

## 動的沈下を考慮に入れたテラメカニクスに基づく車輪モデルの提案\*

水上 憲明<sup>\*1</sup>, 吉光 徹雄<sup>\*2</sup>, 久保田 孝<sup>\*3</sup>

## Proposal of Terramechanics-Based Wheel Model for Dynamic Sinkage

Noriaki MIZUKAMI<sup>\*1</sup>, Tetsuo YOSHIMITSU and Takashi KUBOTA<sup>\*1</sup> The Graduate University for Advanced Studies (SOKENDAI)

3-1-1 Yoshinodai, Chuo-ku, Sagamihara, Kanagawa 252-5210, Japan

Planetary surfaces are covered with soft soil. So the wheels for exploration rovers easily slip and lose the traction force. Understanding the interaction between wheel and soft soil is important for traction control to make rovers travel long distances efficiently. The interaction between wheel and soft soil has been studied in the field of terramechanics. Since terramechanics-based wheel model considers only the static state of wheel sinkage, the wheel model is not applicable to the dynamic sinkage. Therefore the authors deal with the problems of wheel sinkage and slip. The traction mechanics in the dynamic sinkage is important in order to predict the wheel motion when the sinkage becomes to be the static state. This paper presents a terramechanics-based wheel dynamics model with consideration of the dynamic sinkage. This paper also proposes dynamic wheel models for solving the problem of wheel sinkage and a shear deformation model for solving the problem of wheel slip. This paper evaluates the proposed models by simulation study. The simulation results show that the proposed models are able to solve these problems and they are applicable to the dynamic wheel sinkage.

**Key Words :** Planetary Rover, Wheel Dynamics Model, Soft Soil

## 1. 緒 言

今までに多くのローバによって月・惑星の表面探査がおこなわれている。1997 年に NASA の Sojourner は、着陸機周囲の火星表面を合計約百 m 走行し<sup>(1)</sup>, Opportunity<sup>(2)</sup> は、2004 年から現在までに合計数十 km 走行している。また、1970 年代に旧ソ連の Lunokhod 1 号と 2 号は月面をそれぞれ合計数十 km 走行した<sup>(3)(4)</sup>。これらのローバは、異なる地域の地形画像を地球に送信し、土壌や岩の分析をおこなった。このようにローバによる移動探査は、クレータや丘などの様々な地形への移動と科学的観測を可能にした。

岩や緩い砂に覆われ、クレータ付近では傾斜面が存在する月・惑星表面を走行するための移動機構として、車輪機構、クローラ機構、脚機構、脚車輪機構などが検討されている。これまでのローバミッションでは車輪機構が採用されている。NASA の火星探査ローバは独立駆動輪を 6 つ搭載し、Lunokhod 1 号と 2 号は独立駆動輪を 8 つ搭載していた。今後、NASA や ESA で計画されているローバミッションにおいても車輪機構の採用が決まっている<sup>(5)(6)</sup>。車輪が単純な構造でローバに設置しやすく故障しにくいことが、主な採用理由である。

しかし、軟弱地盤において車輪はスリップしやすいという問題がある。スリップの増大により車輪沈下量が増加すると、けん引力は減少する。その結果、ローバは前進できなくなり車輪スタック(車輪の空転)してしまうことになる。実際に Opportunity と Spirit の車輪は、ミッション中にスタック状態に陥った。2006 年 6 月、Opportunity は車輪を回転加速させてスタックから脱出したが、2010 年 1 月、Spirit は移動探査を断念しローバ周辺の観測をおこなうことになった。

\* 原稿受付 2011 年 12 月 22 日

<sup>\*1</sup> 正員, 総合研究大学院大学 (〒252-5210 神奈川県相模原市中央区由野台 3-1-1)<sup>\*2</sup> (独) 宇宙航空研究開発機構 (〒252-5210 神奈川県相模原市中央区由野台 3-1-1)<sup>\*3</sup> 正員, (独) 宇宙航空研究開発機構 (〒252-5210 神奈川県相模原市中央区由野台 3-1-1)

E-mail: mizukami@nsl.isas.jaxa.jp



軟弱地盤において、車輪スリップを低減するための方法が検討されている。たとえば、Iagnemmaらの研究では、車輪に作用する力の方向を推定する接地角度推定方法と駆動力を求める方法を紹介している<sup>(7)</sup>。また、軟弱地盤における車輪力学を正確に求めるために搭載センサを用いた土壌パラメータのオンライン推定方法の研究をおこなっている<sup>(8)</sup>。Ishigamiらは、軟弱地盤におけるステアリング操作の解析のために、ステアリング特性を定式化した横力モデルの提案をおこなっている<sup>(9)(10)(11)</sup>。飯塚らは、単車輪に焦点を当てラグが受ける反力項を加えた車輪モデルを用いて斜面走行に有効な車輪形状を提案している<sup>(12)(13)</sup>。Yoshidaら<sup>(14)(15)</sup>やGuら<sup>(16)</sup>は、車輪スリップを低減するためのスリップ率制御方法を提案している。

これらの研究ではテラメカニクス<sup>(17)(18)</sup>と呼ばれる車輪と砂の相互作用に着目した力学的解析が考慮されている。テラメカニクスでは、平板を砂に置いた実験によって接地圧力と沈下量との関係を求め、垂直応力モデルを構築している。また一面せん断試験機を用いた砂をせん断する実験によってせん断応力とせん断変位の関係を求め、せん断応力モデルを構築している。これら実験モデルは砂に埋もれた車輪表面の応力モデルに対して用いられる。そして、車輪に作用する力とトルクは、この垂直応力モデルとせん断応力モデルから定式化される。

軟弱地盤での車輪走行において、車輪スリップの低減を実現するには車輪の動的沈下を考慮に入れたモデル化が必要である。その理由は、動き出しの車輪回転加速時において、沈下量の増加とともにスリップ率が変動するためである。動的沈下を考慮に入れることで沈下中での車輪に作用する力とトルクが求まり、沈下の増加量とスリップ率の変化の傾向が決まるので沈下定常状態に至るまでの車輪の挙動を予測することができる。

