

# 構造的特異性を利用した零／極高剛性を実現する トルク伝達機構とそのロボット関節への応用

岡田 昌史\*<sup>1</sup> 紀 晋太郎\*<sup>2</sup> 菅谷 侑司\*<sup>2</sup>

## Torque Transmission Mechanism that Realizes from Zero to Extremely High Passive Stiffness based on Mechanical Singularity and Its Application for Robot Joint

Masafumi Okada\*<sup>1</sup>, Shintaro Kino\*<sup>2</sup> and Yuji Sugaya\*<sup>2</sup>

To introduce a passive compliant mechanism for robot joints is an effective way for impact absorption. However, because robot joints also require high torque transmission characteristic, the simultaneous implementation of stiffness and softness is a significant issue. In this paper, we develop a torque transmission mechanism with nonlinear passive stiffness that realizes from zero to extremely high stiffness based on mechanical singularity. The analysis of nonlinearity of the stiffness is established and the experimental evaluations are shown. A four-legged robot with the proposed mechanism is designed and the effectiveness of high nonlinearity of the proposed mechanism is illustrated.

**Key Words:** Nonlinear Passive Stiffness, Mechanical Singularity, Parallel Mechanism

### 1. はじめに

ロボットは剛体リンクを用いて設計され、タスク実行を目的とした精密な制御に適した硬さを有している。しかし、剛体リンクは衝撃を全身に伝え破損を引き起こすなどの問題を持ち、また、人に対する安全性の要求も高まっていることから、駆動系や体の一部に弾性を導入し、柔らかさを実現する必要性もある。柔らかさの導入により対象物に過負荷を加えない点において環境に柔軟に対応できることから、これが工場の組み立て作業などに応用されている [1]。また、弾性体に蓄えられるエネルギーの蓄積と放出を利用したゴルフのスイングロボットの開発も行われている [2]。これは柔らかさの有効利用といえる。

柔らかさを導入する効果は大きく、ロボットの設計法に新たな指針が示されてきた。しかし、作業・動作といったロボットの本来の目的を達成するためには柔らかさのみではなく、駆動力を確実に伝えるための硬さも要求される。これより、硬さと柔らかさの両立がロボットの柔らかさ設計のための大きな課題となる。この両立を目指し、関節や構造部の柔らかさの実現に関する研究が数多くなされてきた。それらは、アクチュエータ

の力制御で柔らかさと硬さを実現する (i) アクティブコンプライアンス、弾性素材を身体に組み込むことによる (ii) パッシブコンプライアンス、付加的なアクチュエータによって弾性素材のばね特性を積極的に変化させる (iii) プログラマブルパッシブコンプライアンスに大別される。

(i) アクティブコンプライアンスはコンプライアンス制御、インピーダンス制御として古くから研究が行われてきた [3]~[7]。これにより、剛性の大きな変化が実現され成果が挙げられている一方で、センサやアクチュエータの周波数応答特性により急激な力（衝撃力）に対する変化には対応しにくい。減速器の摩擦などにより極めて小さな剛性を実現するのは難しい。(iii) プログラマブルパッシブコンプライアンスでは、弾性素材の長さ等を変化させることでその剛性を変化させる方法 [8] [9] や非線形剛性を持つばねやリンクによって拮抗駆動を構成し、内力の変化によって弾性素材の剛性を変化させる方法 [10]~[15] がある。しかし、いずれの場合も極めて小さいパッシブな剛性の実現は難しい。弾性素材の強度は高くないため破損が引き起こされることは少なくない。さらに、一般にアクチュエータの追加はロボットの重量の増加を引き起こし、安全性・制御といった観点から極力避けたいことであると言えるであろう。一方、文献 [16] ではバックラッシを利用したクラッチ機構を開発し、2値ではあるが零剛性と極めて高い剛性の両立を実現している。これに対し、(ii) パッシブコンプライアンスは構造が簡易でロボットへの導入もしやすい。しかし、一つの弾性体でその剛性が大きく変化するような剛性を実現することは難しく、柔らかさの実現のみ達成されているのが現実である。

原稿受付 2008年8月5日

\*<sup>1</sup>東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻

\*<sup>2</sup>東京工業大学工学部機械知能システム学科

\*<sup>1</sup>Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology

\*<sup>2</sup>Department of Mechanical Intelligent Systems Engineering, Tokyo Institute of Technology

■ 本論文は学術性で評価されました。

本論文では、パッシブコンプライアンスに焦点を当て、衝撃を吸収する柔らかさと駆動力を伝える硬さを両立するためのトルク伝達機構（ねじりばね）を開発する。この機構の特徴は

- 剛性の変化が極めて大きく零剛性から極高剛性が実現されること
- 特に、その非線形性が素材の特性ではなく、機構の特性を利用していること

が挙げられる。提案する機構の非線形剛性に対する解析を行い、特に、零剛性について機構の構造的異性の観点から考察する。また、剛性の非線形性を実験によって検証する。開発した機構を実装したロボットを設計し、非線形剛性で硬さと柔らかさの両立が可能となることを示す。文献 [17] でも同様のコンセプトから線形ばねを用いた非線形剛性機構の基礎的な考察がなされている。

