

パッシブリンク機構を有する車輪式移動機構の性能向上*

Improvement of Step-Climbing Performance of the Wheeled Vehicle with Passive Linkages

中後 大輔*¹ 川端 邦明*² 嘉悦 早人*³ 浅間 一*⁴ 三島 健稔*⁵
 (Daisuke CHUGO) (Kuniaki KAWABATA) (Hayato KAETSU) (Hajime ASAMA) (Taketoshi MISHIMA)

The passive linkage mechanism is useful for the wheeled vehicle to run around the non-flat ground. However, the balance of the body posture is broken down depending on the conditions of a mechanism and obstacles which the vehicle passes over. Therefore, this paper proposes a design method of the passive linkage mechanism for increasing step-climbing performance. Our design method derives the position of the free joint point of linkages according to the shape of the obstacle which the vehicle passes over. Our key ideas are two topics. One topic is the assumption that the upward moment of vehicle front body part is required in order to pass over the obstacle with the stable posture. The other topic is the design method of the free joint point position for obtaining the upward moment. Using our design method, the vehicle passes over the obstacle with stable posture and its mobile performance on the irregular terrain improves. The performance of our proposed method is experimented by computer simulations and experiments.

Key Words : Omni-Directional Wheeled Mobile System, Passive Linkage Mechanism, Step-Climbing

1. はじめに

近年、オフィス、工場における物品運搬等の業務支援作業や、家庭における自動掃除等の家事支援作業等、オフィスや家庭における日常的な用途へのロボットの需要が高まっている。このような環境で、効率よく与えられた搬送作業等を遂行するためには、ロボットは素早く目的の場所へ移動し、タスクを実行する必要がある。しかし、このような環境はロボットの運用を前提に作られている訳ではないため、狭く入り組んだ場所が存在し、また、異なる平面同士で構成される段差（単純段差）が存在する場合が多い。そこで、これらの環境に対応するため、段差乗り越え能力を持ち、かつホロノミックな全方向移

動性能を含む高い移動性能を有した移動ロボットシステムの開発が求められる¹⁾²⁾。

全方向移動機能と段差乗り越え機能を併せ持つ移動機構として、主に脚式、クローラ式、車輪式等に分類できる。脚式移動機構^{3),4)}は段差乗り越え性能が大きく接地面の状態に関わらず任意の姿勢を保つことができる。しかし、機構が複雑であり、自重支持や本体姿勢維持のためにアクチュエータを用いる必要があるため、一般的にエネルギー効率は低くなることが多い。クローラ式移動機構⁵⁾は脚式に比べ高速移動性能に優れ、段差走破能力も大きい。しかし、機構上床面を損傷しやすく、通常、平面上において高速移動性能は車輪式移動機構に及ばない。一方、車輪式移動機構^{6)~9)}は、平面における高速移動性能を持ち、脚式、クローラ式移動機構に比べ高いエネルギー効率を実現している。しかし、車輪式移動機構の段差乗り越え性能は車輪径、ホイールベース等に依存するため、車体に対して大きな段差を乗り越えることは難しい。

そこで、本研究は車輪式移動機構とパッシブリンク機構を組み合わせた移動機構を開発した^{10),11)}。一般的にパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構は、車体が接地面の形状にあわせて受動的に変形することで全ての車輪を常に接地させ、最大限各車

* 原稿受付 2007年3月9日
 8th International Conference on Climbing and Walking Robots (2005年9月12-15日)にて発表

*1 正会員, 電気通信大学大学院情報システム学研究科 (〒182-8585 調布市調布ヶ丘1-5-1)
 *2 正会員, 独立行政法人理化学研究所基幹研究所川端知能システム研究ユニット(〒351-0198 和光市広沢2-1)
 *3 非会員, 独立行政法人理化学研究所基幹研究所川端知能システム研究ユニット(〒351-0198 和光市広沢2-1)
 *4 非会員, 東京大学人工物工学研究センター (〒351-0198 柏市柏の葉5-1-5)
 *5 非会員, 埼玉大学大学院理工学研究科 (〒277-8568 さいたま市桜区下大久保255)

輪の駆動力を接地面に伝達し、安定した高い段差乗り越え能力を実現する(図1:ロッカーボギーサスペンション機構による理想的な段差乗り越え走行)¹²⁾。構造が簡易であり、凹凸を乗り越えるための特別な制御が必要ないことから、ロッカーボギーサスペンション機構等^{13),14)}種々のパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構が提案されている。しかし、車体間を結ぶリンクの接合位置と段差の形状によっては車体が車輪を接地させる方向に変形せず、特にボギー部(図1(a)実線部)において車輪が浮き上がることで駆動力が地面に伝達されないため、十分な段差走破能力を得ることができない場合があり、その結果、移動機構全体が段差乗り越え走行に失敗する(図2)。一般にパッシブリンク機構を車輪式移動機構に適用する場合、リンクの接合位置が移動機構の安定性に大きく関わるが、パッシブリンクによって結合された二連の車輪式移動機構を用いた研究によって明らかにされている¹⁵⁾。しかし、従来

