

博士学位論文

中間に履帯を有する車輪式移動車両の
走行特性に関する研究

平成 26 年度

東北大学大学院環境科学研究科
環境科学専攻 高橋 (弘) 研究室

B2GD1201 江藤亮輔

目次

第1章	緒論	1
1.1	背景および目的	1
1.2	従来の研究	4
1.3	本論文の構成と概要	5
第2章	中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動学モデルによる 走行および旋回特性解析	7
2.1	序言	7
2.2	中間に履帯を有する車両の逆運動学解析	7
2.3	中間に履帯を有する車両の旋回シミュレーション	11
2.3.1	順運動学解析	11
2.3.2	経路設定	12
2.3.3	走行計画	15
2.3.4	車両モデル	17
2.3.5	旋回条件	17
2.3.6	シミュレーション手順	19
2.3.7	シミュレーション結果	19
2.4	模型車両を用いた旋回実験	21
2.4.1	模型車両概要	21
2.4.2	実験装置概要	21
2.4.3	実験結果	25
2.5	結言	29
第3章	中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる 軟弱地盤上の走行特性解析	30
3.1	序言	30
3.2	土の物理的特性	30
3.2.1	圧縮変形	30
3.2.2	せん断変形	31
3.3	地盤との相互作用に基づく車輪走行力学モデル	32
3.3.1	滑り	32
3.3.2	車輪の静的沈下	33
3.3.3	車輪の入射角・離脱角	34
3.3.4	車輪の動的沈下	35
3.3.5	車輪の垂直応力モデル	36

3.3.6	車輪のせん断応力モデル	37
3.3.7	車輪走行抵抗	40
3.3.8	車輪に働く力	41
3.4	地盤との相互作用に基づく履帯走行力学モデル	42
3.4.1	履帯の静的沈下	42
3.4.2	履帯の入射角・離脱角	45
3.4.3	履帯の動的沈下	45
3.4.4	履帯の垂直応力モデル	48
3.4.5	履帯のせん断応力モデル	49
3.4.6	履帯走行抵抗	50
3.4.7	履帯に働く力	51
3.5	中間に履帯を有する車輪式移動車両の力学モデル	52
3.6	土質試験	53
3.6.1	平板載荷試験	53
3.6.2	平板けん引試験	59
3.6.3	一面せん断試験	67
3.7	模型車両を用いた走行実験	71
3.7.1	模型車両	71
3.7.2	実験概要	73
3.7.3	走行実験結果	75
3.8	数値シミュレーション	78
3.8.1	シミュレーション方法	78
3.8.2	シミュレーション条件	79
3.8.3	実験結果とシミュレーション結果の比較	80
3.8.4	地盤硬さに関する検討	81
3.8.5	車輪式移動車両との比較	83
3.8.6	車輪径・車輪幅に関する検討	85
3.8.7	履帯長・履帯幅に関する検討	88
3.8.8	実機に関する検討	91
3.9	結言	95

第4章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる

	軟弱地盤上の旋回特性解析	96
4.1	序言	96
4.2	旋回時の横力	96
4.2.1	スリップ角	96
4.2.2	横方向せん断応力	98

4.2.3	車輪および履帯側面による排土抵抗	99
4.3	中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動モデル	100
4.3.1	中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動方程式	100
4.3.2	中間に履帯を有する車輪式移動車両の逆運動学	101
4.4	模型車両を用いた旋回走行実験	103
4.4.1	実験概要	103
4.4.2	実験条件	104
4.4.3	実験結果	107
4.5	旋回走行シミュレーション	110
4.5.1	シミュレーション方法	110
4.5.2	シミュレーション条件	112
4.5.3	シミュレーション結果	112
4.5.4	車輪径・車輪幅に関する検討	117
4.5.5	履帯長・履帯幅に関する検討	118
4.5.6	実機に関する検討	120
4.6	旋回抵抗低減に関する検討	120
4.6.1	前輪推進力・コーナリングフォース	120
4.6.2	前輪操舵角制御シミュレーション	123
4.7	結言	124
第5章	結論	127
5.1	結論および成果	127
5.2	今後の課題	129
参考文献		130
業績		136
謝辞		139

記号一覧

Σ_0	: 絶対座標系	[-]
X	: 絶対座標系の軸	[-]
Y	: 絶対座標系の軸	[-]
x	: 車両中心の位置 (X 軸)	[mm]
y	: 車両中心の位置 (Y 軸)	[mm]
θ	: 車両姿勢, ヨー角 (車両前後方向中心軸と X 軸との成す角)	[deg]
Σ_i	: 駆動輪 i 上の局所座標系	[-]
x_{wi}	: 駆動輪 i 上の局所座標系の軸 (駆動輪進行方向)	[-]
y_{wi}	: 駆動輪 i 上の局所座標系の軸 (駆動輪横方向)	[-]
θ_{wi}	: 駆動輪 i の姿勢 (駆動輪 i と X 軸との成す角)	[deg]
q_{wi}	: 駆動輪 i の操舵角度 (駆動輪 i と車両前後方向中心軸の成す角)	[deg]
L_1	: 車体中心と前後輪車軸との距離	[mm]
L_2	: 駆動輪中心と車体中心軸との距離	[mm]
\dot{x}	: 車両の X 軸方向並進速度	[mm/sec]
\dot{y}	: 車両の Y 軸方向並進速度	[mm/sec]
$\dot{\theta}$: 車両旋回角速度	[deg/sec]
\dot{x}_{wi}	: 駆動輪 i の座標系 Σ_i における x_{wi} 軸方向並進速度	[mm/sec]
\dot{y}_{wi}	: 駆動輪 i の座標系 Σ_i における y_{wi} 軸方向並進速度	[mm/sec]
$\dot{\theta}_{wi}$: 駆動輪 i の旋回角速度	[deg/sec]
Φ_{wi}	: 駆動輪 i の座標変換項	[-]
Θ_{wi}	: 駆動輪 i の座標変換項	[-]
A	: 三角関数合成式の \sin 係数	[-]
B	: 三角関数合成式の \cos 係数	[-]
ξ	: 点 (A, B) と原点を結んだ線と x 軸との成す角度	[-]
V	: 車両走行速度	[mm/sec]
V_{in}	: 旋回内側の駆動輪並進速度の平均	[mm/sec]
V_{out}	: 旋回外側の駆動輪並進速度の平均	[mm/sec]
Cv	: 曲率	[1/m]
k_{cv}	: “sharpness”	[-]
s_{cv}	: 曲線長	[mm]
Cv_0	: 曲率の初期値	[1/m]
x_{cv}	: クロソイド曲線上の点を表す座標 (X 座標)	[mm]
y_{cv}	: クロソイド曲線上の点を表す座標 (Y 座標)	[mm]
θ_{cv}	: クロソイド曲線上における旋回角	[degree]
x_{c0}	: クロソイド曲線上の点を表す座標初期値 (X 座標)	[mm]

y_{c0}	: クロソイド曲線上の点を表す座標初期値 (Y 座標)	[mm]
θ_{c0}	: クロソイド曲線上における旋回角初期値	[degree]
x_p	: クロソイド・ペアの到達点を表す座標 (X 座標)	[mm]
y_p	: クロソイド・ペアの到達点を表す座標 (Y 座標)	[mm]
θ_{sm}	: クロソイド・ペア経路の midpoint における接線の傾斜角	[degree]
θ_{c_all}	: クロソイド・ペアの旋回角	[degree]
V_{max}	: 直線経路における最大設定走行速度	[mm/sec]
V_{cur}	: クロソイド・ペアにおける設定走行速度	[mm/sec]
t	: 時刻	[sec]
Δt	: タイムステップ	[sec]
s_t	: 時刻 t における車両走行距離	[mm]
V_t	: 時刻 t における車両走行速度	[mm/sec]
L	: ケーブルセンサ間距離	[mm]
L_{Lt}	: 時刻 t における左ケーブルセンサ計測長	[mm]
L_{Rt}	: 時刻 t における右ケーブルセンサ計測長	[mm]
α_t	: 時刻 t における左ケーブルセンサケーブルと Y 軸との成す角	[deg]
p	: 平板接地圧	[N/m ²]
k	: 地盤定数	[N/m ⁿ⁺²]
n	: 地盤定数	[-]
s	: 沈下量	[m]
b	: 平板短辺	[m]
k_c	: 地盤定数	[N/m ⁿ⁺¹]
k_ϕ	: 地盤定数	[N/m ⁿ⁺²]
c	: 土の粘着力	[N/m ²]
g	: 重力加速度	[m/sec ²]
γ	: 地盤の単位体積重量	[N/cm ³]
k_c'	: 地盤定数	[-]
k_ϕ'	: 地盤定数	[-]
σ	: 地盤内垂直応力	[N/m ²]
τ_{max}	: 最大せん断応力	[N/m ²]
ϕ	: 内部摩擦角	[deg]
τ	: せん断応力	[N/m ²]
j	: せん断量	[m]
k_a	: 変形係数	[1/m]
s_s	: 動的沈下量	[m]
c_0	: 地盤定数	[-]
c_1	: 地盤定数	[-]

c_2	: 地盤定数	[-]
i_d	: スリップ率	[-]
r	: 車輪径	[m]
ω	: 車輪回転速度	[deg/sec]
v	: 車輪走行速度	[m/sec]
r_w	: 車輪径	[m]
θ_w	: 車輪中心角	[deg]
θ_{w0}	: 車輪入射角	[deg]
s_{w0}	: 車輪沈下量	[m]
$\sigma_w(\theta_w)$: 中心角 θ_w における垂直応力	[N/m ²]
W_w	: 車輪軸荷重	[kg]
B_w	: 車輪幅	[m]
θ_{wf}	: 車輪入射角	[deg]
s_{wf}	: 地盤沈下量	[m]
s_{wr}	: 地盤リバウンド量	[m]
θ_{wr}	: 車輪離脱角	[deg]
λ	: 地盤沈下量とリバウンド量の比	[-]
$j_s(\theta_w)$: 中心角 θ_w における地盤スリップ量	[m]
s_{sw}	: 車輪滑り沈下量	[m]
θ_m	: 垂直応力が最大となる中心角度	[deg]
a_0	: 地盤定数	[-]
a_1	: 地盤定数	[-]
v_j	: 車輪スリップ速度	[m/sec]
$j(\theta_w)$: 中心角 θ_w における車輪スリップ量	[m]
R_w	: 車輪締固め抵抗	[N]
R_b	: 排土抵抗	[N]
z	: 平板貫入深さ	[m]
z_0	: 地盤盛り上がり高さ	[m]
R_{bw}	: 車輪排土抵抗	[N]
β_c	: 地表面と破壊面の成す角	[deg]
α	: 接近角	[deg]
Q_w	: 車輪駆動トルク	[Nm]
T_w	: 車輪駆動力	[N]
F_w	: 車輪けん引力	[N]
θ_{t0}	: ピッチ角	[deg]
s_{cf0}	: 前輪アイドラ静的地下量	[m]
s_{cr0}	: 後輪スプロケット静的沈下量	[m]

X_c	: 履帯接地点からの距離	[m]
$s_{c0}(X_c)$: X_c における履帯静的沈下量	[m]
$p_c(X_c)$: X_c における履帯接地圧	[N/m ²]
B_c	: 履帯幅	[m]
W_c	: 履帯荷重	[kg]
D	: 履帯長	[m]
D'	: 履帯接地長	[m]
θ_{cf}	: 前輪アイドラ入射角	[deg]
θ_c	: 前輪アイドラおよび後輪スプロケット中心角	[deg]
$p_{cf}(\theta_c)$: 前輪アイドラ中心角 θ_c における接地圧	[N/m ²]
s_{scf}	: 前輪アイドラ滑り沈下量	[m]
j_{scf}	: 前輪アイドラ滑り量	[m]
s_{scr}	: 後輪スプロケット滑り沈下量	[m]
j_{scr}	: 後輪スプロケット滑り量	[m]
i_d'	: 履帯が傾いているときのスリップ率	[-]
s_{cf}	: 前輪アイドラ総沈下量	[m]
s_{cr}	: 後輪スプロケット総沈下量	[m]
$s_c(X_c)$: X_c における履帯総沈下量	[m]
$\tau_c(X_c)$: X_c における履帯下せん断応力	[N/m ²]
$j_c(X_c)$: X_c における履帯スリップ量	[m]
$j_{cf}(\theta_c)$: 前輪アイドラ中心角 θ_c におけるスリップ量	[m]
$j_{cr}(\theta_c)$: 後輪スプロケット中心角 θ_c におけるスリップ量	[m]
R_c	: 履帯締固め抵抗	[N]
R_{bc}	: 履帯排土抵抗	[N]
r_c	: 前輪アイドラおよび後輪スプロケット半径	[m]
T_c	: 履帯トルク	[Nm]
P_c	: 履帯支持力	[N]
F_c	: 履帯けん引力	[N]
W_{fw}	: 前輪軸荷重	[kg]
θ_{fwf}	: 前輪入射角	[deg]
θ_{fwr}	: 前輪離脱角	[deg]
s_{fwf}	: 前輪沈下量	[m]
s_{fwr}	: 前輪リバウンド量	[m]
W_{rw}	: 後輪軸荷重	[kg]
θ_{rwf}	: 後輪入射角	[deg]
θ_{rwr}	: 後輪離脱角	[deg]
s_{rwf}	: 後輪沈下量	[m]

s_{rwr}	: 後輪リバウンド量	[m]
h_c	: 履帯高さ	[m]
W	: 車両荷重	[kg]
Q	: トルク	[Nm]
R	: 抵抗	[N]
ρ_d	: 地盤乾燥密度	[g/cm ³]
c_a	: 粘着力	[N/m ²]
ϕ_a	: 摩擦角	[deg]
E	: けん引効率	[-]
Σ_{w0}	: 車両中心座標系	[-]
x_{w0}	: 車両中心上の局所座標系の軸 (進行方向)	[-]
y_{w0}	: 車両中心上の局所座標系の軸 (横方向)	[-]
β_{wi}	: 駆動輪 i のスリップ角	[deg]
f_{wi}	: 駆動輪 i の横方向せん断抵抗	[N]
V_{wi}	: 駆動輪 i の並進速度	[m/sec]
$j_{wy}(\theta_w)$: 中心角 θ_w における車輪横方向スリップ量	[m]
v_{jy}	: 車輪横方向スリップ速度	[m/sec]
$\tau_{wy}(\theta_w)$: 中心角 θ_w における車輪横方向せん断応力	[N/m ²]
$j_{cy}(X_c)$: X_c における履帯横方向スリップ量	[m]
$\tau_{cy}(X_c)$: X_c における履帯横方向せん断応力	[N/m ²]
$\beta_{wi}(X_c)$: X_c における履帯スリップ角	[deg]
M_{wi}	: 横方向せん断応力 f_{wi} による履帯モーメント	[Nm]
f_{bwi}	: 駆動輪 i 側面による進行方向排土抵抗	[N]
f_{bwix}	: 駆動輪 i 側面による x_{wi} 軸方向排土抵抗	[N]
f_{bwiy}	: 駆動輪 i 側面による y_{wi} 軸方向排土抵抗	[N]
M_{bwi}	: 排土抵抗による履帯モーメント	[Nm]
I	: 車両慣性モーメント	[kg/m ²]
M_1	: x_{w0} 軸方向モーメント	[Nm]
M_2	: y_{w0} 軸方向モーメント	[Nm]
z_{w0}	: 車両中心上の局所座標系の軸 (鉛直方向)	[-]
Z_{wi}	: 駆動輪 i に働く地盤反力	[N]
Φ'_{wi}	: 駆動輪 i の座標変換項	[-]
ε	: 操向比	[-]
TF_{wi}	: 駆動輪 i の x_{w0} 軸方向推進力	[N]
CF_{wi}	: 駆動輪 i の y_{w0} 軸方向コーナリングフォース	[N]
F_c	: 左右履帯けん引力	[N]
M_c	: 左右履帯モーメント	[Nm]

TF_{ci}	: 駆動輪 i が履帯から受ける x_{w0} 軸方向推進力	[N]
CF_{ci}	: 駆動輪 i が履帯から受ける y_{w0} 軸方向コーナリングフォース	[N]
μ_{wi}	: 駆動輪 i の最適操舵角度を求める評価関数	[-]
$q_{wi,t}$: 駆動輪 i の時刻 t における操舵角度	[deg]
k_G	: フィードバックゲイン	[-]
$q_{opwi,t}$: 駆動輪 i の時刻 t における最適操舵角度	[deg]

第 1 章

緒論

第 1 章 結論

1.1 背景および目的

日本では、地震、台風、集中豪雨等に伴う自然災害が多発しており、深刻な被害を受けている。近年では、2011 年の東日本大震災、平成 23 年台風第 12 号、2013 年の平成 25 年台風第 26 号、2014 年の 8 月豪雨による広島土砂災害などが挙げられる^{1)~4)}。こうした災害により被害を受けた地域では復旧作業を迅速に行うことが極めて重要である。

このような災害現場では、泥土が流れ込んだり、大量の瓦礫が発生するなど軟弱地盤や凹凸の激しい不整地であることが多い。災害現場では復旧のための重機は必要不可欠であり、また、現場では作業位置が刻々と変化するため、現場に導入される機械は高い走破性能を有する移動車両でなければならない。この移動車両の走行としては無限軌道式および車輪式に大別される。無限軌道式は履带式などとも称されるため⁵⁾、本研究においては履带式と表記することにする。履带式および車輪式車両の長所および短所を Table 1-1 に示す。

車輪式車両は移動に車輪を使用するため、機動性が非常に高いが、地面の影響を受けやすく軟弱地盤での走行には不向きである⁵⁾。一方、履带式車両は車輪式車両と比べ、接地圧が低いため軟弱地盤や凹凸の激しい不整地走行に適しており、安定性もある⁵⁾。そのため、不整地の現場では履带式車両が採用されることが多い。しかし、履带式車両は機動性が低く、また金属履帯の場合は路面を損傷するため公道の走行は困難である。したがって、履带式車両は現場で作業を行うため機動性の高い車輪式車両に搭載し、現場へ運ばれるのが現状である。こうした作業は車両を 2 つ以上用いるためコストが高く、また、重い履带式車両を運ぶため環境負荷も大きくなる。さらに作業規模も大きいため、作業の迅速性も低く、災害復旧に対して遅れが発生するといった問題がある。こうした問題点を解決するため、機動性が高く、かつ不整地走破性が高い車輪式車両と履带式車両の両方の長所を兼ね備えた車両の開発が望まれている。

このような特徴を持つ車両として半無限軌道式車両および多軸車両がある⁶⁾⁷⁾。半無限軌道式車両とは前輪は通常の車輪、後輪に履帯を履いた車両である。この車両は履带式車両と車輪式車両の利点を活用しており、路面および比較的平坦な不整地での機動性を発揮する⁶⁾。半無限軌道式車両は公道を走行するため、履帯は金属製でなくゴム製である。しかし、履帯に直進性があるため、車両の旋回半径は大きくなり、さらに旋回時にスリップが発生する。そのため、公道走行により履帯のラグを消費し、不整地走行において重要なラグの効果が低下するという課題がある。また、ゴム製履帯が高価であるといった問題もある⁸⁾。一方、多軸車両は車輪数を増加し、車輪 1 個あたりにかかる荷重を低減させている。そのため、接地圧が低減し、不整地走破性が向上した車両となっている⁹⁾。しかし、多軸車両は常に多数の車輪を走行に利用するため、エネルギー消費が大きくなる。また、半無限軌道車両と同様に後輪は直進性が強いいため、旋回半径が大きく、スリップの発生も懸念される。このようにいずれの車両においても不整地走破性は高まるが、公道走行時のコスト、環境負荷の低減は未だ不十分である。

Table 1-1 Merits and demerits of crawler and wheel-typed vehicle

	Tracked Vehicle	Wheel-typed Vehicle
Soft Ground	○	×
Irregular Ground	○	×
Stability	○	×
Operation Speed	×	○
Mobility	×	○
Damage to Load	With	Without



(a) Over view



(b) Magnified view

Fig. 1-1 Photos of wheel-typed vehicle with crawler between front and rear wheels

そこで、車輪式車両と履带式車両両方の長所を兼ね備えた新たな車両として、中間に履帯を有する車輪式移動車両 (Fig. 1-1 参照) が開発された⁸⁾。この車両は堆肥運搬散布車として、四輪駆動車をベースにいすゞ車体が製作している。大量堆肥高速運搬散布方式では、現在、ダンプ車で堆肥を運び、フルクロ散布車と堆肥積込ローダーを車載車で運ぶ方式とクレーン付き車載車でフルクロ散布車とフレコン堆肥を運び、クレーンでフレコン堆肥を積み込む方式が採用されている。しかし、これらは大規模かつ高価であるといった問題がある。そのため、公道および不整地である畑地の両方を走行可能な車両の開発が必要となり、中間に履帯を有する車輪式移動車両が製作された⁸⁾。この車両の特徴は走法にあり、公道走行時は車輪のみで走行する。しかし、不整地で車輪のみでは走破不可能な場合、中間の履帯を降ろし、車輪と履帯を併用して走行する。この走法により、公道では通常的車輪式車両と同様の機動性を有し、また不整地でも半無限軌道式車両に近い不整地走破性を発揮する。そのため、コスト、環境負荷および迅速性の問題を解決可能な車両として期待されている。

2009年に寺本らは実機を用いて畑地における走破試験を行った⁸⁾。その結果、四輪駆動では走破できず、土壌にタイヤがはまってスリップを生じる場合でも履帯を下ろすことで脱出し、走破可能であることが確認された。しかし、履帯を降ろした直進走行は安定しているが、旋回性能が悪いといった問題点が指摘された。つまり、車輪のみの「前輪操舵」でも操舵可能であるが、履帯の直進性により操舵角通りには旋回しなかった。また、前輪直進時に履帯の「スキッドステア」(左右履帯に速度差を与えることにより発生するスリップを利用した

旋回)を与えた場合もうまく旋回しなかった。これは前後輪にも車両の荷重がかかるため、前後輪旋回の障害となってしまうためである。したがって、この車両の旋回性能を向上させるには「前輪操舵」と「スキッドステア」を併用した旋回を行う手法を採用せざるを得ない。しかし、実機走行試験では、前輪操舵にスキッドステアを併用した場合でも旋回に影響が感じられない、あるいは履帯の旋回力が強すぎて履帯がこじれて外れそうになるといった問題が確認され、この旋回法は感覚的に行うのは困難であるといえる。そのため、現状、履帯は車輪スリップ時に接地圧を下げ、軟弱地を脱出するための補助走行装置としての役割が強い。

