

ホイールドーザによる碎石の自律すくい取り作業 におけるバケット軌道制御に関する数値実験

高橋 弘¹・塚本佳明²

¹正会員 工博 東北大学助教授 工学部資源工学科 (〒980-77 仙台市青葉区荒巻字青葉)

²学生 東北大学大学院 工学研究科 資源工学専攻 (同上)

本論文においては、ホイールドーザによる碎石・土砂のすくい取り作業の自律化を目指し、ホイールドーザのモデリングを行い、運動学的解析を行った。その結果バケット先端に目標軌道を与えれば、その目標軌道を達成するために必要なシリンダ流量を算出することが可能になった。さらに、作業時の外乱を考慮し、PID制御則を設定して、バケット軌道制御のための数値実験を行った。その結果、PID制御を行うことにより、未知の外乱に対しても最適な流量を送ることが可能となり、目標軌道に沿ってバケットを制御できることが確かめられた。

Key Words : robotics, bucket, trajectory, link, autonomous shoveling, wheel dozer

1. はじめに

近年、土木・資源開発の分野において、過酷な作業環境からの作業員の解放および安全確保の面から、さらに熟練オペレータ不足の解消を目的として、作業ロボットの導入が試みられている。特に資源開発の場合、未利用の資源・エネルギーの確保を目的として開発現場は地下深部に移行しつつある現状を考慮すると、今後、開発が予想される資源・エネルギーの賦存環境は大深度・高温多湿などといった極限環境あるいはそれに近い環境下であると考えられる。従って、これらの現場におけるロボット導入の需要は、今後、益々大きくなると予想される¹⁾。

現在、土木建設・資源開発現場で用いられている代表的な作業機械として、ブルドーザ、パワーショベル、ホイールドーザおよびダンプトラックなどがある。ブルドーザの自動化に関しては、室らの一連の研究がある²⁾。掘削・積み込み機械としては、パワーショベルおよびホイールドーザがその代表であるが、パワーショベルに関しては、ロボット化を目的としたモデリングおよびバケットの軌道制御等に関する検討例がいくつか報告されている³⁾⁵⁾。これに対して、ホイールドーザに関しては、車体の移動制御に関する報告が一部見られるものの⁷⁾、土砂・碎石等のすくい取りに関する研究例が非常に少ないのが現状である。この理由としては次のようなことが考えられる。すなわち、パワーショベルはホイールドー

ザよりも多い3自由度を有するが、アーム、ブームおよびバケットの機構が、一種のロボットマニピュレータに近い構造をしており、解析が比較的容易であること、および作業時には車体の移動を考えないことが多いため、車体に固定座標系を定義することが可能である。これに対して、ホイールドーザはパワーショベルより少ない2自由度を有するのみであるにもかかわらず、後述するようにアームとバケットはZバーリンケージと呼ばれる多少複雑な機構となっていること、および作業時に車体の移動を考慮しなければならないため、車体に固定座標系を定義することができず、固定座標系と車体上に定義する移動座標系の2種類を考える必要があり、解析が複雑になることなどが挙げられる。それゆえ、電磁誘導線を用いてホイールドーザを無人運転した例は報告されているが⁷⁾、実際に土砂・碎石等をバケットによりすくい取る作業に関するロボット化の研究例はほとんど見受けられない。

ところで、碎石現場および地下空間・地下資源を開発する場合、一般に削孔を行い、爆薬を装填して発破を行った後、鉱石を運搬・排出する一連の作業を繰り返すことになる。これらの作業の中でも、土砂・鉱石のすくい取り・運搬作業は、作業対象物である破碎堆積物(以下、ずり山と記す)の形状が不定形であり、また作業の進展にともない、その形状・大きさが変化するため、上述のように研究例が少なく、特にロボット化が遅れている現状にある。このすくい取り作業のロボット化の実現のためには、機械にビジョンシステムを搭載して機械を

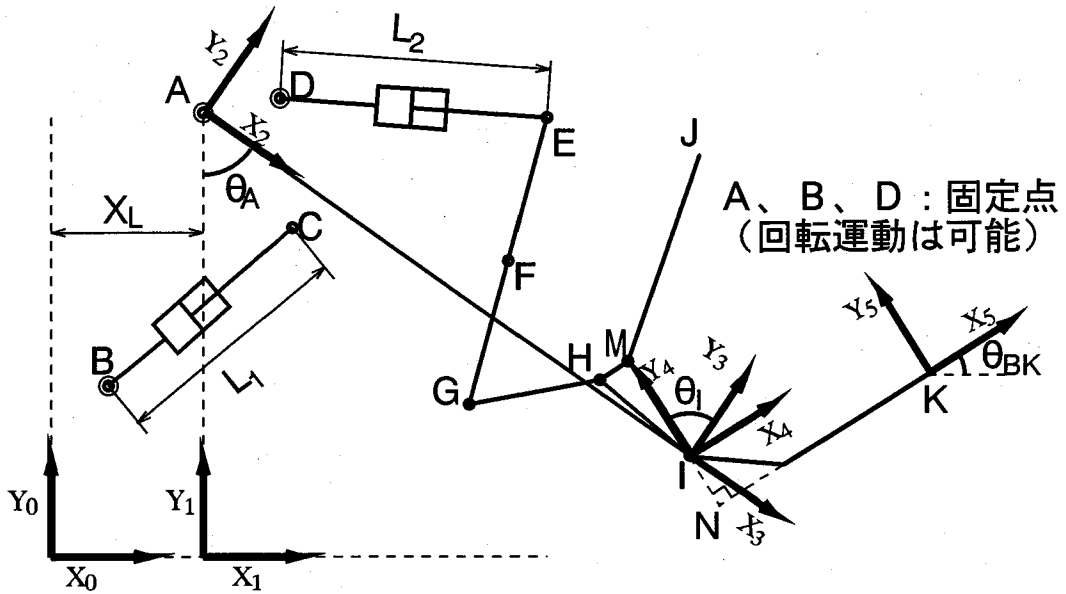


図-2 機構図と各フレーム

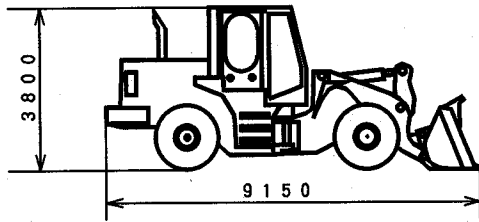


図-1 参考にしたホイールドーザの全体図

知能化する必要がある。つまりこのビジョンシステムを用いてずり山の形状に関する情報を取得し、この結果を基にすくい取りの作業計画を構築し、さらに、この作業計画を実行するように油圧アクチュエータを知的に制御することが必要不可欠である。

