ホウレンソウ自動収穫装置における土の移動を考慮した根切り刃の経路設計

藤澤 彰宏^{*1}, 千田 有一^{*2}

Path planning of the root-cutting blade for the automatic spinach harvester in consideration of movement of soil

Akihiro FUJISAWA^{*1} and Yuichi CHIDA^{*2}^{*1} Interdisciplinary Graduate School of Science and Technology, Shinshu University
4-17-1 Wakasato, Nagano 380-8553, Japan^{*2} Faculty of Engineering, Shinshu University
4-17-1 Wakasato, Nagano 380-8553, Japan

Received: 5 October 2016; Revised: 29 March 2017; Accepted: 14 May 2017

Abstract

This paper describes about path planning for a root-cutting blade of an automatic spinach harvester. Automatic harvesters for spinach have not been widely used among farmers because mechanical harvesting easily spells bruises to stems and leaves. We have been developing the harvester which successfully harvests spinach without bruising stems and leaves. The path which blade moves in soil is very important in order to attain desired performance and to reduce the amount of soil which is pushed by the blade is the most meaningful factor for successful execution. In this paper, first, we discuss about a method to reduce the amount of soil and proposed a constraint equation for the method. Next, an appropriate path of the blade of the harvester is proposed by using the equation. The effectiveness of the proposed path is verified by numerical simulations based on the Discrete Element Method (DEM).

Key words : Agriculture robot, Automatic harvester, Discrete Element Method (DEM), Path planning

1. 緒 論

生食用ホウレンソウは主として手作業で収穫されており、その場合の収穫・調製作業時間は全作業時間の84%を占めるため(長野県農業経営指標, 2014)機械による自動化が望まれている。そのため、さまざまなホウレンソウ収穫機が開発されており(小林, 1998)(吉田他, 2000)(西澤, 2012)(平野他, 2013)(千田, 2015)(ひらかさねと, 2015), とくに平野他(2013), 千田(2015)による収穫装置は把持や挟み込みを伴わない収穫方法であるために、ホウレンソウの葉や茎を傷つけずに収穫できる特徴をもつ。その収穫装置では根切り刃を土中に侵入させ、クローラーによって前進しながらその推力によって根切り刃でホウレンソウの根を押し切り、根切り刃後方の適切な位置に配置したベルトコンベアによって回収する収穫方法を用いている。しかしながら、この収穫方法では土中に侵入している根切り刃によって押しのけられた土が前方のホウレンソウに覆いかぶさり、収穫に悪影響を及ぼす場合がある。そのため、土中進行させる根切り刃経路が非常に重要となる。そこで、藤澤他(2015)は土中を移動する根切り刃が土に与える影響に着目して解析し、回収の成功率を向上させるには土中を推移する根切り刃が押しのける土の量を低減することが重要であることを定量的に示すとともに、適切な根切り刃経路を指摘した。このような、根切り刃を例とする剛体と土との相互作用を考慮した経路設計についてはいくつ

Fig. 1 Developed automatic spinach harvester.

Fig. 2 Overview of the harvester.

かの先行研究が存在する．たとえば Jaroslaw 他 (2008) はショベルカーにおけるバケットの経路最適化について議論している．また，吉田他 (2012a) (2012b) は個別要素法を用いたショベルカーのバケットの経路に対する反力の検証とバケットの経路生成を，Lui 他 (2014) は月面上の細かい砂礫であるレゴリスのロボットアームとバケットによるサンプリングについてバケット経路を生成し，個別要素法を用いて解析している．ほかにも，酒井 (1992) は耕うん時の土中深くの土を破碎する振動式サブソイラの経路によるけん引抵抗の違いをシミュレーションと実験により検証しており，皿田他 (2000) はホイールローダーのバケットによる土砂のすくい取り作業を効率化するために反力を考慮したバケットの経路生成を，張他 (2001) はホイールローダーの知能化のためにファジイ推論を用いてバケットのすくい取り動作の経路生成をしている．しかしながら，これらの先行研究は深層の土を表層へかきあげるような土の大変位を対象とした経路設計や検証であるために，ハウレンソウの根切り時に発生する微小な土の移動を対象とした経路設計は議論されていない．一方で，山口他 (2016) は，藤澤他 (2015) の知見に基づき，根切り刃の姿勢を考慮した根切り刃運動をさせることで，土中を推移する根切り刃によって押しのけられる土の量の低減化を図っている．具体的には，根切り刃の向きを常に自身が移動する方向へ向け続けるように根切り刃運動を拘束することで，根切り刃により押しのけられる土の量を低減化した根切り刃経路を提案している．しかしながら，山口他 (2016) における機構動作の拘束は幾何学的考察に基づいて十分条件を導出しているものの，機構動作の拘束の必要十分条件は明確になっていない．そこで本論文では，土の微小挙動に着目した考察に基づき，根切り刃の土中進行に伴って押しのけられる土の量を低減する根切り刃経路を設計する．根切り刃が押しのける土の量を低減化することは，ハウレンソウ自動収穫において有利となる (藤澤他，2015)．具体的には，山口他 (2016) と同様に根切り刃の移動方向と根切り刃の姿勢に着目し，千田 (2015) の根切り刃経路を改良する観点に立って新たな根切り刃経路を提案する．その際，代数的考察から機構動作の拘束に対する必要十分条件を導出する．また，提案した根切り刃経路が，藤澤他 (2015) における土の微小挙動の観点から収穫に有利な経路となっていることを個別要素法によって検証する．

2. 問題設定

2.1 対象とする収穫装置

本論文では千田 (2015) によって開発されたハウレンソウ収穫装置を対象として議論する．図 1 に開発された収穫装置を，図 2 に収穫装置の模式図を示す．対象とする収穫装置は，クローラー，アーム角度制御機構，アーム長制御機構，根切り刃，ベルトコンベアによって構成される．クローラ上部に本体を設置し，前方部にアーム角度制御機構，アーム長制御機構が取り付けられている．アームには根切り刃が直角に固定されており，アームを軸 R を中心に回転させることで根切り刃の角度を変えることができる．よって，根切り刃の角度はアームの回転角 $\theta(t)$ と同一と考えることができる．一方，アーム長 $l(t)$ を変えることで根切り刃の鉛直方向位置を可変とする構造となっている．根切り刃後方にベルトコンベアが設置されており，根切り後のハウレンソウを回収できる構成としている．本論文では根切り刃の動作に着目するので，コンベアの動作については省略する．収穫では，クローラーを一定速度 v_c で進行させることで，根切り刃を一定速度で進行させる．根切り刃の動作を考えるために $x-y$ 座標系を考え，クローラーの進行方向を x の正方向，鉛直上向きを y とする．なお，クローラーが進行する地面は水平であるものとして考える．また，地表面位置は $y = 0$ [m] である．

Fig. 3 Procedure of automatic harvesting. First, the crawler moves forward by constant speed (step 1). Next, roots of spinach are cut in soil by the root-cutting blade in front of the harvester (step 2). Root-cut spinach are carried by the conveyor (step 3).

