

零衝撃機構の開発

Development of Zero-Crash Mechanism

正 杉原知道 (九大)

Tomomichi Sugihara, Kyushu University, zhidao@ieee.org

A zero-crash mechanism is proposed and developed. It consists of rigid elements, while it has zero-stiffness and zero-viscosity in the natural configuration. Those features can compromise the following conflicting two requirements, namely, to absorb large impacts at crashes for mechanical safety, and to behave stiffly immediately after the crash for high control performance.

Key Words: Zero-crash mechanism, Mechanical singular point, Variable stiffness and viscosity

1. はじめに

歩行ロボットなど外界と頻繁に衝突するシステムにおいては、無接触から接触へと不連続に状態変化した直後の極めて短時間に衝撃力が生じ、発振や、機械または対象物の破損を招く。したがって、これを緩和することが必要である。高い周波数領域で外界からの入力に安定に応答することが要求されるため、フィードバック制御のみで解決するのは難しい。

この目的で、通常はラバーなどの柔軟な緩衝材が用いられるが、こうした弾性要素は接触時に受動的に大変形し、制御精度や安定性低下の原因となる。作業に応じて能動的に剛性を変化させる機構も幾つか提案されているが [1][2][3]、機構の複雑化や大型化、アクチュエータの増加に伴う。

このような問題に対し岡田ら [4] は、高剛性部材のみからなる機構の構造的な特異性を利用し、受動的な可変剛性を有する、特に零剛性を実現するトルク伝達機構を開発した。衝撃力の主な原因は弾性ではなく粘性にあるので、零剛性だけでなく零粘性を実現することが重要である。本稿では、この考え方に基づいた単純な衝撃緩和機構を提案し、実際に開発した機構について述べる。提案する機構が、衝撃に対しては柔らかく、平常時には硬く振る舞うという衝突制御に適した特性を持つことを示す。

2. 零衝撃機構の提案と機構解析

提案する機構の模式図を図 1 左に示す。3つのリンク α (α_1 と α_2 は一体)、 β , γ と、それらをつなぐ回転対偶 A, B およびすべり対偶 C から成る。C は α_1 と γ が平行になるように拘束するものである。また α_2 と β の長さは等しいとする。

この機構を解析するために、仮想的に C による拘束を外し、図 1 右のように A を原点とした xy 座標系を設け、 β の長さを l 、 γ の長さ (B から端点 D までの長さ) を L とする。A, B における回転角度を θ_1 , θ_2 、端点 D の座標を (x, y) 、 γ の y 軸に対する傾きを ϕ とそれぞれおくと、次式が成り立つ。

$$x = l \cos \theta_1 - L \sin(\theta_1 + \theta_2) \quad (1)$$

$$y = -l \sin \theta_1 - L \cos(\theta_1 + \theta_2) \quad (2)$$

$$\phi = \theta_1 + \theta_2 \quad (3)$$

γ が C を通るための条件は、

$$\begin{cases} x = l \cos \theta_1 - L \sin(\theta_1 + \theta_2) = l \\ \phi = \theta_1 + \theta_2 = 0 \end{cases} \iff \theta_1 = \theta_2 = 0 \quad (4)$$

すなわち、この機構が実現されるのは $\theta_1 = \theta_2 = 0$ においてのみであり、この姿勢において自由度は 0 である。以後、この姿勢を適合点と呼ぶことにする。

次に x, θ のヤコビ行列を求めると、

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \theta_1} & \frac{\partial x}{\partial \theta_2} \\ \frac{\partial \phi}{\partial \theta_1} & \frac{\partial \phi}{\partial \theta_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l \sin \theta_1 - L \cos(\theta_1 + \theta_2) & -L \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

