HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ロータリ耕うんの動的現象の解析研究
Author(s)	平澤, 一暁
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(農学)
Dissertation Number	甲第11539号
Issue Date	2014-09-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k11539
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/57182
Type	doctoral thesis
File Information	Kazuaki_Hirasawa.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

ロータリ耕うんの動的現象の解析研究

2014

北海道大学大学院農学院
共生基盤学専攻　博士後期課程

平澤　一暁

目次

記号一覧 1
第 1 章　緒言 3
1.1　本研究の背景 3
1.2　既往の研究 5
1.2.1　ロータリ耕うん 5
1.2.2　個別要素法 6
1.3　本研究の目的 7
第 2 章　ロータリ耕うんモデル 11
2.1　はじめに 11
2.2　ロータリ耕うんモデル 11
2.2.1　モデルの構成 11
2.2.2　計算方法 13
2.3　ロータリ耕うんモデルのパラメータの決定方法 16
2.3.1　パラメータの決定方法 16
2.3.2　摩擦係数の決定方法 16
2.3.3　減衰係数の決定方法 18
2.3.4　粒子の直径の決定方法 19
2.4　ロータリ耕うん試験 21
2.5　結果と考察 23
2.5.1　ロータリ耕うんモデルのパラメータの決定 23
(1)　摩擦係数の決定 23
(2)　減衰比の決定 24
(3)　粒子の直径の決定 25
(4)　ロータリ耕うんモデルのパラメータ値 26

2.5.2　ロータリ耕うんモデルの検証 27
(1)　土の投てき状態の検証 27
(2)　ロータリ耕うん軸トルクの検証 29
2.6　まとめ 30
第 3 章　爪形状の土の投てきと耕うん軸トルクへの影響 31
3.1　はじめに 31
3.2　方法 31
3.2.1　ロータリ耕うんモデル 31
3.2.2　ロータリ耕うん試験 34
3.2.3　土粒子の速度分布の算出方法 34
3.3　結果と考察 36
3.3.1　土の投てき 36
3.3.2　ロータリ耕うん軸トルク 40
3.4　まとめ 45
第 4 章　ロータリ耕うん機の均平性能の予測と評価 47
4.1　はじめに 47
4.2　方法 47
4.2.1　均平性能の評価試験方法 47
4.2.2　土壌の堆積形状の予測方法 51
4.3　結果と考察 54
4.3.1　試験圃場の土壌条件 54
4.3.2　耕うん後の土壌の堆積形状 55
4.3.3　土壌の堆積高さの二乗平均平方根 61
4.4　まとめ 63
第 5 章　ロータリ耕うん機の所要動力の予測 64

5.1　はじめに 64
5.2　方法 64
5.2.1　所要動力の計測方法 64
(1)　トラクター―ロータリシステム 64
(2)　圃場試験の方法 68
5.2.2　ロータリ耕うんモデルによる所要動力の予測方法 70
5.3　結果と考察 71
5.3.1　試験圃場の土壌条件 71
5.3.2　所要トルクと駆動軸回転数の関係 73
5.3.2　所要動力と耕うんピッチの関係 74
5.4　まとめ 75
第 6 章　ロータリ耕うん機の回転数と所要動力の関係 76
6.1　はじめに 76
6.2　方法 77
6.3　結果と考察 79
6.3.1　試験圃場の土壌条件 79
6.3.2　所要トルクと駆動軸回転数の関係 80
6.3.3　所要動力と耕うんピッチの関係 83
6.3.4　単位面積当たりの所要エネルギーと耕うんピッチの関係 85
6.4　まとめ 88
第 7 章　摘要 89
References 95
Summary 101
謝辞 105

記号一覧

$\boldsymbol{A}_i$ ：粒子 i の加速度（m/s^2）

$\boldsymbol{B}_{all}$ ：ロータリ耕うん機で耕うんされた土粒子数の分布

$\boldsymbol{B}_{i}^{model}$ ：ロータリ耕うんモデルで計算された耕うん爪 i の土粒子数の分布

c_n ：粘性ダッシュポットの法線方向の減衰係数（N·s/m）

c_s ：粘性ダッシュポットの接線方向の減衰係数（N·s/m）

c^{crit} ：臨界粘性減衰係数（N·s/m）

D ：耕深（cm）

D_{tread} ：トラクタ後輪で形成される轍の深さ（cm）

$\boldsymbol{F}_{ij}$ ：粒子 i が粒子 j もしくは壁面 j から受ける力（N）

$\boldsymbol{F}_n$ ：接触モデルの法線方向の相互作用力（N）

$\boldsymbol{F}_s$ ：接触モデルの接線方向の相互作用力（N）

$\boldsymbol{g}$ ：重力加速度（m/s^2）

H ：耕うん爪の爪高さ（mm）

k_n ：弾性スプリングの法線方向のばね定数（N/m）

k_s ：弾性スプリングの接線方向のばね定数（N/m）

L ：耕うん爪の先端幅（mm）

m_i ：粒子 i の質量（kg）

N ：ロータリ耕うん機の耕うん爪の本数

n ：耕うん軸の回転数（rpm）

n_R ：駆動軸の回転数（rpm）

P_R ：所要動力の実測値（kW）

$P_R{}'$ ：所要動力の計算値（kW）

R ：耕うん爪の回転半径（mm）

S_{ave} ：耕うん爪全ての切削面積の平均値（cm²）

S_i ：耕うん爪iの切削面積（cm²）

S_{model} ：モデルの耕うん爪の切削面積（cm²）

Tef_i ：轍（わだち）による影響を考慮するための補正係数

T_{model} ：モデルで計算した耕うん軸トルクの平均値（N·m）

T_R ：駆動軸の所要トルクの実測値（N·m）

T_R' ：駆動軸の所要トルクの計算値（N·m）

T_D ：ドリブンシャフトのトルク（N·m）

v ：ロータリ耕うん機の走行速度 （m/s）

$\boldsymbol{V}_n$ ：粒子間および粒子-壁面間の法線方向の相対速度（m/s）

$\boldsymbol{V}_s$ ：粒子間および粒子-壁面間の接線方向の相対速度（m/s）

W ：10a 当たりのロータリ耕うんの所要エネルギー （kJ/10a）

α ：落下堆積試験の仰角（°）

β ：減衰比

$\Delta\boldsymbol{U}_n$ ：接触点の法線方向の重なり（m）

$\Delta\boldsymbol{U}_s$ ：接触点の接線方向の重なり（m）

μ ：摩擦スライダーの摩擦係数

ϕ ：粒子の安息角（°）

ω ：接触モデルの系の固有振動数（rad/s）

第１章　緒言

1.1　本研究の背景

ロータリ耕うん機は，複数の耕うん爪を取り付けた耕うん軸を回転させて耕起または砕土作業，耕起と砕土を一工程で行う撹拌耕をする作業機である。一番の特徴は汎用性の高さである。耕起，砕土，整地作業，代掻きまで，あらゆる耕うん作業が選択できる。また，耕起作業と砕土作業を同時に行うことができるため作業時間の短縮を図れることも特徴の一つである。日本のように降雨の多い地域では限られた時期・時間内に作業を完了する必要があり，ロータリ耕うん機は稲作の耕うん作業で適期作業を可能にする。耕うん後の土壌表面はリアカバーの整地作用により，プラウ耕のように凹凸にならずに平らとなる。ロータリ耕うん機の切削と撹拌作用は，土塊を細かくし，表層に散布された肥料や作物残さを全層に混入し，土中の空気層の割合を増大させる。耕うん爪の配列の変更や特殊なアタッチメントを取り付けることで，中耕除草作業や畦立て作業, 培土作業, マルチ作業など, 様々な作業に広く適用できる（片岡, 2002）。

ロータリ耕うん機には，牽引するトラクタの車輪とロータリの耕うん軸が同じ回転方向に回転し地表面を上から下に切削するダウンカット方式と，ダウンカット方式と逆方向に耕うん軸が回転し土を下から上へすくい上げるアップカット方式がある（片岡, 2000）。ロータリ耕うん機の動力は主に耕うん部の回転動力として使われる。ダウンカット方式のロータリ耕うん機の場合には，その切削反力がトラクタを前方へ押し出す推進力としてはたらくため，圃場条件が悪い場合にもトラクタのスリップを防ぎ, 耕うん作業を続けることがでる（片岡, 2002）。また，ダウンカット方式は耕うん抵抗の推進力の作用により耕うん軸動力がトラクタ駆動車輪に還元されるため，アップカット方式のロータリ耕

うん機やプラウ作業のような牽引作業よりもエネルギー的に有利である（坂井他, 1977b, 1987a, 1987b, 1988）。以上のような利点から，ダウンカット方式のロータリ耕うん機は，日本や東南アジア各国の水田農業の耕うん機として広く普及し，畑作の耕うん作業にも用いられている（Sakai, 1999, 片岡, 2002）。

ロータリ耕うん機の性能には，砕土性，反転性，均平性，稲藁のすき込み性，所要動力等様々なものがある。これらの性能は様々な因子の影響を受けるため，予測することが非常に困難である。そのため，ロータリ耕うん機の研究開発の現場においては，これらの性能を圃場において様々な面から確認することが必要になる。特にロータリ耕うん機の作業速度を向上させるとともに耕うん性能を維持するためには，数多くの試験が必要となる（後藤他, 2004a, 2004b, 2004c, 2004d）。

ロータリ耕うん性能に影響する様々な因子は，主に土壌条件・運転条件・機械設計パラメータの 3 つに分類できる（図 1-1）。土壌条件とは，土性や含水比，土塊の粒度分布，圧密状態等である。運転条件とは，耕うん軸の回転方向や回転数，トラクタの走行速度，耕深，耕うんピッチ等である（Hendrick and Gill, 1971a, 1971b, 1971c, 1978）。機械設計パラメータとは，ロータリ耕うん爪の形状（Hendrick and Gill, 1974, 坂井他, 1976, 1977a, 土屋他, 1962, 1963），ロータリ耕うん爪の配列（坂井他, 1978），耕うんカバーの形状（小野寺, 1999）等である。これら様々な因子の影響をコンピュータによるシミュレーションで予測できれば，開発にかかる時間の大幅な短縮とともにロータリ耕うん機の更なる高性能化が期待されるため，その意義は非常に大きい。

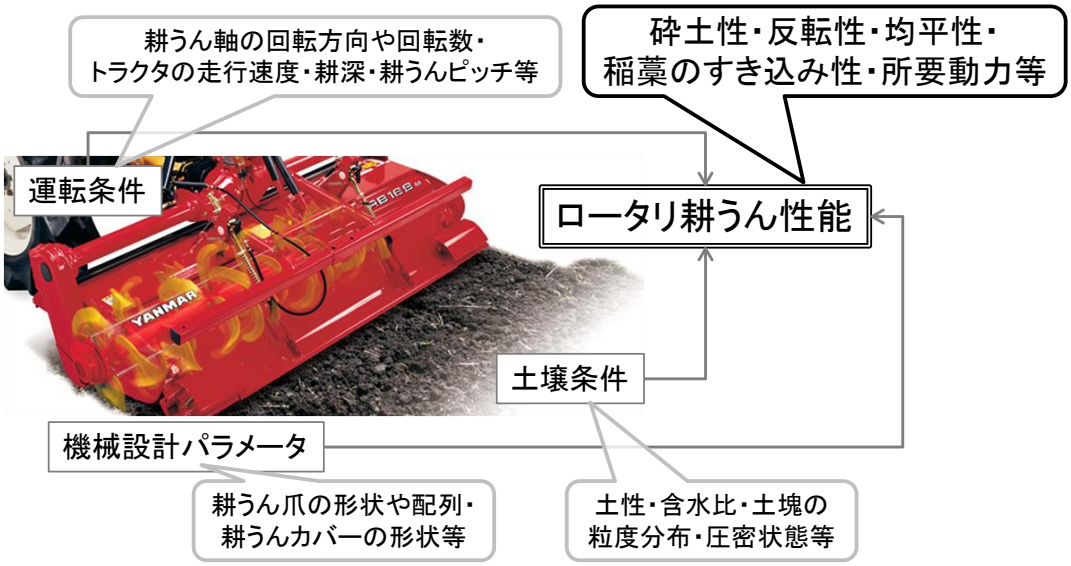


図 1-1　ロータリ耕うん性能とその影響因子

Fig. 1-1　Schematic of performances and factors in rotary tillage

1.2　既往の研究

1.2.1　ロータリ耕うん

ロータリ耕うん爪の JIS 規格を制定するにあたり 1975～76 年の 2 ヵ年に農業機械学会による調査が実施され，その種類は 700～1,200 種類と報告されている（川村, 1979）。現在では日本だけでも数千種にのぼる多種多様な耕うん爪が製品化されている。ロータリ耕うん爪の形状は，洋式の L 型爪と和式のなたづめに大きく 2 種類に分類される。洋式と和式の耕うん爪の形状は大きく異なり，洋式の耕うん爪は主に畑地で使用されるのに対して，和式の耕うん爪は主に水田で使用されている。ダウンカット方式のロータリ耕うん機において，その所要動力の低減や耕うん性能の向上（後藤他, 2004a, 2004b, 2004c, 2004d），稲藁の巻きつき防止（坂井他, 1976, 1977a, 1978），すき込み性能向上などの観点から，現在ではなたづめの使用が主流となっている。

ロータリ耕うん機の耕うん性能には，ロータリ耕うん爪の形状が大きく影響することから，耕うん爪 1 本～数本程度の装置による耕うん時の土の投てきと

切削抵抗や反力を計測する研究が数多くなされてきた。ダウンカット方式のロータリ耕うん機の研究例としては，耕うん時に作用する耕うん軸トルクへの爪形状および運転条件の影響（坂井, 1962, 土屋他, 1962, 1963），ロータリ耕うん時の耕うん軸の 6 分力の計測（橋口他, 1985），和式および洋式のなたづめと洋式の L 型爪による耕うん軸トルクと土の投てきの観察（Chertkiattipol and Niyamapa, 2010）等が報告されている。アップカット方式のロータリ耕うんに関しては，その土の投てき性と土塊の形成の観察，耕うん軸トルクの計測だけでなく，土塊の運動を解析的に予測する研究も報告されている（片岡他, 1997a, 1997b, 1998, 片岡, 2000, 小野寺他, 1997, 1998a, 1998b, 1999）。更に，ロータリ耕うん機の設計にコンピュータを用いたシミュレーションを適用した研究例もある。ロータリ耕うん軸の配列設計支援にコンピュータを用いて最適設計を試みた研究（坂井他, 1990a, 1990b, 陳他, 1991a, 1991b）や，ロータリ耕うん時の耕うん爪の変形を応力・変形解析ソフトウェアを用いて検討した研究（佐藤, 2008, 佐藤他, 2009a, 2009b）等が報告されている。

1.2.2　個別要素法

農業機械や建設機械など土を掘削，耕うんする機械の研究者や設計者にとって，土と機械の相互作用をモデル化し，その特性を考慮したうえで製品を設計開発することは非常に挑戦的なテーマである。その理由は，土壌の空間的分布の不均一さ，土壌の物性の非線形性，土壌と機械の接触領域とその近傍で発生する接触・切削現象および土壌の流れの複雑さなど多岐に渡る。そのため，耕うんを行う作業機の性能を正確に予測することは非常に困難であり（Gill and Vanden Berg, 1968), その難しさは現在でも変わらない(Shmulevich, 2010)。

近年，地盤の地滑りや崩落など土の動的現象を解析する手法として個別要素法（以下 “DEM” : Discrete Element Method）が提唱されてきた（Cundall and

Strack, 1979)。DEM は現在，土木工学・紛体工学・建設・農業など，様々な分野で利用されつつある。土木分野では，地盤の崩壊運動の表現や地滑りの到達距離の予測（大倉, 2004），河川や海底の流砂挙動（後藤他, 2001）等の報告例がある。紛体工学の分野では, 遊星ミリングの消費動力の推定（鈴田他, 2007），遊星ミル内媒体運動による摩耗量の予測（佐藤他, 2007），噴流流動層のモデリング（鷲野他, 2007），粉粒体の流動挙動（田中, 2013）等が報告されている。

土と機械の相互作用を解析するテラメカニクス分野でも DEM を用いた研究が近年実施されつつある。スクリューコンベアによる土の搬送（Shimizu and Cundall, 2001）やドラグラインバケットの運動と積載性能（Coetzee et al., 2010），ラグを有するタイヤの断面形状と土の相互作用（中嶋，2006, Nakashima et al., 2010），ブルドーザーのブレードと土の相互作用（加納他, 2003, Tsuji et al., 2012），ダンプトラックにおける土砂の荷こぼれの予測と評価（武藤他, 2012），振動式サブソイラの土槽破砕（Tanaka et al., 2005，田中, 2006），プラウによる耕起作業のモデリング（Horner et al., 2001）等の研究が報告されている。

1.3　本研究の目的

本研究の対象であるロータリ耕うん機の耕うん爪の先端の周速は, 最大で 10 m/s 程度と前述のテラメカニクス分野での報告例の作業機（ブルドーザーのブレード，ラグを有するタイヤ，ダンプトラックの荷台，スクリューコンベア，プラウ等）の運動よりも速度の速い現象である。そのため，土壌と耕うん爪の相互作用をモデリングする際，耕うん爪と土の接触や切削，土の投てき現象等におけるモデルの物性の検討やモデル化の手法が複雑で困難であると考えられる。そのため現在まで，ロータリ耕うん機の耕うん爪と土の相互作用を DEM でモデリングした報告例はほとんど無い。ロータリ耕うん性能を予測するため

には，土とロータリ耕うん爪の相互作用を土の動力学を考慮して解析を行い，その投てき性能やロータリ耕うん爪にかかる力を評価できるモデルを構築する必要がある。

本研究では，DEM を用いてロータリ耕うんの動的現象を詳細に解析することを目指す。DEM を用いて土と機械の相互作用を解析することの利点は，耕うん時に耕うん爪により土が切削，分離され，空中を飛散する運動等を表現することが可能であることである。DEM は土の運動だけでなく，機械に作用する力，耕うん爪の耕うん時の切削反力やトルクなどを同時に解析できる可能性がある。耕うん作業後の圃場の状態を土の運動を考慮して予測することにより，機械の所要動力だけでなく，耕うん機の均平性能，砕土性能などの耕うん性能を同時に予測できる可能性が高いことが DEM の大きな利点であり特徴である。

本研究の最終的な目標は，ロータリ耕うん時の土の挙動を詳細に解析し，耕うん後の仕上がりや所要動力を設計段階で予測することにある。ロータリ耕うん機の均平性・反転性・所要動力等を試作前にコンピュータによるシミュレーションで予測できれば，開発にかかる時間の大幅な短縮とともにロータリ耕うん機の更なる高性能化が期待される。

本論文では，土壌条件（土性や含水比，土塊の粒度分布，圧密状態等）の影響についてモデル化の対象に含めない。これは，土壌条件の影響をモデルに反映し，その整合性を一つ一つ確認することは非常に労力が大きく困難であるからである。対象の土壌を限定し DEM を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化することにより，本論文では，ロータリ耕うん機の均平性能や所要動力を予測し，製品の設計開発に展開することを目指した。

本論文の構成を図 1-2 に示す。第 2 章では DEM を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化する方法およびそのモデルに用いるパラメータの決定方法について検討した。高速度カメラによるロータリ耕うんの土の投てき状態の観察と，

ロータリ耕うん軸トルクの計測を行い，構築したモデルの妥当性を検証した。

第 3 章では，構築したロータリ耕うんモデルを用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪の土の投てき状態と耕うん軸トルクを予測し，実測結果との整合性を確認した。運転条件（耕深，耕うん軸回転数）の耕うん軸トルクへの影響についても，ロータリ耕うんモデルの予測結果と実測結果を比較検証した。

第 4 章では，前章までに構築したロータリ耕うんモデルを用いてロータリ耕うん機の土壌の堆積形状を予測した。圃場試験で実機の土壌の堆積形状を計測し，モデルの予測結果と比較検証を行い，ロータリ耕うん機の均平性能の予測および評価を構築したモデルで実施可能かどうかを確認した。

第 5 章では，ロータリ耕うんモデルを用いてロータリ耕うん機の所要動力に対する運転条件（耕うんピッチ，耕うん軸回転数，走行速度）の影響を予測した。ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて所要動力を計測し，モデルの予測結果を実測結果と比較検証した。

最後に，第 6 章では，ロータリ耕うん機の所要動力に対する運転条件（耕うんピッチ，耕うん軸回転数，走行速度）の影響を確認するため，土壌条件の異なる 3 つの圃場で所要動力を計測し，ロータリ耕うん機の運転条件と所要動力の関係を明らかにした。

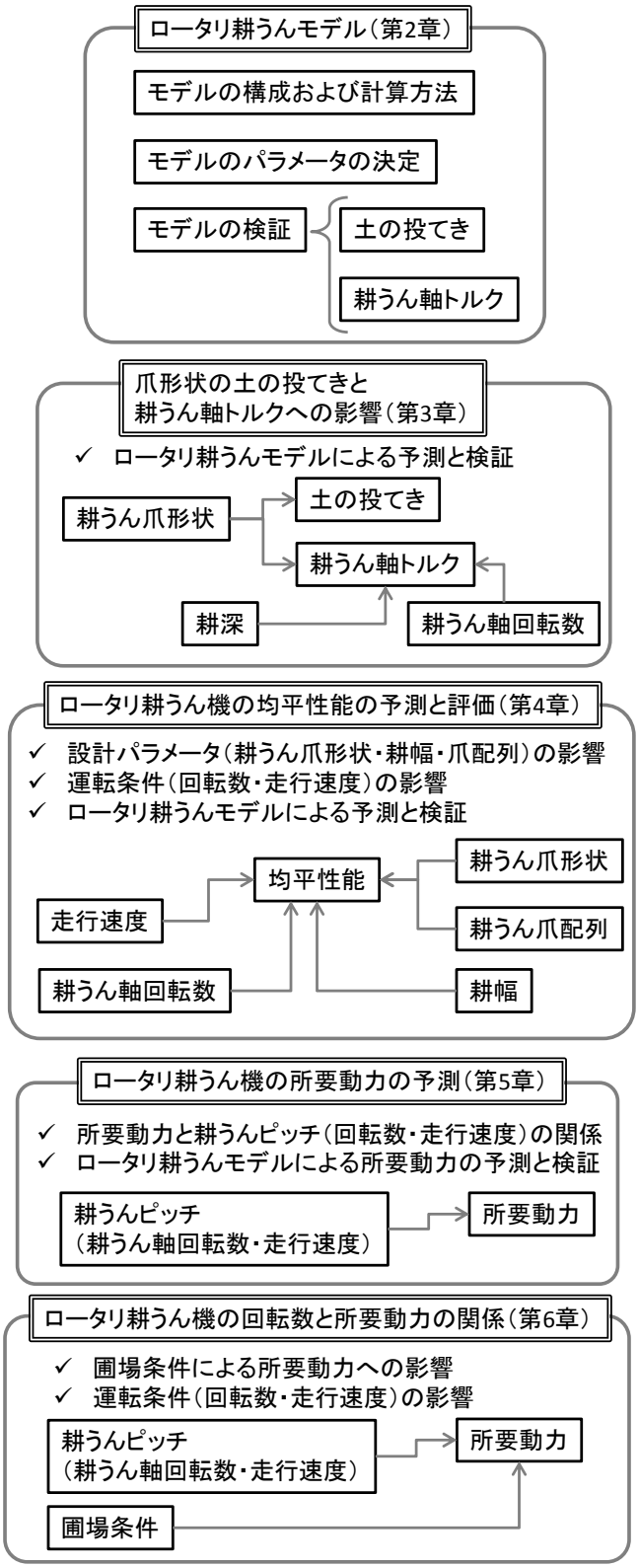


図 1-2　本論文の構成

Fig. 1-2　Construction of this thesis

第 2 章　ロータリ耕うんモデル

2.1　はじめに

本章では，DEM を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化する方法およびそのモデルに用いるパラメータの決定方法について検討した。構築したモデルの妥当性を検証するため，高速度カメラによるロータリ耕うんの土の投てき状態の観察と，ロータリ耕うん軸トルクの計測を行った。そして，モデルで予測した土の投てき状態と耕うん軸トルクを実測結果と比較検証した。

2.2　ロータリ耕うんモデル

2.2.1　モデルの構成

DEM を用いて構築したロータリ耕うんモデルの概念図を図 2-1 に示す。本モデルは，定置したロータリ耕うん軸に対して土槽が動く構成とした。土粒子は粒子径一定の球で定義した。供試ロータリ耕うん爪の表面形状は，多数の三角形壁面要素を用いて表現した。なお，供試ロータリ耕うん爪の回転半径 R は 245 mm，爪高さ H は 65 mm，先端幅 L は 60 mm である（図 2-2）。ロータリ耕うん爪の三角形壁面要素の大きさは，土との接触頻度の高い領域はロータリ耕うんモデルの粒子の直径と同程度の大きさとし，接触頻度の低い領域は計算負荷低減のため段階的に大きくした。本モデルの場合，供試ロータリ耕うん爪の三角形壁面要素数は 1,188 個, 粒子の直径は 4 mm, 粒子数は 36,570 個であった。土槽の長さは 18 cm，奥行きは 8.5 cm，高さは 18 cm とし，高さ 15 cm まで粒子を配置した。粒子の直径 4 mm を選択した理由については後述する。計算条件は，トラクタ PTO2 速相当での耕うん軸回転数 267 rpm，土槽の走行速度 0.25 m/s，耕深 14 cm に設定した。ロータリ耕うんモデルの耕うん軸トル

クは，供試ロータリ耕うん爪の全ての三角形壁面要素にかかる力と耕うん軸中心からの距離を用いて算出した。なお，図 2-2 に示すロータリ耕うん爪の垂直刃部が鉛直下向きになった時を耕うん軸回転角度 0° と定義した。

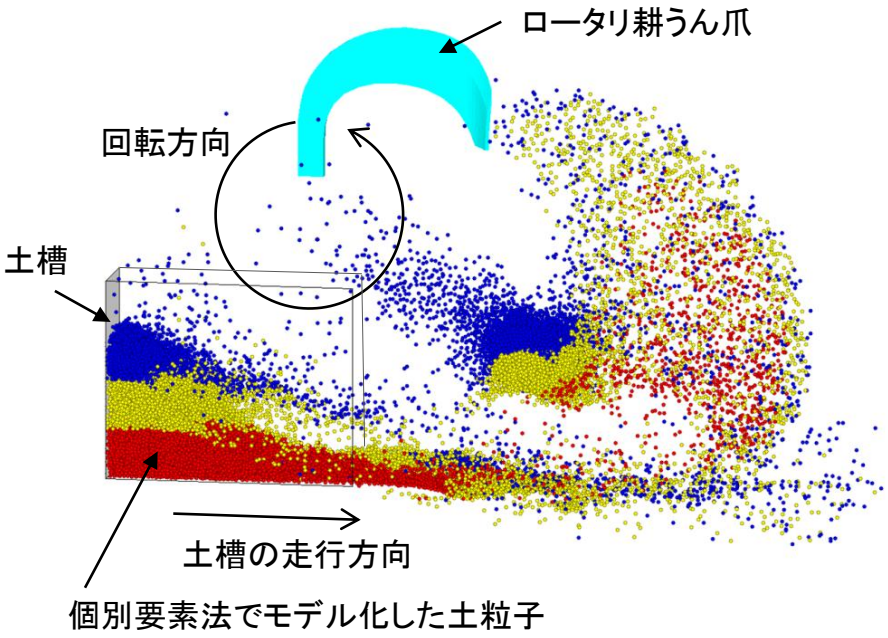


図 2-1　ロータリ耕うんモデル

Fig. 2-1　Rotary tillage model

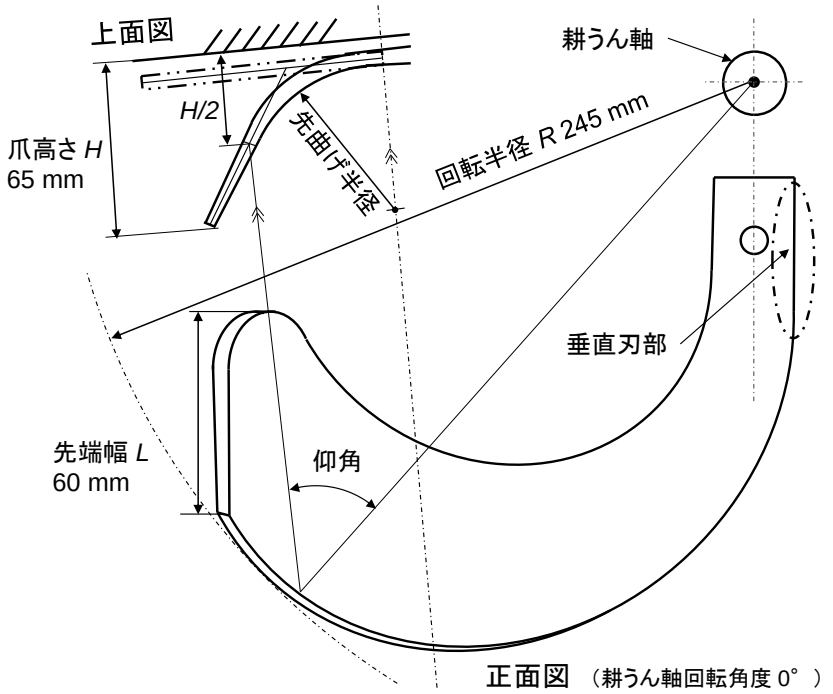


図 2-2　供試ロータリ耕うん爪

Fig. 2-2　Tested rotary blade

2.2.2　計算方法

DEM は，一般的に粒子間および粒子ー壁面間の重なりを許容するモデルであり，その重なりに応じた相互作用力を与える（Cundall and Strack, 1979）。そして，粒子をお互いに反発させ，粒子群を構成する個々の粒子の座標を決定する。粒子間および粒子ー壁面間の相互作用力は，その接点の接平面内（接線方向）に弾性スプリング，粘性ダッシュポット，摩擦スライダーの 3 種類の機械要素を配置し，接平面の法線方向に弾性スプリング，粘性ダッシュポットの 2 種類の機械要素を配置して表現される（図 2-3）。これら機械要素を用いたモデルを“接触モデル”と呼ぶ。

