T2R2 東京科学大学 リサーチリポジトリ
Science Tokyo Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	非円形プーリ－バネ系による自重補償機構と４節平行リンク型アームへの適用
Title	A Weight Compensation Mechanism with a Non-Circular Pulley and a Spring : Application to a Parallel Four-bar Linkage Arm
著者(和文)	遠藤玄, 山田浩也, 矢島明, 尾形勝, 広瀬茂男
Authors	Gen Endo, Hiroya Yamada, Masaru Ogata, SHIGEO HIROSE
出典 / Citation	日本ロボット学会誌, Vol. 28, No. 1, pp. 77-84
Citation(English)	Journal of Robotics Society of Japan, Vol. 28, No. 1, pp. 77-84
発行日 / Pub. date	2010, 1
権利情報 / Copyright	本著作物の著作権は日本ロボット学会に帰属します。 Copyright (c) 2010 The Robotics Society of Japan.

Powered by T2R2 (Science Tokyo Research Repository)

学術・技術論文

非円形プーリ–バネ系による自重補償機構と4節平行リンク型アームへの適用

遠藤　玄[*1]　山田浩也[*1]　矢島　明[*2]
尾形　勝[*2]　広瀬茂男[*1]

A Weight Compensation Mechanism with a Non-Circular Pulley and a Spring : Application to a Parallel Four-bar Linkage Arm

Gen Endo[*1], Hiroya Yamada[*1], Akira Yajima[*2], Masaru Ogata[*2] *and* Shigeo Hirose[*1]

We propose a new weight compensation mechanism with a non-circular pulley and a spring. We show the basic principle and numerical design method to derive the shape of the non-circular pulley. After demonstration of the weight compensation for an inverted/ordinary pendulum system, we extend the same mechanism to a parallel four-bar linkage system, analyzing the required torques with transposed Jacobian matrices. Finally, we develop a 3 D.O.F manipulator with relatively small output actuators and verify that the weight compensation mechanism greatly contributes to decrease static torques to keep the same posture within manipulator's work space.

Key Words: Weight Compensation Mechanism, Balancer, Parallel Four-bar Linkage

1. はじめに

産業用ロボットに代表される回転型多関節アームは，その直鎖状の形態ゆえ，ベース部に近いアクチュエータほどアームの自重による大きなトルクが作用する．この自重トルクに抗するため，大きなアクチュエータにより補償トルクを発生させることは，本来外部への仕事に寄与しない部分にエネルギーを使用することになり非効率的である．また過大なアクチュエータの装備はアーム自身の質量増加となり，さらに自重トルクが増加するという悪循環を招く可能性がある．より高い作業性能・効率を実現するためには自重トルクを外部からのエネルギー供給なしに補償する機構が望ましい．

1 自由度倒立振子系の自重補償機構の例を **Fig. 1** に示す．(a)(b) はベースリンクと回動するリンクを結ぶようにバネが配置されており，リンク回転角度 θ に依存して生ずる自重トルクをバネ力で補償している．このような機構は構造が単純で関節に働く最大トルクを大きく減少でき，仮に何らかのトラブルで関節アクチュエータがフリーになったとしても自重による急激な落下を防ぐことができるため，効率性・安全性の観点から産業用マニピュレータで広く採用されている．（なお (a)(b) は解析的なモデルに差異はないが，(b) の配置のほうが横幅を抑えることが可能でスペース効率が高く，また広い可動範囲を確保できるため近年主流となっている．）

ところが (a)(b) の機構では通常の線形バネを採用した場合，可動範囲全域にわたり完全に自重トルクを補償することはできない．なぜならリンク角度 θ に依存せず完全にバランスするためには自然長がゼロである理想的な線形バネが必要であるからである [1]．この問題を解決するため森田らはリンク内部にバネを設置し，ワイヤ–プーリを介してベースリンクに締結することで，仮想的に自然長ゼロのバネを構成し可動範囲全域にわたって完全にバランスできる機構を提案した（Fig. 1 (c)）[2] [3]．しかしながらバネ素材は主として鉄であり，十分な自重補償効果を得られるよう選定するとバネ質量が看過できないほど過大になる可能性があり，リンクとともにバネを回動させる本機構は，結果としてアームの運動性能が低下しかねないと筆者らは

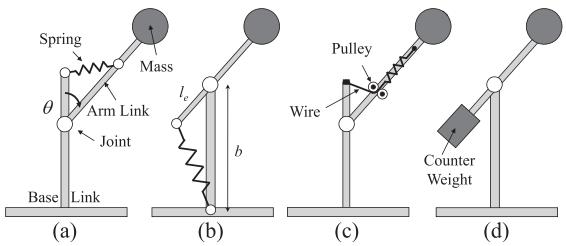


Fig. 1　Conventional weight compensation mechanism

原稿受付　2009 年 4 月 27 日
[*1]東京工業大学
[*2]キヤノン株式会社
[*1]Tokyo Institute of Technology
[*2]Canon Inc.
■ 本論文は有用性で評価されました．

考える．

またFig. 1 (d) はリンク端部にカウンターウェイトを設置することで手先質量を補償している．このような機構は系の重心位置がつねに関節軸上にあるため，ベースリンク部に働くモーメントはリンク角度 θ に依存せずつねに一定となる．これによりベース部を強固に固定することのできない用途，例えばサスペンションを有するバギー車両上に設置された長リーチアームなどの場合に適する [4]．一方でカウンターウェイトという新たな質量を付加することにより関節軸周りの慣性モーメントは増加することになり，大きな加減速を必要とする用途には適さない．

これらの先行研究・事例を踏まえ，本論文では産業用ロボットで主流である Fig. 1 (b) の配置をベースとしながらも，リンクとともに回動する非円形プーリを関節部に導入することによって，関節可動範囲内で完全にバランスする機構を検討する．

非円形プーリの導入によってバネ力あるいはバネトルクを所望の値に変換する手法はいくつか先行研究がある．岡田は車輪型配管内移動ロボットの駆動輪を，直径の変化する走行管内内壁に一定力で押し付けるため，パンタグラフ機構とバネ・非円形プーリを組み合わせる機構を提案した [5] [6]．Ulrich らは平行に配置された線形バネを用いて拮抗駆動する場合の非円形プーリ外形を解析的に導出し，2 自由度受動関節シリアルリンク系の自重補償が可能であることを実験的に示した [7]．ところがこれらの先行研究は解析の仮定を成立させるため設計上の様々な制約があり実験は原理検証の域を出ていなかった．