## 2. 構造的異性を利用した非線形剛性機構

### 2.1 非線形剛性

まず、非線形剛性について定義する。本論文ではねじりばねの剛性に焦点を当てるため、Fig. 1 に表されるようなリンク系を例にとる。A はねじりばねの付いた対偶で、たわみ角  $\phi$  に対し、ポテンシャルエネルギー  $E(\phi)$  がばねに蓄えられているとする。このときのばねの復元トルク  $\tau$  は

$$\tau(\phi) = -\frac{dE(\phi)}{d\phi} \quad (1)$$

で与えられ、これより、たわみ角  $\phi$  における剛性  $K(\phi)$  は

$$K(\phi) = -\frac{d\tau(\phi)}{d\phi} = \frac{d^2 E(\phi)}{d\phi^2} \quad (2)$$

で与えられる。ねじりばねが線形ばねであれば、これはばね定数に一致するが、非線形性を有する場合は  $\phi$  の関数として与えられる。ある  $\phi$  に対して、 $K(\phi)$  が零のとき剛性が零、すなわち、零剛性が実現されている。

### 2.2 機構の構造

開発する機構の機構図を Fig. 2 に示す。回転対偶  $R_1 \sim R_5$  はそれぞれ  $z$  軸、 $x$  軸、 $x$  軸、 $z$  軸、 $z$  軸回りに回転し、その回転量をそれぞれ  $\theta_1 \sim \theta_4$ 、 $\phi$  とする。A ~ D は今後の図との対応付けのために示しておく。Fig. 3 に実際に設計した機構の断面図を示す。 $R_2$ 、 $R_3$  の対偶にはころ軸受けを使用し、その他の対偶には玉軸受けを用いた。ディスク a に対するディスク b の  $z$  軸周りの回転が弾性を有するものである。また、リンク L の長さ方向のバックラッシの影響を緩和させるために S 部のねじはディスク b からはみ出すようにし、これを回すことでリンクにプリテンションを施したが、この効能に関して次節で述べる。

Fig. 4 に試作した機構を示す。Fig. 4 の A ~ D、ディスク a、ディスク b は Fig. 2、3 のそれらに対応する。

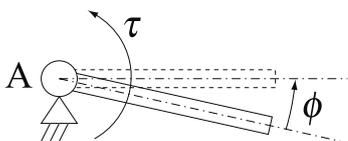


Fig. 1 Link mechanism with torsional spring

### 2.3 機構のねじり剛性

ここではリンク L のみが弾性体であること、ベアリングのバックラッシは小さいことを仮定して機構のねじり剛性を求める。Fig. 5 に実際に本機構がねじれる様子を示す。手でトルクを与えることで上のディスクが回転する。なお、リンク L が 3 本となっているが、これは強度を高くすることを目的としたもので 1 本の場合とその本質は変わらない。

機構が回転した場合に、リンク L に働く力とモーメントについて述べる。いま、Fig. 6 のように  $R_5$  が  $\phi$  だけ回転し、リンク L の長さが  $\ell + \lambda$  に変化したとする。なお、Fig. 6 右は Fig. 6 左を上から見たものである。このとき、B と C を結ぶ直線が 1 本決まり、 $R_2$ 、 $R_3$  の軸がこれと直交するように  $R_1$ 、 $R_4$  が回転する。実際、その回転量は

