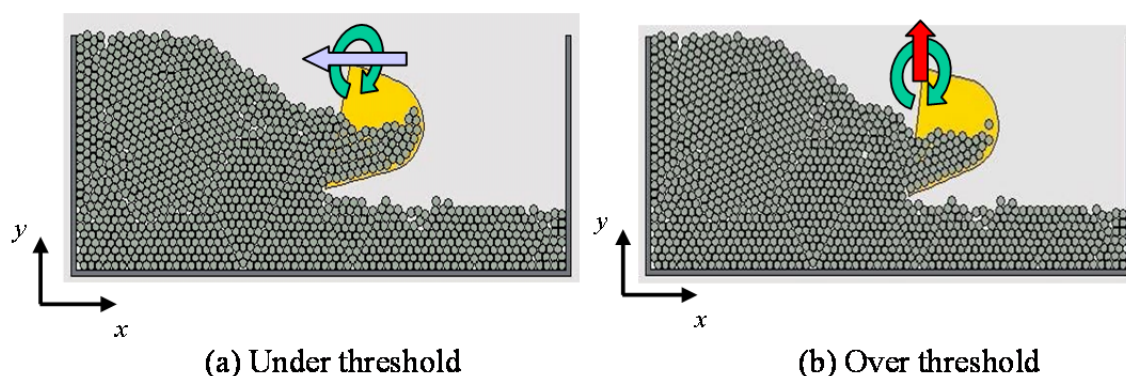


Fig.5.1 Digging algorithm with reaction force feedback

予め閾値を設定しておき、バケットの反トルクの値がその閾値を越えるとバケットを持ち上げるすかし動作を行い、反力を減少させながら掘削を行う。閾値以下では Fig.5.1 (a) のように動作する。掘削中、バケットは時計まわりに常に回転し、 x 軸の負の

方向にバケットが動作する．y 方向にはバケットは変位しない．一方，掘削反力が閾値以上になると Fig. 5.1 (b)のようにバケット動作を切り替える．バケットは時計まわりに継続して回転し，x 方向には変位せず，y 軸の正の向きにバケットが動作する．この動作がすかしにあたる．この動作を繰り返しながら掘削を行う．

5.3 掘削反力フィードバックの有効性の実験的検証

5.3.1 実験条件および結果

掘削時のバケット反力をフィードバックし，掘削動作を変化させるアルゴリズムに基づく掘削実験を実施した．バケットの併進速度は，x および y 方向ともに 50mm/s とし，回転速度は 12.5deg/s の一定速度で変位するようにする．バケット回転軸に設置されたトルクセンサの計測値が予め設定した閾値を越えると Fig.5.1 に示すようにバケット動作を変化させる．掘削時のバケット動作を変化させるためのバケット反トルクは 3.0Nm，3.75Nm，4.5Nm とした．掘削を行う斜面形状は，Fig.2.13 に示した土壌モデルの妥当性の検証を行った際の斜面と同一の形状で行った．Table 5.1 に試験機を用いて掘削を行った場合の掘削エネルギー・掘削量・掘削効率の値をそれぞれ示す．

Table 5.1 Feedback digging result

Threshold	Payload [kg]	Digging Energy [J]	Digging Efficiency [kg/J]
3.0[Nm]	0.50	1.72	0.29
3.75[Nm]	0.62	2.12	0.29
4.5[Nm]	0.71	2.14	0.33

5.3.2 掘削効率の比較

土壌モデルの妥当性の検証時に用いた軌道掘削と提案したアルゴリズムに基づく掘削試験機による掘削の掘削効率をグラフで比較すると Fig.5.2 のようになる．軌道掘削の実測値を赤の棒グラフで示し，フィードバックによる掘削の結果を青のグラフで示す．軌道による掘削の場合，掘削効率は Trace2 で最大となりで約 0.2kg/J 程度である．一方，青の棒グラフで示すフィードバックアルゴリズムによる掘削の場合，比較的掘削効率が

高く、0.3kg/J 前後となっている。フィードバックに基づく掘削の場合、軌道掘削と比較すると掘削エネルギーが小さく、また掘削量が多いことが分かる。

以上より、提案した掘削アルゴリズムを用いることで、掘削効率を向上できると考えられる。

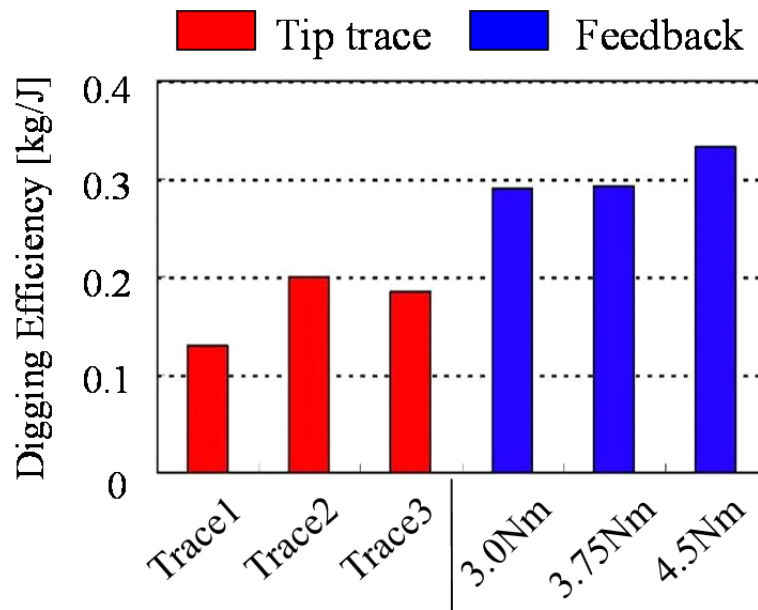


Fig.5.2 Digging efficiency by trace and feedback digging

5.3.3 掘削アルゴリズムによる掘削時の反力について

反力フィードバックにもとづく掘削を行った場合のトルクセンサの計測値を示す。閾値が 3.0Nm の場合は Fig.5.3 に、3.75Nm の場合は Fig.5.4 に、4.5Nm の場合は Fig.5.5 に示す。各図中の破線は、バケット動作を変化させるための閾値を示す。設定した閾値に注目すると、掘削トルクは閾値を越えるとわずかな間増加し続けるが、その後急激に減少している。そして、閾値付近で掘削トルクが増減を繰り返す、やがて掘削が終了している。トルクセンサの値が予め設定した閾値を越えた場合に、バケットを上方向へ動作させることで、掘削トルクの増加を抑えることが可能となり、掘削エネルギーの増加を抑えることができたと考えられる。

これより反力をフィードバックすることで掘削抵抗増加を抑制し，生産性の向上が可能であると考えられる．

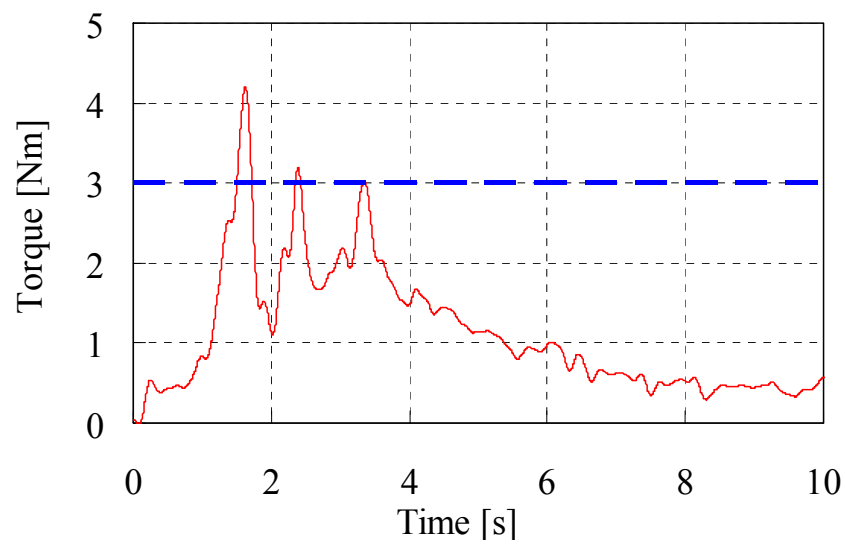


Fig.5.3 Digging torque by feedback algorithm (Threshold 3.0Nm)