著者らは、碎石等のすくい取り作業に関して、ずり山の形状を把握するためのビジョンシステムおよび作業計画構築について検討を行い、これらの有効性を模型実験により確かめている⁹⁾。それゆえ、本研究では、ホイールドーザを対象としてバケットの順運動学および逆運動学について検討し、碎石等のすくい取り作業におけるバケット軌道制御に関する数値実験を行い、自律すくい取り作業システムの構築の一助とすることを目的とする。

2. 運動学的解析

ここでは、ホイールドーザのバケットを制御する際に

必要不可欠であるバケットおよびリフトアーム等のリンク機構のモデリングを行い、幾何学的な構造を把握する。さらに、このモデルを基に運動学的解析を行う。

(1) 順運動学解析

図-1にリンク機構をモデル化する際に参考にしたホイールドーザの全体図を示す。参考にしたホイールドーザは積み込み容量が約4 m^3 であるドーザである。ほとんどのドーザはほぼ同じ機構を有しているため、モデリングにはどの機種を選定しても大きな差は生じないが、このホイールドーザを選んだ理由は、各リンクの寸法および油圧シリンダの諸元等の詳細なデータが入手できたためである。バケット、リフトアームおよび機体はそれぞれ回転関節を介して、連結されている。よって、バケットとリフトアームは2自由度の平面リンク機構（平面内で全てのリンクがジョイントされている機構）を構成している。従って、以下の解析では、全て2次元面内の運動について考える。図-2は、この機構のすべてのリンクを直線で表してモデル化したものを示している。DE, EGおよびGHで構成されるリンク機構は、その形状からZバーリンケージ型と呼ばれている。図中の L_1 および L_2 はシリンダ長さを表しており、 L_1 は主としてリフトアームの運動に関係し、 L_2 はバケットの運動に関係する変数である。図中のA点、B点およびD点は機体本体に固定されており、回転運動は可能であるが、座標値の変化はなく、相互の位置関係は一定である。またF点およびI点は回転自由であるがリンクA I上に固定されている点である。他の点は座標値が変化する移動点である。なお、ここでは地

(6)

面は平坦であると仮定する。図-2に示されている直角座標 X_i, Y_i は番目のリンク・フレーム $\{i\}$ であり、フレーム $\{0\}$ は地面上の任意の位置に原点を持つ絶対座標系である。解析では、ドーザの位置を決定する必要があるので、フレーム $\{0\}$ とフレーム $\{1\}$ の2つのフレーム間の距離を変数 X_L とする。この X_L はドーザの前後の移動による変化に対応している。バケットの位置姿勢は図-2のバケット先端K点の座標およびバケット傾斜角 θ_{BK} を用いて表す。順運動学解析では、ドーザのシリンダ長さ L_1 および L_2 を与えた時の、バケットの位置姿勢について考察を行う。

ところで、シリンダ長さを変化させるとその変化に応じて、図-2の θ_A および θ_I が変化するため、各フレームを結ぶ変換マトリックスは、 θ_A, θ_I および X_L を変数としてそれぞれ次式のように表される。ただし、 ${}^m A_n$ はフレーム $\{m\}$ においてフレーム $\{n\}$ を記述する変換マトリックスを表す。また、 L_{ij} は点と点の間の距離を表す。

$${}^0_1 A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & X_L \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$${}^1_2 A = \begin{bmatrix} \sin\theta_A & \cos\theta_A & 0 \\ -\cos\theta_A & \sin\theta_A & Y_A \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$${}^2_3 A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L_{AI} \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$${}^3_4 A = \begin{bmatrix} \cos\theta_I & -\sin\theta_I & 0 \\ \sin\theta_I & \cos\theta_I & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$${}^4_5 A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L_{KN} \\ 0 & 1 & -L_{IN} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

よって、フレーム $\{0\}$ とバケット先端のフレーム $\{5\}$ との関係は次式で示される変換マトリックスによって与えられる。

$$T = {}^0_1 A {}^1_2 A {}^2_3 A {}^3_4 A {}^4_5 A$$

$$= \begin{bmatrix} \sin(\theta_A + \theta_I) & \cos(\theta_A + \theta_I) \\ -\cos(\theta_A + \theta_I) & \sin(\theta_A + \theta_I) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_{KN} \sin(\theta_A + \theta_I) - L_{IN} \cos(\theta_A + \theta_I) + L_{AI} \sin\theta_A + X_L \\ -L_{KN} \cos(\theta_A + \theta_I) - L_{IN} \sin(\theta_A + \theta_I) - L_{AI} \cos\theta_A + Y_A \\ 1 \end{bmatrix}$$

また、バケット傾斜角 θ_{BK} は次式で示される。

$$\theta_{BK} = \theta_A + \theta_I - \frac{\pi}{2} \quad (7)$$

上述したように角度 θ_A, θ_I はシリンダ長さ L_1, L_2 の関数である。従って L_1, L_2 および X_L が与えられると式(6)および(7)よりバケットの位置姿勢が求められる。

(2) 逆運動学解析

ホイールドーザが自律的に、土砂・碎石等のずりの積み込み作業を行うためには、バケット先端を目標軌跡に沿って自動的に移動させる必要がある。バケット先端に作業計画により求められる目標軌道を与えた時、その軌道を実現するために必要な角度 θ_A, θ_I および移動距離 X_L を導出する解析が、いわゆる逆運動学解析である。