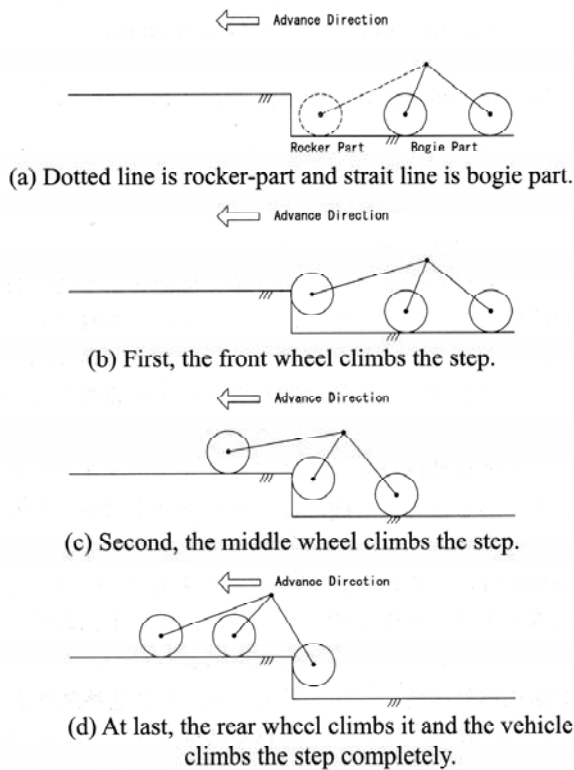


Fig.1 Step-Climbing of the Passive Linkage Vehicle.

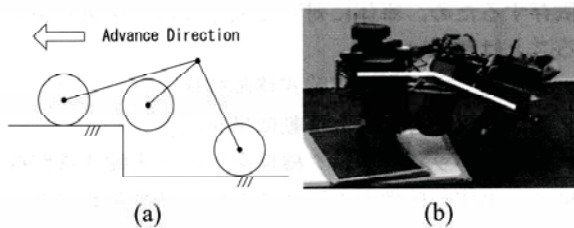


Fig.2 Off Balance Situation.

のパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構は、車体間を結ぶリンクの接合位置と車体の変形方向について論じていない。

以上より、本論文はパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構において、特にボギー部の十分な段差走破能力を得るために、段差乗り越え走行時にパッシブリンク機構が接地面に沿って変形することを機構的に保証したパッシブリンク機構の設計方法について提案する。提案手法は、移動機構が対象とする段差を乗り越える時に、乗り越える車体部位にかかるモーメント力を考慮し、リンクの接合位置を設計する。我々は本提案手法の有効性をコンピュータシミュレーションおよび実機実験において検証した。

本論文は、第2章において対象とするパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構およびその安定条件について議論し、第3章にて乗り越える段差を考慮したリンク接続位置設計手法について提案する。第4章で提案手法の有効性を実機実験で確認し、結論を第5章で述べる。

2. パッシブリンク機構の設計指針

2.1 対象とするパッシブリンク機構

本研究では、代表的なパッシブリンク機構であるロッカーボギーサスペンション機構を基本とした、車輪5輪(前輪および後輪に2輪、中輪に1輪を備える。4.1節にて詳述)とパッシブリンク機構を組み合わせた車輪移動機構を採用する(図3(a):前進モデル、図3(b):後進モデル)。各車輪は駆動用のアクチュエータを装備し、独立して制御可能である。

パッシブリンク機構は、前輪および車体から構成されるロッカー部(図1(a)破線部)、および、中輪、後輪および車体から構成されるボギー部(図1(b)実線部)を接合する。接合は、フリーな回転ジョイントを用い、ジョイントの回転摩擦は無視できるものとする。

2.2 段差走破における安定条件

パッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構において、ボギー部が安定して高い段差走破能力を持つための条件を、本論文では以下のように定義した。

移動機構が段差に接触した瞬間において、

- ・ 段差に接触した車輪が、段差を乗り越えることが可能な駆動力を発生し、かつ路面に伝達できること
- ・ 最初に段差に接触した車体リンクに対して、上向きのモーメント力がかかること

前者の条件は移動機構が段差を乗り越えるために

必須であり、アクチュエータの出力、各車輪にかかる荷重、車体の重心位置、ホイールベース、車輪と地面の性状等に影響される。また、この条件を満たすためには、段差を乗り越える時に転倒しない車体設計も必要である。後者の条件は、パッシブリンク機構が接地面の形状に合わせて変形することで、移動機構が安定して段差を乗り越えるために必要であり、パッシブリンク機構の設計に影響される。

本論文では、段差を乗り越えるために、移動機構は十分な出力を有するアクチュエータ等をあらかじめ備え、かつ必要な駆動力を地面に伝達できること、すなわち前者の条件は既に満たしていることを前提に、後者の条件を満たすパッシブリンク機構の設計法について議論する。

なお、素早く、効率的に移動機構が段差を乗り越えるためには、前進のみではなく後進でも段差を乗り越える能力を持つことが好ましい。そこで本論文は、前進のみではなく後進で段差を乗り越える場合も考慮する。