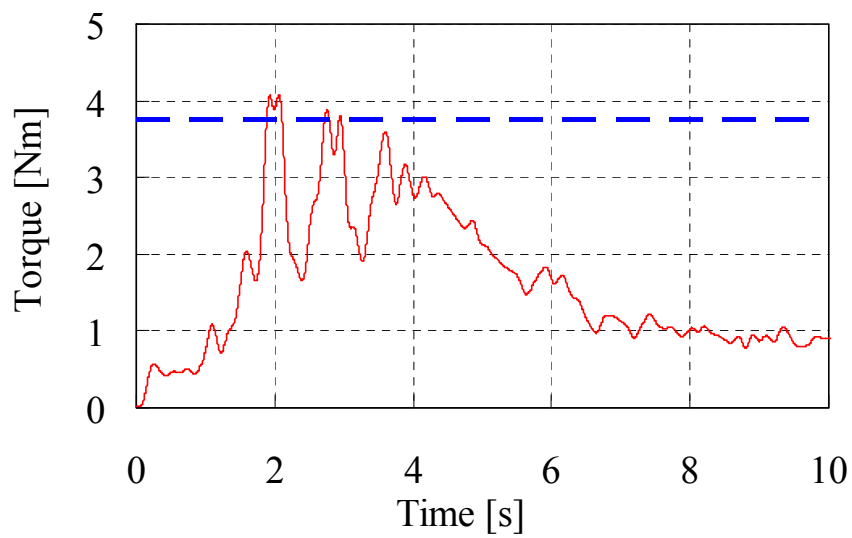


Fig.5.4 Digging torque by feedback algorithm (Threshold 3.75Nm)

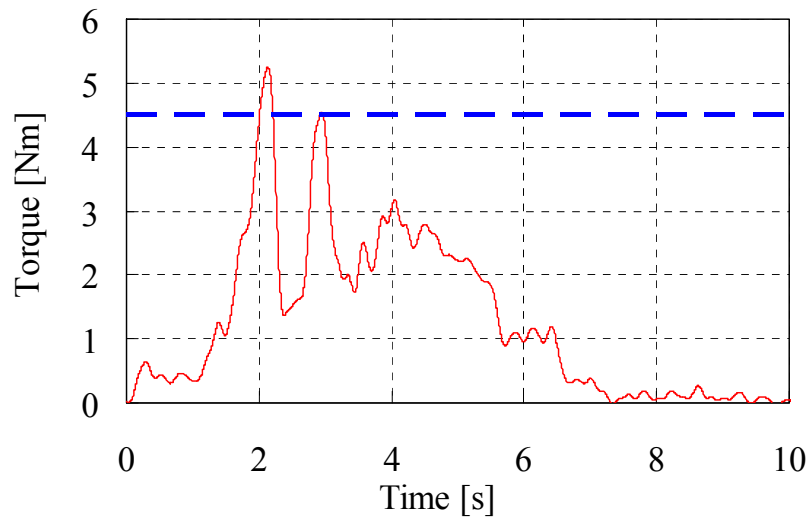


Fig.5.5 Digging torque by feedback algorithm (Threshold 4.5Nm)

5.4 シミュレーションによるパラメータの検証

本節では掘削試験機による掘削試験を土壌モデルにより再現する。その際、閾値および掘削開始時のバケット初期姿勢をパラメータとしてシミュレーションを実施する。各パラメータによって変化するバケット動作が掘削性能に及ぼす影響を確認する。

5.4.1 シミュレーションの実施

掘削時のバケット反力をフィードバックし、自動掘削アルゴリズムに基づく掘削を実施した。掘削試験機による掘削を模擬するものとし、土壌モデルのパラメータは Table 2.3 に示すものを用いた。バケットの並進速度は、 x および y 方向ともに 40mm/s とし、回転速度は 6.25deg/s の一定速度で変位するようにする。掘削時のバケット動作を変化させるための反トルクの閾値は 2.0Nm から 6.5Nm まで 0.25Nm ごとに変化させた。また、バケットの初期姿勢はバケット底面が水平面に対して 0deg から 40deg まで 10deg ごとに変化させた。掘削を行う斜面形状は Fig. 2.13 と同様とし、バケット形状も同一とする。また、バケットが左端の壁に接触しないように、バケットが壁に接近あるいはバケット角度が -40deg となると強制的にバケットを持ち上げて掘削を終了するようにした。掘削シミュレーションの結果として、掘削エネルギー・掘削量・掘削効率をそれぞれ Fig.5.6 に示す。

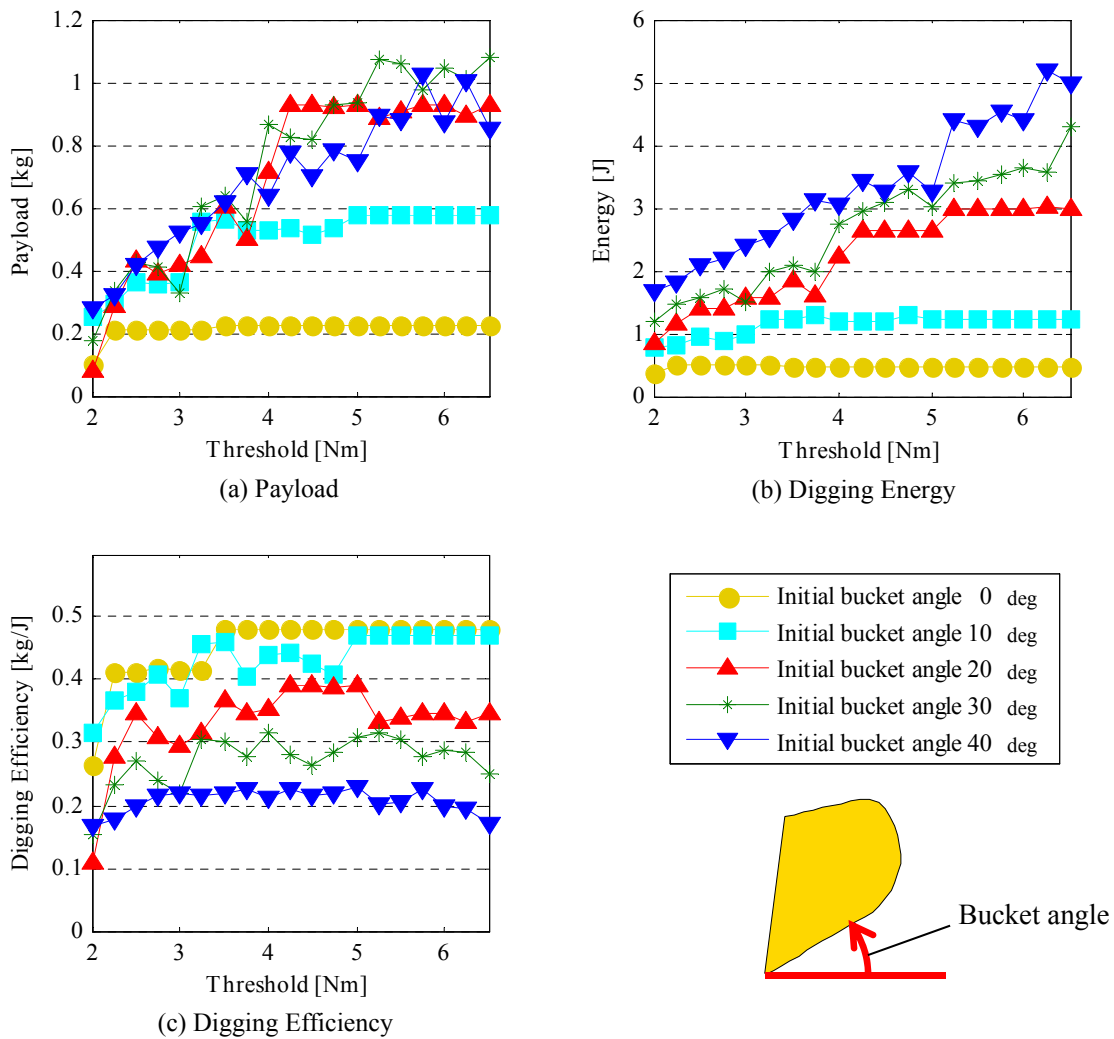


Fig.5.6 Simulation result

5.4.2 パラメータの影響

(1) 掘削量について

掘削量は閾値の設定が高くなると、掘削量の増加率が小さくなり、さらに閾値を高くすると掘削量が増加しなくなる。バケット初期角度が 20deg から 40deg の場合、掘削量は最終的に 1kg 前後まで増加する。閾値の設定が高くなると、すかしが行われる回数が少なくなるため、バケットの斜面へ深く潜り込み、バケットの貫入量が大きくなる。これにより、バケットですくうことができる土の量が増える。バケットの貫入量が増加するとバケットから土粒子があふれ出るため、閾値が増加するにつれ掘削量が一定値に

