

# 閉リンク系を用いた非線形剛性のための機構総合と衝撃吸収への応用

## Mechanical Synthesis for Nonlinear Stiffness using Closed Kinematic Chain and Its Application for Impact Absorption

武石純 岡田昌史 (東工大)

\*Jun TAKEISHI and Masafumi OKADA (Tokyo Inst. of Tech.)

**Abstract**—Realization of mechanical softness is an important issue for a safe and adaptive control of robots in the real world. However, because the robot also requires stiffness for task execution, the simultaneous realization of softness and stiffness is necessary. In this paper, we design a nonlinear passive stiffness using closed kinematic chain. Because the proposed mechanism utilizes linear spring and nonlinearity of the closed kinematic chain, we can easily design the nonlinearity of the stiffness by changing the link parameters of members. The proposed mechanism is used for the leg of a robot and the mechanical parameters (length of members) are optimized so that the impact force on landing is reduced. The effectiveness of the proposed mechanism and optimization method are evaluated by simulations and experiments.

**Key Words:** passive stiffness, nonlinearity design, closed kinematic chain, impact absorption

### 1. はじめに

ロボットは将来人間の生活空間に進出することが考えられる．一般に，タスク実行のためにロボットは高い剛性を持つように設計されるが，人間がロボットを扱うときに人間の衝突における怪我や物体にぶつかった際のロボット自身の破壊が起こる恐れがある．そこで，関節に柔らかさを導入し，作業の柔軟性や安全性を確保することが必要であろう．

この考えから，これまでもロボットの柔らかさを実現する数多くの研究がなされてきた．それらは以下の3つに大きく分類される．(a) アクティブコンプライアンス [1]~[4] は，アクチュエータのトルクや力の制御によってほぼ任意にコンプライアンスや粘性を変化させることができる．(b) パッシブコンプライアンスは弾性素材を機構に組み込むという最も単純な方法である．(c) プログラマブル・パッシブコンプライアンス [5]~[8] はアクチュエータによって弾性素材のばね定数を変化させることによって，パッシブコンプライアンスの剛性を可変としたものである．

本研究では設計の容易さおよび瞬間的な衝撃での制御における信頼性から，パッシブコンプライアンスに注目した．しかし，ロボットには柔らかさのみならずタスク実行のための硬さも必要であり，硬さと柔らかさの両立が大きな課題と言えるが，パッシブコンプライアンスでこれを実現することは容易ではない．そこで，ロボットの1つの運動に注目し，その運動内で剛性を変化させ，所望の硬さと柔らかさを実現することを考える．そのためには，設計者が自由にその剛性の特性を設計可能とするような非線形剛性を実現する手法を与えることが必要であろう．これまでに，非線形弾性リンク [9] や閉リンク系の非線形性を利用した回転型の関節機構 [10] が研究されているが，剛性の変化はその本質的な特性によって決定され，設計の自由度は大きくない．本研究では，線形ばねと閉リンク機構により非線形剛性の実現し，姿勢と発生力の関係に基づいた機構総合によって所望の剛性を実現する方法を提案する．また，提案する機構によって脚機構を構