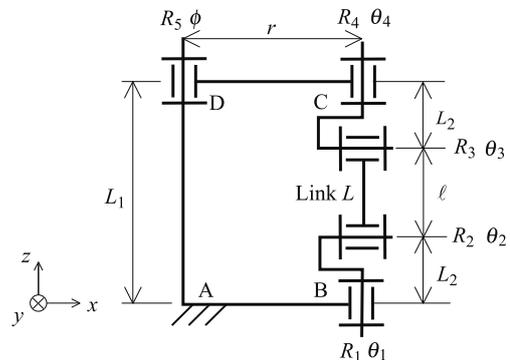


Fig. 2 Proposed mechanism

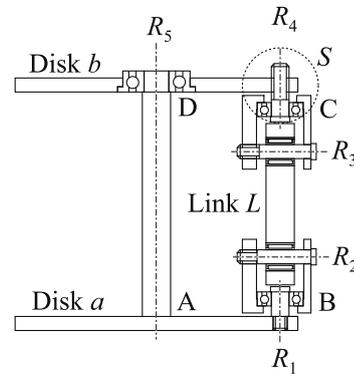


Fig. 3 Cross-section view of the proposed mechanism

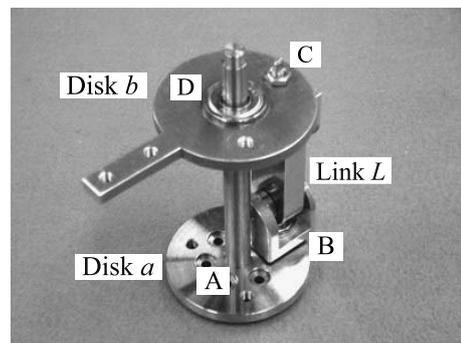
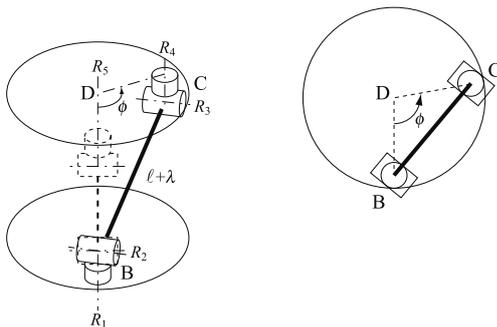


Fig. 4 Designed mechanism



Fig. 5 Twist motion of the designed mechanism

Fig. 6 Relationship between  $\phi$  and  $\ell + \lambda$ 

$$-\theta_1 = \theta_4 = \frac{\pi - \phi}{2} \quad (3)$$

である。これは  $R_1$  の軸と  $R_4$  の軸が平行であること、 $R_2$  の軸と  $R_3$  の軸が平行であることで実現される。これより、 $\phi$  の回転によりリンク  $L$  にはモーメントは働かず、長さ方向の引っ張り力のみ働くことが分かる。

$\phi$  軸回りの機構の剛性  $K_\phi$  を計算する。いま、リンク  $L$  を長さ方向にはね定数  $K_L$  の線形ばねであるとする。また、このとき発生する  $\phi$  軸回りの復元トルクを  $\tau$  とする。Fig. 6 の状態のとき、機構に蓄えられるエネルギー  $E$  は

$$E = \int_0^\lambda K_L \lambda \, d\lambda = \frac{1}{2} K_L \lambda^2 \quad (4)$$

で表される。これを両辺  $\phi$  で微分して次式を得る。

$$\tau(\phi) = -K_L \lambda \frac{d\lambda}{d\phi} \quad (5)$$

一方、Fig. 7 の幾何学的な関係から

$$2r^2(1 - \cos \phi) + \ell^2 = (\ell + \lambda)^2 \quad (6)$$

が成り立ち、これを  $\lambda$  について解いて  $\phi$  で微分することで、

$$\frac{d\lambda}{d\phi} = \frac{r^2 \sin \phi}{\sqrt{2r^2(1 - \cos \phi) + \ell^2}} \quad (7)$$

が得られる。式 (5)~(7) からトルク  $\tau(\phi)$  は

$$\tau(\phi) = K_L \left( r^2 \sin \phi - \frac{\ell r^2 \sin \phi}{L_\phi(\phi)} \right) \quad (8)$$

$$L_\phi(\phi) = \sqrt{2r^2(1 - \cos \phi) + \ell^2} \quad (9)$$

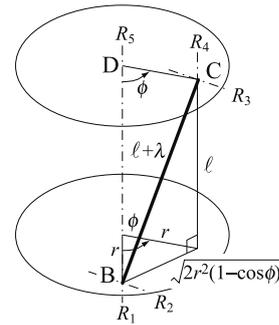
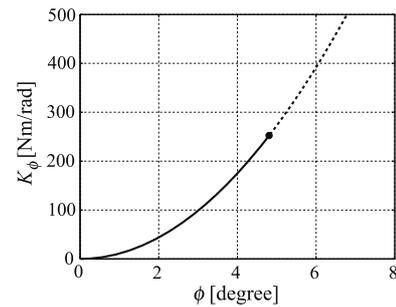
Fig. 7 Relationship between  $r$ ,  $\phi$  and  $\ell + \lambda$ 

Fig. 8 Stiffness of the mechanism

となる。剛性が式 (2) で定義されるので、 $K_\phi$  は

$$K_\phi(\phi) = K_L \left( r^2 \cos \phi - \frac{\ell r^2 \cos \phi}{L_\phi(\phi)} + \frac{\ell r^4 \sin^2 \phi}{L_\phi^3(\phi)} \right) \quad (10)$$

となる。この変化の様子を Fig. 8 に示す。ただし、リンク  $L$  は  $8.0$  [mm]  $\times$   $16$  [mm] の四角柱 (材質 A2017)、 $\ell = 30$  [mm]、 $r = 16$  [mm] とし、 $K_L = 1.1 \times 10^8$  [N/m] を用いた。また、リンク  $L$  はそれほど大きなひずみを起こさないため、 $\phi = 0^\circ \sim 8^\circ$  までを示した。なお、Fig. 8 の「●」はリンク  $L$  の降伏点 (0.1% ひずみ) を意味している。このときの  $\phi$  は  $4.81^\circ$ 、 $K_\phi$  は  $256$  [Nm/rad] であり、これは長さ  $30$  [mm]、直径  $7.5$  [mm] のジュラルミンの丸棒のねじり剛性にほぼ等しい。これより、剛性は  $\phi$  の変化に伴って激しく変化する強い非線形性を持つことが分かる (線形ばねであれば  $K_\phi$  は一定値)。ここで重要なことは、 $K_\phi(0) = 0$ 、すなわち、 $\phi = 0$  における零剛性が実現されていることにある。次章でこれについて考察する。

