201 6脚小型ショベルの脚機構の最適設計

Optimal Design of Leg Mechanism for Six-legged Mini Shovel

○正 黄 慶九 (東工大) 在原 広敏 (東工大) 絹川 秀樹 (コベルコ建機) 森川 勝 (コベルコ建機)

Qingjiu HUANG, Tokyo Institute of Technology, Meguroku, Tokyo

Hirotooshi ARIHARA, Tokyo Institute of Technology, Meguroku, Tokyo

Hideki KINUGAWA, KOBELCO Construction Machinery Co.,Ltd., Shinagawa-ku, Tokyo

Masaru MORIKAWA, KOBELCO Construction Machinery Co.,Ltd., Shinagawa-ku, Tokyo

In this research, the optimal design aiming at designing the leg mechanism of a six-legged mini shovel, which can minimization the load of the oil-pressure cylinder and the flow rate of a hydraulic pump and maximize the movable range of the leg, was formulized. Firstly, the size of the leg mechanism and the chassis were decided, and a basic design of the six-legged mini shovel was carried out. Next, the optimal configuration of the oil-pressure cylinder of a leg mechanism was designed by the statics analysis of a leg output. Furthermore, a design variable, a evaluation function, and optimization method were determined, and the optimization of a leg mechanism was formulized. Finally, walk analysis by statics was carried and the effectiveness of this research technique was clarified.

Key Words: Six-legged Mini Shovel, Optimal Mechanism Design, Leg Mechanism, Mechanism analysis, Walking Analysis

A1. 緒 言

本研究ではこれまで研究開発を行ってきた6脚小型ショベルに対して、脚機構の油圧シリンダの負荷と油圧ポンプの流量を最小化、可動範囲を最大化できるような機構を設計することを目的とした最適設計法を定式化する。また、静力学による脚出力解析と歩行解析を行い、本研究手法の有効性を明らかにする。

A2. 6脚小型ショベル車体と脚機構の基本設計

研究対象となる6脚小型ショベルに要求される脚先可動範囲や歩行速度等の性能によって車体と脚機構の寸法を決め、基本設計を行う。

A3. 脚機構油圧シリンダ配置の設計

アクチュエータには市販の油圧シリンダと油圧ポンプを用いることとして、脚機構の油圧シリンダ配置に関して図A1に示すような3つの設計案を考えた。シリンダ配置と油圧配管の容易さと脚出力の解析によって脚機構にはType1の油圧シリンダ配置案を用いることとした。

Fig. A1: Mechanism ideas of leg

A4. 脚機構の最適設計

油圧シリンダに加わる負荷を最小化、可動範囲を最大化するような最適化を行い、設計変数と評価関数および最適化法について決定し、脚機構の最適化を定式化する。本研究ではヤコビ行列 J を用いて評価関数を次のように定義する。

Fig. A2: Overview of six-legged mini shovel

$$\min: J = \int_V \{ (J^{-1} \mathbf{v}_w)^T \mathbf{Q} (J^{-1} \mathbf{v}_w) W_v(x, y, z) + (J^T \mathbf{f}_w)^T \mathbf{R} (J^T \mathbf{f}_w) W_f(x, y, z) \} dV$$

設計された車体と脚機構の寸法及び最適化した脚機構の形状によって、6脚小型ショベルの概観は図A2に示される。

A5. 静力学による歩行解析結果

静力学による歩行解析を行い、油圧シリンダの最大出力と油圧ポンプの最大吐出量が仕様を超えていないかを確認することによって、本研究で定式化された脚機構の最適設計法を用いて複雑な機構であっても重みを調整するだけで簡単に望ましい特性を持つ機構を設計できることを明らかにする。

A6. 結論

本研究では6脚小型ショベルの油圧シリンダの負荷と油圧ポンプの流量を小さくできるような脚機構の最適設計を行い、脚の可動範囲と出力性能をバランスとるような脚リンクの寸法やアクチュエータの配置を決定する。また、静力学による脚出力解析と歩行解析を行い、本研究手法の有効性を明らかにする。

1 緒言

歩行ロボット分野では数学モデルや制御方法、歩容等の研究が活発に行われている。しかし、機構の設計においてはリンクの寸法やアクチュエータの配置をどのように決定すべきかという議論が不十分なものが多い。特に大形の歩行ロボットではアクチュエータに大出力が得られる油圧シリンダを用いる必要があり、多くの閉ループを含む複雑な脚機構となるため設計が難しい。しかし、脚先において要求性能を満たすための十分な可動範囲と出力を得るには脚機構のリンクの寸法と油圧シリンダの配置が重要となる。