成し，着地における衝撃を吸収するための剛性を設計する．

### 2. 機構の静力学解析

#### 2.1 非線形機構の提案

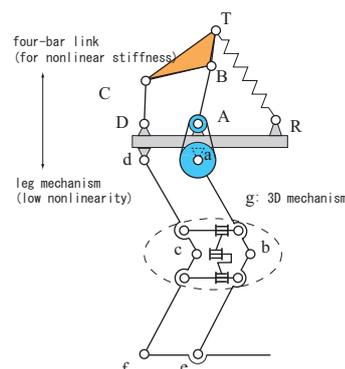


Fig.1 Designed mechanism with four-bar link

剛性の非線形性を実現するために Fig.1 の機構を考える．脚の構造は，1つの平行四辺形の機構を使用している．1つの平行四辺形の間に拘束を生み出すリン

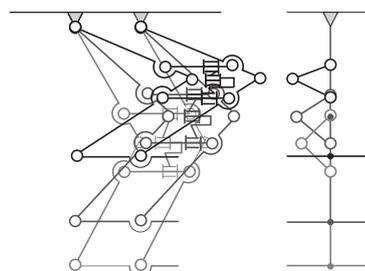


Fig.2 Motion of the leg mechanism

くを使用することで足裏が Fig.2 のように垂直に動く

ようになっている．また上部分では，4 節閉リンク機構を採用した．この機構の各パラメータは Fig.3 で定

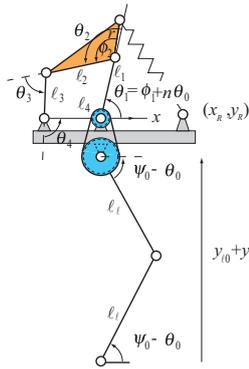


Fig.3 Mechanism with defined parameters

義される． $l_i (i = 1 \sim 4, l)$  はそれぞれのリンクの長さを表わしており， $\theta_i (i = 0 \sim 4)$  はそれぞれの関節の回転角度を表わしている． $r$  はリンク  $l_2$  とつなぐリンクの長さで， $\phi_2$  はその間の角度である． $\psi_0$  は一定角度で，T と R の間に線型ばねが取り付けられている．リンクの長さ  $l_i (i = 0 \sim 4)$  および角度  $\theta_i (i = 1 \sim 4)$  は閉リンクの運動拘束によって次の式で与えられる．

$$\sum_{i=1}^4 \theta_i = 2\pi \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^4 l_i \cos \sum_{j=1}^i \theta_j = 0 \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^4 l_i \sin \sum_{j=1}^i \theta_j = 0 \quad (3)$$

ばねの端である R の座標を  $(x_R, y_R)$  とする．初期姿勢は  $\theta_0 = 0 \theta_1 = \phi_1$  である．

## 2.2 姿勢と床反力の関係の導出

腰部の高さの変化量  $y_\ell$  の変化によって，閉リンク機構の姿勢も変化する．このときばねの長さも変化し，床反力  $F$  が発生する．この力  $F$  を導出する．回転角度  $\theta_0$  は脚の拘束条件より，

$$\theta_0 = \psi_0 - \sin^{-1} \left( \frac{y_{\ell 0} + y_\ell}{2l_\ell} \right) \quad (4)$$

と求められる．回転角度  $\theta_1$  はタイミングプーリによって  $n$  倍に増速されるので，

$$\theta_1 = n\theta_0 \quad (5)$$

と求められる．ばねの長さ  $L$  は以下の式で求められる．

$$L = \sqrt{(x_T - x_R)^2 + (y_T - y_R)^2} \quad (6)$$

$$x_T = l_1 \cos \theta_1 + r \cos(\theta_1 + \theta_2 - \phi_2) \quad (7)$$

$$y_T = l_1 \sin \theta_1 + r \sin(\theta_1 + \theta_2 - \phi_2) \quad (8)$$

ばねの変化によって蓄積される弾性エネルギー  $U$  はばね定数を  $K$  として次のように求められる．

$$U = \frac{1}{2} K(L - L_0)^2 \quad (9)$$

これより，床反力  $F$  と機構の変位  $y_\ell$  の関係式は以下のように求めることができる．

$$\begin{aligned} F &= \frac{\partial U}{\partial y_\ell} = \frac{\partial U}{\partial \theta_0} \frac{\partial \theta_0}{\partial y_\ell} \\ &= K(L - L_0) \frac{\partial L}{\partial \theta_1} \frac{\partial \theta_1}{\partial \theta_0} \frac{\partial \theta_0}{\partial y_\ell} \\ &= -K(L - L_0) \frac{\partial L}{\partial \theta_1} n \frac{1}{\sqrt{4l_\ell^2 - (y_{\ell 0} + y_\ell)^2}} \quad (10) \end{aligned}$$