従来の車輪モデルは、沈下定常状態のみを議論の対象としているので、動的車輪沈下とスリップを正確に扱うことができない。そのため車輪沈下量は振動的に変化する。また入力する車輪回転速度に関わらず沈下定常状態に達した後でもスリップ率は減少して特定の値になる。

本論文では、車輪制御によってスリップの低減をおこなうために車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪モデルを提案する。先に挙げた2つの問題を解決することでモデル化をおこなう。まず、車輪沈下量の振動変化の問題を解決するために、沈下速度を考慮に入れた動的車輪モデルを提案する。動的車輪モデルを用いるだけでは、沈下定常状態での車輪スリップを正確に扱えない。そこで次に、定常状態でスリップ率が減少する問題を解決するために、砂のせん断特性の変化を考慮に入れたせん断変形モデルの提案をおこなう。提案する車輪モデルの妥当性を評価するためにシミュレーション検討をおこなう。シミュレーションでは、レゴリスシミュラントの土壌パラメータを用いて、一定の車輪回転速度を入力として与えた場合の車輪沈下量とスリップ率の時間変化を評価する。

本論文の構成は次の通りである。第2章では、車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪ダイナミクスモデルとテラメカニクスに基づく車輪モデルを示す。第3章では、動的車輪沈下を扱えるようにするために沈下速度を考慮に入れた動的車輪モデルを提案し、第4章では、沈下定常状態での車輪スリップを扱えるようにするために砂のせん断特性の変化を定式化したせん断変形モデルを提案する。そして、シミュレーションによってそれぞれの提案モデルが動的車輪沈下とスリップを扱えるかどうか評価する。

## 2. ダイナミクスモデル

軟弱地盤を走行する剛性車輪の沈下開始から沈下定常状態に達するまでの過程に焦点を当て、図1に示すように車輪の座標系を定義する。この座標系において、車輪進行方向の変位を $X$ 、車輪沈下方向の変位を $Z$ とする。車輪が停止して初期沈下状態にある車輪中心の座標を原点とし $(x, z)=(0, 0)$ とする。 $x$ は車輪移動距離、 $z$ は車輪沈下変位を示す。

### 2.1 車輪ダイナミクスモデル

本節では、車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪ダイナミクスモデルについて述べる。車輪の進行方向、回転方向、沈下方向の運動方程式を以下に示す。

$$\begin{cases} m_w \ddot{x} = F_x - F_R \\ I_w \ddot{\alpha} = T - T_R \\ m_w \ddot{z} = m_w g - F_z \end{cases} \quad (1)$$

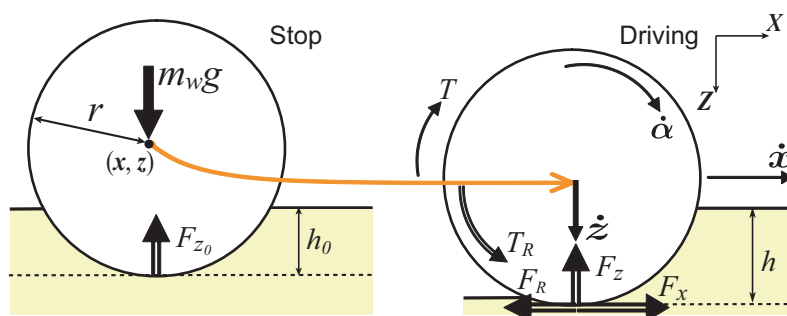


Fig. 1 Driving wheel on soft soil

$\dot{x}$  は車輪移動加速度,  $\dot{\alpha}$  は車輪回転角加速度,  $\dot{z}$  は車輪沈下加速度,  $m_w$  は車輪質量,  $I_w$  は車輪慣性モーメント,  $T$  は車輪トルク,  $g$  は重力加速度である.  $F_x$  は駆動力,  $F_R$  は走行抵抗,  $F_z$  は垂直抗力,  $T_R$  は外乱トルクである. 状態方程式は以下の式 (2) になる.

$$\dot{q} = f(q) + Bu \quad (2)$$

ここで,

$$q = [\dot{x} \quad x \quad \dot{\alpha} \quad \alpha \quad \dot{z} \quad z]^T, \quad u = T$$

$$f(q) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_w}(F_x - F_R) \\ \dot{x} \\ -\frac{1}{I_w}T_R \\ \dot{\alpha} \\ \frac{1}{m_w}(m_w g - F_z) \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{I_w} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$\dot{x}$  は車輪移動速度,  $\dot{\alpha}$  は車輪回転角速度,  $\dot{z}$  は車輪沈下速度,  $\alpha$  は車輪回転角度である.

## 2.2 テラメカニクスに基づく車輪モデル

### 2.2.1 車輪に作用する力とトルク

テラメカニクスでは, 駆動力, 走行抵抗, 垂直抗力, そして外乱トルクを以下のように定義する. 駆動力  $F_x$  と走行抵抗  $F_R$  は, せん断応力  $\tau(\theta)$  の水平方向成分および垂直応力  $\sigma(\theta)$  の水平方向成分を車輪入射角  $\theta_f$  から車輪脱出角  $\theta_r$  までの接地領域について積分することで求められる.

$$F_x = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau(\theta) \cos \theta d\theta \quad (3)$$

$$F_R = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \sigma(\theta) \sin \theta d\theta \quad (4)$$

けん引力  $F_{DP}$  を駆動力  $F_x$  と走行抵抗  $F_R$  の差から以下のように定義する.

$$\begin{aligned} F_{DP} &= F_x - F_R \\ &= rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\tau(\theta) \cos \theta - \sigma(\theta) \sin \theta] d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

垂直抗力  $F_z$  は, 垂直応力  $\sigma(\theta)$  とせん断応力  $\tau(\theta)$  の鉛直方向成分を接地領域について積分することで求められる.