さらに、この機構でリンク  $L$  の長さ方向にプリテンション  $T$  を施した場合を考える。このとき、式 (8) は

$$\tau(\phi) = K_L \left( r^2 \sin \phi - \frac{\ell r^2 \sin \phi}{L_\phi(\phi)} \right) + T \frac{r^2 \sin \phi}{L_\phi(\phi)} \quad (11)$$

となり、その剛性は

$$K_\phi(\phi) = K_L \left( r^2 \cos \phi - \frac{\ell r^2 \cos \phi}{L_\phi(\phi)} + \frac{\ell r^4 \sin^2 \phi}{L_\phi^3(\phi)} \right) + T \left( \frac{r^2 \cos \phi}{L_\phi(\phi)} - \frac{r^4 \sin^2 \phi}{L_\phi^3(\phi)} \right) \quad (12)$$

となる。これは右辺第二項によって  $\phi = 0$  において

$$K_\phi(\phi) = \frac{Tr^2}{\ell} \quad (13)$$

となり零とはならず、プリテンションによって  $\phi = 0$  での剛性が調整可能であることを表している。

### 3. 機構の零剛性

機構の幾何学的な関係から  $\phi = 0$  におけるねじり剛性の零剛性を導く。ここではすべてのリンクが剛体であると仮定する。Fig. 2 の機構は、節が五つ、そのうち静止節が一つ、1 自由度対偶が五つであることから、Gruebler-Kutzbach の評価を用いて、空間リンクとしての自由度  $f$  は

$$f = 6 \times (5 - 1) - 5 \times 5 = -1 \quad (14)$$

となる。しかし、それぞれのリンクの長さを適当に選択することで拘束条件に冗長性が生じ、自由度が 0 となる。具体的には、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$  が四角形を構成できるよう、ここでは長方形になるよう、

$$L_1 = \ell + 2L_2 \quad (15)$$

とすることである。これにより、この機構は構造物となり動かないと判断される。

次に、機構の拘束条件について調べる。この機構は閉リンク系を構成しているので、 $A$  から出発して  $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$  と 1 周すると、始点と終点一致するための拘束条件、すなわち、三次元空間内で閉リンク系を構成するための拘束条件として以下の式が満たされなければならない。

$$\begin{aligned} f(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \phi) \\ = L_x^r L_z^{L_2} R_z^{\theta_1} R_x^{\theta_2} L_z^\ell R_x^{\theta_3} R_z^{\theta_4} L_z^{L_2} L_x^{-r} R_z^\phi L_z^{-L_1} e_0 \\ = e_0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$e_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (17)$$

$$g(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \phi) = R_z^{\theta_1} R_x^{\theta_2} R_z^{\theta_4} R_x^\phi = I_4 \quad (18)$$

ただし、 $I_4$  は  $4 \times 4$  の単位行列であり、 $R_i^j$  は  $i$  軸回りに角度  $j$  回転するときの同次座標変換行列、 $L_i^j$  は  $i$  軸に沿って  $j$  だけ平行移動するときの同次座標変換行列である。式 (16) は位置の拘束条件、式 (18) は姿勢の拘束条件である。また、式 (18) では  $g \in R^{4 \times 4}$  であるが、その定義から正規直交行列となることが明らかであるので、対角要素が 1 となる条件と等価である。これらの式は同次座標変換行列を用いた表現なので、 $f \in R^{4 \times 1}$  の第 1 から第 3 要素、 $g$  の第 1 から第 3 対角要素のみが意味をなすものであるので、

$$f = \begin{bmatrix} \bar{f}_1 \\ \bar{f}_2 \\ \bar{f}_3 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad g = \begin{bmatrix} \bar{g}_1 & * & * & * \\ * & \bar{g}_2 & * & * \\ * & * & \bar{g}_3 & * \\ * & * & * & 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

とすると、以下の六つの拘束条件が存在していることとなる。

$$\bar{f}_i = 0 \quad (i = 1 \sim 3) \quad (20)$$

$$\bar{g}_j = 1 \quad (j = 1 \sim 3) \quad (21)$$

これらの拘束条件は、 $\theta_i = 0 (i = 1 \sim 4)$ 、 $\phi = 0$  のとき成立する。

いま、 $\theta_i$ 、 $\phi$  が微少量  $\Delta\theta_i$ 、 $\Delta\phi$  だけ回転した場合を考える。このとき  $\bar{f}$ 、 $\bar{g}$  を

$$\bar{f} = \begin{bmatrix} \bar{f}_1 & \bar{f}_2 & \bar{f}_3 \end{bmatrix}^T, \quad \bar{g} = \begin{bmatrix} \bar{g}_1 & \bar{g}_2 & \bar{g}_3 \end{bmatrix}^T \quad (22)$$