そこで本研究ではこれまで研究開発を行ってきた6脚小型ショベル^[1]に対して、脚機構の油圧シリンダの負荷と油圧ポンプの流量を最小化、可動範囲を最大化できるような機構を設計することを目的とした最適設計法を定式化する。

具体的には、まず研究対象となる6脚小型ショベルに要求される脚先可動範囲や歩行速度等の性能によって車体と脚機構の寸法を決める。次に、アクチュエータには市販の油圧シリンダと油圧ポンプを用いることとして、脚出力の解析によって脚機構の油圧シリンダの最適配置を設計する。さらに、油圧シリンダの最大出力と油圧ポンプの最大吐出し量を拘束条件として脚機構の最適化設計を行う。脚先の可動範囲と出力はトレードオフの関係にあり、同じアクチュエータで広い可動範囲を得ようとすれば出力が弱くなるという設計問題に対して、油圧シリンダに加わる負荷を最小化、可動範囲を最大化するような最適化を行い、設計変数と評価関数および最適化法について決定し、脚機構の最適化を定式化する。最後、静力学による歩行解析を行い、油圧シリンダの最大出力と油圧ポンプの最大吐出し量が仕様を超えていないかを確認することによって、本研究で定式化された脚機構の最適設計法を用いて複雑な機構であっても重みを調整するだけで簡単に望ましい特性を持つ機構を設計できることを明らかにする。

2 6脚小型ショベル車体と脚機構の基本設計

研究対象となる6脚歩行ショベルは市販の内装解体用小型ショベル(重さ約0.9[t])がベースとなり、クローラの代わりに脚機構を付加したものとする。用途は主に建造物の屋内において内装を解体する作業を行うこととする。そのために必要な点を以下にまとめる。

- 階段および踊り場を通過できる
- クローラと同等の速度で歩行できる
- 屋内における標準的な幅の通路や扉を通過できる
- 歩行および作業時において十分な安定性が確保できる

これらの条件より脚機構の大まかな寸法と可動範囲を図1および図2の様に決定した。対象とする階段は図1に示すように幅300[mm]、高さ180[mm]とし、それを登れるように脚リンクの寸法および可動範囲を決め、車体の寸法は図2に示すような階段の踊り場を通過できるような値とした。また歩行速度は市販の小型ショベルが最高2[km/h]であることから1~2[km/h]程度を目標とし、全備質量は一般の建造物の強度より1[t]前後が限度となる。さらに実用化のためには可能な限りコストを抑えることが必須となる。

アクチュエータの選択肢としてACサーボモータと油圧シリンダの二つが考えられる。ここで、ACサーボモータは油圧シリンダに比べて高価で、構造上リンクの付け根付近では大トルクが加わるため大出力モータが必要となり重

Fig. 1: Measurements of links and stairs

Fig. 2: Measurements of body and stair landing

Table 1: Binding condition

Parameters	Symbol	Value	Unit
Effective pressure	P	200	kgf/cm ²
Diameter of cylinder	D	40	mm
Maximum discharge rate	Q	22	L/min
Safety ratio	S	1.2	—

量もコストも増すため不利である。一方、油圧シリンダは建設機械において多用され、既に高い信頼性が確立されている。さらに、油圧シリンダと油圧ポンプは市販品を用いることで格段にコストを抑制できる。このような理由よりアクチュエータには市販の油圧シリンダを採用した。

3 脚機構油圧シリンダ配置の設計

3.1 油圧シリンダとポンプの仕様 本研究のような大形の脚式移動機械にはアクチュエータに大出力が得られる油圧シリンダを用いる必要があるため、油圧シリンダと油圧ポンプを用いてアクチュエータを構成した。また、開発コストを低減化するため、市販の油圧シリンダ及び小型ショベルにある油圧ポンプを使用する。このため、油圧ポンプに有効圧力 200 kgf/cm² で最大吐出し量 22 L/min という拘束条件があり、仕様される油圧シリンダの直径が 40 mm とストロークが 100 mm であるため、油圧シリンダの最大出力 $F_{\max}$ を次式によって計算できる。

$$F_{\max} = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \frac{\pi P}{S} = 20.6 \text{ kN} \quad (1)$$