本研究ではより実用的で設計自由度の高い数値的手法を提案しそれに基づきプーリ外形を導出する [8]．そして能動関節による 2 自由度 4 節平行リンク型アームに本自重補償機構を適用し，実際のマニピュレータシステムとして構成可能で，かつ必要なアクチュエータトルクを大幅に減少できることを実験で示す．

まずはじめに次章において非円形プーリ–バネ系による自重補償の原理とプーリの数値的設計手法について述べ，受動関節型 1 自由度系について原理検証を行う．次に第 3 章において 2 自由度 4 節平行リンク型アームへの適用を検討する．転置ヤコビ行列による自重補償トルクの解析を行い，2 自由度系であっても補償トルクには相互干渉がなく，通常の 1 自由度振子系に帰着できることを示し，受動関節型 2 自由度原理検証モデルにより確かめる．続く第 4 章では関節にアクチュエータを装備した能動関節型モデルを用い，提案した自重補償機構が静的に姿勢保持する場合の保持トルクを著しく減少できることを実験的に示す．最後に第 5 章においてまとめと今後の課題を述べる．

2. 非円形プーリ–バネ系による自重補償

2.1 基本原理

本節では 1 自由度振子系の自重補償を考える（**Fig. 2**）．アームリンクはベースリンクに対し回転自在に取り付けられており，先端に手先質量が取り付けられている．非円形プーリはアームリンクに固定されている．バネは一端がベースリンクに固定され，他端はワイヤやベルトのような伸びの無視できる可撓性部材に連結されている．そして可撓性部材は非円形プーリに巻きつけられ，端部をプーリに固定されている．したがって，アームリンクが回転すると可撓性部材が非円形プーリに巻き取られ，バネが

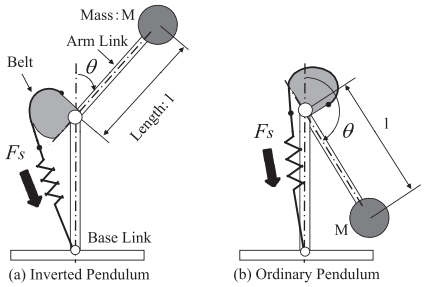


Fig. 2 Weight compensation mechanism with a non-circular pulley and a spring

伸びることにより引っ張り力が発生し，補償トルクを生成する．アームリンクが鉛直に倒立した状態を振子の角度 $\theta = 0$ とし，便宜上 $0 \leq \theta \leq \pi/2$ のとき倒立振子（inverted pendulum），$\pi/2 \leq \theta \leq \pi$ のとき通常振子（ordinary pendulum）と呼び，特に断りなく振子（pendulum）と記述した場合は両者を指すことにする．

バネ力を F_s，プーリ半径を $r(\theta)$ とするとき，次に示す θ についての恒等式を満たすよう $r(\theta)$ が設計できれば，あらゆる角度 θ で関節トルクゼロの完全バランス系になる．

$$F_s \cdot r(\theta) \;=\; Mgl\sin\theta \qquad (1)$$

ここで M，g，l はそれぞれ先端質量，重力加速度，アームリンク長さを表す．

本機構の構成要素は非円形プーリ・可撓性部材・バネの三つのみで部品点数も少なく非常に簡素な構造である．またバネ定数の大きいバネを用い，非円形プーリを十分に小さく設計することができれば，プーリを関節軸近傍に配置することから慣性モーメントの増加を非常に小さくすることができる．また式 (1) では右辺に先端質量による自重トルクを設定しているが，任意のトルクプロファイル $\tau(\theta)$ を設定しうる．

$$F_s \cdot r(\theta) \;=\; \tau(\theta) \qquad (2)$$

このことから例えば「$\theta = \pi/2$ のときは鉛直上向きに $mg/4$ の力を発生させる」「角度に依存せずに非ゼロの定トルクを発生させる」など，目標タスクに応じて様々に設定することができる．つまり本手法は関節トルクをつねにゼロとする自重補償のみに特化したものではなく，作業目的に応じて所望のトルクを設計することができるより汎用性の高い設計手法である．

以上をまとめると本機構は（1）自重補償範囲が広く精度が高い（2）回動部の慣性モーメント増加が少ない（3）非円形プーリの形状を選ぶことで補償トルクプロファイルを自由に設定し得る，という特徴を有する．

2.2 非円形プーリの数値的設計法

文献 [7] では解析的取り扱いをするために，2 本の線形バネを平行に配しプーリを拮抗駆動する仮定を用いた．その結果自重補償機構が大きくなり，実用的にコンパクトな構成ではなかった．本研究ではより制約の少ない実際的な設計法として非円形プーリ外形を数値的繰り返し計算により導出する．アルゴリズムは，形状記憶合金アクチュエータの関節駆動トルクの調節の

ために筆者らが考案した文献 [9] を基本とし，所望のトルクプロファイルを設定できるように拡張した．手順を以下に示す．

(1) **Fig. 3** に示す構造変数 a, b，初期角度 θ_0，トルクプロファイル $\tau(\theta)$ を定める．

(2) バネ定数 k，自然長 x_0，初張力 F_0 を定める．このときバネ力 F_s はたわみを x として，$F_s = kx + F_0$ である．

(3) バネが最大たわみ x_{max} にある状態から設計する．プーリ初期半径を $r_0 = \tau(\theta_0)/F_{max}$ とおく．

(4) Fig. 3 に示すように，バネの支持点 P_0 から中心 O，半径 r_0 の円に接線 l_0 を引き，X 軸との交点を C_0 とする．

(5) $\overline{OP_0}$ を半径とする円弧状に P_0 から一定角 $\Delta\theta$ ごとに点 $P_1, P_2, \ldots, P_n$ を可動範囲 ($\theta_0 \le \theta \le \theta_{max}$) の区間で定義する．これはプーリ曲線を描くため，プーリのほうではなく，バネの支持点 P_i を回転中心 O のまわりに逆回転し，バネ端部の可撓性部材をプーリからほどいていくという解析手順をとるためである．