として 2 次以上の微少項を無視することで

$$\begin{bmatrix} \bar{f}(\Theta + \Delta\Theta) \\ \bar{g}(\Theta + \Delta\Theta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f}(\Theta) \\ \bar{g}(\Theta) \end{bmatrix} + J(\Theta)\Delta\Theta \quad (23)$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} \theta_1 & \theta_2 & \theta_3 & \theta_4 & \phi \end{bmatrix}^T \quad (24)$$

$$\Delta\Theta = \begin{bmatrix} \Delta\theta_1 & \Delta\theta_2 & \Delta\theta_3 & \Delta\theta_4 & \Delta\phi \end{bmatrix}^T \quad (25)$$

$$J(\Theta) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \bar{f}}{\partial \theta_1} & \frac{\partial \bar{f}}{\partial \theta_2} & \frac{\partial \bar{f}}{\partial \theta_3} & \frac{\partial \bar{f}}{\partial \theta_4} & \frac{\partial \bar{f}}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \bar{g}}{\partial \theta_1} & \frac{\partial \bar{g}}{\partial \theta_2} & \frac{\partial \bar{g}}{\partial \theta_3} & \frac{\partial \bar{g}}{\partial \theta_4} & \frac{\partial \bar{g}}{\partial \phi} \end{bmatrix} \in R^{6 \times 5} \quad (26)$$

と表される。ここで式 (23) の右辺第二項が零であるとする、これは  $\Theta$  が  $\Delta\Theta$  だけ変化しても拘束条件が満たされることを表しており、力を発生しないまま  $\Delta\Theta$  だけ動くことができる機構であるといえる。零ではない  $\Delta\Theta$  が存在するための条件は、 $J(\Theta)$  の階数が 5 未満になることであり、これは機構の構造的な異性から発生する。さらに、 $\Delta\Theta$  の第 5 要素 ( $\Delta\phi$  に関する部分) が 0 でなければ、各リンクにひずみが生じないまま  $\phi$  が  $\Delta\phi$  だけ回転するので、復元力が発生せずに  $\phi$  軸周りのねじりが生じる。これより、零剛性が達成されることとなる。

実際にこの機構において  $\Theta = 0$  のときに  $J$  を求めると

$$\text{rank } J = 3 (< 5) \quad (27)$$

となり、 $J$  の補空間の正規直交基底は

$$\Delta\Theta_1 = \begin{bmatrix} -0.71 & 0 & 0 & 0.71 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (28)$$

$$\Delta\Theta_2 = \begin{bmatrix} 0.33 & -0.41 & 0.41 & 0.33 & -0.66 \end{bmatrix}^T \quad (29)$$

となる。 $\Delta\Theta_1$  は復元力なしでリンク  $L$  が  $z$  軸回りに回転することを表す式であり、 $\Delta\Theta_2$  では  $\Delta\phi$  に関する項が零ではないので、 $\phi$  が  $\theta_i$  と連動しながら回転することを表す基底である。すなわち、式 (29) は  $\Theta = 0$  のときに  $\phi$  軸回りのねじり剛性が零であることを示している。ここでは幾何学的な関係だけを用いておりリンクの剛性に関する知識は用いていない。これより、この機構はすべてのリンクが剛体で構成されたとしても  $\Theta = 0$  の瞬間に  $\phi$  軸回りの零剛性を実現していることが示される。

### 4. 実験による剛性の検証

本機構の剛性を実験により求めた。機構の回転中心から 150 [mm] の位置に 0.010~4.0 [kg] までのおもりをつけてディスクの回転角  $\phi$  を測定した。また、リンク  $L$  を Fig. 9 に示すスリットのないものとあるものの 2 種類を製作した。それぞれノーマルリンク、ばねリンクと呼ぶものとする。ばねリンクはリンク  $L$  の降伏点を大きくすること、機構の剛性を変化させることを目的としたものである。Fig. 10 に実験結果を示す。トルク  $\tau$  と回転角  $\phi$  の関係は大きな非線形性を有していることが分かる（線形ばねならば原点を通る直線になる）。

次に、隣り合うデータから  $\Delta\tau$  と  $\Delta\phi$  を求め、傾きから剛性  $K_\phi$  を求めた。結果を Fig. 11 と Fig. 12 に示す。実線は理論