よって、実際に歩行する場合の油圧シリンダに加わる負荷は $F_{\max}$ 以下となるように機構を設計しなければならない。油圧ポンプとシリンダの仕様条件を表1にまとめた。

3.2 油圧シリンダ配置の設計案 脚機構の油圧シリンダー配置に関して、図3に示すような3つの設計案を考えられる。なお、機構の特徴を示すため図中の shoulder 部分は薄緑で塗りつぶしてある。

Type 1 は市販のショベルと同様にシリンダを配置したバックホウ型である。Type 2 はバックホウに変更を加えた

物で、Type 3はさらにシリンダの配置を工夫した物である。Type 2の様な配置は油圧シリンダの寸法上このような配置が困難であり、また油圧シリンダが脚機構の内側にあると衝突による破壊の危険性が高まるため望ましくない。Type 3は油圧の配管が短くなるという点では有利で壊れ難い構造とできるが、Type 2と同様シリンダが内側にあるため油圧シリンダの長さが制限される。

Type 2については油圧シリンダが脚リンクの寸法上、脚機構に収まらないことが分かったため、設計案の内、Type 1とType 3についてのみ支持力を評価するための静力学解析を行い、最適な油圧シリンダ配置の設計案を決める。

Fig. 3: Mechanism ideas of leg

3.3 運動解析を行うための基礎知識

3.3.1 座標系の設定

図4に設計した脚機構の模式図を示す。脚機構は回り対偶と進み対偶(滑り対偶)から構成される。ここで脚先端の球対偶は接地用の足首機構に過ぎないので設定する座標系には考慮しない。まず、ロボットの車体に運動座標系における各脚の基準座標系 Σ_0 を定義する。ただし、これから用いる全ての座標系は右手系とし、その基底は正規直交基底とする。油圧シリンダを用いた機構は閉ループ機構であるから、図4に示すように Σ_0 に近い閉ループの関節から順番に番号を振る。この関節番号を対応する座標系の番号とし、例えば第 n 関節に固定された座標系は Σ_n と表記する。ここで、関節の位置が座標系の原点となるように座標系を設定することとし、脚先端の座標系は特別に Σ_e とする。

次に、各関節座標系の基底ベクトル $\{a_x, a_y, a_z\}$ の設定法について説明する。各関節において、その関節が回り対偶であればその回転運動軸、進み対偶であればその並進運動軸に平行な単位ベクトルを d とし、基底ベクトル a_z が d に重なるように座標系を設定する。残りの a_x, a_y の方向の決め方については次に示すように場合分けをして考える。ただし基底ベクトルの左上付添え字はその基底が属する座標系の番号を表す。

- I 設定したい座標系 Σ_n の ${}^n a_x, {}^n a_y$ が Σ_0 の ${}^0 a_x, {}^0 a_y$ と重ねられる場合はそのように設定する。
- II 設定したい Σ_n の ${}^n a_x$ 、あるいは ${}^n a_y$ の内、どちらか一方が Σ_0 の ${}^0 a_x$ 、あるいは ${}^0 a_y$ と重ねられる場合はそのように設定する。
- III 設定したい Σ_n において1, 2のようにできない場合は ${}^n a_x$ を Σ_0 における xy 平面上の右半平面と重なるように設定する。

以上の手順により各関節の基底座標系を図4のように設定する。

3.3.2 記号の記述法

各関節の位置ベクトルの記述法について説明する。各関節位置ベクトルを p で表し、左上付添え字に p の基底座標

Fig. 4: Definition of coordinate systems

系番号、右下付添え字に p が示す位置の関節番号を付記する。例えば、座標系 Σ_i から見た第 n 関節の位置ベクトルは ${}^i p_n$ と表記する。また、今後特に断りがない場合、左上付添え字を省略した p は任意の座標系から見た位置ベクトルを表すこととする。さらに、ある二つの関節間の相対的な位置関係を表すベクトルをリンクベクトル l として定義し、左上付添え字に l の基底座標系番号、右下付添え字に l を構成する二つの関節番号を付記する。なお、右下付添え字はカンマの左側に l の根元側の関節番号を記し、右側に l の先端側にある関節番号を記すこととする。