Fig. 4 Parameters and axis for generating harvesting motion.

Table 1 Parameters for harvester motion.

(x, y)	Position of the root-cutting blade	[mm]
(x_0, y_0)	Initial position of rotational center, R , of the arm	(0, 485) [mm]
θ_0	Center angle of the conventional path	5 [deg]
α	Amplitude of $\theta(t)$	5 [deg]
f	Frequency of $\theta(t)$	0.35 [Hz]
L_c	Arm length in the conventional path	508 [mm]
v_c	Velocity of the crawler	60 [mm/s]

図3に収穫手順の模式図を示す。収穫では、クローラーを一定速度 v_c で進行させることで、根切り刃を一定速度で進行させる (step 1)。よって、根切りはクローラーの推進力を用いて押し切りされる。その際、根切り刃の角度を地表面下向きとすると、 $-y$ 方向の力が根切り刃に作用するため、土中に侵入させることができる (畠山他, 2015)。根切り刃を土中で進行させることでハウレンソウの根を切る (step 2)。その後、後段のベルトコンベアで根切り後のハウレンソウを回収搬送する (step 3)。ハウレンソウは約 5 [mm] 以上の根を残す必要があるため、根切り刃は一定深さを保つ必要がある。そのため、地表面位置を変位センサで検知し、アーム長制御機構によってアーム長 $l(t)$ を追従制御させることで、地表面の凹凸や土中の障害物の影響を抑制している (畠山他, 2016)。また、自動収穫を実現するためには根切り刃の経路が非常に重要である。自動収穫に効果的な根切り刃経路は、アーム角度制御機構によってアームの角度 $\theta(t)$ を正弦波運動させると同時に、クローラーを一定速度で進行させることで実現している (藤澤他, 2015)。このように、対象とする収穫装置ではクローラーの速度 v_c 、根切り刃の位置 $l(t)$ と角度 $\theta(t)$ の3つの自由度で動作させているが、本論文ではクローラー速度は一定とし、根切り刃の位置と角度の2自由度を活用して、より適切な経路生成について考える。

2.2 従来の根切り刃経路

千田 (2015)、藤澤他 (2015) によれば、図1に示す収穫装置において、良好な自動収穫を実現できる根切り刃経路が提案されている。本論文では、千田 (2015)、藤澤他 (2015) で示された根切り刃経路を基本経路として考え、基本経路に修正を加えることでより良い経路を生成する。まず、図4に根切り刃の動作を考えるための模式図と変数の定義を示す。図において、アームの回転中心 R は、一定速度 v_c で進行するクローラーに伴って初期位置 (x_0, y_0) から x 軸正方向に平行移動する。同時に、軸 R を中心としたアームの回転 $\theta(t)$ およびアーム長 $l(t)$ の変化量によって根切り刃経路が定まる。根切り刃の経路を考えるため、根切り刃の根元の位置を点 $A = (x(t), y(t))$ としておく。ここで、 t は時間を表す。アームの角度 $\theta(t)$ は鉛直軸から時計回りの回転角にとる。実際の自動収穫装置では圃場の凹凸に対応してアーム長 $l(t)$ を制御しているが、本論文は根切り刃経路について議論するため、アーム長制御の影響は除外して考えるものとする。また、 b_x , b_y は、それぞれ根切り刃底面に沿った方向の単位ベクトル、根切り刃に直交した方向の単位ベクトルであり、根切り刃の進行方向を議論する際に用いる。このと

Fig. 5 $\theta(t)$ by Eq.(3). $\dot{\theta}(t) \leq 0$ and $\dot{\theta}(t) > 0$ correspond to Path 1 and Path 2, respectively.

Fig. 6 Trajectory of point A of the blade by the conventional path. Path 1 and Path 2 are repeated.

き、点 A の座標はアームの角度 $\theta(t)$ 、長さ $l(t)$ 、クローラー速度 v_c を用いて次のように表される。

$$x(t) = x_0 - l(t) \sin \theta(t) + v_c \cdot t \quad (1)$$

$$y(t) = y_0 - l(t) \cos \theta(t) \quad (2)$$

千田 (2015), 藤澤他 (2015) で示されている根切り刃経路は、クローラーを一定速度 v_c で進行させ、同時にアーム角度 $\theta(t)$ を次式で運動させることで実現している。

$$\theta(t) = \alpha \cos 2\pi f t + \theta_0 \quad (3)$$

$$l(t) = L_c \text{ (Const.)} \quad (4)$$

ただし、 θ_0 は $\theta(t)$ の振幅の中心角度、 α は振幅、 f は周波数である。また、アーム長 $l(t)$ は期待する根切り刃深さに基づいて定めた一定値 L_c としている。これらのパラメータを表 1 にまとめる。式 (3), (4) によって生成される根切り刃経路を従来経路とよぶ。さらに、以降で述べる提案経路では、 $\theta(t)$ については式 (3) と同じ動作をさせつつ、 $l(t)$ の自由度を活用してより有利な経路生成を試みる。

式 (3) と表 1 のパラメータによって定まる $\theta(t)$ を図 5 に示す。 $t_0 = 0$, $t_1 := 1/(2f)$, $t_2 := 1/f$ とし、 $t \in [t_0, t_1]$ における経路を経路 1, $t \in (t_1, t_2)$ を経路 2 とする。すなわち、アームを前方に振る $\dot{\theta}(t) \leq 0$ のときに経路 1 となり、逆に $\dot{\theta}(t) > 0$ のときに経路 2 となる。さらに、式 (1) - (4) に基づいて根切り刃 A 点の座標を求めると、図 6 となり、経路 1 と経路 2 を繰り返す周期的な経路となる。図 6 より、経路 1 では、根切り刃を下降させながら前進させている。この期間において、ハウレンソウの根を押し切ることができるが、根切り刃の土中移動に伴って土を前方に送り出してしまう。一方、経路 2 では、根切り刃を上昇させて次の周期の初期位置に復帰させる動作となっている。この期間では、根切り刃は前方に移動せず、鉛直上方に移動するのみであるため、土を前方に移動させない。経路 1 と経路 2 の 2 つの経路を 1 周期とした経路を繰り返すことにより、根切り刃経路は構成されている。

2.3 考える問題

藤澤他 (2015) によれば、根切り刃が土中を移動する際に、根切り刃によって土を押し、前方に移動させる量を低減することが、提案方法による自動収穫においては有利であることが明らかとなっている。また、本論文で述べた従来経路は成功裏に自動収穫を実現できる経路として確認済みであり、この経路と大きく異なる経路による自動収穫は実現できていない。そのため、本論文では、従来経路を基本経路と考え、さらに従来経路において一定値としていたアーム長 $l(t)$ を活用することで、根切り刃運動に伴って移動する土の量を低減することを考える。図 6 で示される通り、従来経路では経路 1 と経路 2 を繰り返していた。経路 1 では、図 7 に示すように、根切り刃は前方に進行して根を切る。その際、根切り刃の移動によって土を前方に押し出してしまうため、その量を低減することが望ましい。一方、経路 2 では図 8 のように、根切り刃は鉛直方向に移動するが前方には移動しないために、土の移動を伴ったとしてもハウレンソウの自動収穫に悪影響を及ぼさないことが圃場実験結果によって確認されている。そこで、本論文では根切り刃の運動に伴って前方に移動させる土の量を低減する点に注目するため、経路 2 については考慮しないものとし、経路 1 に限定して考えることにする。次に、経路 1 におい

Fig. 7 Movement of the blade in the Path 1. The blade moves to forward direction.