式(6)の変換マトリックスより、フレーム $\{0\}$ におけるバケット先端すなわちK点の座標 (X_K, Y_K) はそれぞれ次式で表される。

$$X_K = L_{KN} \sin(\theta_A + \theta_I) - L_{IN} \cos(\theta_A + \theta_I) + L_{AI} \sin\theta_A + X_L \quad (8)$$

$$Y_K = -L_{KN} \cos(\theta_A + \theta_I) - L_{IN} \sin(\theta_A + \theta_I) - L_{AI} \cos\theta_A + Y_A \quad (9)$$

ここでは、この X_K, Y_K およびバケット傾斜角 θ_{BK} を時間の関数である目標軌跡 $X(t), Y(t), \theta_{BK}(t)$ として与え、この目標軌跡を実現するための θ_A, θ_I および X_L を求める。式(7)および(9)より、 θ_A は次式のように得られる。

$$\theta_A = \cos^{-1} \left(\frac{pl}{ql} \right) \quad (10)$$

ここに、

$$pl = L_{KN} \sin\theta_{BK}(t) - L_{IN} \cos\theta_{BK}(t) + Y_A - Y(t) \\ ql = L_{AI}$$

また式(7)より、 θ_I は次式のように求められる。

$$\theta_I = \theta_{BK}(t) + \frac{\pi}{2} - \theta_A \quad (11)$$

さらに式(8)より、 X_L は次式のように表される。

$$X_L = X(t) - L_{KN} \cos\theta_{BK}(t) - L_{IN} \sin\theta_{BK}(t) - L_{AI} \sin\theta_A \quad (12)$$

L_{KN}, L_{IN} および L_{AI} は定数であるため、上式を用いることにより目標軌跡 $X(t), Y(t), \theta_{BK}(t)$ を実現するために必要な θ_A, θ_I および X_L を求めることができる。

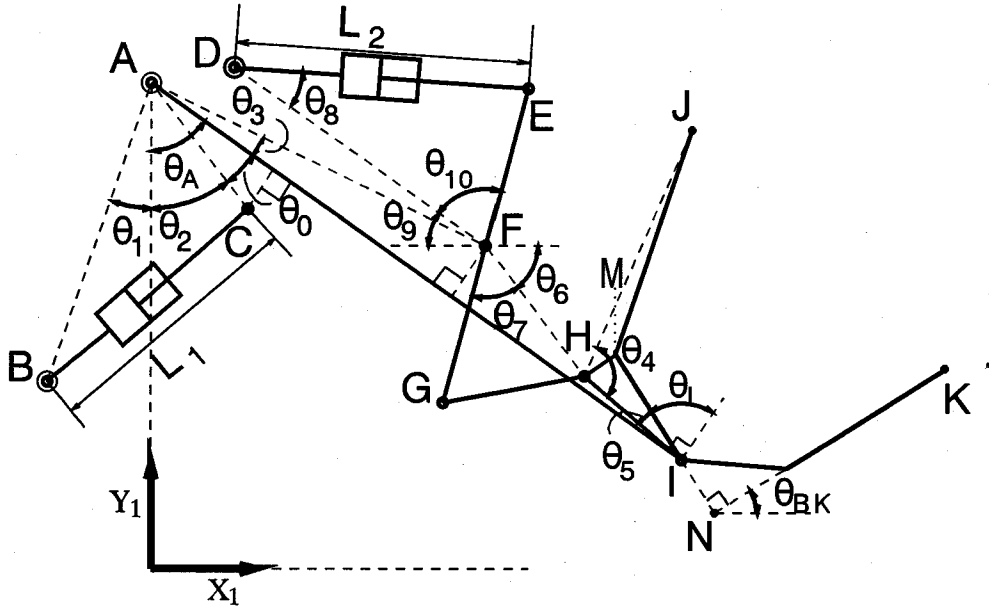


図-3 機構図に定義される角度

3. 油圧シリンダの流量解析

実際にバケット先端を目標軌道に沿って制御するためには、リフトアームおよびバケットを駆動している油圧シリンダの制御、すなわち油圧シリンダに送る油の流量の制御が必要になる。それゆえ、ここでは油圧シリンダに送る流量を算出する。

(1) シリンダ長さを求める過程

初めに角度 θ_A および θ_0 からシリンダ長さ L_1 、 L_2 を求める過程を以下に示す。

L_1 は、 θ_A を用いて次式のように求められる。

$$L_1 = \sqrt{L_{AB}^2 + L_{AC}^2 - 2 \cdot L_{AB} \cdot L_{AC} \cdot \cos(\theta_A - \theta_0 + \theta_1)} \quad (13)$$

ただし、点Aと点Bの距離 L_{AB} 、点Aと点Cの距離 L_{AC} および θ_0 、 θ_1 は定数である。

L_2 を求めるためには、まず図-3に示されるようなD点とF点の距離 L_{DF} と θ_{10} の値を知る必要がある。これらは以下のようにして求められる。なお、ここでの各点の座標はフレーム{1}における値である。

点Fの座標は式(14)で与えられるため、長さ L_{DF} は式(15)のように求められる。

$$\begin{bmatrix} X_F \\ Y_F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Y_A \end{bmatrix} + L_{AF} \begin{bmatrix} \sin(\theta_A + \theta_3) \\ -\cos(\theta_A + \theta_3) \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$L_{DF} = \sqrt{(X_D - X_F)^2 + (Y_D - Y_F)^2} \quad (15)$$

ここに、D点の座標、 θ_3 、 L_{AF} および Y_A の値は定数である。また、点Hの座標は式(16)で与えられるため、長さ L_{FH} は式(17)のように得られる。

$$\begin{bmatrix} X_H \\ Y_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Y_A \end{bmatrix} + L_{AI} \begin{bmatrix} \sin\theta_A \\ -\cos\theta_A \end{bmatrix} + L_{HI} \begin{bmatrix} \cos(\theta_A + \theta_1 + \theta_5) \\ \sin(\theta_A + \theta_1 + \theta_5) \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$L_{FH} = \sqrt{(X_F - X_H)^2 + (Y_F - Y_H)^2} \quad (17)$$