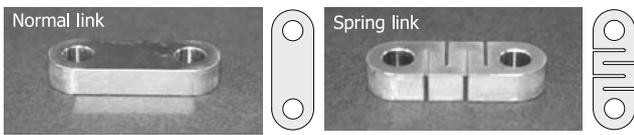


Fig. 9 Two types of designed link  $L$

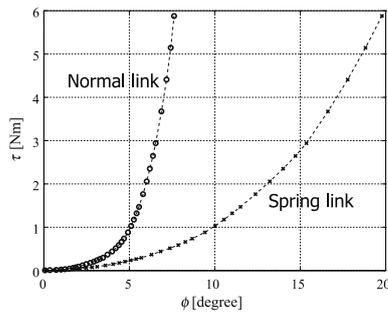


Fig. 10 Torque  $\tau$  and rotation angle  $\phi$

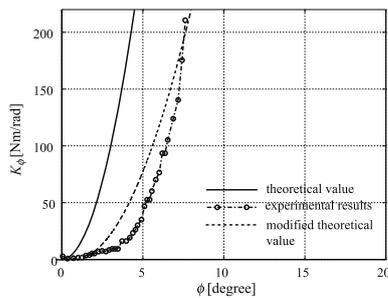


Fig. 11 Stiffness with normal link

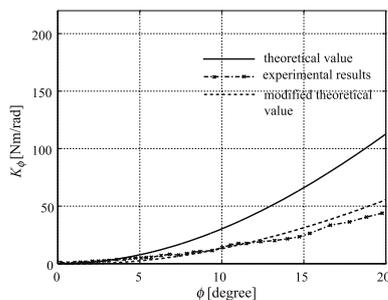


Fig. 12 Stiffness with spring link

値、一点鎖線は実測値を示す。なお、リンクの形状は複雑でありそのばね定数  $K_L$  を求めることが困難であるため、ここでは近似的に有限要素法によって求めた。これらの値は大きな差を持つが、これはベアリングのバックラッシュ、他のリンクの伸びの影響と思われる。そこで、これらを考慮した理論値を求めたところ、図の鎖線のようになった。いずれも、 $\phi = 0$  で零剛性が実現されその後  $\phi$  の変化に伴って大きな剛性の変化が得られている。また、ノーマルリンクとばねリンクの場合の違いから、リンク  $L$  の剛性によって機構の剛性が変化することが分かる。

### 5. 非線形剛性の有効性の検証

#### 5.1 4脚ロボットの設計

本機構が硬さと柔らかさを両立することを示すために、Fig. 13 に示す 4 脚ロボットを試作した。各脚にはそれぞれ、上から順に  $z$ ,  $x$ ,  $x$  方向を軸とする関節を有する。アクチュエータには 60 [W] DC モータと減速比 1:50 のギアを用いた。大きさは脚を伸ばした状態で 350 × 450 × 450 [mm] で重量は約 15 [kg] である。膝関節に提案する機構が組み込まれている。機構は Fig. 13 の楕円で示される。ただし、ロボット実装のためにコンパクトな設計を行った。

#### 5.2 非線形剛性による柔らかさの実現

まず、機構による柔らかさの実現を検証するために、Fig. 14 にあるように脚が物体に衝突したときに受ける力  $F_i$  とこれが身体に伝わる力  $F_b$  をシミュレーションによって求めた。ただし、脚長、質量等は試作したロボットの値を用いた。このときの身体に伝わる力積の時間変化  $P(t)$  を

$$P(t) = \int_0^t F_b(\tau) d\tau \quad (30)$$

とし、その最大値  $\max P(t)$  を衝撃力伝達の指標とする。

まず、膝に線形のねじりばねを設定し、そのばね定数を変化させながら  $\max P(t)$  の値を計算した。この結果を Fig. 15 の鎖線に示す。ただし、脚機構の非線形性から  $F_i$  と  $\max P(t)$  の比は姿勢や  $F_i$  の大きさに依存するが、ここでは一つの値で代表

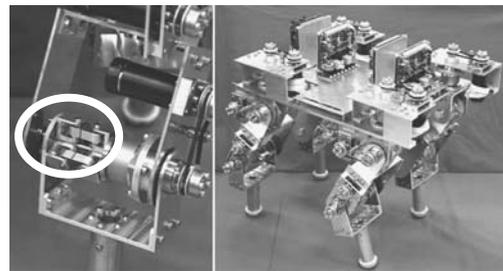


Fig. 13 Four-legged robot with the proposed mechanism

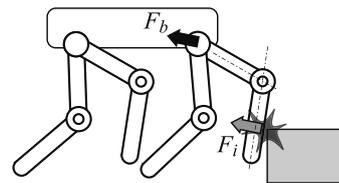


Fig. 14 Collision of leg

した。この結果から、大きなばね定数の線形ばねを用いることで身体に伝わる衝撃力が大きくなることが分かる。これは、硬い脚によって衝撃が緩和されずに身体に伝わることを意味している。一方、非線形剛性（提案する機構）を膝関節に用いた場合の  $\max P(t)$  の値は Fig. 15 の実線で表される。この結果から、提案する機構はばね定数 47.2 [Nm/rad] の線形ばねに相当する柔らかさを実現していることが分かる。