そこで、この中間に履帯を有する車輪式移動車両の使用方法として、公道は車輪のみで走行し、軟弱地では履帯を完全に下ろし、履带式車両として作業を行うことが考えられる。しかし、先述したように履带式車両は足回りの重量が大きく、機動性が低い。早急な復興のためには現場内においても迅速に移動、作業しなければならず、履带式車両では復旧作業が遅れる可能性がある。また、災害現場では2次災害の恐れもあるため、遠隔操作や自動化などの人が現場に入らずに作業を行う技術が数多く研究されている^{10),11)}。無人の建設機械が現場内を移動する場合、機械自身が自己位置を認識する必要がある。しかし、被害状況や現場の立地によりGPSなどの外部位置認識手法が使えない場合がある。その場合、建設機械は加速度センサなどの内部位置認識手法を用いて自己位置を推定しなければならないが、履带式車両は旋回の際に強制的に滑りを起こすため、内部位置認識手法による自己位置推定が難しい^{12),13)}。つまり、車輪ではほとんど走行不可能な含水比の高い超軟弱地盤上では履帯を完全に下ろし、履带式車両として走行することが望ましいと考えられるが、車輪のみでは走行がやや難しいが、履帯を補助的に使えば走行可能な軟弱地盤上では、履带式車両として走行するよりも履帯を補助的に使う車輪式車両として走行する方が効果的であり、新しい災害復旧作業を形成することが可能になるとと思われる。

ところで、作業の迅速性を高めるには履帯を下ろした状態でも、ある程度の走行が可能であることが必要である。そのためには車輪・履帯併用時の旋回性能を向上させなければならない。しかし、先述したように中間に履帯を有する車両の旋回性能を向上させるには、「前輪操舵」と「スキッドステア」を併用した旋回を採用せざるを得ない。そのため、この車両の旋回時の拘束条件を解析し、各車輪および履帯の駆動速度、操舵角度を制御することが必要であり、これにより旋回性能の向上が期待されている。したがって、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能を明らかにする必要がある。しかし、中間に履帯を有する車輪式移動車両についての研究は見受けられない。

そこで本研究は、はじめに中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行特性を解析する。次に、旋回特性を解析し、旋回時に要する各車輪および履帯の最適パラメータに関して理論的および実験的に検討することを目的とする。さらに、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能の向上、旋回を妨げる負荷の少ない旋回を実現することを目的とする。

1.2 従来の研究

本節では、車両の移動に関する従来の研究を概観する。車両の移動は前節で述べたように車輪式と履帯式の二種類に大別されている。本節ではそれぞれの移動機構の関連研究について述べる。

剛性地盤上の車輪式移動車両

車輪式移動車両の運動理論に関しては、自動車工学で体系づけられており、アッカーマン・ジオメトリが利用されている¹⁴⁾。また、4輪自動車の走行最適化の研究も数多く行われており、ヨーモーメントやヨーレートを制御して車両の走行を安定する手法が提案されている^{15)~17)}。4輪車両には、旋回性能を良くするため後輪も操舵する4輪操舵駆動車がある。この車両についても旋回時の安定性を向上するためにヨーモーメントを制御する研究成果が報告されている^{18), 19)}。これらは一般的な車両である4輪車のみを対象としており、モデルが限定されている。多様な車両形態については築島らにより、マニピュレータで確立されている運動理論体系と同様な車両の運動理論が構築された²⁰⁾。車両の形態を平面リンクによりモデル化し、車輪の滑りを無視できる場合は運動学で運動理論を構築し、車輪の滑りを考慮した場合は、動力学で運動理論を構築している。また、4輪の車輪式移動車両のさらなる旋回性能向上のため、車輪型全方向移動車両の運動学に関する研究も行われている²¹⁾。一方、車輪式の重機は旋回性能を上げるためアッカーマン方式(操舵型)よりアーティキュレート方式(車体屈曲型)が採用されることが多く、車体屈曲型車輪式移動車両に関しても運動モデルが構築されている^{22), 23)}。また、重機の接地圧を下げるための車輪式移動車両として、多軸車両がある。多軸車両の操舵方式についても操舵型と車体屈曲型どちらも採用されており、それぞれについて旋回性能解析や走行安定制御の研究が報告されている^{9), 24)~27)}。

軟弱地盤上の車輪式移動車両

軟弱地盤上の車両の運動はテラメカニクスという学問で取り扱われる。テラメカニクスは車両や機械と地盤との間で相互に働く力学を扱う学問である。この学問はBekkerの著書に端を発する^{28)~30)}。その後、WongとReeceによって軟弱地盤上の剛性車輪下の接地応力分布が解析された^{31)~33)}。また、せん断応力分布はJanosiらによって滑り量の関数で表現されている³⁴⁾。車輪の力学はこれらの応力分布を利用して解析される。近年では、惑星探査ローバの走行性能解析のために車輪-地盤相互作用解析が研究されており^{35), 36)}、グローサの付いた車輪についても検討が行われている³⁷⁾。車輪の走行性能を車両全体に適応し、車両の登坂性能解析^{38)~40)}や斜面横断時に斜面谷側への滑りを低減する走行の研究も報告された^{42)~44)}。また、軟弱地盤上の車輪式車両の旋回運動のモデル化も行われている^{45)~48)}。先に述べた応力分布は実機などの大型の車両に対してモデル化されている。ローバや模型車両などの小型の車両の応力分布は大型のものと異なるとされており、小型車両に対して応力分布を推定する研究成果も近年報告されている^{49)~52)}。

履带式移動車両

履带式車両の運動は当初、剛性地盤、軟弱地盤どちらにおいても地盤との摩擦と滑りのみによってモデル化が行われた⁵³⁾⁻⁵⁶⁾。その後、車輪式移動車両と同様に履帯下の土中応力分布を用いて運動がモデル化されている⁵⁷⁾⁻⁶¹⁾。さらに、履帯の登坂性能解析⁶²⁾や斜面横断走行⁶³⁾の研究も報告されている。また、履带式移動車両の旋回時の挙動に関する研究成果も数多く報告されてきた。例えば、履带式車両が軟弱地盤上を旋回する際に履帯側面によって地盤を排土する。このときの排土抵抗を推定する手法が提案された^{64),65)}。また、旋回時の履帯下の接地圧変化についての研究や履帯形状比を変更した場合の挙動に関する研究^{66),67)}や左右履帯の駆動力についての研究も行われている⁶⁸⁾。これらの履帯性能を車両に発展させ、履带式車両のモデル化を行った研究は数多く報告されている⁶⁹⁾⁻⁷³⁾。また、履带式車両の旋回性能を向上させるため4輪全てを履帯に履き替えた操舵型履带式移動車両に関する研究⁷⁴⁾や車体屈曲型履带式移動車両に関する研究⁷⁵⁾も行われている。さらに、履帯と車輪を両方備えた車両として前述した半無限軌道式車両があるが、この車両に関しては実機を用いた車両下の接地圧に関する研究⁷⁶⁾、車両けん引力に関する研究⁷⁷⁾のみに留まっている。

以上のように各移動機構を有する車両について、これまでに運動のモデル化、走行安定制御、旋回性能向上に関する多くの研究がされてきた。しかし、中間に履帯を有する車輪式移動車両に関する研究は、前節で述べた寺本らによる実機走行試験⁸⁾のみに留まっており、理論的な検討は行われていない。そのため、本研究において、中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行特性および旋回特性を解析し、検討すること、そして車輪と履帯併用時の新たな操舵制御手法を開発することは意義があると考えられる。

1.3 本論文の構成と概要

本論文は以下の5章で構成される。

1章 緒論

2章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動学モデルによる走行および旋回特性解析

3章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる軟弱地盤上の走行特性解析

4章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる軟弱地盤上の旋回特性解析

5章 結論

第1章では、本研究の背景、目的および意義を述べ、本研究の内容を明らかにしている。

第2章では、研究の第1段階として、中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動について簡単にモデル化するために、力を考慮せずに運動を記述する運動学を用いる。逆運動学の観点から旋回性能を向上する前輪操舵角および車輪履帯の速度についての最適値を導出する。導出した最適条件について、順運動学による走行シミュレーションおよび模型車両を用いた走行実験を通して旋回性能、モデルについて考察する。

第3章では、第2章の結果をもとに軟弱地盤上における中間に履帯を有する車輪式移動車両の力学モデルを提案する。車輪と履帯の沈下量について車両諸元から拘束条件を決定し、各応力分布をモデル化する。これらの応力分布から車両の力学を明らかにし、模型車両を用いた実験の実験結果と比較してモデルの整合性を確認する。その後、車両力学モデルから各パラメータと車両走行性能の関係を検討する。

第4章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動モデルを提案する。第3章で導出したモデルに旋回時の抵抗カモデルを追加して運動モデルを構築する。模型車両を用いた旋回実験結果との比較を行い、車両運動モデルの妥当性を確認する。その後、モデルを用いて、各パラメータと旋回性能について考察を行い、最適な条件を模索する。

第5章では、本研究の各章の結果について結論としてまとめる。

第2章

中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動学モデル
による走行および旋回特性解析

第 2 章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動学モデルによる走行 および旋回特性解析

2.1 序言

第 1 章で述べたように、本研究では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回特性の解析、旋回性能の向上を目的としている。そのためには、車両の各パラメータ（前輪操舵角度、車輪駆動速度、履帯駆動速度）と車両の位置姿勢の関係をモデル化する必要がある。この関係はマニピレータの制御量と位置姿勢の関係と同様に運動学で表現できる^{20), 78)}。

本章では、車両の位置および姿勢から各パラメータを求める手法である逆運動学を用いて中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する基礎式を導出する。また、導出した基礎式を用いた走行シミュレーションを行い、旋回性能を考察する。さらに、模型車両を用いた旋回実験を行い、実験結果とシミュレーション結果の比較からモデルの有用性を検討する。

2.2 中間に履帯を有する車両の逆運動学解析

本節では、中間に履帯を有する車輪式移動車両を三軸の車両としてモデル化する。また、履帯も起動輪（スプロケット）で駆動されるため、本モデルでは簡便のため履帯も車輪と表記する。本研究で用いる三軸車両の逆運動学モデルを Fig. 2-1 に示す。絶対座標系 Σ_0 の座標軸を X 軸、 Y 軸とする。絶対座標系 Σ_0 における車両中心（車体前後方向中心軸と横方向中心軸の交点）の位置座標を (x, y) と表す。また、車両の姿勢を車体中心軸と絶対座標系 X 軸との成すヨー角で与え、 θ と表す。また、駆動輪に w1~w 6 まで通し番号を振り、車輪駆動方向前向きに x_{wi} 軸、車軸方向に y_{wi} 軸をとり、それぞれ局所座標系 Σ_i ($i = 1 \sim 6$) を設定する。さらに、各車輪進行方向が絶対座標系 X 軸と成す角 θ_{wi} ($i = 1 \sim 6$) と与え、操舵角を q_{wi} ($i = 1 \sim 6$) とする。なお、角度は全て左回りを正とする。ここで、 L_1 は車体中心と前後輪車軸との距離を表し、 L_2 は駆動輪（あるいは履帯）中心と車体中心軸との距離を表す。

この車両モデルについての逆運動学解析を行う。車輪の運動学の基礎方程式は築島らの研究²⁰⁾を参考にすると、車輪 i に関して次式のように求められる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{wi} \\ \dot{y}_{wi} \\ \dot{\theta}_{wi} \end{bmatrix} = \Phi_{wi} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \Theta_{wi} \begin{bmatrix} \dot{q}_{w1} \\ \dot{q}_{w4} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

ここで、各式左辺の行列項における添え字 w1~w6 は車輪 1~6 を表す。 \dot{x} は車両の X 軸方向の移動速度を表しており、 \dot{y} は車両の Y 軸方向の移動速度を表している。 $\dot{\theta}$ は車両の角速度を表す。

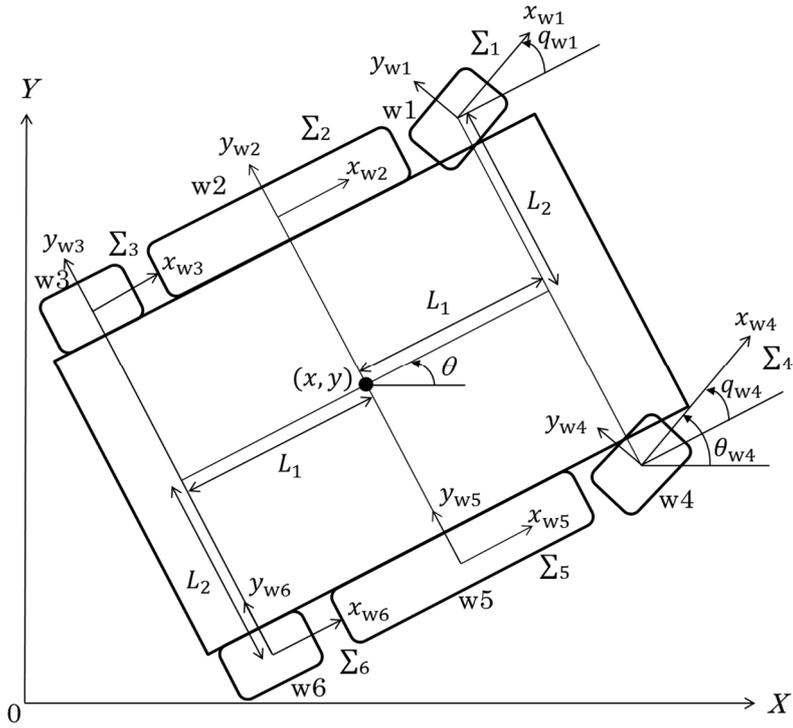


Fig. 2-1 Inverse kinematic model for triaxial vehicle

また、 \dot{x}_{wi} は車輪 i の x_{wi} 軸方向の移動速度を表しており、 \dot{y}_{wi} は車輪 i の y_{wi} 軸方向の移動速度を表している。 $\dot{\theta}_{wi}$ は θ_{wi} の角速度を表す。 Φ_{wi} 、 Θ_{wi} は座標変換項であり、以下の式で表す。

$$\Phi_{w1} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w1} & \sin\theta_{w1} & (L_1 \cos\theta - L_2 \sin\theta) \sin\theta_{w1} - (L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \cos\theta_{w1} \\ -\sin\theta_{w1} & \cos\theta_{w1} & (L_1 \cos\theta - L_2 \sin\theta) \cos\theta_{w1} + (L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \sin\theta_{w1} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$\Phi_{w2} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w2} & \sin\theta_{w2} & -L_2 \sin\theta \sin\theta_{w2} - L_2 \cos\theta \cos\theta_{w2} \\ -\sin\theta_{w2} & \cos\theta_{w2} & -L_2 \sin\theta \cos\theta_{w2} + L_2 \cos\theta \sin\theta_{w2} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$\Phi_{w3} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w3} & \sin\theta_{w3} & (-L_1 \cos\theta - L_2 \sin\theta) \sin\theta_{w3} - (-L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \cos\theta_{w3} \\ -\sin\theta_{w3} & \cos\theta_{w3} & (-L_1 \cos\theta - L_2 \sin\theta) \cos\theta_{w3} + (-L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \sin\theta_{w3} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\Phi_{w4} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w4} & \sin\theta_{w4} & (L_1 \cos\theta + L_2 \sin\theta) \sin\theta_{w4} - (L_1 \sin\theta - L_2 \cos\theta) \cos\theta_{w4} \\ -\sin\theta_{w4} & \cos\theta_{w4} & (L_1 \cos\theta + L_2 \sin\theta) \cos\theta_{w4} + (L_1 \sin\theta - L_2 \cos\theta) \sin\theta_{w4} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\Phi_{w5} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w5} & \sin\theta_{w5} & L_2 \sin\theta \sin\theta_{w5} + L_2 \cos\theta \cos\theta_{w5} \\ -\sin\theta_{w5} & \cos\theta_{w5} & L_2 \sin\theta \cos\theta_{w5} - L_2 \cos\theta \sin\theta_{w5} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\Phi_{w6} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{w6} & \sin\theta_{w6} & (-L_1 \cos\theta + L_2 \sin\theta) \sin\theta_{w6} + (L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \cos\theta_{w6} \\ -\sin\theta_{w6} & \cos\theta_{w6} & (-L_1 \cos\theta + L_2 \sin\theta) \cos\theta_{w6} - (L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \sin\theta_{w6} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

また,

$$\Theta_{wi} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} & (i=1) \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} & (i=4) \\ \mathbf{0} & (i=2,3,5,6) \end{cases} \quad (2.8)$$

中間に履帯を有する車輪式移動車両が滑らかに旋回するためには、旋回の際に各車輪および履帯に過度の負荷がかからない拘束条件を設定しなければならない。そのため、三軸車両モデルの各車輪には横滑りが起こらない、すなわち各車輪の y_{wi} 軸方向の移動速度が 0 となる条件を与える。

$$\dot{y}_{wi} = 0 \quad (2.9)$$

式 (2.9) を式 (2.1) へ代入すると、次式が導かれる。

$$\dot{y}_{w1} = -\dot{x} \sin\theta_{w1} + \dot{y} \cos\theta_{w1} + [(L_1 \cos\theta - L_2 \sin\theta) \cos\theta_{w1} + (L_1 \sin\theta + L_2 \cos\theta) \sin\theta_{w1}] \dot{\theta} = 0 \quad (2.10)$$

$$\dot{y}_{w4} = -\dot{x} \sin \theta_{w4} + \dot{y} \cos \theta_{w4} + [(L_1 \cos \theta + L_2 \sin \theta) \cos \theta_{w4} + (L_1 \sin \theta - L_2 \cos \theta) \sin \theta_{w4}] \dot{\theta} = 0 \quad (2.11)$$

式 (2.10) を $\sin \theta_{w1}$, $\cos \theta_{w1}$ でまとめ、合成すると次式のように表すことができる。

$$\sqrt{A^2 + B^2} \cos(\theta_{w1} - \xi) = 0 \quad (2.12)$$

ただし、

$$A = -\dot{x} + (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \dot{\theta} \quad (2.13)$$

$$B = \dot{y} + (L_1 \cos \theta - L_2 \sin \theta) \dot{\theta} \quad (2.14)$$

$$\xi = \sin^{-1} \left(\frac{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \dot{\theta}}{\sqrt{\{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \dot{\theta}\}^2 + \{\dot{y} + (L_1 \cos \theta - L_2 \sin \theta) \dot{\theta}\}^2}} \right) \quad (2.15)$$

式 (2.11) についても同様に計算すると、車輪 1, 4 の姿勢は次式で与えられる。

$$\theta_{w1} = \frac{\pi}{2} + \sin^{-1} \left(\frac{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \dot{\theta}}{\sqrt{\{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \dot{\theta}\}^2 + \{\dot{y} + (L_1 \cos \theta - L_2 \sin \theta) \dot{\theta}\}^2}} \right) \quad (2.16)$$

$$\theta_{w4} = \frac{\pi}{2} + \sin^{-1} \left(\frac{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta - L_2 \cos \theta) \dot{\theta}}{\sqrt{\{-\dot{x} + (L_1 \sin \theta - L_2 \cos \theta) \dot{\theta}\}^2 + \{\dot{y} + (L_1 \cos \theta + L_2 \sin \theta) \dot{\theta}\}^2}} \right) \quad (2.17)$$

さらに、車輪 2, 3, 5, 6 は操舵を行わないため、次式が成り立つ。

$$\theta_{wi} = \theta \quad (i = 2, 3, 5, 6,) \quad (2.18)$$

車両の走行計画から得られる \dot{x} , \dot{y} , θ , $\dot{\theta}$ を式 (2.16) および式 (2.17) に代入することで各前輪の姿勢 θ_{w1} , θ_{w4} が求まり、これらの値から操舵角 q_{wi} が次式より求められる。

$$q_{wi} = \theta - \theta_{wi} \quad (2.19)$$

また、 \dot{x} , \dot{y} , θ , $\dot{\theta}$, θ_{w1} , θ_{w4} を式 (2.1) から得られる以下の駆動速度算出式に代入することで各車輪の駆動速度 \dot{x}_{wi} が求められる。

$$\dot{x}_{w1} = \dot{x} \cos \theta_{w1} + \dot{y} \sin \theta_{w1} + \{(L_1 \cos \theta - L_2 \sin \theta) \sin \theta_{w1} - (L_1 \sin \theta + L_2 \cos \theta) \cos \theta_{w1}\} \dot{\theta} \quad (2.20)$$

$$\dot{x}_{w2} = \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta - L_2 \dot{\theta} \quad (2.21)$$

$$\dot{x}_{w3} = \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta - L_2 \dot{\theta} \quad (2.22)$$

$$\dot{x}_{w4} = \dot{x} \cos \theta_{w4} + \dot{y} \sin \theta_{w4} + \{(L_1 \cos \theta + L_2 \sin \theta) \sin \theta_{w4} - (L_1 \sin \theta - L_2 \cos \theta) \cos \theta_{w4}\} \dot{\theta} \quad (2.23)$$

$$\dot{x}_{w5} = \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta + L_2 \dot{\theta} \quad (2.24)$$

$$\dot{x}_{w6} = \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta + L_2 \dot{\theta} \quad (2.25)$$

以上の駆動速度の算出式から、車両左側の履帯と後輪、車両右側の履帯と後輪の駆動速度はそれぞれ等しく与えればよいことが分かる。

2.3 中間に履帯を有する車両の旋回シミュレーション

前節では、逆運動学を用いて中間に履帯を有する車両の移動制御に関する基礎式を導出した。本節では、前節で導出した基礎式を用いて車両の走行シミュレーションを行う。また、通常の操舵法による走行シミュレーションも行い、導出した基礎式を用いた走行との旋回性能を比較・検討する。まず、シミュレーションの概要および手順を説明した後、シミュレーション結果を示し、得られた結果について考察する。

2.3.1 順運動学解析

前節で導出した基礎式は、車両の位置、姿勢から各車輪駆動速度および操舵角度を求める逆運動学を用いて算出した。しかし、走行シミュレーションでは車両の各車輪駆動速度および操舵角度から車両の位置、姿勢を求めなければならないため、走行シミュレーションでは逆運動学を用いることはできず、車両の各車輪駆動速度および操舵角度から車両の位置、姿勢を求める順運動学を用いる必要がある。そこで、本項では、中間に履帯を有する車両の順運動学基礎式を導出する。逆運動学モデルと同様、中間に履帯を有する車両を三軸車両とみなし、基礎式を導出する。三軸車両の順運動学モデルを Fig. 2-2 に示す。