この式にある  $\partial L / \partial \theta_1$  は 4 節閉リンクの入力角  $\theta_1$  とばねの長さの変化の関係を表しており，設計可能な非線形を有している．

## 2.3 機構の総合方法

所望の力  $F_d$  を  $(y_\ell^i, F_d^i) (i = 1, 2, \dots)$  と与え，目的関数  $J$  を

$$J = \sum_i (F_d^i - F(y_\ell^i))^2 \quad (11)$$

とし， $J$  を最小化するリンクパラメータを求める．設計パラメータは，自由に設定できる  $l_1, l_2, l_3, r, \phi_2$  (4 節リンクのパラメータ)， $\phi_1$  ( $\theta_1$  の初期角度)， $x_R, y_R$  (ばねの端の位置)， $K$  (ばね定数) の 9 つとした．

## 3. 衝撃吸収のための力の設計と機構総合

### 3.1 所望の力の設定

着地における衝撃を吸収するための所望の力  $F_d$  を，以下の条件で定めた．

1. 脚の変化量  $y_\ell = 0$  の時ばねは自然長  $L_0$  であるため， $F_d = 0$  を満たす．
2. 落下速度を小さくするために， $y_\ell = 0$  での剛性  $K_\ell = \partial F_d / \partial y_\ell$  を十分に大きくする．
3.  $y_\ell = y_f$  において  $F_d = M_g$  を満たしている．なお  $y_f$  は目標の沈み量を表わしている．
4. 変位を大きくし，エネルギーの消費を大きくするため， $y_\ell = y_f$  での剛性は十分に小さい．
5. さらに大きい  $y_\ell$  ではストップの役割を果たすため，再び剛性が大きくなる．

なお，エネルギーの消費量から条件 2, 4 は衝撃吸収に大きな効果をもたらすと考えられる．以上の条件を元に， $F_d$  を Fig.4 のように設定した．

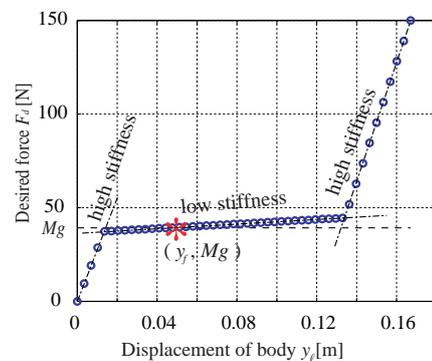


Fig.4 Desired force for impact absorption

### 3.2 機構の総合

前節の所望の力を使って、評価関数  $J$  を最小化するリンクパラメータを求めた。  $y_f = 0.05[m]$  ,  $M = 4.0[kg]$  とした。最適化されたグラフは Fig.5 のようになる。初