ここに、長さ L_{AI} および L_{HI} 、角度 θ_5 の値は定数である。これらの値を用いると、図-3に示されている角度 θ_7 、 θ_8 、 θ_9 は、それぞれ次式のように求められる。

$$\theta_7 = \cos^{-1} \left(\frac{L_{FG}^2 + L_{FH}^2 - L_{GH}^2}{2 \cdot L_{FG} \cdot L_{FH}} \right) \quad (18)$$

$$\theta_6 = \tan^{-1} \left(\frac{Y_F - Y_H}{X_H - X_F} \right) \quad (19)$$

$$\theta_9 = \tan^{-1} \left(\frac{Y_D - Y_F}{X_F - X_D} \right) \quad (20)$$

従って、式(18)、(19)および(20)より、角度 θ_{10} は次式のように得られる。

$$\theta_{10} = \theta_6 + \theta_7 - \theta_9 \quad (21)$$

長さ L_{DF} および角度 θ_{10} が式(15)および(21)より求められるので、それらを用いることにより、シリンダ長さ L_2 は次式のように表される。

$$L_2 = \sqrt{L_{DF}^2 + L_{EF}^2 - 2 \cdot L_{DF} \cdot L_{EF} \cdot \cos \theta_{10}} \quad (22)$$

従って、シリンダ長さ L_1 および L_2 が求められたゆえ、これらを時間微分すればシリンダ速度を求めることができる。

(2) シリンダ速度を求める過程

式(13)および式(22)を時間微分することにより、 \dot{L}_1 および \dot{L}_2 は次式で与えられる。

$$\dot{L}_1 = \frac{L_{AB} \cdot L_{AC} \cdot \sin(\theta_A - \theta_0 + \theta_1)}{\sqrt{L_{AB}^2 + L_{AC}^2 - 2 \cdot L_{AB} \cdot L_{AC} \cdot \cos(\theta_A - \theta_0 + \theta_1)}} \dot{\theta}_A \quad (23)$$

$$\dot{L}_2 = \frac{\dot{L}_{DF}(L_{DF} - L_{EF} \cdot \cos \theta_{10}) + \dot{\theta}_{10} \cdot L_{DF} \cdot L_{EF} \cdot \sin \theta_{10}}{\sqrt{L_{DF}^2 + L_{EF}^2 - 2 \cdot L_{DF} \cdot L_{EF} \cdot \cos \theta_{10}}} \quad (24)$$

上式より速度 \dot{L}_1 および \dot{L}_2 を計算するためには、 $\dot{\theta}_A$ 、 $\dot{\theta}_{10}$ および \dot{L}_{DF} が必要となる。これらの値は以下のようにして求められる。

$\dot{\theta}_A$ および $\dot{\theta}_1$ の時間微分は、それぞれ次式のようになる。

$$\dot{\theta}_A = \frac{p2}{q2} \quad (25)$$

ここに、

$$p2 = \dot{Y}(t) - \dot{\theta}_{BK}(t) \cdot \{L_{KN} \cdot \cos \theta_{BK}(t) + L_{IN} \cdot \sin \theta_{BK}(t)\} \\ q2 = L_{AI} \cdot \sin \theta_A$$

$$\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_{BK}(t) - \dot{\theta}_A \quad (26)$$

点Fの時間微分は式(27)で与えられるため、 \dot{L}_{DF} は式(28)のように得られる。

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_F \\ \dot{Y}_F \end{bmatrix} = \dot{\theta}_A \cdot L_{AF} \begin{bmatrix} \cos(\theta_A + \theta_3) \\ \sin(\theta_A + \theta_3) \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$\dot{L}_{DF} = \frac{-\{\dot{X}_F(X_D - X_F) + \dot{Y}_F(Y_D - Y_F)\}}{L_{DF}} \quad (28)$$

また、点Hの時間微分は式(29)で与えられるため、 \dot{L}_{FH} は式(30)のように求められる。

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_H \\ \dot{Y}_H \end{bmatrix} = \dot{\theta}_A \cdot L_{AI} \begin{bmatrix} \cos \theta_A \\ \sin \theta_A \end{bmatrix} + (\dot{\theta}_A + \dot{\theta}_1) L_{HI} \begin{bmatrix} -\sin(\theta_A + \theta_1 + \theta_5) \\ \cos(\theta_A + \theta_1 + \theta_5) \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\dot{L}_{FH} = \frac{p3}{q3} \quad (30)$$

ここに、

$$p3 = (\dot{X}_F - \dot{X}_H)(X_F - X_H) + (\dot{Y}_F - \dot{Y}_H)(Y_F - Y_H)$$

$$q3 = L_{FH}$$

式(27)ないし(30)より $\dot{\theta}_7$ 、 $\dot{\theta}_6$ 、 $\dot{\theta}_9$ は、それぞれ次式のように求められる。

$$\dot{\theta}_7 = \frac{(L_{FG} \cos \theta_7 - L_{FH})}{L_{FG} \cdot L_{FH} \cdot \sin \theta_7} \dot{L}_{FH} \quad (31)$$

$$\dot{\theta}_6 = \frac{p4}{q4} \quad (32)$$

ここに、

$$p4 = (\dot{Y}_F - \dot{Y}_H)(X_H - X_F) - (\dot{X}_H - \dot{X}_F)(Y_F - Y_H)$$

$$q4 = L_{FH}^2$$

$$\dot{\theta}_9 = \frac{\dot{X}_F(Y_F - Y_D) + \dot{Y}_F(X_D - X_F)}{L_{DF}^2} \quad (33)$$

従って、式(31)ないし(33)および式(21)の関係を用いることにより $\dot{\theta}_{10}$ は、次式のように得られる。

$$\dot{\theta}_{10} = \dot{\theta}_6 + \dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_9 \quad (34)$$