$$F_z = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\sigma(\theta) \cos \theta + \tau(\theta) \sin \theta] d\theta \quad (6)$$

外乱トルク  $T_R$  は, せん断応力  $\tau(\theta)$  を接地領域について積分することで求められる.

$$T_R = r^2 b \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau(\theta) d\theta \quad (7)$$

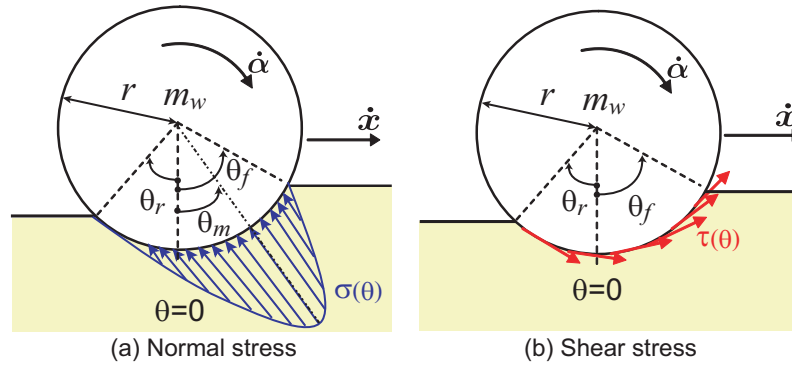


Fig. 2 Normal stress and shear stress

車輪入射角  $\theta_f$  は式 (8) のように示す． $\theta_f$  は，車輪前方が土壌と接触を開始する角度で，車輪の鉛直下向きを  $\theta=0$  として反時計回りに正の値となる．車輪脱出角  $\theta_r$  は，車輪後方が土壌と接触する角度で，本論文では  $\theta_r=0$  とする．

$$\theta_f = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{h}{r} \right) \quad (8)$$

車輪沈下量は式 (9) のように表す．

$$h = h_0 + z \quad (9)$$

$h_0$  は車輪初期沈下量， $z$  は車輪沈下変位である．また， $r$  は車輪半径， $b$  は車輪幅である．

### 2.2.2 車輪応力モデル

テラメカニクスにおいて車輪に作用する力とトルクは，垂直応力とせん断応力から構成される．

垂直応力  $\sigma(\theta)$  は，図 2(a) に示すように車輪表面に対して鉛直方向に作用する．本論文では，Bekker のモデルを基に Wong らが車輪に適用するために拡張した垂直応力モデルを用いる<sup>(17)(19)</sup>．

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \{ r [\cos \theta - \cos \theta_f] \}^n & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left\{ r \left[ \cos \left( \theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \right) - \cos \theta_f \right] \right\}^n & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (10)$$

$k_c$  は土壌の粘着応力係数， $k_\phi$  は土壌の内部摩擦係数， $n$  は土壌の沈下係数である． $\theta_m$  は最大応力発生角で以下の式で表す．

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f \quad (11)$$

$a_0$ ， $a_1$  は，最大応力発生角定数で  $a_0 \approx 0.4$ ， $0.0 \leq a_1 \leq 0.3$  の値が用いられる<sup>(19)</sup>．

せん断応力  $\tau(\theta)$  は，図 2(b) に示すように車輪表面の接線方向に作用する．はじめせん断変位の増加に従い，せん断応力は急増加する．その後せん断応力はせん断変位の増加とともに一定の値に近づいていく．このようなせん断応力とせん断変位の関係は指数関数で表せる．Janosi らは，せん断変位  $j$  に対するせん断応力  $\tau(\theta)$  を以下のように定式化している<sup>(20)</sup>．

$$\tau(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) \left[ 1 - e^{-j(\theta)/k} \right] \quad (12)$$

$c$  は土壌の粘着圧力， $\phi$  は土壌の内部摩擦角， $k$  はせん断変形係数である．せん断変位  $j(\theta)$  は以下の式で表す．

$$j(\theta) = r[\theta_f - \theta - (1-s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \quad (13)$$

スリップ率  $s$  は，車輪回転速度  $r\dot{\alpha}$  と車輪移動速度  $\dot{x}$  から以下の式で表す．スリップ率は， $-1.0 \leq s \leq 1.0$  の範囲になる．

$$s = \begin{cases} \frac{r\dot{\alpha} - \dot{x}}{r\dot{\alpha}} & (r\dot{\alpha} > \dot{x} : \text{driving}) \\ \frac{r\dot{\alpha} - \dot{x}}{\dot{x}} & (r\dot{\alpha} < \dot{x} : \text{braking}) \end{cases} \quad (14)$$

Table 1 Soil parameters of regolith simulant

Soil parameters	Unit	Values	Description
$c$	N/m <sup>2</sup>	800	cohesion stress
$\phi$	deg	37.2	internal friction angle
$k_c$	N/m <sup><math>n+1</math></sup>	1370	cohesion stress modulus
$k_\phi$	N/m <sup><math>n+2</math></sup>	81400	internal friction angle modulus
$n$		1.0	sinkage ratio
$a_0$		0.4	maximum stress angle modulus
$a_1$		0.15	maximum stress angle modulus
$k$	m	0.025	shear deformation modulus

Table 2 Wheel parameters

Wheel parameters	Unit	Values	Description
$m_w$	kg	6.5	wheel mass
$r$	m	0.1	wheel radius
$b$	m	0.1	wheel width
$I_w$	kgm <sup>2</sup>	0.065	wheel inertia

### 3. 動的車輪沈下を扱うためのモデルの提案

本章では、まず従来車輪モデルを用いた場合、動的車輪沈下が正確に扱えないことをシミュレーションにより示す。そして、この問題を解決するためのモデルを提案する。

#### 3.1 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

シミュレーションでは、式 (2) の車輪ダイナミクスモデルと車輪に作用する力とトルクに対して式 (5)-(7) の従来車輪モデルを用いる。土壌パラメータと車輪パラメータをそれぞれ表 1 と表 2 に示す。