Fig. 8 Movement of the blade in the Path 2. The blade moves to vertical direction.

て、根切り刃の変位に伴って前方に移動する土の量を低減することを考える。そのためには、根切り刃が通過する体積を低減することが効果的である。いま、図4において、根切り刃が通過する面積を考える。このとき、根切り刃の進行方向である b_x 方向に移動する場合には、移動に伴って根切り刃の厚さだけの面積を通過する。一方、アームの進行方向ではない b_y 方向への移動量が増えると、根切り刃の厚さだけでなく、幅の影響も加わることで通過面積が増える可能性がある。すなわち、移動距離が一定であるとした場合には、根切り刃の進行方向である b_x 方向への移動が最も通過面積を小さくする。そこで、 $\theta(t)$ を従来と同様にしたとき、 $l(t)$ を活用することで根切り刃底面の進行方向を b_x 方向に拘束することを考え、それによって根切り刃の通過体積を低減する。このとき、根切り刃を水平状態に保ったまま平行移動させると良いように考えられるが、実際には根切り刃の角度を水平よりも下向きにして進行させなければ根切り刃が y 軸正方向に上昇してしまう。そのため、本論文では根切り刃が水平な状態から x 軸正方向に直線的に進行する経路については対象外とする。

3. 根切り刃進行方向に拘束運動させるための条件の導出

3-1 土の移動量を低減するための根切り刃運動の拘束条件

根切り刃の運動に伴って移動する土の量を低減するため、根切り刃の運動方向を図4の $b_x(t)$ 方向に拘束する経路生成について考える。その際、変位 $\theta(t)$ については式(3)によって与えられているとし、アーム長 $l(t)$ の満たすべき条件を導出する。本来は、根切り刃底面の進行方向について考えるべきであるが、本論文では、図4に示すように、根切り刃の根元の点Aの運動に簡単化して考える。すなわち、根切り刃はアームに対して直角に固定されているため、点Aの速度を $v_a(t)$ としたとき、 $v_a(t)$ が $b_y(t)$ 方向と直交しているときに根切り刃の進行方向は $b_x(t)$ 方向に拘束されるとして条件を導く。このとき、 $v_a(t) \perp b_y(t)$ が、根切り刃が $b_x(t)$ 方向へのみ移動するための必要十分条件となる。そこで、 $v_a(t) \perp b_y(t)$ より $l(t)$ が満たすべき条件を導出する。まず、根切り刃の根元の点Aにおける速度ベクトル $v_a(t)$ は、式(1)、(2)を時間 t で微分すると

$$v_a(t) = (\dot{x}(t), \dot{y}(t))^T \quad (5)$$

$$\dot{x}(t) = -\dot{l}(t) \sin \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t) \cos \theta(t) + v_c \quad (6)$$

$$\dot{y}(t) = -\dot{l}(t) \cos \theta(t) + l(t) \dot{\theta}(t) \sin \theta(t) \quad (7)$$

となる。一方、 $b_y(t)$ は、図4に示すベクトルの関係から

$$b_y(t) = (\sin \theta(t), \cos \theta(t))^T \quad (8)$$

と表せる。いま、 v_a と $b_y(t)$ が直交しているとき、2つのベクトルの内積は0なので

$$v_a(t)^T b_y(t) = 0 \quad (9)$$

が成り立つ。式(9)に式(5)と式(8)を代入すると

$$\dot{x}(t) \sin \theta(t) + \dot{y}(t) \cos \theta(t) = 0 \quad (10)$$

Fig. 9 Difference of the path by l_0 . The path $\delta_1 - \delta_2$ by $l_0 = l_a$ is shorter than that path $\delta_3 - \delta_4$ by $l_0 = l_b$ because of $l_a < l_b$.

となるので、式 (10) の $\dot{x}(t)$, $\dot{y}(t)$ に式 (6), (7) をそれぞれ代入して整理すると

$$\begin{aligned} v_c \sin \theta(t) - \dot{l}(t) \sin^2 \theta(t) - \dot{l}(t) \cos^2 \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t) \sin \theta(t) \cos \theta(t) + l(t) \dot{\theta}(t) \sin \theta(t) \cos \theta(t) &= 0 \\ \Leftrightarrow v_c \sin \theta(t) - \dot{l}(t) (\sin^2 \theta(t) + \cos^2 \theta(t)) &= 0 \\ \Leftrightarrow \dot{l}(t) &= v_c \sin \theta(t) \end{aligned} \quad (11)$$

を得る。式 (11) は $v_a(t) \perp b_y(t)$ となるための必要十分条件である。よって、式 (11) を満たすように $l(t)$ を変位させれば、根切り刃を自身の向いている方向 (b_x 方向) に進行させることができる。対象とする経路は経路 1 であることを考慮すると、式 (11) を満たす $l(t)$ は、式 (11) を時間 $[t_0, t]$ の範囲で定積分することにより得られる。すなわち

$$\int_{t_0}^t \dot{l}(\tau) d\tau = l(t) - l(t_0) \quad (12)$$

より

$$l(t) = \int_{t_0}^t \dot{l}(\tau) d\tau + l(t_0) = v_c \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau + l(t_0) \quad (13)$$

となる。 $l(t_0) =: l_0$ とおくと、式 (13) は

$$l(t) = v_c \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau + l_0 \quad (14)$$

と表せる。よって、与えられた $\theta(t)$ に応じて、アーム長 $l(t)$ を式 (14) によって調整することで式 (11) を満たすことができる。そのため、式 (11) は経路 1 における $l(t)$ の目標軌道となる。

3.2 アーム長の初期条件 l_0 についての考察

式 (14) の第 1 項は $\theta(t)$ によって定まるが、第 2 項の l_0 は設計パラメータとして残る。 l_0 は経路 1 におけるアーム長の初期長さを表しており、ハウレンソウの根切り位置と根切り刃の通過体積のトレードオフを考慮して定める。たとえば、図 9 に示すように、アーム長を $l_0 = l_a$ 、あるいは $l_0 = l_b$ に固定して動作させた場合では、 $\theta(t)$ によるアームの回転によって根切り刃が通過する経路長は異なる。すなわち、 $l_0 = l_a$ のときの経路長 $\delta_1 - \delta_2$ は $l_0 = l_b$ の時の経路長 $\delta_3 - \delta_4$ より短いため、根切り刃の通過体積の観点においては $l_0 = l_a$ のほうが有利となる。一方、ハウレンソウを根を適切な長さで切断するためには、根切り刃を土中の所望の深さで進行させる必要があるため、 l_0 が短か過ぎると所望の根の長さを残せない。以上より、初期アーム長 l_0 には、目標とするハウレンソウの根の切断位置によって定まる l_0 の下限値と、根切り刃の変位に伴って移動する土の量の上限值によって定まる l_0 の上限値がある。 l_0 の下限値については、次節で議論する。また、 l_0 の上限値については、従来経路による土の移動量との比較によって 5.4 節において議論する。