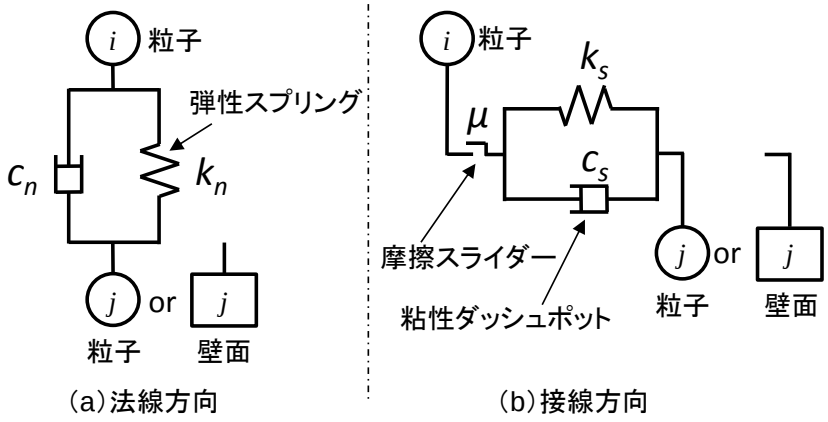


図 2-3　接触モデル (a)法線方向 (b)接線方向

Fig. 2-3　Contact model (a) normal direction (b) tangential direction

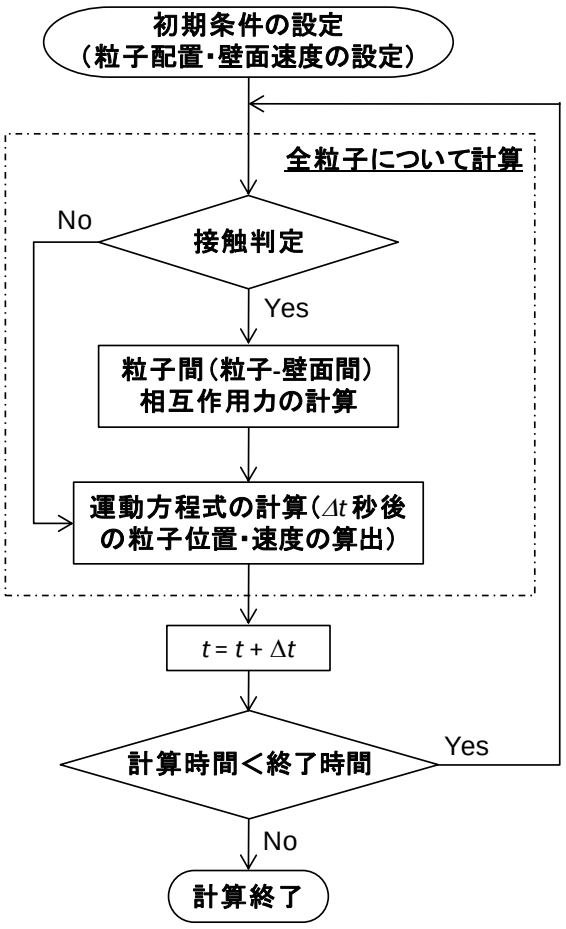


図 2-4　ロータリ耕うんモデルの計算フロー

Fig. 2-4　Calculation flow diagram of rotary tillage model

ロータリ耕うんモデルの計算フローを図 2-4 に示す。初めに粒子と壁面の初期条件を設定した。粒子は図 2-1 に示す土槽の内側に配置した。供試ロータリ耕うん爪の三角形壁面要素には耕うん軸回転速度を，土槽の壁面要素には走行速度をそれぞれ設定した。なお，壁面要素の速度は粒子と接触しても常に一定速度で運動させた。次に，個々の粒子全てについて接触判定を行った。他の粒子もしくは壁面要素と接触している粒子の接触点に図 2-3 の接触モデルを挿入し，法線方向の相互作用力 $\boldsymbol{F}_n$ および接線方向の相互作用力 $\boldsymbol{F}_s$ を式(2-1)および(2-2)でそれぞれ計算した。

$$\boldsymbol{F}_n = -k_n \Delta \boldsymbol{U}_n - c_n \boldsymbol{V}_n \tag{2-1}$$

$$\boldsymbol{F}_s = \begin{cases} -k_s \Delta \boldsymbol{U}_s - c_s \boldsymbol{V}_s & (|\boldsymbol{F}_s| \le \mu |\boldsymbol{F}_n| \text{の場合}) \\ -\mu |\boldsymbol{F}_n| \dfrac{\boldsymbol{V}_s}{|\boldsymbol{V}_s|} & (|\boldsymbol{F}_s| > \mu |\boldsymbol{F}_n| \text{の場合}) \end{cases} \tag{2-2}$$

ここで，k_n と k_s は弾性スプリングの法線方向と接線方向のばね定数であり，$\Delta \boldsymbol{U}_n$ と $\Delta \boldsymbol{U}_s$ は接触点の法線方向と接線方向の粒子間および粒子－壁面間の重なりを表す。c_n と c_s は粘性ダッシュポットの法線方向と接線方向の減衰係数，$\boldsymbol{V}_n$ と $\boldsymbol{V}_s$ は粒子間および粒子-壁面間の法線方向と接線方向の相対速度である。μ は摩擦スライダーの摩擦係数であり，粒子の安息角を用いて式(2-3)で求めた。

$$\mu = \tan\phi \tag{2-3}$$

全ての接触点について計算を完了した後，式(2-4)に示す粒子 i の運動方程式を解くことで⊿t 秒後の粒子の座標と速度を算出した。

$$m_i \boldsymbol{A}_i = \sum_j \boldsymbol{F}_{ij} + m_i \boldsymbol{g} \tag{2-4}$$

ここで，m_i は粒子 i の質量，$\boldsymbol{A}_i$ は粒子 i の加速度，$\boldsymbol{g}$ は重力加速度，$\boldsymbol{F}_{ij}$ は粒子 i が粒子 j もしくは壁面 j から受ける力であり，式(2-1)と(2-2)で計算される法線方向の相互作用力 $\boldsymbol{F}_n$ と接線方向の相互作用力 $\boldsymbol{F}_s$ の合力である。この操作をすべ

ての粒子について行い，計算終了時刻まで繰り返した。

2.3　ロータリ耕うんモデルのパラメータの決定方法

2.3.1　パラメータの決定方法

ロータリ耕うんモデルに用いられるパラメータは，粒子の直径と密度，摩擦スライダーの摩擦係数，粒子間および粒子-壁面間の法線方向と接線方向それぞれのばね定数と減衰係数である。DEM で用いられるパラメータの決定方法には，今のところ明確な基準が無い。本研究では，3 種類の土壌試験を実施し，実測結果と計算結果を比較検証することでロータリ耕うんモデルのパラメータを決定した。粒子の密度は，モデルの仮比重と供試土壌の湿潤密度が同程度の値となるように設定した。なお，本章における供試土壌はシルトローム，含水比は 6.5 %である。供試土壌の物理特性を表 2-1 に示す。

2.3.2　摩擦係数の決定方法

図 2-5 に示す安息角を計測する試験（“崩落試験”と呼ぶ）では，内径 26 mm のガラス管に高さ 30 mm まで試料を入れ，ガラス管をガイドレールに沿って鉛直上方にゆっくり引き上げ，崩れた土粒子を観察した。なお，安息角の実測値は，3 回実施した平均値を用いた。

表 2-1　耕うん条件

Table 2-1　Tillage condition

耕うん軸回転数	267 rpm
土槽の走行速度	0.25 m/s
耕深	14 cm
土の真比重	2.6749
土の湿潤密度	1.4184
コンシステンシー	
塑性限界	30.0 %
液性限界	47.2 %
粒度分布	
砂	25.9 %
シルト	49.1 %
粘土	25.0 %
含水比，土塊径	6.5 %d.b.，10 mm 未満

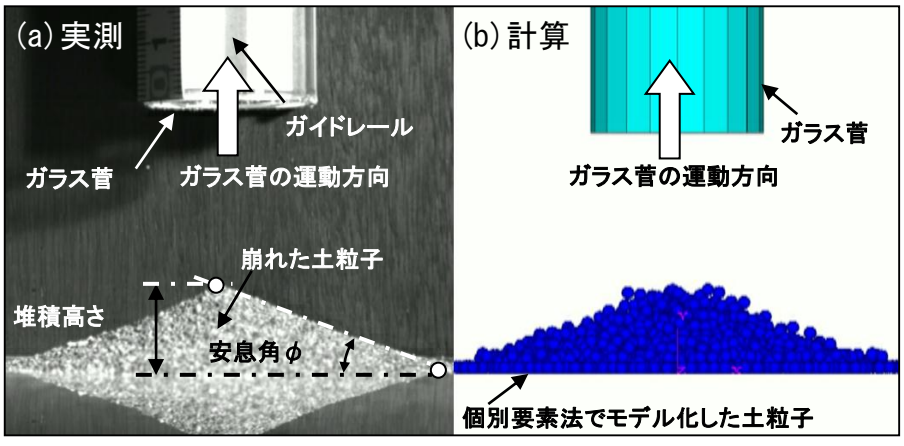


図 2-5　崩落試験 (a)実測 (b)計算

Fig. 2-5　Collapse test (a) experiment (b) simulation

2.3.3　減衰係数の決定方法

粘性ダッシュポットの法線方向と接線方向の減衰係数は，粒子間と粒子－壁面間にそれぞれ設定する場合，合計 4 種類のパラメータ値を設定しなければならない。そこで，減衰比の値 1 つを用いて減衰係数を設定することとした。減衰比は，式(2-5)の関係を満たし，臨界粘性減衰係数 c^{crit} に対する粘性ダッシュポットの減衰係数 c の比を表す（小野, 1999a）。

$$c_n = \beta c_n^{crit}, \quad c_s = \beta c_s^{crit} \tag{2-5}$$

ここで，臨界減衰係数 c^{crit} は式(2-6)で求まる。

$$c_n^{crit} = 2m^* \omega_n = 2\sqrt{m^* k_n}, \quad c_s^{crit} = 2m^* \omega_s = 2\sqrt{m^* k_s} \tag{2-6}$$

ωは系の固有振動数を表す。粒子間の場合は二自由度系の振動であるため，固有振動数を求める特性方程式を解くと， m^*は 2 つの粒子の質量の積を和で除した値となる（小野, 1999b）。粒子-壁面間の場合は一自由度系の振動である。よって， m^*は式(2-7)で与えられる。

$$m^* = \begin{cases} \dfrac{m \times m}{m + m} = \dfrac{1}{2} m & \text{（粒子 - 粒子間の場合）} \\ m & \text{（粒子 - 壁面間の場合）} \end{cases} \tag{2-7}$$

減衰比を決定するために実施した土壌試験（以下“落下堆積試験”と呼ぶ）を図 2-6 に示す。試験はホッパから落下し堆積する粒子の様子を観察する試験である。用いたホッパは，上底の直径が 90 mm，開口部の直径が 8 mm，高さが 73 mm のガラス製である。開口部の地面からの高さは 110 mm とした。実測値と計算値の仰角が同程度の値になるように減衰比の値を調整した。仰角の実測値は，崩落試験と同様 3 回実測し，その平均値を用いた。

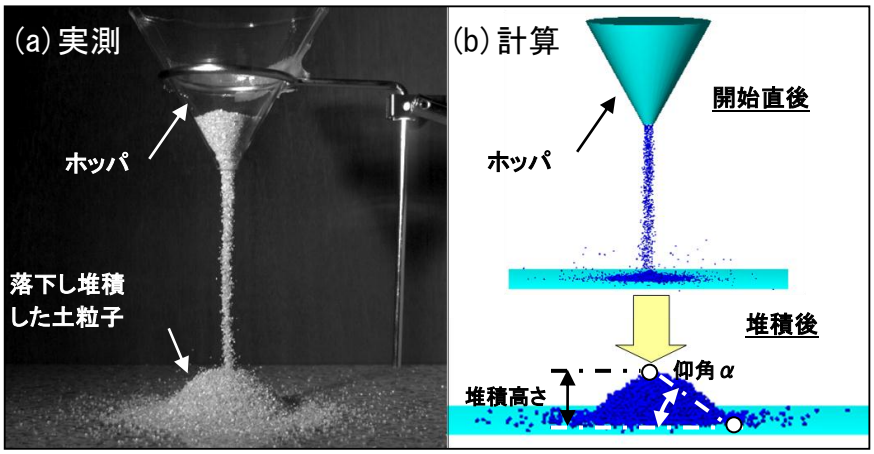


図 2-6　落下堆積試験 (a)実測 (b)計算

Fig. 2-6　Drop and pile test (a) experiment (b) simulation

2.3.4　粒子の直径の決定方法

モデルの粒子直径を決定するために実施した試験（以下“抵抗棒試験”と呼ぶ）の装置を図 2-7 に示す。装置は，試料を入れる土槽をレール上に配置し，もう一つのレールを介して土槽と平行に移動する棒（“抵抗棒”と呼ぶ）を設けた。抵抗棒は，材質 SS400，直径 8 mm の丸棒を用いた。土槽は地面に固定したロードセル（共和電業，LUR-A-100NSA1，定格容量±100 N）に結合した。抵抗棒が土を介して土槽を引っ張る力（“土の抵抗力”と呼ぶ）は，ロードセルと動歪アンプ（共和電業，CDV-700A）を用いて測定した。抵抗棒の位置はレーザ変位計（キーエンス，LK-500（センサヘッド），LK-2500（アンプ））の出力から計測した。レーザ変位計とロードセルの出力はデータロガー(キーエンス，NR-2000）で同期して記録した。

抵抗棒試験は，試料を土槽に入れ，深さ 40 mm に配置した抵抗棒を移動させた。レーザ変位計の出力から抵抗棒の平均速度を求め，ロードセルの出力から土の抵抗力の平均値を算出した。抵抗棒試験のモデルの計算は，土の抵抗力

に対するモデルの粒子直径の影響を調査するため，直径 3 mm，4 mm，5 mm，6 mm の 4 条件について実施した。計算条件は抵抗棒の移動の速度を 0.2 m/s，0.4 m/s，0.6 m/s の 3 条件とした。

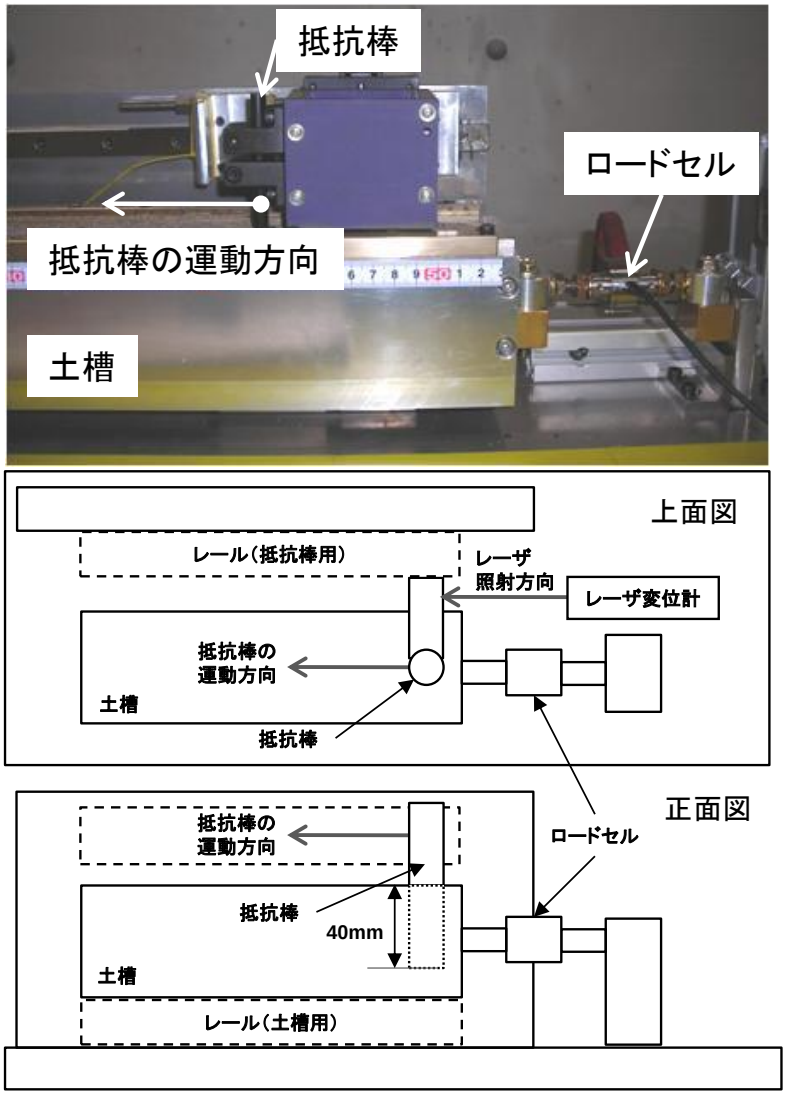


図 2-7　抵抗棒試験装置

Fig. 2-7　Special device for performance evaluation of soil resistant force

2.4　ロータリ耕うん試験

ロータリ耕うんの土の投てき状態の観察とロータリ耕うん軸トルクの計測を実施するため，図 2-8 に示す試験装置を製作した。ロータリ耕うん試験の試験装置は佐藤他（2009a, 2009b)と同様の構成とした。土槽の長さは 60 cm，奥行きは 8.5 cm，高さは 18 cm とした。耕うん軸トルクは，ひずみゲージ（共和電業，350 Ω）を 4 枚用い，耕うん軸のプーリ側の軸端に設置したスリップリング（Michigan，S-6）および動ひずみアンプ（共和電業，CDV-700A）を介して計測した。耕うん軸回転数は，耕うん軸に取り付けた 60 歯の検出歯車（小野測器，MP-001）および磁電式回転検出器（小野測器，MP-981）を用いて計測した。表 2-1 に示す実験条件を設定し，土の投てき状態を高速度カメラ（Photron，Fastcam-Max）で観察した。高速度カメラの撮影条件は，時間分解能 1000 frame/s, 空間解像度 1024×1024 pixel, シャッタースピード 1/2000 s に設定した。耕うん軸トルクおよび耕うん軸回転数は, 同期アナログ信号データロガー（Photron, Multi-Channel-Data-Link）を用いて記録した。ロータリ耕うん試験は, 土槽内部に高さ 15cm まで試料を敷きつめて実施した。試料は，土槽内部の試料を配置する空間の体積および試料の湿潤密度から計算した毎回同じ重量を均一に配置した。試験は 4 回行った。

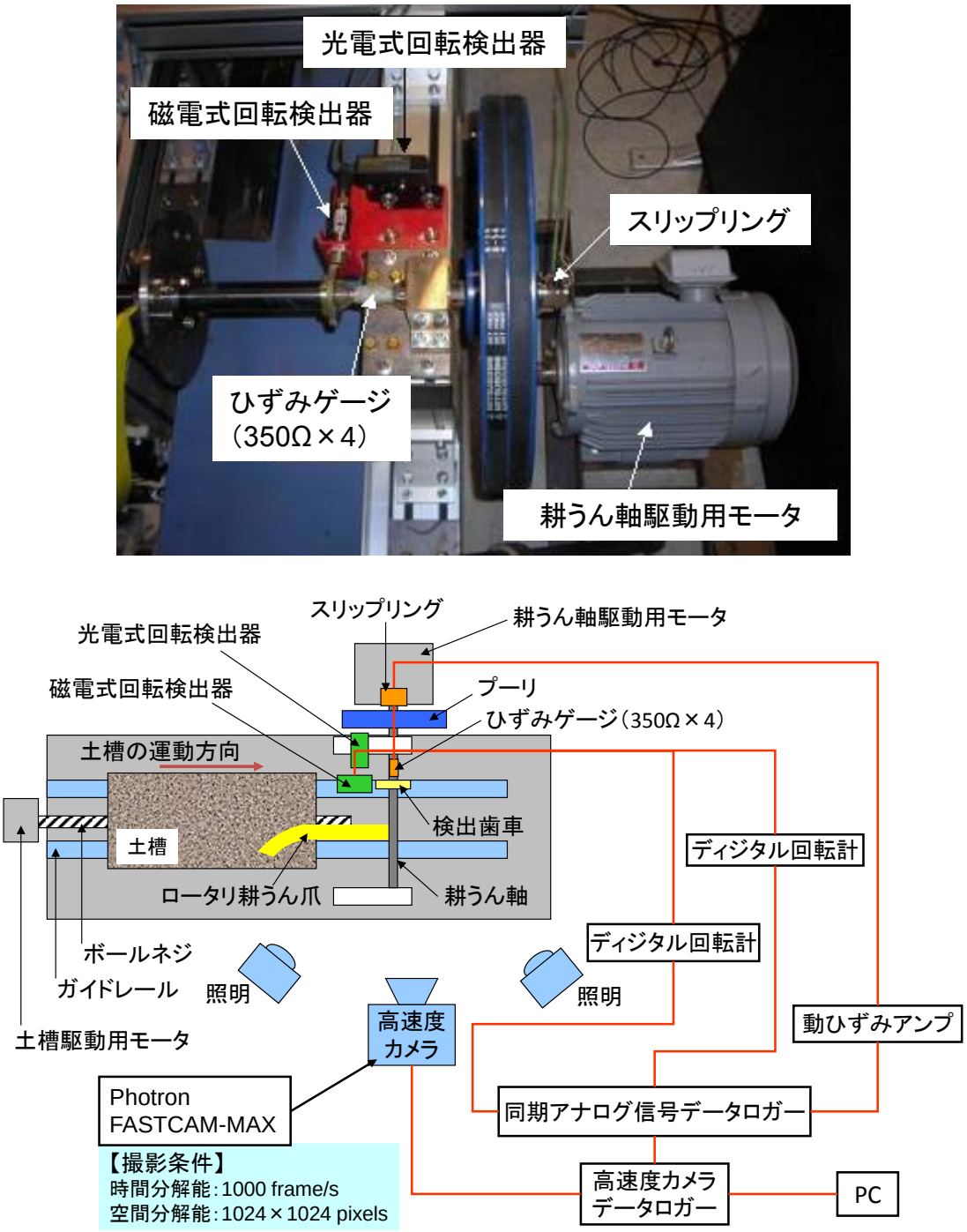


図 2-8　ロータリ耕うん試験の試験装置

Fig. 2-8　Special device for performance evaluation of rotary tillage

2.5　結果と考察

2.5.1　ロータリ耕うんモデルのパラメータの決定

(1)　摩擦係数の決定

崩落試験のモデルの計算結果から，接触モデルの摩擦スライダーの摩擦係数とモデルの安息角の関係を図 2-9 に示す。モデルの安息角は，摩擦係数の増加とともに増大し，式(2-3)の関係を満たすことが確認された。崩落試験の安息角の実測値は約 20° であり，ロータリ耕うんモデルの摩擦係数を tan20° = 0.364 に設定した。

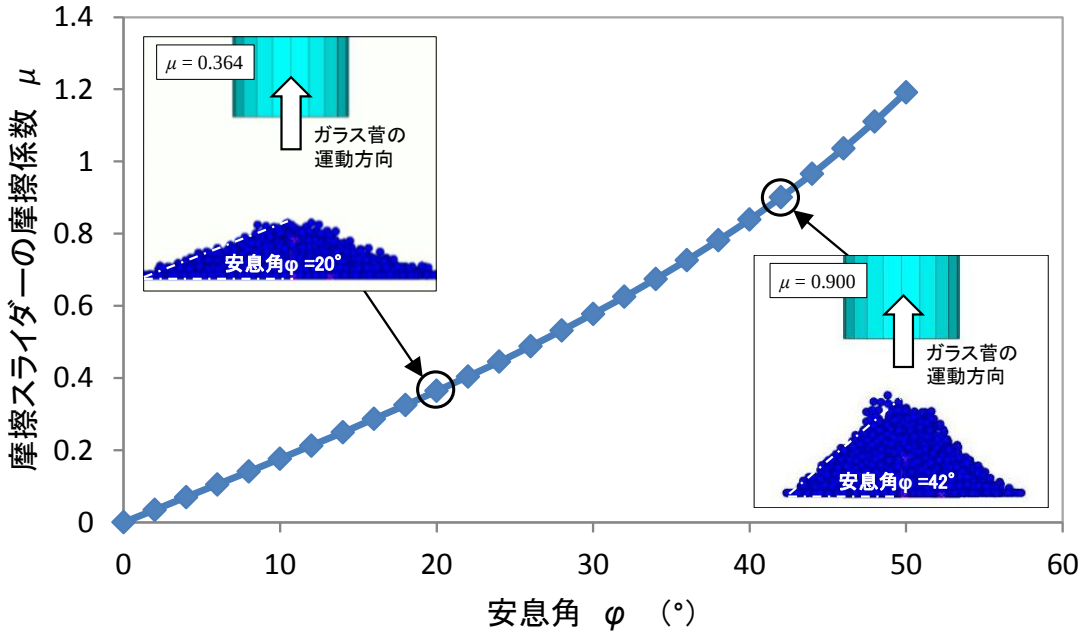


図 2-9　崩落試験の計算結果

Fig. 2-9　Simulation results of collapse test

(2)　減衰比の決定

落下堆積試験のモデルの計算結果のうち，接触モデルの減衰比を β=0.05，0.12，0.20 の 3 条件とした時の結果を図 2-10 に示す。減衰比が β=0.05 と比較的小さい値の場合には，粒子はホッパの下部に堆積せず散らばってしまう（図 2-10 上段）。図 2-10 中段（β=0.12 の場合），下段（β=0.20 の場合）と接触モデルの減衰比が大きくなるとともに，その堆積高さも高くなり，仰角も大きくなる傾向を示した。落下堆積試験の仰角の実測値は約 31°であり，ロータリ耕うんモデルの減衰比は β=0.12 に設定した。

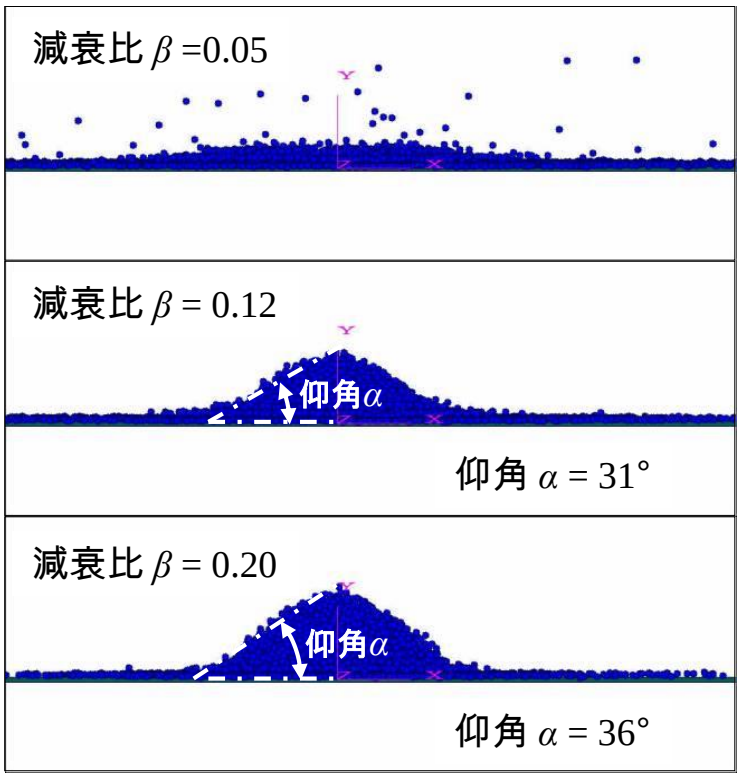


図 2-10　落下堆積試験の計算結果

Fig. 2-10　Simulation results of drop and pile test

(3)　粒子の直径の決定

抵抗棒試験で求めた土の抵抗力の実測値とモデルにより計算した土の抵抗力を図 2-11 で比較する。土の抵抗力の実測値は，抵抗棒の速度が増加するとともに大きくなる傾向を示した。土の抵抗力の計算値は，実測値と同様に，抵抗棒の速度が増加するとともに増大し，モデルの粒子の直径が大きいほど大きな値を示した。土の抵抗力の実測値は，概ねモデルの粒子の直径が 4 mm と 5 mm の場合の間に位置した。一般的に，モデルの粒子直径が大きい場合は計算負荷が低く抑えられる利点がある一方，粒子の直径が小さい場合は，ロータリ耕うん時の粒子の挙動をより正確に表現できる利点がある。本研究では，計算効率よりもロータリ耕うん時の土の投てき状態の予測精度を優先するため，モデルの粒子直径を 4 mm とした。