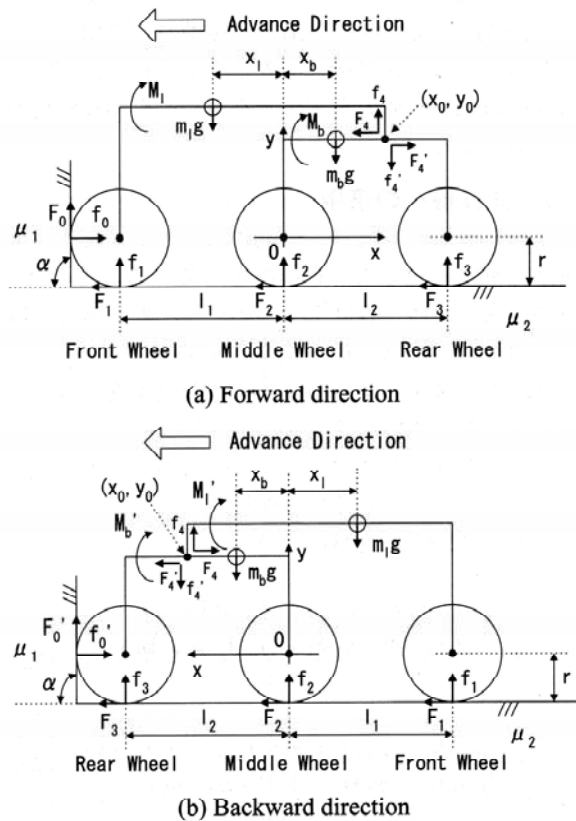


Fig.3 Vehicle Model with Passive Linkages

3. パッシブリンク機構の設計

3.1 リンクの接合位置による段差走破特性

パッシブリンク機構を持つ移動機構が段差に接触した瞬間にかかるモーメント力および各車輪にかか

る反力等を図3のように定義する。ここで、各パラメータは下記の通りである。

- l_1, l_2 : 前・中輪および中・後輪の車輪間距離
- m_1, m_b ; ロッカー部およびボギー部の質量
- M_1, M_b : 前進時のロッカー部および後進時のボギー部のフリージョイント周りのモーメント力 (図3の矢印方向を正とする)
- M_1', M_b' : 後進時におけるロッカー部の前輪接地点周りのモーメント力, および前進時におけるボギー部の後輪接地点周りのモーメント力
- r, g : 車輪半径および重力加速度
- α : 段差を構成する面と平面が成す角度
- μ_1, μ_2 : 段差面及び接地面の摩擦係数
- f_0, f_1 : 前輪が接地面より受ける反力
- F_0, F_1 : 前輪が段差面と平面に発生する駆動力
- f_2, f_3 : 中輪及び後輪が接地面から受ける反力
- F_2, F_3 : 中輪及び後輪が発生する駆動力
- F_4, f_4 : x軸及びy軸方向のロッカー部が受けるボギー部からの反力
- F_4', f_4' : x軸及びy軸方向のボギー部が受けるロッカー部からの反力
- x_1, x_b : ロッカー部・ボギー部の重心位置と中輪軸間の距離のx方向成分

中輪の軸を原点とした座標系を設定し、フリージョイントの位置を (x_0, y_0) とあらわす。

前進時、ロッカー部の力の釣り合い及びボギー部の力の釣り合いについてそれぞれx軸方向, y軸方向に記述すると、(1)式から(4)式が導かれる。

$$(f_0 \sin \alpha - F_0 \cos \alpha) - F_1 - F_4 = 0 \quad (1)$$

$$(f_0 \cos \alpha + F_0 \sin \alpha) + f_1 + f_4 = m_1 g \quad (2)$$

$$F_4' - F_2 - F_3 = 0 \quad (3)$$

$$f_2 + f_3 - m_b g - f_4' = 0 \quad (4)$$

また、ボギー部の後輪接地点周りのモーメント力の釣り合いより

$$M_b = f_2 l_2 - m_b g (l_2 - x_b) - f_4' (l_2 - x_0) + F_4' (r + y_0) = 0 \quad (5)$$

が導かれる。ここで2-2節の仮定より、段差に接触した車輪、すなわち前輪が段差を乗り越えるために必要な上向きの駆動力を壁面に対して発揮している場合、地面が前輪を支える力は0になるため

$$f_1 = F_1 = 0 \quad (6)$$

となる。また、作用反作用の関係よりロッカー部、

ボギー一部間にかかる力は以下の通りに表せる。

$$F_4 - F_4' = 0, \quad f_4 - f_4' = 0 \quad (7)$$

各車輪は摩擦係数で許される最大の駆動力を発揮すると仮定すると、以下の条件を満たす。

$$F_0 = \mu_1 f_0, \quad F_2 = \mu_2 f_2, \quad F_3 = \mu_2 f_3 \quad (8)$$

この時、ロッカー部のフリージョイント周りのモーメントは次式であらわすことが出来る。

$$M_l = (F_0 \sin \alpha + f_0 \cos \alpha)(r \sin \alpha + l_1 + x_0) - m_l g(x_l + x_0) - (f_0 \sin \alpha - F_0 \cos \alpha)(r \cos \alpha + y_0) \quad (9)$$