漸近する．次に，Fig.5.7 に閾値が 4.25Nm の場合のバケット先端軌道を初期角度ごとに示す．この図よりバケット初期角度が 0deg と 10deg の場合は斜面への貫入量が少なくなるため，掘削量が少なくなることがわかる．また，貫入量が少なくなると掘削時の反力が小さくなるため，すかしが行われない．その結果，閾値が変化しても掘削軌道が同一になり，バケット初期角度が 0deg と 10deg の場合，掘削量が一定となる．

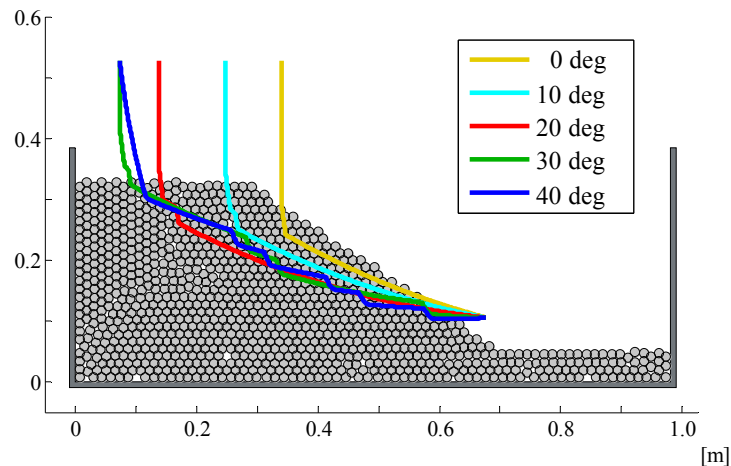


Fig.5.7 Digging trajectories (Threshold = 4.25Nm)

(2) 掘削エネルギーについて

閾値を高い値に設定するほどバケットが斜面への深く貫入するため，掘削抵抗が増加し，掘削エネルギーは高い値となった．一方，バケット初期角度が小さくなると，閾値を同じ値に設定した場合でも掘削エネルギーは小さくなることが分かる．ただし，初期角度が 0deg と 10deg の場合は掘削量と同様に，閾値が一定値を越えるとすかしが行われず，掘削軌道が同一となるため，閾値が変化しても掘削エネルギーに変化はない．また，バケットの斜面への貫入量が少ないため掘削抵抗は減少し，その結果初期角度が大きい場合と比べると掘削エネルギーの値は小さくなる．

バケット初期角度が 20deg から 40deg の場合は，Fig.5.7 に示すようにバケットの斜面への貫入量に大きな差はないが，初期角度の減少に伴い掘削エネルギーが減少している．これは掘削時のバケットの姿勢が影響している．ここで，Fig.5.8 に示すようにバケット先端の進行方向とバケット底面のなす角度と定義する．閾値が 4.25Nm の場合のバケット底面の迎え角の変化を Fig.5.9 に示す．この図中でバケット迎え角がパルス状に急激

な増加をしているのはすかしを行い、バケットが上方方向に動作するためである。バケット初期角度が小さくなるほどバケット底面の迎え角が小さくなることが分かる。初期角度が 20deg の場合、掘削開始から約 8 秒後に初めてすかしが行われているが、それまでに 30deg の場合は 3 回、40deg の場合は 5 回のすかしが行われている。バケット初期角度が 20deg の場合は反力が閾値を上回ることが少なく、抵抗が小さい状態で掘削している。バケット初期角度を小さくし、迎え角を小さくすることで掘削時の抵抗が小さくできる。このことを利用することで掘削時のバケット負荷を低減できる自動掘削を実現できる。

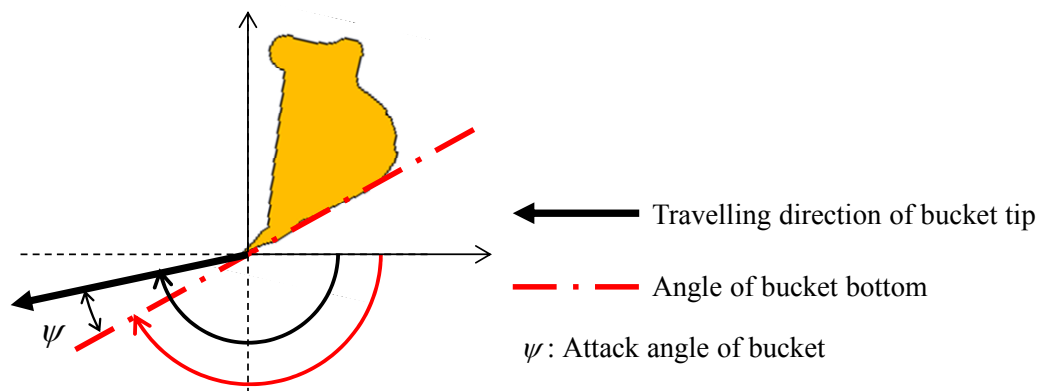


Fig.5.8 Definition of attack angle

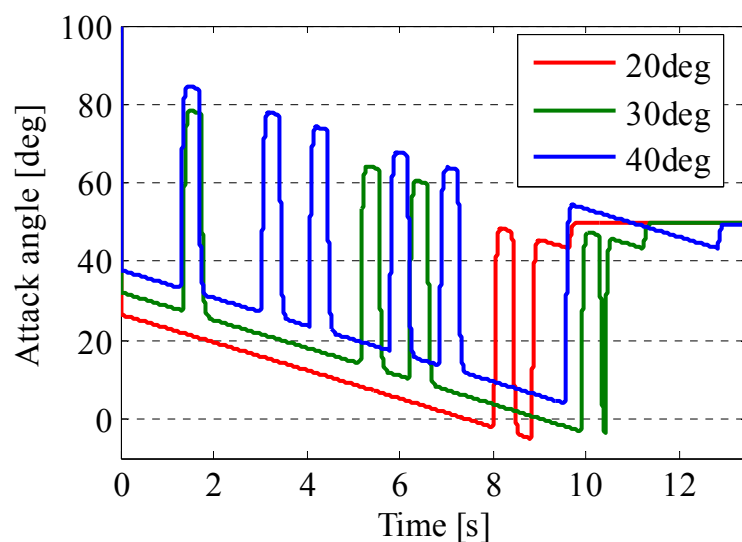


Fig.5.9 Attack angles of bucket's bottom (Threshold = 4.25Nm)

5.5 バケット動作に基づくシリンダ速度の逆運動学計算

前節までは掘削試験機による掘削を考慮していたため、サーボモータによるバケットの水平および垂直方向の動作のみであったが、本節では油圧ショベルのリンク機構において掘削アルゴリズムを実現するための逆運動学計算について述べる。前節で得られた結果と分解運動速度制御^[4]の理論に基づき各シリンダの速度を求める。