3.3 l_0 の下限値

l_0 の下限値については、期待される根切り後のハウレンソウの根の長さから決まる。ハウレンソウの商品価値を保つためには、切断後の根を 5 [mm] 以上残すことが求められる。一方、それ以上の長さで根を切断することに

Fig. 10 $\theta(t)$ of the proposed path. $\theta(t)$ of the two paths are the same.

Fig. 11 $l(t)$ of the proposed path. $l(t)$ is constant in the conventional path, but $l(t)$ is modified by Eq.(17) in the proposed path.

Fig. 12 Proposed path.

ついて問題にならない。そこで、地表面の凹凸や植え込み深さ等の影響を考え、根切り長さに余裕を加えた目標値を用いることとした。具体的には、図6に示されるように、従来経路では、 $L_c = 508$ [mm] とすることで、最も浅い深さにおいても地表面下 15 [mm] となるようにアーム長を設定しているため、提案経路においても同じ深さとなるよう l_0 を設定することとした。ゆえに、 $l_0 \geq 508$ [mm] と設定した。

4. 通過体積を低減化した根切り刃経路の提案

従来経路の式 (3) に加え、 $l(t)$ を式 (14) によって駆動させることで根切り刃の動きを b_x 方向に拘束することができ、通過体積を低減化した根切り刃経路にできる。そこで、この考え方によって新たな根切り刃経路を提案する。まず、経路1について考える。経路1では、根切り刃の通過体積を低減化および適切な根切り位置とするために l_0 を設定し、式 (14) によって得られる $l(t)$ によってアーム長を調節する。 l_0 については、根切り刃経路の最上点が従来経路と同じ値となるように $l_0 = 508$ [mm] とした。 l_0 の妥当性については次章で議論する。このとき、 $l(t)$ の目標軌道は

$$l(t) = v_c \int_0^t \sin \theta(\tau) d\tau + l_0 \quad (15)$$

となる。次に、経路2について考える。経路2については、本論文で対象とする根切り刃の通過体積の低減化とは無関係であり、経路1と経路2の繰り返しによって経路全体が実現できればよい。このためには、経路1において伸長したアーム長を l_0 まで復帰させる目標入力を印加すればよい。そこで、アーム長を線形的に経路1の初期状態に復帰させる入力を加えることとする。以上より式 (3) を加えた次式を提案経路とする。ただし、経路1

Fig. 13 Dimension of the root-cutting blade.

Fig. 14 Definition of dV ($= dV_1 + dV_2$). The blade $ABCD$ moves to $A'B'C'D'$ in parallel within infinitesimal time.

の初期時刻は便宜上 $t_0 = 0$ と考え、経路の各周期において時間 t を 1 周期ずらして取り扱うものとする。

$$\theta(t) = \alpha \cos 2\pi f t + \theta_0 \quad (16)$$

$$l(t) = \int_0^t \dot{l}(\tau) d\tau + l_0 \quad (17)$$

$$\dot{l}(\tau) = \begin{cases} v_c \sin \theta(\tau) & (\dot{\theta}(\tau) \leq 0) \\ -2f(l_{\max} - l_0) & (\dot{\theta}(\tau) > 0) \end{cases}$$

$$l_{\max} := v_c \int_0^{t_1} \sin \theta(\tau) d\tau + l_0$$

ここで $l_{\max}$ は $l(t)$ の最大値を表す。図 10 に時間ごとの $\theta(t)$ 、図 11 に数値積分した時間ごとの $l(t)$ 、図 12 に提案経路を示す。提案経路では、図 10 のように $\theta(t)$ は従来経路のままである一方、図 11 のように経路 1 においてアーム長 $l(t)$ を伸長させ、経路 2 において線形的にアーム長 $l(t)$ を l_0 まで縮めている。これによって、図 12 のような経路 1 と経路 2 の繰り返しとなる根切り刃経路が実現されている。

5. 土の移動量に着目した l_0 の上限値の導出と根切り刃通過体積の比較

5.1 根切り刃の通過体積の計算方法

根切り刃の運動に伴って移動する土の量は、根切り刃の通過体積に相当するため、その体積量によって評価する。本稿では図 6 における経路 1 を議論の対象とするため、経路 1 における通過体積を計算する。ただし、根切り刃は図 13 に示すものであり、その寸法は刃厚 $T = 10$ [mm]、刃幅 $W = 80$ [mm]、刃渡り $L = 750$ [mm] である。根切り刃の通過体積は、微小時間 dt の間に根切り刃が移動することによって発生する通過体積 $dV(t)$ を積分することによって求める。図 14 に根切り刃が微小時間 dt の間に移動するとき生じる通過体積 $dV(t)$ の模式図 ($x-y$ 平面断面図) を示す。微小時間 dt において、根切り刃 $ABCD$ は点 $A'B'C'D'$ に平行移動すると仮定する。このとき、微小時間 dt における根切り刃の通過体積 $dV(t)$ は図 14 における点 A, A', B, B' で囲まれた赤い台形の領域と、点 A, D, D', A' で囲まれた青い台形の領域によって構成される。赤い領域 A, A', B, B' の体積を dV_1 、青い領域 A, D, D', A' の体積を dV_2 とすると、それぞれ

$$dV_1(t) = T \cos(\theta(t) - \angle v_a(t)) L |v_a(t)| dt \quad (18)$$

$$dV_2(t) = W \sin(\theta(t) - \angle v_a(t)) L |v_a(t)| dt \quad (19)$$

となる。ただし、 $v_a(t)$ は根切り刃の速度であり

$$|v_a(t)| := \sqrt{\dot{x}(t)^2 + \dot{y}(t)^2} \quad (20)$$

$$\angle v_a(t) := -\tan^{-1} \frac{\dot{y}(t)}{\dot{x}(t)}$$

である。よって、微小時間 dt における根切り刃の通過体積 $dV(t)$ は、式 (18), (19) の和なので

$$dV(t) = dV_1(t) + dV_2(t) = \{T \cos(\theta(t) - \angle v_a(t)) + W \sin(\theta(t) - \angle v_a(t))\} L |v_a(t)| dt \quad (21)$$

Table 2 Parameters for calculation of soil volume the blade pushed.