図 3 は、一定の車輪回転速度  $r\dot{\alpha}=0.05$  m/s を与えた場合のシミュレーション結果である。車輪が回転を開始すると、車輪沈下量は 0.25 秒周期で増減を繰返して振動的に変化する。車輪沈下量の振幅は約 2.0cm である。実際の車輪沈下は徐々に増加していき、最終的に一定となる。よって、車輪の動き出しから大きな振幅で振動的に変化する沈下現象は実際の車輪沈下現象と一致しない。

#### 3.2 動的車輪モデルの提案

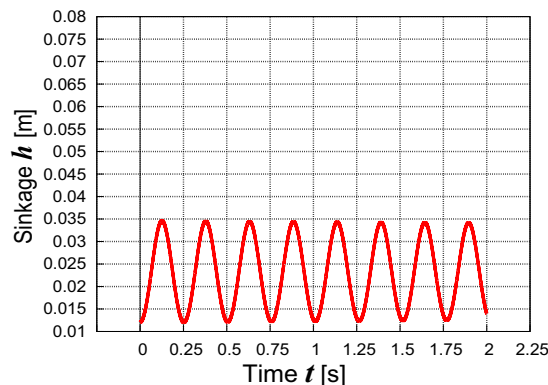
沈下量が振動的に変化する問題を解決するために、今まで考慮されていない沈下中の力をモデル化する。土壌に対する物体の自然沈下において、沈下中の垂直応力を求める際に沈下速度の影響を考慮に入れる必要性が指摘されている<sup>(21)</sup>。そこで沈下中の車輪に作用する力とトルクを表現するために動的車輪モデルを提案する。

動的垂直応力  $\sigma_d(\theta)$  を式 (10) の垂直応力の第 2 項に車輪沈下速度を考慮に入れた項を追加することで以下のように示す。 $\beta(\theta)$  は土壌パラメータである。

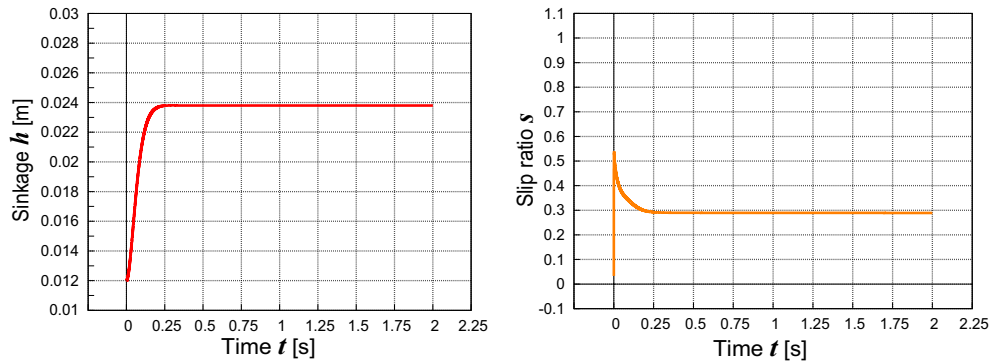
$$\sigma_d(\theta) = \begin{cases} \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \{ r[\cos \theta - \cos \theta_f] \}^n + \beta(\theta) \dot{z} & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left\{ r \left[ \cos \left( \theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \right) - \cos \theta_f \right] \right\}^n + \beta(\theta) \dot{z} & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (15)$$

動的せん断応力  $\tau_d(\theta)$  は動的垂直応力  $\sigma_d(\theta)$  を用いて以下のように表す。

$$\tau_d(\theta) = (c + \sigma_d(\theta) \tan \phi) \left[ 1 - e^{-j(\theta)/k} \right] \quad (16)$$

Fig. 3 Dynamic simulation result ( $r\dot{\alpha}=0.05$ [m/s])



Fig. 4 Dynamic simulation result ( $r\dot{\alpha}=0.05[\text{m/s}]$ )

したがって、動的けん引力  $F_{DP_d}$ 、動的垂直抗力  $F_{z_d}$ 、動的外乱トルク  $T_{R_d}$  は次のように表せる。

$$F_{DP_d} = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\tau_d(\theta) \cos \theta - \sigma_d(\theta) \sin \theta] d\theta \quad (17)$$

$$F_{z_d} = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\sigma_d(\theta) \cos \theta + \tau_d(\theta) \sin \theta] d\theta \quad (18)$$

$$T_{R_d} = r^2 b \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_d(\theta) d\theta \quad (19)$$

### 3.3 シミュレーションによる提案モデルの評価

提案モデルの妥当性の評価をシミュレーションによりおこなう。土壌パラメータと車輪パラメータは、それぞれ表1と表2を用いる。提案モデルの土壌パラメータ  $\beta(\theta)$  を車輪回転加速時間と沈下過渡時間が同じになるように調整する。本論文では、沈下過渡時間が0.25秒になるように  $\beta(\theta)=45000$  の定数とする。ただし、土壌表面との接地位置では応力が0となるので、 $\beta(\theta_f)=0$  とする。

図4は、車輪回転速度  $r\dot{\alpha}=0.05 \text{ m/s}$  を入力した場合のシミュレーション結果である。車輪沈下量は時間とともに増加して  $h=0.0238 \text{ m}$  で定常状態になる。車輪スリップ率は、はじめ  $s=0.55$  まで増加したのち減少して最終的に  $s=0.29$  で一定となる。沈下量は振動的な変化はせず、0.25秒間増加したのち一定となる。

車輪沈下量の振動変化が発生しなくなるのは、車輪荷重と動的垂直抗力の関係に理由がある。それは、両者の関係がバネ・マス・ダンパー系になるためである。ダンパー要素が加わることで、車輪沈下量の急激な増加が抑制されるので、沈下量は徐々に増加していく。最終的に車輪荷重と垂直抗力が釣り合う沈下量で定常状態となるのである。ダンパー要素に含まれる土壌パラメータ  $\beta(\theta)$  は減衰比に相当するので、沈下過渡時間はこの  $\beta(\theta)$  の値によって決まる。