以上の諸式を式(23)および(24)に代入することにより各シリンダ速度が算出される。従ってシリンダ速度 \dot{L}_1 および \dot{L}_2 よりシリンダに送る流量は次式のように求められる。

$$Q_1(\text{伸}) = A_{1B} \dot{L}_1 \quad (35)$$

$$Q_1(\text{縮}) = A_{1R} \dot{L}_1 \quad (36)$$

$$Q_2(\text{伸}) = A_{2B} \dot{L}_2 \quad (37)$$

$$Q_2(\text{縮}) = A_{2R} \dot{L}_2 \quad (38)$$

ここに、Aは面積、添字のBはボア側、Rはロッド側を表す。上式より求められる流量を油圧シリンダに送ることにより、バケットの目標軌道を達成することができる。

4. バケット軌道計画

本研究における作業は、バケットにより土砂・碎石をすくい取ることである。一般に熟練オペレータは、このすくい取り作業を行う場合、初めにバケットの底面を地面すれすれに保ちながらバケットをずり山に貫入させ、次にバケットを上昇させて土砂をすくい取る一連の作業をスムーズに実行する。ホイールドーザのロボット化を実現するためには、この一連の作業を自動的に行うように油圧シリンダに送る流量を制御する必要がある。この流量は3.にて既に求められているので、ここではバケット先端に与える目標軌道について考察する。

上述したように、すくい取り作業は次の2つの過程に分けられる。

1) バケット傾斜角 θ_{BK} を0に保ちながら、バケットを一定距離だけずり山に貫入させる。

2) その後、バケットを上昇させ、土砂をすくい取る。すくい取りを効率よく実行するためには、バケットを上昇させて、すくい取り作業が終了した時点で、バケットはすくい取り容量が最大になるような姿勢になっていることが望ましい。この時のバケット傾斜角を θ_{max} とすると、2)の過程では、バケット傾斜角 θ_{BK} は作業開始時の 0° から θ_{max} まで変化することになる。

図-4にバケット軌道の一例を示した。ここでは、ずり山は安息角 α で堆積している。1)の過程ではバケット先端は点1から点2まで移動し、2)の過程では点2から点3まで移動する。点1、2および3で囲まれた部分がバケットによりすくい取られる土砂に相当し、これらの点の与え方により作業計画が異なることになる。

本数値実験では以下に示すように作業計画を構築し、バケット軌跡を与えることにした。

a) すくい取られる土砂量は、バケット容量に等しくなるようにする。ここでは2次元の解析を考えているので、点1、2および3で囲まれる部分の面積がバケットの面積に等しくなるようにバケット軌道を与える。

b) 実際の作業では、ドーザの駆動輪が空転してこれ以上バケットを押し込めなくなる状態まで、ドーザを前進させることが多いが、ここではバケットの貫入距離 d は適当な値を与える。例えば、図-4に示されている h がバケット開口高さ B の半分になるまで、バケットを貫入させようとする、 d は次式で与えられる。

$$d = \frac{(B/2)}{\tan \alpha} \quad (39)$$

c) 点2から3までのバケットの軌道は、簡単のため2次曲線を与える。従って、まず貫入距離 d が与えられると点2の座標が決定し、a)の条件を満足するように点2、

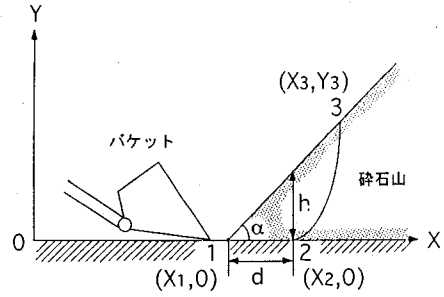


図-4 作業計画の一例

3間の2次曲線が決定される。ところで、1)の過程はバケットを一定の姿勢に保ちながらドーザを前進させるだけであるので、バケットの姿勢制御という意味ではあまり大きな問題はない。それゆえ、ここではバケットの先端が点2に到達した時点作業開始時($t=0$)とし、作業終了時間を $t=T$ とする。すなわち、 T 秒間にバケットの位置は点2から点3へ移動し、姿勢は 0° から θ_{max} まで変化することになる。

以上の考察を基に、バケットの目標軌道を時間の関数として以下のように与える。すなわち、 $t=0$ および $t=T$ において、バケット先端 K 点の垂直方向の速度が0となるように考慮して、バケット先端の Y 座標 $Y(t)$ を次式によって与える。

$$Y(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 \quad (40)$$

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= Y(0) = 0 \\ a_1 &= 0 \\ a_2 &= \frac{3}{T^2} \{Y(T) - Y(0)\} = \frac{3}{T^2} Y_3 \\ a_3 &= -\frac{2}{T^3} \{Y(T) - Y(0)\} = -\frac{2}{T^3} Y_3 \end{aligned} \right\}$$

また、バケット先端の座標が図-4に示すような2次曲線 $Y = a(X - X_2)^2$ に沿うように、バケット先端の X 座標 $X(t)$ を次式で与える。

$$X(t) = \sqrt{\frac{Y(t)}{a}} + X_2 \quad (41)$$

さらに、作業終了時刻 T に角度 θ_{max} になるようにバケット傾斜角を次式で与える。

$$\theta_{BK}(t) = \theta_{max} \frac{Y(t)}{Y(T)} = \theta_{max} \frac{Y(t)}{Y_3} \quad (42)$$

以上、式(40)ないし(42)がバケット先端の目標軌跡を与える関数である。

表-1 数値実験の際の各数値

座標値 [cm]	(X_A, Y_A)=(0, 239) (X_B, Y_B)=(-40, 63) (X_D, Y_D)=(42.5, 236)
長さ [cm]	$L_{AB}=180.5$ $L_{AC}=72.1$ $L_{AI}=310$ $L_{AF}=194.5$ $L_{EF}=75.5$ $L_{FG}=98$ $L_{HI}=46.6$ $L_{GH}=73$ $L_{IN}=29$ $L_{KN}=142.2$ $L_{HJ}=129.2$ $L_{HM}=12$
角度 [rad]	$\theta_0=0.0559$ $\theta_1=0.2234$ $\theta_3=0.2391$ $\theta_4=1.9635$ $\theta_5=0.2601$
シリンダ面積 [cm ²]	$A_{1B}=283.5$ $A_{1R}=204.9$ $A_{2B}=201.1$ $A_{2R}=150.8$