dV	Infinitesimal volume the blade pushed	$[\text{mm}^3/\text{s}]$
dV_1	Infinitesimal volume the blade pushed by the blade of T	$[\text{mm}^3/\text{s}]$
dV_2	Infinitesimal volume the blade pushed by the blade of W	$[\text{mm}^3/\text{s}]$
$v_a(t)$	Velocity of the blade $(\dot{x}(t), \dot{y}(t))^T$	$[\text{mm}/\text{s}]$
$ v_a(t) $	Magnitude of $v_a(t)$ $(\dot{x}(t)^2 + \dot{y}(t)^2)^{1/2}$	$[\text{mm}/\text{s}]$
$\angle v_a(t)$	Angle of $v_a(t)$ from the x coordinate $(-\tan^{-1} \frac{\dot{y}(t)}{\dot{x}(t)})$	$[\text{deg}]$
V	Total amount of volume the blade pushed by the blade with the Path 1	$[\text{mm}^3]$

であり、根切り刃の通過体積 V は、経路 1 の積分区間が $[t_0, t_1]$ であることを考慮すると

$$V = \int_{t_0}^{t_1} dV = \int_{t_0}^{t_1} \{T \cos(\theta(t) - \angle v_a(t)) + W \sin(\theta(t) - \angle v_a(t))\} L |v_a(t)| dt \quad (22)$$

となる。表 2 に、根切り刃の速度と通過体積の定義をまとめておく。

5.2 従来経路における根切り刃の通過体積

式 (22) を解析的に計算することは容易ではないため、時間刻み幅 0.001 [s] としてオイラー法を用いた数値積分により近似計算する。式 (3), (4) に示す従来経路における経路 1 の通過体積を V_c と表したとき、式 (22) を数値積分することによって $V_c = 2335L [\text{mm}^3]$ と求まる。提案経路による通過体積は、従来経路による V_c より小さい値となることが必要である。

5.3 提案経路における根切り刃の通過体積

提案経路による根切り刃の通過体積を見積る。このとき、 l_0 を大きくすると、根切り刃の通過経路が増え、通過体積が増える。よって、経路 1 における通過体積を V_c より小さくする l_0 の上限値を確認する必要がある。そのため、はじめに提案経路の経路 1 における通過体積を V_p と表し、 V_p を求める。まず、 $\theta(t)$ の目標入力である式 (3) と、 $l(t)$ の目標入力である式 (14) によって生成される根切り刃経路にあるとき、根切り刃速度 $v_a(t)$ を $v_p(t)$ と表す。このとき、式 (22) より V_p は

$$V_p = \int_{t_0}^{t_1} \{T \cos(\theta(t) - \angle v_p(t)) + W \sin(\theta(t) - \angle v_p(t))\} L |v_p(t)| dt \quad (23)$$

となる。式 (23) において、 $\theta(t)$ は根切り刃の角度であり、 $\angle v_p(t)$ は根切り刃とその進行方向ベクトルのなす角である。式 (14) に従ってアーム長が駆動されているとき、 $v_p(t)$ と $b_y(t)$ は直交しているので $\angle v_p(t) = \theta(t)$ となるため、 $\theta(t) - \angle v_p(t) = 0$ を式 (23) に代入して整理すると

$$\begin{aligned} V_p &= \int_{t_0}^{t_1} (T \cos 0 + W \sin 0) L |v_p(t)| dt \\ &= TL \int_{t_0}^{t_1} |v_p(t)| dt \end{aligned} \quad (24)$$

を得る。式 (24) は、根切り刃の通過体積 V_p が根切り刃速度 $|v_p(t)|$ に依存しており、速度が大きいほど V_p が大きくなることを意味している。これは、図 9 に示すように、アーム長が長いほど根切り刃の回転半径が大きくなり周速度も増えるが、その場合には通過する経路長も長くなるために通過体積が増えることに対応している。

5.4 l_0 の上限値の見積り

式 (24) における $|v_p(t)|$ の上限値を見積る。まず、根切り刃速度が $v_p(t)$ のとき、式 (11) が成り立っているのので、式 (11) を式 (6), 式 (7) に代入して整理すると

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= -v_c \sin^2 \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t) \cos \theta(t) + v_c \\ &= v_c \cos^2 \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t) \cos \theta(t) \\ &= \cos \theta(t) (v_c \cos \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t)) \end{aligned} \quad (25)$$

Fig. 15 Range of $\sin \theta(t)$.

$$\begin{aligned}\dot{y}(t) &= -v_c \sin \theta(t) \cos \theta(t) + l(t) \dot{\theta}(t) \sin \theta(t) \\ &= \sin \theta(t) (-v_c \cos \theta(t) + l(t) \dot{\theta}(t))\end{aligned}\quad (26)$$

となる．上式の平方 $\dot{x}(t)^2$, $\dot{y}(t)^2$ を式 (20) へ代入して整理すると

$$\begin{aligned}|v_p(t)| &= \sqrt{(\cos^2 \theta(t) + \sin^2 \theta(t)) (v_c \cos \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t))^2} \\ &= |v_c \cos \theta(t) - l(t) \dot{\theta}(t)|\end{aligned}\quad (27)$$

を得る．式 (27) の $l(t)$ へ式 (14) を代入して整理すると

$$\begin{aligned}|v_p(t)| &= \left| v_c \cos \theta(t) - \left(v_c \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau + l_0 \right) \dot{\theta}(t) \right| \\ &= \left| v_c \cos \theta(t) - v_c \dot{\theta}(t) \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau + l_0 \dot{\theta}(t) \right|\end{aligned}\quad (28)$$

$$\leq |v_c \cos \theta(t)| + \left| v_c \dot{\theta}(t) \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau \right| + |l_0 \dot{\theta}(t)|\quad (29)$$

となる．式 (29) の右辺各項の上界を求める．まず，右辺第 1 項について $\cos \theta(t) \leq 1$ なので

$$|v_c \cos \theta(t)| \leq |v_c| = v_c\quad (30)$$

を得る．次に，式 (29) の右辺第 2 項について考える．まず，式 (3) を時間 t で微分することで

$$\dot{\theta}(t) = -2\pi f \alpha \sin 2\pi f t \leq 2\pi f \alpha\quad (31)$$

を得る． $\int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau$ については，式 (3) より $\theta(t)$ の変域は $-\alpha + \theta_0 \leq \theta(t) \leq \alpha + \theta_0$ であり，表 1 より $\alpha = 5$ [deg], $\theta_0 = 5$ [deg] であることを考慮すると， $0 \leq \theta(t) \leq 10$ [deg] となる．このとき， $\sin \theta(t)$ は図 15 となり， $\theta(t) = \alpha + \theta_0 = 10$ [deg] のとき $\sin \theta(t)$ は最大となることから次式を得る．

$$\left| \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau \right| \leq \left| \int_{t_0}^t \sin(\alpha + \theta_0) d\tau \right| = |\sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t - t_0)|\quad (32)$$

である．経路 1 における時間を考えているので， $t \leq t_1$ であることを考慮すると，式 (31)，式 (32) より，式 (29) 右辺第 2 項について

$$\left| v_c \dot{\theta}(t) \int_{t_0}^t \sin \theta(\tau) d\tau \right| \leq |2\pi f \alpha v_c \sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t - t_0)| \leq 2\pi f \alpha v_c \sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t_1 - t_0)\quad (33)$$

が成り立つ．最後に，式 (29) の右辺第 3 項について，式 (31) より

$$|l_0 \dot{\theta}(t)| \leq |2\pi f \alpha l_0| = 2\pi f \alpha l_0\quad (34)$$

を得る．以上の式 (30)，(33)，(34) より

$$|v_p(t)| \leq v_c + 2\pi f \alpha v_c \sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t_1 - t_0) + 2\pi f \alpha l_0 =: \gamma\quad (35)$$

Fig. 16 Velocity of the root-cutting blade in the proposed path.