逆運動学モデルと同様に絶対座標系 (X, Y) における車両の位置を (x, y) と表す。また、車両の姿勢を車体中心軸と絶対座標系 X 軸との成す角で与え、 θ と表す。角度は左回りを正とする。この車両モデルに対して順運動学解析を行うと、車両の各速度成分は次式のように求められる。

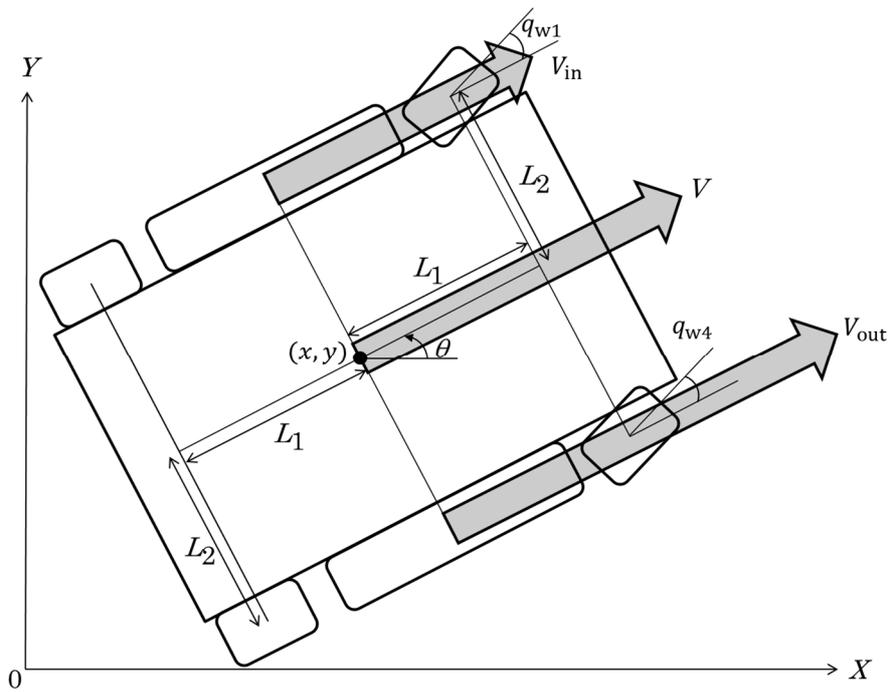


Fig. 2-2 Kinematic model for triaxial vehicle

$$V = \frac{V_{out} + V_{in}}{2} \quad (2.26)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V \cos \theta \\ V \sin \theta \\ \frac{1}{2} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{2L_2} + \frac{\dot{x}_{w1} \sin q_{w1} + \dot{x}_{w4} \sin q_{w4}}{2L_1} \right) \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

ここで、 \dot{x} は車両の X 軸方向の移動速度を表しており、 \dot{y} は車両の Y 軸方向の移動速度を表す。 $\dot{\theta}$ は車両の旋回角速度を表す。また、 V は車両の進行方向速度、 V_{in} は車両の旋回内側車輪の進行方向平均駆動速度、 V_{out} は車両の旋回外側車輪の進行方向平均駆動速度である。 \dot{x}_{w1} は左前輪の駆動速度、 q_{w1} は左前輪操舵角度、 \dot{x}_{w4} は右前輪駆動速度、 q_{w4} は右前輪操舵角度である。式 (2.26) および式 (2.27) を用いて、走行シミュレーションを行う。

2.3.2 経路設定

本研究では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の滑らかな旋回を目的としている。そのため、この車両が走行する際、各車輪および履帯に大きな負荷がかからない経路を走行する必要がある。具体的には、直線から旋回経路への進入、旋回経路の走行、旋回経路から直進経路への進入の全てにおいて曲率が滑らかに連続して増減する曲線でなければならない⁷⁸⁾。本研究では、この曲線に、“クロソイド・ペア”を用いた。

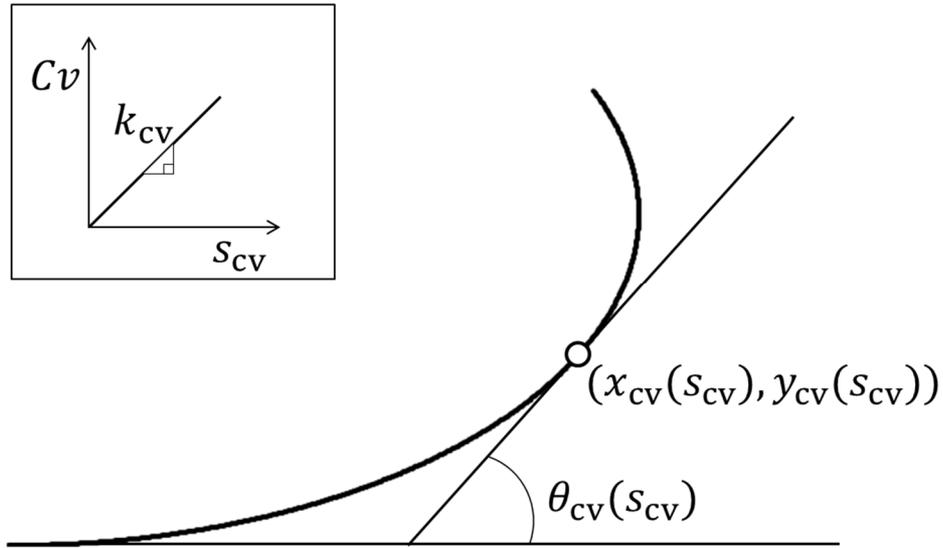


Fig. 2-3 Clothoid curve

クロソイド・ペアとは、クロソイド曲線を曲率が最大になる点で2つ連結した曲線と定義される⁷⁹⁾。クロソイド曲線 (Fig. 2-3 参照) とは、曲線長 s_{cv} に対して曲率 Cv が比例して増加、あるいは減少する関数であり、式 (2.28) で表される。

$$Cv = k_{cv} \cdot s_{cv} + Cv_0 \quad (2.28)$$

式 (2.28) の比例定数である曲線長 s_{cv} に対する曲率増加率 k_{cv} は、“Sharpness” と呼ばれる⁷⁹⁾。本研究では、 k_{cv} の値は設定経路の旋回角が 90 deg のときの最適操舵角度が、後述する模型車両の最大操舵角度 20 deg を超えないように 0.00012 とした。また、 Cv_0 は曲率の初期値で、これを 0 とすると直線からクロソイド曲線への接続を滑らかにすることができる。さらに、曲率 $Cv(s_{cv})$ を曲線長 s_{cv} で積分することで、曲線長 s_{cv} に対応した曲線上の各点の位置 $x_{cv}(s_{cv})$ 、 $y_{cv}(s_{cv})$ および方位 $\theta_{cv}(s_{cv})$ を以下の式で表すことができる⁸⁰⁾。

$$\theta_{cv}(s_{cv}) = \theta_{c0} + \int_0^{s_{cv}} Cv(s_{cv}) ds_{cv} \quad (2.29)$$

$$x_{cv}(s_{cv}) = x_{c0} + \int_0^{s_{cv}} \cos \theta_{cv}(s_{cv}) ds_{cv} \quad (2.30)$$

$$y_{cv}(s_{cv}) = y_{c0} + \int_0^{s_{cv}} \sin \theta_{cv}(s_{cv}) ds_{cv} \quad (2.31)$$

ここで、 x_{c0} 、 y_{c0} 、 θ_{c0} は、位置および方位の初期値である。これらの初期値を全て 0 として、 $x_{cv}(s_{cv})$ 、 $y_{cv}(s_{cv})$ を θ_{cv} の関数として表すと、次式が得られる。

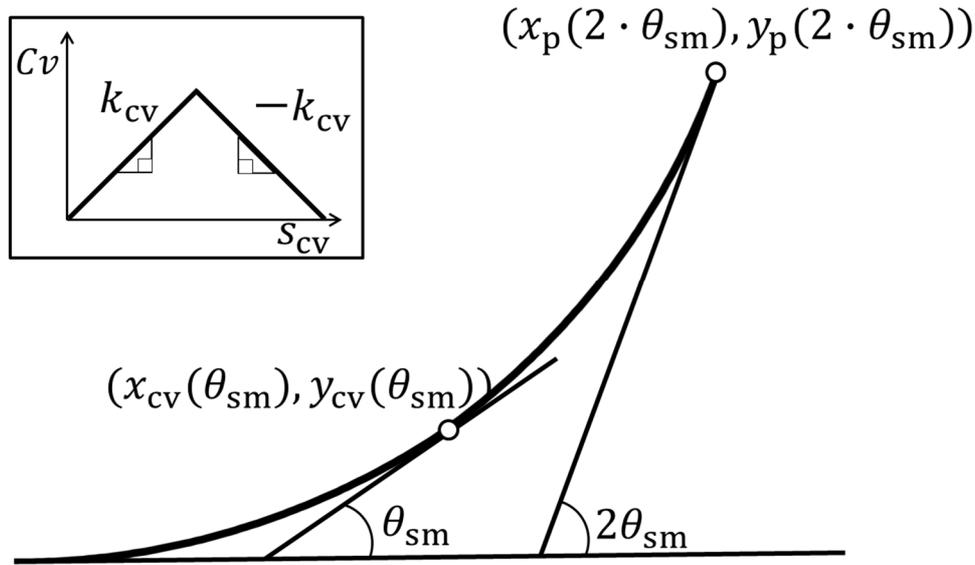


Fig. 2-4 Clothoid pair

$$x_{cv}(\theta_{cv}) = \frac{1}{\sqrt{2k_{cv}}} + \int_0^{\theta_{cv}} \frac{\cos\theta_{cv}}{\sqrt{\theta_{cv}}} d\theta_{cv} \quad (2.32)$$

$$y_{cv}(\theta_{cv}) = \frac{1}{\sqrt{2k_{cv}}} + \int_0^{\theta_{cv}} \frac{\sin\theta_{cv}}{\sqrt{\theta_{cv}}} d\theta_{cv} \quad (2.33)$$

これらの式の右辺の被積分項を級数展開して積分することで、以下の近似式が得られる。

$$x_{cv}(\theta_{cv}) = \frac{2\sqrt{\theta_{cv}}}{\sqrt{2k_{cv}}} \left(1 - \frac{\theta_{cv}^2}{10} + \frac{\theta_{cv}^4}{216} - \frac{\theta_{cv}^6}{9360} + \dots\right) \quad (2.34)$$

$$y_{cv}(\theta_{cv}) = \frac{2\theta_{cv}^{\frac{3}{2}}}{3\sqrt{2k_{cv}}} \left(1 - \frac{\theta_{cv}^2}{14} + \frac{\theta_{cv}^4}{440} - \frac{\theta_{cv}^6}{25200} + \dots\right) \quad (2.35)$$

上式は近似式であり、 θ_{cv} が 45 deg 近傍から大きくなると式 (2.32) と式 (2.33) との誤差が大きくなる。そのため、式 (2.34) および式 (2.35) は θ_{cv} が 0 deg から 45 deg までの区間で用いなければならない⁸⁾。

本研究で用いるクロソイド・ペアと呼ばれる曲線は、“Sharpness”の絶対値が同じ 2 本の対称なクロソイド曲線同士を曲率が最大となる点で結んだものである (Fig. 2-4 参照)。クロソイド・ペアの終点 (x_p, y_p) は、1 本目のクロソイド曲線の旋回角を θ_{sm} とすると、式 (2.34),

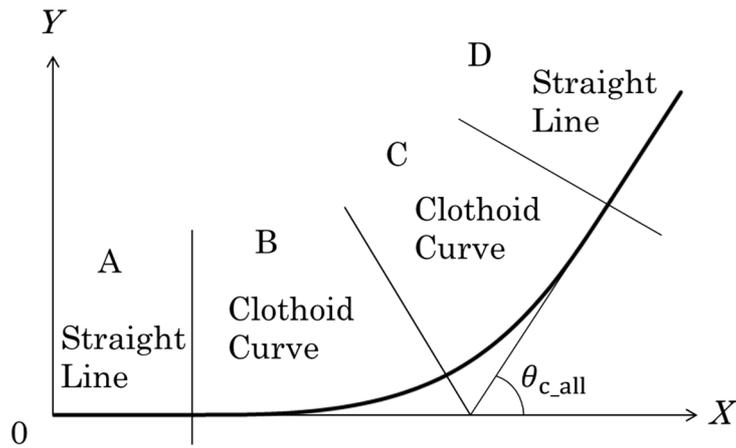


Fig. 2-5 Established route

式 (2.35) から求められる点 $(x_{cv}(\theta_{sm}), y_{cv}(\theta_{sm}))$ を用いて次式で与えられる⁸⁰⁾.

$$\begin{bmatrix} x_p(2\theta_{sm}) \\ y_p(2\theta_{sm}) \end{bmatrix} = \left(x_{cv}(\theta_{sm}) + \frac{y_{cv}(\theta_{sm})}{\cot\theta_{sm}} \right) \cdot \begin{bmatrix} 1 + \cos(2\theta_{sm}) \\ \sin(2\theta_{sm}) \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

上述した式 (2.34) および式 (2.35) の誤差を考慮すると、クロソイド・ペアは旋回角 90 deg 以下で用いる必要がある⁸⁰⁾.

2.3.3 走行計画

本研究で設定する経路軌道は、クロソイド・ペアの前後に、それぞれ 500 mm の直線経路区間を接続したものをを用いる (Fig. 2-5 参照). Fig. 2-5 において、最初の直線区間を区間 A、1 本目のクロソイド曲線区間を区間 B、2 本目のクロソイド曲線区間を区間 C、最後の直線区間を区間 D とする. また、絶対座標 (X, Y) を Fig. 2-5 のように設定する.

走行速度計画を Fig. 2-6 に示す. Fig. 2-6 は縦軸が速度、横軸が走行距離である. クロソイド曲線は経路長 s_{cv} に比例する関数である. そのため、車両の走行距離に応じて走行速度を変更することで計画および計算式の簡易化が可能である. V_{max} は直線区間での車両の最高速度、 V_{cur} は車両がクロソイド・ペアを旋回する際の走行速度である. 本研究では、模型車両の制限上、 V_{max} を 30 mm/sec、 V_{cur} を 20 mm/sec とした.

クロソイド・ペアの旋回角を θ_{c_all} 、時刻 t までの総走行距離を s_t 、時刻 t における走行速度を V_t 、タイムステップを Δt とすると、車輪の操舵角度および駆動速度は以下の手順で算出される.

1. 時刻 $t + \Delta t$ までの総走行距離 $s_{t+\Delta t}$ を次式により算出する.

$$s_{t+\Delta t} = s_t + V_t \Delta t \quad (2.37)$$

2. 時刻 $t + \Delta t$ における区間を判別する. 式 (2.28) より,

$$\theta_{cv}(s_{cv}) = \frac{1}{2} k_{cv} \cdot s_{cv}^2 \quad (2.38)$$

$$s_{cv} = \sqrt{\frac{2\theta_{cv}(s_{cv})}{k_{cv}}} \quad (2.39)$$

式 (2-39) より, 区間 A~D は以下の式で判別可能である.

$$\text{区間 A} \quad 0 \leq s_{cv} < 500 \quad (2.40)$$

$$\text{区間 B} \quad 500 \leq s_{cv} < 500 + \sqrt{\frac{\theta_{c_all}}{k_{cv}}} \quad (2.41)$$

$$\text{区間 C} \quad 500 + \sqrt{\frac{\theta_{c_all}}{k_{cv}}} \leq s_{cv} < 500 + 2 \cdot \sqrt{\frac{\theta_{c_all}}{k_{cv}}} \quad (2.42)$$

$$\text{区間 D} \quad 500 + 2 \cdot \sqrt{\frac{\theta_{c_all}}{k_{cv}}} \leq s_{cv} < 1000 + 2 \cdot \sqrt{\frac{\theta_{c_all}}{k_{cv}}} \quad (2.43)$$

3. Fig. 2-6 から時刻 $t + \Delta t$ における走行速度を $V_{t+\Delta t}$ とする.
4. 時刻 $t + \Delta t$ における車両の姿勢 θ および旋回速度 $\dot{\theta}$ を算出する.
区間 A において, θ , $\dot{\theta}$ はともに 0 である.
区間 B, C においては式 (2.37) を用いて θ を算出する. $\dot{\theta}$ は次式を用いて算出する.

$$\dot{\theta} = C_v \cdot V_{t+\Delta t} \quad (2.44)$$

区間 D において, θ は θ_{c_all} , $\dot{\theta}$ は 0 である.

5. 手順 1~4 で得られた x , y , θ , $\dot{\theta}$ を式 (2.16) ないし式 (2.25) に代入し, 操舵角度および駆動速度を算出する.

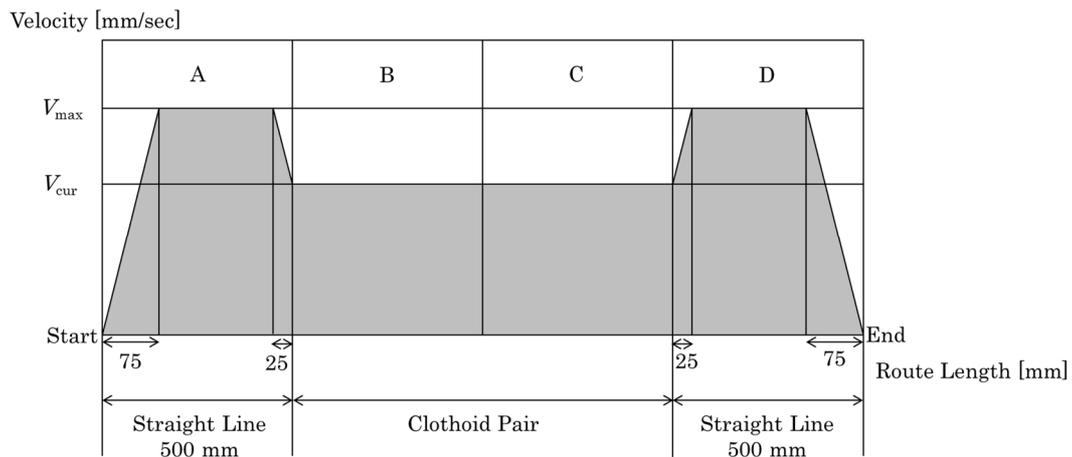


Fig. 2-6 Driving plan

クロソイド・ペアを設定経路に用いる場合，前述したように走行距離に応じて走行速度を与える手法が便利である．しかし，走行距離に応じて制御を行う場合，初期速度が 0 mm/sec とすると式 (2.37) において走行距離が変化しない．そのため，初期状態から変化するよう微小距離を走行距離として与えなくてはならない．その方法として本研究では初期速度を 0.2 mm/sec と与え，走行距離が変化するように設定した．

2.3.4 車両モデル

本シミュレーションで想定する車両モデルは後述する模型車両のサイズを用いた．車体中心と前後輪車軸との距離 L_1 は 200 mm，駆動輪中心と車体中心軸との距離 L_2 は 143 mm としてシミュレーションを行った．

2.3.5 旋回条件

θ_{c_all} が 60 deg のとき，本研究で導出した基礎式を用いて求めた車輪駆動速度の例を Fig. 2-7 に，また，操舵角度の例を Fig. 2-8 に示す．

Fig. 2-7 より，本シミュレーションでは左旋回の経路を設定したため，旋回内側である車両左側の車輪および履帯の駆動速度は旋回中の走行速度 20 mm/sec より遅くなる．また，旋回外側である車両右側の駆動速度は 20 mm/sec より速くなる．また，前輪に関しては操舵角を与えるため，履帯および後輪と比べて駆動速度は大きく与える必要がある．操舵角は Fig. 2-8 より，旋回内側である左前輪の操舵角をより大きく与えなければならない．2.2 節で述べた式を用いて求めたこれらの値を最適なパラメータとして走行シミュレーションを行う．本シミュレーションでは，この最適パラメータを用いた場合の旋回法が従来の旋回法と比較してどの程度旋回性能が向上するかを評価するため従来の旋回法を用いた走行シミュレーションを行う．シミュレーションを行う旋回法は，以下の 4 つである．

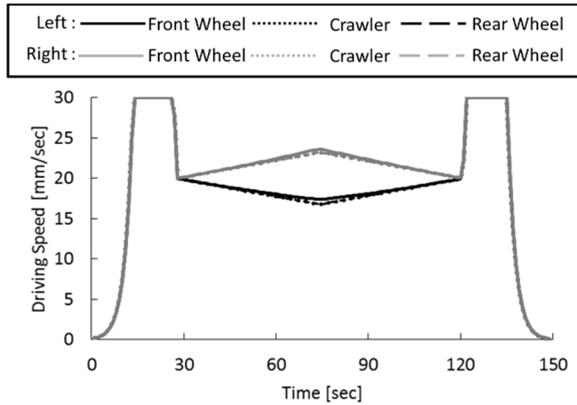


Fig. 2-7 Optimal driving speed

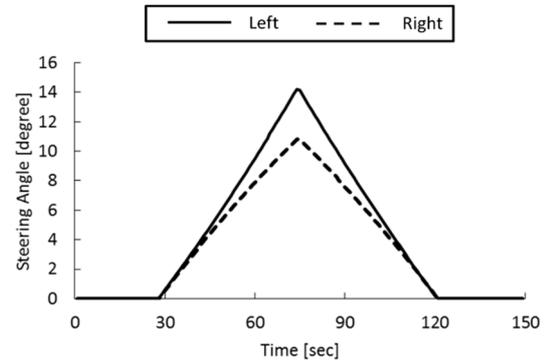


Fig. 2-8 Optimal steering angle

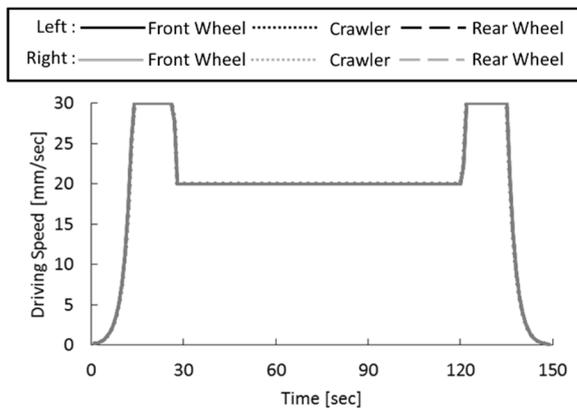


Fig. 2-9 Driving speed without using skid steering

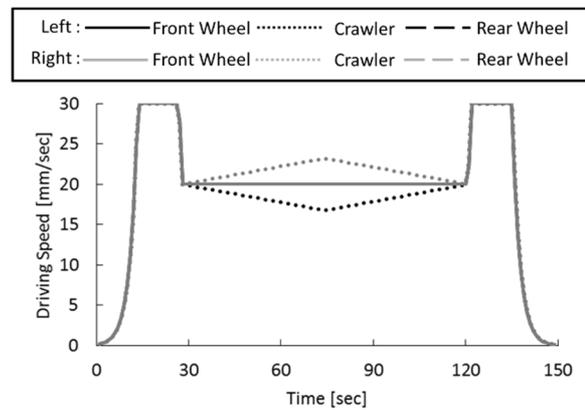


Fig. 2-10 Driving speed with using crawler track skid steering

- (a) 本研究で求めた最適値を用いた旋回
- (b) 履帯および車輪駆動速度をすべて等速度とし、前輪操舵のみを用いた旋回
- (c) 車輪駆動速度を全て等速度とし、前輪操舵と履帯のスキッドステアを併用した旋回
- (d) 車輪駆動速度を全て等速度とし、操舵角を与えず、履帯のスキッドステアのみを用いた旋回