前節よりバケット底面の迎え角を小さくすることで掘削エネルギーを小さくできることが明らかになった。このことよりバケットの迎え角を制御することでより低負荷で掘削が可能であり、バケット迎え角を所望の角度を維持しながら掘削を行う必要がある。そのために、バケット先端の変位および姿勢から各シリンダの変位を求める。バケットの位置および姿勢を表す直交座標系からシリンダ変位を一般化座標とする座標系への変換を行う。まず、油圧ショベルのリンク機構の全関節の変位速度 $\dot{\mathbf{q}}_a$ とバケット先端の速度と回転角速度の成分からなるベクトル $\dot{\mathbf{P}}_E = [\dot{x}_E, \dot{y}_E, \dot{\phi}_E]^T$ の関係を表すヤコビアン $\mathbf{J}_E \in \mathbf{R}^{3 \times 11}$ の関係式を第3章より再掲する。

$$\dot{\mathbf{P}}_E = \mathbf{J}_E \dot{\mathbf{q}}_a \quad (5.1)$$

$$\mathbf{J}_E = \begin{bmatrix} -a_{12} \sin \theta_1 - a_{23} \sin(\theta_1 + \theta_2) - a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & -a_{23} \sin(\theta_1 + \theta_2) - a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \\ a_{12} \cos \theta_1 + a_{23} \cos(\theta_1 + \theta_2) + a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & a_{23} \cos(\theta_1 + \theta_2) + a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \\ 1 & 1 \\ & -a_{3E} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & a_{3E} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

この式に、全関節の変位速度 $\dot{\mathbf{q}}_a$ と3つのシリンダの動作速度 $\dot{\mathbf{q}}_d$ の関係を示す式(3.24)を代入すると、

$$\dot{\mathbf{P}}_E = \mathbf{J}_E \mathbf{Q} \dot{\mathbf{q}}_d \quad (5.3)$$

となり、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。ここで、2つのヤコビ行列の積 $\mathbf{J}_E \mathbf{Q}$ はシリンダ変位によって各行列要素が変

化するが、シリンダ変位がショベルの設計値の範囲内であれば正則行列となる．この式において、 $\dot{\mathbf{q}}_d$ について整理する．

$$\dot{\mathbf{q}}_d = (\mathbf{J}_E \mathbf{Q})^{-1} \dot{\mathbf{P}}_E \quad (5.4)$$

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、

$$\begin{bmatrix} \dot{d}_5 \\ \dot{d}_7 \\ \dot{d}_9 \end{bmatrix} = (\mathbf{J}_E \mathbf{Q})^{-1} \begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \\ \dot{\phi}_E \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

と表せる．並進成分について表記すると、

$$\dot{x}_E = |\mathbf{v}| \cos \delta \quad (5.6)$$

$$\dot{y}_E = |\mathbf{v}| \sin \delta \quad (5.7)$$

と表すことができる．ここで δ はバケット先端速度ベクトルの偏角であり、バケット底面の角度 ϕ_b とバケット迎え角 ψ より、以下の式で表せる．

$$\delta = \phi_b - \psi \quad (5.8)$$

以上より、バケット先端速度 \mathbf{v} 、バケット迎え角 ψ およびバケット回転速度 $\dot{\phi}_E$ を指定することでシリンダ速度を求めることができる．所望のバケット迎え角から3つのシリンダの動作速度を算出し掘削シミュレーションを行う．

5.6 掘削アルゴリズムに基づくショベルの掘削シミュレーション

5.6.1 シミュレーション条件

第4章と同じく Caterpillar 社製の 20t クラスの油圧ショベルによる掘削を再現する．土壌モデルと機体モデルのパラメータは第3章に示したものと同一とした．

バケット先端の移動速度は3章に示した熟練オペレータによる掘削作業の平均速度と同じ 1.0m/s とした．また、バケット回転速度 $\dot{\phi}_E$ は 25deg/s とした．また、バケット

迎え角については、バケット底面の角度に応じて変化させる。バケット底面の角度とバケット迎え角の関係を Fig.5.10 に示す。迎え角が 0deg 以下になるとバケットの底面を地面に押し付けるため過大な反力が生じる^[5]。そのため、バケット底面が地面との接触を防止するため、迎え角は 10deg を下回らないように設定した。

前節まではバケット回転トルクが閾値を超えた際にバケット動作を変化させていたが、フロントモデルを用いてシミュレーションを行う場合はアームシリンダまたはバケットシリンダのいずれかの発生力が閾値を越えたときに掘削動作を変化させる。掘削動作を変化させる閾値は 200kN, 250kN, 300kN, 350kN, 400kN とした。この閾を超えることでバケット迎え角に関係なく、バケット先端の速度ベクトルの偏角を $\delta=120\text{deg}$ とすることでバケットが上方向に動作するように各シリンダの動作速度が決まる。掘削を行う地面は 0deg, 10deg, 20deg の傾きをそれぞれ持たせ、掘削面の角度の違いによる掘削の生産性について評価する。

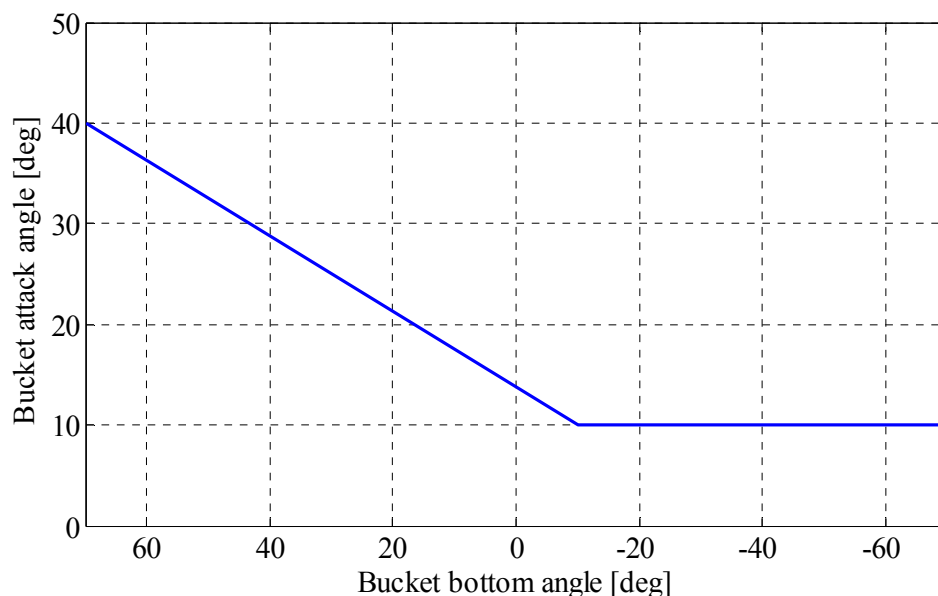


Fig.5.10 Relationship between bucket bottom angle and attack angle

5.6.2 シミュレーション結果

掘削量および掘削エネルギーを斜面が 0deg の場合は Table 5.2 に、10deg の場合は Table 5.3 に、20deg の場合は Table 5.4 にそれぞれ示す。すべての斜面において、閾値の増加

に伴い掘削エネルギーが増加していることが分かる。また、掘削量も同様の傾向がみられる。第4章に示したように1回の掘削で3t程度まで土をすくうことができる。これらの結果では掘削量は3tに達していないが、バケット容量を上回る十分な土の量を掘削できている。次に、バケット先端の軌道を掘削面の傾斜が0degの場合はFig.5.11に、10degの場合はFig.5.12に、20degの場合はFig.5.13にそれぞれ示す。これらの図より、閾値が大きくなるにつれ軌道が深くなることが分かる。閾値が増加することで掘削深さが増加し、掘削できる土の量が多くなる。このことから、適切な閾値を設定することで所望の掘削量を実現できると考えられる。

Table 5.2 Simulation result (Slope angle 0 deg)

Threshold [kN]	Payload [t]	Energy [kJ]
200	2.34	203
250	2.47	229
300	2.51	243
350	2.87	312
400	2.96	321