(8)式の条件を(9)式に用いると

$$M_l = f_0(\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha)(r \sin \alpha + l_1 + x_0) - m_l g(x_l + x_0) - f_0(\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha)(r \cos \alpha + y_0) \quad (10)$$

ただし f_0 は、(1)~(8)式より(11)式の通りに表される。

$$f_0 = \frac{\mu_2(m_l + m_b)g}{(\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha) + \mu_2(\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha)} \quad (11)$$

後進時も同様に、ロッカー部及びボギー部の力の釣り合いについて、(12)式から(15)式が導かれる。

$$F_1 - F_4 = 0 \quad (12)$$

$$f_1 + f_4 = m_l g \quad (13)$$

$$F_4' + F_2 + F_3 - (f_0' \sin \alpha - F_0' \cos \alpha) = 0 \quad (14)$$

$$f_2 + f_3 - m_b g - f_4' + (f_0' \cos \alpha + F_0' \sin \alpha) = 0 \quad (15)$$

また、ロッカー部の前輪接地点周りのモーメント力の釣り合いより、(16)式のようにあらわされる。

$$M_l' = -m_l g(l_1 - x_l) + f_4(l_1 + x_0) + F_4(r + y_0) = 0 \quad (16)$$

ここで、2.2 節の仮定より、段差に接触した車輪、すなわち後輪が段差を乗り越えるために必要な上向きの駆動力を壁面に対して発揮している場合、地面が後輪を支える力は 0 になるため

$$f_3 = F_3 = 0 \quad (17)$$

となる。この時、ボギー部のフリージョイント周りのモーメントは次式であらわされる。

$$M_b' = (F_0' \sin \alpha + f_0' \cos \alpha)(r \sin \alpha + l_2 - x_0) - m_b g(-x_b + x_0) - f_2 x_0 + F_2 y_0 - (f_0' \sin \alpha - F_0' \cos \alpha)(r \cos \alpha + y_0) \quad (18)$$

(8)式の条件を(18)式に用いると

$$M_b' = f_0'(\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)(r \sin \alpha + l_2) - m_b g(-x_b + 2x_0) - f_0'(\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha) \cdot r \cos \alpha + f_4 x_0 + \mu_2(m_l g - f_4) y_0 \quad (19)$$

ただし f_0' , f_4' は、(7), (8), (12)~(17)式より、(20)式、(21)式の通りとなる。

$$f_0' = \frac{\mu_2(m_l + m_b)g}{(\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha) + \mu_2(\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha)} \quad (20)$$

$$f_4' = \frac{m_l g(l_1 - x_l) - \mu_2 m_l g(r + y_0)}{(l_1 + x_0) - \mu_2(r + y_0)} \quad (21)$$

よって、(10)式および(19)式は x_0 および y_0 の関数としてあらわすことができるため、段差に接触した瞬間に、段差に接触した車体リンクにかかるモーメント力 M_l (前進時)、 M_b' (後進時) の値が大きくなるようにリンク接合位置を決定すれば、安定して高い段差走破能力を実現するために有利な機構の設計が可能となる。

3.2 試作機への適用

本移動機構は工場等の環境における単純段差を前後進で乗り越えることを前提としている。そのため、車体の変形機構を設計するにあたり、乗り越える段差の角度は 90 度 ($\alpha = \pi/2$) の必要がある。また、前進および後進の両方向にて十分な段差乗り越え性能を有する必要がある。

以上の条件を考慮し、ロッカー部およびボギー部にかかるフリージョイント周りのモーメント力を求めると、(22)式及び(23)式となる。

$$M_l = \frac{\{\mu_1 \mu_2(2m_l + m_b) - m_l\}x_0 - \mu_2(m_l + m_b)y_0 + \{\mu_1 \mu_2(m_l + m_b)(r + l_1) - (1 - \mu_1 \mu_2)m_l x_l\}}{1 + \mu_1 \mu_2} g \quad (22)$$

$$M_b' = \frac{-\{\mu_1 \mu_2(m_l + 2m_b) - (2m_b - k)\}x_0 - \mu_2(m_l + k)y_0 + \{\mu_1 \mu_2(m_l + m_b)(r + l_2) - (1 - \mu_1 \mu_2)m_b x_b\}}{1 + \mu_1 \mu_2} g \quad (23)$$

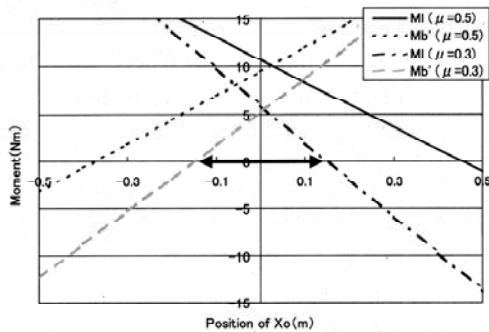
ただし k は(24)式に示す係数である。

$$k = (1 + \mu_1 \mu_2) f_4 \quad (24)$$

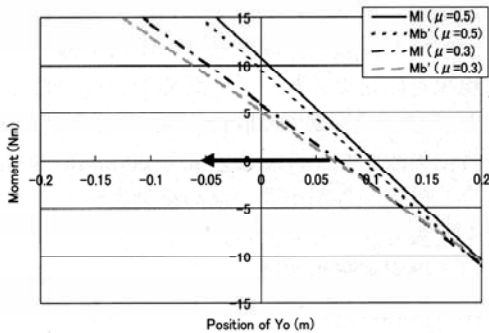
これにより、パッシブリンク機構のフリージョイント位置が段差乗り越え時、車体にかかるモーメント力に与える影響を検証する。 x_0 が変化したときに得られるロッカー部およびボギー部にかかるモー