(a) の旋回法は前述した方法である。(b) の旋回法は履帯および車輪の駆動速度を Fig. 2-9 に示すように全て等速度として走行を行う。操舵角度は Fig. 2-8 に示した値を用い、前輪操舵のみによる旋回法を検討する。(c) の旋回法は車輪駆動速度を等速度とし、履帯は左右で速度差を与え、スキッドステアを行う。このときの駆動速度を Fig. 2-10 に示す。操舵角は Fig. 2-8 に示すように与え、前輪操舵と履帯のみでのスキッドステアを併用した旋回法を検討する。(d) の旋回法は操舵角を与えず、左右履帯にのみ速度差を与え、履帯のみでのスキッドステアを用いる旋回法を検討する。このときの駆動速度は Fig. 2-10 に示すように与える。

2.3.6 シミュレーション手順

走行シミュレーションは以下の手順で行った。

1. 移動経路および走行計画を設定する。
2. 2.3.3 項で述べた手順を用いて、タイムステップ Δt 毎の各旋回条件での駆動速度および操舵角を求める。なお、本シミュレーションでは Δt を 0.1 sec とした。
3. 手順 2 で求めたパラメータを式 (2-21) へ代入し、 Δt 毎の車両の速度、角速度を求める。
4. 車両の速度、角速度を用いて、 Δt 毎の移動距離、姿勢を積算することにより移動軌跡を求め、プロットする。

2.3.7 シミュレーション結果

θ_{c_all} が 30 deg のときの車両の走行経路のシミュレーション結果を Fig. 2-11、車両の姿勢のシミュレーション結果を Fig. 2-12 に示す。また、 θ_{c_all} が 60 deg のときの車両の走行経路のシミュレーション結果を Fig. 2-13、車両の姿勢のシミュレーション結果を Fig. 2-14 に示す。

Fig. 2-11 ないし Fig. 2-14 中の黒線は設定経路、赤色の破線は (a) 最適パラメータを用いた旋回、緑色の破線は (b) 前輪操舵のみを用いた旋回を示す。また、紫色の破線は (c) 前輪操舵および履帯のスキッドステアを用いた旋回、水色の破線は (d) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回の時の結果である。

(a) 最適パラメータを用いた旋回は設定経路に沿うように算出された値であるため、設定経路と一致している。(d) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回では、旋回性能が低く、設定経路から大きく外れている。車両の姿勢も、設定した角度の 3 分の 1 ほどしか旋回していない。一方、(b) 前輪操舵のみを用いた旋回では、履帯のスキッドステアのみを用いた旋回より設定経路に近いが、車両の姿勢は設定した角度の半分ほどである。寺本らによる実機を用いた走行試験⁹⁾では、履帯のスキッドステアを用いた旋回ではほぼ旋回せず、前輪操舵のみを用いた旋回では旋回しにくいといった結果が得られている。そのため、これらのシミュレーション結果は比較的実機試験と似た傾向が得られたと考えられる。また、(c) 前輪操舵と履帯のスキッドステアを用いた旋回は従来の旋回手法の中では最も経路に近いが、それでも設定した角度の 3 分の 2 ほどしか旋回していない。

一方、寺本らによる実機試験では、この手法におけるスキッドステアの影響は確認できなかった。シミュレーションでは最適な履帯の駆動速度を与えているが、前輪操舵のみを用いた旋回との大きな差はない。実機試験では感覚で履帯に駆動速度を与えていることを考慮すると、前輪操舵のみを用いた旋回との差は感じられなかったと考えられる。以上のことから、本シミュレーション結果は実機を用いた実地走行試験結果と似た傾向を示しており、ほぼ妥当であると判断できる。したがって、シミュレーション結果より、最適パラメータを用いた旋回では他の旋回手法より旋回性能が大きく向上していると考えられる。

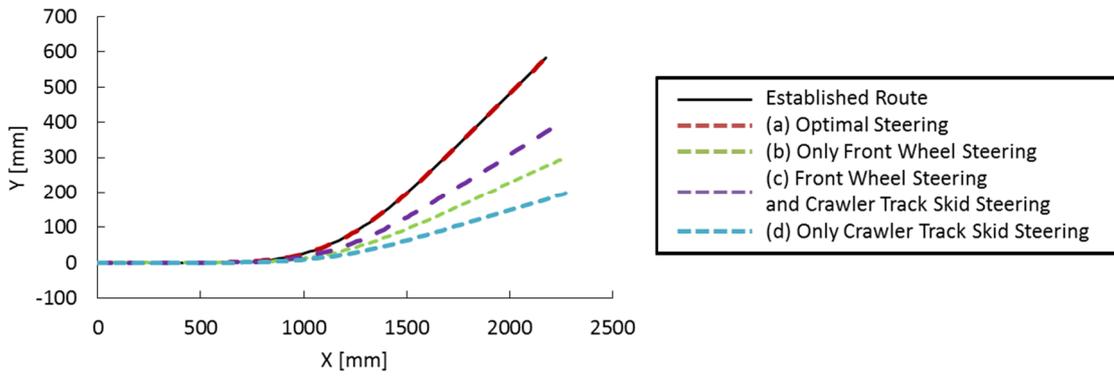


Fig. 2-11 Simulation results of driving route (30 deg)

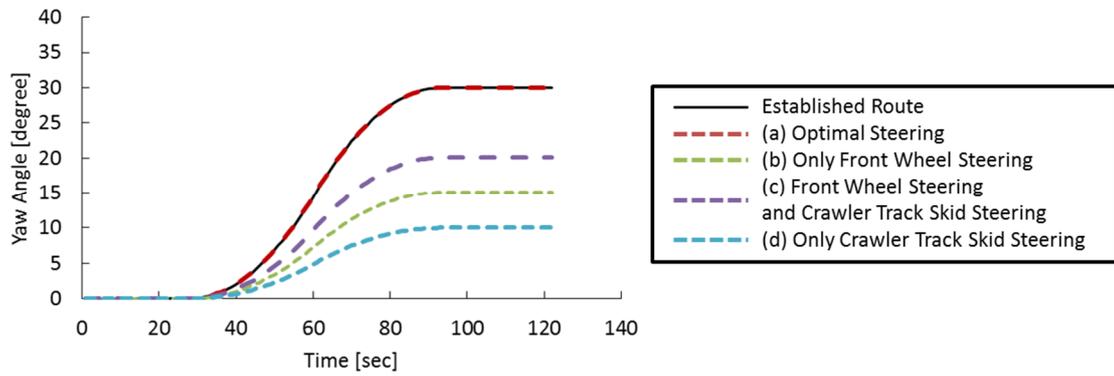


Fig. 2-12 Simulation results of vehicle orientation (30 deg)

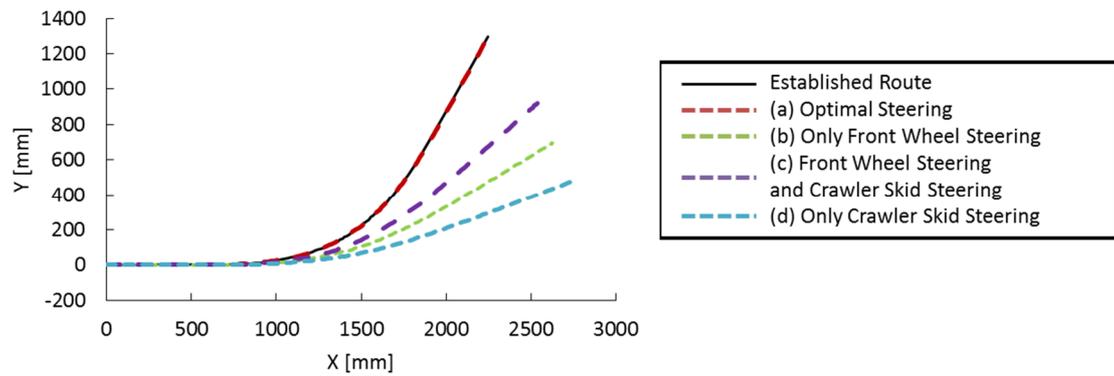


Fig. 2-13 Simulation results of driving route (60 deg)

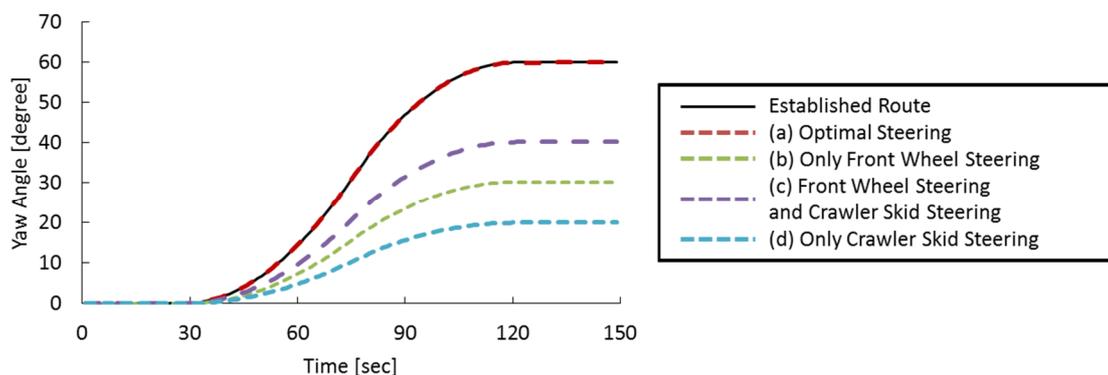


Fig. 2-14 Simulation results of vehicle orientation (60 deg)

2.4 模型車両を用いた旋回実験

前節では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能向上のため、運動学的解析から車輪の運動学の基礎式を導出し、それらを用いて数値シミュレーションを行った。その結果、この基礎式を用いて駆動速度、操舵角度を制御すれば従来の旋回法よりも旋回性能が大きく向上することを確認した。そこで、本節では中間に履帯を有する車両の模型を作製して走行実験を行い、旋回性能の向上を実験的に確認する。さらに、実験結果とシミュレーション結果を比較し、実際の車両の旋回性能に関して検討する。

2.4.1 模型車両概要

本研究で作製した中間履帯を有する車両模型の概略図を Fig. 2-15 に、また、写真を Fig. 2-16 に示す。模型の大きさは、全長が 550 mm、トレッドが 286 mm である。4 つの車輪および 2 つの履帯は全て能動輪であり、DC モータによって駆動する。また、前輪の操舵角度はステッピングモータにより制御可能である。ステッピングモータは、その軸が前輪の接地点を通る上下軸と一致するように設定され、上下軸回りに各輪独立に与えることが可能である。

後輪および履帯に用いた DC モータはオリエンタルモータ社製 BLE23AA100S-1 であり、前輪の DC モータは maxon 社製 RE25 EBCLL 10W KL 2W およびギアヘッド gear GP32C 6.0NM 4ST KL である。また、ステッピングモータはオリエンタルモータ社製 RK543AAPS25 を用いた。それぞれのモータおよびギアヘッドの仕様を Table 2-1 に示す。

2.4.2 実験装置概要

実験装置の構成を Fig. 2-17 に示す。作製した車両の走行制御はパソコンを用いて行う。駆動速度制御信号は DA 変換ボード (CONTEC 社製 DA12-16PCI) で直流電圧信号 0~5 V に変換され、DC モータドライバ (オリエンタルモータ社製 BLED3A, Maxon 社製 ESCON50/5) へ送られる。DC モータの後部にはタコジェネレータが備わっており、モータの回転速度が一定になるようにフィードバック制御を行っている。この制御により、各車輪、履帯はパソコンからの指示速度を正確に出力できる。また、操舵角制御信号はパルス信号で I/O ボード (CO

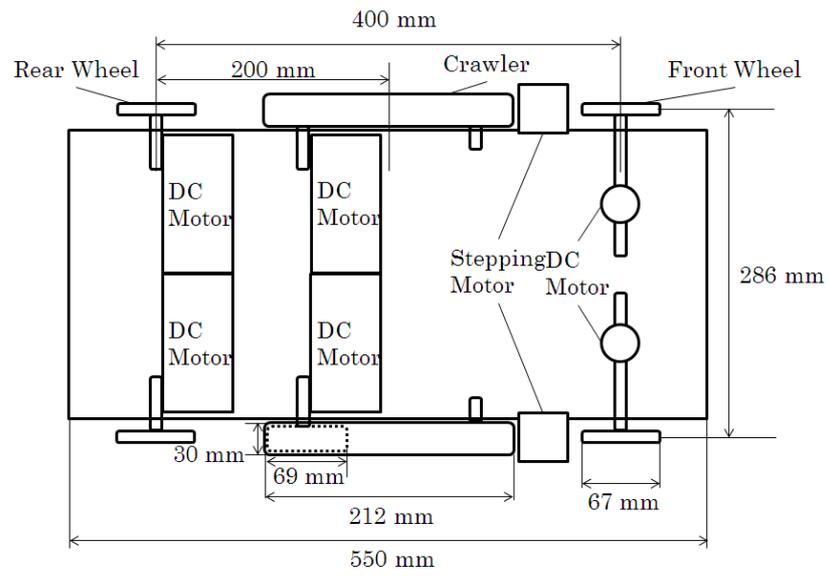
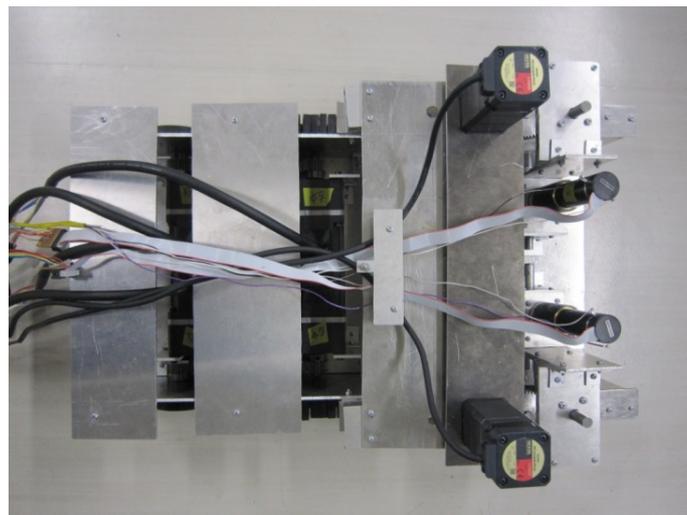
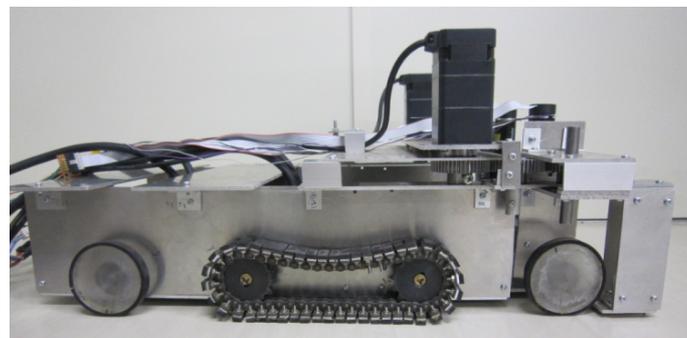


Fig. 2-15 Schematic view of model vehicle



(a) Top view



(b) Side view

Fig. 2-16 Photos of model vehicle

Table 2-1 Spec of motors and gear

BLE23AA100S-1	
Rated Capacity [W]	30
Rated Torque [N·m]	10
Starting Torque [N·m]	20
Motor Speed [rpm]	40
RE25 EBCLL 10W KL 2W	
Assigned Power Rating [W]	10
Nominal Voltage [V]	9
Max. Continuous Torque [N·m]	0.024
Stall Torque [N·m]	0.126
Motor Speed [rpm]	5230
gear GP32C 6.0NM 4ST KL	
Intermittently Permissible Torque [N·m]	6
Reduction	1:111
Max. Efficiency [%]	75
RK543AAPS25	
Holding Torque [N·m]	2.5
Rated Current [A/Phase]	0.75
Primary Step Angle [deg]	0.0288
Reduction	1:25
Allowable Torque [N·m]	2.5
Stall Torque [N·m]	6
Motor Speed [rpm]	120

NTEC 社製 PIO-16/16L PCI) を通してステッピングモータドライバ (オリエンタルモータ社製 RKD507-A) へ送られる。

本研究では車両の位置を車両に取り付けられたケーブルセンサを用いて計測する。ケーブルセンサは共和電業社製 DTP-5MDS および DTP-D-5KS を用いた。測定は以下の手順で行う。

1. ケーブルセンサを 2 つ実験フィールド上に設置し、これらから等距離の位置に車両の中心点に来るよう車両を設置する。このとき、ケーブルセンサ設置点同士を結んだ直線と車両の進行方向が直角となるよう設置する。
2. 設置終了後、走行実験を開始する。このときサンプリング周期ごとにケーブルセンサからの出力を記録する。本実験のサンプリング周期は 1 sec とした。
3. 時刻 t における各ケーブルセンサの出力から、ケーブルの長さを求める。

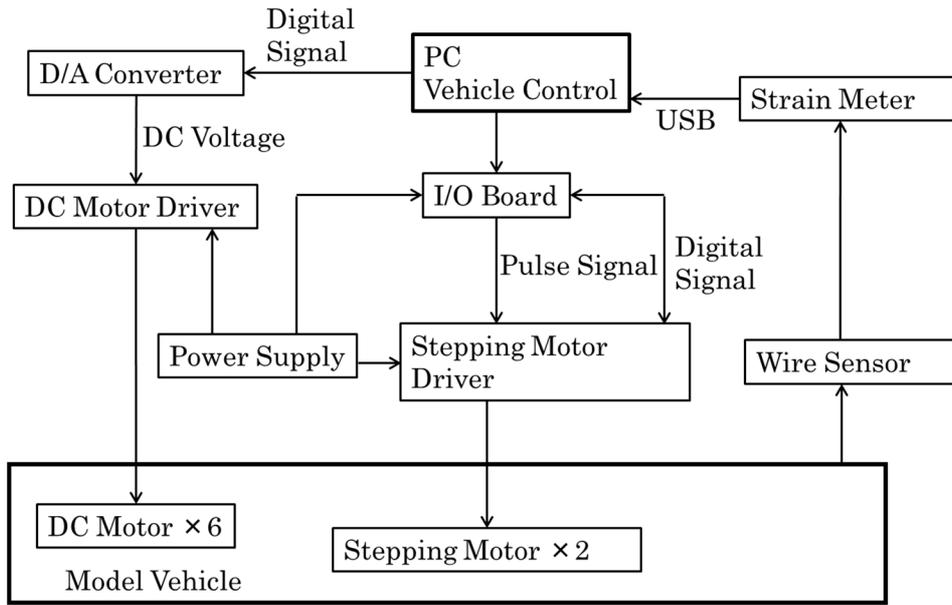


Fig. 2-17 Configuration of the experimental device

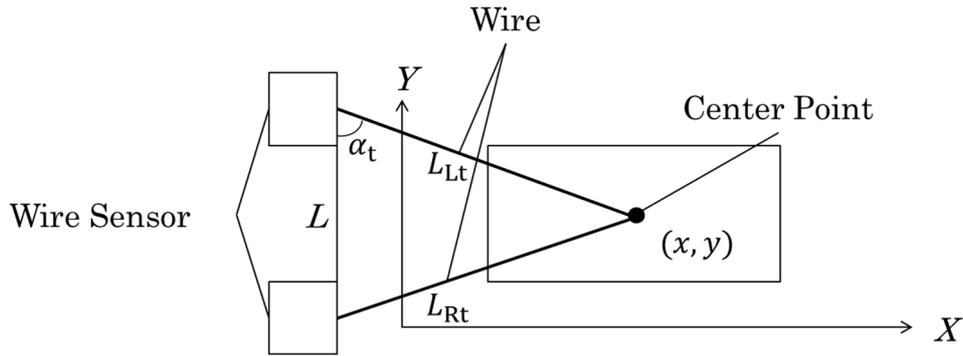


Fig. 2-18 Definition of wire length

4. Fig. 2-18 の角 α_t を次式を用いて算出する.

$$\alpha_t = \cos^{-1}\left(\frac{L_{Lt}^2 + L^2 - L_{Rt}^2}{2L_{Lt}L}\right) \quad (2.45)$$

5. 時刻 t における車両の位置 (x, y) を次式から算出する.

$$x_t = L_{Lt} \sin \alpha_t - L_{L0} \sin \alpha_0 \quad (2.46)$$

$$y_t = \frac{L}{2} - L_{Lt} \cos \alpha_t \quad (2.47)$$

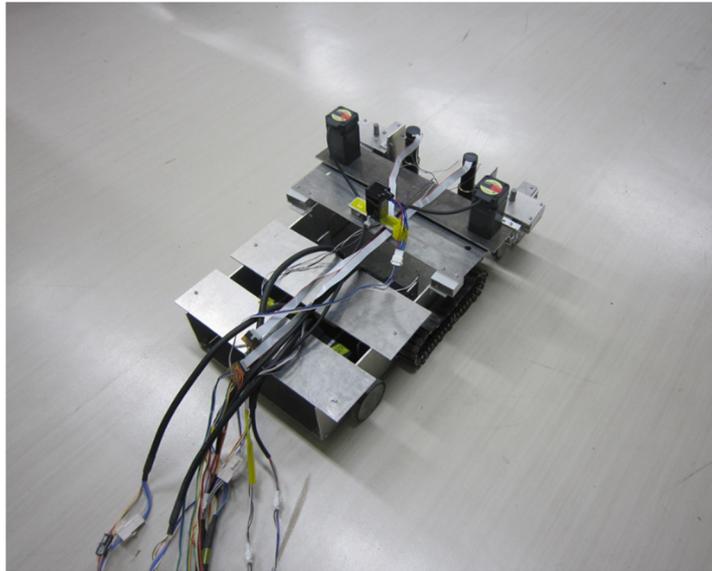


Fig. 2-19 Photo of test field

2.4.3 実験結果

最適操舵角度を求める式 (2.16) ないし式 (2.19), 最適駆動速度を求める式 (2.20) ないし式 (2.25) の妥当性を評価するため, 走行試験を行った. まず, 模型の走行性能を評価するため 1000 mm の直線経路での走行実験を行った. 次に, 旋回性能を評価するため, 2.3 節で設定した経路と同様の経路を用いて走行試験を行った. 本実験では旋回角 θ_{c_all} を 30 deg, 60 deg に設定した. このとき, 車両の中心点を原点に, 進行方向前向きを X 軸, 左手を Y 軸とし, 設定経路とケーブルセンサを用いて測定した走行経路と比較した. なお, 車両の速度制御はタイムステップ Δt を 0.1 sec として行い, 位置情報はサンプリング周期 1 sec で取得した. また, 本実験は通常の床をフィールドとした (Fig. 2-19 参照). 直線走行の実験結果を Fig. 2-20 に, 旋回実験の結果を Fig. 2-21 および Fig. 2-22 に示す.