### 5.3 非線形剛性による硬さの実現

次に、提案する機構の硬さを検証する。Fig. 16 に表されるように、ロボットが二次元平面内で高さ  $h$  から落下し、 $t \rightarrow \infty$

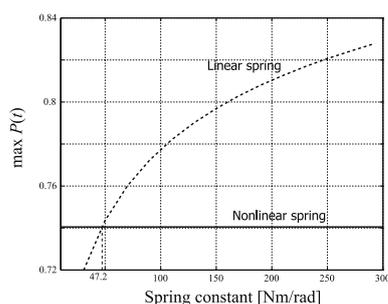


Fig. 15 Value of  $\max P(t)$

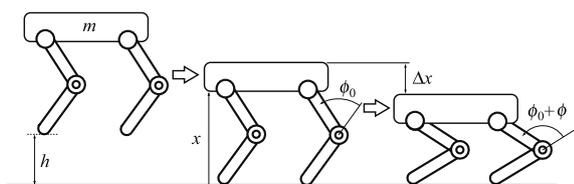


Fig. 16 Robot motion on landing

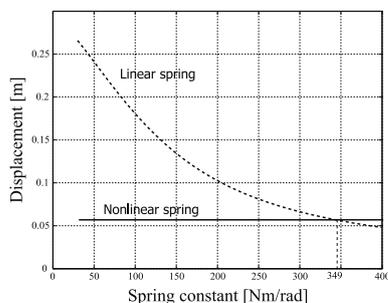


Fig. 17 Robot body displacement

での身体の高さの変化量  $\Delta x$  を力のつり合い式から求めた。ロボットの身体の高さを  $m$  とし膝を  $\phi_0$  曲げた状態で着地する。膝の剛性機構がたわむことで復元力が発生する。膝関節に線形ばねを用いたときの  $\Delta x$  の値を Fig. 17 の鎖線で示す。硬いばねを用いることで硬さが実現され、身体高さの変化量が小さくなる。提案する非線形剛性を用いたときの  $\Delta x$  を実線で示す。これより、提案する機構はばね定数 349 [Nm/rad] に相当する硬さを持っていることが分かる。

また、身体の高さ  $m$  を 5, 10, 15 [kg] と変化させたときの  $t \rightarrow \infty$  におけるロボットの姿勢の例を Fig. 18 に示す。なお、ここでは線形ばねのばね定数を 349 [Nm/rad] と設定した。この結果から、提案する非線形剛性機構を用いることで身体の高さに対する高さの変化量が小さくなり、硬さが実現されていることが理解できる。

### 5.4 ロボットの歩行動作

Fig. 13 のロボットを用いて歩行動作を実現した。ここでは、身体の高さが一定になるように幾何学的な関係のみから脚先の軌道进行を設計し、静歩行を行った。これにより、脚先の 3 点接地と 4 点接地が切り替わり、身体の高さに変化する。実験の様子を Fig. 19 に示す。また、このときの身体の高さの動き（上下方向）を計測した結果を Fig. 20 に示す。ここでは、光学式モーションキャプチャシステム（OptiTrack）を用いた。0~10 [sec] の間に初期位置から身体を屈め、その後 10 [sec] 周期の歩行動作を行っている。脚の接地数に変化するにもかかわらず、高さの変化は約 3 [cm] 以内に収められており、これは脚の硬さが実現されていることを意味している。