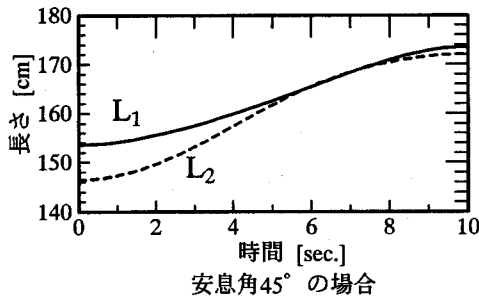
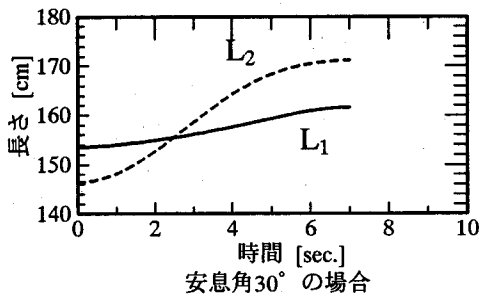


図-5 シリンダ長さの変化

5. 結果および考察

3. において、バケット先端を目標軌跡に沿って制御するために各シリンダに送る流量およびホイールローザ自体の前後の移動量に関する諸式を導出し、4. において、すくい取り作業計画の一例を示した。ここでは、4. において示された目標軌道関数を実際にバケット先端に与え、その時の各シリンダおよび機体自体の挙動を確認するため、計算機上で行った数値実験の結果を示す。なお、数値実験を行う際の寸法等の諸元として、モデリングの際に参考にしたホイールローザのデータを用いた。使用した数値を表-1に示す。なお、表-1に示してある各点の座標値は、すべてフレーム{1}における値であり、従ってこれらは、定数となる。

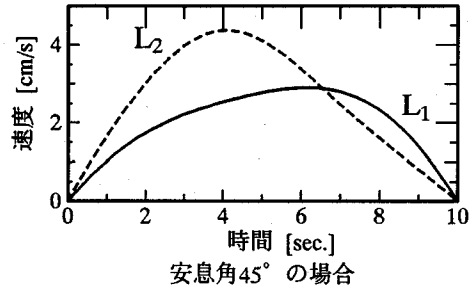
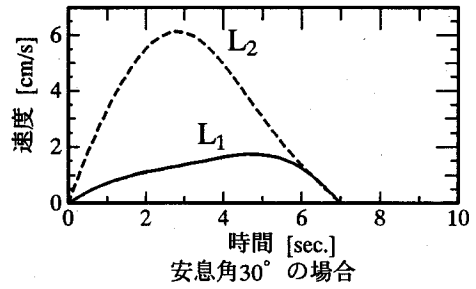


図-6 シリンダ速度の変化

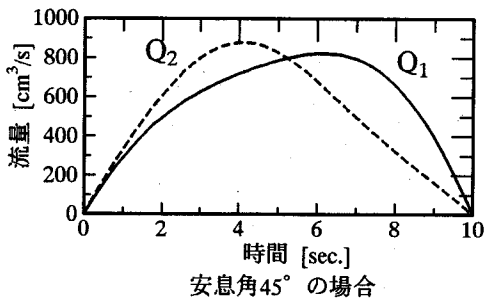
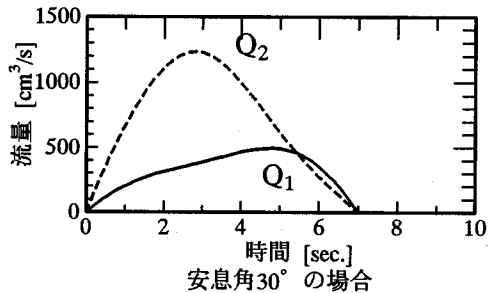


図-7 シリンダ送る流量の変化

(1) 運動解析に関する結果および考察

数値実験は4. にて示した作業計画に従って安息角30°および45°の場合について行った。この時、作業終了時間Tを安息角30°の場合は7秒、45°の場合は10秒と仮定した。

上述の条件を基に数値実験を行い、安息角30°および

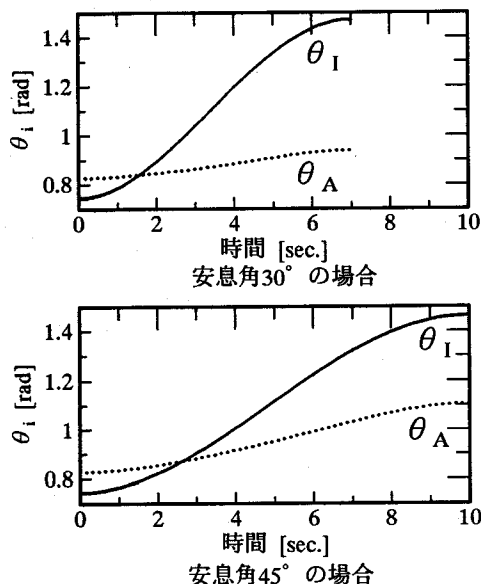


図-8 それぞれの角度変化

45° の場合のシリンダ長さ、シリンダ速度の変化の時刻歴として図-5および図-6に示す結果が得られた。ここに示されたシリンダ速度の結果を用いて、シリンダへ送り込む基準流量は図-7に示すように求められた。また、それぞれの角度と動作時刻の関係として図-8に示される結果が得られた。

安息角30° および45° における、シリンダ長さの変化量を比較した場合、作業を達成させるために必要なシリンダ2の変化量はほとんど等しいことが分かる。シリンダ1については、安息角45° の場合の方が安息角30° の場合に比べて、変化量が大きいくことが分かる。また、シリンダ速度については次のことが言える。すなわち、安息角30° の場合のシリンダ2の速度は、安息角45° の場合の速度に比べて全般的に速くなっているが、これは、作業時間が短いためと考えられる。一方、シリンダ1に関しては、作業時間が長いにも関わらず、安息角45° の場合の速度の方が安息角30° の場合より速いくことが分かる。これは、安息角45° の場合の方がバケットを高い位置まで持ち上げなければならないため、このためリフトアーム用シリンダであるシリンダ1の変位量を大きくしなければならないためである。この変位量を得るため、シリンダに送る流量についてもこれと同じ事が言える。以上の結果から、安息角の違いはシリンダ1に対して大きく影響していると言える。以上の結果は、外乱の影響を考慮しない場合のものであり、従って、リンク機構によるモデリングが的確で、かつ外乱およびリンクのたが等の影響が無い理想的な状態であれば、図-7に示される基準