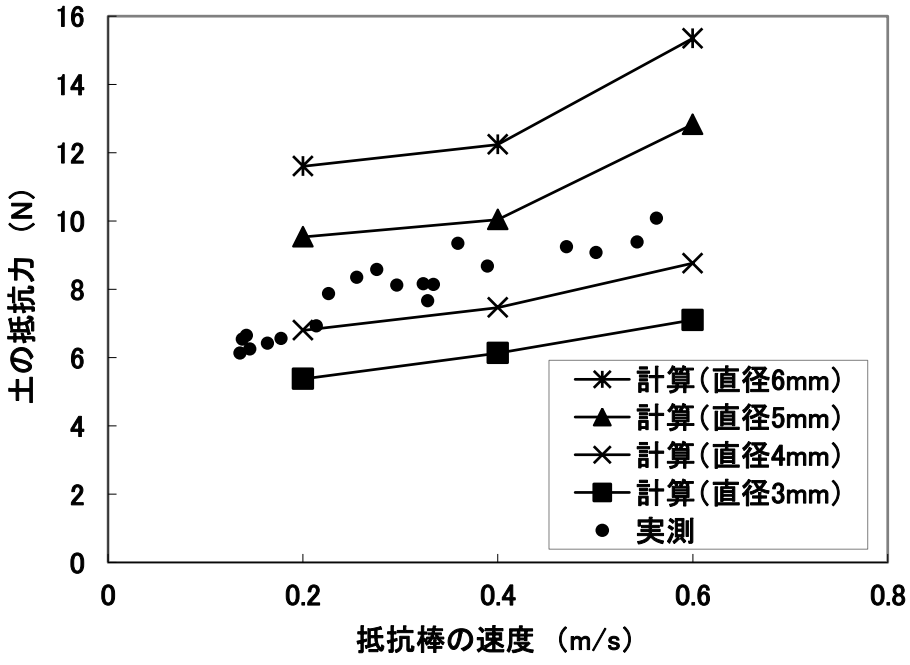


図 2-11　土の抵抗力

Fig. 2-11　Measured and simulated resistant force of soil

(4)　ロータリ耕うんモデルのパラメータ値

ロータリ耕うんモデルに適用したパラメータ値を表 2-2 に示す。ここで，供試土壌の真比重とモデルの粒子の密度は異なる。その理由は，モデルの粒子の直径が一定のため，実際の土粒子とは空隙率が異なるためである。なお，ばね定数の値は一般的に，試行錯誤的に決定されることが多いが，本研究では，先に述べた崩落試験・落下堆積試験・抵抗棒試験の全てにおいて実測結果と計算結果が著しく乖離しないことを確認した。

表 2-2　ロータリ耕うんモデルに用いたパラメータ

Table 2-2　Simulation parameters of rotary tillage model

粒子の直径	4 mm
粒子の密度	2.5 g/cm^3
摩擦係数	0.364
粒子間のばね定数（法線方向）	15000 N/m
粒子間のばね定数（接線方向）	3750 N/m
粒子－壁面間のばね定数（法線方向）	15000 N/m
粒子－壁面間のばね定数（接線方向）	15000 N/m
減衰比	0.12
計算時間間隔Δt	1.0×10^{-6} s

2.5.2　ロータリ耕うんモデルの検証

(1)　土の投てき状態の検証

耕うん軸回転角度 120°，150°，180°時のロータリ耕うん試験の高速度カメラ画像と，表 2-2 のパラメータを用いたロータリ耕うんモデルの土の投てき状態をそれぞれ図 2-12 で比較する。なお，4 回実施したロータリ耕うん試験の高速度カメラ画像から，試験の再現性が高いことが確認された。図中の実測結果はそのうちの 1 つである。モデルで計算された粒子の分布形状は，実測結果を概ね表現できていると言える。これを定量的に評価するため，図 2-12(e)中の破線で囲まれた 380 mm×380 mm の領域について，実測結果と計算結果両者で粒子の存在範囲の面積および重心位置を算出した。結果を図 2-13 に示す。粒子の存在範囲の面積は, 実測値が 920 cm^2, モデルの計算値が 857 cm^2 であった。計算値は実測値の約 93.2 %であり，実測値よりも小さい値を示した。これは，モデルの粒子の直径が実際の土粒子よりも大きいため，モデルで計算された粒子分布の所々に粒子が存在しない範囲が生じたことが原因である。図 2-13 中に，粒子分布の重心位置を★で示した。重心位置の水平方向の座標は実測値が 147 mm，モデルの計算値が 153 mm であり，計算値は実測値の 104 %の値を示した。重心位置の鉛直方向の座標は実測値が 153 mm，モデルの計算値が 142 mm であり，計算値は実測値の 92.8 %であった。今回検証を行ったモデルの粒子の存在範囲の面積および重心位置は，実測値の 92 %～104 %の範囲にあり，ロータリ耕うんモデルで土の投てき状態を予測できる可能性が示された。

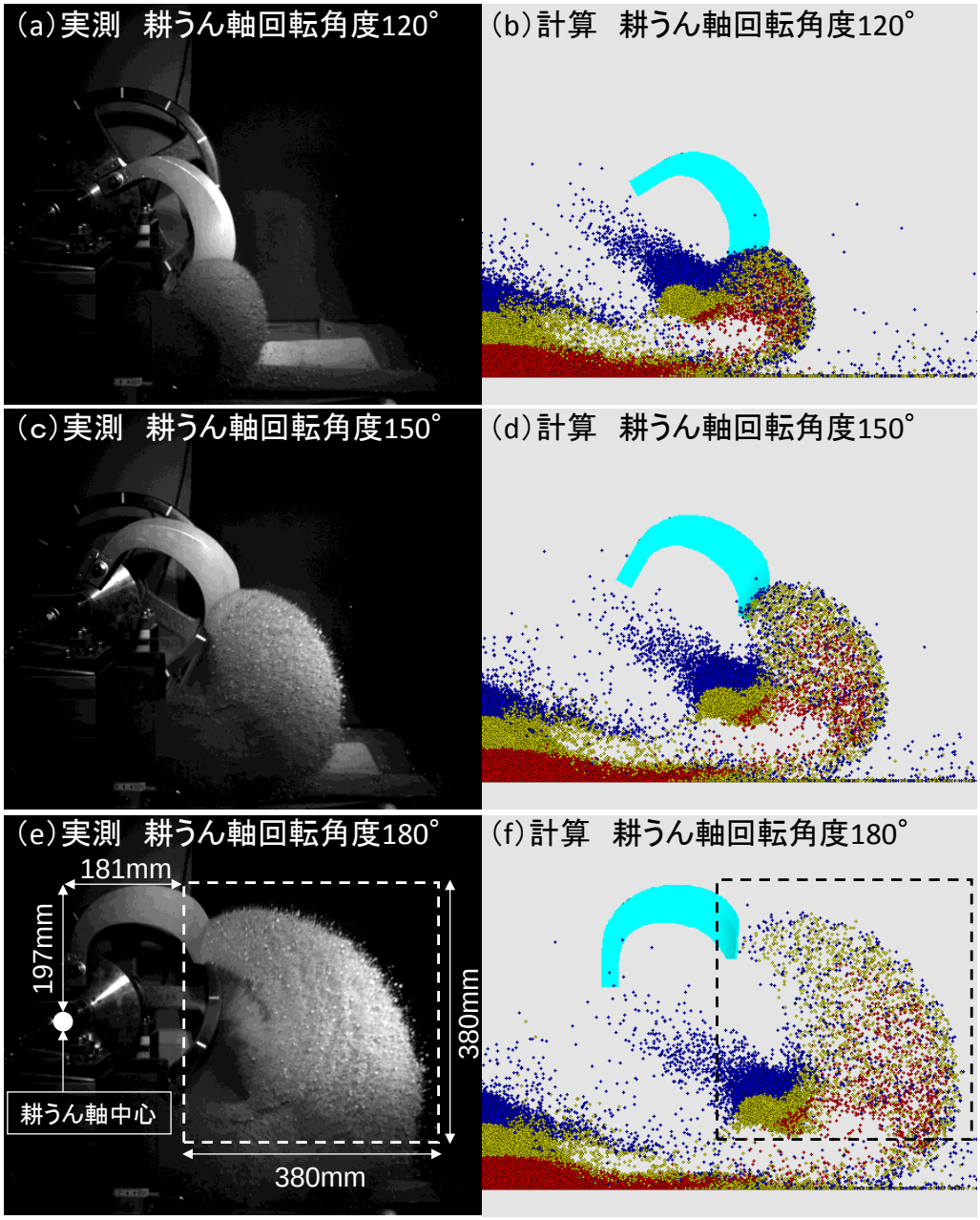


図 2-12　耕うん後土粒子の空間分布 (a)(c)(e)実測, (b)(d)(f)計算, (a)(b)耕うん軸回転角度 120°, (c)(d)耕うん軸回転角度 150°, (e)(f)耕うん軸回転角度 180°

Fig. 2-12　Spatial distribution of soil grains after rotary tillage (a)(c)(e) experiment, (b)(d)(f) simulation, (a)(b) rotation angle of rotary axle = 120°, (c)(d) rotation angle of rotary axle = 150°, (e)(f) rotation angle of rotary axle = 180°

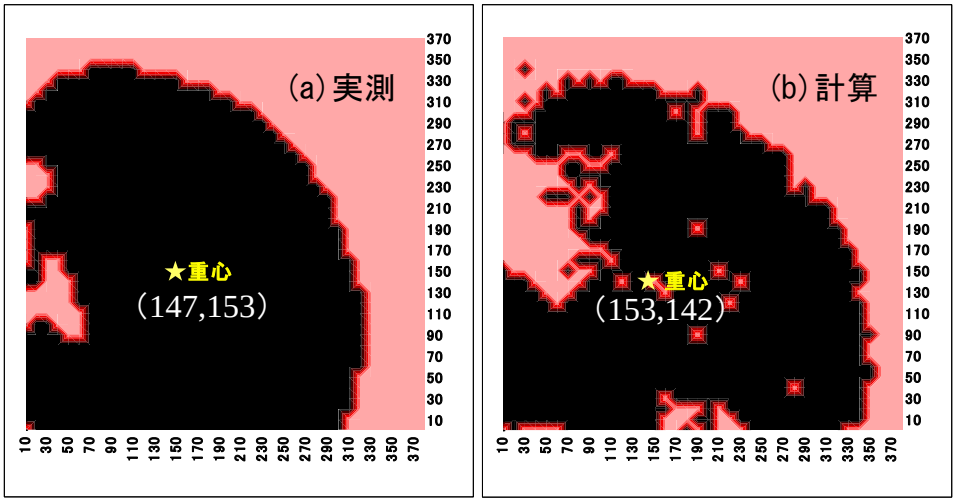


図 2-13　土粒子の存在範囲と重心位置 (a)実測, (b)計算

Fig. 2-13　Soil particles existence area and center-of-gravity position (a) experiment, (b) simulation

(2)　ロータリ耕うん軸トルクの検証

ロータリ耕うん軸トルクの実測値とモデルの計算値を図 2-14 で比較する。なお，耕うん軸回転数は，実験の設定値が 267 rpm であり，モデルの回転数もそれに合わせた。耕うん軸回転数の実測値は，耕うん時，最大約 9 rpm 減速した。ロータリ耕うんモデルのトルクの最大値は実測値よりも約 10 %高い値を示した一方，モデルの耕うん軸トルクの平均は，実測値 8.33 Nm よりも約 17 % 低い 6.91 Nm を示した。これは，モデルにおいてロータリ耕うん爪は土から力を受けても一定速度で回転し続けるが, 実験では耕うん時, 土の反力によりモータ回転数の減少あるいは耕うん試験装置の耕うん軸駆動用のベルトにスリップが発生し, 耕うん軸の回転速度が減少したことが一因であると推察される。ロータリ耕うんモデルによる耕うん軸トルクの計算精度をより詳細に検証するためには，耕うん軸回転数の実測値をロータリ耕うんモデルに入力して計算する手法が有効であると考えられる。

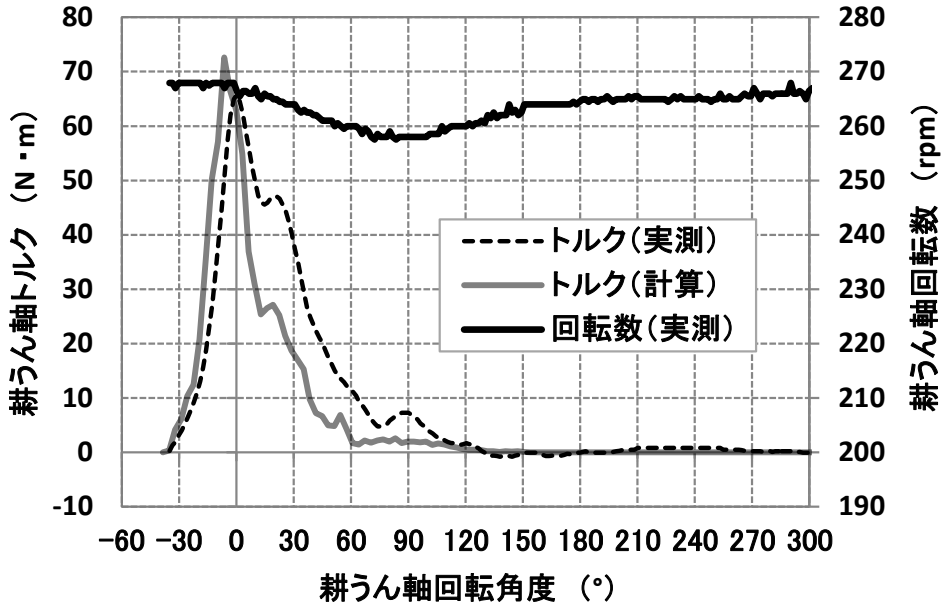


図 2-14　耕うん軸トルクの比較

Fig. 2-14　Comparison of rotary axle torque

2.6　まとめ

ロータリ耕うんの投てき現象と所要動力を予測し評価するため，個別要素法を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化した。このロータリ耕うんモデルに用いるパラメータ値は，崩落試験・落下堆積試験・抵抗棒試験の 3 つの土壌試験結果から決定した。ロータリ耕うん試験で実測した土粒子の存在範囲の面積と重心位置および耕うん軸トルクからモデルの妥当性を検証し，以下の結論を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルの粒子の存在範囲および重心位置は，実測値の 92 %～104 %の範囲にあり，本モデルで土の投てき状態を予測できる可能性が高いことが示された。

2)　ロータリ耕うんモデルで計算した耕うん軸トルクは，実測値の 83 %～110 %であった。

以上より，提案したモデルでロータリ耕うんを予測できると結論づけられた。

第 3 章　爪形状の土の投てきと耕うん軸トルクへの影響

3.1　はじめに

ロータリ耕うんの性能をコンピュータによるシミュレーションを用いて設計段階で予測し評価するためには，ロータリ耕うん爪の形状や運転条件（耕深，耕うん軸回転数）の影響を詳細に解析できる計算モデルが必要である。本章では，ロータリ耕うん爪の形状が土の投てき性および耕うん軸トルクへ及ぼす影響を評価するため，ロータリ耕うんモデルを用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪による土の投てきと耕うん軸トルクを予測した。土の投てき状態を詳細に検証するため，投てきされた土粒子の速度分布を高速度カメラ画像から算出し，ロータリ耕うんモデルの計算結果と比較した。そして，耕うん軸トルクに対するロータリ耕うん爪形状，耕深，耕うん軸回転数の影響についても，ロータリ耕うんモデルの計算結果を実測結果と比較検証した。

3.2　方法

3.2.1　ロータリ耕うんモデル

ロータリ耕うん爪形状の土の投てき性および耕うん軸トルクへの影響を予測するため，第 2 章で報告したロータリ耕うんモデル（図 2-1）を用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪で土の投てきと耕うん軸トルクを予測した。供試ロータリ耕うん爪（A と B の 2 型式）の主要寸法を表 3-1 に，ロータリ耕うん爪の形状を図 3-1 にそれぞれ示す。なお，図 3-1 に示すロータリ耕うん爪の垂直刃部が鉛直下向きになった時を耕うん軸回転角度 0° と定義した。供試ロータリ耕うん爪の表面形状を表現するための三角形壁面要素の総数は，耕うん爪 A が 1,650 個，耕うん爪 B が 1,188 個であった。土槽の奥行きは耕うん爪 A の

場合 8 cm，耕うん爪 B の場合 8.5 cm とした。耕うん爪 B の場合の土槽の奥行きが耕うん爪 A の場合よりも 0.5 cm 広く設定したのは，耕うん爪 B の爪高さ（図 3-1, 参照）が A よりも 5 mm 高いためである。土槽の高さは 18 cm とし，耕深 14 cm の場合は高さ 15 cm まで，耕深 10 cm の場合は高さ 11 cm まで粒子を配置した。ロータリ耕うんモデルに適用したパラメータ（粒子の直径，密度，摩擦係数，ばね定数，減衰比，計算時間間隔）は第 2 章と同じ値を用いた（表 2-2)。ロータリ耕うんモデルの計算は，耕うん軸回転数 189 rpm（PTO1 速相当）と 267 rpm（PTO2 速相当）の 2 条件，耕深は 10 cm と 14 cm の 2 条件，土槽の走行速度は 0.25 m/s に設定した。実験条件（各因子の水準値）を表 3-2 に示す。計算はロータリ耕うん爪 2 種類，耕深 2 条件，耕うん軸回転数 2 条件の合計 8 条件実施した。ロータリ耕うんモデルの耕うん軸トルクは第 2 章と同様に，供試ロータリ耕うん爪の全ての三角形壁面要素にかかる力と耕うん軸中心からの距離を用いて算出した。

表 3-1　供試ロータリ耕うん爪の主要寸法

Table 3-1　Principal dimensions of tested rotary blade

ロータリ耕うん爪	爪 A	爪 B
仰角 (°)	50	39
爪高さ (mm)	60	65
先端幅 (mm)	60	60
先曲げ半径 (mm)	77.5	115
回転半径 (mm)	250	245

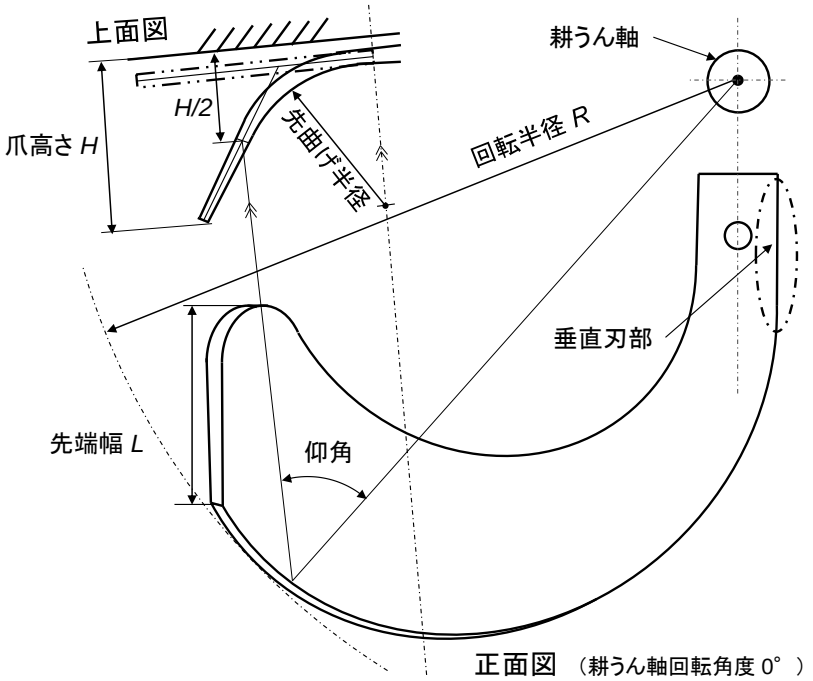


図 3-1　ロータリ耕うん爪の形状

Fig. 3-1　Configuration of rotary tilling blade

表 3-2　実験条件（因子の水準値）

Table 3-2　Experimental condition (Level of factor)

因子	第1水準	第2水準
ロータリ耕うん爪	爪 A	爪 B
耕深	10 cm	14 cm
耕うん軸回転数	189 rpm	267 rpm

3.2.2　ロータリ耕うん試験

ロータリ耕うん試験の試験装置および計測機器は第 2 章と同様の構成とした（図 2-8，参照）。供試土壌はシルトロームを用い，含水比は 6.5 %とした。なお，試料の湿潤密度は第 2 章と同様に 1.4184 g/cm^3 とした。土の投てき状態は高速度カメラ（Photron，Fastcam-max）で観察した。高速度カメラの撮影条件は，時間分解能 1000 frame/s，空間解像度 1024×1024 pixel に設定した。耕うん軸トルクおよび耕うん軸回転数は，同期アナログ信号データロガー（Photron，Multi- Channel-Data-Link）を用いて高速度カメラ画像と同期して記録した。ロータリ耕うん試験は，土槽内部に耕深 14 cm の場合は高さ 15 cm まで，耕深 10 cm の場合は高さ 11 cm まで試料を敷きつめて実施した。土槽の奥行きはロータリ耕うんモデルの計算と同様に，耕うん爪 A の場合 8 cm，耕うん爪 B の場合 8.5 cm とした。試料は，土槽内部の試料を配置する空間の体積および試料の湿潤密度から計算した毎回同じ重量を均一に配置した。土槽の走行速度はロータリ耕うんモデルの計算と同じ 0.25 m/s に設定した。実験条件（各因子の水準値）はロータリ耕うんモデルの計算と同様とし（表 3-2），耕うん爪 2 種類，耕深 2 条件，耕うん軸回転数 2 条件，繰り返し数 2 回の合計 16 条件実施した。

3.2.3　土粒子の速度分布の算出方法

耕うん軸回転角度 180°時とその 1 ms 後の 2 時刻のロータリ耕うん試験の高速度カメラ画像に粒子画像流速測定法（以下“PIV”：Particle Image Velocimetry）を適用し，ロータリ耕うん爪で投てきされた土粒子の速度分布を算出した。ここで PIV とは，通常目に見えない流れ場を可視化する技術であり，流体の動きに追随する微細な粒子（トレーサ）を流れ場に混入させ，2 時刻の瞬間的な粒子画像を記録し，2 時刻の輝度関数 $f(X, Y)$，$g(X, Y)$から移動量ベ

クトル(ΔX, ΔY)を算出する手法である。本研究では，土粒子を PIV のトレーサに見たてたうえ，一般的に画像相関法と呼ばれる手法のうち直接相互相関法（可視化情報学会，2002）を用いて土粒子の速度分布を算出した。PIV による速度算出領域は，図 3-2 に示した 380 mm×380 mm の領域とし，各速度算出領域は 10 mm×10 mm に設定した。速度を算出した領域の総数は 38×38=1,444 点とした。

ロータリ耕うんモデルで計算された粒子の速度分布は，ロータリ耕うん試験と同様，図 3-2 に示した 380 mm×380 mm の領域を対象として，各速度算出領域に存在する粒子の平均速度から求めた。

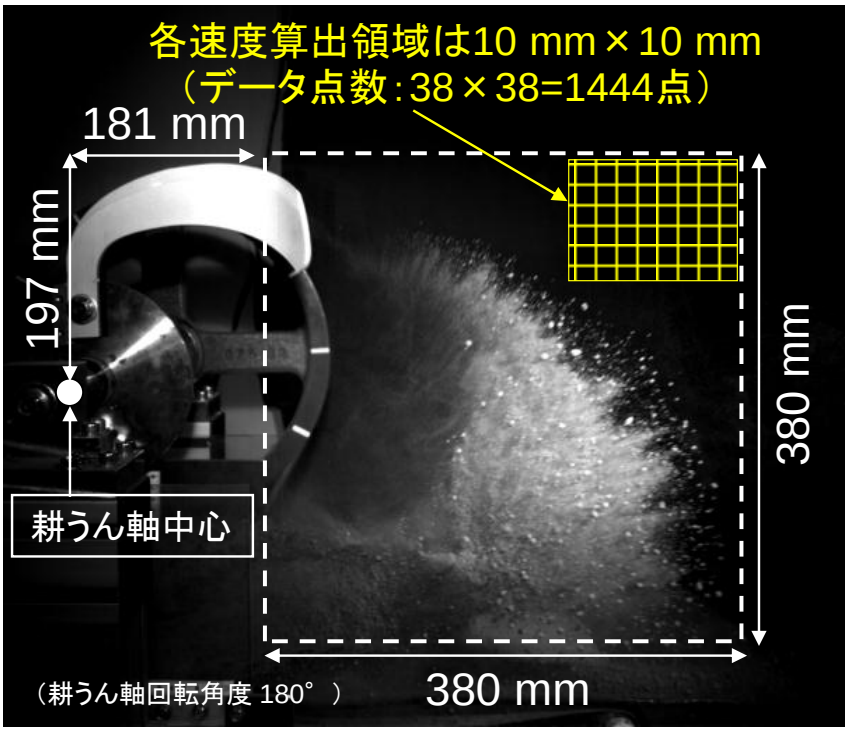


図 3-2　Particle Image Velocimetry による土の速度算出領域

Fig. 3-2　Area to calculate soil velocity by Particle Image Velocimetry

3.3　結果と考察

3.3.1　土の投てき

耕うん軸回転角度 180°時のロータリ耕うん試験の高速度カメラ画像と，ロータリ耕うんモデルの土の投てき状態を，供試ロータリ耕うん爪ごとに図 3-3 で比較した。図 3-3 の結果は，耕深 14 cm，耕うん軸回転数 267 rpm の条件である。耕うん爪 A と B ともにモデルで計算された粒子の分布形状は，実測結果を概ね表現できていると言える。耕うん爪 B の方が耕うん爪 A よりも多くの土を投てきしている様子が高速度カメラ画像およびモデルの計算結果から観察された。これは, 供試耕うん爪の仰角が B の方が 11°小さく, 爪高さが 5 mm 高いことによると推察できる。耕うん爪の仰角は，経験的に小さい値を選択した方が投てきされる土の量が多くなり，耕うん軸トルクも大きくなることがわかっている。一方で爪高さは，その寸法が大きいほど投てきされる土の量が多くなり，耕うん軸トルクも大きくなる。

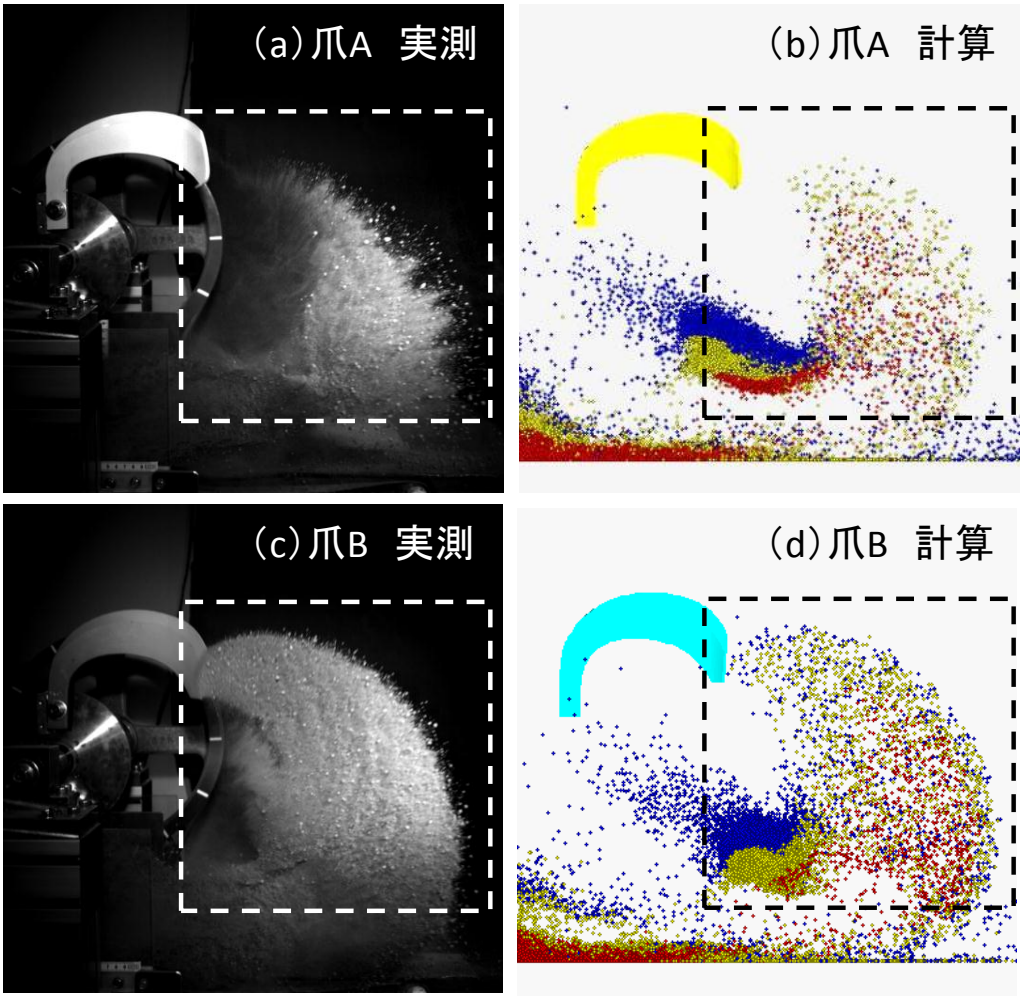


図 3-3　土の粒子分布　(a)爪 A，実測　(b)爪 A，計算　(c)爪 B，実測　(d)爪 B，計算

Fig. 3-3　Soil grain's distribution (a) blade A, experiment (b) blade A, simulation (c) blade B, experiment (d) blade B, simulation