3.3.3 ヤコビ行列の導出

ヤコビ行列とは機構の微分関係を記述した行列であり、その導出法はいくつかある。本論文では偏微分計算による方法とベクトルの計算による方法を示す。

まず、偏微分計算によるヤコビ行列 J は次式によって定義される^{[2][1]}。

$$\begin{aligned}
 J &\triangleq \frac{\partial \Sigma_{D.K.}(l_p)}{\partial l_p} \\
 &= \frac{\partial p_e}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial l_p} \\
 &= \begin{bmatrix} \frac{\partial p_{ex}}{\partial \theta_1} & \frac{\partial p_{ex}}{\partial \theta_5} & \frac{\partial p_{ex}}{\partial \theta_9} \\ \frac{\partial p_{ey}}{\partial \theta_1} & \frac{\partial p_{ey}}{\partial \theta_5} & \frac{\partial p_{ey}}{\partial \theta_9} \\ \frac{\partial p_{ez}}{\partial \theta_1} & \frac{\partial p_{ez}}{\partial \theta_5} & \frac{\partial p_{ez}}{\partial \theta_9} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial \theta_1}{\partial l_{p1}} & \frac{\partial \theta_1}{\partial l_{p2}} & \frac{\partial \theta_1}{\partial l_{p3}} \\ \frac{\partial \theta_5}{\partial l_{p1}} & \frac{\partial \theta_5}{\partial l_{p2}} & \frac{\partial \theta_5}{\partial l_{p3}} \\ \frac{\partial \theta_9}{\partial l_{p1}} & \frac{\partial \theta_9}{\partial l_{p2}} & \frac{\partial \theta_9}{\partial l_{p3}} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \quad (2)$$

ただし、 $p_e = \{p_{ex}, p_{ey}, p_{ez}\}^T$ は脚先端位置、 $\theta = \{\theta_1, \theta_5, \theta_9\}^T$ は脚リンクの関節における角変位、 $l_p = \{l_{p1}, l_{p2}, l_{p3}\}^T$ は油圧シリンダの変位を表す。

3.4 脚先出力の解析による油圧シリンダ配置の決定
脚先端出力 f はヤコビ行列 J を用いて次式より求められる。

$$f = J^{-T} f_p \quad (3)$$

ただし、

$$f = \{f_x, f_y, f_z\}^T \quad (4)$$

Fig. 5: Output force of Z-axis direction at leg tip

$$\mathbf{f}_p = \{f_{p1}, f_{p2}, f_{p3}\}^T \quad (5)$$

f_{p1}, f_{p2}, f_{p3} は各油圧シリンダの最大出力で先に計算した 20.6 kN の値を用いた。以上の式より可動範囲と脚先端の Z 方向出力をそれぞれの機構で解析した結果を図 5 に示す。

図 5(a) より Type1 の脚では接地面において車体の全備重量 1 t を常に 3 脚以上で支持するのに十分な脚先出力が得られていることが分かる。一方、図 5(b) より Type3 では接地面付近で Z 方向出力が極端に小さくなるため、Type3 では車体を支持することが困難であることが分かる。これらの結果より脚機構には Type1 を用いることとする。

4 脚機構の最適設計

4.1 最適化問題の定式化 油圧シリンダ駆動方式の多関節脚機構には、一般的に脚先の可動範囲と出力はトレードオフの関係にあり、同じアクチュエータで広い可動範囲を得ようとすれば出力が弱くなる。これは機構をシンプルにして考えればテコの力点と作用点は変えずに、支点の位置を移動させることに相当する。これより、やや複雑な機構ではあるが油圧シリンダを用いた脚機構においても可動範囲と力の性能をバランスした形状最適点の存在が期待される。そこで、本研究ではこのような問題設定において油圧シリンダに加わる負荷を最小化、可動範囲を最大化するための最適化を行うこととし、設計変数、評価関数、最適化法について決定し定式化する。

4.1.1 設計変数の決定

最適化したい設計変数は脚機構のリンクの寸法と油圧シリンダの配置である。具体的な機構のイメージをつかむため脚機構の 1 例として一般的なバックホウ型の機構を図 6 に示す。

ここで、脚機構は簡単化のため y-z 平面内の 2 次元の機構とする。図 6 よりリンクの寸法とシリンダの配置は各関節の座標で表すことができ、脚機構の設計変数は 18 個であることがわかる。ここから次に示すような拘束条件と仮定を用いて設計変数を減らす。

- 設計変数の移動は y-z 平面内
- 脚先端の位置 $J10_{xyz}$ を固定 (機構の大きさを制限)
- 油圧シリンダの寸法は固定 (市販品を用いる)