## 4. 車輪スリップを扱うためのモデル提案

動的車輪モデルを用いるだけでは沈下定常状態での車輪スリップを正確に扱うことはできない。本章では、まず動的車輪モデルだけでは沈下定常状態での車輪スリップが正確に扱えないことをシミュレーション結果にて示す。そして、この問題を解決するためのモデルを提案する。

### 4.1 動的車輪モデルを用いた場合の車輪スリップ

3.3節と同じ条件で10倍の車輪回転速度を入力した場合のシミュレーションをおこなう。図5は、車輪回転速度  $r\dot{\alpha}=0.50 \text{ m/s}$  を入力した場合のシミュレーション結果である。沈下量とスリップ率は一旦、定常状態になったあとも変化を続け、 $h=0.0238 \text{ m}$ 、 $s=0.29$  で一定となる。けん引力は、動き出しで急増加したのち、沈下定常状態になっても減少を続け、最終的に  $F_{DP}=0.0$  となる。図5は、10倍の入力値を与えているにもかかわらず、車輪沈下量とスリップ率は図4と同じ  $h=0.0238 \text{ m}$ 、 $s=0.29$  になる。

実際に沈下定常状態において車輪回転速度  $r\dot{\alpha}$  が一定になる場合、車輪移動速度  $\dot{x}$  も一定になるのでスリップ率は一定となる。また入力値が大きいほど、定常状態になる沈下量とスリップ率は大きくなる。シミュレーション結果では、入力値に関わらずスリップ率が  $s=0.29$  の特定の値となり、実際のスリップ現象と一致しない。

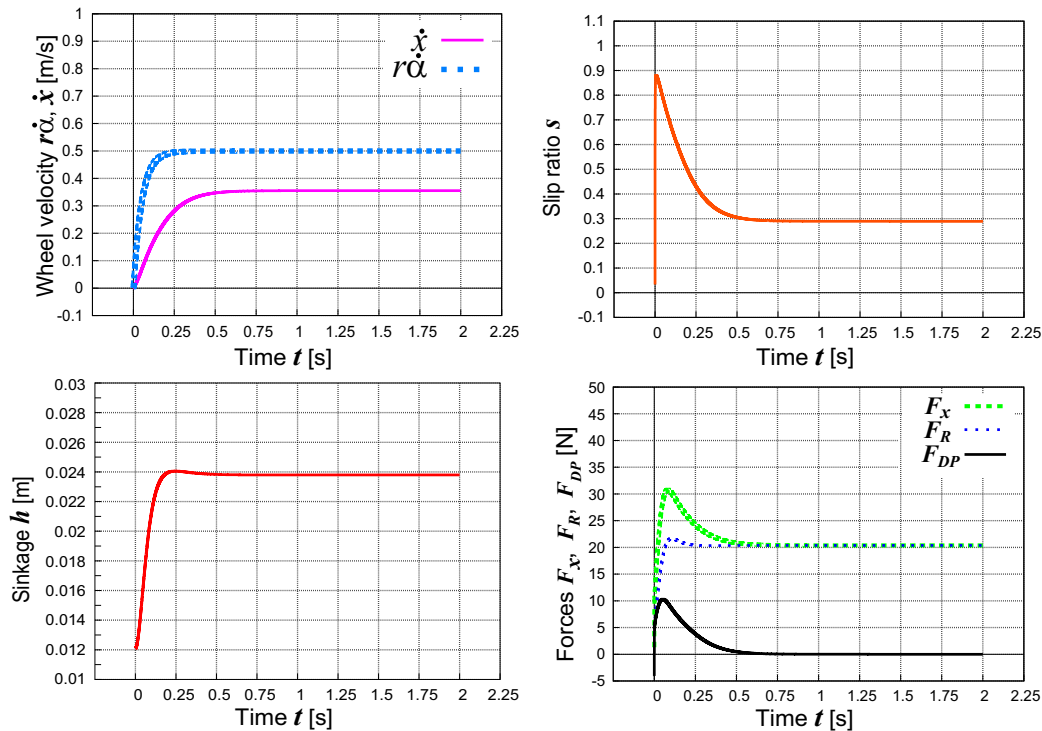
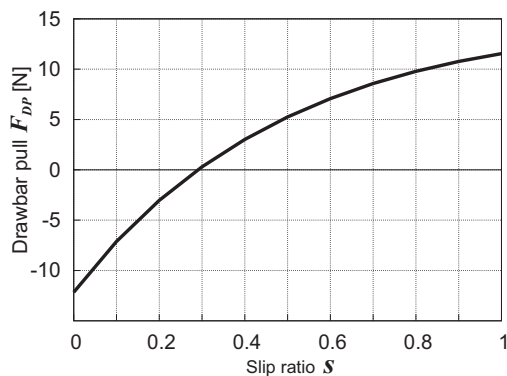
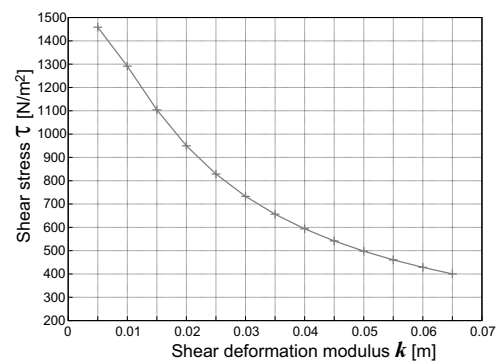
Fig. 5 Dynamic simulation result ( $r\dot{\alpha}=0.50[\text{m/s}]$ )Fig. 6 Relation of drawbar pull and slip ratio ( $k=0.025$ )

Fig. 7 Relation of shear stress and shear deformation modulus

#### 4.2 セン断変形モデルの提案

定常状態においてスリップ率が減少するのは、けん引力が  $F_{DP} > 0$  のままであるためである．そこで、けん引力モデルに原因があると考え、けん引力を構成するせん断応力モデル  $\tau(\theta)$  に焦点を当て、この問題の解決方法を示す．