ロータリ耕うん爪の土の投てき性を詳細に評価するため，図 3-2 に示した 380 mm×380 mm の破線で囲まれた領域について，耕うん軸回転角度 180° 時の土の速度分布を算出した結果を図 3-4 に示す。10 mm×10 mm の各速度算出領域（総データ点数 1,444 点）の速度を 1 m/s ごとに濃淡で示した。色の濃い方が速度の速い領域である。結果から，耕うん爪 A と B 両者のロータリ耕うんモデルで計算された速度分布の形状および濃淡のパターンは，実測結果を良く表現できている。

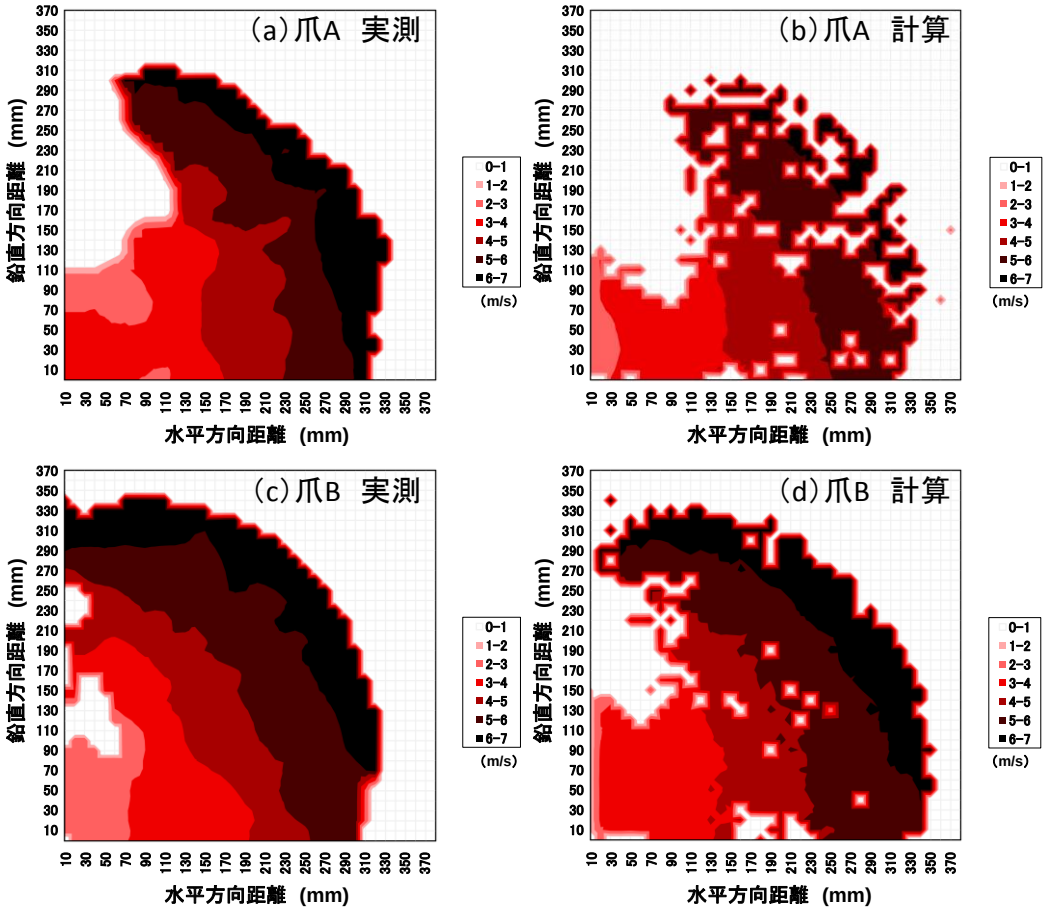


図 3-4　土粒子の速度分布 (a)爪 A, 実測 (b)爪 A, 計算 (c)爪 B, 実測 (d)爪 B, 計算

Fig. 3-4　Soil velocity distribution (a) blade A, experiment (b) blade A, simulation (c) blade B, experiment (d) blade B, simulation

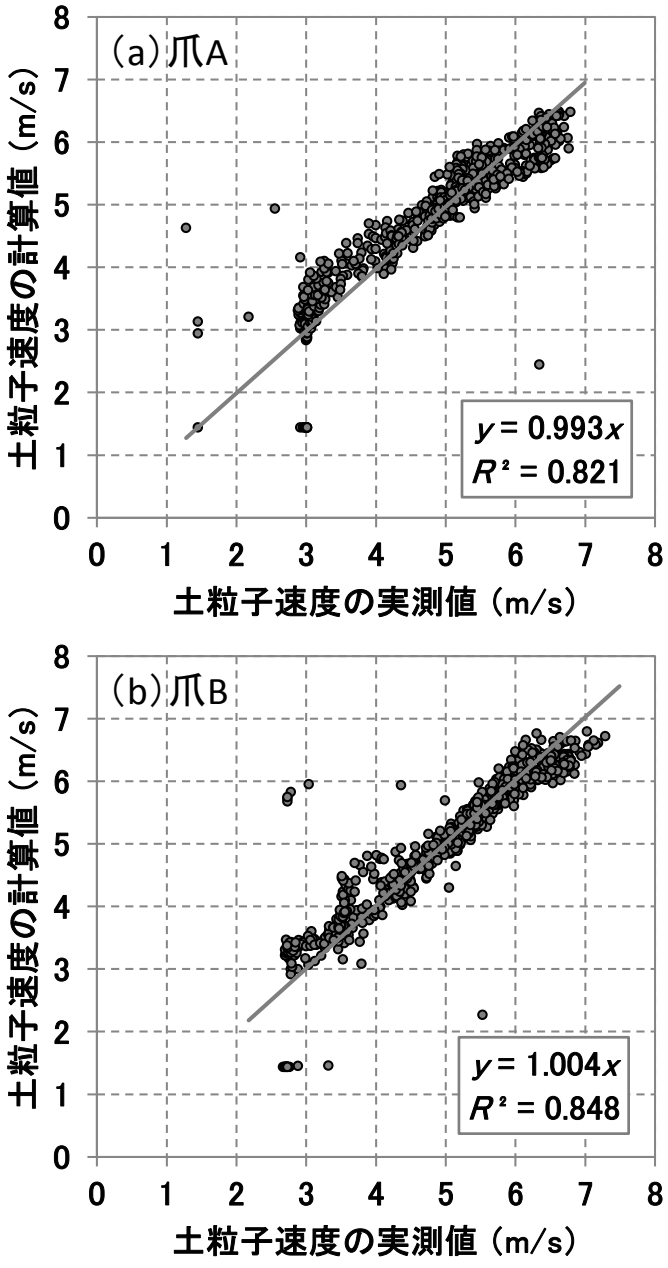


図 3-5　計算と実測の土粒子速度の比較 (a)爪 A (b)爪 B

Fig. 3-5　Comparison of soil velocity between simulation and experiment

(a) blade A (b) blade B

モデルで計算した速度分布を定量的に評価するため，図 3-2 に示した各速度算出領域において計算と実測の土粒子速度を耕うん爪ごとに図 3-5 で比較した。速度分布の近似直線の傾きは，耕うん爪 A が 0.993，耕うん爪 B が 1.004 であり，両者とも概ね 1.0 であった。また，その決定係数 R^2 はともに 0.821 以上と高い相関を示したことから，ロータリ耕うんモデルがロータリ耕うん時の土粒子の速度分布を高い精度で予測できると結論づけられた。

以上の結果，ロータリ耕うん爪形状の土の投てき現象に対する影響を，ロータリ耕うんモデルで予測できる可能性が高いことが示唆された。

3.3.2　ロータリ耕うん軸トルク

ロータリ耕うん軸トルクの実測値とモデルの計算値を供試耕うん爪ごとに図 3-6 で比較した。図 3-6 の結果は，耕深 14 cm，耕うん軸回転数 267 rpm の条件である。図中に耕うん軸回転数の実測値も併せて示した。耕うん軸回転数の実測値は，耕うん時，設定回転数 267 rpm から耕うん爪 A で最大 8 rpm，耕うん爪 B で最大 9 rpm 減速した。ロータリ耕うんモデルのトルクの最大値は，供試耕うん爪 A と B の両者で，実測値よりも約 10 %高い値を示した一方，モデルの耕うん軸トルクの平均は実測値よりも約 17 %低い値を示した。耕うん軸トルクの平均値は，ロータリ耕うん爪 B の方が耕うん爪 A よりも実測値で 17.7 %，モデルの計算値で 18.7 %高い値を示した。これは，耕うん爪 B は耕うん爪 A よりも仰角が 11° 小さく，爪高さが 5 mm 高いためと考えられ，前項で示した耕うん爪 B の方が耕うん爪 A よりも多くの土を投てきしたことと整合性が取れた結果と言える。

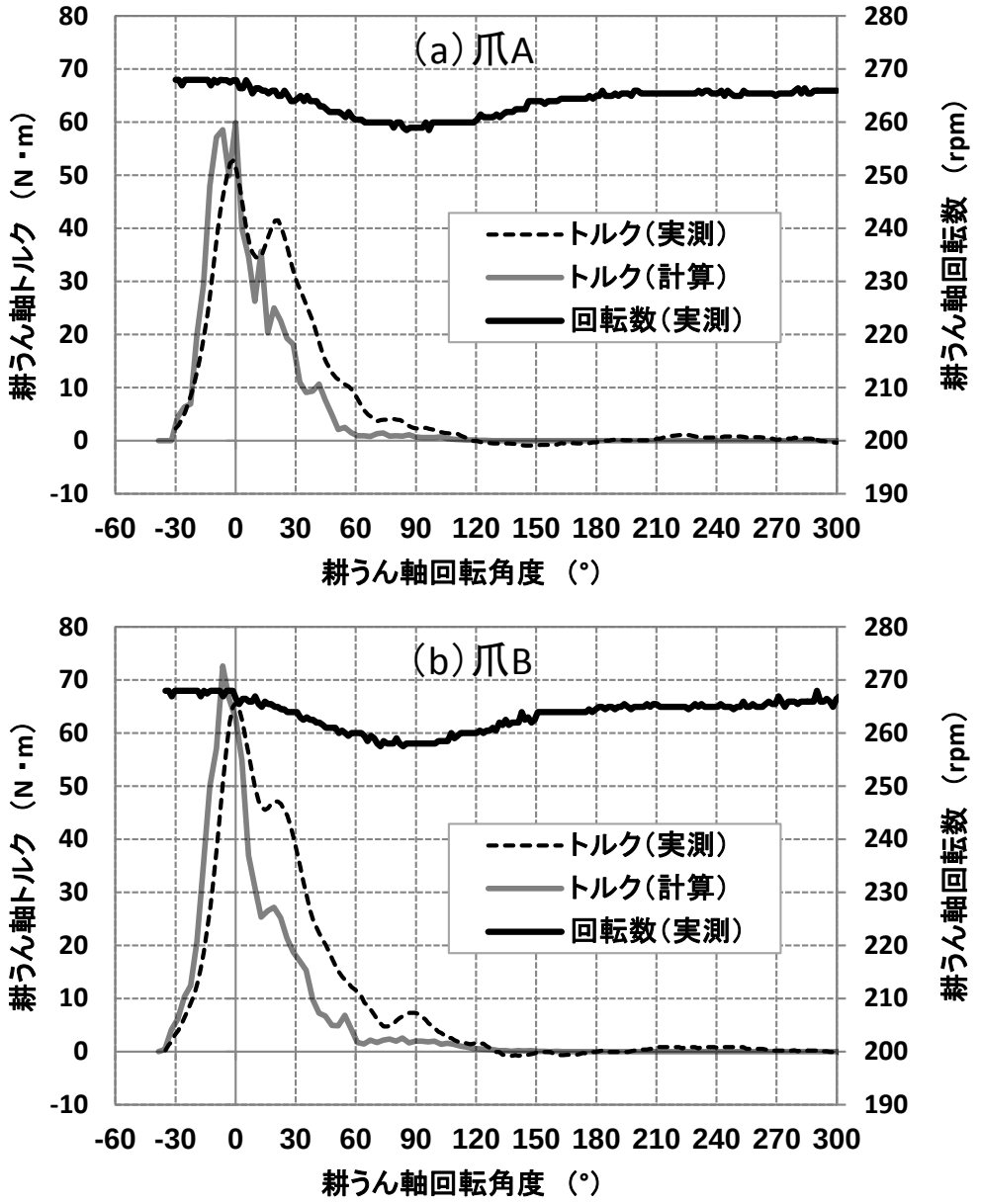


図 3-6　耕うん軸トルクの比較 (a)爪 A (b)爪 B

Fig. 3-6　Comparison of rotary axle torque (a) blade A (b) blade B

ロータリ耕うん爪 2 条件に対して，耕うん軸回転数 2 条件と耕深 2 条件の計 8 条件全てについて，耕うん軸トルクの平均値の実測値とモデルの計算値を表 3-3 に示した。ここで，実測値は繰り返し数 2 回の平均値である。表中に計算

値の実測値に対する割合を百分率で併記した。モデルの計算値は実測値の 81.9~113 %の範囲内であった。次に，耕うん軸トルクの平均値の実測値とモデルの計算値を図 3-7 で比較した。計算値と実測値の決定係数 R^2 は 0.857 と高い相関を示した。近似直線の傾きは 0.875 であり，ロータリ耕うんモデルによる耕うん軸トルクは実測値よりも平均で 10.4 %小さい値を示した。第 2 章でも耕うん軸トルクの平均値はモデルの計算値の方が実測値よりも約 17 %小さくなることを確認しており，ロータリ耕うん試験時の耕うん軸回転数が土の反力により減速あるいは耕うん軸駆動用のベルトにスリップが発生したことがその一因であると推察された。

表 3-3　耕うん軸トルクの平均値

Table 3-3　Average torque of rotary axle

耕深	耕うん軸回転数	ロータリ耕うん爪	耕うん軸トルクの平均値（N･m）		計算値/実測値
			実測値	計算値	
10 cm	189 rpm	A	3.11	3.51	113 %
10 cm	189 rpm	B	4.02	3.88	96.4 %
10 cm	267 rpm	A	3.64	3.82	105 %
10 cm	267 rpm	B	5.27	4.32	81.9 %
14 cm	189 rpm	A	6.01	5.25	87.4 %
14 cm	189 rpm	B	6.72	6.06	90.2 %
14 cm	267 rpm	A	7.08	5.82	82.2 %
14 cm	267 rpm	B	8.33	6.91	83.0 %

（※実測値は繰り返し数 2 回の平均値）

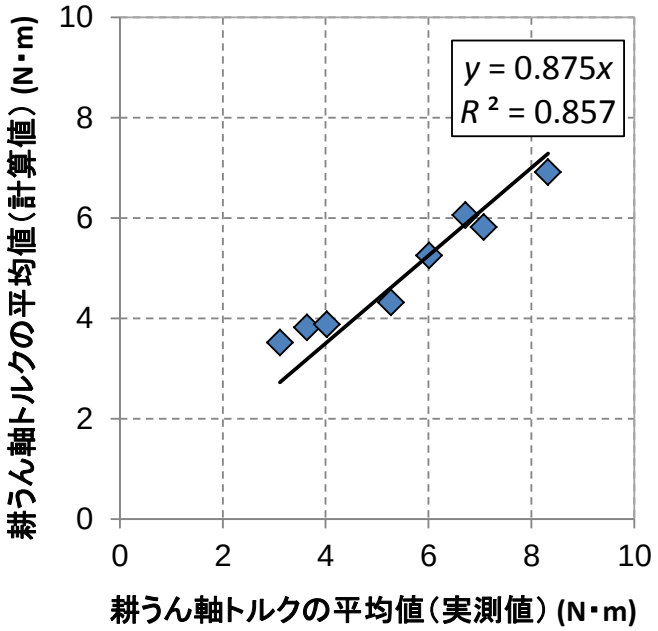


図 3-7　計算と実測の耕うん軸トルクの平均値の比較

Fig. 3-7　Comparison of average torque of rotary axle between simulation and experiment

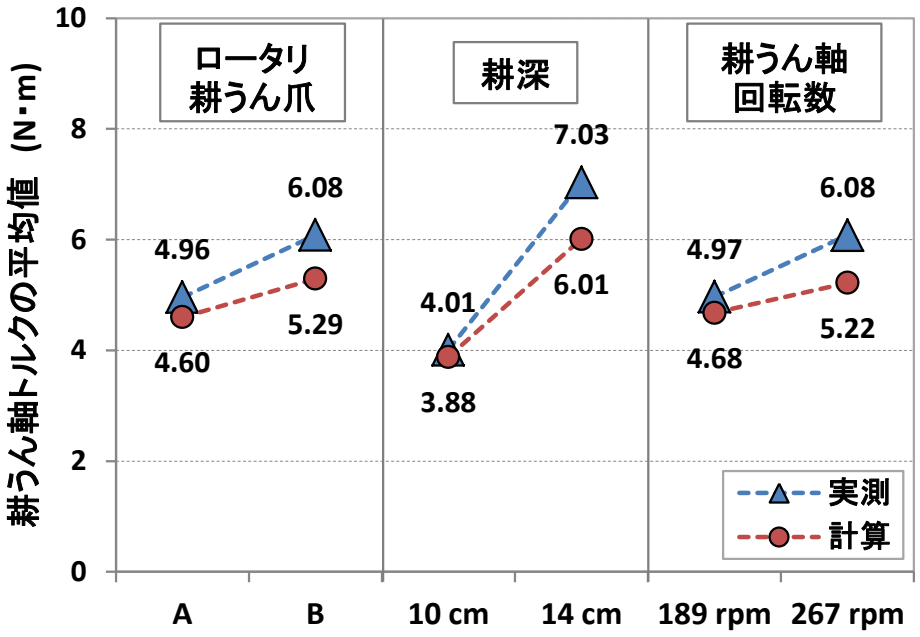


図 3-8　平均トルクに対する各因子の主効果

Fig. 3-8　Main effect of each factor on average torque

表 3-4　耕うん軸トルクの平均値の分散分析表（(a)実測値，(b)計算値）

Table 3-4　Analysis of variance table of average torque（(a)experiment, (b)simulation）

(a)実測値	要因	平方和	自由度	不偏分散	分散比 F_0	P 値（上側）
	A（耕深）	18.262	1	18.262	4362.494	0.010
	B（爪形状）	2.532	1	2.532	604.945	0.026
	AB	0.044	1	0.044	10.430	0.191
	C（回転数）	2.476	1	2.476	591.579	0.026
	AC	0.101	1	0.101	24.133	0.128
	BC	0.201	1	0.201	48.086	0.091
誤差	ABC	0.004	1	0.004		
	計	23.621	7			

(b)計算値	要因	平方和	自由度	不偏分散	分散比 F_0	P 値（上側）
	A（耕深）	9.070	1	9.070	3263.518	0.011
	B（爪形状）	0.958	1	0.958	344.851	0.034
	AB	0.134	1	0.134	48.189	0.091
	C（回転数）	0.587	1	0.587	211.393	0.044
	AC	0.057	1	0.057	20.658	0.138
	BC	0.022	1	0.022	7.922	0.217
誤差	ABC	0.003	1	0.003		
	計	10.832	7			

耕うん軸トルクの平均値に対する各因子（ロータリ耕うん爪の形状・耕深・耕うん軸回転数）の影響を定量評価するため，耕うん軸トルクの平均値に対する各因子の分散分析を実施した。各因子の主効果を図 3-8 に，分散分析表を表 3-4 にそれぞれ示す。各因子の主効果は，実測値およびモデルの計算値ともに（耕深）＞（ロータリ耕うん爪）≒（耕うん軸回転数）であり，計算と実測でほぼ同様の傾向を示した。分散比 F_0 の計算値と実測値の決定係数 R^2 は 0.994 であった。

以上のことから，ロータリ耕うんモデルは，ロータリ耕うん爪形状，耕深，耕うん軸回転数の平均トルクに対する影響を表現可能であり，その予測精度は 81.9~113 %の範囲内であることが分かった。

3.4　まとめ

ロータリ耕うん爪形状の土の投てき現象および所要動力への影響を予測し評価するため，第 2 章で構築したロータリ耕うんモデルを用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪で土の投てきと耕うん軸トルクを予測した。ロータリ耕うん試験で実測した土粒子の速度分布および耕うん軸トルクからモデルの妥当性を検証し，以下の結論を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルは，ロータリ耕うん時の土粒子の速度分布を高い精度で予測できることが分かった。速度分布の近似直線の決定係数は 2 種類のロータリ耕うん爪の両者で 0.821 以上であった。

2)　土粒子の速度分布の近似直線の傾きは 2 種類のロータリ耕うん爪の両者で概ね 1.0 であったことから，耕うん爪形状の土の投てきに対する影響を，ロータリ耕うんモデルで予測できる可能性が高いことが示された。

3)　ロータリ耕うんモデルで予測した耕うん軸トルクは，実測値の 81.9 %～

113 %の範囲内であった。

4)　ロータリ耕うん爪形状，耕深，耕うん軸回転数の耕うん軸トルクに対する影響を予測できることが示された。分散比 F_0 の計算値と実測値の決定係数は 0.994 であった。

以上より，ロータリ耕うんモデルを用いて，ロータリ耕うんへの耕うん爪形状の影響を予測できると結論づけられた。

第 4 章　ロータリ耕うん機の均平性能の予測と評価

4.1　はじめに

ロータリ耕うん機の性能には，砕土性，反転性，均平性，稲藁のすき込み性，所要動力等様々なものが挙げられるが，第 4 章では均平性能に焦点を当てた。ロータリ耕うん機の均平性能は，後工程の播種・移植等の作業精度を左右し，作物の初期生育に影響を及ぼす非常に重要な性能である。ロータリ耕うん機の均平性能に対する機械設計パラメータ（耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状等）の影響をコンピュータによるシミュレーションで予測することができれば，設計および性能評価にかかる時間と労力が大幅に低減され，非常に意義が大きい。

本章では，前章までに構築したロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の土壌の堆積形状を予測し，均平性能の評価を試みた。機械設計パラメータの均平性能への影響を明らかにするため，仕様の異なる 2 種類のロータリ耕うん機で圃場試験を実施した。耕うん後の土壌の堆積形状をレーザ式測域センサで計測し，ロータリ耕うんモデルの計算結果と実測結果を比較した。そして，耕うん後の土壌の堆積高さの二乗平均平方根に対する機械設計パラメータおよび運転条件（PTO 速度段，走行速度）の影響についても，ロータリ耕うんモデルの計算結果を実測結果と比較検証した。

4.2　方法

4.2.1　均平性能の評価試験方法

ロータリ耕うん機の均平性能は，リアカバーを全開にした状態で耕うんを行い，土壌の堆積形状の高低差や山の形で評価した。ロータリ耕うん機の均平性

能評価試験の様子を図 4-1 に示す。試験では仕様の異なる 2 種類のロータリ耕うん機を供試した。供試機 A の耕うん幅は 2.0 m，耕うん爪の本数は 44 本である。供試機 B の耕うん幅は 1.7 m，耕うん爪の本数は 36 本である。供試機 A および B は，ともにサイドドライブ型のダウンカット方式である。供試機 A と B の耕うん爪の主要寸法を表 4-1 に示す。どちらの耕うん機も“なたづめ”と呼ばれる C 型の耕うん爪を装備している。

試験条件を表 4-2 に示す。試験ではロータリ耕うん機の耕深を一定に保つため，尾輪を用いて耕深 14 cm に設定した。ロータリ耕うん機 2 型式，トラクタの PTO 速度段 2 水準，走行速度 2 水準とし，計 8 条件の試験を実施した。なお，供試したトラクタの PTO の 1 速は 544 rpm，2 速は 761 rpm である。

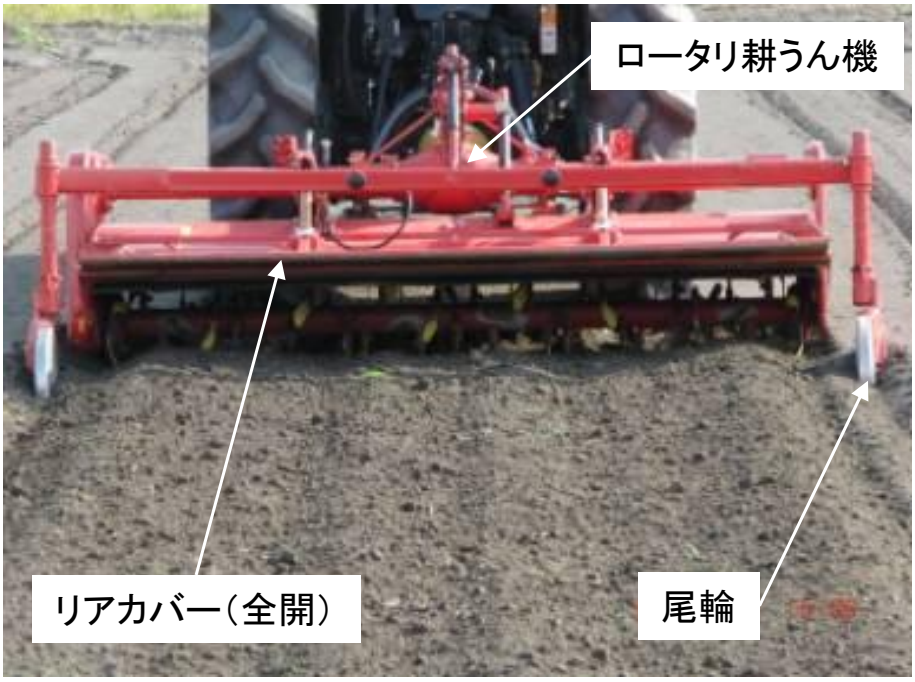


図 4-1　ロータリ耕うん機の均平性能評価試験

Fig. 4-1　Rotary tiller leveling performance test

表 4-1　供試ロータリ耕うん爪の主要寸法

Table 4-1　Principal dimension of tested rotary blades

ロータリ耕うん爪	A	B
仰角（°）	53	39
爪高さ (mm)	60	65
先端幅 (mm)	68	60
先曲げ半径 (mm)	56	115
回転半径 (mm)	245	245

表 4-2　試験条件

Table 4-2　Test conditions

No.	ロータリ耕うん機	PTO 速度段	走行速度
1	A	1	1.2 km/h
2	A	1	1.8 km/h
3	A	2	1.2 km/h
4	A	2	1.8 km/h
5	B	1	1.2 km/h
6	B	1	1.8 km/h
7	B	2	1.2 km/h
8	B	2	1.8 km/h

ロータリ耕うん機の均平性能は，土壌の堆積形状の高低差が小さく，耕うん幅方向に大きな凹凸が無いことが望ましい（坂井他, 1978）。本研究では，耕うん後の土壌の堆積高さの二乗平均平方根を均平性能の評価指標として用いた。土壌の堆積形状はレーザ式測域センサ（北陽電機，UGR-04LX）を用いて上方から凹凸の鉛直方向の値を計測した。本研究では，耕うん幅の土壌の堆積高さの平均値をゼロとし，鉛直上方をプラス方向と定義した。堆積高さの計測に用いた計測器（図 4-2）は，高さ 1.0 m，幅 1.5 m～2.2 m に調整可能なアルミフレームの中央の上部にレーザ式測域センサを備え，データ記録用のノート PC およびセンサ用の電源を装備している。アルミフレームの上部には水準器を設け，レーザ式測域センサを水平に配置した。各試験条件で耕うんを行った後，土壌の堆積形状をロータリ耕うん機の走行方向 30 cm 間隔で 5 断面を記録した。本計測器の場合，計測した地表面の凹凸はセンサ中心から約 0.36°（360°/1024 分割）ごとのデータとして記録されるため，耕うん幅方向 1 cm の等間隔のデータへ線形補間し，5 断面の平均値を求めた。



図 4-2　耕うん後の堆積形状を計測する計測器

Fig. 4-2 Measurement instruments of evaluation for pile height of tilled soil

試験圃場の土壌条件を安定化させるため，試験を実施する前にロータリ耕うん機で試験条件よりも深い 20 cm の耕深で耕した。また，土壌条件は以下の手順で記録した。土壌コーン指数は頂角 30°，断面積 2 cm^2 のコーンを装着した貫入式土壌硬度計（大起理化工業，SR-2 型）を用いて記録した。土壌の含水比は，容積 100 cm^3 の採土缶で採取した試料を 108 ℃，24 時間の炉乾燥法で求めた。土性は日本農学会法による土性判定（指触法）で判定した。

4.2.2　土壌の堆積形状の予測方法

耕うん後の土壌の堆積形状は，第 2 章で構築したロータリ耕うんモデルを用いて予測した。ロータリ耕うんモデルに適用したパラメータ（土粒子の直径，密度，摩擦係数，ばね定数，減衰比，計算時間間隔）およびモデル化手法は第 2 章と同様とした。計算条件は均平性能の評価試験の試験条件（表 4-2）と同様に 8 条件とした。耕深は 14 cm に設定した。ロータリ耕うんモデルの耕うん軸回転数は，供試したトラクタの PTO 軸の回転数とロータリ耕うん機の駆動ギアの減速比から計算し，PTO 速度段 1 速の場合は 184 rpm に，2 速の場合は 258 rpm に設定した。