Fig. 6: Design variables of leg mechanism

Fig. 7: Reduction of design variables

これより設計変数は図 7 に示すように 6 個まで減らすことができる。以降の最適化ではこれらの設計変数を用いることとする。

4.1.2 空間重み関数を用いた評価関数の定義

評価関数は大まかに次のような形とする。

$$J = F(p_1, \dots, p_n) + V(p_1, \dots, p_n) \quad (6)$$

ただし、 $p_1, \dots, p_n$ は設計変数、 F は力の関数、 V は可動範囲の関数である。ここで、可動範囲の関数は速度の関数に置き換えることができる。例えばテコにおいて力点側の速度を一定としたまま作用点側で大きな速度を発生させるためには支点を力点側に移動すればよい。これは力点側の可動範囲が決まっているとき作用点側の可動範囲を拡大することに等しい。従って可動範囲の最適化問題は速度の最適化問題に置き換えることができる。

これより評価関数にはアクチュエータと脚先端との力関係と速度関係を表すヤコビ行列を使えば良いことが容易に想像できる。ヤコビ行列 $\mathbf{J}$ には次式の関係があることが知られている。

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{J}^{-1} \mathbf{v} \quad (7)$$

$$\mathbf{f}_p = \mathbf{J}^T \mathbf{f} \quad (8)$$

ここで、 $\mathbf{v}, \mathbf{f}$ は脚先端における速度、力ベクトル、 $\mathbf{v}_p, \mathbf{f}_p$ は油圧シリンダにおける速度、力ベクトルである。式 (7) より $\mathbf{J}^{-1}$ の成分を小さくすれば油圧シリンダにおける速度が小さくなり (可動範囲が広がる)、式 (8) より $\mathbf{J}^T$ の成分を小さくすれば油圧シリンダにおける力が小さくなることからわかる。これよりヤコビ行列 $\mathbf{J}$ を用いて評価関数を次のように定義する。

$$\min: J = \int_V \{ (\mathbf{J}^{-1} \mathbf{v}_w)^T \mathbf{Q} (\mathbf{J}^{-1} \mathbf{v}_w) W_v(x, y, z) + (\mathbf{J}^T \mathbf{f}_w)^T \mathbf{R} (\mathbf{J}^T \mathbf{f}_w) W_f(x, y, z) \} dV \quad (9)$$

$$\text{s. t.}: p_1, \dots, p_6 > 0 \quad (10)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_{vx} & 0 & 0 \\ 0 & q_{vy} & 0 \\ 0 & 0 & q_{vz} \end{bmatrix} \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_{fx} & 0 & 0 \\ 0 & r_{fy} & 0 \\ 0 & 0 & r_{fz} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{v}_w = \{v_{w1}, v_{w2}, v_{w3}\}^T \quad (12)$$

$$\mathbf{f}_w = \{f_{w1}, f_{w2}, f_{w3}\}^T \quad (13)$$

ただし、 $\mathbf{Q}, \mathbf{R}$ は速度、力に関する脚先端側 (x, y, z) のどの方向の負荷を軽減するか) の任意の重み行列、 $\mathbf{v}_w, \mathbf{f}_w$ は

速度、力に関する油圧シリンダ側(どのシリンダの負荷を軽減するか)の任意の重みベクトルである。また、 W_v, W_f は脚先の可動空間における(どの位置における力・速度を評価するか)任意の重み関数である。

式(10)より重み行列 $\mathbf{Q}$ の成分を大きくすれば可動範囲が広がり、重み行列 $\mathbf{R}$ 成分を大きくすれば脚先出力が大きくなるような最適化が行われる。ここで、式(10)は設定すべき重みが多く不便である。これは3次元の一般的な場合について記述したためである。しかし、設計変数の移動はy-z平面に限るとしたため2次元の問題に縮小され、用いられる油圧シリンダが全て同一のものであれば負荷が均等にかかるように

$$\mathbf{v}_w = \{1, 1, 1\}^T \quad (14)$$

$$\mathbf{f}_w = \{1, 1, 1\}^T \quad (15)$$

とすればよい。また、 W_v, W_f は脚先位置のうち最適化したい1点 $\{x_{op}, y_{op}, z_{op}\}^T$ のみを評価することとすればその点以外の重みを0にでき、すなわち

$$W_v = \begin{cases} 1 & \text{if } \{x, y, z\}^T = \{x_{op}, y_{op}, z_{op}\}^T \\ 0 & \text{if } \{x, y, z\}^T \neq \{x_{op}, y_{op}, z_{op}\}^T \end{cases} \quad (16)$$

$$W_f = \begin{cases} 1 & \text{if } \{x, y, z\}^T = \{x_{op}, y_{op}, z_{op}\}^T \\ 0 & \text{if } \{x, y, z\}^T \neq \{x_{op}, y_{op}, z_{op}\}^T \end{cases} \quad (17)$$