Fig. 2-20 ないし Fig. 2-21 における横軸および縦軸は設定した絶対座標 X 軸および Y 軸である. Fig. 2-20 中の黒丸は設定到達地点, 黒線は設定経路, 四角点は実験到達点を示す. Fig. 2-21 および Fig. 2-22 において, 黒線は設定経路を示している. 赤線は (a) 最適パラメータを用いた旋回結果, 緑線は (b) 前輪操舵のみを用いた旋回結果を示す. また, 紫線は (c) 前輪操舵および履帯のスキッドステアを用いた旋回結果を, 水色線は (d) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回結果を示す.

Fig. 2-20 より, 車両は設定した到達点までほぼ正確に到達した. そのため, 車両の直進性能に問題ないことが分かる. Fig. 2-21 および Fig. 2-22 より, 本実験で求めた最適値を用いた旋回は, 他の旋回手法を用いた旋回よりも旋回性能が向上する結果が得られた. 一方, (d) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回では旋回することはできず, 結果的に直線となった. また, (b) 前輪操舵のみを用いた旋回はシミュレーションと同様に最適値を用いた旋回の半分ほどの旋回性能であった. (c) 前輪操舵および履帯のスキッドステアを併用した旋回では, (b) 前輪操舵のみを用いた旋回と比べ, わずかに旋回性能は良いが, ほぼ同程度の旋回能力で

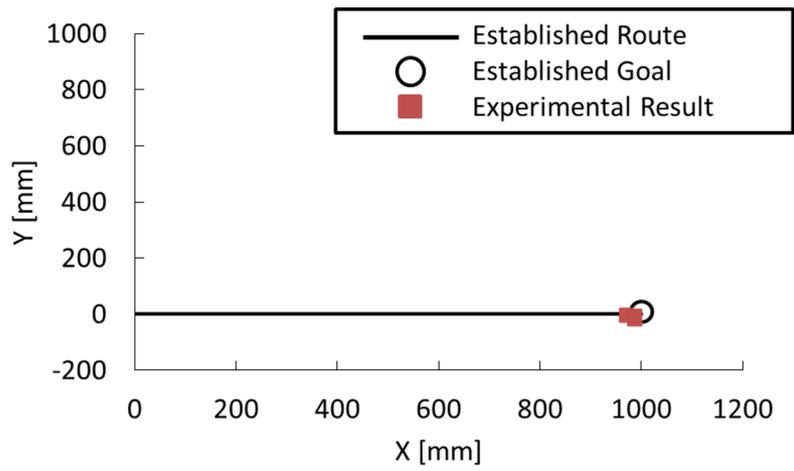


Fig.2-20 Experimental results (straight line)

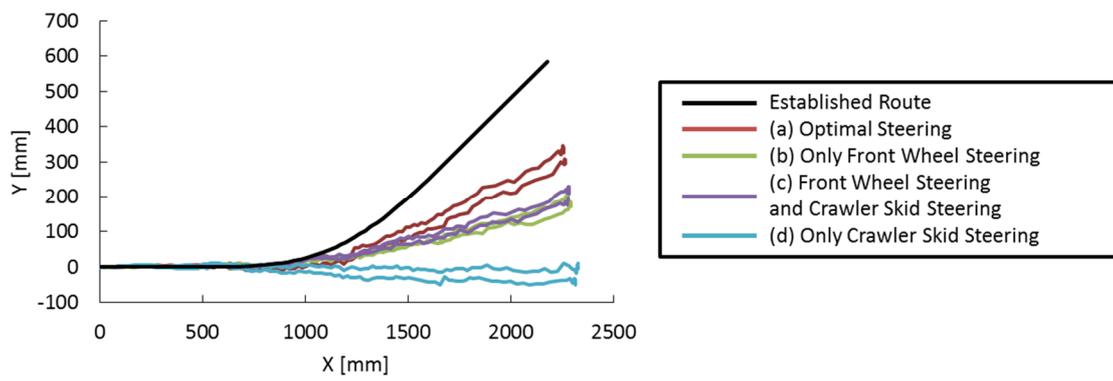


Fig. 2-21 Experimental results (clothoid pair for 30 deg)

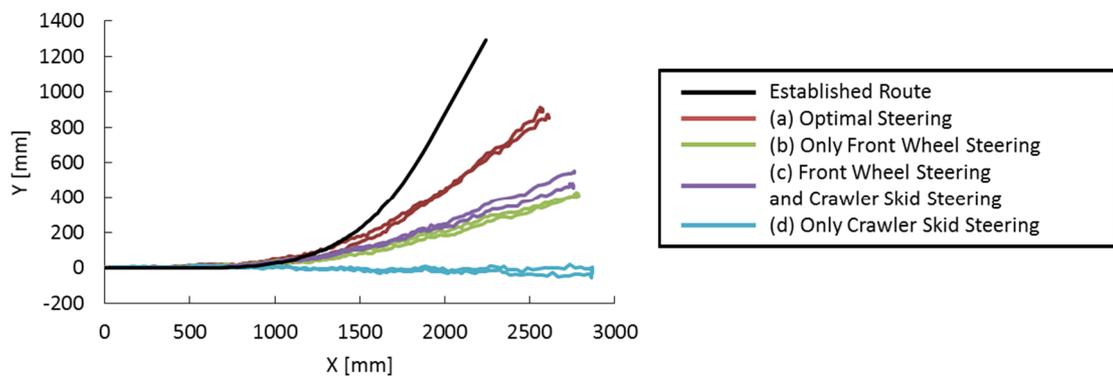
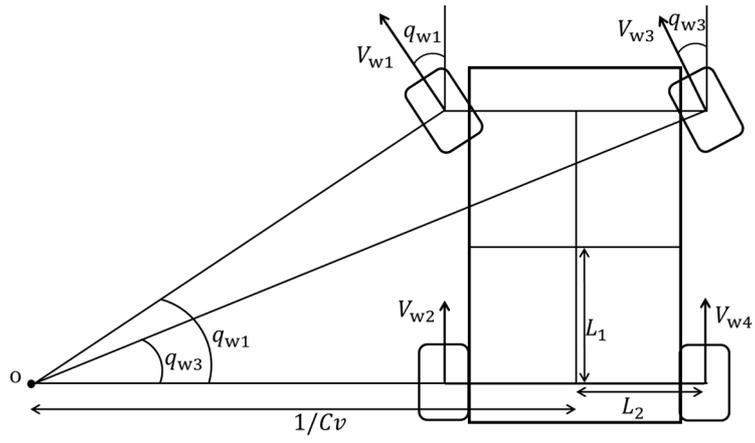


Fig. 2-22 Experimental results (clothoid for pair 60 deg)

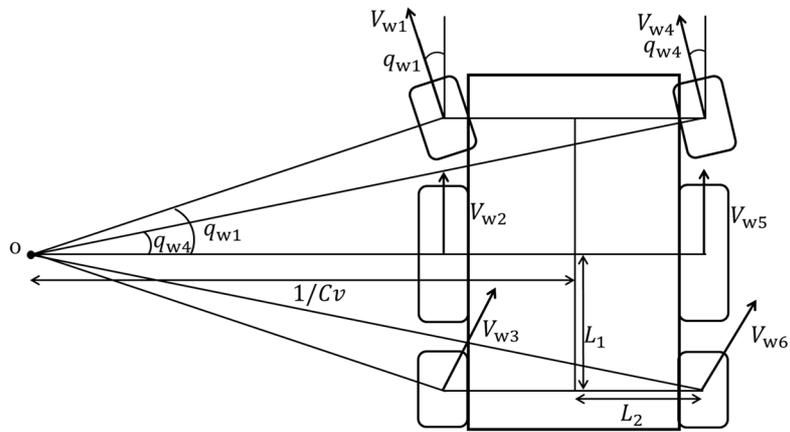
あった。しかし、(c) の旋回法では、走行中に一度左後輪のゴムが外れてしまった。これは履帯のスキッドステアによる旋回力と後輪の直進力のズレに起因して発生したと考えられる。また、前輪は操舵角を与えており、後輪と比べ旋回力があるため、負荷が少なく、そのためゴムは外れなかったと考えられる。したがって、後輪の負荷を減らすためには左右後輪に履帯のように速度差を与えるか、前輪に操舵角を与える必要がある。これら従来の旋回法の結果は第 1 章で述べた寺本らによる実機試験の結果⁸⁾と同様の傾向であり、今回の模型車両により得られる結果は実機試験での結果を検討する際に有効であるといえる。

しかし、(a) 最適値を用いた旋回において、車両到達点は目標地点から大きく旋回外側へ外れる。また、他の旋回手法の旋回結果においてもシミュレーション結果と比べる旋回性能が低下するという結果となった。この原因としては次のことが考えられる。通常の 4 輪車両の場合は旋回中心を後輪車軸の延長線上に設定している¹⁴⁾(Fig. 2-23 (a) 参照)。これによって全車輪の向きが実際の速度 v_{wi} の向きと一致し、余計な摩擦が生じないようにしている。しかし、本逆運動学モデルでは旋回を中心点を車両の中心軸上においている (Fig. 2-23 (b) 参照)。このため、後輪の向きと実際の速度の向きが一致せず、横方向に摩擦抵抗が生じている。また、履帯が長さを有しているために、履帯の各位置においても摩擦抵抗が生じる。これらが旋回抵抗になったと考えられる。また、左右の車輪および履帯には速度差を与えている。この速度差が左右車輪、履帯に互いに影響して進行方向に対しても滑りが生じ、指示通りの速度を発揮できていないため旋回性能が低下したと考えられる。

以上のことから、運動学を用いて導出した最適値によって旋回性能は向上すること、また、運動学から車両の旋回特性を考察できることが分かった。しかし、実際の車両の運動を正確に再現できておらず、車輪にかかる負荷なども表現できていない。したがって、正確に車両の運動をモデル化するためには各車輪および履帯にかかる力を解析する必要がある。



(a) Normal vehicle



(b) Triaxial vehicle

Fig. 2-23 Steering model

2.5 結言

本章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両における旋回性の向上を目指すことを目的とし、三軸車両のモデルを用いて運動学解析を行い、基礎運動方程式を導出した。この基礎運動方程式から得られた (a) 最適駆動速度および姿勢を用いた旋回法の旋回性能が従来の旋回性能と比べてどの程度向上するか定性的に評価するため、従来の旋回法も用いて走行シミュレーションを行い、比較した。本研究で用いた従来の旋回法は (b) 前輪操舵のみを用いた旋回、(c) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回、(d) 前輪操舵と履帯のスキッドステアを用いた旋回の 3 つの旋回法である。その結果、最適パラメータを用いた旋回では、従来の旋回法よりも大きく旋回性能が向上するという結論が得られた。

また、提案した運動学に基づいた方程式に対する旋回性能の向上を確認するため、模型車両を用いて走行実験を行った。その結果、(a) 提案した方程式から求めた最適駆動速度および操舵角度を用いた旋回法では、その他の旋回法である (b) 前輪操舵のみを用いた旋回、(c) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回、(d) 前輪操舵および履帯のスキッドステアを用いた旋回の 3 つの旋回法と比べ、旋回性能が向上することが確認された。また、これら他の旋回法の旋回性能は実機試験で得られた旋回性能と一致しており、最適パラメータを用いた旋回は実機においても同様の旋回性能が得られると推測された。

しかし、シミュレーション結果と実験結果は似た傾向を示したが、滑りや摩擦などの影響が再現できていなかったために走行経路は異なる結果を示した。また、本章では剛性地盤上で実験を行ったが、実際のフィールドである軟弱地盤上ではさらに大きな滑りや抵抗が発生し、運動が異なると考えられる。したがって、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能を正確に把握するためには、軟弱地盤上において各車輪、履帯に働く力を考慮してモデル化しなければならない。そこで、次章から軟弱地盤を想定した車輪、履帯に働く力を解析し、車両の運動に対するモデル化について検討する。

第3章

中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデル
による軟弱地盤上の走行特性解析

第 3 章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる軟弱

地盤上の走行特性解析

3.1 序言

第 2 章の結果から、運動学モデルを用いた旋回特性の解析が有効であることが確認されたが、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能をより正確に解析するには、実際のフィールドである軟弱地盤上で車両に働く力を考慮する必要があることがわかった。また、第 1 章でも述べたように、中間に履帯を有する車輪式移動車両を対象とした研究は見受けられず、走行性能は明らかになっていない。そのため、本研究では、まず軟弱地盤における中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を解析する。軟弱地盤上を走行する車両に働く力を考える際には、車輪と地盤および履帯と地盤との間の相互作用を考慮する必要がある。

本章では、はじめに、車両が走行する地盤の特性について記述する。次に、この特性を利用した車輪と地盤および履帯と地盤との相互作用について述べ、この相互作用を用いて中間に履帯を有する車輪式移動車両の力学モデルを提案する。続いて、車両の走行シミュレーションに用いる地盤パラメータの測定試験について述べる。さらに、模型車両を用いた走行実験を行い、車両の走行性能を実験的に検討する。そして、車両力学モデルを用いた走行シミュレーションを行い、実験結果と比較してモデルの妥当性を検証する。最後に、走行シミュレーションにより中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能の検討を行う。

3.2 土の物理的特性

本節では、車両支持力や駆動力・走行抵抗といった車両に働く力を求める際に必要な土の物理的特性について述べる。

3.2.1 圧縮変形^{29), 32)}

軟弱地盤は車両重量により圧縮され、その結果、車両の沈下が生じる。車輪下の垂直応力およびせん断応力は沈下量に依存するため、沈下量を知ることが必要である。沈下量と地盤支持力の関係は Fig. 3-1 に示すような荷重 W_p を平板に載荷して沈下量 s を測定する平板載荷試験により求められ、一般的に Bekker によって提案された次式で表される²⁹⁾。

$$p = ks^n \quad (3.1)$$

ここで、 p は平板下の垂直接地圧、 k および n は地盤定数を表す。さらに、Bekker は接地圧と平板の静的沈下量の関係を地盤の粘着力と内部摩擦力それぞれに依存する成分に分け、次式のように提案した²⁹⁾。

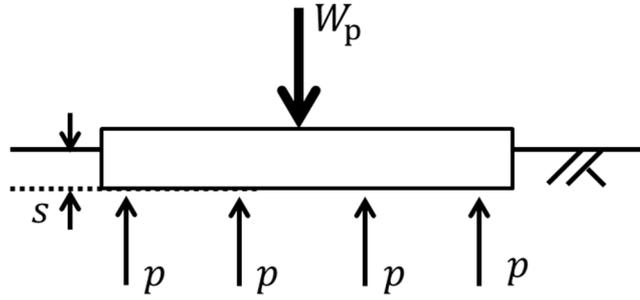


Fig. 3-1 Plate loading test

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) s^n \quad (3.2)$$

ここで、 k_c 、 k_ϕ は地盤定数、 b は平板の短辺長を表す。地盤定数は寸法の異なる 2 枚の平板を用いた平板載荷試験から求めることができる。さらに、Reece は式 (3.2) を次式のように発展した³²⁾。

$$p = (ck_c' + \gamma bk_\phi') \left(\frac{s}{b} \right)^n \quad (3.3)$$

ここで、 c は土の粘着力、 γ は地盤の単位体積重量、 k_c' 、 k_ϕ' は無次元量の地盤定数である。

3.2.2 せん断変形^{34), 57), 82)}

車両が軟弱地盤上で走行する際、地盤に対して滑りが生じる。この滑りに応じて、地盤はせん断変形し、せん断抵抗力が発生する。このせん断抵抗力が車輪や履帯の駆動力となる。地盤のせん断抵抗には最大値が存在し、垂直応力 σ と最大せん断抵抗 τ_{\max} の関係は Mohr-Coulomb の破壊基準則 (Fig. 3-2 参照) から次式のように得られる⁸²⁾。

$$\tau_{\max} = c + \sigma \tan \phi \quad (3.4)$$

ここで、 c は粘着力、 ϕ は内部摩擦角であり、これらの値は地盤材料によって異なる。柔らかい地盤では、せん断抵抗 τ はせん断距離の増加に伴って最大せん断抵抗 τ_{\max} に近似していく。ゆるく堆積した砂質土、軟弱な粘性土におけるせん断抵抗 τ は Janosi, Hamamoto らにより次式が提案されている³⁴⁾。

$$\tau = \tau_{\max} \{1 - \exp(-j/k_a)\} \quad (3.5)$$

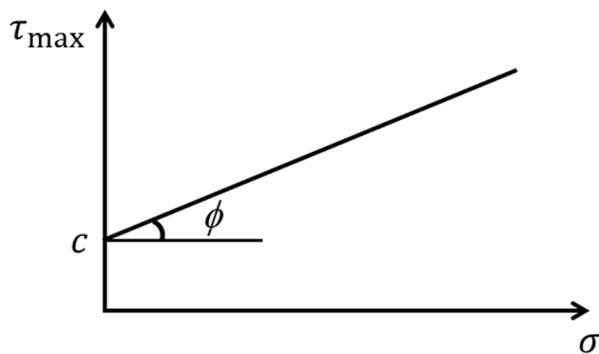


Fig. 3-2 Mohr-Coulomb yield criterion

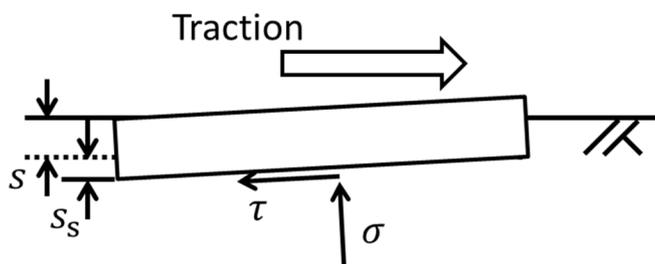


Fig. 3-3 Plate traction test

ここで、 j はせん断変位、 k_a は変形係数である。また、地盤はせん断に伴い、体積変化が発生する。室は動的な滑り沈下量 s_s の算出式として次式を提案している⁵⁷⁾。

$$s_s = c_0 \cdot \sigma^{c_1} \cdot j^{c_2} \quad (3.6)$$

ここで、 c_0 、 c_1 、 c_2 は地盤定数、 σ は垂直応力、 j はせん断変位であり、地盤や平板の材質によって異なるため Fig. 3-3 に示した平板や履帯モデルのけん引試験や一面せん断試験から決定する必要がある

3.3 地盤との相互作用に基づく車輪走行力学モデル

本節では、軟弱地盤上を走行する車輪の力学モデルについて述べる。なお、本研究では、車輪は剛体としてモデル化を行う。

3.3.1 滑り⁸³⁾

軟弱地盤上を走行する車輪および履帯と地盤の間には滑りが生じる。この滑りは車両の走行性能を検討する上で重要なパラメータである。滑りは車輪の回転速度と実際の移動速度

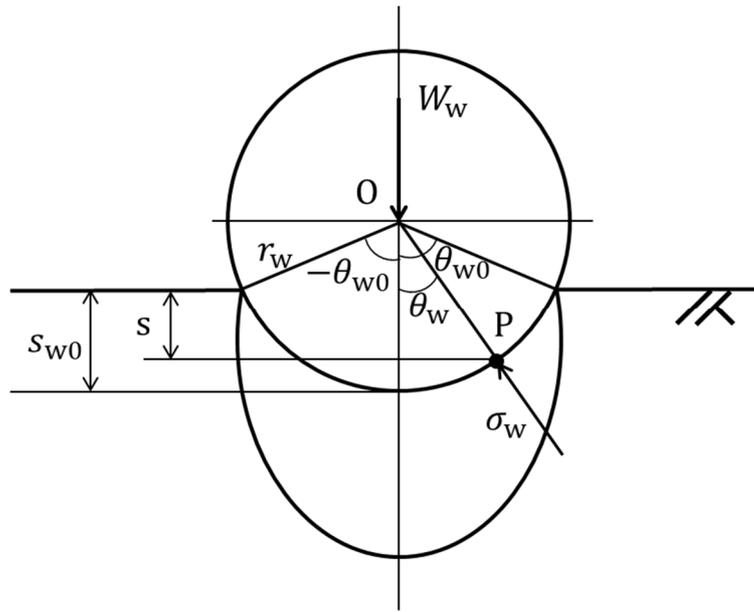


Fig. 3-4 Wheel static sinkage

の比であるスリップ率 i_d で表され、次式で定義される⁸³⁾。

$$i_d = \begin{cases} (r\omega - v)/r\omega & (r\omega > v: \text{driving}) \\ (r\omega - v)/v & (r\omega < v: \text{braking}) \end{cases} \quad (3.7)$$

ここで、 r は車輪半径、 ω は車輪回転速度、 v は実際の移動速度である。スリップ率が正のとき車輪は駆動状態にあり、負の時は制動状態にある。なお、スリップ率は-1から1の範囲において定義される。

3.3.2 車輪の静的沈下⁸³⁾

Fig. 3-4 は静止状態における軟弱地盤上の車輪の力学モデルである。軟弱地盤上で軸荷重 W_w の車輪が静止するとき、車輪は法線方向に作用する垂直応力を受ける。垂直応力は軸対称に作用し、車輪静止時は車輪前方と車輪後方の接地角は同じであるため、車輪水平方向の力の総和は0になる。