(6) 接線 l_0 上の任意点 α を定め，そのときの線分 $\overline{\alpha P_1}$ 間に張られるバネのたわみ量 x_α と，直線 αP_1 の原点 O からの距離 r_α を求める．このうち点 α から張られるばねのたわみ量の変化は，プーリに巻きついている部分が延性の無視できる可撓性部材であるので $(\overline{\alpha P_0} - \overline{\alpha P_1})$ となり，結局たわみ量は $x_\alpha = x_{max} - (\overline{\alpha P_0} - \overline{\alpha P_1})$ となる．このときバネ力は $F_{s\alpha} = k \cdot x_\alpha + F_0$ である．

(7) $F_{s\alpha} \cdot r_\alpha$ が設定したトルクプロファイル $\tau(\theta)$ と一致するまで点 α の位置をシフトしていく演算を収束計算によって行う．

(8) この点 α の位置を C_1 とし，多角形近似するプーリ輪郭の第 1 頂点とする．

(9) 直線 $\overline{C_1 P_1}$ 上に新たに点 α を想定し，この点 α と点 P_2 とについて (6)～(8) の計算を繰り返し C_2 を求める．

(10) バネのたわみ量がゼロ，あるいは $\theta = \theta_{max}$ となるまで上記手法を繰り返す．

上記の例では初張力のある線形バネを用いたが，非線形バネであってもよい．また $\Delta\theta \ge 0$ として可撓性部材をプーリからほどく方向で解析しているが，$\Delta\theta \le 0$ として巻きつく方向で求めることも可能である．(この場合初期たわみが最小たわみとなる.)

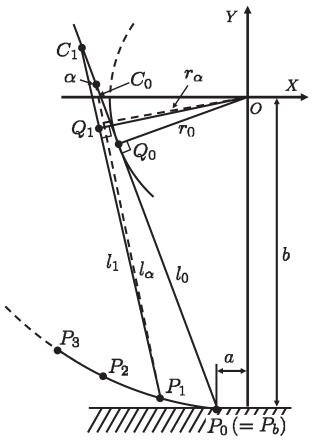


Fig. 3 Procedure to derive the non-circular pulley

このプーリ設計手法は数値的解法であり収束性が保証されない．したがって各パラメータの設定によっては解が発散したり，収束しても極端にプーリ径が大きくなったりする場合もあるが，反面，解析的手法に比して制約が少ないため様々な種類のバネや構造変数の設定が可能であり，自由度の高い実際的な設計を検討できる．一つの条件下で外形計算に要する時間は Intel Core2 Quad CPU 3.0 GHz の PC でおよそ 1 [s] 程度と十分に短い．したがって本手法は試行錯誤的にパラメータ検索をしたとしても，十分実用的な設計法である．

2. 3 設計例と従来手法との比較

本節では先端質量 $M = 0.5$ [kg]，リンク長さ $l = 0.5$ [m] の場合を例として，提案する手法により非円形プーリを設計し，従来手法と比較する．

まずはじめにバネ定数 $k = 1.0$ [N/mm]，自然長 $x_0 = 0.1$ [m]，初張力 $F_0 = 0.0$ [N] の線型バネを用いることと設定した．また構造パラメータ a，b はなるべく小型になるよう小さな値を選定した．最初に倒立振子の場合を考え，$\theta_0 = \pi/2$ [rad] と設定し可撓性部材を解く方向で非円形プーリ外形を算出し，自重補償範囲を求めた．ここで補償範囲が狭い場合は構造パラメータ b を再設定し，同様の計算を繰り返し行った．この際，得られたプーリ半径が可撓性部材の最小曲げ半径（0.02 [m]）以上で，なおかつ機構全体を小型にするためなるべく小さな値となるよう留意した．その結果，$b = 0.1735$ [m]，$r_0 = 0.0351$ [m] と選定すると倒立振子の自重補償が可能となった．

次に上記パラメータをそのまま用い，$\theta_0 = \pi/2$ [rad] を初期条件として可撓性部材を巻き取る方向で解析を行う．これにより倒立振子のプーリと連続な形状でなおかつ通常振子を自重補償するプーリ外形を算出する．興味深いのは通常振子の場合，$\theta = \pi/2$ のとき自重トルクは最大で，θ が増加するに従ってトルクは減少し $\theta = \pi$ でゼロとなる．これに対しバネのたわみは $\theta = \pi/2$ で最小であり，θ が増加するとたわみも増加し，バネ力 F_s も増加する．この矛盾を解決するように θ が π に近づくのに伴ってプーリ半径 $r(\theta)$ がゼロに漸近し，$F_s \cdot r(\theta)$ がゼロになるよう前節のアルゴリズムは自動的に外形を計算することが分かった．(なお倒立振子・通常振子を二段階で求めたのは，試行錯誤のパラメータ選定を容易にするためであり，本質的に設計アルゴリズムが異なるわけではない.)

導出されたプーリ外形を **Fig. 4** に示す．リンクは座標原点を回転軸として Y 軸正方向に沿って取り付けられており，リンク角度 θ のときの非円形プーリと可撓性部材の接点を黒点で示した．自重補償に寄与しない部分を適当な形状に設定し，リンクに取り付けた外観図を Fig. 2 に示している．

ここで提案手法による自重補償の効果を従来機構と比較する．Fig. 1 (b) に示す構成で，同じバネを用いて自重補償する場合を考える．ベース部から関節までの高さを Fig. 3 同様に b とし，関節からバネが取り付けられている端部までのリンク長さを l_e とする．$\theta = 0$ のときバネが自然長 x_0 となるように $b = l_e + x_0$ と設定し，l_e は自重トルクと補償トルクの二乗誤差の可動範囲全域 ($0 \le \theta \le \pi$ [rad]) での総和を最小化する値 ($l_e = 0.0443$ [m]) と設定した．