耕うん後の土壌の堆積形状を予測するための概念図を図 4-3 に示す。本研究では，耕うん幅の土壌の堆積高さの平均値をゼロとし，鉛直上方をプラス方向と定義した。耕うん後の堆積形状を予測するための土粒子数の分布は，ロータリ耕うんモデルで計算した耕うん爪 1 本当たりの土粒子数の分布を重ね合わせて算出した。ロータリ耕うん爪 1 本当たりの土粒子数の分布の一例を図 4-4 に示す。ここで，耕うん爪で耕うんされる土粒子数は，圃場表面のロータリ耕うん機切削パターン（図 4-5）の耕うん爪各々の切削面積に依存すると仮定した。図 4-5 中に示した S_i は耕うん爪 i の圃場表面の切削面積である。ロータリ耕うん機切削パターンは，ロータリ耕うん機の機種ごと，試験条件ごとに算出した。

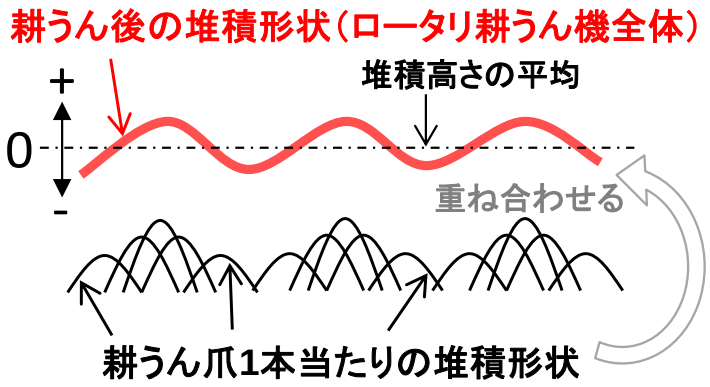


図 4-3　耕うん後の堆積形状予測の概念図

Fig. 4-3　Schematic of prediction for pile height distribution

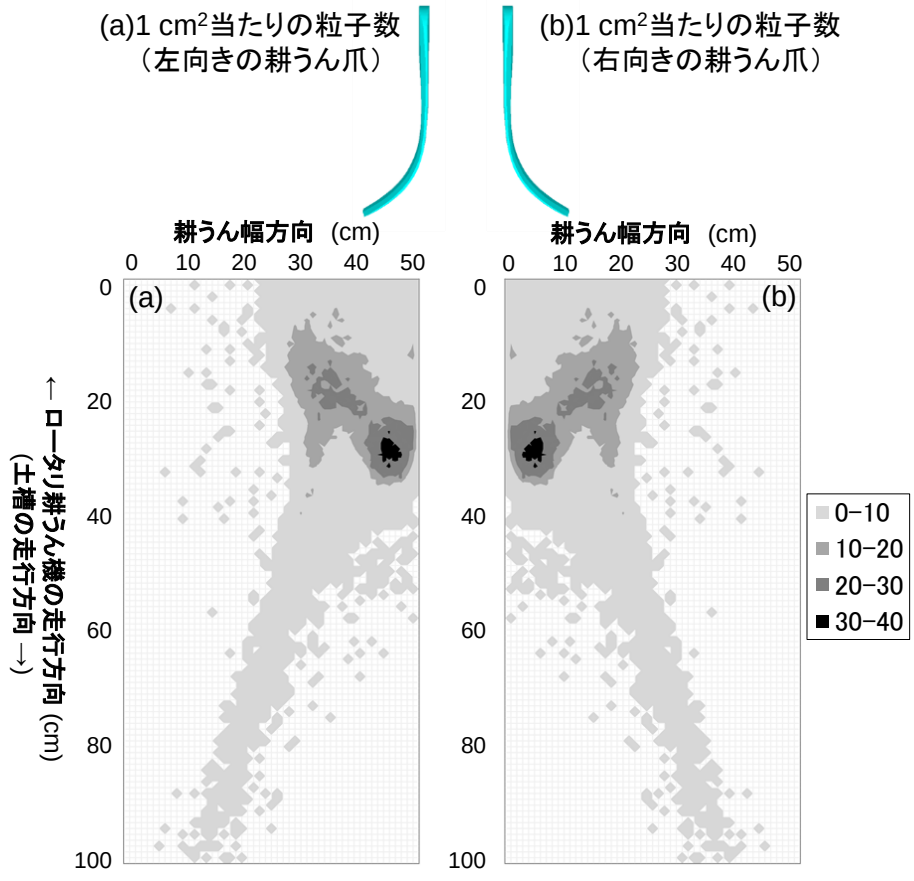


図 4-4　耕うん爪 1 本の耕うん後の土粒子分布の一例

Fig. 4-4　Example of simulated soil particles distribution tilled by single rotary blade

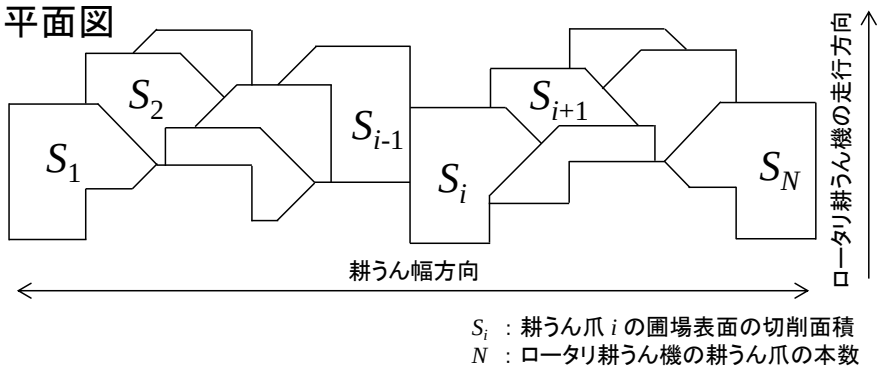


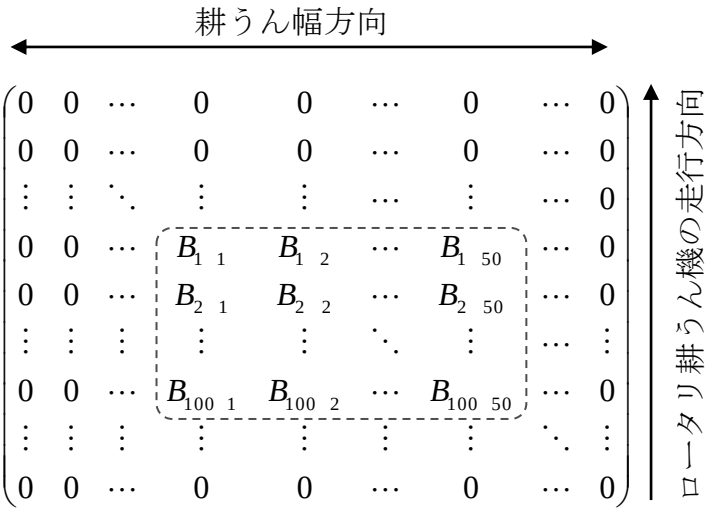
図 4-5　圃場表面のロータリ耕うん機切削パターンの一例

Fig. 4-5　Example of cutting patterns on soil surface of rotary tiller

ロータリ耕うん機で耕うんされた土粒子数の分布 $\boldsymbol{B}_{all}$ は，式(4-1)で算出した。

$$\boldsymbol{B}_{all} = \sum_{i=1}^{N}\left(S_i / S_{ave} \cdot Tef_i \cdot \boldsymbol{B}_{\underset{i}{model}} \right) \qquad \cdots(4\text{-}1)$$

ここで，N は耕うん爪の本数，S_{ave} は耕うん爪全ての切削面積の平均値，Tef_i はトラクタ後輪で形成される轍(わだち)による影響を考慮するための補正係数，$\boldsymbol{B}_{\underset{i}{model}}$ はロータリ耕うんモデルで計算された耕うん爪 i の土粒子数の分布である。$\boldsymbol{B}_{all}$ と $\boldsymbol{B}_{\underset{i}{model}}$ は両者ともに 120 行×255 列の行列であり，どちらも単位面積（1 cm²）当たりの粒子数分布である。行列の行がロータリ耕うん機の走行方向，列が耕うん幅方向に対応する。ここで $\boldsymbol{B}_{\underset{i}{model}}$ は式(4-2)に示すように，図 4-4 の 100 行×50 列の粒子数分布（式(4-2)中の破線で囲まれた領域に対応する）をロータリ耕うん機の走行方向および耕うん幅方向に耕うん爪配列に従って，耕うん爪の湾曲方向（右向きもしくは左向き）ごと，耕うん爪ごとに移動させた行列である。



$$\boldsymbol{B}_{\underset{i}{model}}=\begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & B_{1\ 1} & B_{1\ 2} & \cdots & B_{1\ 50} & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & B_{2\ 1} & B_{2\ 2} & \cdots & B_{2\ 50} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & B_{100\ 1} & B_{100\ 2} & \cdots & B_{100\ 50} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \end{pmatrix} \quad \cdots(4\text{-}2)$$

Tef_i の値は式(4-3)を用いて定義した。

$$Tef_i=\begin{cases} \left(D-D_{tread}\right)/D=0.4286 & \text{(轍の影響が有る場合)} \\ 1.0 & \text{(轍の影響が無い場合)} \end{cases} \quad \cdots(4\text{-}3)$$

ここで，D はロータリ耕うん機の耕深を表し，D_{tread} はトラクタ後輪で形成される轍の深さである。トラクタ後輪の後方に位置する耕うん爪は，形成された轍の分だけ耕うんする土が少なくなると仮定した。均平性能の評価試験時の観察結果から，ロータリ耕うん機の耕深 D は 14 cm，轍の深さ D_{tread} は 8 cm であったため，補正係数 Tef_i は轍の影響を受ける耕うん爪は 0.4286，影響を受けない耕うん爪は 1.0 の値をそれぞれ用いた。モデルの堆積高さは，土粒子数の分布 $\boldsymbol{B}_{all}$ を耕うん方向に平均し，単位面積当たりの土粒子の数と土粒子の体積から算出した。

4.3　結果と考察

4.3.1　試験圃場の土壌条件

均平性能評価試験の試験圃場の深さ 20 cm までの土壌コーン指数を図 4-6 に示す。試験の設定耕深 14 cm までの土壌コーン指数は 400 kPa 以下と比較的軟らかい条件であった。試験圃場の土性は砂壌土，含水比は 7.53～11.1 %d.b.の範囲を示し，比較的乾燥した状態であった。第 2 章でモデル化した供試土壌は

含水比 6.5 %d.b.のシルトロームであり，本章の試験圃場の土壌条件に土性，土壌コーン指数および含水比が近い状態であったと推察した。

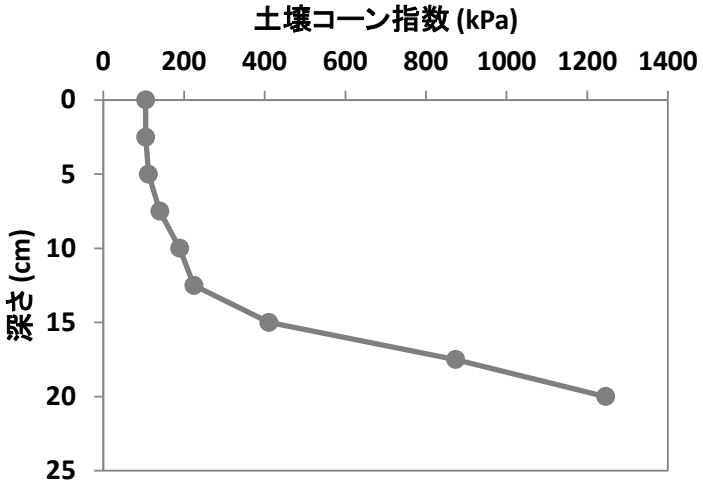


図 4-6　試験圃場の土壌コーン指数

Fig. 4-6　Soil cone index at tested field

4.3.2　耕うん後の土壌の堆積形状

耕うん後の土壌の堆積形状を予測するため，ロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の土粒子分布を試験条件ごとに算出した。供試機 A と B の耕うん後の土粒子数の分布を図 4-7 と図 4-8 にそれぞれ示す。試験条件は PTO 速度段 1 速，走行速度 1.2 km/h である。結果より，ロータリ A で耕うんされた土粒子の分布形状はロータリ B のものよりも山の高さが高いことが分かる。そして，どちらの分布形状も 6 つの小さな山が形成されていることが分かる。図 4-7 および図 4-8 と同条件のロータリ耕うん機の均平性能評価試験後の土壌の堆積形状の様子を図 4-9 に示す。図 4-9 中にはレーザ式測域センサで計測した土壌の堆積形状を重ねて示した。実測した土壌の堆積形状とモデルの予測結果を比較すると，モデルで算出した土粒子の分布形状が圃場試験で実測した耕うん後の堆積形状と山の形と数が似通っていることが分かる。

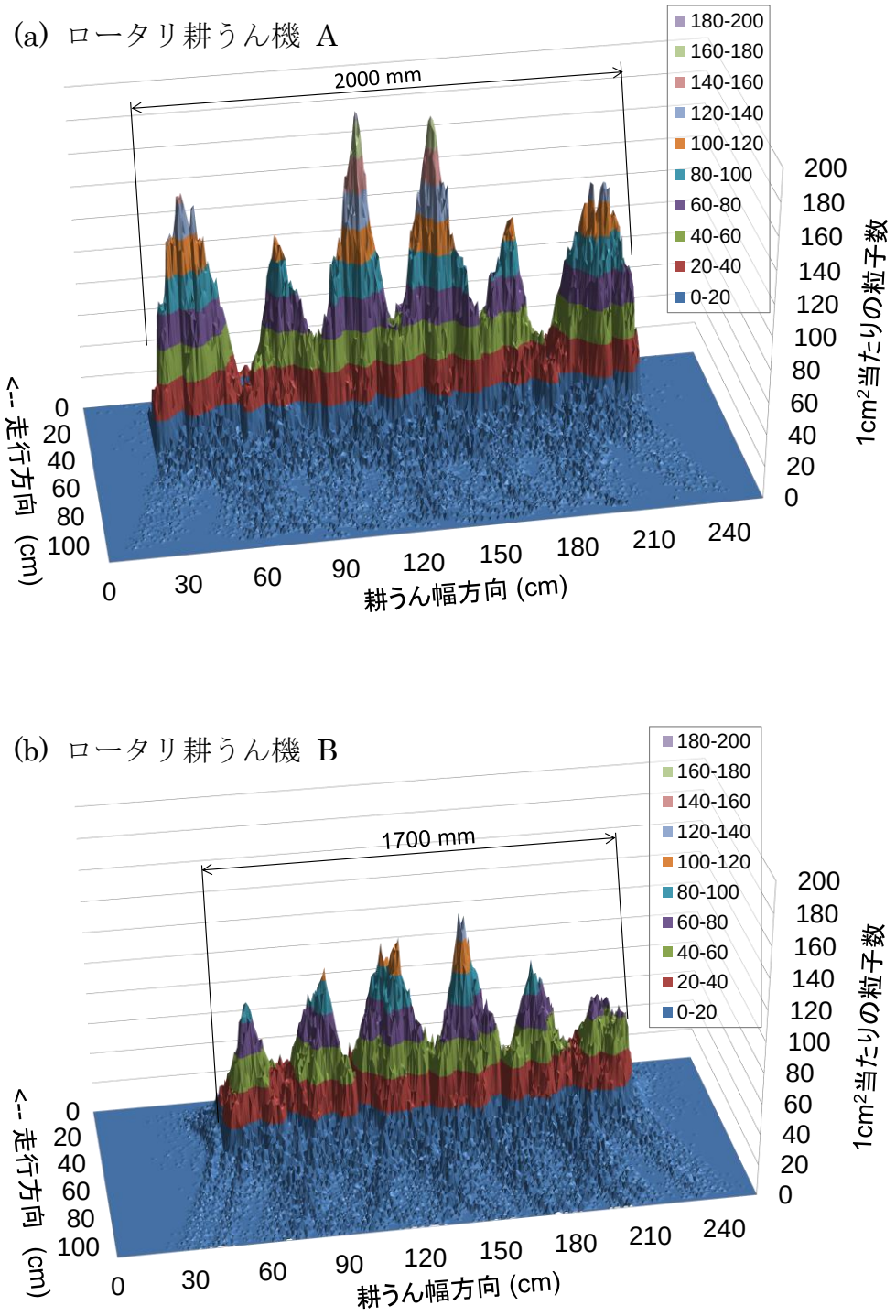


図 4-7　PTO 速度段 1, 走行速度 1.2 km/h の場合の計算された耕うん後の土粒子分布　(a) ロータリ耕うん機 A, (b) ロータリ耕うん機 B

Fig. 4-7　Simulated soil particles distribution, PTO gear 1, and traveling speed 1.2 km/h (a) tilled by rotary tiller A (b) tilled by rotary tiller B

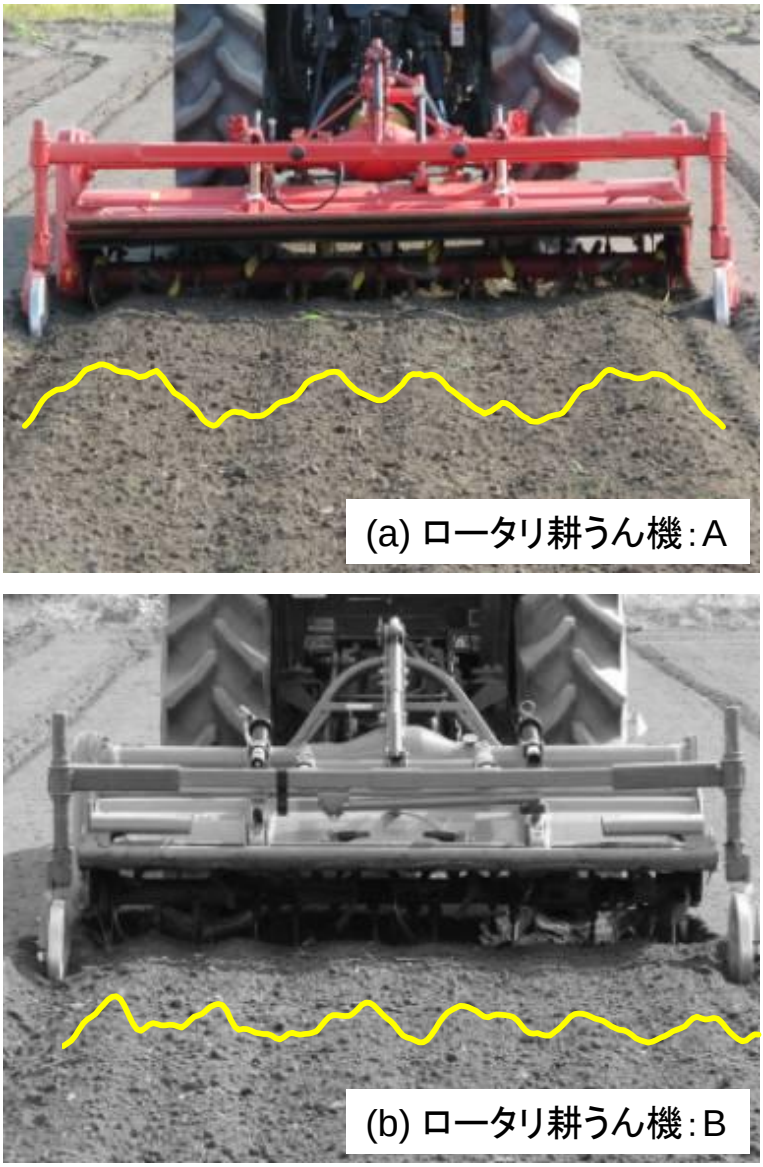


図 4-8　ロータリ耕うん機の均平性能評価試験結果 (a)ロータリ耕うん機 A, PTO 速度段 1, 走行速度 1.2 km/h の場合 (b)ロータリ耕うん機 B, PTO 速度段 1，走行速度 1.2 km/h の場合

Fig. 4-8　Results of rotary tiller leveling performance test (a) by rotary tiller A, PTO gear 1, and traveling speed 1.2 km/h, (b) by rotary tiller B, PTO gear 1, and traveling speed 1.2 km/h

モデルの予測結果の妥当性を定量的に評価するため，耕うん後の土壌の堆積高さのモデルの計算値と実測値をロータリ耕うん機の機種ごとに図 4-9 で比較した。試験条件は図 4-7 および図 4-8 と同様，PTO 速度段 1 速，走行速度 1.2 km/h である。堆積高さの実測値と計算値の比較から，ロータリ A では両端の山の幅が実測値の方が計算値よりも広く，４つの山とも見て取れるが，ロータリ A と B の両者で 6 つの小さな山が形成されており，その形状と高さが概ね似ていることが分かる。ロータリ A の場合，堆積高さの高低差の最大値は計算値が 67.2 mm，実測値が 53.8 mm であり，計算値が実測値の 124.9 %であった。ロータリ B の場合，堆積高さの高低差の最大値は計算値が 46.5 mm，実測値が 34.7 mm であり，計算値が実測値の 134.3 %であった。結果から，実測値と計算値共に，ロータリ A の耕うん後の土壌の堆積高さの高低差の最大値がロータリ B のものよりも高く，ロータリ耕うんモデルは耕うん後の土壌の堆積形状と高さを予測できる可能性が示唆された。

PTO 速度段が 2 速の場合の土壌の堆積高さをロータリ耕うん機の機種ごとに実測値と計算値で比較した結果を図 4-10 に示す。図 4-10(a)中に示すように，ロータリ A の場合，土壌の堆積高さは計算値が実測値と異なっている。これは，均平性能評価試験時にロータリ耕うん機が傾いたことが影響したものと推察した。一方，ロータリ B の場合（図 4-10(b)），堆積形状の計算値は実測値と傾向が良く似ていることが分かる。堆積高さの高低差の最大値は計算値が 31.3 mm，実測値が 26.9 mm であり，計算値が実測値の 116.7 %であった。また，ロータリ A の堆積高さはロータリ B よりも実測値と計算値共に高くなる結果を示した。この傾向は PTO 速度段 1 速の結果（図 4-9）と同様であった。

以上の結果より，本章で示した予測手法は，耕うん後の堆積形状に対する機械設計パラメータ（ロータリ耕うん機の耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状）の影響を予測できる可能性が高いことが示された。

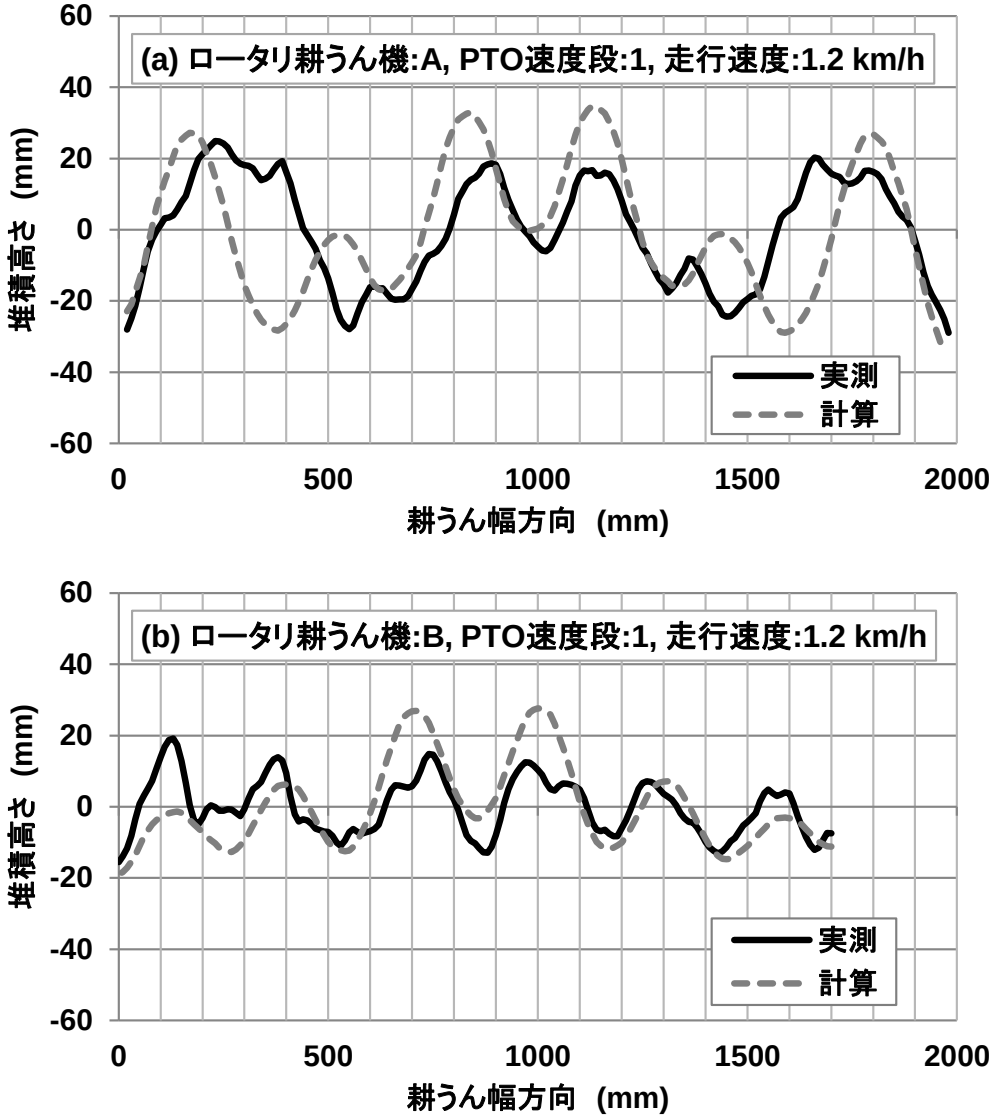


図 4-9　耕うん後の堆積高さ (a)ロータリ耕うん機 A，PTO 速度段 1，走行速度 1.2 km/h の場合 (b)ロータリ耕うん機 B，PTO 速度段 1，走行速度 1.2 km/h の場合

Fig. 4-9　Pile height of tilled soil (a) by rotary tiller A, PTO gear 1, and traveling speed 1.2km/h, (b) by rotary tiller B, PTO gear 1, and traveling speed 1.2km/h

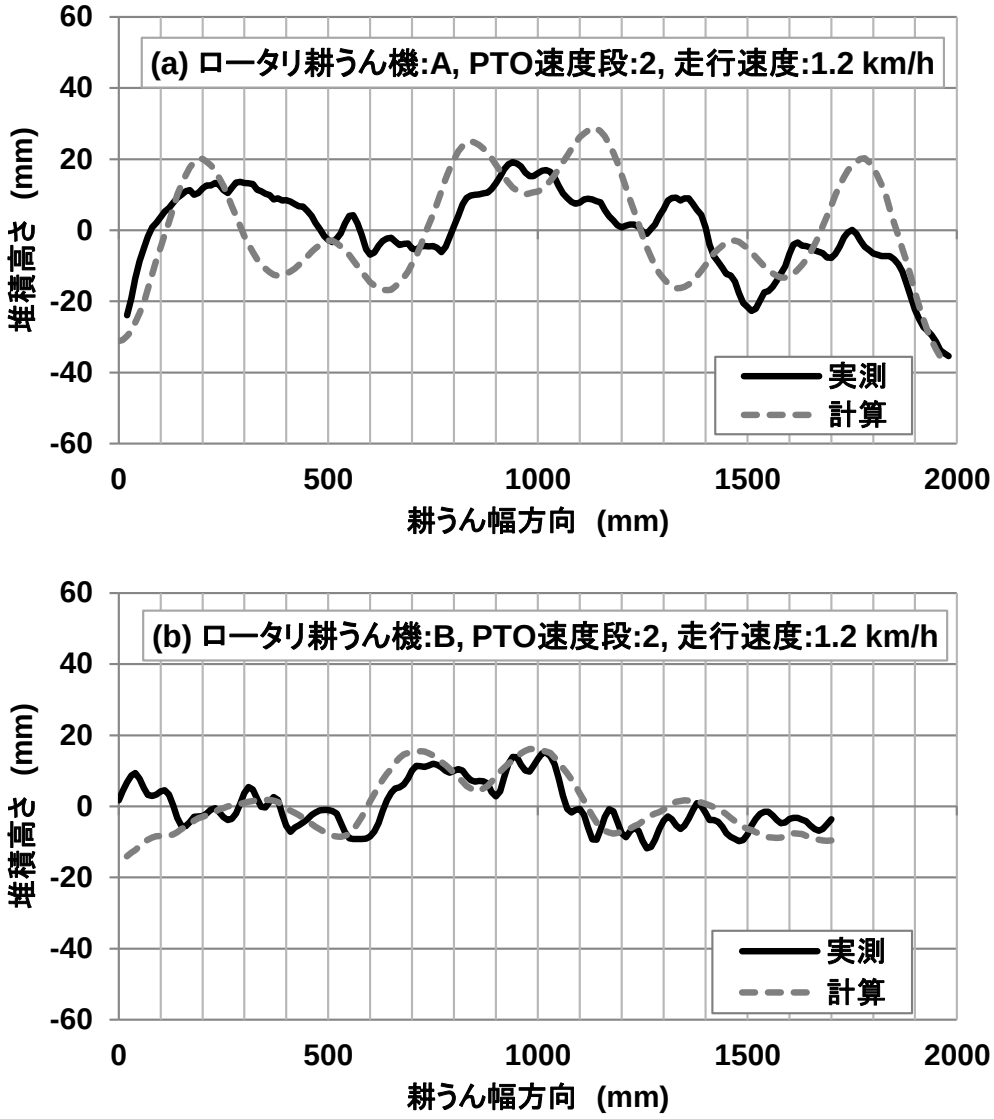


図 4-10　耕うん後の堆積高さ (a)ロータリ耕うん機 A，PTO 速度段 2，走行速度 1.2 km/h の場合 (b)ロータリ耕うん機 B，PTO 速度段 2，走行速度 1.2 km/h の場合