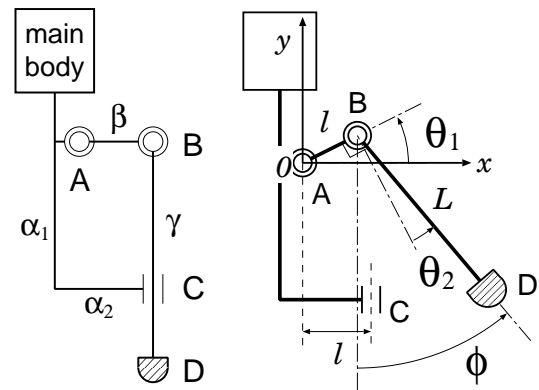


Fig.1 Schematic of the proposed zero-crash mechanism

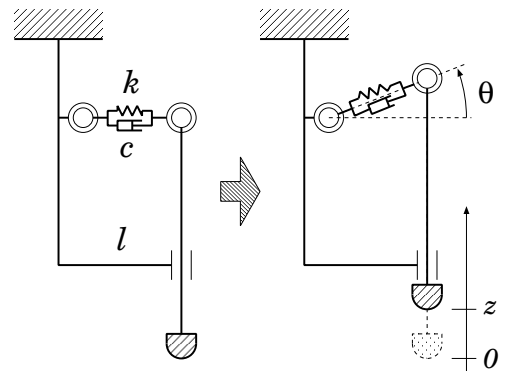


Fig.2 Visco-elastic model of the proposed mechanism

よって、

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \theta_1} & \frac{\partial x}{\partial \theta_2} \\ \frac{\partial \phi}{\partial \theta_1} & \frac{\partial \phi}{\partial \theta_2} \end{bmatrix} \Big|_{\theta_1=\theta_2=0} = \begin{bmatrix} -L & -L \\ 1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

すなわち適合点において、 $\delta\theta_1 + \delta\theta_2 = 0$ を満たす無限小変位 $\delta\theta_1, \delta\theta_2$ を生じ得る機構の特異点にあることがわかる。これは、0 自由度でありながらある方向の剛性が零となる、零衝撃機構の必要条件である。

3. 可変粘弾性モデルによる剛性解析・衝突解析

前節において、リンクは全て剛体と仮定した。実際には完全な剛体は存在しないので、剛性も零と無限大の二値ではなく、変位に伴って連続的に変化する。今、リンク β のみが弾性体と見なせるとし (すなわちそのようにリンク材料を選び)、図 2 のように

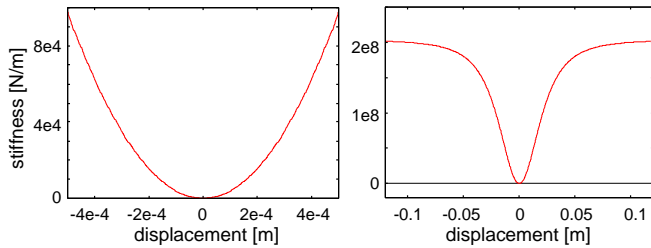


Fig.3 Variable stiffness of the mechanism

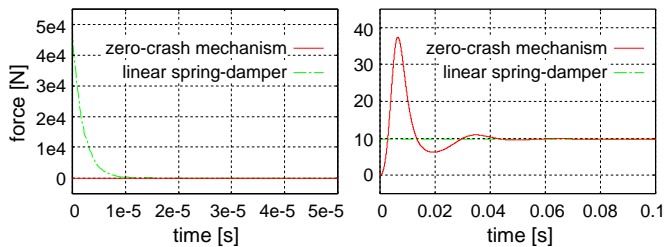


Fig.4 Crash simulation result of the mechanism.

ばね・ダンパでモデル化する．ばね定数，ダンパ係数をそれぞれ k, c とする．適合点における D の位置を原点とし，リンク γ に沿って z 軸を新たに設けると，D が変位 z および速度 \dot{z} を持つときに z 軸方向に働く力 f は次式となる．

$$f = -k \left(1 - \frac{l}{\sqrt{l^2 + z^2}} \right) z - c \frac{z^2}{l^2 + z^2} \cdot \dot{z} \quad (7)$$

図 3 は， z を準静的に（すなわち $\dot{z} \approx 0$ と見なせる条件で）変化させたときの剛性 $\partial f / \partial z$ の値をプロットしたものである．後に示す実際の機構に合わせ， $k = 2.04 \times 10^8$ [N/m]， $l = 0.28$ [m] とした．左図より， $|z| < 5.0 \times 10^{-4}$ [m] の範囲で剛性が 0 から 1×10^5 [N/m] 程度まで大きく変化する様子がわかる．参考までに，一般的な工業用重荷ばねの剛性は $1 \times 10^4 \sim 3 \times 10^5$ [N/m] 程度である．また右図より，変位をさらに引き伸ばすと機構の剛性が部材自身の剛性 k に漸近することがわかる．

さらに，質量 1[kg] の物体にこの機構を取り付けて落下させ，速度 1.0[m/s] で地面に衝突させるシミュレーションを行った．地面は剛体であると仮定し，ダンパ係数は $c = 7.0 \times 10^5$ [N/m·s⁻¹] とした．これは減衰率 25 程度に相当する．数値計算には埋め込み型陽的解法である Runge-Kutta-Fehlberg 法を用いた．図 4 に結果を示す．単純に線形ばねダンパを直列につなげた場合，粘性の影響によって衝突の瞬間に 5×10^4 [N] 程度の衝撃力が発生し，0.001[s] に満たない時間で消散する．それに対し提案する機構では，衝突の瞬間には力は発生せず，0.008[s] ほどでピークに達する．このときの最大衝撃力は 40[N] 弱程度である．その後は 0.05[s] 程度で一定荷重 9.8[N] に収束している．地面を剛体と仮定しているため両者の挙動の差が誇張されて現れているが，傾向として，提案する機構は時間方向に衝撃を緩和できるものと言える．またこの結果より次の二つの事実がわかる．