Table 5.3 Simulation result (Slope angle 10 deg)

Threshold [kN]	Payload [t]	Energy [kJ]
200	2.29	247
250	2.65	290
300	2.83	322
350	2.89	352
400	2.86	371

Table 5.4 Simulation result (Slope angle 20 deg)

Threshold [kN]	Payload [t]	Energy [kJ]
200	2.37	296
250	2.59	333
300	2.72	383
350	2.78	426
400	2.82	461

バケットの地面への貫入深さが増すにつれて掘削反力が増加し、シリンダ発生力が増加する。そのため閾値が低い場合はより早くシリンダ発生力が閾値に達し、バケットが上方向に持ち上がるため閾値が大きい場合の方がより深く掘削を行う。バケットが地面に深く貫入することで、バケットに多くの土が入るため閾値が増加するにつれ掘削量が増加すると同時にバケットが地面に深く貫入するため掘削反力が増加し掘削エネルギーも増加する。

Fig.5.14 から Fig.5.19 に各斜面角度におけるアームシリンダとバケットシリンダの発生力を示す。各図中の破線は閾値を表す。各斜面角度においてアームシリンダの発生力はバケットシリンダの発生力よりも大きい傾向にあり、この傾向は第 4 章に示した熟練者による掘削および最適軌道を用いた掘削と同様の傾向である。そのため、主にアームシリンダが閾値を越えている結果が多い。ゆえにアームシリンダの発生力が閾値を越え、すかし動作を行っている。また、閾値が小さくなるにつれ、各シリンダの発生力が全体的に小さくなる傾向がある。このことから、閾値を変化させることで掘削エネルギーを制御できると考えられる。

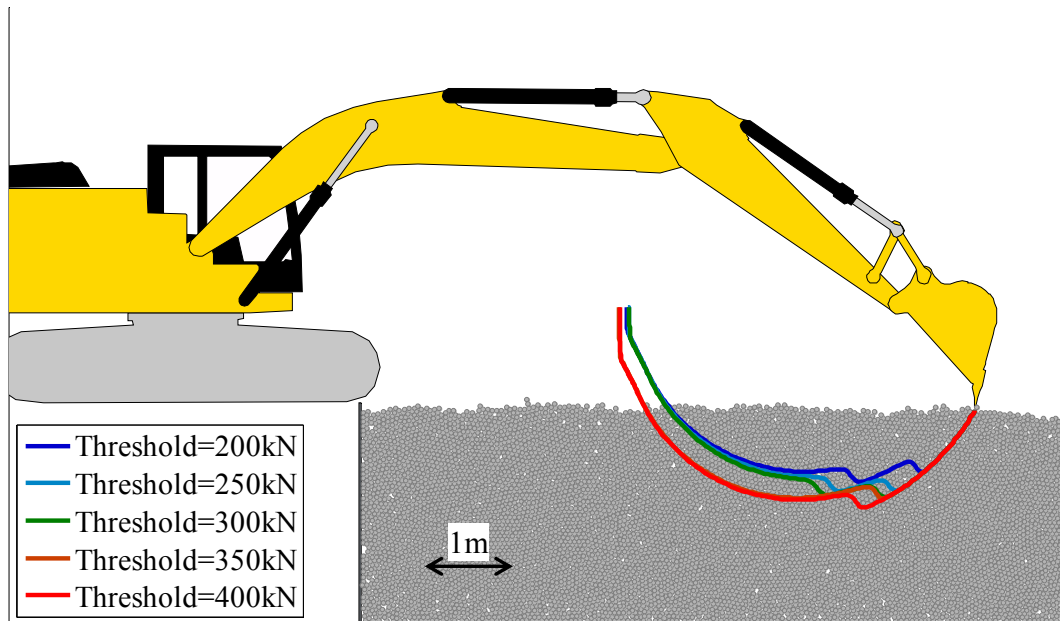


Fig.5.11 Bucket tip trajectories (Slope angle 0deg)

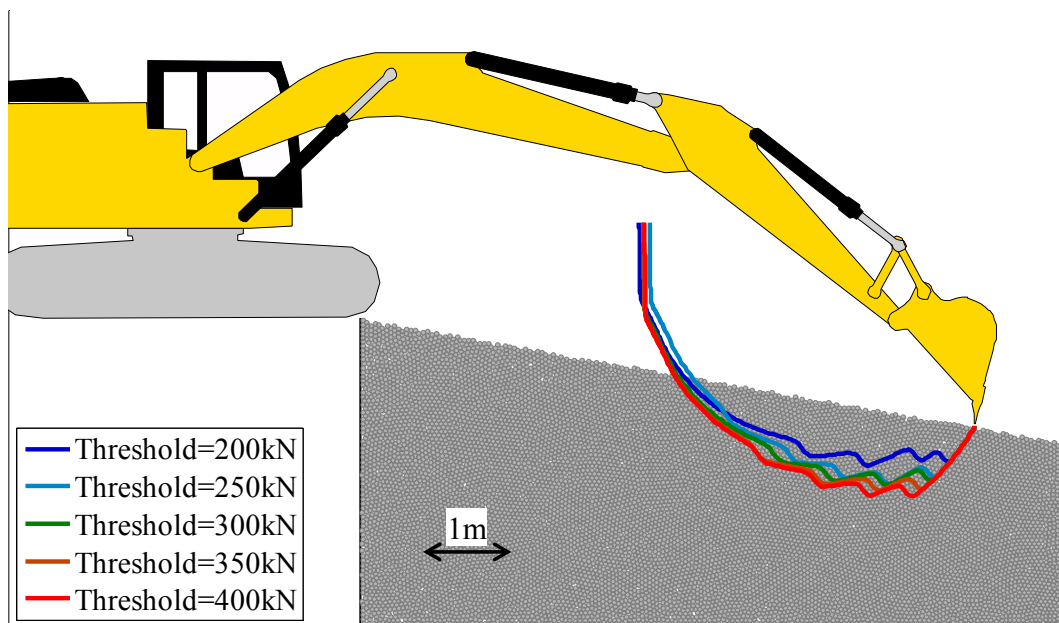


Fig.5.12 Bucket tip trajectories (Slope angle 10deg)

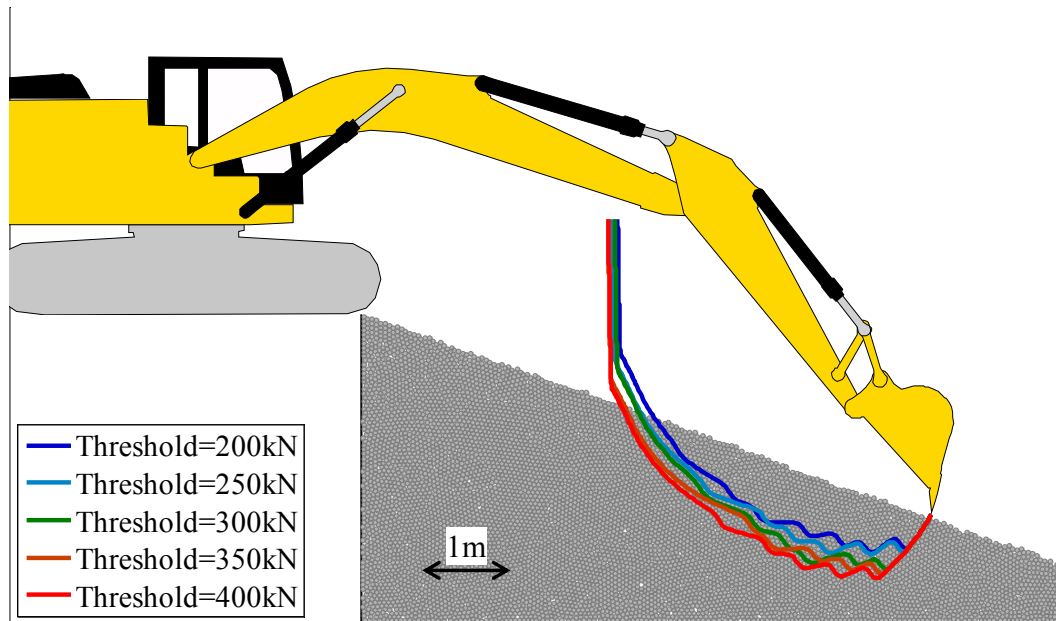


Fig.5.13 Bucket tip trajectories (Slope angle 20deg)