Fig. 4-10　Pile height of tilled soil (a) by rotary tiller A, PTO gear 2, and traveling speed 1.2km/h, (b) by rotary tiller B, PTO gear 2, and traveling speed 1.2km/h

4.3.3　土壌の堆積高さの二乗平均平方根

耕うん後の土壌の堆積高さの二乗平均平方根を計算値と実測値について，全ての試験条件で比較した結果を図 4-11 に示す。実測値と計算値の近似直線の傾きは 1.509，決定係数は 0.799 であった。堆積高さの二乗平均平方根の計算値は実測値よりも平均で 15.6 %高い値を示した。この傾向について 2 点考えられる。一つ目の理由は，ロータリ耕うんモデルで耕うんされた土粒子は地面に接触した時点で粒子の数を計上し積み重ねたため，実現象のように土粒子が崩れ安定するところまでモデルで考慮できていないためである。第二の理由として，一度耕うんされ投てきされたモデルの土粒子は空中で他の耕うん爪に再度接触しないが，実際のロータリ耕うん機の内部では，土壌は他の爪で跳ね返るためと考えられる。ロータリ耕うん後の土壌の堆積形状の予測精度を更に向上させるためには，耕うん爪による土粒子の跳ね返りを考慮したうえ，土粒子が崩れ安定するまでモデルで計算する方策が有効である。他の方策としては，ロータリ耕うん機全体をモデル化するような大規模なモデルを用いて計算する手法も考えらえる。しかし，精度向上のためモデルの規模が大きくなると，計算にかかる時間が膨大になるため，求める予測精度とかかる労力のバランスを見てモデル化手法を選択することが肝要である。

均平性能に対する機械設計パラメータと運転条件（ロータリ耕うん機，PTO 速度段，走行速度）の影響を定量評価するため，耕うん後の土壌の堆積高さの二乗平均平方根に対する各因子の分散分析を実施した。各因子の主効果を計算値と実測値で比較した結果を図 4-12 に示す。各因子の主効果は，計算値が（ロータリ耕うん機）>（PTO 速度段）>（走行速度）の順であり，実測値が（ロータリ耕うん機）>（PTO 速度段）≒（走行速度）であった。これらの結果から，計算値と実測値の両者で二乗平均平方根に対する機械設計パラメータ（ロータリ耕うん機）の影響が運転条件（PTO 速度段と走行速度）よりも大き

く，ロータリ耕うんモデルを用いてロータリ耕うん機の均平性能に対する機械設計パラメータ（耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状）の影響を設計段階で予測することが可能と言える。

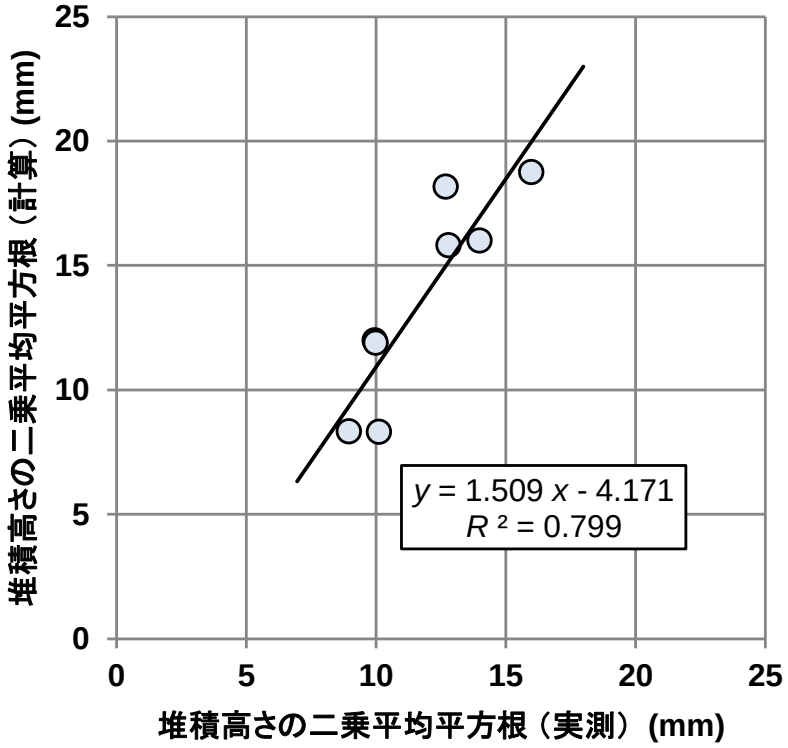


図 4-11　堆積高さの二乗平均平方根の実測値と計算値の比較

Fig. 4-11　Comparison between experimental RMS values of pile height of tilled soil and those predicted by simulation

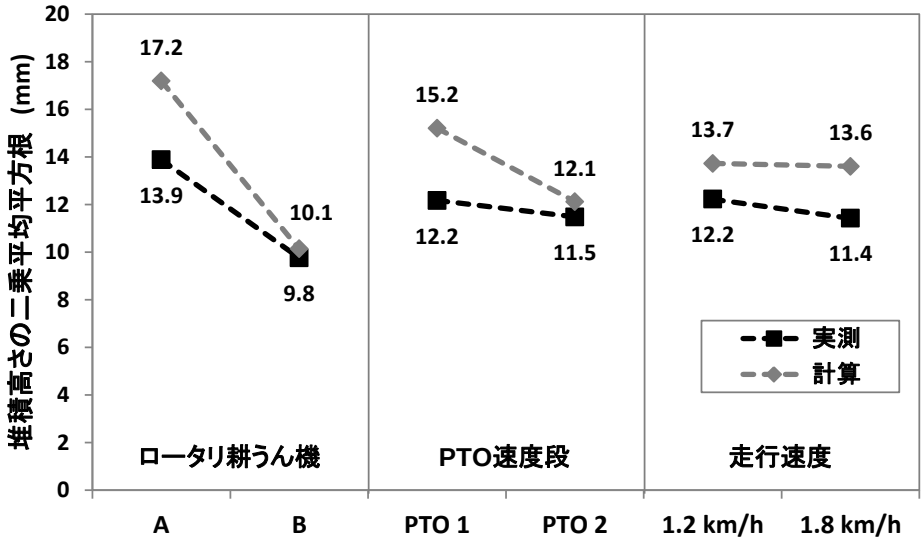


図 4-12　堆積高さの二乗平均平方根に対する主効果の実測値と計算値の比較

Fig. 4-12　Comparison between experimental main effect on RMS value of pile height of tilled soil and that of simulation

4.4　まとめ

ロータリ耕うん機の均平性能を予測し評価するため，ロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の土壌の堆積形状を予測した。機械設計パラメータの均平性能への影響を明らかにするため，仕様の異なる 2 種類のロータリ耕うん機で圃場試験を実施した。耕うん後の土壌の堆積形状をレーザ式測域センサで計測し，ロータリ耕うんモデルの計算結果と実測結果を比較し，以下の知見を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の堆積形状の山の数と高さを予測できる可能性が示された。

2)　ロータリ耕うんモデルは，耕うん後の堆積高さ，均平性に対するロータリ耕うん機の耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状などの機械設計パラメータの影響を設計段階で予測できる。

3)　堆積高さの二乗平均平方根の計算値と実測値の決定係数は 0.799 であった。

第 5 章　ロータリ耕うん機の所要動力の予測

5.1　はじめに

ロータリ耕うん機の性能には，砕土性，反転性，均平性，稲藁のすき込み性，所要動力等様々なものが挙げられるが，本章では所要動力に焦点を当てた。ロータリ耕うん機の所要動力は，土壌条件と運転条件に左右されるため，予測し評価することが非常に困難である。特に圃場試験で実機の耕うん時の動力を評価する場合，土壌条件を一定に保つことが難しく，試験の再現性を確保するのに多大な労力を要する。そこで，ロータリ耕うん機の所要動力に対する機械設計パラメータ（耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状等）および運転条件（走行速度，耕うん軸回転数等）の影響をコンピュータによるシミュレーションで予測することができれば，設計および性能評価にかかる時間と労力が大幅に低減され，非常に意義が大きい。

本章では，前章までに構築したロータリ耕うんモデルを用いて，ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件（耕うん軸回転数，走行速度）の影響を予測し，実測結果と比較検証した。

5.2　方法

5.2.1　所要動力の計測方法

(1)　トラクタ―ロータリシステム

ロータリ耕うん機の運転条件（耕うん軸回転数，走行速度）と所要動力の関係を調査するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるトラクタ―ロータリシステムを製作した（図 5-1）。供試機のトラクタ（ヤンマー，EF334J）は，定格出力 25 kW / 2700 rpm のディーゼルエンジン（ヤンマー，

3TNV88）とロータリ耕うん機（ヤンマー, ER317AF）を装備している。供試したロータリはサイドドライブ型のダウンカット方式であり,“なたづめ”と呼ばれる C 型の耕うん爪を 40 本装備している。本システムは，閉回路用の油圧ポンプ（Bosch Rexroth，A4VG56EP4D1/32L，押しのけ容積 0 ~ 56 cm^3/rev，定格圧力 40 MPa），油圧モータ（Parker，F12-60-MF-IVK-L01-S，定格容積 59.8 cm^3/rev），およびタンクを備える。

トラクタ―ロータリシステムの油圧回路を図 5-2 に示す。油圧ポンプはトラクタの PTO 軸で駆動される。電磁比例ソレノイドおよび比例弁制御用アンプ（Bosch Rexroth, URP-15W10）を用いて油圧ポンプの斜板を制御した。油の流量を調節することで，油圧モータの回転数を任意に設定できる。油圧モータはロータリ耕うん機の駆動軸に直結した。

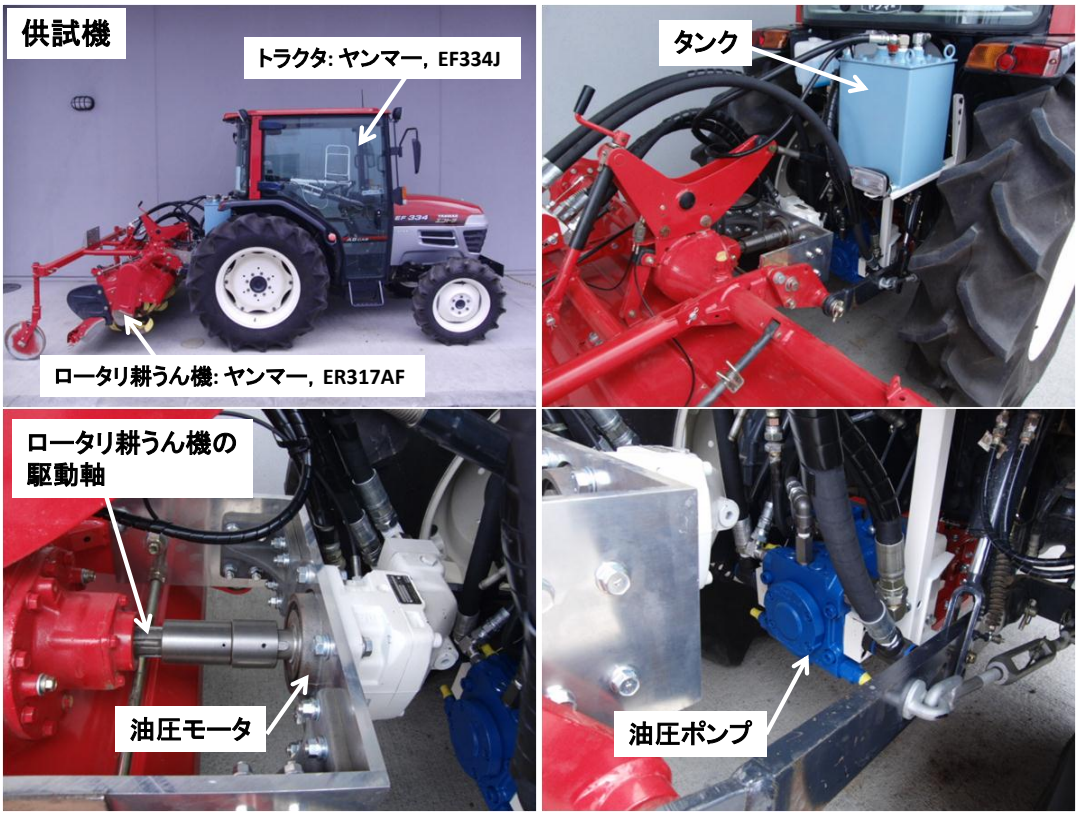


図 5-1　トラクター—ロータリシステム

Fig. 5-1　Tractor-rotary system

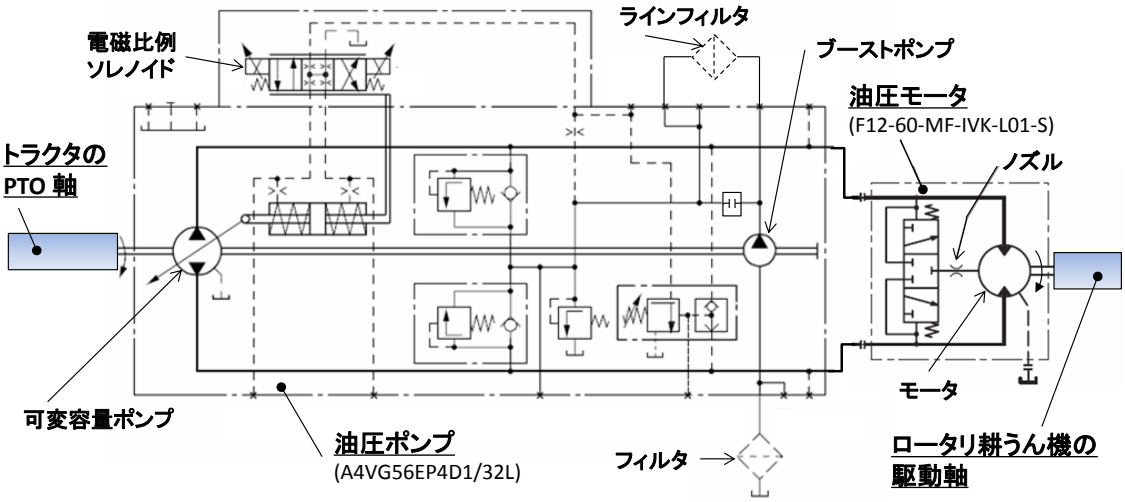


図 5-2　トラクター—ロータリシステムの油圧回路

Fig. 5-2　Closed hydraulic circuit of tractor-rotary system

計測器とロータリ耕うん機の駆動系を図 5-3 に示す。ロータリ耕うん機の駆動軸のトルクを計測するため，ひずみゲージ（共和電業，350 Ω）4 枚をドリブンシャフトに設置した。ドリブンシャフトのトルクは，軸端に設置したスリップリング（Michigan, S-6），ブリッジボックス（共和電業，DB-120T M1）および動ひずみアンプ（共和電業，CDV-700A）を介して計測した。ロータリ耕うん機の駆動軸のトルクは式(5-1)で算出した。

$$T_R = T_D / (28/13) \quad \cdots (5\text{-}1)$$

ここで，T_D（N·m)は計測されるドリブンシャフトのトルクである。28/13 は，ロータリ耕うん機の 2 つのベベルギアの歯数比である。ロータリ耕うん機の駆動軸の回転数は，油圧モータのリングギアとモータに内蔵された磁電式回転検出器を用いて検出し，ディジタル回転計（小野測器，TM-3130）で計測した。動ひずみアンプとディジタル回転計の出力は，データロガー（Keyence, NR-2000）を介して PC へ記録した。

ロータリ耕うん機の駆動系は，2 つのベベルギア，ドリブンシャフト， 2 つのスプロケットおよびドライブチェーンで構成される。ロータリ耕うん機の減速比は 1/2.937 であり，油圧モータの回転数が 540 rpm の時，耕うん軸の回転数は 184 rpm になる。

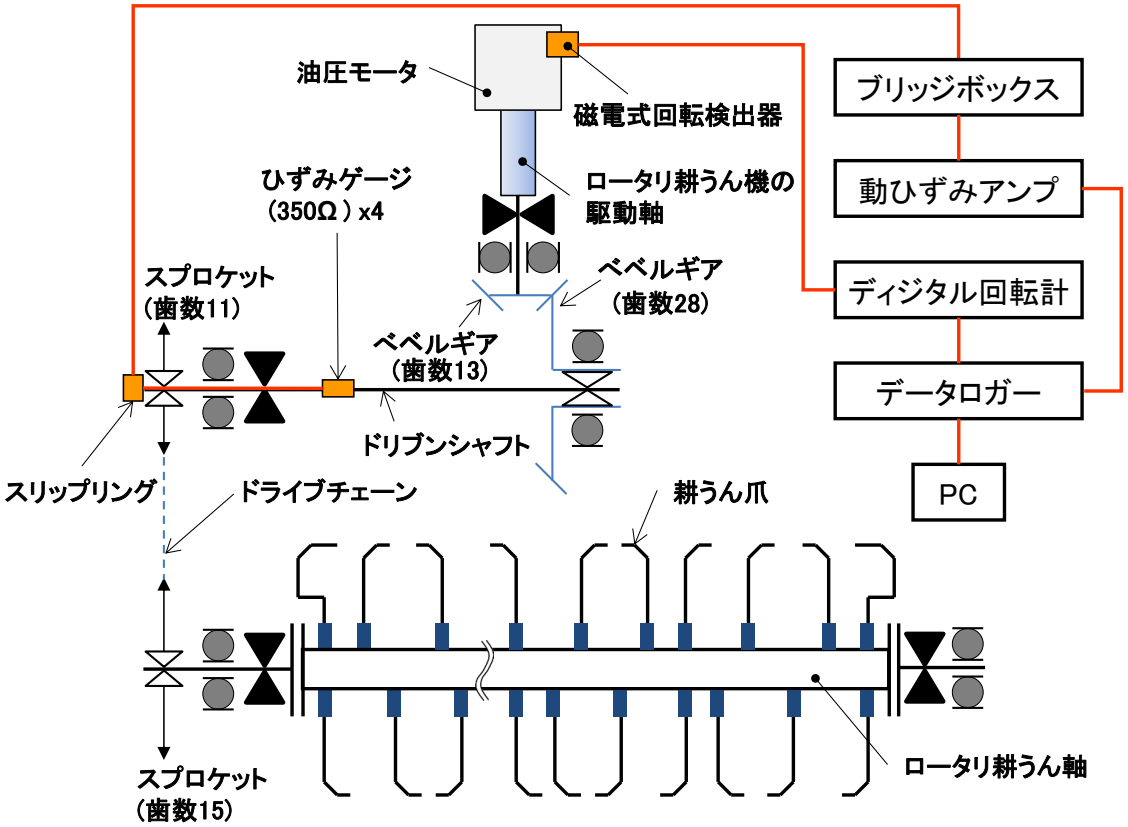


図 5-3　計測器とロータリ耕うん機の駆動系

Fig. 5-3　Measurement instrument and drive system of rotary tiller

(2)　圃場試験の方法

ロータリ耕うん機の所要動力の計測は，北海道大学農学部生物生産工学実験棟シルトローム土壌層（以下圃場）で実施した。圃場の供試土壌はシルトローム，真比重は 2.675 g/cm^3 であり，第 2 章および第 3 章の土槽と同じである。所要動力の計測試験の試験風景を図 5-4 に示す。圃場試験の土壌条件の再現性を確保するため，試験計測前にロータリ耕うん機で耕深 25 cm 程度の深さで耕した。その後，試験圃場が一定の高さになるよう，整地用排土板で圃場を平らに均した。



図 5-4　所要動力の計測試験

Fig. 5-4　Required power test of rotary tiller

土壌条件は以下の手順で記録した。土壌コーン指数は頂角 30 度，断面積 2cm^2 のコーンを装着した貫入式土壌硬度計（大起理化工業，SR-2 型）を用いて記録した。土壌の湿潤密度は容積 100 cm^3 の採土缶で採取した試料から求めた。含水比は，108 ℃，24 時間の炉乾燥法で求めた。

ロータリ耕うん機の運転条件を表 5-1 に示す。トラクタの走行速度は 0.18 m/s と 0.33 m/s の 2 条件に設定した。ロータリ耕うん機の耕うんピッチが 5 ~ 15 cm になるように，油圧モータを 300 ~ 650 rpm で駆動した。圃場試験は，走行速度 2 条件に対し，油圧モータの回転数は 6 条件ずつ，計 12 条件実施した。ロータリ耕うん機の耕深は 16 cm に設定した。

ロータリ耕うん機の耕うん軸の回転数は，駆動軸の回転数とロータリ耕うん機の減速比から式(5-2)で表される。

$$n = n_R / 2.937 \quad \cdots(5\text{-}2)$$

ロータリ耕うん機の所要動力は式(5-3)で算出される。

$$P_R = 2\pi n_R T_R / 60 / 1000 \quad \cdots(5\text{-}3)$$

表 5-1　ロータリ耕うん機の運転条件

Table 5-1　Operating condition of rotary tiller

走行速度 (m/s)	0.18	0.33
駆動軸回転数 (rpm)	300 ~ 600	400 ~ 650
耕うん軸回転数 (rpm)	102 ~ 204	136 ~ 221
耕深 (cm)	16	

5.2.2　ロータリ耕うんモデルによる所要動力の予測方法

ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件（耕うん軸回転数，走行速度）の影響を予測するため，第 2 章で構築したロータリ耕うんモデルを用いて，耕うん軸トルクを計算した。供試したロータリ耕うん機の耕うん爪は第 3 章で用いた耕うん爪 A と同じ形状であり，ロータリ耕うんモデルの耕うん爪およびモデルに適用したパラメータ（粒子の直径，密度，摩擦係数，ばね定数，減衰比，計算時間間隔）は第 3 章と同様である。圃場試験の設定耕深 16 cm と同じになるようにモデルの土槽内に高さ 17 cm まで粒子を配置した。土槽の走行速度は，0.18 m/s と 0.33 m/s の 2 条件に設定した。モデルの耕うん軸回転数は，圃場試験と同様に耕うんピッチが 5 ~ 15 cm の範囲になるように，102 ~ 221 rpm に設定した（表 5-1）。モデルの計算は圃場試験と同様に，走行速度 2 条件に対し，耕うん軸回転数は 6 条件ずつ，計 12 条件実施した。

ロータリ耕うん機の駆動軸の所要トルクの計算値は式(5-4)で算出した。

$$T_R{}' = \frac{1}{2.937}\frac{NS_{ave}}{S_{model}}T_{model} \quad \cdots(5\text{-}4)$$

ここで，N は供試ロータリ耕うん機の耕うん爪の本数 40 本である。S_{ave} はロータリ耕うん機の耕うん爪全ての切削面積の平均値，S_{model} はロータリ耕うんモデルの耕うん爪の切削面積（耕うん爪 1 本の切削面積），T_{model} はモデルで計算した耕うん軸トルクの平均値である。供試ロータリ耕うん機の耕うん爪配列の場合は，$NS_{ave}/S_{model} = 24.3$ である。ロータリ耕うんの所要動力の計算値 $P_R{}'$ (kW) は，圃場試験の実測値と同様に式(5-3)から求められる。

5.3　結果と考察

5.3.1　試験圃場の土壌条件

試験圃場の土壌条件として，土の湿潤密度と含水比を表 5-2 で比較する。圃場の含水比は 17.6 %d.b.であり，ロータリ耕うんモデルでモデル化した土壌の含水比 6.5 %d.b.より約 11%高い値を示した。一方，湿潤密度は 1.21 g/cm^3 であり，土槽の 1.42 g/cm^3 より約 0.21 g/cm^3 低い値を示した。試験圃場の深さ 25 cm までの土壌コーン指数を図 5-5 に示す。図中に第 4 章の試験圃場の土壌コーン指数も併せて示した。試験の設定耕深 16 cm までの土壌コーン指数は 300 kPa 以下と第 4 章の圃場よりも平均で約 100 kPa 低い値を示した。

表 5-2　土壌条件

Table 5-2　Soil condition

	土槽※1	圃場※2
土の真比重	2.6749	
コンシステンシー		
塑性限界	30.0 %	
液性限界	47.2 %	
土の湿潤密度	1.4184	1.2078
含水比	6.5 %d.b.	17.6 %d.b.