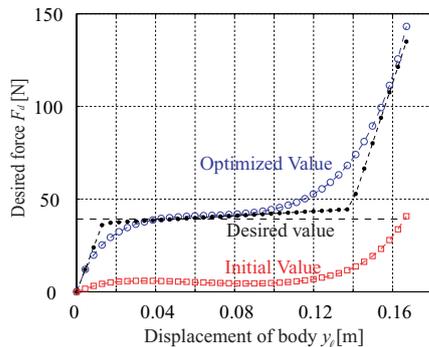


Fig.5 Obtained ground force

期パラメータによる力は所望の力より低い値を示しているが、最適化により所望の値との差が小さくなっている。

### 3.3 着地のシミュレーション

最適化された機構を使って着地のシミュレーションをおこなう。ここでは、リンクは軽く慣性項は無視できるものとする。この機構を Fig.6 に示されているような集

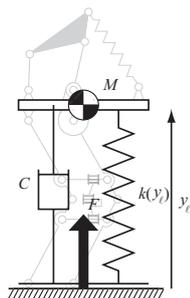


Fig.6 Model of the mechanism

中質量のある質量ばねダンパ系で近似する。また剛性を  $k(y_f)$  とする。それぞれ高さ  $h = 0.05[m]$  ,  $0.10[m]$  ,  $0.15[m]$  から落とす。なお、機構の各関節の摩擦を1つのダンパとして仮定し、粘性係数  $C = 25[Ns/m]$  とする。シミュレーションにおける力の結果を Fig.7 に示す。実線は非線形機構を用いた場合、点線は Fig.6 に示すばねの剛性が  $K = Mg/y_f$  である線形ばねとして用いた場合を表している。全体的に床反力の値が非線形機構を使った場合の方が小さいことがわかる。また、  $h = 0.15[m]$  の場合に示すようにより高いところから落とすと、力が線形のとより大きくなっていることから、ストップとして働いていることがわかる。

## 4. 実機の製作および実験

### 4.1 実機の製作

最適化された設計パラメータに基づいて Fig.8 に示す実機を製作した。ここで、設計のポイントとして、ばね部分の設計方法を述べる。ばねは線径や材料、お

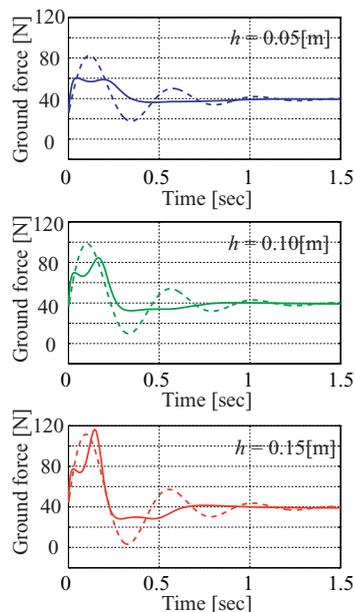


Fig.7 Simulation results of the ground forces



Fig.8 Prototype of proposed mechanism

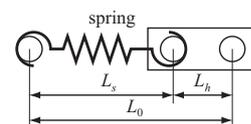


Fig.9 Spring and spacer

よび長さによってばね定数が異なる。ばねが基準の長さ  $\ell_s$  のとき基準ばね定数を  $k_0$  とする。最適化されたばね定数  $K$  に合わせるためにばね自身の長さ  $L_s$  を以下の式より導出する。

$$L_s = \frac{\ell_s k_0}{K} \quad (12)$$

なお、  $L_s$  の条件は  $L_s \leq L_0$  であり、足りない分は長さ  $L_h$  のスペーサを Fig.9 のように使用する。

次に使用している測定器について説明する。まず加速度センサを使用し加速度と質量の積により胴体にかかる力を求める。今回衝撃力が大きいことを想定して、計測範囲が  $\pm 4G$  のものと  $\pm 25G$  のものを2つ使用した。脚の回転角度を測るためにエンコーダを使用する。このエンコーダは回転軸の絶対的な位置を検出することができるアブソリュート方式のものであり、分解能

は17bitであるため、正確に角度を測定することができる。エンコーダによって測定された角度を使って、機構の胴体の高さおよび変位  $y_e$  を求める。

#### 4.2 実機における力と姿勢の測定

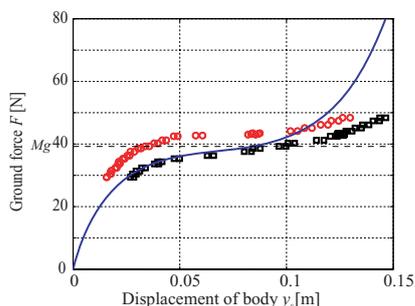


Fig.10 Ground force of the prototype

実機に重りを乗せて、その時の変位をエンコーダを利用して測定した。その結果、Fig.10のようになった。なお、機構のばね部分および軸部分にある摩擦で変位の幅が大きくなるため、静止する高い位置（赤い）で表示）と低い位置（黒い）で表示）の2通りで測定した。おもりが軽いうちは比較的理论値（青い線）に近かったが、重くなるにつれて、変位が理論値と比べて大きくなっている。主な原因として、ばねの許容伸びの超過のためばね定数が小さくなったことが考えられる。