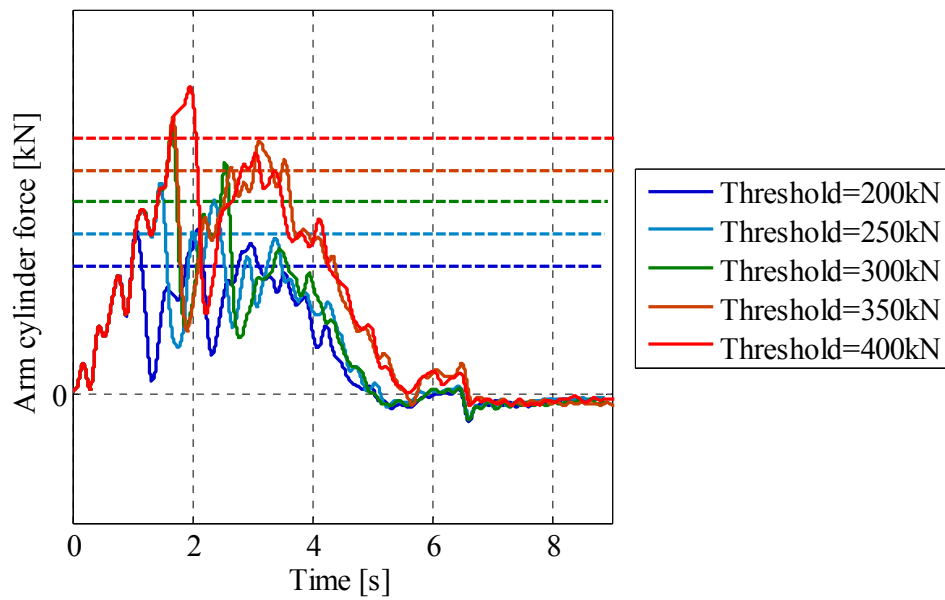


Fig.5.14 Arm cylinder force (Slope angle 0deg)

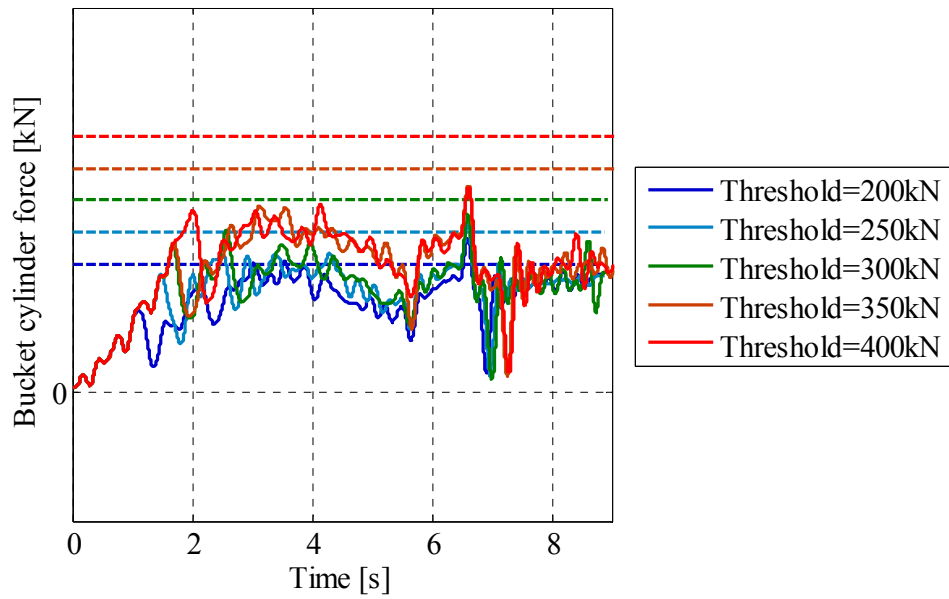


Fig.5.15 Bucket cylinder force (Slope angle 0deg)

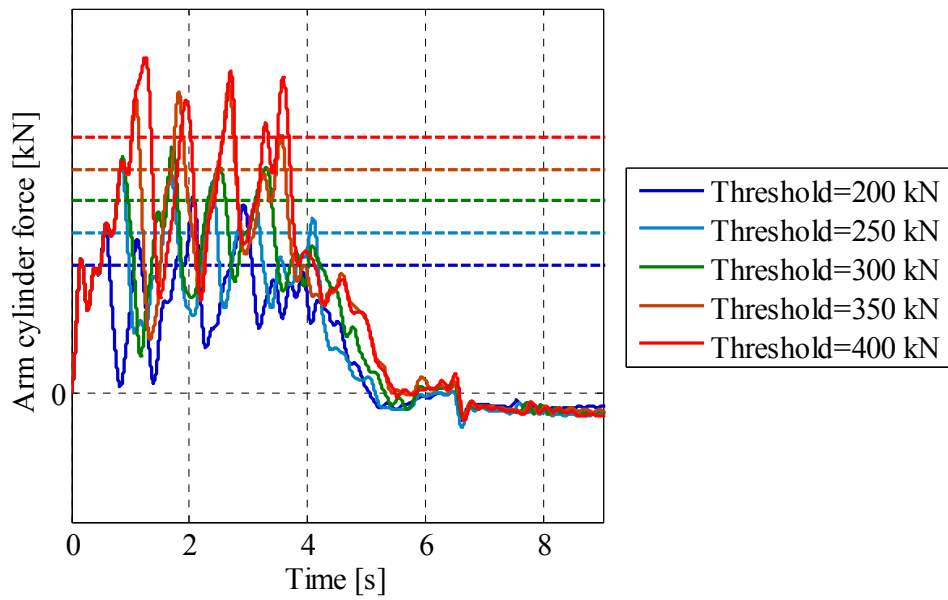


Fig.5.16 Arm cylinder force (Slope angle 10deg)

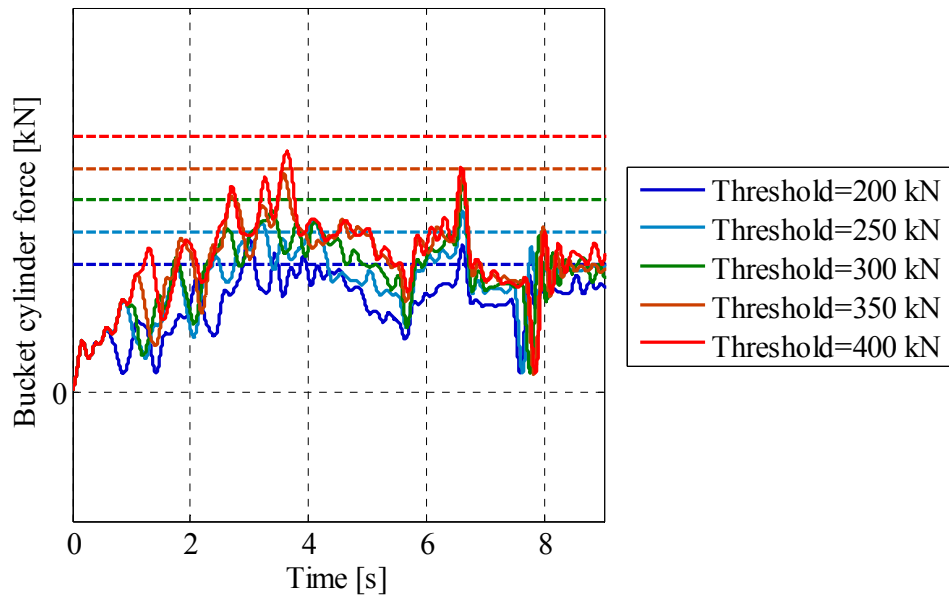


Fig.5.17 Bucket cylinder force (Slope angle 10deg)