※1:第 2 章, 第 3 章　　※2:本章

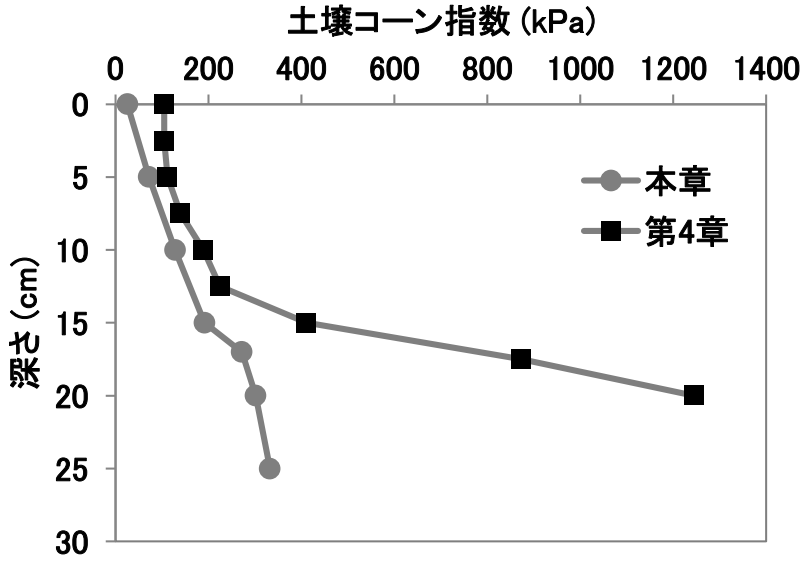


図 5-5　試験圃場の土壌コーン指数

Fig. 5-5　Soil cone index at tested field

5.3.2　所要トルクと駆動軸回転数の関係

ロータリ耕うん機の駆動軸の回転数（油圧モータ回転数に相当）と駆動軸の所要トルクの関係を図 5-6 に示す。所要トルクの計算値は，走行速度 0.18 m/s の場合，実測値の 93 ~ 108 %の範囲内にあり，ロータリ耕うんモデルを用いて ±10 %の範囲内で所要トルクを予測できることが示された。走行速度 0.33 m/s の場合は, 計算値は実測値の 122 ~ 126 %の値を示した。所要トルクに関して，走行速度 0.33 m/s の条件では，計算値と実測値の両者で 500 ~ 540 rpm の範囲に極小値が存在する可能性が示唆された。走行速度 0.18 m/s の場合には，計算値は 400 rpm 近傍，実測値は 450 rpm 近傍で極小値を示した。供試トラクタの PTO1 速の定格回転数 555 rpm よりも低い回転数で所要トルクが極小値を示した本章の結果は非常に興味深い。

今後，所要トルクからみた効率の良い PTO 軸回転数について，異なる圃場条件で追加試験を行うとともに，モデルでの予測を実施する予定である。そのためには，土壌条件（土性や含水比，土壌コーン指数など）の影響を考慮でき得るモデルの構築が急務である。

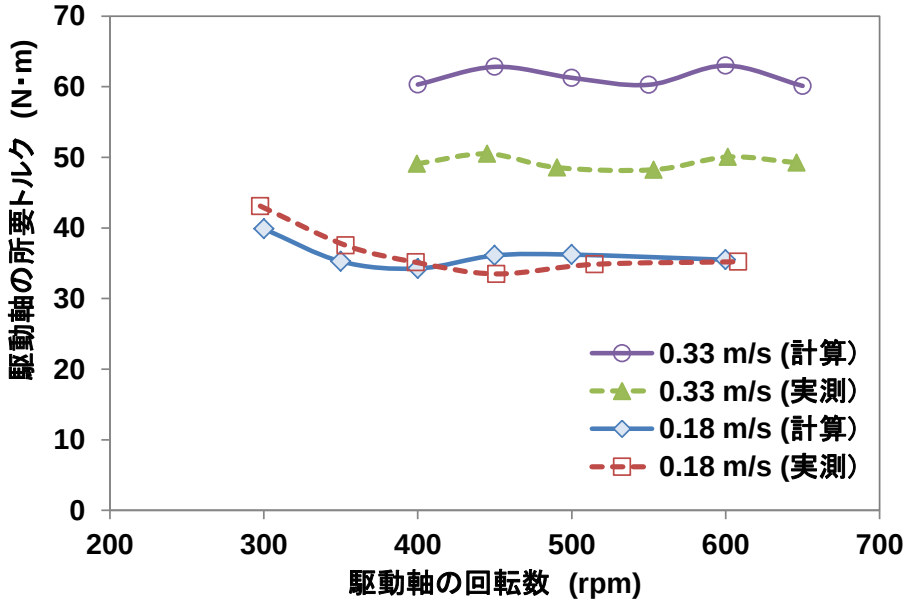


図 5-6　駆動軸の回転数と所要トルクの関係

Fig. 5-6　Relationship between required torque and rotational speed of drive shaft

5.3.2　所要動力と耕うんピッチの関係

ロータリ耕うん機の耕うんピッチと所要動力の関係を図 5-7 に示す。式(5-3)より，所要動力の計算値は所要トルクと同様，走行速度 0.18 m/s の場合は実測値の 93 ~ 108 %の範囲内にあり，走行速度 0.33 m/s の場合は実測値の 122 ~ 126 %であった。本章の試験条件の範囲内では，所要動力の計算値と実測値の両者は，耕うんピッチの増加とともに減少する傾向が確認された。耕うん爪（ナタ刃）1～3 本の土槽での実験結果（土屋他, 1962, 1963）においても，走行速度が一定の場合に耕うんピッチの増加とともに所要動力が減少する傾向が示されており，本章の結果は実現象との整合性が高いと言える。

以上の結果から，ロータリ耕うんモデルを用いて，ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の影響を予測できると結論づけられた。

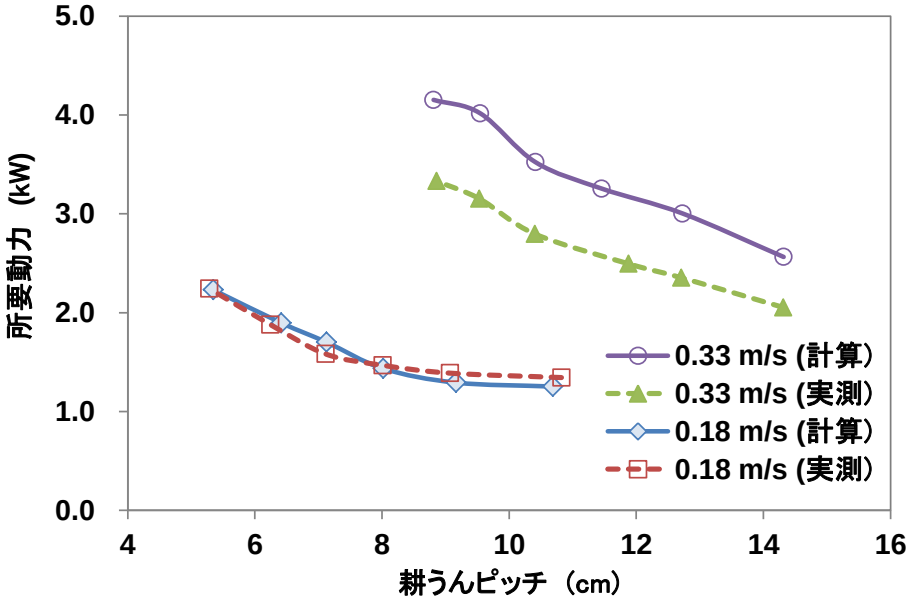


図 5-7　耕うんピッチと所要動力の関係

Fig. 5-7　Relationship between required power and tillage pitch

5.4　まとめ

ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件の影響を予測し評価するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて所要動力を計測した。ロータリ耕うんモデルを用いて予測した所要動力と所要トルクを実測結果と比較し，以下の知見を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルは，所要動力および所要トルクに対する運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の影響を予測できることが分かった。

2)　本章の試験条件の範囲内では，走行速度が一定の場合，所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少することが示された。

3)　所要動力とトルクの予測値は，実測値の 93～126%の範囲内であった。

第 6 章　ロータリ耕うん機の回転数と所要動力の関係

6.1　はじめに

農業用トラクタの PTO（Power Take-Off）の回転数は ASAE によって Type 1 の回転数は 540 rpm と規定され（ASAE standard, 2000），現在は国際規格に統一されている（ISO 500-1, 2004）。PTO の規格は 1920 年代に初めて制定され，その回転数は，当時トラクタの PTO でバインダーを駆動させようとした時，トラクタの機体重量，走行装置，エンジン特性等から PTO の回転数が 500 ~ 600 rpm の時に最も作業効率が良かったため，最終的に 540 rpm となった（Goering and Cedarquist, 2004, Quick, 2008）。1960 年代には日本でも乗用トラクタが量産され始め，PTO の回転数も ASAE の規格を踏襲し 540 rpm 前後の回転数に設定された。現在一般的に日本で量産されているトラクタは，PTO 速度段を 3 ~ 4 段備えており，様々な作業機，作業条件に対応している。

近年，農業用トラクタは高機能化が進み，日本のトラクタにおいても走行用変速機が無段化され，多種多様な作業機とその運転条件に細かく対応できるようになりつつある。ロータリ耕うん作業の場合，PTO 速度段は 1 速もしくは 2 速に固定されることが多く，走行速度を細かく調整することで，耕うんピッチを求める耕うん作業に適用させている。しかし，耕うん性能と同時に作業能率をさらに向上させるためには，PTO 回転数も細かく調整することが必要となる。

前章までに構築したロータリ耕うんモデルを用いて，設計段階でロータリ耕うん機の均平性能や所要動力を予測し評価するためには，圃場の異なる場合においても，つまり土壌条件（土性や水分，圧密状態など）が変化した場合にも対応可能なモデルが必要である。本研究で示したロータリ耕うんモデルは，ある限られた土壌条件に限定されたモデルであるが，将来このモデルを拡張する

ことで土壌条件の影響を考慮可能なものとすることが求められる。そのためには，モデル化の基礎データとして圃場条件の異なる場合のロータリ耕うん時の耕うん軸回転数と所要動力の関係を把握することは非常に重要である。

前章では，ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件の影響を予測し評価するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて所要動力を計測した。ロータリ耕うんモデルを用いて予測した所要動力と所要トルクを実測結果と比較した。結果，ロータリ耕うんモデルは，所要動力および所要トルクに対する運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の影響を予測できることが分かった。そして，走行速度が一定の場合，所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少することが示された。

本章では，第 5 章で用いた供試機を用いて，異なる圃場でロータリ耕うん機の所要動力と運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の関係を詳細に調査した。

6.2　方法

ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機（図 5-1，参照）を用いて，3 つの異なる圃場でロータリ耕うん機の所要動力に対する運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の影響を調査した。試験圃場は，北海道大学農学部生物生産工学実験棟シルトローム土壌層（圃場 A, 図 5-4, 参照），ヤンマー中央研究所圃場試験棟砂土壌層（圃場 B, 図 6-1），北海道大学農学部生物生産研究圃場（圃場 C，図 6-2）である。

圃場 A および B は共に室内土壌層であり，土壌条件の再現性を確保するため，試験計測前にロータリ耕うん機で耕深 25 cm 程度の深さで耕した。その後，試験圃場の高さを一定にするため，整地用排土板で圃場を平らに均した（図 5-4, 参照）。圃場 C は屋外の研究農場であり，試験計測前日にバーティカルハロー

で耕うんした。

土壌条件は以下の手順で記録した。土壌コーン指数は頂角 30 度, 断面積 2cm^2 のコーンを装着した貫入式土壌硬度計（大起理化工業，SR-2 型）を用いて記録した。土壌の湿潤密度は容積 100 cm^3 の採土缶で採取した試料から求めた。含水比は，108 ℃，24 時間の炉乾燥法で求めた。

ロータリ耕うん機の運転条件を表 6-1 に示す。圃場 A と B では，トラクタの走行速度は 0.18 m/s と 0.33 m/s の 2 条件に設定し，ロータリ耕うん機の耕うんピッチが 5 ~ 15 cm になるように, 油圧モータを 300 ~ 700 rpm で駆動した。圃場 C では，トラクタの走行速度は 0.14 m/s, 0.18 m/s, 0.25 m/s, 0.33 m/s の 4 条件に設定し，ロータリ耕うん機の耕うんピッチが 3 ~ 15 cm になるよう，油圧モータを 400 ~ 650 rpm で駆動した。ロータリ耕うん機の耕深は全ての圃場で 16 cm に設定した。

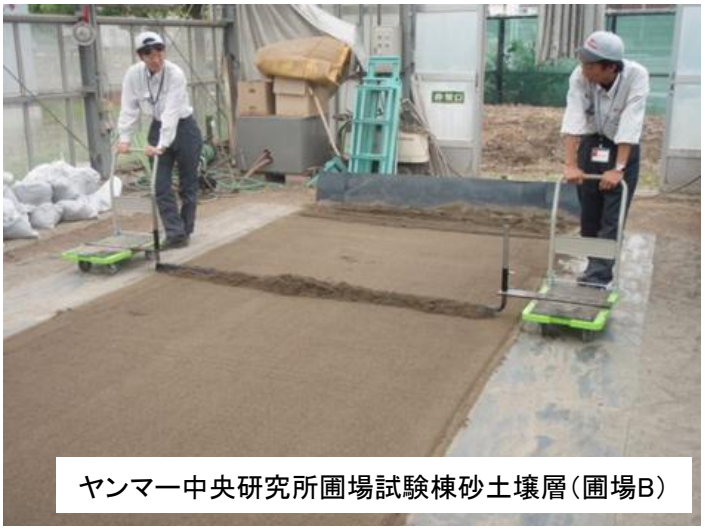


図 6-1　圃場 B（ヤンマー中央研究所圃場試験棟砂土壌層）

Fig. 6-1　Tested field B (Yanmar Co. Ltd., R&D Center, Indoor Field)



図 6-2　圃場 C（北海道大学農学部生物生産研究農場）

Fig. 6-2　Tested field C (Hokkaido university farm)

表 6-1　ロータリ耕うん機の運転条件

Table 6-1　Operating condition of rotary tiller

	圃場 A, B	圃場 C
駆動軸回転数（rpm）	300 ~ 700	400 ~ 650
走行速度（m/s）	0.18, 0.33	0.14, 0.18, 0.25, 0.32
耕深（cm）	16	

6.3　結果と考察

6.3.1　試験圃場の土壌条件

試験圃場の土壌条件として土性，含水比および土壌コーン指数を表 6-2 および図 6-3 に示す。土壌コーン指数は圃場 C が最も高く，圃場 B が最も低い値を示した。これは，土性，含水比および試験前の耕うん条件に因るものである。

表 6-2　試験圃場の土性，含水比および土壌コーン指数

Table 6-2　Soil type, moisture content and cone index of tested fields

	圃場 A	圃場 B	圃場 C
土性	シルトローム	砂土	埴壌土
含水比（% d.b.）	17.5 ~ 17.7	2.39 ~ 2.79	30.7 ~ 31.7
土壌コーン指数（kPa）	26 ~ 332	53 ~ 219	67 ~ 682

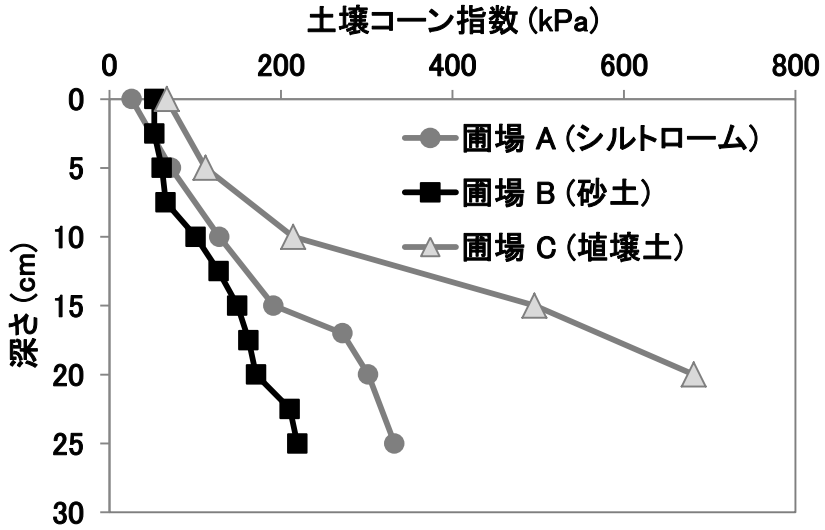


図 6-3　試験圃場の土壌コーン指数

Fig. 6-3　Soil cone index of tested fields

6.3.2　所要トルクと駆動軸回転数の関係

ロータリ耕うん機の駆動軸の所要トルクと回転数の関係を図 6-4 と図 6-5 に示す。図 6-4 は圃場 A と B の結果であり，図 6-5 は圃場 C の結果である。所要トルクは圃場ごと走行速度ごとに示した。結果から，圃場 C の所要トルクが最も大きく，圃場 B のトルクが最も小さい値であることが分かる。これは，試験圃場の土壌コーン指数が圃場 C で最も大きく，圃場 B で最も小さい値であっ

たこと（図 6-3，参照）と整合性が取れた結果と言える。

圃場 A と B の結果（図 6-4）から，本章の試験条件の範囲では，所要トルクは駆動軸の回転数が 500 ~ 520 rpm の時に最小値をとる傾向が観察された。なお，前章の結果（図 5-6，参照）は，本章の圃場 A の結果の一部である。ロータリの耕うん軸の回転数は供試機の設定減速比に応じて当然変化するが，駆動軸の回転数が供試機の PTO 速度段 1 速の設定回転数 555 rpm よりも低い回転数で最少となった本章の結果は非常に興味深い。圃場 C（図 6-5）においては，走行速度 0.32 m/s の条件では圃場 A および B と同様，駆動軸の回転数が 500 ~ 520 rpm の時に最小値を示した。しかし，その他の走行速度の条件（0.14 m/s，0.18 m/s，0.25 m/s）では明確に最小値をとる駆動軸の回転数は確認できなかった。これは，圃場 C のみ屋外の圃場であったため，圃場の高さを均一に平らに均すことができなかったことが影響したものと推察した。また，試験前の耕うんをロータリ耕うん機では無くバーティカルハローで実施したため，圃場の硬さに不均一が生じていたことも一因であると推察できる。

本章の駆動軸トルクの回転数と所要トルクの関係は，概ね前章の結果と同様の傾向を示しており，本研究で構築したロータリ耕うんモデルを用いて所要トルクを予測できる可能性が高いことが示された。圃場条件（土性，含水比，土壌コーン指数等）の影響を考慮できるモデルの構築が今後求められる。将来，ロータリ耕うんモデルで土壌条件の影響を考慮するためには，モデルのパラメータ値である比重，ばね定数，減衰比，摩擦係数など（第 2 章，参照）を，それぞれの圃場の土壌条件に適用できるよう調節することが必要である。本節の結果を表現し得るモデルへ拡張することが喫緊の課題である。

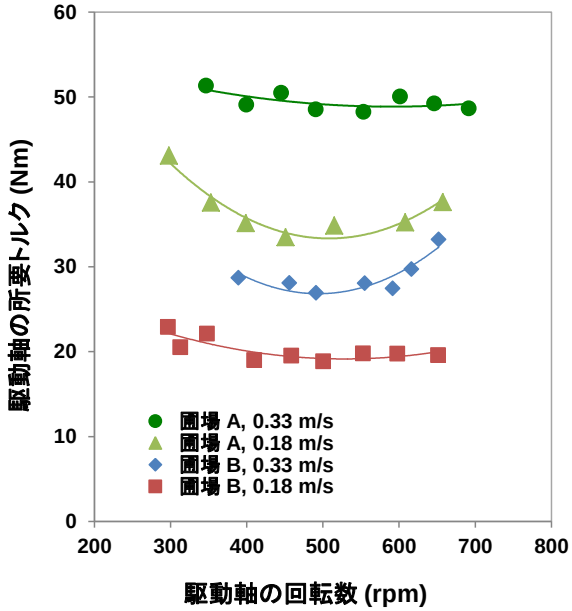


図 6-4　圃場 A と B における駆動軸の回転数と所要トルクの関係

Fig. 6-4　Relationship between rotational speed and required torque of rotary tiller drive shaft on fields A and B

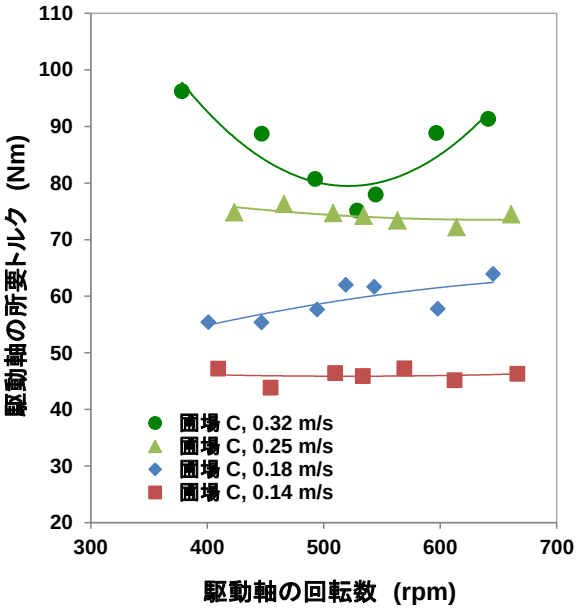


図 6-5　圃場 C における駆動軸の回転数と所要トルクの関係

Fig. 6-5　Relationship between rotational speed and required torque of rotary tiller drive shaft on field C

6.3.3　所要動力と耕うんピッチの関係

耕うんピッチと所要動力の関係を図 6-6 と図 6-7 に示す。図 6-6 は圃場 A と B の結果であり，図 6-7 は圃場 C の結果である。前章と同様に所要動力は式(5-3)で求めた。駆動軸の所要トルクと同様に，所要動力は圃場ごと走行速度ごとに示した。図中，耕うんピッチの 2 次関数で近似した曲線を併せて示した。圃場 A と B の場合，所要動力の近似曲線の決定係数は 0.951 以上と高い値を示した（図 6-6)。圃場 C の場合，走行速度 0.32 m/s の条件を除けば，所要動力の近似曲線の決定係数は 0.961 以上と極めて高い値となった。走行速度 0.32 m/s の条件の決定係数が他の走行速度の条件よりも低くなった要因は，駆動軸トルクの結果と同様（図 6-5，参照)，圃場 C が屋外の農場であり，圃場高さおよび土壌条件の不均一が影響したものと考えられる。

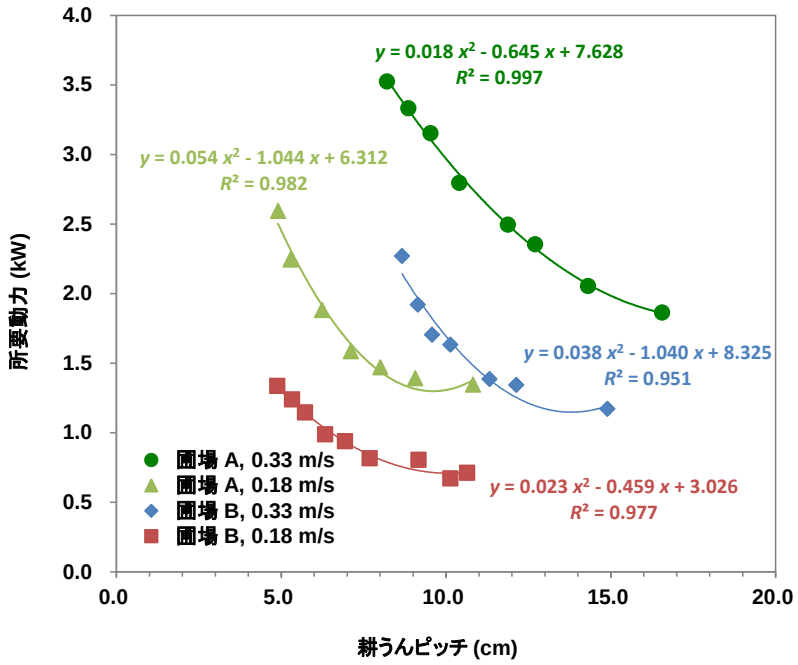


図 6-6　圃場 A と B における耕うんピッチと所要動力の関係

Fig. 6-6　Relationship between required power and tillage pitch on fields A and B

以上の結果より，ロータリ耕うんの所要動力は耕うんピッチの 2 乗と総じて相関が高い結果となったことから，ロータリ耕うん機の所要動力は，耕うんピッチの影響を受けることが明確に示された。

圃場 C の走行速度 4 条件の結果から，所要動力は走行速度が速くなるとともに増加した（図 6-7）。これは，ロータリ耕うん機の所要動力が運転条件（走行速度と駆動軸回転数）の影響を受けたことを表している。図 6-8 にロータリ耕うんの所要動力と運転条件の影響の概念図を示す。ロータリは耕うん時，走行速度が一定の場合には，駆動軸の回転数（トラクタの PTO 軸の回転数に相当）の増加とともに所要動力は増大する。つまり，所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少することになる。一方，駆動軸の回転数が一定の場合には，走行速度の増加とともに所要動力が増大する。言い換えると，所要動力は耕うんピッチに比例すると言える。

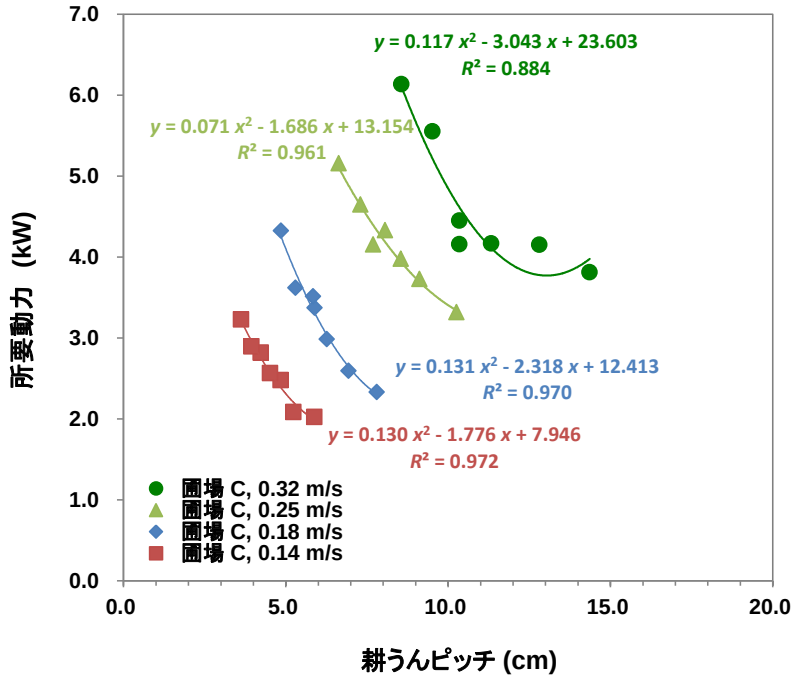


図 6-7　圃場 C における耕うんピッチと所要動力の関係

Fig. 6-7 Relationship between required power and tillage pitch on field C

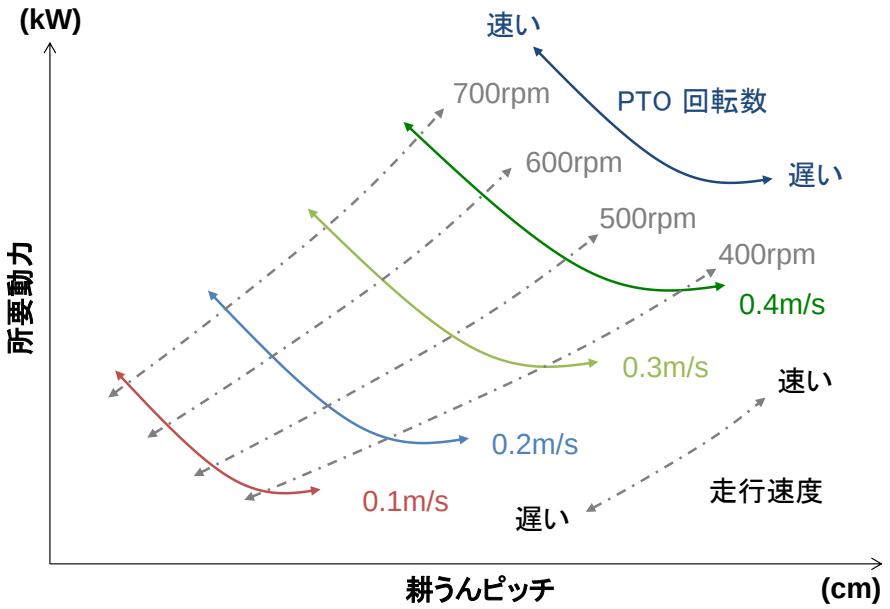


図 6-8　ロータリ耕うんの所要動力の概念図

Fig. 6-8　Schematic of required power in rotary tilling

6.3.4　単位面積当たりの所要エネルギーと耕うんピッチの関係

単位面積（10a）当たりのロータリ耕うんの所要エネルギーと耕うんピッチの関係を図 6-9 に示す。なお，10a 当たりのロータリ耕うんの所要エネルギーは式（6-1）を用いて算出した。

$$W = 1000/1.7/v \times P_R \quad \cdots(6\text{-}1)$$

ここで，1.7 の値は供試ロータリ耕うん機の耕うん幅（m）である。v（m/s）はロータリ耕うん機の走行速度，P_R（kW)はロータリの所要動力である。

結果から，図 6-6 および図 6-7 の所要動力と耕うんピッチの関係と同様に，単位面積当たりの所要エネルギーは，走行速度が一定の場合には耕うんピッチに反比例することが分かる。しかし，走行速度と単位面積当たりの所要エネルギーの関係は，所要動力と耕うんピッチの関係とは傾向が異なる。単位面積当たりの所要エネルギーは走行速度が増加するとともに減少する傾向を示した。

耕うんピッチが同じ場合（例えば耕うんピッチが 10cm の場合），圃場 A および B の条件で見ると，車速が遅い条件（0.18 m/s）の単位面積当たりの所要エネルギーは，車速が早い条件（0.33 m/s）よりも小さい。この傾向は圃場 C でも同様である。これは耕うんピッチが同じでも，車速が早い場合と遅い場合でロータリ内部に滞留する土の量が異なることが一因である可能性がある。もう一つの理由は，耕うんピッチが同じ場合，車速が早い条件では耕うん軸回転数が大きいため，単位面積当たりの所要エネルギーが大きくなったと推察できる。これら考察の検証のために実機でロータリ内部の土の挙動を観察するのは困難であり，今後，本論文で構築したロータリ耕うんモデルを大規模なモデルへ拡張し，ロータリの内部の土の滞留を詳細に観察することで検証したい。

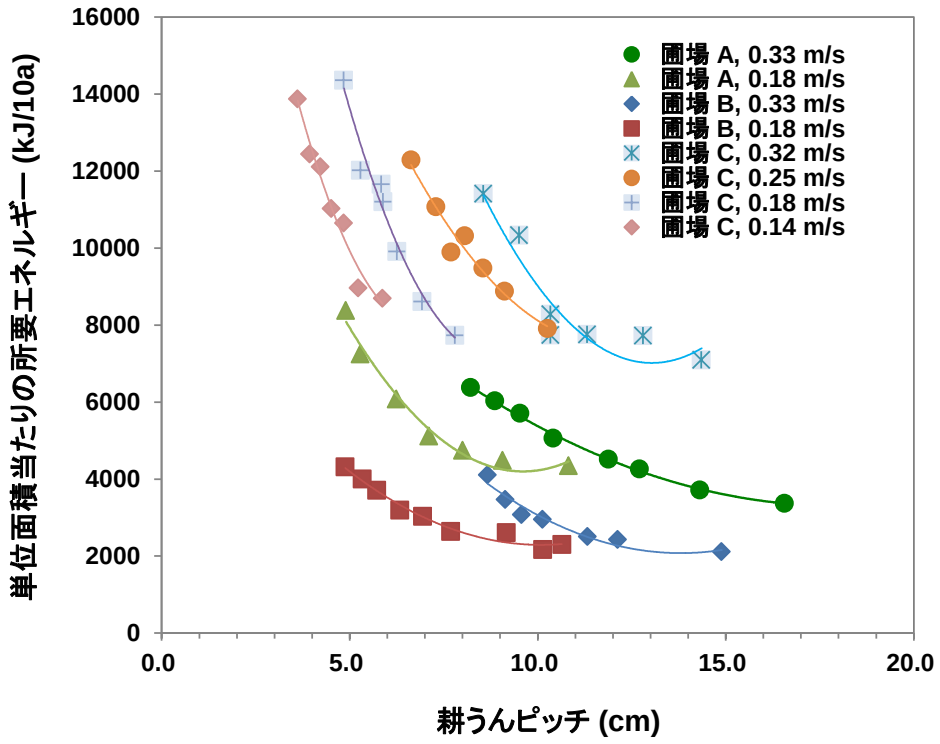


図 6-9　耕うんピッチと単位面積当たりの所要エネルギーの関係

Fig. 6-9　Relationship between required energy per unit area and tillage pitch in rotary tilling