メントを図4(a)に、 y_0 が変化したときに得られる各部のモーメント力を図4(b)に示す。試作機のパラメータは表1のように試作機のパラメータにあわせて設定する。接地面と車輪の間の摩擦係数は、工場、オフィス環境の多くで床面はリノリウムであり、各所に滑り止めが設置されている現状にあわせ、試作機の車輪を用いて実験的に求めた値(リノリウム $\mu=0.3$ および滑り止め0.5)を用いた。

以上より、前進時ロッカー部、後進時ボギー部に上向きのモーメント力を得るためには、パッシブリンクの接合点について x_0 は図4(a)の矢印で示す範囲にある範囲に収まる必要がある。一方 y_0 は図4(b)の矢印にて示す範囲、すなわち可能な限り小さな値をとる方が有利である。



(a) According to x-axis



(b) According to y-axis

Fig.4 Moment Forces according to the Position of the Free Joint Point of Passive Linkages

Table 1 Prototype Parameters

	Rocker-Part	Bogie-Part
Friction coefficient (μ_1, μ_2)	0.5 or 0.3	
Body Weight (m_1, m_b)	13(kg) include Payload	14(kg)
Wheel Diameter (r)	0.132(m)	
Distance between wheels (l_1, l_2)	0.255(m)	0.215(m)
Center-of-gravity position (x_1, x_b)	x: -0.128(m) y: 0.075(m)	x: 0.108(m) y: 0.075(m)
Maximum inclination angle	55(deg)	52(deg)

3.3 フリージョイント位置の決定

フリージョイントの位置を決定する時、地面との接触回避を考慮する必要がある。段差を移動機構が乗り越える時の、中間車輪の車軸およびフリージョイントの軌跡を図5に示す。フリージョイントが最も地面に接近するときは、中間車輪が段差を乗り越え終わる直前(段差の縁~フリージョイント間)であり、その距離を s とすると、図5を用いた幾何学計算より(25)式としてあらわされる。

$$s = r - \sqrt{x_0^2 + y_0^2} \tag{25}$$

なおフリージョイントが $y_0 > 0$ の時、フリージョイントよりも中間車輪の車軸が段差の縁に接近するため、段差の縁~中間車輪の車軸間の距離を s とし、 $y_0 = 0$ として(25)式を求める。一方、 x_0 の場合は前後進を同時に考慮する必要がある。例えば $x_0 > 0$ の場合、前進時はフリージョイントよりも中間車輪の車軸が段差の縁に接近するが、後進時はそれ以上にフリージョイントが段差の縁に接近する。そのため $x_0 > 0$ の場合も x_0 の値にて(25)式を求める。

本式を試作機に当てはめ、フリージョイントの位置(x_0, y_0)とフリージョイントと地面が最も接近したときの距離 s の関係を図6に示す。図6より、 $x_0 \geq 0$ かつ $y_0 \geq 0$ の時、地面との距離 s は最大値をとることがわかる。

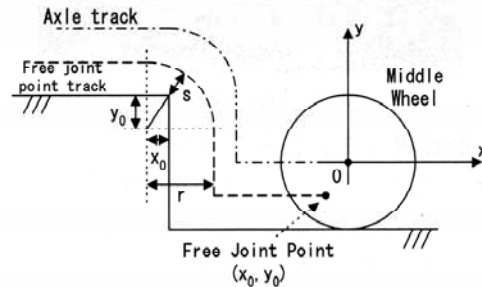


Fig.5 Tracks of Free Joint Point (Forward direction)

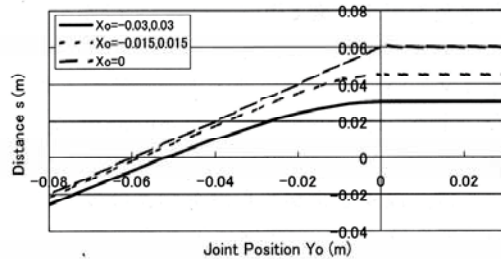


Fig.6 Distance between Grand and Vehicle Body

前節および本節の知見を、本研究に用いる移動機構の設計に適用すると、 x_0 は前進、後進性能とも同じ段差乗り越え性能を持たせるため、また地面と接触する危険性を考慮し、最も地面・フリージョイント間が大きくなる値 ($x_0 = 0$) とした。