## 6. おわりに

本論文では機構の非線形性を利用した非線形剛性機構を開発した。その成果を以下に示す。

- 構造の異性性により、零剛性から極高剛性へと大きく変化

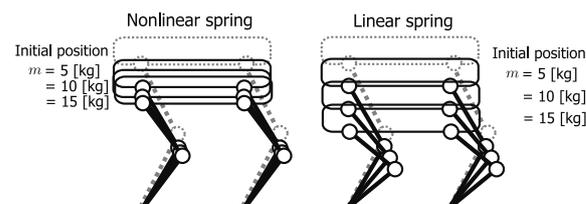


Fig. 18 Final position of the robot

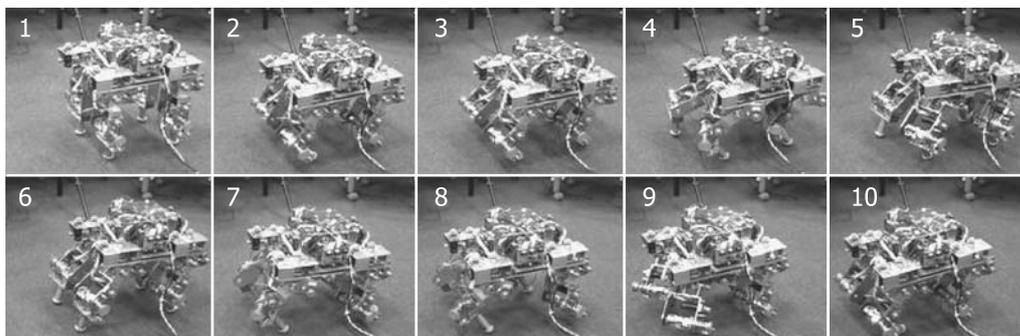


Fig. 19 Static walk of the four legged robot

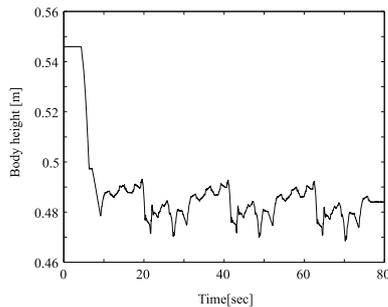


Fig. 20 Vertical motion of the robot body

する非線形剛性を実現した。

- 開発した機構が非線形剛性を持ち、剛性が大きく変化することを理論的に示し、実験で検証した。
- 幾何学的な関係から、拘束条件の補空間を利用して機構の零剛性を示した。
- 提案した機構を膝関節に有する4脚ロボットを設計し、非線形剛性の有効性（硬さと柔らかさの両立）をシミュレーションによって示し、さらに、歩行実験によって硬さの実現を示した。

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] Y. Xu and R.P. Paul: "A robot compliant wrist system for automated assembly," Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, vol.3, pp.1750-1755, 1990.
- [2] C. Xu, T. Nagaoka, A. Ming and M. Shimojo: "Motion Control of Golf Swing Robot Based on Target Dynamics," Proc. of the 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.2545-2550, 2006.
- [3] R.P.C. Paul and B. Shimano: "Compliance and Control," Proc. of the 1976 Joint Automatic Control Conference, pp.694-699, 1976.
- [4] H. Hanafusa and H. Asada: "Stable Prehension by a Robot Hand with Elastic Fingers," Proc. of the 7th International Symposium on Industrial Robots, pp.361-368, 1977.
- [5] N. Hogan: "Mechanical Impedance Control in Assistive Devices and Manipulators," Proc. of the 1980 Joint Automatic Control Conference, Paper No.TA-10B, 1980.
- [6] J.K. Salisbury: "Active Stiffness Control of a Manipulator in Cartesian Coordinates," Proc. of the 19th IEEE Conference on Decision and Control, pp.95-100, 1980.
- [7] N. Hogan: "Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part 1-3," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.107, pp.1-24, 1985.
- [8] 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.
- [9] 森田, 富田, 植田, 菅野: "関節の機械インピーダンスを調節可能な力制御ロボットアームの開発", 日本ロボット学会誌, vol.16, no.7, pp.1001-1006, 1998.
- [10] M. Okada, Y. Nakamura and S. Ban: "Design of Programmable Passive Compliance Shoulder Mechanism," Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.348-353, 2001.
- [11] 山下, 武内, 奥野, 相良: "拮抗駆動関節による剛性とトルクの制御: 空気圧アクチュエータによる実験的検討", 日本ロボット学会誌, vol.13, no.5, pp.666-673, 1995.
- [12] 早川, 川村, 後藤, 永井: "力センシング機能を有する空気圧ペローズによるロボットマニピュレータ用回転駆動機構の開発", 日本ロボット学会誌, vol.14, no.2, pp.271-278, 1996.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] J. Yamaguchi, D. Nishino and A. Takamishi: "Realization of Dynamic Biped Walking Varying Joint Stiffness Using Antagonistic Driven Joints," Proc. of the 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.2022-2029, 1998.
- [16] M. Okada, T. Shinohara, T. Gotoh, S. Ban and Y. Nakamura: "Double Spherical Joint and Backlash Clutch for Lower Limbs of Humanoids," Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.491-496, 2003.
- [17] 武居, 小坂, 藤本: "線形ばねを用いた可変剛性機構の基礎的検討", 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 07, 1A2-D05, 2007.



岡田昌史 (Masafumi Okada)

1992年3月京都大学工学部精密工学科卒業。1996年9月同大学大学院応用システム科学専攻博士課程修了, 博士(工学)。1996年10月日本学術振興会特別研究員(PD)。1997年2月東京大学大学院工学系研究科リサーチ・アソシエイト。2000年4月同大学大学院工学系研究科講師。2004年4月東京工業大学大学院理工学系研究科助教授。2007年4月准教授となり現在に至る。ヒューマノイドロボットの機構開発, 力学系を用いた情報処理システムの研究に従事。計測自動制御学会, IEEEの会員。(日本ロボット学会正会員)



紀晋太郎 (Shintaro Kino)

2007年3月東京工業大学工学部機械知能システム学科卒業。2007年4月(株)ワークスアプリケーションズに入社。現在に至る。



菅谷侑司 (Yuji Sugaya)

2008年3月東京工業大学工学部機械知能システム学科卒業。2008年4月同大学大学院理工学系研究科機械宇宙システム専攻進学。現在に至る。