となる。これにより複雑な重み関数を決定せずに済み、さらに式(10)の積分も省略できるので計算時間も短縮できる。可動空間における脚先位置の1点のみを評価した場合でも機構の連続性から、その点周辺では小さな評価値となることが期待できる。以上より設定する重みは $\mathbf{Q}, \mathbf{R}$ のうちの4つだけとなる。

4.1.3 最適化法の選定

前節で定義した評価関数はヤコビ行列の成分が非線形関数であるから、対象は非線形最適化問題となる。代表的な非線形最適化法は探索指標に微分値を用いる方法があるが、局所解に落ち込みやすく、評価関数が多峰性を有する問題では大域的最適値を得難い。一方、遺伝的アルゴリズムでは多数の設計変数を有する高次元の最適化問題における探索性能が優れ、大域的最適性も得やすいという長所がある。その反面、設計変数をばらまく必要があるため計算量が多く収束性も微分値を用いた最適化法に比べて著しく劣るという欠点がある。

そこで本研究では最適化法にNelderらの滑降シンプレックス法を適用することとする。この方法自体は1960年代に提案された特に新しい物ではないが、微分値を用いないため局所解への落ち込みをある程度回避することができる。また設計変数が比較的少ない場合(例えば10個以下)の計算量は遺伝的アルゴリズムに比べて圧倒的に少なく、効率が良いことが知られている。

4.2 脚機構の形状最適化結果 実際に最適化を行った結果を図8～図10に示す。また、それぞれの最適化計算における重みは式(18)～(20)のように設定した。

$$\text{case 1: } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0.1 \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\text{case 2: } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 100 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\text{case 3: } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 10^4 & 0 \\ 0 & 10^3 \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Fig. 8: Optimization result of case 1

Fig. 9: Optimization result of case 2

Fig. 10: Optimization result of case 3

ただし、これらの設定値は重みの値と最適化結果との関係を定性的に評価するために適当に与えた値である。図8～図10は油圧シリンダを最大出力とした場合の脚先端におけるz方向の力と可動範囲を示している。図中で赤紫色の部分は力が強く、青色の部分は力が弱いことを表している。

また、茶色の実線は地面であり、この線上で脚先端と地面が接することとなる。式(18)～(20)および図8～図10を見比べると速度の重み $\mathbf{Q}$ を大きくすれば可動範囲が広がり力が弱くなることが分かる。また、力の重み $\mathbf{R}$ を大きくすると力が強くなり可動範囲が狭まることがわかる。これらの結果より重みと最適化結果の間にはほぼ期待通りの関係が得られるといえる。

設計された車体と脚機構の寸法及び最適化した脚機構の形状によって、6脚小型ショベルの概観は図11に示される。

Fig. 11: Overview of six-legged mini shovel

Fig. 12: Definition of the variables

Fig. 13: Force balance and moment balance

5 静力学による歩行解析結果

歩行時における油圧シリンダへの負荷を解析するため脚軌道を設計した。歩容は周期2[s]で歩幅0.3[m]、遊脚高さ0.05[m]のトライポッド歩容とし、支持脚は3本で遊脚を3本ずつ運んでいく左右対称の歩容である。ここで、図12と図13に示すように脚軌道より歩行時の各脚先端に作用する支持反力を算出すれば各油圧シリンダに加わる負荷を計算できる。支持脚は常に3本で遊脚には支持反力が作用しないとすると、力の釣り合いとモーメントの釣り合いより次式が成り立つ。