一方、 y_0 は前進、後進の場合ともに値が小さいほど有利であり、すなわちパッシブリンク機構のフリージョイントは車体の低い位置であるほど有利である。しかし、図6よりフリージョイントの位置が低くなるほど、地面と接触する危険性が高まる。これを防ぐためには、フリージョイントの位置は、地面からある程度離れた、車体の高い位置に設計することが好ましい。よってフリージョイントが最も地面に接近する距離が最大値となる中で、最もフリージョイントが低い位置となる $y_0=0$ とした。

以上より、パッシブリンク機構の機構設計を決定し、フリージョイントの位置は中間車輪の車軸と同じ位置とした。フリージョイント部の機構を図7に示す。車輪のサスペンションのストロークが15[mm]、リンク先端がフリージョイント位置より25[mm]下部である。そのため、図6より本移動機構は約20[mm]の余裕で段差先端に接触しないことがわかる。

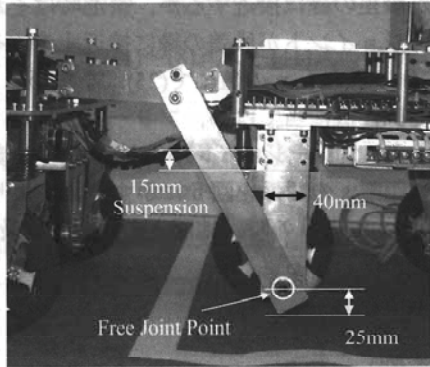


Fig.7 Free Joint Point

3.4 計算機シミュレーション

前節で決定したパッシブリンク機構のフリージョイント位置の効果を確認するため、計算機シミュレーションを行った。本シミュレーションは、ロッカーボギーサスペンション機構を用いたロッカーボギーモデル(図8(a))と提案したパッシブリンク機構を用いた提案モデル(図8(b))を用い、段差を乗り越えた時の車体の挙動を確認する。なお、提案モデルは、車体変形時にロッカー部・ボギー部の車体が干渉しないよう、ホイールベースを40[mm]延長した。(図9)

各モデルは、段差を正面から前進および後進にて0.25(m/s)で乗り越える。全車輪にアクチュエータを備え、各々独立してPIDフィードバック制御を行っている¹⁶⁾。計算機シミュレーションに用いたパラメータは、実機にあわせ表1の通りとした。また、使用する床面および段差の表面は、カーペット等滑りにくい素材を想定し、摩擦係数0.5(実験的に求めた)として摩擦係数を設定した。

計算機シミュレーションの結果を表2に示す。ロ

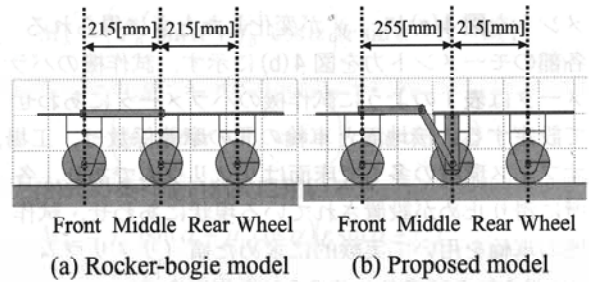


Fig.8 Simulation model

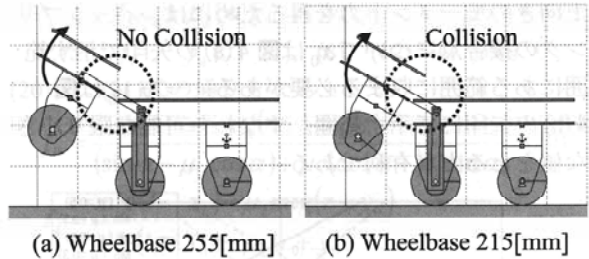


Fig.9 Collision between bodies

ッカーボギー機構モデルではボギー部が乗り越えることのできる段差の最大高さは80[mm]であったが、提案機構モデルでは機構設計上限界である150[mm]の高さまで乗り越え可能であった。

また、段差に接触した時にロッカー部が受けるモーメント力 M_l を同様に表2に示す。ロッカーボギーモデルは、段差高さが車輪半径以下の40[mm]の場合を除き、車体にかかるモーメント力が負の値となり、前輪が段差に接触すると同時に中輪が浮き上がる現象を確認できた。そのため十分な駆動力を得ることができず、高さ80[mm]以上の段差を乗り越え走行に失敗した。なお段差高さ60[mm]、80[mm]の場合、段差高さが小さいため駆動力が不十分な状態でも走破できたと考えられる。

一方、提案モデルではロッカー部にかかるモーメントは常に正の値となっており、段差乗り越え時に車輪が浮き上がる現象は起こらなかった。そのため、十分な駆動力を得ることができ、高さ150[mm]の段差まで乗り越え走行が可能となった。

Table 2 Simulation Results

Height (mm)	Rocker-Bogie model		Proposed model	
	Results	Moment Force (N-m)	Results	Moment Force (N-m)
40	○	0.006	○	0.037
60	△	-0.105	○	0.059
80	△	-0.111	○	0.105
100	×	-0.129	○	0.105
150	×	-0.129	○	0.105

○ : Success in step-climbing
 △ : Success, but the middle wheel floats
 × : Failure in step-climbing