とすると、式 (24) より $V_p \leq TL \cdot \gamma \cdot (t_1 - t_0)$ を得る. よって、 $TL \cdot \gamma \cdot (t_1 - t_0) < V_c$ であれば $V_p < V_c$ が保証される. したがって、

$$v_c + 2\pi f \alpha v_c \sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t_1 - t_0) + 2\pi f \alpha l_0 < \frac{V_c}{TL(t_1 - t_0)} \quad (36)$$

を l_0 について整理すると

$$l_0 < \frac{V_c}{2\pi f \alpha TL(t_1 - t_0)} - \frac{v_c}{2\pi f \alpha} - v_c \sin(\alpha + \theta_0) \cdot (t_1 - t_0) \quad (37)$$

を得、表 1 のパラメータに基づいて上式右辺を計算すると

$$l_0 < 524 \text{ [mm]} \Rightarrow V_p < V_c \quad (38)$$

を得る. ただし、 $\alpha + \theta_0 = 10 \text{ [deg]}$ 、 $t_1 - t_0 = 1.43 \text{ [s]}$ である. 以上より、 $l_0 < 524 \text{ [mm]}$ とすれば、 $V_p < V_c$ は保証され、式 (3)、(14) によって生成された経路の通過体積は従来経路よりも低減化される.

5.5 l_0 の設計条件のまとめ

3.3 節および 5.4 節より、 l_0 の設計条件は

$$508 \leq l_0 < 524 \text{ [mm]} \quad (39)$$

である. ホウレンソウを根切りしつつ通過体積を低減するために、 l_0 は式 (39) の範囲内より選択される必要がある.

5.6 提案経路における通過体積の評価

4 章で述べた提案経路が条件式 (35)、(39) を満たしていることを確認し、従来経路との通過体積を比較する. まず、 l_0 については式 (39) の条件を満たしているため、 $l_0 = 508 \text{ [mm]}$ は妥当であることがわかる. また、図 16 に提案経路における根切り刃の速度と上界 γ を示す. 式 (35) を表 1 の値で計算すると、 $\gamma = 160.3 \text{ [mm/s]}$ となった. ただし、 $\alpha + \theta_0 = 10 \text{ [deg]}$ 、 $t_1 - t_0 = 1.43 \text{ [s]}$ である. 一方、提案経路における根切り刃速度の最大値は 158.4 [mm/s] であり $|v_p(t)| \leq 158.4 \text{ [mm/s]}$ となる. よって、 $|v_p(t)| < \gamma$ であることが確認できる. 次に、通過体積について比較する. 提案経路の経路 1 における根切り刃の通過体積を V_p とおく. 表 3 に従来経路における経路 1 の通過体積 V_c と提案経路における経路 1 の通過体積 V_p とその差 $V_c - V_p$ を示す. 提案経路では、式 (11) と式 (38) を満たした入力を印加しているため、 V_p は V_c に対して $587L \text{ [mm}^3\text{]}$ 改善している.

6. DEM による検証方法

6.1 検証の概要と環境の構築

提案経路の有用性を検証するために、土と剛体の相互作用の解析に様々な実績のある個別要素法 (DEM) (中嶋, 2006) (田中, 2006) (吉田他, 2012a, 2012b) (Lui et al., 2014) (藤澤他, 2015) による解析をする. 根切り

Table 3 Comparison of passage volumes between the conventional path and the proposed path.

	$V \text{ [mm}^3\text{]}$
Conventional path, V_c	2335L
Proposed path, V_p	1748L
Difference, $V_c - V_p$	587L

Fig. 17 The side view of the environment by DEM.

Fig. 18 The sketch of the environment by DEM.

Table 4 Parameters of the particles of soil in simulations by DEM.

ρ_s	Density of particles	2550	[kg/m ³]
D_p	Diameter of particles	3	[mm]
μ_{sc}	Static friction coefficient between particles and the square container	0	[-]
μ_{dc}	Dynamic friction coefficient between particles and the square container	0	[-]
K	Spring constant	44800	[N/m]
E_r	Coefficient of restitution	0.0001	[-]
μ_{sp}	Static friction coefficient between particles	0.9	[-]
μ_{dp}	Dynamic friction coefficient between particles	0.85	[-]
μ_{sb}	Static friction coefficient between particles and the root-cutting blade	0.4	[-]
μ_{db}	Dynamic friction coefficient between particles and the root-cutting blade	0.25	[-]

刃は図2の $x-y$ 平面上を推移するために奥行き方向への土の移動は考慮しなくてよいが、 $x-y$ 平面上における土の挙動については十分に圃場を再現しなければならない。そこでDEMによる土の挙動は、藤澤他（2015）により設定された汎用パッケージソフトウェアを用いて平面上におけるハウレンソウ圃場の土の挙動を解析するための環境を用いて解析する。詳細は藤澤他（2015）の文献にあるため、ここでは概要のみ述べる。検証のための土壌と根切り刃は、汎用パッケージソフトウェアである Particleworks[®] に実装されている3次元DEM機能を使い構築している。図17と図18に構築された環境を示す。土壌は、直方体の容積を有する透明な容器の中に平面状の粒子群を格納することによって再現した。図18において、根切り刃は $x-y$ 平面上を左奥から右手前へと推移する。また根切り刃の推移に対する土の挙動の視認性を向上させるために、図17に示すように粒子は50 [mm] ごとに帯状の縞模様に分けている。検証した土の挙動は、この縞模様の変化に注目して評価する。構築されている環境における根切り刃の断面は図13に示すものであり、2.1節における収穫機の根切り刃と同一である。

6.2 個別要素法のためのパラメータ設定

設定したパラメータは、粒子の密度 ρ_s 、粒子の直径 D_p 、粒子と仮想的に設定した容器の間の静止摩擦係数 μ_{sc} と動摩擦係数 μ_{dc} 、バネ定数 K 、反発係数 E_r 、粒子間の静止摩擦係数 μ_{sp} と動摩擦係数 μ_{dp} および粒子と根切り刃の間の静止摩擦係数 μ_{sb} と動摩擦係数 μ_{db} である。本論文では、先行研究である表4に示す藤澤他（2015）によってハウレンソウ圃場を対象として設定されたパラメータを利用する。これらのパラメータは、ハウレンソウ圃場を対象として設定されたパラメータであるため、本検証で用いることは妥当である。

Fig. 19 A result of the simulation by the conventional path.