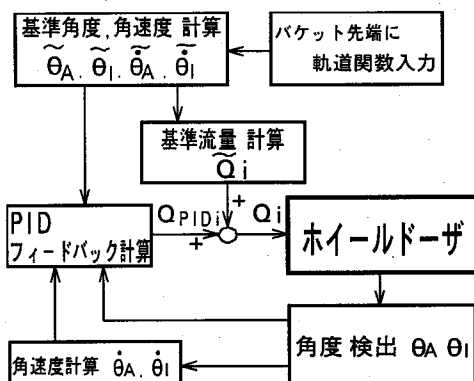


図-9 制御の流れ

流量を各シリンダに送り込めば、バケット先端は4. で示された目標軌道に沿って制御されることになる。

(2) フィードバック制御に関する結果および考察

作業時に外乱がない場合には、5 (1) において行った運動解析により求められた基準流量を油圧シリンダに送ることによって、バケットは与えられた目標の軌道に沿って制御される。しかし、実際のホイルドローザの運動では、ずり山から受ける反力等の外乱が影響し、バケットは与えられた軌道通りに移動するとは限らない。それゆえ外乱の影響に耐え得る制御システムを構築する必要がある。建設機械の場合、機械自体に非線形特性が含まれる場合が多く、必ずしもPID制御 (偏差に比例する項 (比例動作)、偏差の積分に比例する項 (積分動作)、および偏差の微分に比例する項 (微分動作) の3動作による制御) のみでは望ましい制御系が設計できないと言われているが⁹⁾、ここでは簡単のため、広く使用されているPID制御方式を採用し、バケット先端を目標軌道に沿って移動させるためのシリンダ制御則を設定し、さらに、その有効性を確かめるための数値実験を行った。制御の対象として、シリンダ1に対しては θ_A を、また、シリンダ2に対しては、 θ_I を選定した。実際の運動ではリフトアーム、バケット間で相互の干渉があるが、ここではこの相互の干渉は考えず、各シリンダ独立にPID制御を行った。制御の流れを図-9に示した。バケット先端に軌道関数を与えることにより基準角度、基準角速度を計算しシリンダへ送る基準流量を求める。外乱のない状態ならば、ここで求めた基準流量をシリンダに送ることによって、バケットの運動は目標軌道通りに制御されることになる。しかし、外乱により実際のシリンダの伸長量と目標伸長量との間に相違が生じた場合、角度検出器によって測定された角度および計測された角速度は計算で求めた基準角度、基準角速度とは異なった値になる。この相違を基に以下の式に示すフィードバック計算を行い、制御を行った。

表-2 フィードバックゲイン

θ_A	θ_I
$K_{PA}=-15000[\text{cm}^3/\text{s}\cdot\text{rad}]$	$K_{PI}=-10000[\text{cm}^3/\text{s}\cdot\text{rad}]$
$K_{IA}=-5600[\text{cm}^3/\text{s}^2\cdot\text{rad}]$	$K_{II}=-3500[\text{cm}^3/\text{s}^2\cdot\text{rad}]$
$K_{DA}=-4000[\text{cm}^3\cdot\text{rad}]$	$K_{DI}=-900[\text{cm}^3\cdot\text{rad}]$

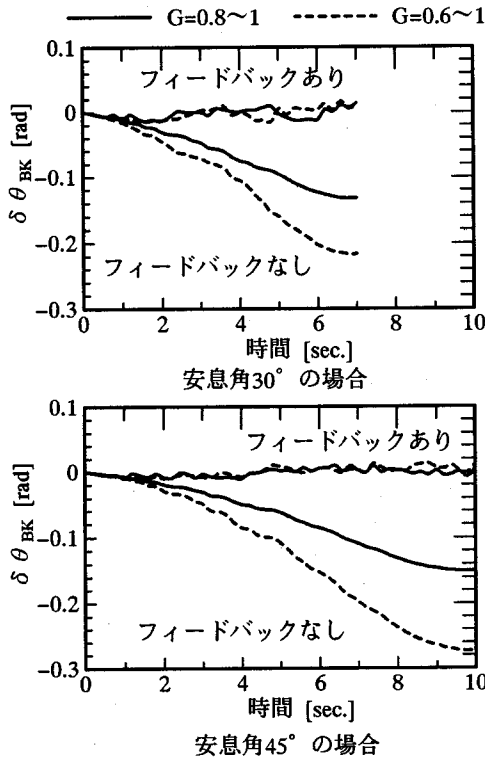


図-10 数値実験結果 (バケット傾斜角のずれ)

$$Q_i = \bar{Q}_i + K_{Pj} \delta \theta_j + K_{Ij} \int_0^t \delta \theta_j dt + K_{Dj} \delta \dot{\theta}_j \quad (43)$$

$(i=1, j=A)$
 $(i=2, j=I)$

ここで、 \bar{Q}_i は目標軌道に沿うように予め計算された基準流量であり式(35)ないし(38)で求められる。 $\delta \theta$ は角度の測定値と基準値の差を、また、 $\delta \dot{\theta}$ は角速度の計測値と基準値の差を示す。

数値実験を行う際のフィードバックゲインは試行錯誤的に表-2に示すように決定した。刻み時間幅を dt 秒とすれば、その間に伸びるシリンダ長さ δL は理論的には、 $Q/A \cdot dt$ (Q :流量, A :シリンダ面積)となる。本数値実験では、それぞれのシリンダ δL を $Q/A \cdot dt \cdot G$ で与え、