以上の結果より、提案機構モデルは2.2節で述べた段差乗り越え時の安定基準を満たしており、また安定条件の定義が妥当であることを確認できた。

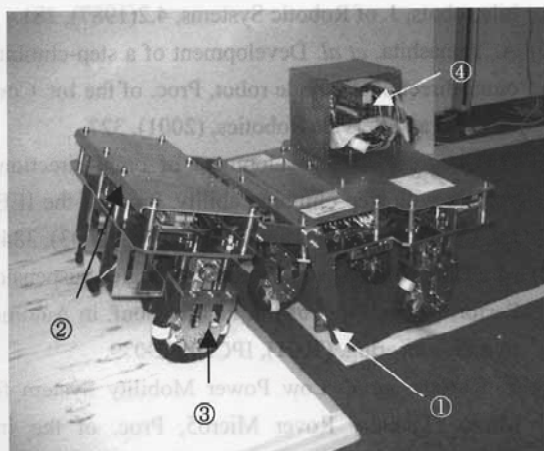
4. 実機実験

4.1 試作機

本実験では、提案手法の有効性を確認するため、提案モデルとパッシブリンク機構において一般的なロッカーボギーモデルを用い、段差を乗り越えた時の車体の挙動を確認、比較する。

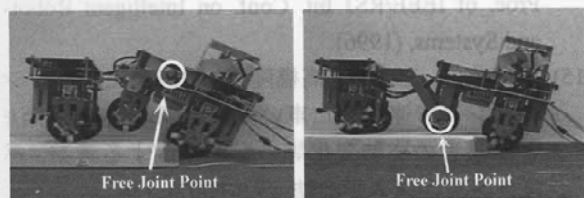
実験に用いた試作機(図10)は全長750[mm]、全幅540[mm]、全高520[mm]、車輪径は132[mm]であり、設計上(機構の可動範囲および傾斜角度から)最大150[mm]の段差乗り越え走行に対応する。また、各パラメータは表1の通りである。バッテリーおよび制御用計算機を搭載し、自立して稼働することが可能である。

試作機はパッシブリンク機構のフリージョイント位置を変更可能な構造となっており、ロッカーボギーモデル(図11(a))と提案モデル(図11(b))として実験をおこなった。



① and ② are passive joints, ③ is motored wheel and ④ is control computer system (CPU and I/O card).

Fig.10 Overview of prototype (Proposed model mode)



(a) Rocker-bogie model (b) Proposed model

Fig.11 Passive linkage model

4.2 段差乗り越え実験

本実験は、試作機を0.25[m/s]で前進させ、正面に設置した段差を乗り越えさせることで、ボギー部の

段差乗り越え性能を評価した。さらにボギー部の中間車輪が発生する出力を計測し、提案機構を用いることで駆動力が地面に伝達されているかを確認した。なお、各車輪はPID制御を基本としたトラクション制御¹⁶⁾を行った。また、床面及び段差は滑りにくい素材(カーペットおよびビニールシート、摩擦係数は約0.5、実験的に導出)を用いた。

実験の結果を表3に示す。ロッカーボギーモデルでは、ボギー部は高さ60[mm]の段差まで乗り越え可能であったのに対し、提案モデルではボギー部は高さ92[mm]の段差まで乗り越え可能であった。

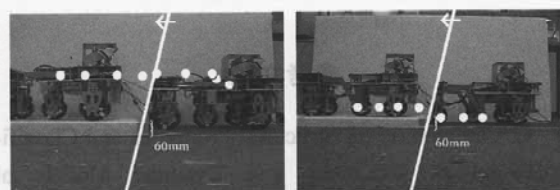
また、図12にそれぞれロッカーボギーモデルと提案モデルが高さ60[mm]の段差を乗り越えた時の車体の挙動を示す。図中の各点は0.3[sec]ごとに車体上の定点(フリージョイントの位置)にプロットしたものであり、ロッカーボギーモデルは中輪が浮き上がっていることがわかる。本実験において、ロッカーボギーモデルでは段差高50[mm]以上において、ボギー部は中輪が浮き上がることで段差乗り越え姿勢が不安定になり、66[mm]以上においてボギー部が段差乗り越え走行に失敗した。一方、提案機構モデルでは中輪が浮き上がることでボギー部の段差乗り越え姿勢が不安定になることはなかった。

さらに図13に、図12にて示したそれぞれロッカーボギーモデルと提案モデルが高さ60[mm]の段差を乗り越えた時における中輪のアクチュエータの出力を示す。この結果より、提案手法を用いることで段差乗り越え走行時におけるボギー部の挙動が安定し、その結果、ボギー部中輪の駆動力が地面に伝達されていることがわかる。

Table 3 Experimental Results

Height of step (mm)	Rocker-bogie model	Proposed model
40	○	○
50	△	○
60	△	○
70	×	○
80	×	○
90	×	○

○ : Success in step-climbing
△ : Success, but the middle wheel floats
× : Failure in step-climbing



(a) Rocker-bogie model (b) Proposed model

Fig.12 Experimental Results

これらの結果より、提案モデルのボギー部はロッカーボギーモデルに比較して、ボギー部のより安定した段差乗り越え姿勢を実現し、その結果、段差乗り越え能力が向上していることがわかる。