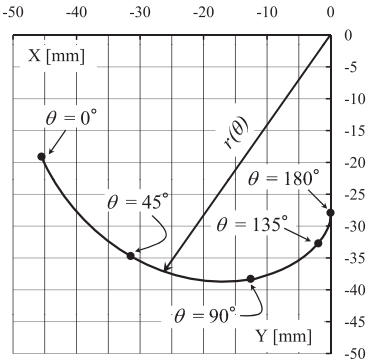


Fig. 4 An example of the Non-circular Pulley

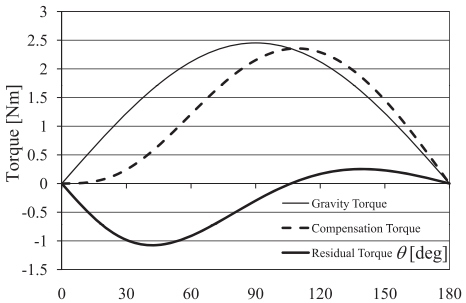


Fig. 5 Weight compensation with the conventional mechanism

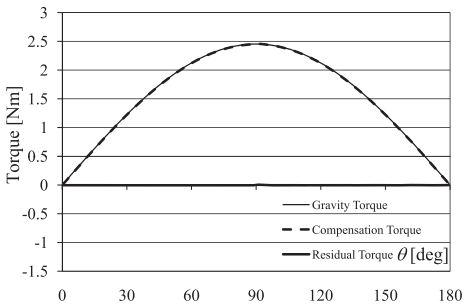


Fig. 6 Weight compensation with the proposed mechanism

従来機構と，非円形プーリを用いた場合の自重補償トルクを数値的に求めた結果をおのおの **Fig. 5**，**6** に示す．従来機構では完全に自重補償できるのは可動範囲内で 3 点のみであり，特に $15 \leq \theta \leq 75$ [deg] の範囲では大きな残差トルクがあることが分かる．一方，提案手法では可動範囲全域にわたって残差トルクはほぼゼロとなっており，従来手法に比して広範囲にわたり精度よく自重補償することが可能であることが分かる．

2.4 1 自由度系原理検証実験

検証実験として倒立振子・通常振子のおのおのの自重補償を行う†．先端質量 0.5 [kg]，リンク長 0.5 [m] とし，リンク質量およびプーリに巻きつけたワイヤの太さは無視できるものとして設計した．用いたバネはステンレス引っ張りバネ（ミスミ製型番：AUFM12-100，$k = 1.15$ [N/mm]，$F_0 = 14.71$ [N]，$x_{max} = 75.21$ [mm]）である．機構自体が小さく構成でき，また自重補償範囲がなるべく大きくなるよう試行錯誤により各構造パラメータを設定した．前節のアルゴリズムにより得られた非円形プーリ曲線を倒立振子，通常振子それぞれ **Fig. 7** (a)(b) に灰色領域で示す．自重補償に寄与しないプーリ外形部分は適当な形状を選んでいる．非円形プーリは CNC フライスによって加工製作した．設計上の自重補償範囲はおのおの 18〜90 [deg]，90 [deg]〜169 [deg] であり，理想的にはこの間の角度 θ であればどこでも停止保持できる．

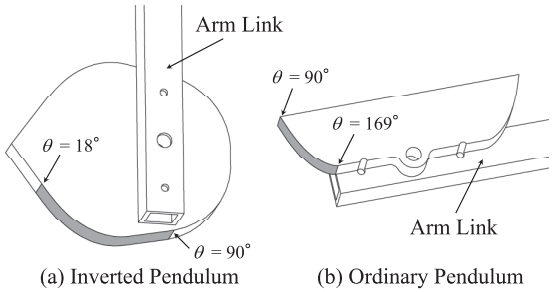


Fig. 7 Derived shape of the non-circular Pulleys

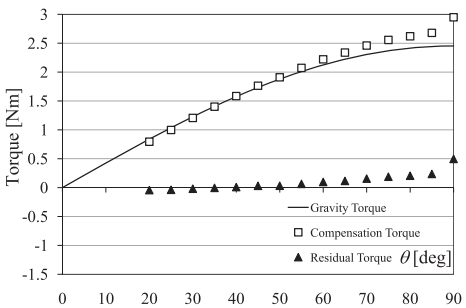


Fig. 8 Compensation torque of the inverted pendulum

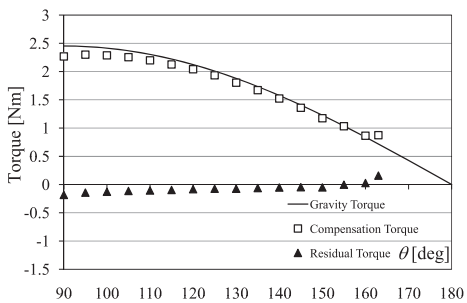


Fig. 9 Compensation torque of the ordinary pendulum

自重補償の効果を定量的に把握するため回転軸周りのトルクを計測した．リンク角度 θ を静的保持できるように先端質量の取り付け位置をリンク長手方向に調節し，釣合のためのモーメントを増減することで残差トルクを算出した．測定は可動範囲内 5 [deg] 間隔で行った．結果を **Fig. 8**，**9** 示す．どちらも最大可動範囲付近で補償精度が低下しているが，これはバネ端部のフックと非円形プーリが干渉していることが原因である．これらを除けば倒立振子・通常振子の平均残差トルクは 0.088，0.084 [Nm] となり，最大自重トルクの 4%以下に関節トルクが抑えられ，十分自重補償されていることが分かる．

†二つに分けた理由は簡便に入手できるバネを選定したためであり，2.3 節で例示されたように本提案手法の本質的な限界によるものではない．

3. 2 自由度平行リンクマニピュレータの自重補償

前述のように 1 自由度振子系については提案する自重補償機構が有効であることが明らかになった．ところで実際のマニピュレータシステムへの適用を考える場合，2 自由度以上の系となることがほとんどであり，このような場合でも本機構が適用可能か否か，その拡張性を検討することは実用上大変有用である．そこでパレタイジングなどの産業用ロボットでしばしば用いられる 2 自由度の 4 節平行リンク型アームの自重補償を考える．

3.1 自重補償トルクの解析

運動学モデルを **Fig. 10** に示す．図中原点 O に二つのアクチュエータが装備されており，Link 1，Link 2 をおのおの独立に駆動する．この系に対し，補償すべき関節トルクはおのおのどのような値になるであろうか？　2 自由度が相互干渉しないであろうか？