車輪接地部の任意の点Pにおける沈下量 s は、車輪径を r_w 、中心角を θ_w 、入射角を θ_{w0} とすると、幾何学的関係から次式で表される。

$$s = r_w (\cos \theta_w - \cos \theta_{w0}) \quad (3.8)$$

また、車軸中心下の沈下量 s_{w0} は式(3.8)に $\theta_w = 0$ を代入した次式で表される。

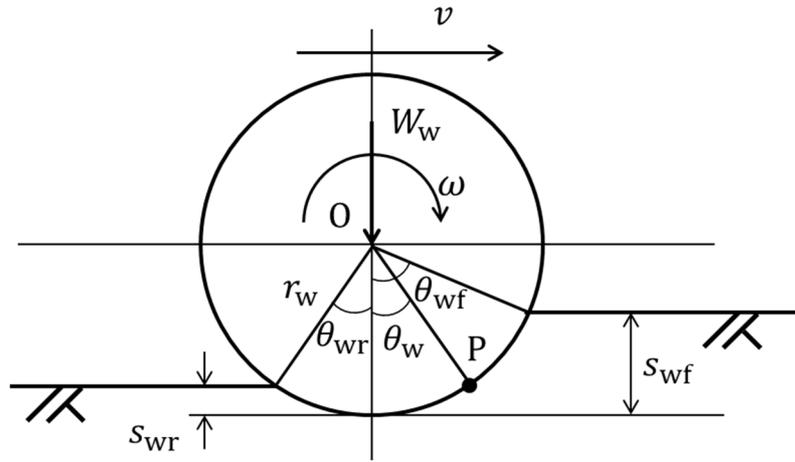


Fig. 3-5 Wheel sinkage under driving

$$s_{w0} = r_w(1 - \cos \theta_{w0}) \quad (3.9)$$

次に、車輪接地部の任意の点における垂直応力 $\sigma_w(\theta_w)$ は式 (3.9) を式 (3.1) に代入すると、次式のように表される。

$$\sigma_w(\theta_w) = kr_w^n (\cos \theta_w - \cos \theta_{w0})^n \quad (3.10)$$

軸荷重 W_w は垂直応力 $\sigma_w(\theta_w)$ の鉛直方向成分を接地面で積分した値と等しいため、車輪幅を B_w とすると次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} W_w &= B_w r_w \int_{-\theta_{w0}}^{\theta_{w0}} \sigma_w(\theta_w) \cos \theta_w d\theta_w \\ &= B_w r_w \int_{-\theta_{w0}}^{\theta_{w0}} kr_w^n (\cos \theta_w - \cos \theta_{w0})^n \cos \theta_w d\theta_w \\ &= B_w kr_w^{n+1} \int_{-\theta_{w0}}^{\theta_{w0}} (\cos \theta_w - \cos \theta_{w0})^n \cos \theta_w d\theta_w \end{aligned} \quad (3.11)$$

θ_{w0} は式 (3.11) を二分法により繰り返し計算することで得られる。

3.3.3 車輪の入射角・離脱角^{46), 83)}

Fig. 3-5 は駆動状態における車輪の沈下モデルである。軟弱地盤上を車輪が走行する際、車輪は沈下により地盤を押し固めながら走行する。このとき、車輪前方と地盤との接触角 θ_{wf} は入射角と呼ばれ、沈下量 s_{wf} との関係は式 (3.9) と同様に次式で表される。

$$s_{wf} = r_w(1 - \cos \theta_{wf}) \quad (3.12)$$

また，車輪が通過した後，軸荷重から解放された地盤は膨らむことがある．このときのリバウンド量 s_{wr} は，車輪後方と地盤との接触角である離脱角 θ_{wr} によって，幾何学的に求められる．

$$s_{wr} = r_w(1 - \cos \theta_{wr}) \quad (3.13)$$

スリップ率が小さい場合，地盤は膨らまないとして $s_{wr} \approx 0$ とする研究³¹⁾や車輪後方の地盤変形量は前方の地盤変形量との体積比 λ で表せるとする研究⁴⁶⁾が報告されている．本研究では，後述する模型車両を用いた走行実験において地盤のリバウンドが見られたため，リバウンド量 s_{wr} を車輪前方の地盤変形量との体積比 λ を用いた次式で表すことにする．

$$s_{wr} = \lambda s_{wf} \quad (3.14)$$

3.3.4 車輪の動的沈下⁸³⁾

地盤と平板との間で摩擦試験を行ったとき，地盤は土粒子のせん断に伴って体積が変化する．このときの滑り沈下量 s_s は次式によって表される (式 (3.6) を再掲)．

$$s_s = c_0 \cdot \sigma^{c_1} \cdot j^{c_2} \quad (3.6)$$

車輪接地部の任意の点 P における動的沈下量 s_s を求めるためには，その点における土のスリップ量 j_s を算出しなければならない．車輪と地盤の接地開始点での時刻を 0 とし，点 P まで回転した時刻を t とおくと，点 P までの車輪の移動量 P_x は，

$$P_x = r_w(\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w) = vt = \begin{cases} (1 - i_d)r_w \omega t & (i_d \geq 0) \\ \frac{1}{1 + i_d} r_w \omega t & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.15)$$

と表せる．この式より，時刻 t は，

$$t = \begin{cases} \frac{(\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w)}{(1 - i_d)\omega} & (i_d \geq 0) \\ \frac{(1 + i_d)(\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w)}{\omega} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.16)$$

となる。したがって、点Pにおける土のスリップ量 $j_s(\theta_w)$ は次式で表される。

$$j_s(\theta_w) = \begin{cases} \frac{i_d r_w \omega}{1+i_d} r_w \omega & \\ -\frac{i_d}{1+i_d} r_w \omega & \end{cases} = \begin{cases} \frac{i_d}{1-i_d} r_w (\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w) & (i_d \geq 0) \\ -i_d r_w (\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w) & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.17)$$

車輪が通過しきった地点における土のスリップ量 j_s は、

$$j_s = \begin{cases} \frac{i_d r_w \omega}{1+i_d} r_w \omega & \\ -\frac{i_d}{1+i_d} r_w \omega & \end{cases} = \begin{cases} \frac{i_d}{1-i_d} r_w (\sin \theta_{wf} + \sin \theta_{wr}) & (i_d \geq 0) \\ -i_d r_w (\sin \theta_{wf} + \sin \theta_{wr}) & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.18)$$

と求められるため、車輪の滑り沈下量 s_{sw} は車輪が通過する時刻を等分する各時刻に対応する θ_n における垂直応力 $\sigma_w(\theta_w)$ の鉛直方向成分を式 (3.6) に代入して求めることができる⁸³⁾。

$$s_{sw} = c_0 \sum_{m=1}^M \{ \sigma_w(\theta_n) \cos \theta_n \}^{c_1} \cdot \left\{ \left(\frac{m}{M} j_s \right)^{c_2} - \left(\frac{m-1}{M} j_s \right)^{c_2} \right\} \quad (3.19)$$

ただし、 θ_n は次式で与えられる。

$$\theta_n = \frac{m}{M} (\theta_{wf} + \theta_{wr}) \quad (3.20)$$

車輪の総沈下量 s_{wf} は静的沈下量 s_{w0} と動的沈下量 s_{sw} の和で表される。

$$s_{wf} = s_{w0} + s_{sw} \quad (3.21)$$

3.3.5 車輪の垂直応力モデル^{31), 84), 85), 86)}

軟弱地盤に荷重がかかるとき、式 (3.1) に表されるように沈下量に応じて応力分布が決まる。しかし、軟弱地盤上で車輪が回転しているとき、Fig. 3-6 に示すように車輪下の応力分布は最大垂直応力のかかる位置が車輪前方にずれることが報告されている⁸⁴⁾。そのため、垂直応力が最大となるときの中心角 θ_m を境界として、前方と後方とで領域を分割して応力分布を計算しなければならない。式 (3.1) の Bekker モデルを用いると、応力分布は式 (3.22) のようになる。

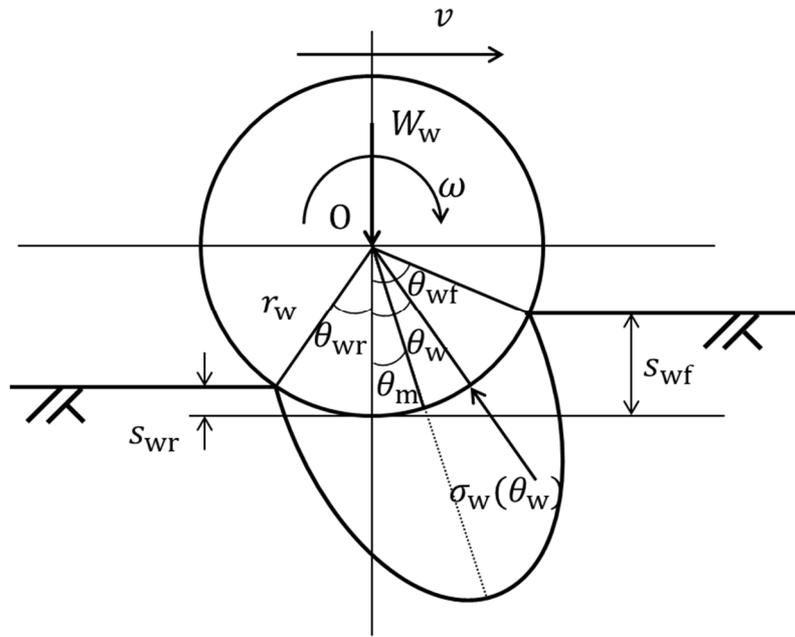


Fig. 3-6 Normal stress beneath wheel

$$\sigma_w(\theta_w) = \begin{cases} \theta_m \leq \theta_w \leq \theta_{wf} \\ r_w^n k (\cos \theta_w - \cos \theta_{wf})^n \\ -\theta_{wr} \leq \theta_w \leq \theta_m \\ r_w^n k \left(\cos \left\{ \theta_{wf} - \frac{\theta_w - \theta_{wr}}{\theta_m - \theta_{wr}} (\theta_{wf} - \theta_m) \right\} - \cos \theta_{wf} \right)^n \end{cases} \quad (3.22)$$

応力は最大垂直応力発生角 θ_m の前後で対称的に変化すると仮定している。また、 θ_m は次式で求まる⁸⁵⁾。

$$\theta_m = (a_0 + a_1 \cdot i_d) \theta_{wf} \quad (3.23)$$

ここで、 a_0 および a_1 は定数であり、一般的に $a_0 \approx 0.4$ 、 $0 \leq a_1 \leq 0.3$ とされる³¹⁾。笈田らは θ_m を次式のように表している⁸⁶⁾。

$$\theta_m = (\theta_{wf} + \theta_{wr}) / 2 \quad (3.24)$$

3.3.6 車輪のせん断応力モデル^{34), 83), 87)}

車輪が軟弱地盤上を走行するとき、地盤には車輪の回転に伴って車輪接線方向にせん断変形が発生する。このときのせん断変形に対するせん断抵抗力が車輪の駆動力となる (Fig. 3-7

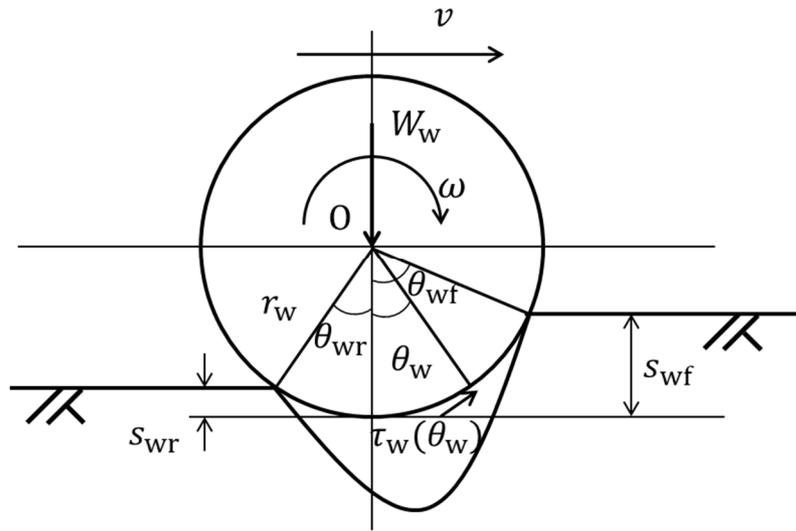


Fig. 3-7 Shear stress beneath wheel

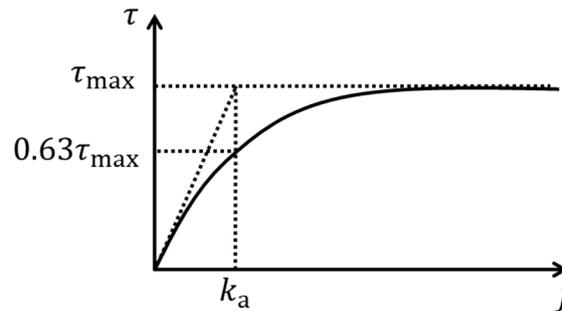


Fig. 3-8 Relationship between shear stress and shear displacement

参照). せん断抵抗は瞬時に最大値になるのではなく、車輪と地盤との間の相対スリップ量 j に応じて発揮される。ゆるく堆積した砂質土や正規圧密粘土では、せん断抵抗力は Fig. 3-8 のように地盤の水平変位量の増加とともに最大値に漸近する。この関係は次式でモデル化されている (式 (3.5) を再掲)。

$$\tau = \tau_{\max} \{1 - \exp(-j/k_a)\} \quad (3.5)$$

変形係数 k_a は Fig. 3-8 に示すように τ_{\max} の線と原点で曲線に引いた接線との交点の変位量、あるいは τ_{\max} の 0.63 倍のときの変位量として得られる⁸⁷⁾。

車輪下のせん断抵抗 $\tau_w(\theta_w)$ は式 (3.4) を式 (3.5) に代入することにより、車輪中心角 θ_w の関数として次式のように表される。

$$\tau_w(\theta_w) = (c + \sigma_w(\theta_w) \tan \phi) \{1 - \exp(-j(\theta_w)/k_a)\} \quad (3.25)$$

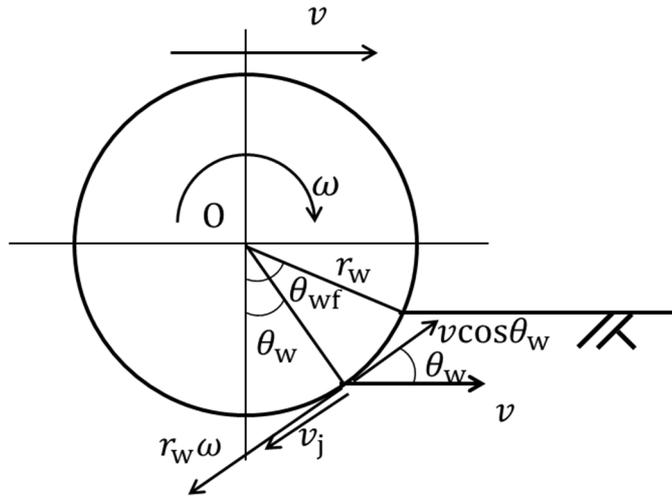


Fig. 3-9 Soil slip velocity along wheel circumference

なお, $i_d < 0$ の制動状態では, せん断応力 $\tau_w(\theta_w)$ は次式となる.

$$\tau_w(\theta_w) = -(c + \sigma_w(\theta_w) \tan \phi) \{1 - \exp(j(\theta_w)/k_a)\} \quad (3.26)$$

したがって, 車輪下のせん断応力 $\tau_w(\theta_w)$ を計算するためには, 車輪表面に沿った地盤のスリップ量 $j(\theta_w)$ を求める必要がある. スリップ量 $j(\theta_w)$ は土のスリップ速度 v_j を入射角 θ_{wf} から中心角 θ_w まで積分した値である. スリップ速度 v_j は Fig. 3-9 より車輪の接線方向の速度差から次式で求められる.

$$v_j = r_w \omega - v \cos \theta = \begin{cases} r_w \omega \{1 - (1 - i_d) \cos \theta_w\} & (i_d \geq 0) \\ r_w \omega \left(1 - \frac{1}{1 + i_d} \cos \theta_w\right) & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.27)$$

したがって, スリップ量 $j(\theta_w)$ は次式のように表される.

$$\begin{aligned} j(\theta_w) &= \int_0^t v_j dt \\ &= \int_{\theta_w}^{\theta_{wf}} v_j \frac{1}{\omega} d\theta_w \\ &= \begin{cases} r_w \{(\theta_{wf} - \theta_w) - (1 - i_d)(\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w)\} & (i_d \geq 0) \\ r_w \{(\theta_{wf} - \theta_w) - \frac{1}{1 + i_d}(\sin \theta_{wf} - \sin \theta_w)\} & (i_d < 0) \end{cases} \end{aligned} \quad (3.28)$$

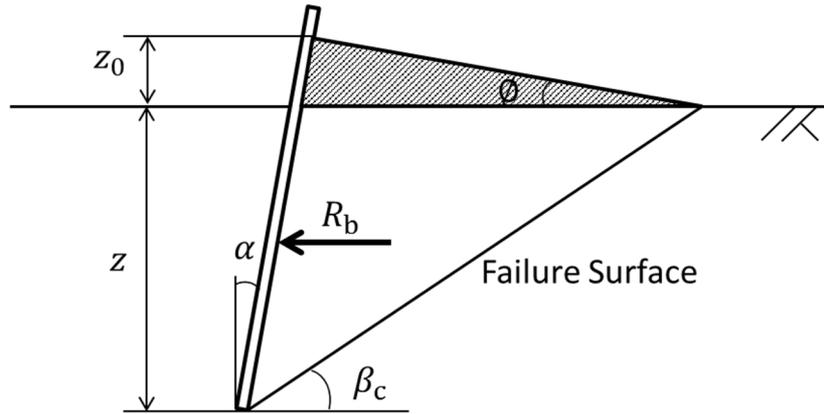


Fig. 3-10 Bulldozing resistance estimation

3.3.7 車輪走行抵抗^{64), 83), 88)}

車輪の走行抵抗は締固め抵抗と排土抵抗に分けることができる。締固め抵抗は荷重により車輪下の地盤を沈下させ、締め固める仕事量と等しい。つまり、地盤の反力に対して轍分の深さを締め固める仕事量が締固め抵抗 R_w と等しいとすると、締固め抵抗 R_w は式(3.1)より次式で表される⁸³⁾。

$$\begin{aligned}
 R_w &= B_w \int_0^{s_{wf} - s_{wr}} k s^n ds \\
 &= \frac{B_w}{n+1} k (s_{wf} - s_{wr})^{n+1}
 \end{aligned}
 \tag{3.29}$$

一方、排土抵抗は車輪が沈下しながら走行するとき、土を車輪前方に押す作用の抵抗である。この作用は沈下量が大きいつき顕著に現れる。排土抵抗は土の受働土圧の水平成分に相当すると考えられている。排土抵抗を推定する1つの方法がHegedusにより提唱されている⁶⁴⁾。HegedusはFig. 3-10に示すように土中の板が右方向に移動するとき、土は直線状に破壊され、土は図中斜線部のように前方に盛り上がり仮定した。土の内部摩擦角 ϕ が土の安息角に等しいとすると、排土抵抗 R_b は力の釣り合いから次式のように求められる。

$$R_b(z) = \frac{\cot \beta_c + \tan(\beta_c + \phi)}{1 - \tan \alpha \tan(\beta_c + \phi)} \left[zc + \frac{1}{2} \gamma z^2 \left\{ (\cot \beta_c - \tan \alpha) + \frac{(\cot \beta_c - \tan \alpha)^2}{\tan \alpha + \cot \phi} \right\} \right]
 \tag{3.30}$$

ここで、 c は土の粘着力、 γ は土の単位体積重量、 β_c は地表面と破壊面のなす角、 α は接近角である。式(3.30)に $z = s_{wf}$ を代入することにより、車輪の排土抵抗 R_{bw} が算出できる。なお、土の盛り上がり高さ z_0 は幾何学的に次式のように求められる。

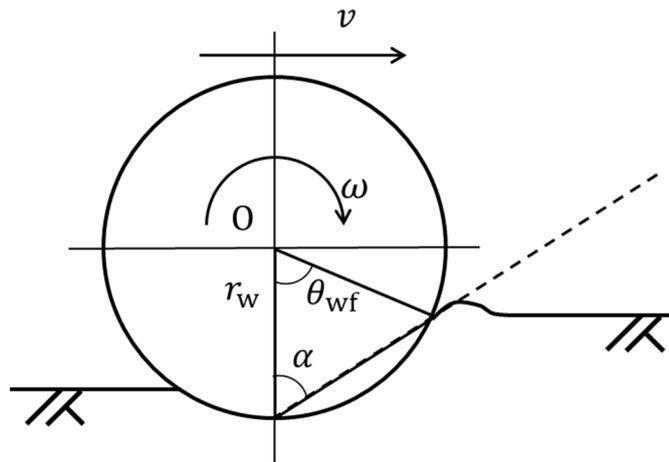


Fig. 3-11 Bulldozing by wheel

$$z_0 = \frac{z(\cot \beta_c - \tan \alpha)}{\tan \alpha + \cot \phi} \quad (3.31)$$

β_c は Bekker により次式が提案されている⁸⁸⁾.

$$\beta_c = \frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2} \quad (3.32)$$

また、接近角 α は Fig. 3-11 より幾何学的に次式のように求まる.

$$\alpha = \frac{\pi - \theta_{wf}}{2} \quad (3.33)$$

ただし、 $0 < \theta_{wf} < \pi/2$ であるため、 $\pi/4 < \alpha < \pi/2$ である.