以上より、提案モデルはロッカーボギーモデルと比較し、ボギー部が安定した高い段差走破性能を備えており、提案したパッシブリンク機構の設計法の有効性が実証された。

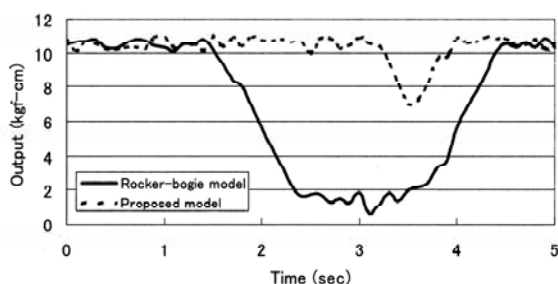


Fig.13 Output of the middle wheel

5. 結言

本研究は、パッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構のボギー部が安定して高い段差乗り越え能力を得るために、段差乗り越え走行時にパッシブリンク機構が接地面に沿って変形することを機構的に保証するパッシブリンク機構の設計方法について提案した。提案した手法を用いて、段差乗り越え走行を前提としたパッシブリンク機構を設計し、コンピュータシミュレーションおよび実機実験によってパッシブリンク機構が接地面に沿って変形することを確認した。さらに、パッシブリンク機構が接地面に沿って変形することで、ボギー部の段差乗り越え姿勢が安定化し、段差乗り越え能力が向上することも確認した。

以上より、本提案手法はパッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構におけるボギー部の段差乗り越え能力を向上させるために有効である。さらに、本提案手法を用いることで、パッシブリンク機構を用いた車輪式移動機構の段差乗り越え性能を向上させることが期待できる。

参考文献

- 1) G. Campion, *et al.* Structural Properties and Classification of Kinematic and Dynamic Models of Wheeled Mobile Robots. In: IEEE Trans. on Robotics and Automation, 12,1(1996), 47.
- 2) 市川誠：車輪移動機構のステアリング方式と駆動力伝達, 日本ロボット学会誌, 13,1(1995), 107.
- 3) G. Endo, *et al.* Study on Roller-Walker: System Integration and Basic Experiments, Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, (1999), 2032.
- 4) T. McGeer. Passive dynamic walking, The Int. J. of Robotics Research, 9,2(1990), 62.
- 5) S. Hirose, *et al.* The VUTON: High Payload, High Efficiency Holonomic Omni-Directional Vehicle, Proc. of the Symp. on Robotics Research, (1993), 253.
- 6) H. Asama, *et al.* Development of an Omni-Directional Mobile Robot with 3 DOF Decoupling Drive Mechanism, Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, (1995), 1925.
- 7) F. G. Pin and S. M. Killough. A New Family of Omni-Directional and Holonomic Wheeled Platforms for Mobile Robots, IEEE Trans. on Robotics and Automation, 10, 4(1994), 480.
- 8) M. J. Jung, *et al.* Mobility Augmentation of Conventional Wheeled Bases for Omnidirectional Motion, IEEE Trans. on Robotics and Automation, 18,1(2002), 81.
- 9) P.F. Muir, *et al.* Kinematic modeling of wheeled mobile robots, J. of Robotic Systems, 4,2(1987), 281.
- 10) A. Yamashita, *et al.* Development of a step-climbing omni-directional mobile robot, Proc. of the Int. Conf. on Field and Service Robotics, (2001), 327.
- 11) D. Chugo, *et al.* Development of omni-directional vehicle with step-climbing ability, Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, (2003), 3849.
- 12) M. Thianwiboon, *et al.* Rocker-Bogie Suspension Performance, Proc. of Int. Pacific Conf. in Automotive Engineering, (2001), IPC2001D079.
- 13) Y. Kuroda, *et al.* Low Power Mobility System for Micro Planetary Rover Micro5, Proc. of the Int. Symp. on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (i-SAIRAS99), (1999), 77.
- 14) R. Volpe, *et al.* The Rocky 7 Mars Rover Prototype, Proc. of IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, (1996).
- 15) 池田英俊, 王志東, 高橋隆行, 中野栄二：パッシブリンクで連結した車いすの協調段差移動手法と操縦者の姿勢変化等の影響に関する考察, バイオメカニズム学会誌, 27,3(2007), 134.
- 16) D. Chugo, *et al.* Development of a Control System for an Omnidirectional Vehicle with Step-Climbing Ability, Advanced Robotics, 19,1(2005), 55.

別刷

設計工学

社団法人 日本設計工学会誌

2008年 第43巻 第11号

(P. 625 ~ P. 632)

パッシブリンク機構を有する車輪式移動機構の性能向上

中後 大輔, 川端 邦明, 嘉悦 早人, 浅間 一, 三島 健稔

Improvement of Step-Climbing Performance of the Wheeled Vehicle
with Passive Linkages

Daisuke CHUGO, Kuniaki KAWABATA, Hayato KAETSU,
Hajime ASAMA and Taketoshi MISHIMA

jsde

社団法人 日本設計工学会