直観的に理解するため m_1〜m_5 を質量ゼロとし，手先質量 m_6 のみが作用する系で仮想変位を考える（**Fig. 11**）．微小変位前後のアームを灰色，黒色でおのおの表示している．点線の円弧はリンク端の描く軌道である．θ_1 による手先の運動を考えるため，Link 2 を任意の角度で固定し，Link 1 のみを仮想的に $\Delta\theta_1$ だけ微小変位させる（Fig. 11 左）．このとき手先質量の描く軌道は平行リンクのもつ機構的拘束により，Link 1 の端部 T 点の描く円弧軌道を平行移動した軌道である．つまり手先質量の微小変位は θ_2 の値に依存せず，回転中心 O_1 周りに $\Delta\theta_1$ だけ回転する．これは T 点に手先質量がある場合と等価の運動であり，リンク長 l_a の 1 自由度系の倒立振子に帰着できる．同様に θ_2 による手先の運動を考えると，Link 1 を固定し，Link 2 のみ微小変位させると（Fig. 11 右），手先質量は受動関節中心 O_2 周りに $\Delta\theta_2$ だけ円弧運動し，θ_1 の値に依存しない．この運動はリンク長 l_a の 1 自由度系の通常振子と等価である．

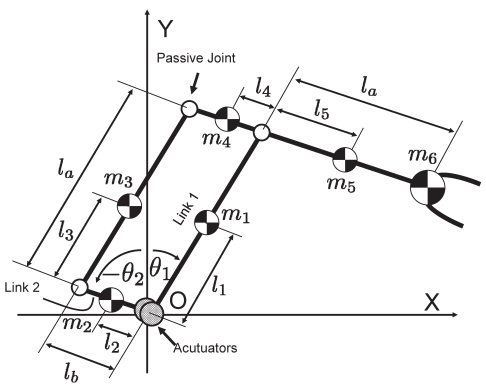


Fig. 10　Parallel four-bar linkage arm with 2 DOF actuation

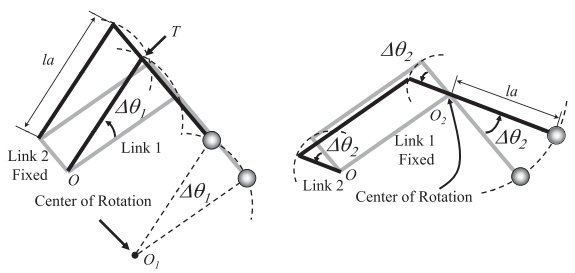


Fig. 11　Virtual displacement for the parallel four-bar linkage

よって先端質量の微小変位はおのおの独立な $\Delta\theta_1$ と $\Delta\theta_2$ によって生成されることが分かり，各微小変位に対する運動は 1 自由度系倒立振子・通常振子に帰着できることが分かる．同様に m_1〜m_5 についても議論することができ，一見 2 自由度が相互干渉しているように思える 4 節平行リンクでも θ_1，θ_2 の各自由度ごとに非円形プーリで自重補償を行えばよいことになる．

以上の直観的な考察を解析的に検討するため，リンク質量も考慮した 6 質点モデルについて自重補償トルクを求める（Fig. 10）．よく知られるように関節トルクベクトル $\boldsymbol{\tau}$ と外力ベクトル $\mathbf{F}$ の関係は転置ヤコビ行列 $\mathbf{J^T}(\boldsymbol{\theta})$ を用いて次式で表される．

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{J^T}(\boldsymbol{\theta})\,\mathbf{F} \tag{3}$$

各質点 m_i への転置ヤコビ行列 $\mathbf{J_i^T}(\boldsymbol{\theta})$ をおのおの求め，重力を外力 $\mathbf{F_i} = (0, -m_i g)$ とみなすことで質点 m_i の自重により生ずる関節トルクベクトルを求めることができる．例えば先端位置 $\boldsymbol{p}_6$ に質量 m_6 がある場合，その位置ベクトル，ヤコビ行列はおのおの，

$$\boldsymbol{p}_6 = \left(l_a(\sin\theta_1 - \sin\theta_2),\ l_a(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)\right)^T \tag{4}$$

$$\mathbf{J_6}(\boldsymbol{\theta}) = \begin{pmatrix} l_a\cos\theta_1 & -l_a\cos\theta_2 \\ -l_a\sin\theta_1 & l_a\sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{5}$$

となり，関節に働くトルクベクトル $\boldsymbol{\tau}^{(6)} = (\tau_1^{(6)}, \tau_2^{(6)})^T$ は次のように求まる．

$$\begin{pmatrix}\tau_1^{(6)}\\ \tau_2^{(6)}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_a\cos\theta_1 & -l_a\sin\theta_1 \\ -l_a\cos\theta_2 & l_a\sin\theta_2 \end{pmatrix}\begin{pmatrix} 0 \\ -m_6 g\end{pmatrix} \tag{6}$$

$$\therefore \begin{pmatrix}\tau_1^{(6)}\\ \tau_2^{(6)}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_6 g l_a\sin\theta_1 \\ -m_6 g l_a\sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{7}$$

以下，同様にして各質点 m_i についてトルクを求め重ね合わせると $\boldsymbol{\tau} = \sum_i \mathbf{J_i^T}(\boldsymbol{\theta})\,\mathbf{F_i}$ より次式を得る．

$$\begin{pmatrix}\tau_1\\ \tau_2\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \{m_1 l_1 + m_3 l_3 + (m_4 + m_5 + m_6) l_a\} g\sin\theta_1 \\ \{m_2 l_2 + m_3 l_b + m_4 l_4 - m_5 l_5 - m_6 l_a\} g\sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{8}$$

τ_1 は θ_1 のみの関数であり θ_2 には依存しておらず，また τ_2 についても同様であることから，仮想変位の考察で直観的に得られた 2 自由度の独立性が解析的にも支持された．