3.3.8 車輪に働く力^{83), 86)}

軟弱地盤上を走行する車輪に働く垂直抗力は垂直応力およびせん断応力の鉛直成分を車輪接地面で積分した値であるため次の等式が成り立つ.

$$W_w = B_w r_w \int_{-\theta_{wr}}^{\theta_{wf}} (\sigma_w(\theta_w) \cos \theta_w + \tau_w(\theta_w) \sin \theta_w) d\theta_w \quad (3.34)$$

また、車輪駆動トルク Q_w はせん断応力を車輪接地面で積分した値と車輪径の積であるため次式のように表される.

$$Q_w = B_w r_w^2 \int_{-\theta_{wr}}^{\theta_{wf}} \tau_w(\theta_w) d\theta_w \quad (3.35)$$

車輪駆動力 T_w はせん断応力の水平成分の総和であるため次式のように与えられる。

$$T_w = B_w r_w \int_{-\theta_{wr}}^{\theta_{wf}} \tau_w(\theta_w) \cos \theta_w d\theta_w \quad (3.36)$$

車輪のけん引力 F_w は車輪駆動力 T_w と車輪走行抵抗 R_w , R_{bw} の差から次式で求められる。

$$F_w = T_w - (R_w + R_{bw}) \quad (3.37)$$

3.4 地盤との相互作用に基づく履帯走行力学モデル

本節では、軟弱地盤上を走行する履帯の力学モデルについて述べる。なお、本研究では、履帯は剛性履帯とする。

3.4.1 履帯の静的沈下⁸⁹⁾

軟弱地盤上で履帯が静止しているとき、車両重心の偏心率 e に応じて履帯にはピッチ角 θ_{10} が発生し、前輪アイドラが接地している場合 (Fig. 3-12 参照) と前輪アイドラが地盤から浮いている場合 (Fig. 3-13 参照) に分けられる。車両は前輪アイドラの静的沈下量 s_{cf0} , 後輪スプロケットの静的沈下量 s_{cr0} で傾斜する。このとき、ピッチ角 θ_{10} と前輪アイドラの静的沈下量 s_{cf0} , 後輪スプロケットの静的沈下量 s_{cr0} の関係は幾何学的に次式で与えられる。

$$\theta_{10} = \tan^{-1} \left(\frac{s_{cr0} - s_{cf0}}{D} \right) \quad (3.38)$$

ここで、 D は履帯長である。ただし、偏心率が 0 のとき、ピッチ角も 0 となり、 $s_{cf0} = s_{cr0}$ である。なお、各静的沈下量 s_{cf0} , s_{cr0} は地盤表面と履帯までの履帯垂直方向の距離である。

Fig.3-12 に示すような前輪アイドラが接地している場合の履帯主要部 AB について考える。全長 D の履帯前部 A 点からの距離における静的沈下量 $s_{c0}(X_c)$ は、次式のように直線式から求められる。

$$s_{c0}(X_c) = s_{cf0} + (s_{cr0} - s_{cf0}) \frac{X_c}{D} \quad (3.39)$$

したがって、履帯下の接地圧分布は式 (3.1) より次式のように表される。

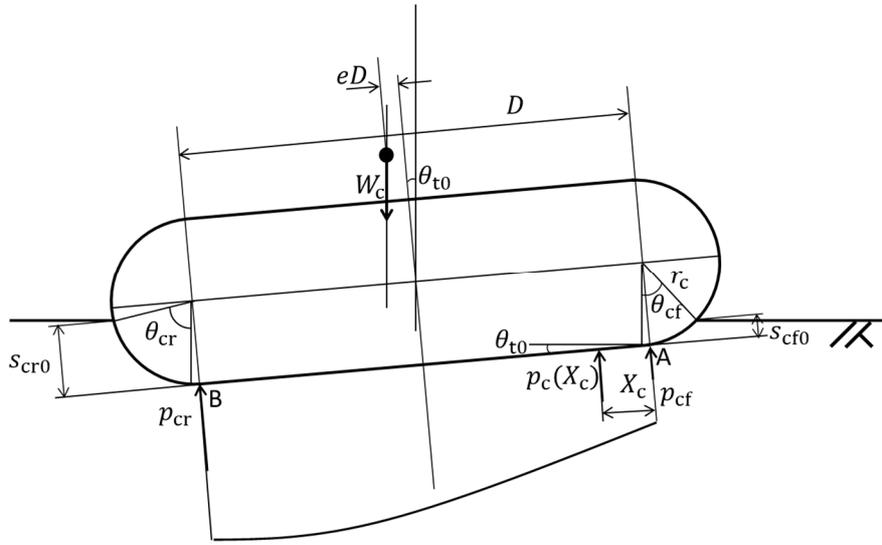


Fig. 3-12 Crawler static sinkage ($s_{cf0} \geq 0$)

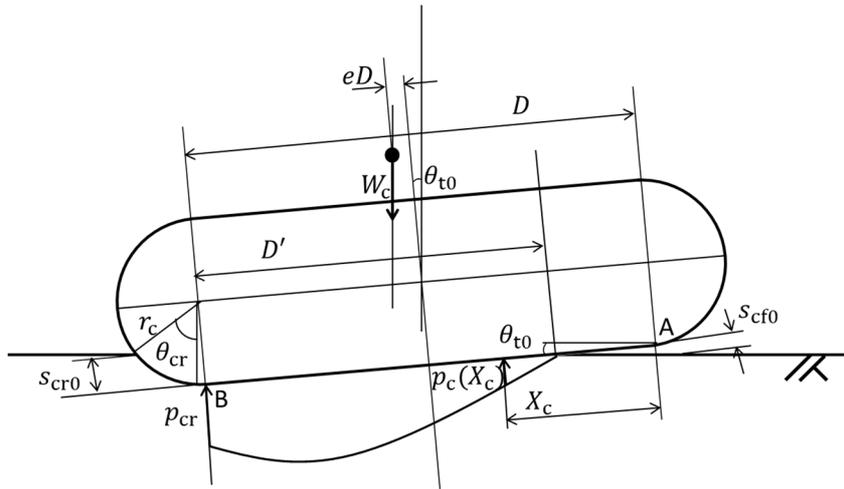


Fig. 3-13 Crawler static sinkage ($s_{cf0} < 0$)

$$p_c(X_c) = k\{s_{c0}(X_c)\}^n \quad (3.40)$$

よって、履帯幅を B_c 、履帯重量を W_c とすると、履帯垂直方向の力の釣り合いより次式が成立する。

$$\begin{aligned} W_c \cos \theta_{t0} &= B_c \int_0^D p_c(X_c) dX_c \\ &= B_c \int_0^D k \left\{ s_{cf0} + (s_{cr0} - s_{cf0}) \frac{X_c}{D} \right\}^n dX_c \\ &= \frac{B_c k D}{n+1} \cdot \frac{s_{cr0}^{n+1} - s_{cf0}^{n+1}}{s_{cr0} - s_{cf0}} \end{aligned} \quad (3.41)$$

また、A 点を中心とするモーメントの釣り合いより次式が求まる。

$$\begin{aligned}
 W_c \cos \theta_{i0} \cdot \left(\frac{1}{2} + e\right)D &= B_c \int_0^D p_c(X_c) X_c dX_c \\
 &= B_c k \int_0^D X_c \left\{ s_{cf0} + (s_{cr0} - s_{cf0}) \frac{X_c}{D} \right\}^n dX_c \\
 &= \frac{B_c k D^2}{(n+1)(s_{cr0} - s_{cf0})} \left\{ s_{cr0}^{n+1} - \frac{s_{cr0}^{n+2} - s_{cf0}^{n+2}}{(n+2)(s_{cr0} - s_{cf0})} \right\}
 \end{aligned} \tag{3.42}$$

式 (3.41) および式 (3.42) から前輪アイドラの静的沈下量 s_{cf0} 、後輪スプロケットの静的沈下量 s_{cr0} が二分法によって得られ、式 (3.38) からピッチ角 θ_{i0} が計算できる。実際は、前輪アイドラと後輪スプロケットにも荷重がかかっているため、式 (3.11) を用いて前輪アイドラは入射角 θ_{cf} からピッチ角 $-\theta_{i0}$ の範囲、後輪スプロケットはピッチ角 θ_{i0} から離脱角 $-\theta_{cr}$ の範囲について支持力を算出する必要がある。

次に、Fig. 3-13 に示すような前輪アイドラが地盤から浮いている場合について考える。履帯の接地長さを D' とすると、式 (3.39) より D' は次式のように表される。

$$D' = \frac{s_{cr0}}{s_{cr0} - s_{cf0}} D \tag{3.43}$$

履帯に働く力は履帯接地面積の総和となるため、履帯垂直方向の力の釣り合いは D から $D - D'$ の範囲で次式のように求めることができる。

$$\begin{aligned}
 W_c \cos \theta_{i0} &= B_c \int_{D-D'}^D p_c(X_c) dX_c \\
 &= B_c k \int_{D-D'}^D \left\{ s_{cf0} + (s_{cr0} - s_{cf0}) \frac{X_c}{D} \right\}^n dX_c \\
 &= \frac{B_c k D s_{cr0}^{n+1}}{(n+1)(s_{cr0} - s_{cf0})}
 \end{aligned} \tag{3.44}$$

また同様に、A 点を中心とするモーメントの釣り合いより次式が求まる。

$$\begin{aligned}
 W_c \cos \theta_{i0} \cdot \left(\frac{1}{2} + e\right)D &= B_c \int_{D-D'}^D p_c(X_c) X_c dX_c \\
 &= B_c k \int_{D-D'}^D X_c \left\{ s_{cf0} + (s_{cr0} - s_{cf0}) \frac{X_c}{D} \right\}^n dX_c \\
 &= \frac{B_c k D^2}{(n+1)(s_{cr0} - s_{cf0})} \left\{ s_{cr0}^{n+1} - \frac{s_{cr0}^{n+2} - s_{cf0}^{n+2}}{(n+2)(s_{cr0} - s_{cf0})} \right\}
 \end{aligned} \tag{3.45}$$

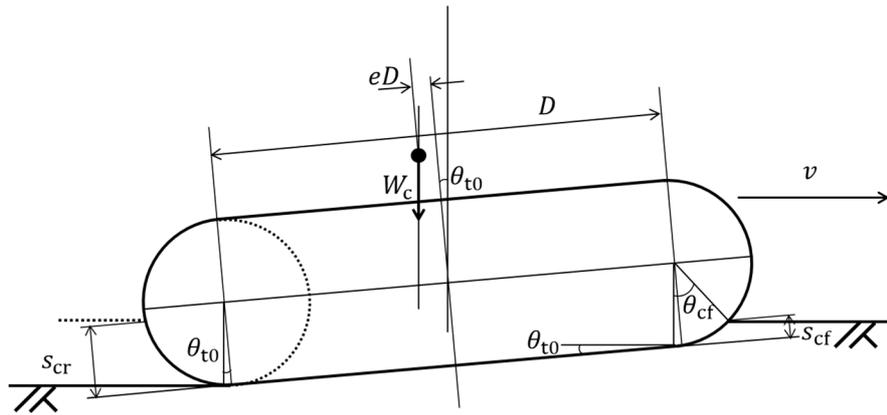


Fig. 3-14 Crawler sinkage

以上の式を二分法により解くことで、前輪アイドラの静的沈下量 s_{c0} 、後輪スプロケットの静的沈下量 s_{cf} 、ピッチ角 θ_{t0} が求められる。

3.4.2 履帯の入射角・離脱角⁸⁹⁾

剛性履帯が軟弱地盤上を走行するとき、Fig. 3-14 のように車輪と同じく締固めを行いながら走行する。このとき、入射角 θ_{cf} と沈下量 s_{cf} との関係は幾何学的に次式で表せる。

$$s_{cf} = r_c \left(1 - \frac{\cos \theta_{cf}}{\cos \theta_{t0}}\right) \quad (3.46)$$

また、履帯通過後の荷重除荷によるリバウンドが微小であるとするとき離脱角 θ_{cr} はピッチ角 θ_{t0} と等しくなる。

$$\theta_{cr} = \theta_{t0} \quad (3.47)$$

3.4.3 履帯の動的沈下⁸⁹⁾

前輪アイドラにおける滑り沈下量 s_{scf} は車輪と同様、式 (3.6) に前輪アイドラの接地圧 $p_{cf}(\theta_c)$ と土のスリップ量 j_{scf} を代入することで求まる。土のスリップ量 j_{scf} は式 (3.18) において離脱角が 0 のときであるため、

$$j_{scf} = \begin{cases} i_d r_c \omega \\ -\frac{i_d}{1+i_d} r_c \omega \end{cases} = \begin{cases} \frac{i_d}{1-i_d} r_c \sin \theta_{cf} & (i_d \geq 0) \\ -i_d r_c \sin \theta_{cf} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.48)$$

となる。したがって、前輪アイドラの滑り沈下量 s_{scf} は次式となる⁸³⁾。

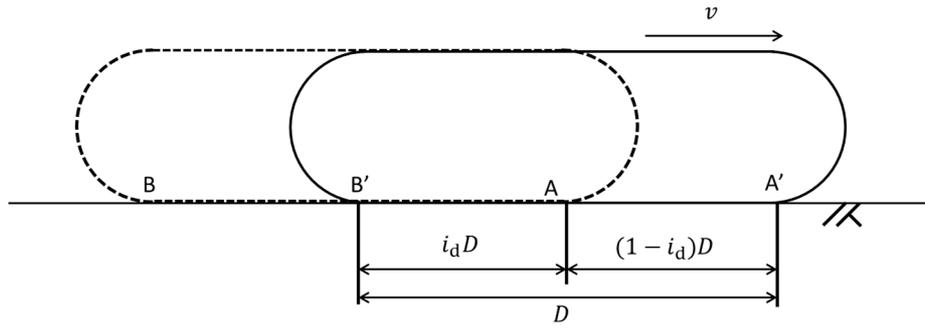


Fig. 3-15 slip amount of crawler (driving)

$$s_{scf} = c_0 \sum_{n'=1}^{N'} \{p_{cf}(\theta_{n'}) \cos \theta_{n'}\}^{c_1} \cdot \left\{ \left(\frac{n'}{N'} j_{scf} \right)^{c_2} - \left(\frac{n'-1}{N'} j_{scf} \right)^{c_2} \right\} \quad (3.49)$$

ただし、 $\theta_{n'}$ は次式で与えられる。

$$\theta_{n'} = \theta_{cf} \left(1 - \frac{n'}{N'} \right) \quad (3.50)$$

次に、後輪スプロケットの滑り沈下量 s_{scr} は、式 (3.6) に履帯主要部の接地圧 $p_c(X_c)$ と土のスリップ量 j_{scr} を代入することで求まる。スリップ量 j_{scr} はスリップ率 i_d の関数であり、履帯主要部のスリップ率は車輪のスリップ率と同様に式 (3.7) で定義される。しかし、履帯が偏心しているとき、履帯の傾きにより履帯平行方向の実際の変化るためスリップ率は式 (3.7) をそのまま用いることができない。そこで、履帯が傾いている時のスリップ率 i_d' はピッチ角 θ_{t0} を用いて次式のように定義する。

$$i_d' = \begin{cases} 1 - \frac{v}{\cos \theta_{t0}} \cdot \frac{1}{r_c \omega} = 1 - \frac{1 - i_d}{\cos \theta_{t0}} & (r_c \omega > v : \text{driving}) \\ \frac{\cos \theta_{t0}}{v} \cdot r_c \omega - 1 = (1 + i_d) \cos \theta_{t0} - 1 & (r_c \omega < v : \text{braking}) \end{cases} \quad (3.51)$$

地盤に対して平行な履帯が距離 D だけ回転したとき、実際の移動距離は、駆動状態のとき Fig. 3-15 に示すようにスリップすることにより $(1 - i_d)D$ となる。また、スリップ量は $i_d D$ となる。そのため、履帯が距離 D を実際に走行するための時間 t は、

$$t = \frac{D}{v} = \frac{1}{1 - i_d} \cdot \frac{D}{r_c \omega} \quad (3.52)$$

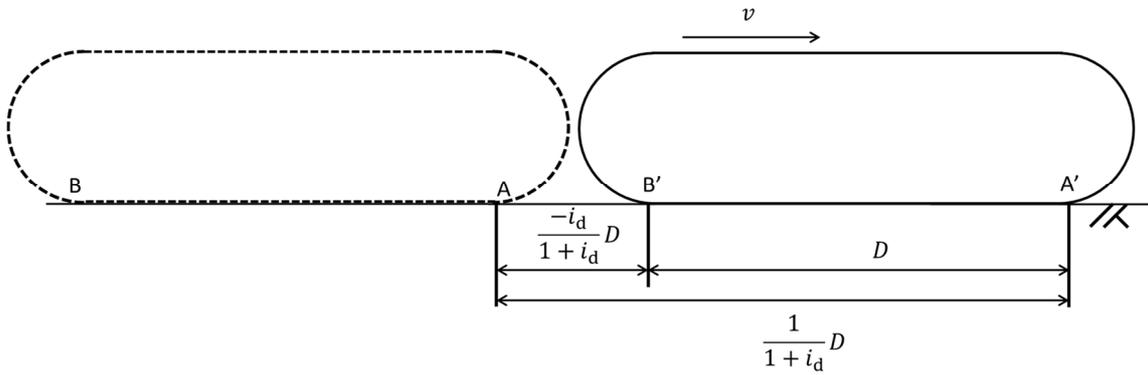


Fig. 3-16 slip amount of crawler (braking)

となり、このときの土のスリップ量 j_{scr} は次式で求められる。

$$j_{scr} = i_d r_c \alpha = \frac{i_d}{1 - i_d} D \quad (3.53)$$

一方、制動状態のとき、実際の移動距離は Fig. 3-16 のように、スリップによって $D/(1+i_d)$ となり、スリップ量は $-i_d D/(1+i_d)$ となる。履帯が距離 D を実際に走行するための時間 t は、

$$t = \frac{D}{v} = \frac{(1+i_d)D}{r_c \omega} \quad (3.54)$$

となり、このときの土のスリップ量 j_{scr} は次式で求められる。

$$j_{scr} = \frac{-i_d}{1+i_d} r_c \alpha = -i_d D \quad (3.55)$$

履帯が傾いているときは式 (3.53) および式 (3.55) にスリップ率 i_d を適用して計算を行う。したがって、後輪sprocketの滑り沈下量 s_{scr} は式 (3.6) より次式となる⁸⁹⁾。

$$s_{scr} = s_{scf} + c_0 \sum_{m=1}^M \left\{ p_c \left(\frac{mD}{M} \right) \right\}^{c_1} \cdot \left\{ \left(\frac{m}{M} j_{scr} \right)^{c_2} - \left(\frac{m-1}{M} j_{scr} \right)^{c_2} \right\} \quad (3.56)$$

ただし、前輪アイドラが接地していないとき、前輪アイドラの滑り沈下量 s_{scf} は 0 であり、また、履帯の接地長さを D' とすると、土のスリップ量 j_{scr} は次式で求められる。

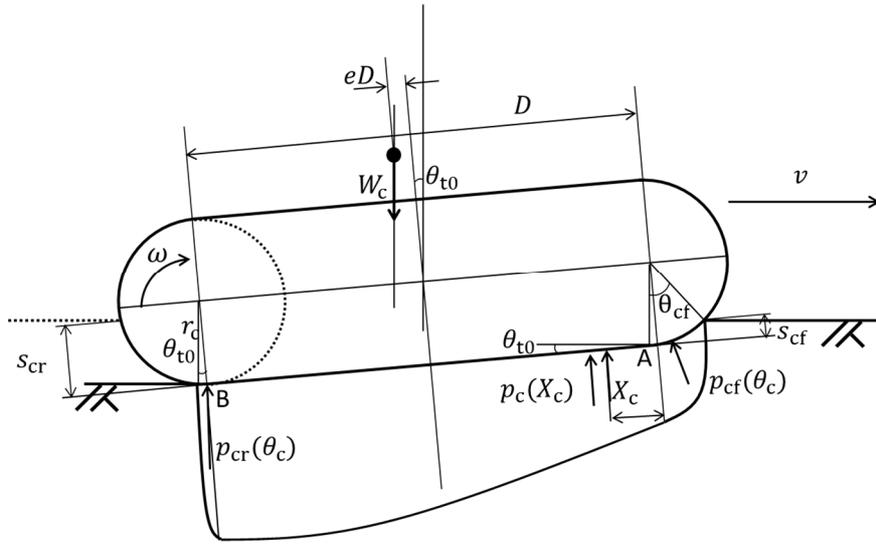


Fig. 3-17 Normal stress distribution beneath crawler

$$j_{scr} = \begin{cases} \frac{i_d}{1-i_d} D' & (i_d \geq 0) \\ -i_d D' & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.57)$$

前輪アイドラおよび後輪スプロケットの総沈下量は静的沈下量と動的沈下量の和で表される。

$$s_{cf} = s_{cf0} + s_{scf} \quad (3.58)$$

$$s_{cr} = s_{cr0} + s_{scr} \quad (3.59)$$

3.4.4 履帯の垂直応力モデル⁸⁹⁾

駆動している履帯のピッチ角 θ_{t0} ，前輪アイドラの沈下量 s_{cf} ，後輪スプロケットの沈下量 s_{cr} とするとき，3.4.1 項と同様に次式の関係が成り立つ。

$$\theta_{t0} = \tan^{-1} \left(\frac{s_{cr} - s_{cf}}{D} \right) \quad (3.60)$$

また，Fig.3-17 に示した全長 D の履帯前部 A 点からの距離 X_c における沈下量 $s_c(X_c)$ は，次式のように求められる。

$$s_c(X_c) = s_{cf} + (s_{cr} - s_{cf}) \frac{X_c}{D} \quad (3.61)$$

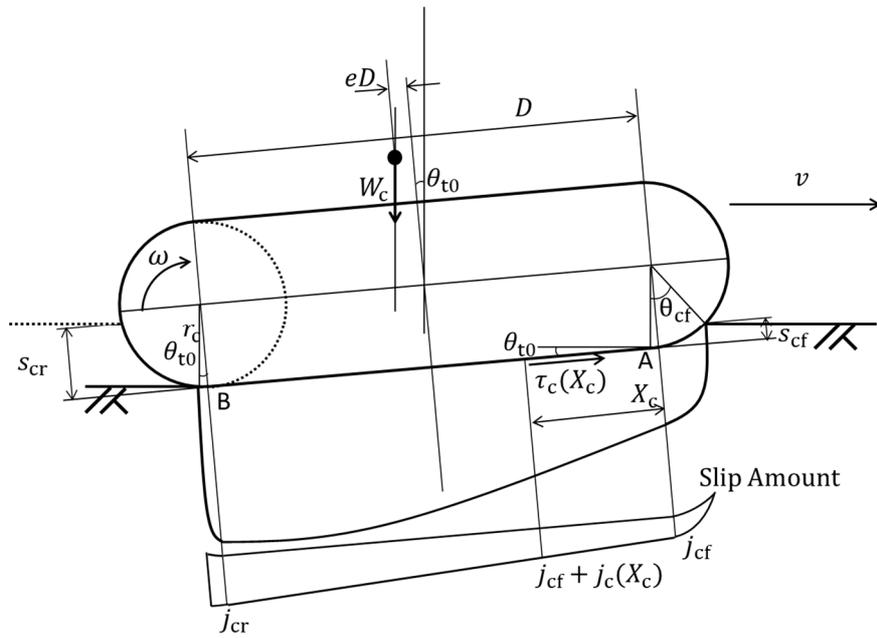


Fig. 3-18 slip amount distribution and shear stress distribution beneath crawler

したがって、履帯下の接地圧分布は式 (3.1) より次式のように表される。

$$p_c(X_c) = k\{s_c(X_c)\}^n \quad (3.62)$$

また、前輪アイドラと後輪スプロケット下の接地圧分布は 3.3.5 項で述べた車輪垂直応力モデルを用いる。

3.4.5 履帯のせん断応力モデル⁸⁹⁾

軟弱地盤上を走行する履帯主要部下のせん断応力は式 (3.5) を用いて次式で表される。

$$\text{駆動時} \quad \tau_c(X_c) = (c + p_c(X_c) \tan \phi) \{1 - \exp(-j_c(X_c)/k_a)\} \quad (3.63)$$

$$\text{制動時} \quad \tau_c(X_c) = -(c + p_c(X_c) \tan \phi) \{1 - \exp(j_c(X_c)/k_a)\} \quad (3.64)$$