Fig. 20 A result of the simulation by the proposed path.

Fig. 21 Evaluation of the angle of the boundary line in the conventional path.

Fig. 22 Evaluation of the angle of the boundary line in the proposed path.

7. DEM による検証結果

7.1 検証結果の概要

6章の検証条件と表4のパラメータに基づいて、提案経路の効果をDEMによって検証した。図19に従来経路における解析の結果を、図20に提案経路における解析の結果を示す。以降では、図19および図20の結果に基づいて、従来経路と提案経路の得失を比較する。得失の比較には、藤澤他（2015）による根切り刃先端における粒子の層の傾き、根切り刃上部における粒子の層の水平方向への圧縮率を用いる。なお、図19、20において、点pは隆起の頂点を、点qは根切り刃先端を示しており、それぞれの図は、根切り刃の一連の動作に伴い、点pと点qの鉛直方向距離が最大となった状態を示している。それぞれ、従来経路では49.4 [mm]、提案経路では53.1 [mm]となった。なお、点pと点qの鉛直方向距離の大きさに着目する理由は、この値が根切り刃の潜りこみ及び土の隆起量に起因するパラメータであることによる。すなわち、藤澤他（2015）に示されているとおり、点pと点qの鉛直方向距離が大きいほど、土の隆起量が大きくなり、隆起した土が前方のハウレンソウに覆いかぶさるなどの結果をもたらす可能性があることが多くの圃場実験において確認されている。ただし、隆起量とともに土の圧縮や前方への移動量などが複合的に作用していると考えられるため、点pと点qの鉛直方向距離に着目した状態で粒子の層の傾きや圧縮の度合いによって、設定経路の優劣を評価することとした。

7.2 粒子の層の境界の傾きに基づく評価

従来経路と比較するため、藤澤他（2015）による粒子の層の境界に着目した評価に基づき、以下にその方法と結果を示す。解析結果である図19と図20において、根切り刃の先端の点qにおける土の層の傾きに注目する。そのため、図19と図20に対して新たに補助線s-tを加えた図21と図22に基づいて評価する。図21と図22の補助線s-tの鉛直軸からの傾きはそれぞれ $\phi_c = 21$ [deg]、 $\phi_p = 18$ [deg]となり、補助線s-tの傾きは提案手法による結果の方が約3 [deg]小さくなった。土の層の傾きは土を前方に押し出している量の指標であるため、可能な限り小さいことが望ましい。よって、この観点において提案経路は従来経路に比べハウレンソウの回収に有利であると

Fig. 23 Evaluation of the compression of particles in the conventional path.

Fig. 24 Evaluation of the compression of particles in the proposed path.

いえる。

7.3 粒子の圧縮に基づく評価

検証結果を、粒子の水平方向への圧縮率の観点から評価する。まず、図 19 と図 20 に対して新たに補助線を加える。図 23 に従来経路に対する新たに補助線を加えた図を、図 24 に提案経路に対する新たに補助線を加えた図を示す。補助線は次のようにして引いている。図 23 については、根切り刃上部の土を根切り刃先端から後方に向かって E 層、F 層、G 層とし、E 層と F 層、F 層と G 層の境界をそれぞれ C_{ef} 、 C_{fg} とする。ここで、 C_{ef} の折点を a_1 、 C_{fg} の折点を上から b_1 、 b_2 とする。このとき、 a_1 から C_{fg} へ、 b_1 、 b_2 から C_{ef} へ水平方向に補助線 l_1 から l_3 を引いている。図 24 についても同様であり、E 層と F 層、F 層と G 層の境界線 C_{ef} 、 C_{fg} のそれぞれの折点 a_1 、 b_1 から水平に補助線 l_1 、 l_2 を引いている。図 23、24 の補助線のうち、最小の長さのものをそれぞれ l_c 、 l_p とすると、 $l_c = l_3 = 30.3$ [mm]、 $l_p = l_1 = 53.1$ [mm] となった。ここで、初期状態における層の厚さ 50 [mm] と圧縮後の層の厚さの最小値 l_c 、 l_p を用いて

$$\beta_c = \frac{50 - l_c}{50} \times 100 [\%], \quad \beta_p = \frac{50 - l_p}{50} \times 100 [\%]$$

を定義する。このとき β_c 、 β_p はそれぞれ最大の圧縮率を表す。図 23 に基づいて最大圧縮率を求めると $\beta_c = 39.4$ [%] となり、図 24 に基づいて最大圧縮率を求めると $\beta_p = -0.06$ [%] となった。藤澤他 (2015) によれば、水平方向における粒子の層の圧縮は根切り後のハウレンソウの根の箇所を硬くし回収を妨げる要因となるため、可能な限り小さいことが望ましい。よって、この観点においても提案経路は従来経路に比べハウレンソウの回収に有利であるといえる。

8. 結 論

本論文では、土中を移動する根切り刃の適切な経路設計について議論した。従来の経路を基本としつつ、アーム長を可変とすることで根切り刃を常に根切り刃進行方向に拘束運動させるための機構動作の拘束条件を導出し、拘束条件を利用した根切り刃経路を提案した。また、従来経路に比較して有利となるアームの初期長さの条件を導出した。さらに、提案経路は従来経路よりも土を移動させにくいことを DEM に基づく解析によって検証した。

謝 辞

本研究の一部は、日本学術振興会科学研究費補助金、基盤研究 (A)、JP16H02352、の支援を受けて実施した。

文 献

千田有一, 受動的ハンドリングに基づくハウレンソウ自動収穫装置の開発, 精密工学会誌, Vol.81, No.9 (2015), pp.815–818.

藤澤彰宏, 千田有一, 飯塚浩二郎, ハウレンソウ自動収穫機における土中での根切り刃運動による土の挙動解析, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.832 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00298.