3.2 受動 2 自由度系原理検証実験

前節の結果を確認するため 2 自由度 4 節リンクアームの自重補償実験を行う．リンク長は Link 1，Link 2 それぞれ 0.5, 0.2 [m] とし，アルミニウム角パイプで構成した．各リンクの質量およびその重心位置の実測値を，後述する能動関節型アームの質量分析結果と合わせて **Table 1** に示す．手先質量は板鉛を調節して付加している．式（8）に代入し，θ_1，θ_2 おのおのについてリンク長さ 0.5 [m] の倒立振子・通常振子として等価的な手先質量を求めると，$M = 1.016,\ 0.500$ [kg] となった．よって θ_2 については Fig. 7 右の非円形プーリとバネをそのまま用いることができる．また θ_1 については手先質量が 2.4 節の設

計値 0.5 [kg] のほぼ 2 倍であることから，バネを並列に 2 本接続すれば Fig. 7 左の非円形プーリをそのまま用いて自重補償できると考えられる．

自重補償の効果を測定するため，m_6 の取り付け位置 $\boldsymbol{p}_6$ に働く力を計測した．測定の方法はまずアーム姿勢が $(\theta_1, \theta_2) = (45, -45)$ [deg] のときの $\boldsymbol{p}_6$ 位置を原点として絶対座標系で 0.1 [m] ごとの格子点を設定する．次にその格子点でアームを静止させるのに要する力を計測する．力の計測は極めてバネ定数の小さな引っ張りバネ（$k = 8.90 \times 10^{-4}$ [N/mm]）を用いた．このバネを $\boldsymbol{p}_6$ に取り付け，適当な方向にバネを伸ばすことで力を釣り合わせる．このときの映像を記録し，バネの伸びと方向を画像から測ることで手先力ベクトルを計測した．

測定結果を **Fig. 13** に示す．図中白丸は非円形プーリの自重補償の範囲外で計測していない．力の最大値は 0.57 [N] であり，手先に付加した質量 $m_6 = 0.53$ [kg] による重力 5.2 [N] に比しておよそ 10 分の 1 程度である．また測定範囲内で力の大きさの平均値は 0.2 [N] であり非常に小さな値となっている．実際，アームを手で動かした場合，空中に浮遊しているように軽快に操作することが可能であった．以上から 2 自由度 4 節平行リンク機構のアームに対しても本提案の自重補償機構が適用可能であることが実験的にも確かめられた．

Table 1 Mass property data of a 2 D.O.F passive arm and an actuated light weight arm

Mass [kg]	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6	$\sum m_i$
Passive Arm	0.265	0.125	0.230	0.080	0.190	0.530	1.420
Actuated Arm	0.475	0.155	0.307	0.129	0.311	0.300	1.677

Length [m]	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_a	l_b
Passive Arm	0.190	0.070	0.250	0.100	0.253	0.500	0.200
Actuated Arm	0.305	0.084	0.250	0.123	0.300	0.500	0.160

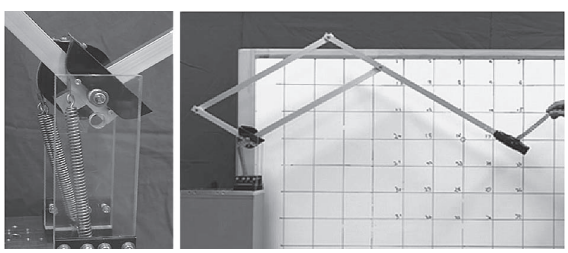


Fig. 12 The weight compensation mechanism (left) and a force measurement experiment for a passive parallel four-bar linkage arm

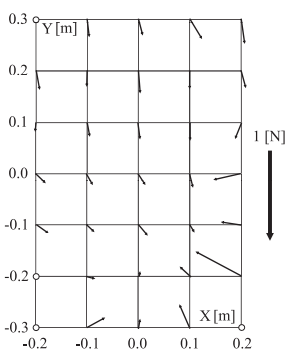


Fig. 13 Experimental result (force vectors)

4. 能動 4 節平行リンク型アームへの適用

最後に本章ではアクチュエータを有する能動 4 節平行リンク型アームに適用した事例を紹介し，提案する手法が実際のアームシステムとして機構的に組み込むことが可能で，なおかつアクチュエータトルクを大きく低減可能であること定量的に示す．

4.1 軽作業用軽量アーム

電子機器部品の Pick & Place 作業支援を想定して，3 自由度の軽作業用アームを開発した [10]．開発したアームは 2 自由度 4 節平行リンク駆動に基部の旋回軸を追加した 3 自由度のアームである．外観および諸元を **Fig. 14**，**Table 2** に示す．アクチュエータ出力は 1 軸 20 [W] で，柵で囲わずに人の傍で安全に使用できるように敢えて低出力のアクチュエータを選定している．減速にはハーモニック減速機（減速比 1 : 100）を用いている．

4.2 自重補償機構

4 節平行リンク型アーム機構の 3DCAD データより各リンクアセンブリごとの質量および重心位置を算出した（Table 1 下段）．この結果を式（8）に適用し，リンク長 0.5 [m] の 1 自由度振子系に帰着させると，関節 J_1 は先端質量 $M = 1.18$ [kg] の倒立振子，関節 J_2 は $M = 0.33$ [kg] の通常振子と等価であることが分かった．長いリンクの関節 J_1 のほうがより大きな自重トルクが働いていることが理解できる．

設計した非円形プーリの形状をともに回動するリンクと合わせて **Fig. 15** に示す．図中矢印でリンク角度に対応する非円形プーリの接点を示した．（自重補償に寄与しない部分のプーリ形状は任意であるが，後述するスチールベルトの最小曲げ半径 20 [mm] 以上を確保して設計した．）設計上の自重補償範囲は鉛直上向きを角度ゼロとして $14.5 \leq \theta_1 \leq 90.0, -90.0 \leq \theta_2 \leq 0.0$ [deg] である．θ_1 はより負荷荷重が高いことから 3.2 節同様 2 本のバネを並列で用いることとした．用いたバネの仕様は関節 J_1 に対

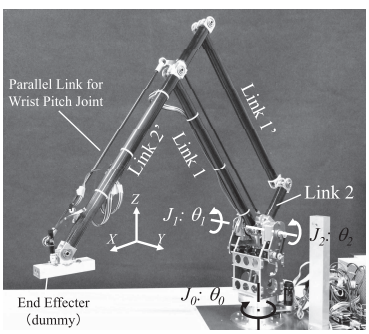


Fig. 14 Prototype model of a parallel four-bar linkage arm for a light duty operation