沈下定常状態に達したあとも、けん引力が  $F_{DP} > 0$  になる原因に対してせん断特性を表すパラメータであるせん断変形係数  $k$  に注目して検討する．従来研究において、せん断変形係数  $k$  は車輪表面の状態と砂との関係で決まるパラメータであるとし、定数が用いられる．緩い砂の場合、 $k=0.025$  の定数が用いられ図 6 に示すようなけん引力とスリップ率の関係になる．けん引力がほとんどのスリップ率で  $F_{DP} > 0$  になり、 $F_{DP}=0$  になるスリップ率は  $s=0.29$  の一つのみになる．これは、どのような車輪回転速度の入力を与えても、定常状態で  $F_{DP}=0$  となり車輪移動速度が一定値となるスリップ率は  $s=0.29$  のみであることを示している．実際には、定常状態になる沈下量が大きいほどスリップ率は大きくなり、すべてのスリップ率で  $F_{DP}=0$  となるので車輪は等速走行する．しかし、図 6 のように  $F_{DP}=0$  になるスリップ率が一つだけの車輪モデルでは、車輪スリップを正確に扱うことができない．

そこで、 $k$  が変数の場合の駆動力  $F_x$  がどのように変化するのかを検討する．図 7 は、車輪質量  $m_w=6.5 \text{ kg}$ 、沈下量  $h=0.024 \text{ m}$ 、スリップ率  $s=0.5$  において、 $k$  が変化する場合のせん断応力  $\tau$  とせん断変形係数  $k$  の関係である． $k$  が大きくなるほど、 $\tau$  が小さくなる．これはせん断特性の変化により  $k$  の値が大きくなると駆動力  $F_x$  が小さくなることを示す．従来車輪モデルにおいて、 $F_{DP}=0$  になるスリップ率が一つのみになる問題は、沈下量に対するせん

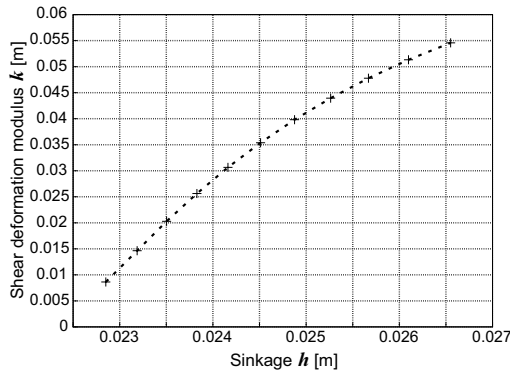


Fig. 8 Relation of shear deformation modulus and wheel sinkage

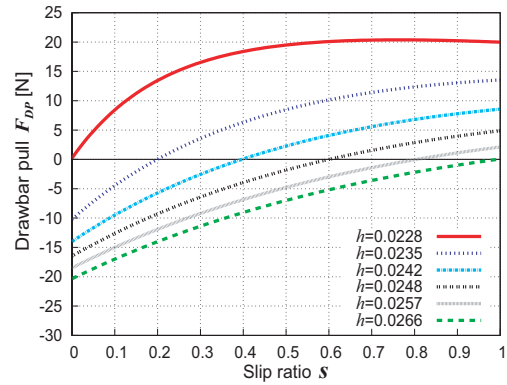


Fig. 9 Relation of drawbar pull and slip ratio

断特性の変化を考慮に入れず,  $k$  を定数としたことにある. 沈下量に対するせん断特性の変化を考慮に入れることで, すべてのスリップ率に対してけん引力が  $F_{DP}=0$  となる車輪モデルが得られると考える.

本論文では, せん断変形係数  $k$  を車輪沈下量  $h$  に対する関数であると定義し,  $m_w g = F_z$  かつ  $F_{DP}=0$  を満たす沈下量  $h$  とせん断変形係数  $k$  を求める. 図 8 は, 沈下定常状態  $m_w g = F_z$  において  $F_{DP}=0$  を満たす場合のせん断変形係数  $k$  と沈下量  $h$  の関係を表している. 図 8 から多項式近似により導出した近似式を沈下定常状態でのせん断変形モデル  $k_s(h)$  とし, 以下の式で表す.

$$k_s(h) = -1838.800h^2 + 103.220h - 1.390 \quad (20)$$

図 9 は, 式 (20) のせん断変形モデルを用いた場合の沈下量  $h$  に対するけん引力  $F_{DP}$  とスリップ率  $s$  の関係である. 定常状態になる沈下量が大きくなるほど  $F_{DP}=0$  になるスリップ率は大きくなる. 図 9 において, 沈下量  $h=0.0242$  の場合, スリップ率  $s=0.4$  で  $F_{DP}=0.0$  になる. これは車輪沈下量が  $h=0.0242$  m で定常状態になった場合, 車輪はスリップ率  $s=0.4$  で等速走行することを示す.

#### 4.3 シミュレーションによる提案モデルの評価

せん断変形モデルの妥当性の評価をシミュレーションによりおこなう. シミュレーションでは沈下過渡状態のせん断変形係数を  $k=0.025$  とし,  $k_s(h)>0.025$  になる場合, 式 (20) の提案モデルを用いてせん断変形係数を求める.

図 10 は,  $r\dot{\alpha}=0.05$  m/s を入力した場合のシミュレーション結果である. 車輪沈下量は, 時間とともに増加して  $h=0.0238$  m で定常状態になる. スリップ率は, はじめ  $s=0.55$  まで増加したのち減少して最終的に  $s=0.29$  で一定となる. 図 11 は,  $r\dot{\alpha}=0.50$  m/s を入力した場合のシミュレーション結果である. 車輪沈下量は, 時間とともに増加して  $h=0.0243$  m で定常状態になる. スリップ率は, はじめ  $s=0.88$  まで増加したのち減少して最終的に  $s=0.44$  で一定となる. 入力する車輪回転速度が大きいほど, 車輪沈下量とスリップ率が大きくなる結果が得られた.