単位面積当たり所要エネルギーと運転条件（走行速度，PTO 回転数，耕うんピッチ）の関係の概念図を図 6-10 に示す。トラクタの PTO 回転数が一定の場合には，ロータリの単位面積当たりの所要エネルギーは走行速度の増加とともに減少する。言い換えると，ロータリの単位面積当たりの所要エネルギーは耕うんピッチが大きくなるほど減少すると言える。トラクタの走行速度が一定の場合にも，単位面積当たりの所要エネルギーは，耕うんピッチの増加とともに減少することが分かる。結果から，より省動力なロータリ耕うん作業を実現するためには，求める耕うん性能（耕うんピッチに相当）に対して，PTO 回転数が低い運転条件で作業を行う方が有利であることが分かる。ただし，トラクタの PTO 速度段は有段であり，運転条件に細かく対応し，かつ，作業能率の向上と省エネルギー化を同時に実現するためには，PTO 回転数の無段変速化等のトラクタの高機能化，もしくはロータリ耕うん機側での無段変速化等の技術が求められる。

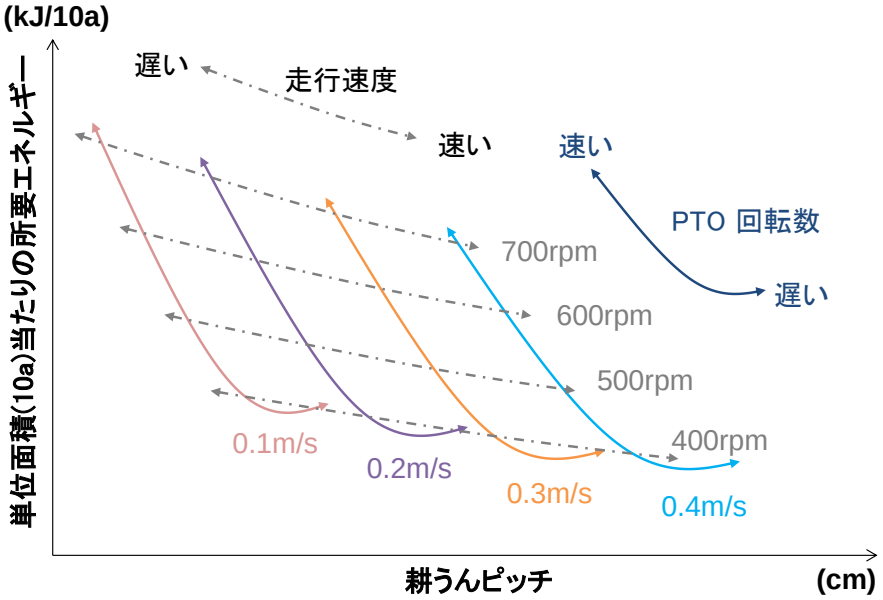


図 6-10　単位面積当たりのロータリ耕うんの所要エネルギーの概念図

Fig. 6-10　Schematic of required energy per unit area in rotary tilling

本研究で構築したロータリ耕うんモデルを，将来，土壌条件の影響を考慮可能なものへ拡張した暁には，本章で計測したロータリ耕うん機の回転数と所要動力の結果を基に,モデルの検証を詳細に実施可能と言える。耕うん軸回転数，走行速度，および耕うんピッチの耕うん軸トルクと所要動力への影響をモデルで予測することができれば，ロータリ耕うん機のみならず，トラクタの設計にも幅広く展開できる可能性があり意義が大きい。

6.4　まとめ

ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件の影響を詳細に調査するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて異なる 3 つの圃場で所要動力を計測した。所要動力および単位面積当たりの所要エネルギーと運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の関係を明らかにし，以下の知見を得た。

1)　本章の試験条件の範囲内においては,ロータリ耕うん機の所要トルクは,駆動軸回転数が 500 ～ 520 rpm の範囲の時に最小値となる可能性が示唆された。

2)　ロータリ耕うん機の所要動力は，耕うんピッチの 2 次関数で近似すると相関が高く,その決定係数は,圃場 C の走行速度 0.32m/s の条件を除き,0.951 以上と極めて高い相関を示した。

3)　トラクタの PTO 回転数が一定の場合には，ロータリ耕うん機の所要動力は耕うんピッチの増加とともに大きくなる。

4)　トラクタの走行速度が一定の場合には，ロータリ耕うん機の所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少する。

5)　トラクタの PTO 回転数が一定の場合には，ロータリ耕うん機の単位面積当たりの所要エネルギーは走行速度の増加とともに減少する。

第 7 章　摘要

ロータリ耕うん機の性能には，砕土性，反転性，均平性，稲藁のすき込み性，所要動力等様々なものがある。これらの性能は主に土壌条件・運転条件・機械設計パラメータの 3 つの因子の影響を受ける。土壌条件とは，土性や水分，土塊の粒度分布，圧密状態等である。運転条件とは，耕うん軸の回転方向や回転数，トラクタの走行速度，耕深，耕うんピッチ等である。機械設計パラメータとは，ロータリ耕うん爪の形状，ロータリ耕うん爪の配列パターン等である。これら様々な因子の影響をコンピュータによるシミュレーションで予測できれば,開発期間の短縮と同時にロータリ耕うん機の更なる高性能化が期待される。本研究の最終的な目標は，ロータリ耕うん時の土の挙動を詳細に解析し，耕うん後の仕上がりや所要動力を設計段階で予測することである。

第 2 章では，個別要素法（DEM）を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化する方法およびそのモデルに用いるパラメータの決定方法について検討した。高速度カメラによるロータリ耕うんの土の投てき状態の観察と，ロータリ耕うん軸トルクの計測を行い，構築したモデルの妥当性を検証した。

第 3 章では，構築したロータリ耕うんモデルを用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪の土の投てき状態と耕うん軸トルクを予測し，実測結果との整合性を確認した。運転条件（耕深，耕うん軸回転数）の耕うん軸トルクへの影響についても，ロータリ耕うんモデルの予測結果と実測結果を比較検証した。

第 4 章では，ロータリ耕うんモデルを用いてロータリ耕うん機の土壌の堆積形状を予測した。圃場試験で実機の土壌の堆積形状を計測し，モデルの予測結果と比較検証を行い，ロータリ耕うん機の均平性能の予測および評価を構築したロータリ耕うんモデルで実施可能かどうかを確認した。

第 5 章では，ロータリ耕うんモデルを用いてロータリ耕うん機の所要動力に対する運転条件（耕うんピッチ，耕うん軸回転数，走行速度）の影響を予測した。ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて所要動力を計測し，モデルの予測結果を実測結果と比較検証した。

最後に，第 6 章では，ロータリ耕うん機の所要動力に対する運転条件（耕うんピッチ，耕うん軸回転数，走行速度）の影響を確認するため，土壌条件の異なる 3 つの圃場で所要動力を計測し，ロータリ耕うん機の運転条件と所要動力の関係を明らかにした。

研究結果は，以下のようにまとめられた。

（1）ロータリ耕うんモデル（第 2 章）

ロータリ耕うんの投てき現象と所要動力を予測し評価するため，DEM を用いて土とロータリ耕うん爪をモデル化した。このロータリ耕うんモデルに用いるパラメータ値は，崩落試験・落下堆積試験・抵抗棒試験の 3 つの土壌試験結果から決定した。ロータリ耕うん試験で実測した土粒子の存在範囲の面積と重心位置および耕うん軸トルクからモデルの妥当性を検証し，以下の結論を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルの粒子の存在範囲および重心位置は，実測値の 92%～104%の範囲にあり，ロータリ耕うんモデルで土の投てき状態を予測できる可能性が高いことが示された。

2)　ロータリ耕うんモデルで計算した耕うん軸トルクは，実測値の 83%～110%であった。

以上より，提案したモデルでロータリ耕うんを予測できると結論づけられた

（2）爪形状の土の投てきと耕うん軸トルクへの影響（第 3 章）

ロータリ耕うん爪形状の土の投てき現象および所要動力への影響を予測し評

価するため，第 2 章で構築したロータリ耕うんモデルを用いて，形状の異なる 2 種類の耕うん爪で土の投てきと耕うん軸トルクを予測した。ロータリ耕うん試験で実測した土粒子の速度分布および耕うん軸トルクからモデルの妥当性を検証し，以下の結論を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルは，ロータリ耕うん時の土粒子の速度分布を高い精度で予測できることが分かった。速度分布の近似直線の決定係数は 2 種類のロータリ耕うん爪の両者で 0.821 以上であった。

2)　土粒子の速度分布の近似直線の傾きは 2 種類のロータリ耕うん爪の両者で概ね 1.0 であったことから，耕うん爪形状の土の投てきに対する影響を，ロータリ耕うんモデルで予測できる可能性が高いことが示された。

3)　ロータリ耕うんモデルで予測した耕うん軸トルクは，実測値の 81.9 %～113 %の範囲内であった。

4)　ロータリ耕うん爪形状，耕深，耕うん軸回転数の耕うん軸トルクに対する影響を予測できることが示された。分散比 F_0 の計算値と実測値の決定係数は 0.994 であった。

以上より，ロータリ耕うんモデルを用いて，ロータリ耕うんへの耕うん爪形状の影響を予測できると結論づけられた。

（3）ロータリ耕うん機の均平性能の予測と評価（第 4 章）

ロータリ耕うん機の均平性能を予測し評価するため，ロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の土壌の堆積形状を予測した。機械設計パラメータの均平性能への影響を明らかにするため，仕様の異なる 2 種類のロータリ耕うん機で圃場試験を実施した。耕うん後の土壌の堆積形状をレーザ式測域センサで計測し，ロータリ耕うんモデルの計算結果と実測結果を比較し，以下の知見を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルを用いて耕うん後の堆積形状の山の数と高さを予

測できる可能性が示された。

2)　ロータリ耕うんモデルは，耕うん後の堆積高さ，均平性に対するロータリ耕うん機の耕うん幅，耕うん爪配列，耕うん爪形状などの機械設計パラメータの影響を設計段階で予測できる。

3)　堆積高さの二乗平均平方根の計算値と実測値の決定係数は 0.799 であった。

(4) ロータリ耕うん機の所要動力の予測（第 5 章）

ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件の影響を予測し評価するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて所要動力を計測した。ロータリ耕うんモデルを用いて予測した所要動力と所要トルクを実測結果と比較し，以下の知見を得た。

1)　ロータリ耕うんモデルは，所要動力および所要トルクに対する運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の影響を予測できることが分かった。

2)　第 5 章の試験条件の範囲内では，走行速度が一定の場合，所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少することが示された。

3)　所要動力とトルクの予測値は，実測値の 93～126%の範囲内であった。

(5) ロータリ耕うん機の回転数と所要動力の関係（第 6 章）

ロータリ耕うんの所要動力に対する運転条件の影響を詳細に調査するため，ロータリ耕うん機の駆動回転数を任意に選択できるよう改造した供試機を用いて異なる 3 つの圃場で所要動力を計測した。所要動力および単位面積当たりの所要エネルギーと運転条件（走行速度，耕うん軸回転数および耕うんピッチ）の関係を明らかにし，以下の知見を得た。

1)　第 6 章の試験条件の範囲内においては，ロータリ耕うん機の所要トルクは，駆動軸回転数が 500 ～ 520 rpm の範囲の時に最小値となる可能性が示唆された。

2)　ロータリ耕うん機の所要動力は，耕うんピッチの 2 次関数で近似すると相関が高く，その決定係数は，圃場 C の走行速度 0.32m/s の条件を除き，0.951 以上と極めて高い相関を示した。

3)　トラクタの PTO 回転数が一定の場合には，ロータリ耕うん機の所要動力は耕うんピッチの増加とともに大きくなる。

4)　トラクタの走行速度が一定の場合には，ロータリ耕うん機の所要動力は耕うんピッチの増加とともに減少する。

5)　トラクタの PTO 回転数が一定の場合には，ロータリ耕うん機の単位面積当たりの所要エネルギーは走行速度の増加とともに減少する。

（6）総括と今後の展望

本論文では，個別要素法（DEM）を用いて，ロータリ耕うんの投てき現象と所要動力を予測可能なロータリ耕うんモデルを構築した。このモデルは，爪形状の土の投てきと耕うん軸トルクへの影響を予測できることを示した。構築したモデルを用いて，ロータリ耕うん機の均平性能と所要動力に対する機械設計パラメータおよび運転条件の影響を予測し評価できることを示した。本論文で構築したロータリ耕うんモデルは，ロータリ耕うん機の設計開発に適用できる可能性が高く，精度も十分と判断したが，モデル化の対象土壌は乾燥したシルトロームであり，土壌条件が限定されている。

残された課題は，土壌条件の影響を考慮可能なモデルの構築である。ロータリ耕うん機は様々な土壌条件で使用されるため，開発の現場では，試作した機械を様々な圃場で性能を確認するための試験が実施されている。そのため，製

品開発にかかる時間と労力が非常に大きく，モデルで土壌条件の影響を高い精度で予測・評価できれば，その意義は非常に大きい。

今後は，土性が粘土質（埴土や埴壌土等）の場合へモデルを拡張し適用することが急務である。第 6 章で 3 つの異なる圃場で計測した所要トルクと所要動力をモデル検証用のデータとして活用することで，土壌条件の影響を検討可能なモデルを構築する。更に，粘土質のモデルが構築できれば，ロータリ耕うん機の反転性・砕土性など，他の耕うん性能の評価にも繋がる技術となり得る。技術的に高いハードルではあるが，DEM の計算手法の汎用性・適用性の高さから十分可能であると考える。

References

ASAE standard, 2000. Front and Rear Power Take-off for Agricultural Tractors, ASAE S203.13 DEC99.

Chertkiattipol, S., Niyamapa, T., 2010. Variations of torque and specific tilling energy for different rotary blades. International Agricultural Engineering Journal, 19(3), 1-14

陳　鵬, 坂井　純, 野口良造, 1991a. ロータリ耕うん軸の最適設計理論及びエキスパート CAD システムの研究（第 3 報）. 農業機械学会誌, 53(2), 53-61.

陳　鵬, 坂井　純, 野口良造, 1991b. ロータリ耕うん軸の最適設計理論及びエキスパート CAD システムの研究（第 4 報）. 農業機械学会誌, 53(3), 35-45.

Coetzee, C. J., Els, D. N. J., Dymond, G. F., 2010. Discrete element parameter calibration and the modeling of dragline bucket filling. Journal of Terramechanics, 47(1), 33-44.

Cundall, P. A., Strack, O. D. L., 1979. A discrete numerical model for granular assemblies. Geotechnique, 29(1), 47-65.

Gill, W. R., Vanden Berg, G. E., 1968. Soil Dynamics in Tillage and Traction. Agricultural Handbook No.316, Agricultural Research Service, U. S. Department of Agriculture, Washington, D.C.

Goering, C., Cedarquist S., 2004. Why 540? ASABE Resource, October, 29.

後藤仁志, 原田英治, 坂井哲郎, 2001. 個別要素法に基づく移動床シミュレータのモデル定数の最適化. 土木学会論文集, 691 号 II(57), 159-164.

後藤隆志他, 2004a. 高速耕うんロータリの開発（第 1 報）. 農業機械学会誌, 66(3), 111-120.

後藤隆志他, 2004b. 高速耕うんロータリの開発（第 2 報）. 農業機械学会誌, 66(4), 102-110.

後藤隆志他, 2004c. 高速耕うんロータリの開発（第 3 報）. 農業機械学会誌, 66(4), 111-120.

後藤隆志他, 2004d. 高速耕うんロータリの開発（第 4 報）. 農業機械学会誌, 66(4), 121-131.

橋口公一, 坂井　純, 山中捷一郎, 岩崎浩一, 1985. ロータリ耕うん抵抗 6 分力の測定用耕うん軸の試作およびトルク波形の解析. 農業機械学会誌, 47(3), 311-320.

Hendrick, J. G., Gill, W. R., 1971a. Rotary tiller design parameters, I. Transactions of the ASAE, 14(4), 669-674, 683.

Hendrick, J. G., Gill, W. R., 1971b. Rotary tiller design parameters, II. Transactions of the ASAE, 14(4), 675-678.

Hendrick, J. G., Gill, W. R., 1971c. Rotary tiller design parameters, III. Transactions of the ASAE, 14(4), 679-683.

Hendrick, J. G., Gill, W. R., 1974. Rotary tiller design parameters, IV. Transactions of the ASAE, 17(1), 4-7.

Hendrick, J. G., Gill, W. R., 1978. Rotary tiller design parameters, V. Transactions of the ASAE, 21(4), 658-660.

Horner, D. A., Peters, J. F., Carrillo, A., 2001. Large scale discrete element modeling of vehicle-soil interaction. Journal of Engineering Mechanics, 127(10), 1027-1032.

ISO 500-1, 2004. Agricultural tractors -- Rear-mounted power take-off types 1, 2 and 3 -- Part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone.

可視化情報学会, 2002. PIV ハンドブック. 森北出版, 63-75.

片岡　崇, 小野寺一宏, 渋沢　栄, 太田義信, 1997a. アップカットロータリ耕うんの土塊投てき性（第 1 報）. 農業機械学会誌, 59(5), 13-19.

片岡　崇, 小野寺一宏, 渋沢　栄, 太田義信, 1997b. アップカットロータリ耕うんの土塊投てき性（第 2 報）. 農業機械学会誌, 59(6), 29-34.

片岡　崇, 渋沢　栄, 小野寺一宏, 太田義信, 1998. アップカットロータリ耕うんの土塊投てき性（第 3 報）. 農業機械学会誌, 60(5), 11-18.

片岡　崇, 2000. 高速回転切削過程における形成土塊の運動学的考察. 北海道大学大学院農学研究科邦文紀要, 第 23 巻, 第 1 号, 1-59.

片岡　崇, 2002. 耕うん・整地. 農業機械化研修テキスト・6　全国農業機械化研修連絡協議会 編, 社団法人日本農業機械化協会, 53-75.

加納伸也 他, 2003. 個別要素法によるテラメカシミュレーション. Komatsu Technical Report, Vol. 49, No. 151.

川村　登, 1979. 耕うんづめの JIS の規格制定の経過について. 農業機械学会誌, 41(1), 119-123.

武藤真一, 渋谷俊英, 2012. 個別要素法（DEM）を用いた作業機性能可視化技術の確立. Komatsu Technical Report, Vol. 58, No. 165.

中嶋　洋, 2006. 離散要素法による土と車輪の相互作用の解析. 農業機械学会誌, 68(4), 9-12.

Nakashima, H., et al, 2010. Discrete element method analysis of single wheel performance for a small lunar rover on sloped terrain. Journal of Terramechanics, 47(5), 307-321.

小野京右, 1999a. メカトロニクス時代の機械力学. 培風館, 134-168.

小野京右, 1999b. メカトロニクス時代の機械力学. 培風館, 236-255.

小野寺一宏 他, 1997. 深耕ロータリ耕うんの土壌移動特性（第 1 報）. 農業機

械学会東北支部報, No.44, 7-12.

小野寺一宏, 片岡　崇, 広間達夫, 太田義信, 1998a. 深耕ロータリ耕うんの土壌移動特性（第 2 報）. 農業機械学会東北支部報, No.45, 35-40.

小野寺一宏, 片岡　崇, 太田義信, 広間達夫, 1998b. 深耕アップカットロータリ耕うんの土壌かく拌性（第 1 報）. 農業機械学会誌, 60(4), 3-11.

小野寺一宏, 片岡　崇, 太田義信, 広間達夫, 渋沢　栄, 1999. 深耕アップカットロータリ耕うんの土壌かく拌性（第 2 報）. 農業機械学会誌, 61(3), 95-103.

小野寺一宏, 1999. 深耕アップカットロータリ耕うんの土壌かく拌性に関する研究. 岩手大学大学院連合農学研究科 生物資源科学専攻 博士論文.

大倉陽一, 2004. 崩壊の流動化機構ならびに到達距離予測に関する研究. 森林総合研究所研究報告, 第 3 巻 2 号 (通巻 391 号), 109-164.

Quick, G., 2008. Spinning an historical yarn about power-take-off shafts. Australian Grain, March-April, 36-37.

坂井　純, 1962. ロータリ式動力耕うん機の構造性能に関する理論的考察とその応用. 農業機械学会九州支部&新農林社資料室, 97-127.

Sakai, J., 1999. Two-Wheel Tractor Engineering for Asian Wet Land Farming. Shin-norinsha Co., Ltd., Tokyo, Japan.

坂井　純, 柴田安雄, 田口知男, 1976. トラクタ用ロータリ耕なた刃の刃縁曲線の設計について. 農業機械学会誌, 38(2), 183-190.

坂井　純, 柴田安雄, 1977a. トラクタ用ロータリ耕なた刃先端わん曲部のすくい面設計について. 農業機械学会誌, 39(1), 11-20.

坂井　純, 柴田安雄, 1977b. ロータリ耕トラクタのフィードバック動力と閉ループ的動力伝達について. 農業機械学会誌, 39(3), 287-297.

坂井　純, 柴田安雄, 1978. トラクタ用ロータリ耕なた刃の配列設計理論. 農

業機械学会誌, 40(1), 29-40.

坂井　純, 鄒　誠, 1987a. ロータリ耕トラクタのフィードバック動力と閉ループ的動力伝達について（第 2 報）. 農業機械学会誌, 49(1, 2), 109-116.

坂井　純, 鄒　誠, 1987b. ロータリ耕トラクタのフィードバック動力と閉ループ的動力伝達について（第 3 報）. 農業機械学会誌, 49(3), 189-195.

坂井　純, 鄒　誠, 1988. ロータリ耕トラクタのフィードバック動力と閉ループ的動力伝達について（第 4 報）. 農業機械学会誌, 50(1), 19-26.

坂井　純, 陳　鵬, 山中捷一郎, 1990a. ロータリ耕うん軸の最適設計理論及びエキスパート CAD システムの研究（第 1 報）. 農業機械学会誌, 52(2), 19-26.

坂井　純, 陳　鵬, 山中捷一郎, 1990a. ロータリ耕うん軸の最適設計理論及びエキスパート CAD システムの研究（第 2 報）. 農業機械学会誌, 52(4), 45-52.

佐藤彩佳, 2008. 耕うん時のロータリ耕うんづめの変形挙動に関する研究. 北海道大学大学院農学院　環境資源学専攻　修士論文.

佐藤彩佳, 片岡　崇, 岡本博史, 2009a. 耕うん時のロータリ耕うんづめの変形（第 1 報）. 農業機械学会誌, 71(6), 79-84.

佐藤彩佳, 片岡　崇, 岡本博史, 2009b. 耕うん時のロータリ耕うんづめの変形（第 2 報）. 農業機械学会誌, 71(6), 85-89.

佐藤　英, 加納純也, 齋藤文良, 2007.遊星ミル内媒体運動の DEM シミュレーションによる摩耗粉発生の解析. 紛体工学会誌, 44(3), 186-190.

Shimizu, Y., Cundall, P. A., 2001. Three-dimensional DEM simulations of bulk handling by screw conveyors. Journal of Engineering Mechanics ASCE, 127(9), 864-872.

Shmulevich, I., 2010. State of the art modeling of soil-tillage interaction

using discrete element method. Soil and Tillage Research, 111(1), 41-53.

鈴田裕一郎, 加納純也, 齋藤文良, 2007. DEM シミュレーションによる遊星ミリングにおける消費電力の推算と粉砕速度定数の相関. 紛体工学会誌, 44(3), 180-185.

Tanaka, H., et al, 2005. Effect of design parameters of vibrating wide subsoiler on its performance simulated by the Distinct Element Method. Proc. of the 15th Int. Conf. of ISTVS, 5A-10.

田中宏明, 2006. 振動式サブソイラによる土層破壊の個別要素法(DEM)シミュレーション. 農業機械学会誌, 68(4), 13-17.

田中敏嗣, 2013. 粉粒体流動化挙動の数値シミュレーション. 油空圧技術, 646, 52(3), 34-39.

土屋功位, 穂波信雄, 1962. ロータリ式の耕耘動力軽減に関する研究（第 1 報）. 農業機械学会誌, 24(4), 207-214.

土屋功位, 穂波信雄, 1963. ロータリ式の耕耘動力軽減に関する研究（第 2 報）. 農業機械学会誌, 25(3), 155-160.

Tsuji, T., et al, 2012. 3-D DEM simulation of cohesive soil-pushing behavior by bulldozer blade. Journal of Terramechanics, 49(1), 37-47.

鷲野公彰, 許　志宏, 川口寿裕, 辻　裕, 2007. 流動層の DEM 計算における相似則モデル. 紛体工学会誌, 44(3), 198-205.

Summary

Analysis of Dynamic Phenomenon in Rotary Tilling

The rotary tiller performance is affected by various factors. First contributor is the soil condition such as the soil type, soil moisture, soil compaction, and the clod size distribution. Second contributor is the operating condition such as the tillage depth, tillage pitch, and the tillage axle rotating speed. The last is the mechanical specification such as the blade shape, the blade location arrangement etc. Therefore, it is very complicated to evaluate the performance of the rotary tillage. Hence, it is necessary to make conditions simple as possible in order to evaluate the performance.

The objectives of this thesis were to develop a model of analysis to predict the rotary tillage performance before designing the rotary tiller. In case we can predict the performance of the rotary tillage by simulation, a lot of time will be saved with significant improvements of rotary tillers.

Results of this research were summarized as follows.

1. Develop a rotary tillage model: Modeling of soil throw and required torque during rotary tilling (Chapter 2)

The objective of this research was to develop a model of analysis for predicting the phenomenon of soil throw and the required power in rotary tilling. In this chapter, the method for modeling of the dynamics between

soil and a rotary tilling blade based on the discrete element method (DEM), as well as the identification method of DEM simulation parameters, was examined. In order to verify the accuracy of the model, soil thrown by the rotary blade was observed using a high-speed camera system, and the required torque of the rotary axle was measured. The results showed that this model was able to predict the area of soil throw and the location of the center-of-gravity within the range of 92 % to 104 %, and predict the required torque within 83 % to 110 %.

2. Influence of rotary blade shape on soil throw and required torque (Chapter 3)

The rotary tillage model developed through DEM capable of predicting the phenomenon of soil throw and the power required in rotary tilling. In this chapter, this model was used to estimate soil throw and axle torque in rotary tilling with two different shapes of rotary blades. A comparison of the experimental measurements and those predicted by the model revealed that this model was quite accurate in predicting the distribution velocity of soil particles. In addition, the model proved capable of predicting the rotary axle torque within a range of 81.9 % to 113 %.

3. Prediction and evaluation for leveling performance in rotary tillers (Chapter 4)

The rotary tillage model, which can predict the phenomenon of soil throw and required power in rotary tilling, was constructed around DEM in the previous chapters. In this chapter, pile shapes of soil tilled by two types of rotary tillers were estimated using the rotary tillage model. A comparison between the simulated and the experimental results indicated that the

model was able to predict the pile shape of tilled soil. Additionally, the model was able to estimate the influence of mechanical specifications (rotary tiller width, rotary tiller blades arrangement and blade shape) on the root-mean-square (RMS) value of pile height distribution after tillage. The determination coefficient of the RMS value was 0.799.

4. Prediction for required power in rotary tiller (Chapter 5)

The developed rotary tillage model designed through DEM could predict the influence of the rotary blade shape and the rotational speed of the rotary axle in addition to the tillage depth on the rotary axle torque in the previous chapters. In this chapter, the influence of operating conditions (rotational speed of the drive shaft, traveling speed) on the required power and torque of the rotary tiller was estimated using the rotary tillage model. A comparison between the simulation and the experimental results indicated that the model was able to predict the influence of operating conditions on the required power and torque in rotary tilling. The predictions of the required power and torque using the model were registered within the range of 93 % to 126 % of the actual values.

5. Studies on relationship between required power and PTO speed in rotary tiller (Chapter 6)

The influence of the PTO speed on the required power and torque of the rotary tiller was investigated. The test results clarified the relationship between the required power and traveling speed and PTO speed. The results of these field tests showed that the drive shaft torque of the rotary

tiller was most minimal, when its rotational speed was 500 to 520 rpm in the case of these test conditions. In addition, they showed that the required power of the rotary tiller was inversely proportional to the tillage pitch at same traveling speed.

謝辞

本研究は北海道大学大学院農学院共生基盤学専攻博士後期課程の論文研究として行われました。本研究を進めるにあたって，多くの方々の御支援，御指導を賜りました。特に本研究を進め論文をまとめるに際し，終始多大な御教示，御指導を賜りました北海道大学農学研究院片岡崇准教授に対しまして，深甚たる感謝の意を表します。

本研究を進めるにあたり共に実験を行い，有益な御意見を賜るとともに，多大な御協力を頂きましたヤンマー株式会社農機事業本部主幹技師久保孝之氏，ヤンマー株式会社中央研究所研究センター主幹研究員丹生秀和氏に対しまして心より御礼申し上げます。

本研究を進めるにあたり研究の初期段階よりその方向性および意義について適切な御指導，御鞭撻を頂きましたヤンマー株式会社中央研究所テクニカルサポートセンター部長坂本佳三氏，農機事業本部開発統括部主席技師大髭正敏氏，ヤンマー株式会社専務取締役苅田広氏，農機事業本部開発統括部技監・部長大久保稔氏および中央研究所所長川建治氏に対しまして心より御礼申し上げます。

研究に御協力頂きましたヤンマー株式会社中央研究所の各位および北海道大学農学院作物生産システム工学研究室の皆様に対しまして御礼申し上げます。

最後に，今日まで私を支えて下さった全ての友人と家族に感謝申し上げます。

2014 年 8 月 1 日

ヤンマー株式会社中央研究所

研究センター

平澤　一暁