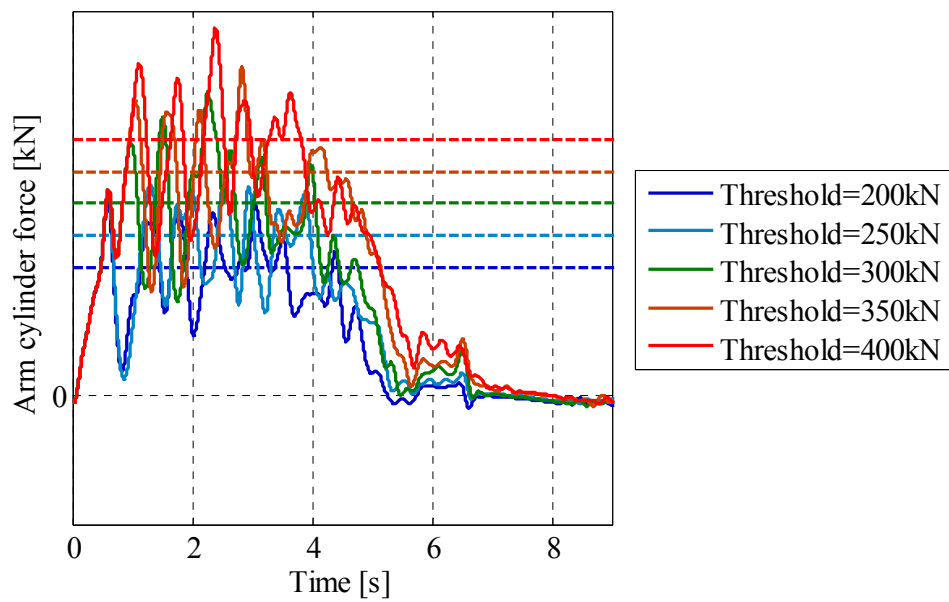


Fig.5.18 Arm cylinder force (Slope angle 20deg)

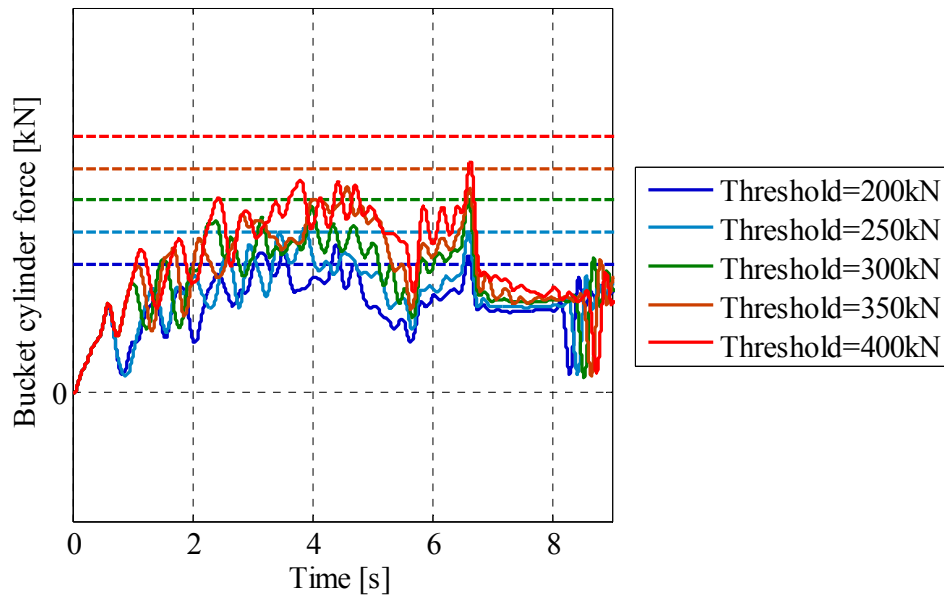


Fig.5.19 Bucket cylinder force (Slope angle 20deg)

5.7 結言

提案した自動掘削アルゴリズムの有効性の検証を実験およびシミュレーションによって行った。また、自動掘削を実現するための各シリンダ変位を求めるためのショベルの逆運動学計算を示した。得られた結論を以下に示す。

- (1) 掘削試験機および個別要素法シミュレーションによる掘削において掘削抵抗の増加を抑制することができることを確認した。またシミュレーションでは、バケット動作を変化させる反力の閾値と掘削エネルギーに比例関係があることが確認できた。
- (2) 提案した掘削アルゴリズムを実現するために必要な各シリンダの変位を与えるための逆運動学計算を示した。
- (3) 提案した自動掘削アルゴリズムで掘削面の傾きが変化した場合でも、バケット容積を超える土を掬えることがシミュレーションを用いて確認できた。
- (4) 提案した自動掘削アルゴリズムによって掘削エネルギーをコントロールできる。

参考文献

- [1] 鮫島誠，藤井敏，末岡淳男，‘ファジィ理論による油圧ショベルの自動掘削’，日本機械学会論文集 C 編，Vol.66 No.650，pp104-111，2000
- [2] 茂木正晴，山元弘，大槻崇，邵輝，境田右軌，‘情報化施工・IT 技術・ロボット無人施工 油圧ショベルによる自律掘削と動作計画に関する研究’，建設の施工計画，No.705，pp.69-74，2008
- [3] 境田右軌，浅間一，中後大輔，川端邦明，“熟練オペレータによる油圧ショベルの掘削作業解析-シミュレーションによるスキル解析-”，ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集(CD-ROM), Vol. 2007, pp. 1P1-M07(1)-1P1-M07(2)，2007.
- [4] D.Whitney: Resolved motion rate control of manipulators and human prostheses, Man-Machine Systems, IEEE Transactions, Vol.10, issue 2, pp.47-53 , 1969.
- [5] 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，Vol.68 No.665，pp.156-164，2002.

第6章 結論

6.1 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次元個別要素法に基づく土壌解析モデルおよびシミュレーションについて示した。個別要素法に基づき土を粒子の集まりとみなし、それらすべての粒子の運動を記述することで土壌の挙動を再現した。また、本シミュレーションは2次元モデルであるため、2次元モデルであっても現実の土の挙動を再現可能な粒子パラメータを同定した。そして、油圧ショベルの掘削を模擬する掘削試験機を用いて掘削実験を行い、掘削量・エネルギーに関してシミュレーションと比較することで土壌モデルの妥当性およびパラメータの同定手法の有効性を検証した。異なる3種類の掘削軌道で実験を行い、シミュレーション結果と実験結果は定性的に一致し、構築した掘削シミュレーションにより掘削軌道の違いによる掘削性能の変化を定量的に評価可能であることを示した。このことから、パラメータの同定法については、土壌の挙動が一致するようにパラメータを決定することで、2次元モデルにおいても、実際の掘削作業を定性的に評価できることを明らかにした。そして、掘削の軌道が異なることで掘削の生産性が異なることを実験およびシミュレーションで確認することができた。

第3章では油圧ショベルの作業装置であるフロント構造物の運動学および動力学モデルを示した。また、第2章で示した土壌モデルとの連成シミュレーションについても示した。本モデルでは油圧ショベルを閉ループ機構で構成されるマニピュレータとみなし、2つの方法でシリンダ発生力を求める逆運動学問題を解き、油圧ショベルのフロント構造物を動作させるために必要なエネルギーを算出できることを示した。そして、実際の熟練オペータによる掘削作業をシミュレーションし、結果を実測値と比較することで連成シミュレーションモデルの妥当性が確認できた。さらに、前述の土壌解析モデルと組み合わせることで、土壌からの反力に対するシリンダ発生力の影響を示した。土壌モデルを用いて連成解析によって掘削時の地面からショベルが受ける掘削抵抗が評価でき、その影響を定量的に把握することができた。さらに、掘削量が評価可能となるため、油圧ショベルによる掘削の生産性の評価を行うことができる。