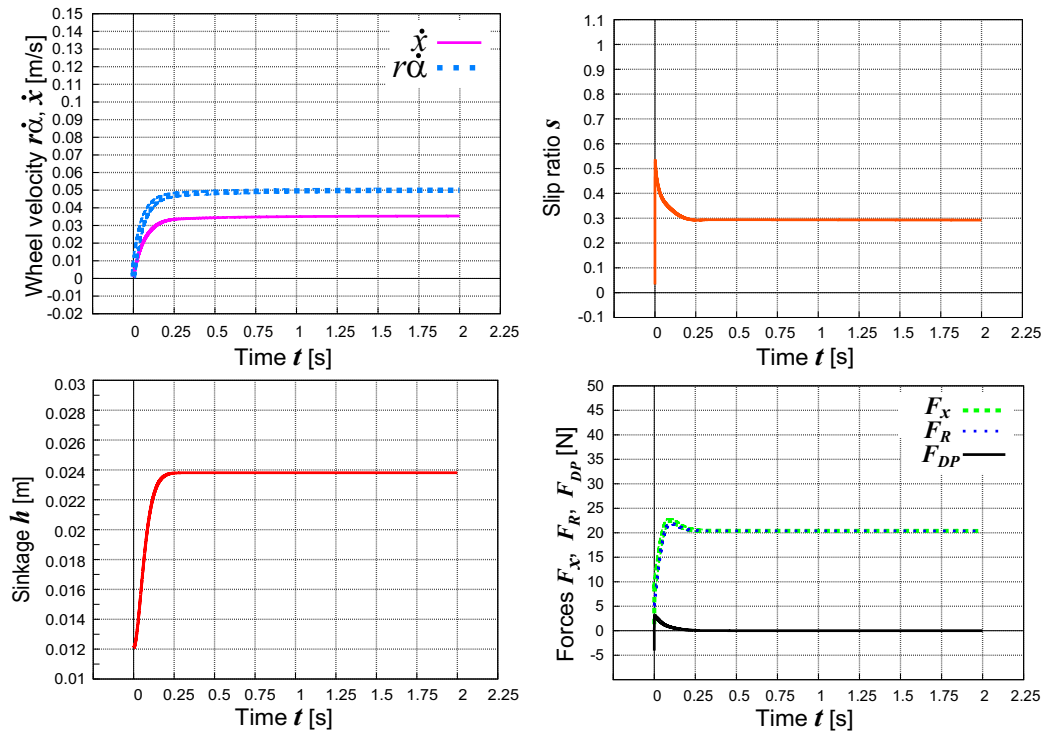
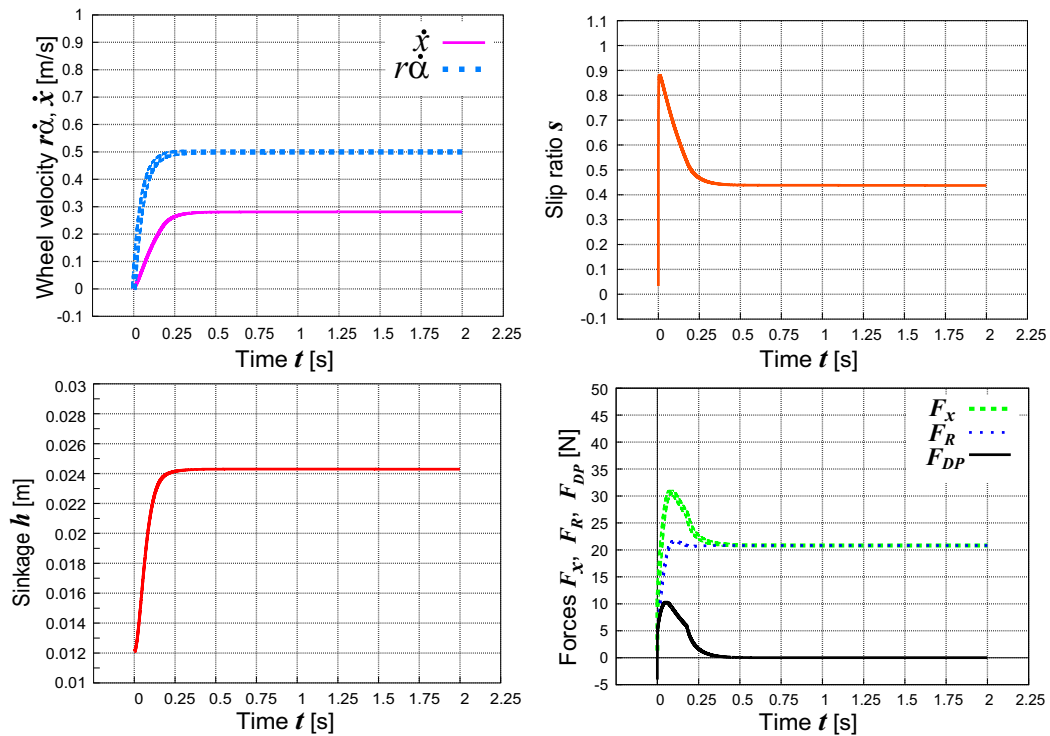
沈下定常状態でスリップ率が一定となる理由は, せん断変形モデルを用いることで, 図 9 に示すように定常状態になるすべての沈下量に対して  $F_{DP}=0$  になるスリップ率が得られるためである. これによって沈下量が定常状態になると  $F_{DP}=0$  になるため, 車輪移動速度  $\dot{x}$  の増加は停止して一定となる. よって, スリップ率も一定となる.

図 11 のけん引力  $F_{DP}$  がピークを超えた後に鈍角の特異的な箇所が見受けられる. これは, シミュレーション条件に起因するものである. 提案モデルは沈下定常状態のモデルであるので過渡状態でのせん断変形係数を定数から提案モデルに切り換える条件を与えた. この切り換え時に特異的な箇所が発生する. 過渡状態における  $k$  の扱いは今後の課題としている.