#### 4.3 着地の実験

実機を用いて着地の実験を行った。2つの加速度セン

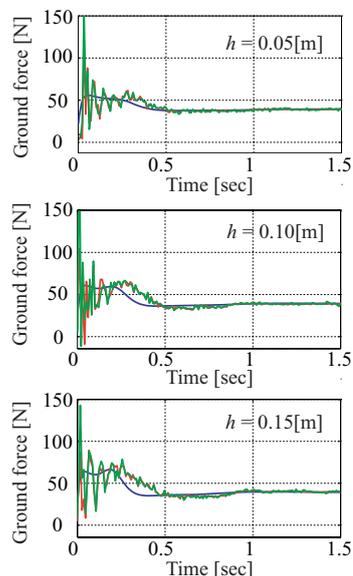


Fig.11 Experiment results of the force of bodies

サの値を使って、反力の理論値と実験値の比較を行った結果を Fig.11 に示す（赤、緑:実験値、青:理論値）。リンクの質量は零でないため、慣性力の影響があるだけでなく、初期姿勢  $\psi_0 = 70^\circ$  は特異姿勢に近いので、床からの力が直接上部に伝わり、大きな衝撃力と胴体

板の振動を引き起こす。これは機構の制約上、プーリのギア比  $n$  が大きくとれなかったことが原因であるが、プーリを2段にし、大きなギア比にすることで  $\psi_0$  を小さくでき、初期の衝撃力と振動を抑えることが可能と考えられる。

#### 5. おわりに

4節閉リンク機構と脚の構造を組み合わせることで、線形ばねでも力の非線形性を実現した。また、所望の力を実現するように設計パラメータを最適化するという、機構の総合方法を利用し、総合された非線形剛性機構の衝撃吸収への応用ならびに非線形機構による衝撃吸収の有効性をシミュレーションと実験によって検証した。

謝辞

本研究は文部科学省科学研究補助金若手研究(A)「力学的観点に立ったロボットの身体と知能の相互発達と運動の創発」の支援を受けた。

参考文献

- [1] R.P.C.Paul and B.Shimano, "Compliance and Control," Proc. of the 1976 Joint Automatic Control Conference, pp.694-699, 1976.
- [2] N. Hogan, "Mechanical Impedance Control in Assistive Devices and Manipulators," Proc. of the 1980 Joint Automatic Control Conference, pp.TA10-B, 1980.
- [3] J.K. Salisbury, "Active Stiffness Control of a Manipulator in Cartesian Coordinates," Proc. of the IEEE Conference on Decision and Control, 1980.
- [4] N. Hogan, "Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part 1-3," Proc. of ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.107, pp.1-24, 1985.
- [5] K.F.L-Kovitz, J.E. Colgate and S.D.R. Carnes, "Design of Components for Programmable Passive Impedance," Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1476-1481, 1991.
- [6] M.Okada, Y.Nakamura and S.Ban, "Design of Programmable Passive Compliance Shoulder Mechanism," Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.348-353, 2001.
- [7] 兵頭, 小林, "非線形バネ要素を持つ腱制御手首機構の研究," 日本ロボット学会誌, vol.11, no.8, pp.1244-1251, 1993.
- [8] 山崎, 小金澤, "剛性可変機能を有する拮抗筋型関節駆動システムとその制御," 第16回日本ロボット学会学術講演会予稿集, pp.445-446, 1998.
- [9] M.Okada and Y.Nakamura, "Development of the Cybernetic Shoulder -A Three DOF Mechanism that Imitates Biological Shoulder-Motion-, " Proc. of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol.2, pp.543-548, 1999.
- [10] M.Okada and S.Kino, "Torque Transmission Mechanism with Nonlinear Passive Stiffness using Mechanical Singularity," Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'08), pp.1735-1740, 2008.