$$\sum_{n=1}^3 \mathbf{f}_n = M\mathbf{g} \quad (21)$$

$$\sum_{n=1}^3 (\mathbf{p}_n \times \mathbf{f}_n) = \mathbf{0} \quad (22)$$

ただし、

$$\mathbf{g} = \{0, 0, -g\}^T \quad (23)$$

$$\mathbf{f}_n = \{f_{nx}, f_{ny}, f_{nz}\}^T \quad (n = 1, 2, 3) \quad (24)$$

$$\mathbf{p}_n = \{p_{nx}, p_{ny}, p_{nz}\}^T \quad (n = 1, 2, 3) \quad (25)$$

ここで M は車体質量、 g は重力加速度、 $\mathbf{f}_1, \mathbf{f}_2, \mathbf{f}_3$ は支持反力ベクトル、 $\mathbf{p}_1, \mathbf{p}_2, \mathbf{p}_3$ は脚先端から重心までの位置ベクトルである。ベクトル方程式(21)は1行目と2行目、式(22)は3行目の両辺が0となるので、最終的に3本の独立した連立方程式が得られる。これらを行列表現でまとめると次式となる。

$$\begin{bmatrix} p_{y1} & p_{y2} & p_{y3} \\ p_{x1} & p_{x2} & p_{x3} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{1z} \\ f_{2z} \\ f_{3z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ Mg \end{bmatrix} \quad (26)$$

従って、支持反力のZ方向成分は次式のように求まる

$$\begin{bmatrix} f_{1z} \\ f_{2z} \\ f_{3z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{y1} & p_{y2} & p_{y3} \\ p_{x1} & p_{x2} & p_{x3} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ Mg \end{bmatrix} \quad (27)$$

さらに支持反力が求めればヤコビ行列を用いて次式のように油圧シリンダ負荷を計算できる。

$$\mathbf{f}_p = \mathbf{J}^T \mathbf{f}_n \quad (28)$$

式(28)を用いて歩行時の油圧シリンダ出力を解析した結果を図14(a)、および(b)に示す。図14(a)より油圧シリンダの出力の最大値はLeg4, Leg5におけるPiston2の19.6[kN]であり、仕様上の最大出力20.6[kN]を超えないことが分かった。

さらに、図15は油圧シリンダの変位指令の微分値にシリンダ断面積を乗じて算出した作動油の総流量である。図15より総流量の最大値は20.3[L/min]であり、使用するポンプの吐出し量22[L/min]より小さい値であることが分かる。また、図16は歩行速度に対する最大流量の変化を歩容

がトライポッド、テトラポッド、ペンタポッドの場合について、それぞれ図示したものである。図16より歩行速度の帯域によって最大流量が最も小さくなる歩容が変化することが分かる。これらの計算結果より設計した機構は制約条件による仕様を満たすことを確認できた。

(a) Output force of piston 2

(b) Output force of piston 3

Fig. 14: Output force of hydraulic cylinder

Fig. 15: Calculated quantity of flow

Fig. 16: Relationship between maximum quantity of flow and walking speed

6 結論

本研究ではこれまで研究開発を行ってきた6脚小型ショベルに対して、脚機構の油圧シリンダの負荷と油圧ポンプの流量を最小化、可動範囲を最大化できるような機構を設計することを目的とした最適設計法を定式化した。

具体的には、まず研究対象となる6脚小型ショベルに要求される脚先可動範囲や歩行速度等の性能によって車体と脚機構の寸法を決めた。次に、アクチュエータには市販の油圧シリンダと油圧ポンプを用いることとして、脚出力の解析によって脚機構の油圧シリンダの最適配置を設計した。さらに、油圧シリンダに加わる負荷を最小化、可動範囲を最大化するような最適化を行い、設計変数と評価関数および最適化法について決定し、脚機構の最適化を定式化した。最後、静力学による歩行解析を行い、油圧シリンダの最大出力と油圧ポンプの最大吐出し量が仕様を超えていないかを確認したことによって、本研究で定式化された脚機構の最適設計法を用いて複雑な機構であっても重みを調整するだけで簡単に望ましい特性を持つ機構を設計できることを明らかにした。

参考文献

- [1] Qingjiu Huang, Hirotoshi Arihara, Hideki Kinugawa, Masaru Morikawa, Research and Development of Six-legged Mini Shovel (Mechanism Design Based on CAD Dynamic Model and Walking Analysis), *the 10th Symposium on Motion and Vibration Control, the Japan Society Mechanical Engineers*, pp.344-349, Tokyo, August 9-11, 2007.
- [2] Shigeo Hirose, Robotics - Vector Analysis of A Mechanical System, *Published by Shokabo Pub. Co., Ltd.*, 2001.