## 5. 結 論

本論文では, 車輪スリップの低減をおこなうために動的沈下を考慮に入れた新しい車輪モデルを提案した. まず従来車輪モデルを用いた場合, 動的車輪沈下とスリップが正確に扱えないことを指摘した. そして, これらの問題を解決するために新しい車輪モデルを提案した. 動的車輪沈下を扱うようにするために, 沈下速度を考慮に入れた動的車輪モデルを提案した. また, 沈下定常状態における車輪スリップを扱うようにするために, せん



Fig. 10 Dynamic simulation ( $r\dot{\alpha}=0.05$  [m/s])Fig. 11 Dynamic simulation ( $r\dot{\alpha}=0.50$  [m/s])

断特性の変化を考慮に入れたせん断変形モデルを提案した．そして，シミュレーションによって提案モデルの妥当性を評価した．車輪沈下量は，振動的に変化することなく時間とともに増加して最終的に一定となった．また，入力する車輪回転速度が大きいくほど，定常状態になる車輪沈下量とスリップ率が大きくなる結果を得た．

今後は，沈下過渡状態での車輪駆動力モデルの提案をおこない，提案モデルの有効性の評価を実機実験によっておこなう予定である．

## 文 献

- (1) Jet Propulsion Laboratory, “Mars Pathfinder Rover: Sojourner”, NASA/JPL, <http://www-robotics.jpl.nasa.gov/projects/PATH.cfm?Project=4> (参照日 2011 年 12 月 20 日)
- (2) R. Li, S. W. Squyres, R. E. Arvison, B. A. Archinal, J. Bell, and et al, “Initial Results of Rover Localization and Topographic Mapping for the 2003 Mars Exploration Rover Mission”, *Photogrammetric Engineering and Remote Sensing*, Vol. 71, No. 10 (2005), pp.1129-1142
- (3) National Space Science Data Center, “Luna 17/Lunokhod 1”, NASA/JPL, <http://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraftDisplay.do?id=1970-095A> (参照日 2011 年 12 月 20 日)
- (4) National Space Science Data Center, “Luna 21/Lunokhod 2”, NASA/JPL, <http://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraftDisplay.do?id=1973-001A> (参照日 2011 年 12 月 20 日)
- (5) Jet Propulsion Laboratory, “Mars Science Laboratory”, NASA/JPL, <http://mars.jpl.nasa.gov/msl/mission/overview/> (参照日 2011 年 12 月 20 日)
- (6) ESA robotic exploration of mars, “ExoMars Rovers Mission”, ESA, <http://sci.esa.int/science-e/www/object/index.cfm?fobjectid=45084> (参照日 2011 年 12 月 20 日)
- (7) K. Iagnemma and S. Dubowsky, “Mobile Robot Rough-Terrain Control (RTC) for Planetary Exploration”, *Proceedings of the 26th ASME Biennial Mechanisms and Robotics Conference*, (2000)
- (8) K. Iagnemma, S. Kang, H. Shibly, and S. Dubowsky, “Online Terrain Parameter Estimation for Wheeled Mobile Robots With Application to Planetary Rovers”, *IEEE Transaction on Robotics*, Vol. 20, Issue 5 (2004), pp. 921-927
- (9) G. Ishigami and K. Yoshida, “Steering Characteristics of an Exploration Rover on Loose Soil based on All-Wheel Dynamics Model”, *Proceedings of the 2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2005)*, (2005)
- (10) G. Ishigami, A. Miwa and K. Yoshida, “Steering Trajectory Analysis of Planetary Exploration Rovers based on All-Wheel Dynamics Model”, *Proceedings of the 8th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (iSAIRAS 2005)*, Germany, (2005)
- (11) G. Ishigami, A. Miwa, K. Nagatani and K. Yoshida, “Terramechanics-Based Model for Steering Maneuver of Planetary Exploration Rovers on Loose Soil”, *The Journal of Field Robotics*, Vol. 24, Issue 3 (2007), pp. 233-250
- (12) K. Iizuka, Y. Kunii, T. Kubota, “Study on Wheeled Forms of Lunar Robots for Traversing Soft Terrain”, *Proceedings of the 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2008)*, (2008), pp. 2010-2015
- (13) K. Iizuka, Y. Kuroda, Y. Kunii, T. Kubota, “Design scheme on Wheeled Forms of Exploration Rover in consideration of Mechanism between Wheels and Soil”, *Proceedings of the 9th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (iSAIRAS 2008)*, (2008)
- (14) K. Yoshida, H. Hamano, “Motion Dynamics of a Rover With Slip-based Traction Model”, *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation(ICRA '02)*, (2002), pp. 3155-3160, Washington, DC, USA
- (15) K. Yoshida, H. Hamano, “Motion Dynamics and Control of a Planetary Rover With Slip-Based Traction Model”, *Proceedings of SPIE 16th International Symposium on Aerospace/Defense Sensing, Simulation, and Controls*, (2002)
- (16) K. Gu, Y. Wei and H. W. M. Zhao, “Dynamic Modeling and Sliding Mode Driving Control for Lunar Rover Slip”, *Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Integration Technology*, (2007), pp. 36-41
- (17) M. G. Bekker, *Theory of Land Locomotion* (1956), The University of Michigan Press
- (18) J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicle* (1978), John Wiley & Sons, Inc.
- (19) J. Y. Wong and A. R. Reece, “Prediction of Rigid Wheel Performance based on the Analysis of Soil-Wheel Stresses Part I. Performance of Driven Rigid Wheels”, *Journal of Terramechanics*, vol.4, Issue 1 (1967), pp. 81-98
- (20) Z. Janosi and B. Hanamoto, “The Analytical Determination of Drawbar Pull as a Function of Slip for Tracked Vehicles in Deformable Soils”, *Proceeding of the 1st International Conference for Terrain-Vehicle Systems*, Turin, (1961)
- (21) R. Emori, D. Schuring, “Static and Dynamic Penetration Tests of Soil”, *Journal of Terramechanics*, Vol. 3, Issue 1 (1966), pp. 23-30