- 畠山貴充, 藤澤彰宏, 山口達也, 千田有一, 小澤卓夫, 軟弱野菜自動収穫機における根切り刃の角度追従制御, SICE 中部支部シンポジウム 2015, pp.5–8 (CD-ROM).
- 畠山貴充, 平野幸助, 中村雄太, 藤澤彰宏, 土屋貴司, 山口達也, 千田有一, 軟弱野菜自動収穫装置における土中での根切り刃の位置制御, 第3回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム (2016), PS-26 (CD-ROM).
- ひらかさねっと, available from <<http://www.hirakasa.net>> (参照日 2015 年 3 月 6 日).
- 平野幸助, 中村雄太, 土屋貴司, 千田有一, 畠田武司, 藤ヶ崎静男, 北沢進, 軟弱野菜自動収穫機における根切り刃の 2 自由度制御機構の設計と制御, 第 56 回自動制御連合講演会 (2013), pp.1038–1042.
- Jaroslav, K. and Jan, S., Automation excavation process analysis for given trajectory and soil parameters, The 25th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (2008), PP.95–99.
- 小林由喜也, 簡易型ハウレンソウ収穫機の開発 (第 1 報), 農業機械学会誌, Vol.60 (1998), No.2, pp.103–110.
- Lui, T., Wei, C., Liang, L., Zhang, J. and Zhao, Y., Simulation and analysis of the lunar regolith sampling process based on the discrete element method, Transaction of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 57, No. 6 (2014), pp.309–316.
- 中嶋洋, 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, Vol.68, No.2 (2006), pp.9–12.
- 長野県, 農業経営指標, available from <<http://www.pref.nagano.lg.jp/nogi/keiei/keiei-top.html>> (参照日 2014 年 6 月 27 日).
- 西澤准一, ハウレンソウなど軟弱野菜の加工向け専用収穫機の開発と普及への取り組み, 農林水産技術研究ジャーナル, Vol.35, No.11 (2012), pp.37–41.
- 皿田滋, 大隅久, 松嶋徹, 桐生大輔, 掘削反力に基づくホイールローダのバケット軌道制御, 第 8 回建設ロボットシンポジウム論文集 (2000), pp.229–234.
- 田中宏明, 個別要素法を用いた振動式全層破碎機の土層破碎メカニズム解明に関する研究, 京都大学博士論文 (2006).
- 山口達也, 千田有一, 藤澤彰宏, 軟弱野菜自動収穫装置における幾何学モデルを用いた根切り刃の経路設定と実験検証, 第 3 回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム (2016), PS-24 (CD-ROM).
- 吉田智一, 窪田潤, 前岡邦彦, ハウレンソウ収穫技術の開発 (第 1 報), 農業機械学会誌, Vol.62, No.3 (2000), pp.149–156.
- 吉田達哉, 小泉孝之, 辻内伸好, 陳侃, 中本洋造, 油圧ショベルの掘削作業における効率向上の検討, 日本機械学会論文集中編, Vol.78, No.789 (2012a), pp.292–302.
- 吉田達哉, 小泉孝之, 辻内伸好, 陳侃, 中本洋造, 逆動力学および個別要素法によるシミュレーションを用いた油圧ショベルの掘削軌道の生成, Dynamics and Design Conference 2012, No.12–12 (2012b) (CD-ROM).
- 張海, 佐藤一彦, 板倉賢一, バケットマニピュレーションの軌道生成と制御 –ホイールローダの知能化に関する研究 (第 2 報) –, 資源と素材, Vol.117 (2001), pp.947–954.

References

- Chida, Y., Development of an automatic harvester of spinach based on passive handling, Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol.81, No.9 (2015), pp.815–818 (in Japanese).
- Fujisawa, A., Chida, Y. and Iizuka, K., Behavior analysis of soil by motion of a root-cutting blade in soil for an automatic spinach harvester, Transaction of the JSME (in Japanese), Vol. 81, No.832 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00298.
- Hatakeyama, T., Fujisawa, A., Yamaguchi, T., Chida, Y., Ozawa, T., Angle tracking control of the root cutting blade of an automatic spinach harvester, Proceedings of Symposium of SICE Chubu branch (2015), pp.5–8 (CD-ROM) (in Japanese).
- Hatakeyama, T., Hirano, K., Nakamura, Y., Fujisawa, A., Tsuchiya, T., Yamaguchi, T., Chida, Y., Control of the root cutting blade in the soil of an automatic spinach harvester, The 3rd Multi-symposium on Control Systems (2016), PS-26 (CD-ROM) (in Japanese).
- Hirakasa-net, available from <<http://www.hirakasa.net>> (in Japanese) (accessed on 6 March, 2015).
- Hirano, K., Yuta, N., Tsuchiya, T., Chida, Y., Shimada, T., Fujigasaki, S. and Kitazawa, S., Design and control of two-degree-of-freedom position control mechanism of a root cutting blade in a spinach harvester, the 56th Japan Joint Automatic Control Conference (2013), pp.1038–1042 (in Japanese).

- Jaroslaw, K. and Jan, S., Automation excavation process analysis for given trajectory and soil parameters, The 25th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (2008), PP.95–99.
- Kobayashi, Y., Development of simplified spinach harvester (part 1), trial manufacture of portable harvester and problems to improve, Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, Vol.60, No.2 (1998), pp.103–110 (in Japanese).
- Lui, T., Wei, C., Liang, L., Zhang, J. and Zhao, Y., Simulation and analysis of the lunar regolith sampling process based on the discrete element method, Transaction of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 57, No. 6 (2014), pp.309–316.
- Nakashima, Y., An analysis of soil-wheel interaction by the discrete element method, Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, Vol.68, No.4 (2006), pp.9–12 (in Japanese).
- Nagano-ken, nogyo keiei shiyu, available from <<http://www.pref.nagano.lg.jp/nogi/keiei/keiei-top.html>> (in Japanese) (accessed on 27 June, 2014).
- Nishizawa, J., Development and utilization of harvesting machine for spinach and other tender greens for processing use, Journal of Food and Agriculture, Vol.35, No.11 (2012), pp.37–41 (in Japanese).
- Sarata, S., Osumi, H., Matsushita, G. and Kiryu, D., Motion control for bucket of wheel loader based on reaction force, the 8th symposium on construction robotics in Japan (2000), pp.229–234 (in Japanese).
- Tanaka, H., Study on the solution of soil loosening mechanism by a vibrating wide subsoiler by means of the distinct element method, Doctoral Thesis at Kyoto University (2006) (in Japanese).
- Yamaguchi, T., Chida, Y. and Fujisawa, A., Path planning of root-cutting blade by a geometric model of an automatic spinach harvester and experiment verification, The 3rd Multi-symposium on Control Systems (2016), PS–24 (CD–ROM) (in Japanese).
- Yoshida, T., Kubota, J. and Maeoka, K., Development of harvesting technology for spinach (part 1) : development of prototype harvester and its performance, JOURNAL of the JAPANESE SOCIETY of AGRICULTURAL MACHINERY, Vol.62, No.3 (2000), pp.149–156 (in Japanese).
- Yoshida, T., Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Chen, K. and Nakamoto, Y., Examination of effective improvement in digging operation for hydraulic excavators, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.78, No.789 (2012a), pp. 292–302 (in Japanese).
- Yoshida, T., Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Chen, K. and Nakamoto, Y., Trajectory generation for digging operation with hydraulic excavator using simulation based on inverse dynamics and distinct element method, Dynamics and Design Conference 2012, No.12–12 (2012b) (CD–ROM) (in Japanese).
- Zhang, H., Sato, K. and Itakura, K., Trajectory generation and control for scooping –Study on implementing machine intelligence into wheel loader (2nd report)–, Shigen-to-sozai, Vol.117 (2001), pp.947–954.