第4章では典型的な制御方策の1つである軌道追従制御のための掘削軌道生成について示した。第2章に示したように、掘削量および掘削に必要なエネルギーは掘削軌道の

形状に依存するため、生産性を高めるためには、適切なバケット軌道で掘削を行う必要がある。そこで、構築したシミュレーションによってあらかじめ作成した軌道に追従して掘削作業を行った時の生産性を評価し、生産性が最大となる掘削軌道の生成を行った。まず、4つの幾何学パラメータによって軌道を生成する手法を提案した。そして、各パラメータを変化させて軌道を生成し、生成した軌道を用いて掘削シミュレーションにより生産性の評価を行うことで生産性の高い最適掘削軌道を特定した。そして、生産性が最も高くなる軌道は熟練オペレータによる掘削軌道と比較して、掘削の深さが浅くなり、その結果、掘削後半の掘削抵抗が低くなるため掘削エネルギーが減少した。また、最適軌道において、掘削軌道の途中で土質が部分的に変化した場合における、生産性のロバスト性についても検討した。土壌粒子の特性として減衰比および摩擦係数を部分的に変化させ、土質が変化した場合の生産性への影響をシミュレーションにより評価した。その結果、生成した軌道は掘削を行う土壌の特性が部分的に変化した場合でも、熟練者の掘削軌道と同等の掘削エネルギー変化があり、土質が変化した場合であっても、熟練者の掘削より低い掘削エネルギーで掘削できることに変わりないことがわかった。

第5章では予め生成した掘削軌道を用いない自動掘削の方策について示した。掘削作業時の土質および地面形状は時々刻々と変化し、上述の軌道追従制御による掘削によって必ずしも高い生産性を実現できるわけではない。そのため、熟練作業者が行う操作を取り入れた自動掘削アルゴリズムを提案し、それを示した。熟練者は掘削抵抗の増加を抑制するようにバケットを操作しており、本アルゴリズムにおいても掘削抵抗の増加を抑制するために、シリンダ発生力が一定値を越えるとバケット動作を変化させ、バケットを上方向に持ち上げる。掘削アルゴリズムの有効性を検証するために、掘削試験機により実験を実施することで、掘削アルゴリズムの有効性を実験的に証明した。その結果、提案した掘削アルゴリズムによって掘削抵抗の増加を抑制できることを示した。さらにシミュレーションによって詳細な解析を行った結果、バケットの姿勢と掘削エネルギーの関係が明らかにした。この結果をもとに、油圧ショベルのフロント構造物を考慮した掘削アルゴリズムの設計を行った。掘削時のバケット底面の迎え角を所望の値に制御し、アームシリンダまたはバケットシリンダがあらかじめ設定した閾値を超えると、バケットを持ち上げる。そのためのバケット動作を実現するためのシリンダ速度の算出のための逆運動学について示した。第3章に示した土壌モデルと機体モデルの連成シミュレーションを実施し、掘削アルゴリズムの有効性を検証した。提案した自動掘削アルゴリズム

で掘削面の傾きが変化した場合でも、バケット容積を超える土を掘削できることがシミュレーションによって確認でき、掘削アルゴリズムの有効性が確認できた。

本研究では、土壌モデルと油圧ショベルの機構の力学モデルを組み合わせたシミュレーションを用いて、油圧ショベルの自動化のための方策について検討した。従来の掘削軌道に追従する方式の自動化手法において、生産性を向上するために最適な掘削軌道を生成した。また、軌道を用いない自動化の方策として熟練作業者の行う動作を取り入れた掘削手法を提案し、その有効性を証明できた。

6.2 今後の展望

本論文ではシミュレーションを用いた油圧ショベルの自動化に関する方策について検討した結果を示した。本研究の自動化の手法により生産性の高い自動掘削システムの構築が可能となると考えられる。また、第4章に示した掘削の生産性を向上させる軌道に追従し掘削する手法と第5章で提案した掘削アルゴリズムを組み合わせることも可能であると考えられる。生産性が最大となる軌道に追従し、軌道上に未知の障害物が存在した場合でも、シリンダがストールすることなくより、生産性が高くよりロバストな自動掘削が可能になると考えられる。

また、現在までに様々なセンサが開発され利用されている。機体にセンサを設置することで、油圧ショベルの周囲の環境を把握することで、環境に対応した最適な掘削方法を選択できる。たとえば、本研究の手法を用いて予め様々な土壌に対して最適軌道を制作し、最適軌道データベースを構築しておき、センサの情報から現在の土壌に最適軌道を選び出すといったことが可能になると考えられる。この他にも、様々なセンサから得られた情報をフィードバックする新たな制御手法を確立し、実現できると考えられる。

前世紀からのコンピュータの性能向上は著しく、今後も性能の向上が予想される。そして、以前は不可能とされていた膨大な計算量を必要とする解析が設計・開発の現場で行われている。今後さらに CAE 技術の研究・開発が行われ、設計・開発の現場での利用が増加することが考えられる。したがって、本研究手法のように機械要素だけではなく機械の作業環境まで再現し、シミュレーションによる制御系の設計・評価を行うことがより一般的な手法になると考えられる。

近年、海外の大規模な鉱山では GPS を搭載し、無人で掘削した鉱石を運搬するダンプトラックが稼働している。油圧ショベルにおいても GPS による位置観測を行うことで、走行も自動化することができる。機体の移動・掘削・積込みを行い、また次の掘削位置へ移動することも可能になると考えられる。これにより危険を伴うような現場に作業者が立ち入ることをより少なくできる。自動車においては自動運転システムが実用化の段階にさしかかろうとしている。油圧ショベルも近い将来、作業の自動化が行われ労働環境などさまざまな諸問題を解決できると信ずる。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり本大学理工学部 小泉孝之教授には、終始懇切なる御指導、御鞭撻ならびに暖かい激励を賜りました。ここに深い感謝の気持ちを持って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大学理工学部 辻内伸好教授には、本研究の全てに渡り的確な御助言と御指導を賜りましたことに、深く感謝の意を表します。

本論文を纏めるにあたり本学理工学部 青山栄一教授には有益な御助言賜りました。ここに厚く感謝の意を表します。

本研究を遂行するにあたり、多大なる御協力と御助言を賜りましたキャタピラージャパン株式会社 安藤博昭博士、中本洋造氏、阪本裕明氏、株式会社菱友システム技術 金山竜也氏に深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

本研究における諸々の問題解決に多大なる御助言を賜りました、本学理工学部講師 大島裕子博士、首都大学東京助教の林祐一郎博士に心から御礼申し上げます。

また、元博士後期課程(現 株式会社テック技販) 足立渡氏、同博士後期課程 松原真己氏には本研究を遂行するにあたり御助言、御助力賜りました。ここに深い感謝の意を表します。また、小泉・辻内研究室に在籍する博士前期課程生及び学部生を含む諸氏、並びに歴代の諸先輩方には、その多大なる御支援に対し深く感謝申し上げます。特に元本学博士前期課程生 富田幸光氏ならびに篠崎誠悟氏には本研究及び関係する諸分野に関して多くの有益な知識やきめ細かな御指導を賜りました。心より御礼申し上げます。

元本学博士前期課程生 陳侃氏、本学博士前期課程生 蔣仲謀氏、元本学学士課程生 松谷陽介氏、佃拓実氏には、研究を遂行するにあたり実験によるデータ取得や解析等に多大なるご協力を賜りましたことに感謝の意を表しますとともに、今後の更なる御活躍を御祈り申し上げます。

ご指導賜りました両教授の研究室に在籍できたことを恭悦至極に存じます。本学学士課程より本研究室で過ごした6年間は一生の宝であり、今後の人生の糧とし、機械工学の諸問題の探究に邁進する所存であります。

浅学菲才の私には博士後期課程は苦難の連続でありました。これまで何不自由ない環境を頂き、始終暖かく見守り続けてくれた家族と激励を頂いた友人達に心からのお礼を申し上げますとともに、皆様に博士論文が完成したことをここに報告致します。

2013 年 11 月 同志社大学
京田辺キャンパスにて

吉田 達哉