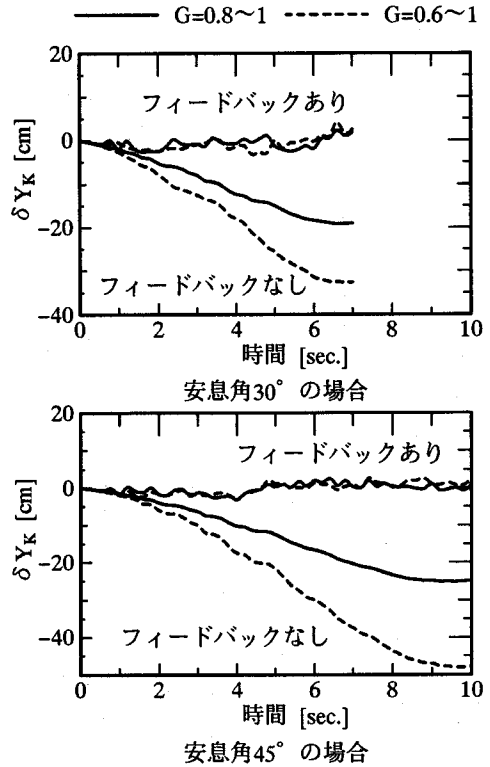


図-11 数値実験結果 (バケット先端高さのずれ)

この G を未知の外乱の影響と仮定した。なお、 G の範囲を(0.8~1)、(0.7~1)および(0.6~1)の3種類に設定し、それぞれの範囲内で G をランダムに与え、数値実験を行った。また、計算においては角度検出器の角度分解能を 1° と仮定し、刻み時間幅 dt は0.2秒とした。

上述した仮定の基に、実際にフィードバック制御の数値実験を行った際の結果を以下に示す。

図-10および図-11に安息角 30° および 45° についてのバケット傾斜角およびバケット先端高さの基準値からのずれを示す。ここに、実線は、 G の範囲が(0.8~1)の場合、破線が(0.6~1)の場合を示している。同図に示されるように、フィードバックを施さなかった場合には G の範囲が大きくなるに従い、バケット先端は基準値から大きく外れる。これに対し、フィードバックを施した場合には、安息角 30° および 45° の両方の場合において、バケット傾斜角のずれは $\pm 1^\circ$ 以内に、またバケット先端高さのずれは $\pm 50\text{mm}$ 以内に制御されている。よって、外乱の大きさの影響をそれほど受けずに、バケットの軌道を制御できることが確認できた。

また、図-12に、安息角 30° で G の範囲が(0.8~1)の場合のシリンダに送る流量変化の数値実験結果を示す。図-7に示される基準流量にほぼ追従していることが分か

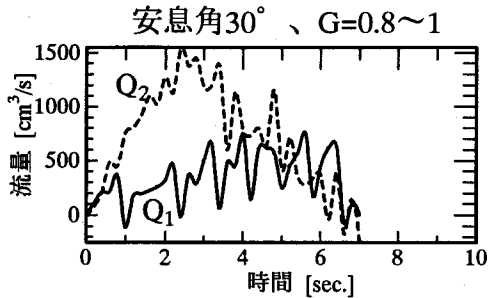


図-1.2 数値実験結果 (シリンダへ送る流量の変化)

る。多少、流量の振動が見られるが、フィードバックゲインを厳密に決定することができれば、この振動を抑制できると思われる。

以上の結果より、PID制御方式を採用して設定したシリンダ制御則が、未知の外乱に対してもほぼ有効であることが確かめられた。

6. まとめ

本研究ではホイールドーザによる碎石の自律すくい取り作業を実現することを目的として、バケットの順運動学および逆運動学について検討し、すくい取り作業におけるバケット軌道制御に関する数値実験を行った。

逆運動学解析および流量解析により、バケット先端に目標軌道を与えた時に、その軌道を実現するために必要なシリンダ流量が算出された。また、実際の作業には外乱は不可避であることから、一般に広く用いられているPID制御を用いて制御則を設定し、外乱のある状態にてバケット制御の数値実験を行った。設定した制御則を用いない場合、外乱の影響により、バケット先端の軌跡は目

標軌跡からずれてくるが、制御則を用いた場合、バケット先端は目標軌跡に沿って制御されることが確かめられた。なお、今後、実機を用いた実験により本制御則の妥当性の検証が待たれる。

参考文献

- 1) 山本欣市, 柿倉正義: 極限作業ロボット, pp.19-32, 1992, 工業調査会.
- 2) 室 達郎, 横田研一: 湿地ブルドーザの牽引性能に及ぼす寸法効果の影響, 土木学会論文集, No.445, pp.101-108, 1992.
- 3) 室 達郎, 尾本 清, 二村政明: 湿地用ブルドーザの走行性能一模型車両実験一, 土木学会論文集, No.397, pp.151-157, 1988.
- 4) 森田孝司, 坂和愛幸: パワーショベルのモデリングと制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.22, No.1, pp.69-75, 1986.
- 5) 菊池雄一ら: レーザ光線を用いた自動掘削システム, 第2回建設ロボットシンポジウム論文集, pp.283-290, 1991.
- 6) Feng, Pei-en, et al.: RESEARCH ON CONTROL METHOD OF PLANNING LEVEL FOR EXCAVATING-ROBOT, Proc. The 9th Int. Symp. Automation and Robotics in Construction, pp777-786, 1992.
- 7) Tomchiro Gocho, Narimasa Yamada, et al.: AUTOMATIC WHEEL-LOADER IN ASPHALT PLANT, Proc. The 9th Int. Symp. Automation and Robotics in Construction, pp803-812, 1992.
- 8) 高橋 弘, 鎌田博之, 益山 忠: 画像を用いた碎石堆積物の自動すくい取り作業計画構築に関する基礎的研究, 第4回建設ロボットシンポジウム論文集, pp71-80, 1994.
- 9) 千葉次郎, 竹田太四郎: 土木建設機械における自動制御, 計測と制御, Vol.21, No.8, pp.40-46, 1982.

(1995. 3. 6 受付)

NUMERICAL SIMULATION OF BUCKET TRAJECTORY CONTROL IN AUTONOMOUS SHOVELING OF FRAGMENT ROCKS BY USING A WHEEL DOZER

Hiroshi TAKAHASHI and Yoshiaki TSUKAMOTO

In this study, the structure of wheel dozer was modeled and kinematic analysis was carried out in order to achieve the autonomous shoveling of fragment rocks by the wheel dozer.

Through this study, oil rate provided to the hydraulic cylinder was derived in order that the bucket tip may follow the desired trajectory. Furthermore, a PID control method was proposed by considering the unknown disturbance during the task. Consequently, it was confirmed that the bucket tip can be controlled to follow the desired trajectory, even if the disturbance is added in the control system.