Table 2 Specification of the arm

Arm Length [mm]	500(Link 1) + 500(Link 2′)
Maximum Reach [mm]	R = 985
Range of Motion [deg]	J_0: $\theta_0 = \pm 90$
	J_1: $\theta_1 = 0$, 90 (where $\theta_1 - \theta_2 > 20$)
	J_2: $\theta_2 = -90$, 0 (where $\theta_1 - \theta_2 < 160$)
Actuator	Maxon RE25 (20 [W]) × 3
Payload [kg]	0.5
Total Weight [kg]	4.5

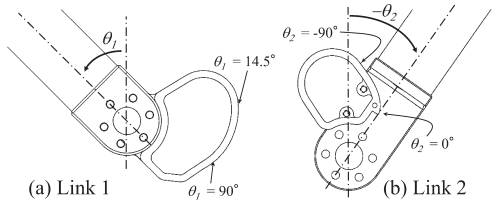


Fig. 15 Derived shapes of the non-circular pulleys

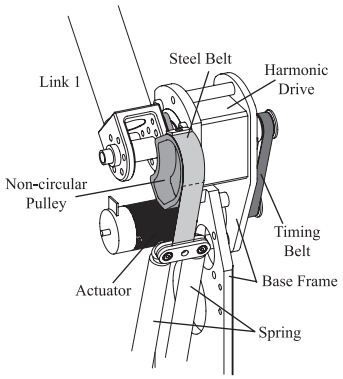


Fig. 16 Joint diving mechanism with the non-circular pulley and the spring

しては $x_0 = 100\,[\mathrm{mm}]$, $k = 1.15\,[\mathrm{N/mm}]$, $F_0 = 14.71\,[\mathrm{N}]$，$J_2$ に対しては $x_0 = 80\,[\mathrm{mm}]$, $k = 1.57\,[\mathrm{N/mm}]$, $F_0 = 14.71\,[\mathrm{N}]$（ミスミ製：AUFM12-100，−80）である．

また 3.2 節の原理試作ではワイヤの太さと伸びを考慮しておらず，耐久性にも問題があったため，本実験機には繰り返し曲げにも十分な耐力を有し，伸びもほとんどなく，厚みも 0.1 [mm] と薄いスチールベルト（材質：SUS304HTA）を採用した．

関節の駆動機構は J_1, J_2 とも同様で J_1 の詳細を **Fig. 16** に示す．アクチュエータ出力はタイミングベルトを介し，ハーモニック減速機に入力されている．ハーモニック減速機の出力はリンク部材と非円形プーリを回転駆動する．非円形プーリがスチールベルトを巻き取ることにより，バネが引き伸ばされ補償トルクが生成される．なお，バネは駆動軸と**並列に**配置されていることから，バネを導入することによる関節剛性の低下は本質的に発生しない機構である．

4. 3 実験

自重補償機構の効果を検証するため，θ_1, θ_2 の可動範囲内で絶対空間座標で 0.1 [m] 間隔の格子点上にアーム先端位置を静止させ，その姿勢を保持するのに要するトルクの大きさをアクチュエータ電流絶対値およびトルク定数 43.8 [mNm/A] から算出した†．

関節 J_1, J_2 について自重補償機構がない場合とある場合を **Fig. 17**，**18**，**19**，**20** に示す．イチョウ型の外枠は可動範囲を表し，等高線は 5 [mNm] ごとに図示している．

リンク長の長い関節 J_1 では自重補償機構がない場合，手先位置が最大可動範囲に近づくにつれ大きな自重トルクが発生しており，その最大値は 63.1 [mNm] であった（Fig. 17）．アクチュエータの最大連続トルクは 28.4 [mNm] であることから，このアクチュエータでは可動範囲内の半分以上の領域で静的に姿勢が保持できないことになる．これに対し自重補償機構を導入した場合，必要最大トルクは 80%も減少し，その値は 12.7 [mNm] であった（Fig. 18）．よって可動範囲内すべての領域で姿勢を保持することが可能である．同様に Fig. 19，20 より，J_2 の最大トルク値は 26.3 [mNm] から 12.4 [mNm] へと 50%以上減少することが分かった．用いたハーモニック減速機の無負荷ランニングトルクは 20°C においておよそ 19 [mNm] であり，上述の結果は減速機の摩擦抵抗以下の十分小さな値であることが分

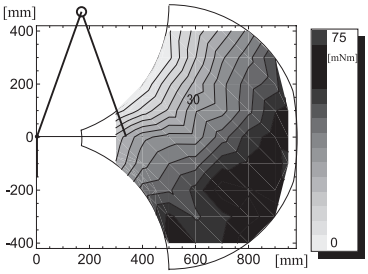


Fig. 17 τ_1 without compensation

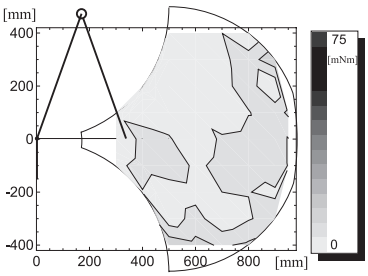


Fig. 18 τ_1 with compensation

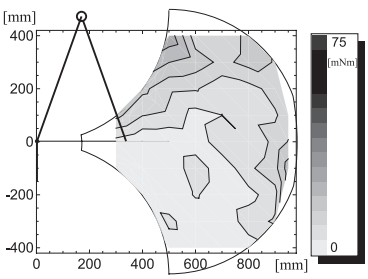


Fig. 19 τ_2 without compensation

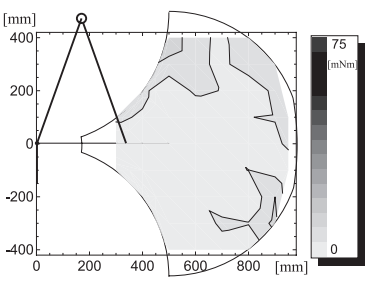


Fig. 20 τ_2 with compensation

†なおアクチュエータの電流値を用いてトルクを算出していることから，測定結果はハーモニック減速機の摩擦抵抗を含んでおり，マニピュレータの自重がもたらす関節トルクを純粋に計測しているのではない．しかしながらほとんどの産業用マニピュレータは減速機を用いており，本測定はアクチュエータに供給すべき電流量として，実用的に十分意味のある計測であると考え，この方法を採用した．