1. 衝撃力の主な原因は剛性ではなく粘性にある．
2. 提案機構では衝突時に剛性ととも粘性も零になっているため，衝撃緩和効果が高い．

4. 試作と実験

提案する機構を実際に製作した．図 5 左に外観を示す．リンク β のみを弾性体と見なせるという条件に合わせ， α_1 に A7075（ヤング率 73[GPa]）， α_2 に SKD11（同 212[GPa]）， β に A2017（同 69[GPa]）， γ に SUS304（同 199[GPa]）をそれぞれ使用した． α_1 と α_2 は，ボルトおよびノックピンによって固定されている．これを 4 つ組み合わせて図 5 右のような試験台を作成し，ロードセ

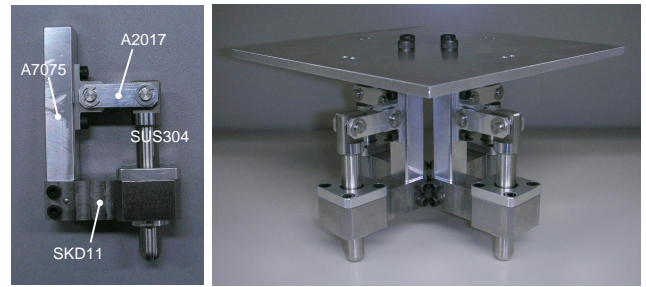


Fig.5 Outer view of the zero-crash mechanism and test bench

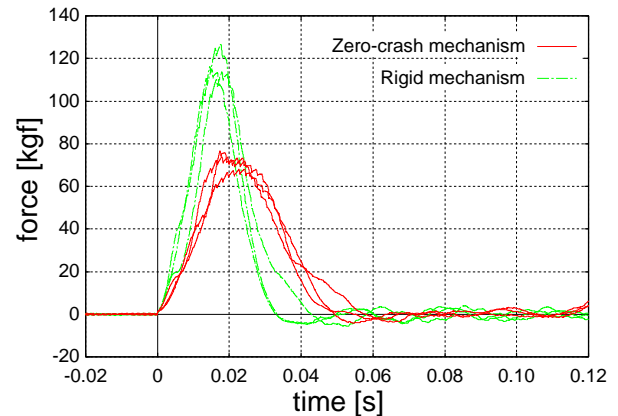


Fig.6 Load change in a crash experiment with a mass block

ル上に乗せ，台の上面からさらに 10[cm] 上方より約 9[kg] の重石を落下させたときの荷重変化の様子を測定した．サンプリング時間は 20[μs] である．また比較のために，提案機構を SUS304 製の中実ロッドで置き換えたもの（剛体試験台と呼ぶ）についても同じ実験を行った．双方についてこれを 3 回づつ繰り返した．図 6 にその結果を示す．ただし試験台の自重分を引いてある．衝突の瞬間を時刻 0 としている．重石自体が弾性を持つため，シミュレーションで見たほどの大きな差は生じていないが，剛体試験台では最大 120[kgf] 程度の衝撃力が発生しているのに対し，提案機構を用いた試験台では最大 70[kgf] 程度まで緩和されている．またピークが 0.01[s] 弱後方にシフトしており，時間方向に衝撃を緩和する性質が現れている．

5. おわりに

開発した零衝撃機構は次の性質を持つ．1) 0 自由度機構の成立する適合点においては剛性および粘性がともに零であり，衝突時の衝撃を時間方向に緩和する動きがある．2) 全体が高剛性な部材で構成されるため，定荷重に対しては硬く振る舞う．

本研究は，次世代研究スーパー aster 養成プログラム（九州大学総長裁量経費）の支援を受けた．

文献

- [1] 兵頭和人，小林博明．非線形バネ要素を持つ腱制御手首機構の開発．日本ロボット学会誌，Vol. 11，No. 8，pp. 1244-1251，1993．
- [2] 森田寿郎，菅野重樹．メカニカルインピーダンス調節機構による関節制御 - 機構の提案とロボット指への適用 - ．日本ロボット学会誌，Vol. 14，No. 1，pp. 131-136，1996．
- [3] 小金澤綱一，清水祐貴．非線形弾性システムを有するアクチュエータを用いた腱駆動多自由度関節の機械式剛性制御．日本ロボット学会誌，Vol. 22，No. 8，pp. 1043-1049，2004．
- [4] 岡田昌史，紀晋太郎．構造的の特異性を利用した受動可変剛性を持つトルク伝達機構．日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会'07 講演予稿，2007．