かった．

以上から自重補償機構が静的な姿勢保持に対しアクチュエータトルクを低減化するのに極めて有効であることが確かめられた．

5. ま と め

本論文では非円形プーリとバネによる自重補償機構を検討した．非円形プーリの設計には従来提案されていた制約の多い解析的手法ではなく，繰り返し演算による数値的設計手法を用いることで，より設計自由度の高い実際的な機構設計が可能になった．1 自由度振子系に対して提案した設計手法を用い原理検証実験を行い，その有効性を明らかにした．続いて産業用ロボットで用いられている 2 自由度 4 節平行リンク型アームに対して適用可能か否か，転置ヤコビ行列を用いて自重補償トルクを解析し，2 自由度系であっても各自由度の独立性が保たれることを明らかにした．これを受動関節のみで構成される 4 節平行リンクアームで検証実験を行ったのち，アクチュエータを有する軽作業用アームに適用し，アクチュエータ電流を計測することで自重補償機構の効果を定量的に吟味した．その結果，自重補償機構導入により静止時の最大トルクを 50〜80%低減できることが明らかになった．

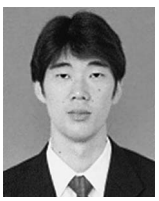
本論文ではプーリ外形導出の際，バネ定数や取り付け位置などのパラメータを手作業により試行錯誤で決定した．そのためプーリ形状やバネの選定が設計上の最適値であるかどうかは分からない．遺伝的アルゴリズムなどの最適化手法を用いることは今後の課題である．また構成した実験機については，マニピュレータシステムとして既存の産業用ロボットと比較しつつ，より実際的な動作を対象として性能の定量的評価を行う．

参 考 文 献

[1] 広瀬茂男，桑原裕之：“重力補償型多関節アームに関する基本的研究”，第 12 回日本ロボット学会学術講演会予稿集，pp.1109–1110, 1994.
[2] 森田寿郎，栗原史好：機械的自重補償装置，特開 2003-181789.
[3] 森田寿郎，塩沢裕樹，中井英俊，栗原史好，菅野重樹：“高運動性能マニピュレータのための機械的 3 次元自重補償機構の開発”，日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 ’02 講演論文集，2P1-H03, 2002.
[4] Y. Tojo, P. Debenest, E.F. Fukushima and S. Hirose: “Robotic System for Humanitarian Demining Development of Weight-Compensated Pantograph Manipulator,” Proc. of Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.2025–2030, 2004.
[5] 岡田徳次：“力発生用パンタグラフ機構の設計”，日本ロボット学会誌，vol.4, no.2, pp.109–118, 1986.
[6] T. Okada and T. Kanade: “A Three-Wheeled Self-Adjusting Vehicle in a Pipe, FERRET-1,” International Journal of Robotics Research, vol.6, no.4, pp.60–75, 1987.
[7] N. Ulrich and V. Kumar: “Passive Mechanical Gravity Compensation for Robot Manipulators,” Proc. of International Conference on Robotics and Automation, pp.1536–1541, 1991.
[8] 遠藤玄，広瀬茂男：“非円形プーリ–バネ系による自重補償機構パラレルリンクマニピュレータへの適用”，日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会論文集 ’08，1A1-G20, 2008.
[9] 広瀬茂男，生田幸士，佐藤光一：“形状記憶合金アクチュエータの開発（σ 機構の導入による出力特性の改善）”，日本ロボット学会誌，vol.4, no.6, pp.618–628, 1986.
[10] 遠藤玄，山田浩也，尾形勝，広瀬茂男：“セル生産用軽作業マニピュレータの開発—非円形プーリ–バネ系による自重補償機構の効果—”，第 26 回日本ロボット学会学術講演会予稿集 CD-ROM，3A3-05, 2008.

遠藤 玄（Gen Endo）

2000 年東京工業大学機械物理工学専攻博士課程修了．博士（工学）．2000 年ソニー（株）入社．2002 年〜2006 年（株）ATR 脳情報研究所客員研究員．2007 年東京工業大学理工学研究科特任助教を経て，2008 年同大学機械宇宙システム専攻助教．ヘビ型移動ロボット，脚–車輪型移動ロボット，軽作業用マニピュレータの研究開発に従事．日本ロボット学会第 16 回論文賞受賞．（日本ロボット学会正会員）



矢島 明（Akira Yajima）

2004 年東京工業大学機械制御システム専攻修士課程修了．2004 年オリンパス（株）入社．2004 年オリンパスメディカルシステムズ（株）異動．2006 年キヤノン（株）入社．軽作業用マニピュレータの研究開発に従事．

広瀬茂男（Shigeo Hirose）

1976 年東京工業大学制御工学専攻博士課程修了（工学博士）．同大学助手，助教授を経て 1992 年東京工業大学機械物理工学科（2000 年以降機械宇宙システム専攻）教授．ロボット創造学の研究に従事．Pioneer in Robotics and Automation Award（IEEE 1999），Award of Merit（IFToMM 2004），紫綬褒章（2006），エンゲルバーガー賞（2009）など受賞．主な著作は，『ロボット工学』（裳華房），『生物機械工学』（工業調査会），『Biologically Inspired Robots』（Oxford University Press，1993）など．
（日本ロボット学会正会員）

山田浩也（Hiroya Yamada）

2008 年東京工業大学大学院機械宇宙システム専攻博士後期課程修了．博士（工学）．同大学スーパーメカノシステム創造開発センター特任助教を経て 2009 年同大学グローバルエッジ研究科テニュア・トラック助教．ヘビ型移動ロボット，軽作業用マニピュレータの研究開発に従事．IEEE Robotics and Automation Society Japan Chapter Young Award（2006），日本ロボット学会研究奨励賞（2007）受賞．（日本ロボット学会正会員）

尾形 勝（Masaru Ogata）

2005 年東京工業大学大学院理工学研究科機械宇宙システム専攻博士課程修了．同年より同大学 21 世紀 COE 研究員．2008 年キヤノン（株）入社．博士（工学）．第 21 回日本ロボット学会研究奨励賞受賞．（日本ロボット学会正会員）