履帯が A 点から距離 X_c まで移動する時間 t_x は、

$$t_x = \frac{X_c}{r_c \omega} \quad (3.65)$$

であるため、Fig. 3.18 より距離 X_c におけるスリップ量 $j_c(X_c)$ は次式となる。

$$j_c(X_c) = j_{cf} + \begin{cases} i_d' r_c \omega_X & (i_d' \geq 0) \\ \frac{i_d'}{1+i_d'} r_c \omega_X & (i_d' < 0) \end{cases} = j_{cf} + \begin{cases} i_d' X_c & (i_d' \geq 0) \\ \frac{i_d'}{1+i_d'} X_c & (i_d' < 0) \end{cases} \quad (3.66)$$

また、前輪アイドラおよび後輪スプロケットのせん断応力は式 (3.25) で計算でき、前輪アイドラの滑り量 $j_{cf}(\theta_c)$ 、後輪スプロケットの滑り量 $j_{cr}(\theta_c)$ は式 (3.28) よりそれぞれ次式のようになる⁸⁹⁾,

$$j_{cf}(\theta_c) = \begin{cases} r_c \{(\theta_{cf} - \theta_c) - (1-i_d)(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_c)\} & (i_d \geq 0) \\ r_c \{(\theta_{cf} - \theta_c) - \frac{1}{1+i_d}(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_c)\} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.67)$$

$$j_{cr}(\theta_c) = j_{cr} + \begin{cases} r_c \{(\theta_{cf} - \theta_c) - (1-i_d)(\sin \theta_{t0} - \sin \theta_c)\} & (i_d \geq 0) \\ r_c \{(\theta_{cf} - \theta_c) - \frac{1}{1+i_d}(\sin \theta_{t0} - \sin \theta_c)\} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.68)$$

j_{cf} は A 点でのスリップ量であり、前輪アイドラによって引き起こされ、式 (3.28) に $\theta_c = \theta_{t0}$ を代入して求める。

$$j_{cf} = \begin{cases} r_c \{(\theta_{cf} - \theta_{t0}) - (1-i_d)(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_{t0})\} & (i_d \geq 0) \\ r_c \{(\theta_{cf} - \theta_{t0}) - \frac{1}{1+i_d}(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_{t0})\} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.69)$$

また、B 点でのスリップ量 j_{cr} は式 (3.66) に $X_c = D$ を代入することにより得られる。

$$j_{cr} = \begin{cases} i_d' D + r_c \{(\theta_{cf} - \theta_{t0}) - (1-i_d)(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_{t0})\} & (i_d \geq 0) \\ \frac{i_d'}{1+i_d'} D + r_c \{(\theta_{cf} - \theta_{t0}) - \frac{1}{1+i_d}(\sin \theta_{cf} - \sin \theta_{t0})\} & (i_d < 0) \end{cases} \quad (3.70)$$

3.4.6 履帯走行抵抗^{64), 89)}

履帯の走行抵抗は車輪と同様、締固め抵抗とは排土抵抗に分けることができる。締固め抵抗 R_c は式 (3.29) と同様に次式で求められる。

$$\begin{aligned} R_c &= B_c \int_0^{s_{cf} \cos \theta_{t0}} k s^n ds \\ &= \frac{B_w}{n+1} k (s_{cf} \cos \theta_{t0})^{n+1} \end{aligned} \quad (3.71)$$

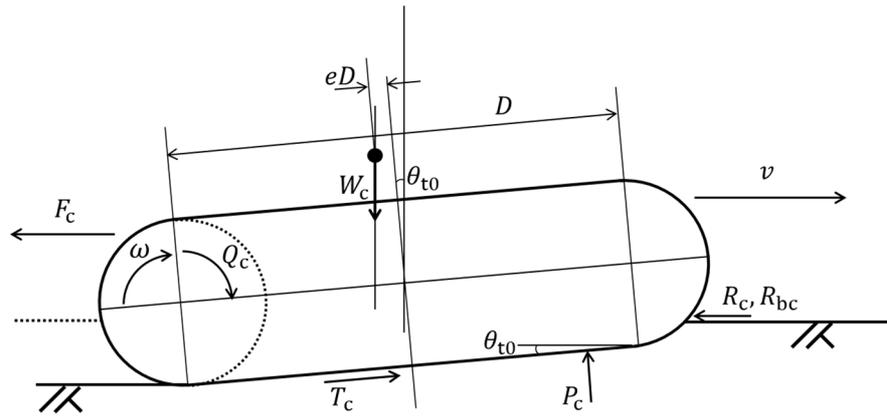


Fig. 3-19 Force model of crawler

一方、履帯の排土抵抗 R_{bc} は式 (3.30) に $z = s_{cf} \cos \theta_{t0}$ を代入して次式で得られる。

$$\begin{aligned}
 R_{bc} &= R_b(s_{cf} \cos \theta_{t0}) \\
 &= \frac{\cot \beta_c + \tan(\beta_c + \phi)}{1 - \tan \alpha \tan(\beta_c + \phi)} \\
 &\quad \cdot \left[cs_{cf} \cos \theta_{t0} + \frac{1}{2} \gamma (s_{cf} \cos \theta_{t0})^2 \left\{ (\cot \beta_c - \tan \alpha) + \frac{(\cot \beta_c - \tan \alpha)^2}{\tan \alpha + \cot \phi} \right\} \right]
 \end{aligned} \tag{3.72}$$

3.4.7 履帯に働く力⁸⁹⁾

Fig. 3-19 より軟弱地盤上を走行する履帯に働く力の鉛直方向の釣り合いは、履帯重量 W_c 、駆動力 T_c 、支持力 P_c とすると次式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 W_c &= P_c \cos \theta_{t0} - T_c \sin \theta_{t0} \\
 &= B_c r_c \int_{\theta_{t0}}^{\theta_{cf}} (p_c(\theta_c) \cos \theta + \tau_c(\theta_c) \sin \theta) d\theta_c \\
 &\quad + B_c \int_0^D (p_c(X_c) \cos \theta_{t0} + \tau_c(X_c) \sin \theta_{t0}) dX_c \\
 &\quad + B_c r_c \int_0^{\theta_{t0}} (p_c(\theta_c) \cos \theta + \tau_c(\theta_c) \sin \theta) d\theta_c
 \end{aligned} \tag{3.73}$$

また、履帯駆動トルク Q_c は、

$$Q_c = B_c r_c^2 \int_{\theta_{t0}}^{\theta_{cf}} \tau_c(\theta_c) d\theta_c + B_c r_c \int_0^D \tau_c(X_c) dX_c + B_c r_c^2 \int_0^{\theta_{t0}} \tau_c(\theta_c) d\theta_c \tag{3.74}$$

となる。履帯駆動力 T_c はせん断応力の履帯に対して水平な成分の総和であるため次式のように与えられる。

$$T_c = B_c r_c \int_{\theta_{i0}}^{\theta_{cf}} \tau_c(\theta_c) \cos(\theta_c - \theta_{i0}) d\theta_c + B_c \int_0^D \tau_c(X_c) dX_c + B_c r_c \int_0^{\theta_{i0}} \tau_c(\theta_c) \cos(\theta_c - \theta_{i0}) d\theta_c \quad (3.75)$$

また、水平方向の力の釣り合いより履帯のけん引力 F_c は駆動力 T_c 、走行抵抗 R_c 、 R_{bc} 、支持力 P_c を用いて次式で表せる。

$$F_c = T_c \cos \theta_{i0} - (R_c + R_{bc}) - P_c \sin \theta_{i0} \quad (3.76)$$

前輪アイドラが接地していない場合、前輪アイドラに力は発揮されない。また、履帯は接地長さが変わるため、履帯接地長さを D' とすると各力は次式のように修正される。

$$W_c = B_c \int_{D-D'}^D (p_c(X_c) \cos \theta_{i0} + \tau_c(X_c) \sin \theta_{i0}) dX_c + B_c r_c \int_0^{\theta_{i0}} (p_c(\theta_c) \cos \theta_c + \tau_c(\theta_c) \sin \theta_c) d\theta_c \quad (3.77)$$

$$Q_c = B_c r_c \int_{D-D'}^D \tau_c(X_c) dX_c + B_c r_c^2 \int_0^{\theta_{i0}} \tau_c(\theta_c) d\theta_c \quad (3.78)$$

$$T_c = B_c \int_{D-D'}^D \tau_c(X_c) dX_c + B_c r_c \int_0^{\theta_{i0}} \tau_c(\theta_c) \cos(\theta_c - \theta_{i0}) d\theta_c \quad (3.79)$$

3.5 中間に履帯を有する車輪式移動車両の力学モデル

Fig. 3-20 は中間に履帯を有する車輪式移動車両が軟弱地盤上を走行するときの沈下モデルである。前輪軸荷重を W_{fw} 、前輪の入射角を θ_{fwf} 、離脱角を θ_{fwr} 、沈下量を s_{fwf} 、リバウンド量を s_{fwr} 、後輪軸荷重を W_{rw} 、後輪の入射角を θ_{rwf} 、離脱角を θ_{rwr} 、沈下量を s_{rwf} 、リバウンド量を s_{rwr} とする。各沈下量、角度は 3.3.3 項で述べた関係に従う。履帯と車輪の軸高さの差を h_c とすると、履帯の各沈下量と車輪の沈下量の間には幾何学的に以下の関係が成り立つ。

$$s_{fwf} = \frac{s_{cr} + s_{cf}}{2} - \frac{(s_{cr} - s_{cf})L_1}{D} + h_c \quad (3.80)$$

$$s_{rwf} = \frac{s_{cr} + s_{cf}}{2} + \frac{(s_{cr} - s_{cf})L_1}{D} + h_c \quad (3.81)$$

ここで、 L_1 は履帯中心と前輪との距離であり、履帯中心と後輪との距離も L_1 に等しいとする。また、車両ピッチ角 θ_{i0} は式 (3.38) から求めることができる。

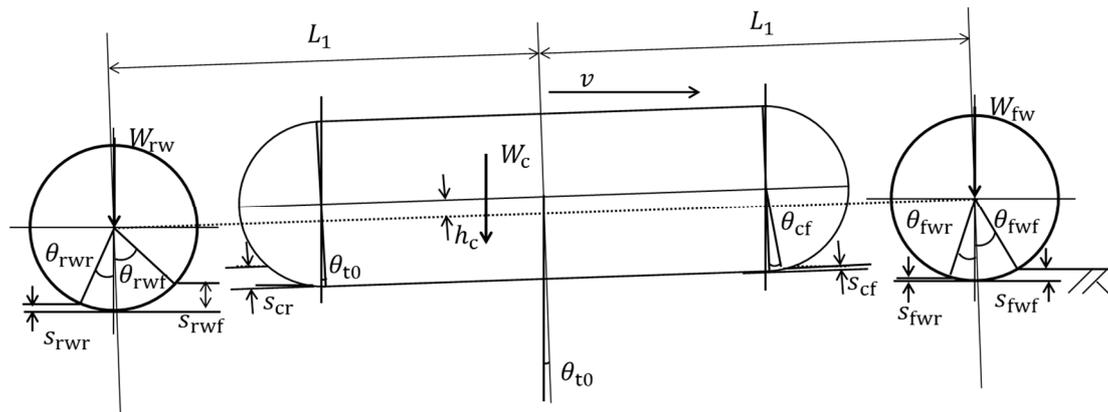


Fig. 3-20 Sinkage model of wheel-type vehicle with crawler

車両の沈下量は 3.4.1 項で述べたのと同様に車両重量と各車輪および履帯の支持力が釣り合う位置であるため、式 (3.34) と式 (3.73) から得られる。また、傾きについては車両のモーメントから求めることができる。後輪を中心とすると次式が成り立つ。

$$W \cos \theta_{t0} \cdot (L_1 - eD) = 2W_{fw} L_1 \cos \theta_{t0} - \sum Q - \sum (Rr \cos \theta_m) + \int_0^D p_c(X_c)(L_1 + \frac{D}{2} - X_c) dX_c \quad (3.82)$$

ここで、 Q は各車輪、履帯のトルク、 R は各走行抵抗、 r は各車輪径であり、抵抗力が働く深さは垂直応力が最大となる位置とした。また、車両のけん引力は前輪、後輪および履帯のけん引力の総和である。

3.6 土質試験

本節では、走行性能を計算する数値シミュレーションに用いる地盤定数の測定について述べる。まず、地盤定数 k 、 n を求める平板載荷試験について述べる。次に、平板-地盤の粘着力 c_a 、摩擦角 ϕ_a 、変形係数 k_a 、地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 を求める平板けん引試験について述べ、最後に、排土抵抗を計算するために必要な粘着力 c 、内部摩擦角 ϕ を求める一面せん断試験について述べる。

3.6.1 平板載荷試験

本項では、車輪下および履帯下の応力分布の計算に必要な地盤定数 k 、 n を測定するための平板載荷試験について述べる。まず、平板載荷試験の概要について述べ、その後、実験装置の概要を示す。最後に、実験結果を示し、本実験に供した土砂の地盤定数 k 、 n を明らかにする。

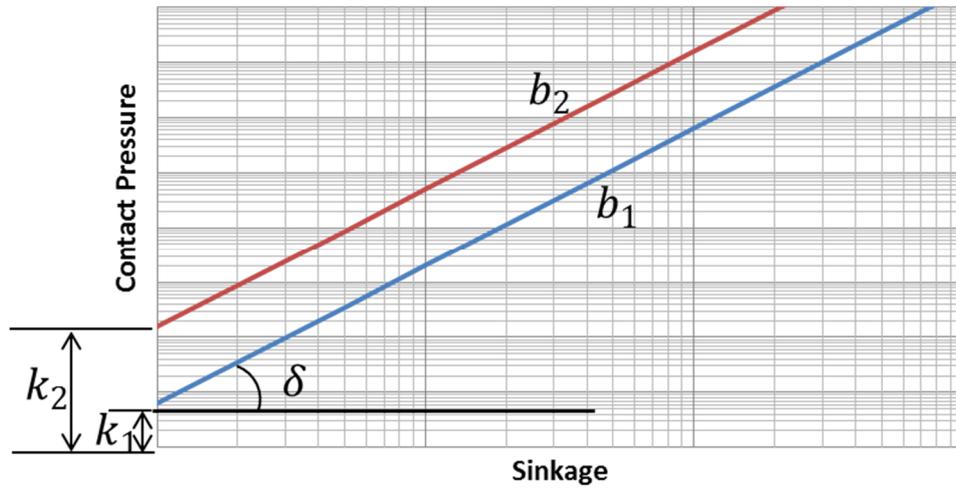


Fig. 3-21 Relationship between sinkage and contact pressure

(1) 平板載荷試験

3.2.1 項でも述べたように、軟弱地盤上にある平板に載荷したとき接地面の圧力と沈下量の関係は式 (3.1) で表される。この式中の地盤定数 n は平板の土の性質による指数で、軟弱な地盤では $n < 1$ 、硬い地盤では $n > 1$ であるとされる⁹⁰⁾。一方、地盤定数 k は載荷板の大きさの影響を受けるため、変形係数として用いることが難しい。そこで、Bekker は平板の寸法効果を除いた地盤定数 k_c 、 k_ϕ を用いて式 (3.2) を提案した²⁹⁾。これらの地盤定数 k_c 、 k_ϕ 、 n を求めるには、長辺が等しく、短辺が異なる複数の板に載荷して沈下量と接地圧の関係を調べる必要がある。これらの関係は Fig. 3-21 のように得られる。各平板の短辺の長さを b_1 、 b_2 とすると、式 (3.2) より次式が成り立つ。

$$n = \tan \delta \quad (3.83)$$

$$k_1 = \frac{k_c}{b_1} + k_\phi \quad (3.84)$$

$$k_2 = \frac{k_c}{b_2} + k_\phi \quad (3.85)$$

したがって、地盤定数 k_c 、 k_ϕ は次式で求められる。

$$k_c = \frac{(k_1 - k_2)b_1b_2}{b_2 - b_1} \quad (3.86)$$

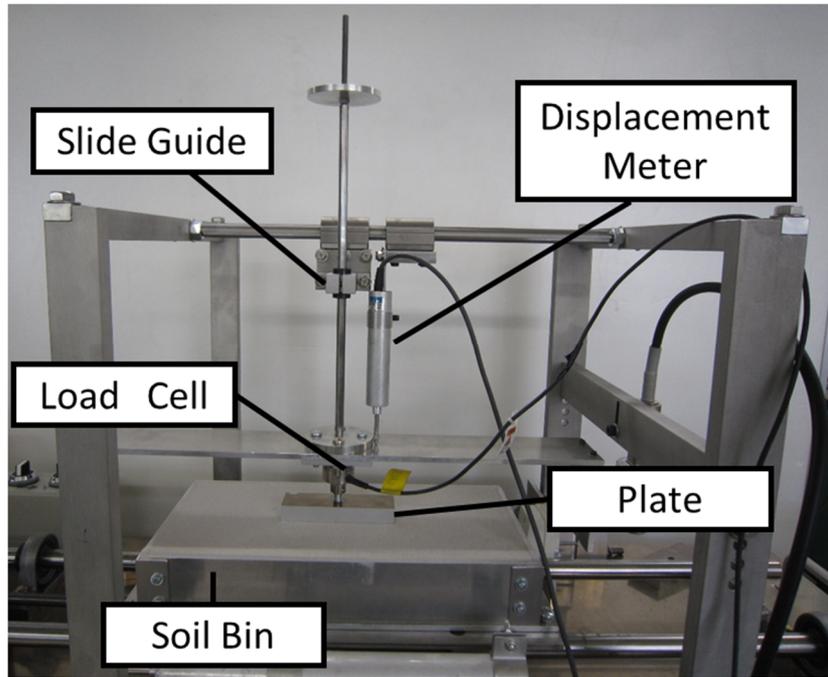
$$k_\phi = \frac{(b_2k_2 - b_1k_1)}{b_2 - b_1} \quad (3.87)$$

(2) 平板載荷試験概要

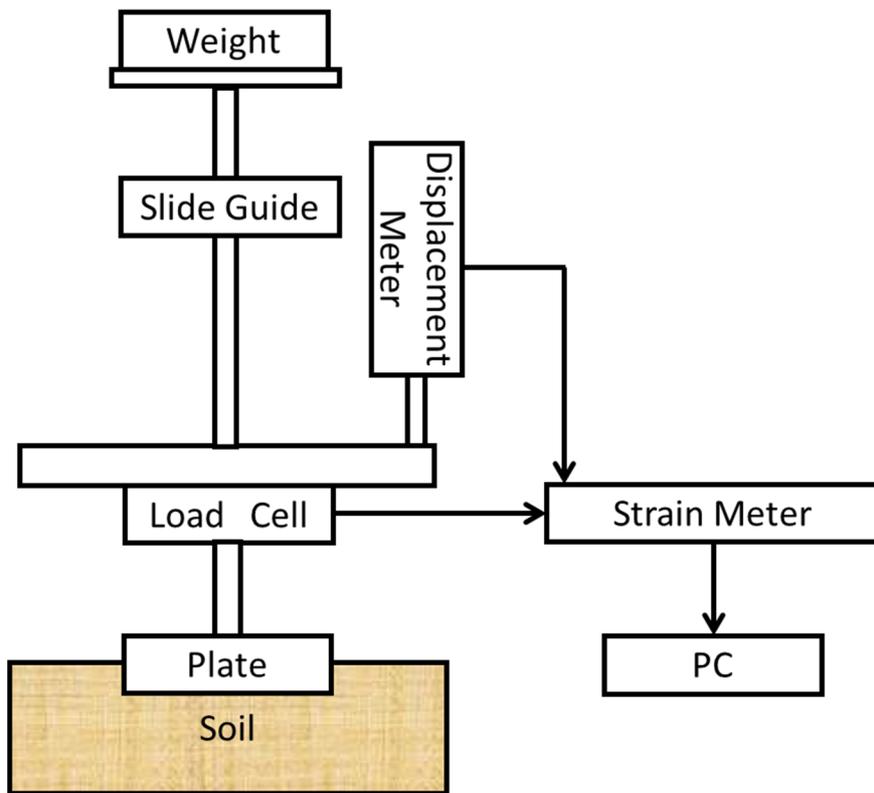
地盤定数 k , n を測定するための平板載荷試験装置の概観および構成図を Fig. 3-22 に示す。平板はロードセル (共和電業社製 LUR-A-50NSA1) を通して、スライドにつながっており、スライドにより上下運動のみに拘束される。スライド上部のステージ上に重りを置き、載荷を行う。このとき、載荷重量はロードセルによって計測され、また、沈下量は変位計 (共和電業社製 DTH-A-30) によって計測することができる。データはひずみ計 (共和電業社製 PCD300-B) を通して PC に保存される。土槽は幅 155 mm, 長さ 302 mm, 高さ 51 mm の直方体形状のものを用いた。本試験における試料土は、再現性を高めるため、また、実験の容易性から自然乾燥状態の 8 号珪砂 (竹折鉱業所製) を用いた。8 号珪砂の粒径加積曲線を Fig. 3-23 に示す。粒径加積曲線はレーザー回折・散乱式粒子径分布測定装置 (日機装社製 MT3300EX) を用いて計測した。

珪砂は乾燥密度 1.2 g/cm^3 , 1.25 g/cm^3 , 1.3 g/cm^3 , 1.35 g/cm^3 , 1.4 g/cm^3 の 5 条件になるよう締固め、試験を行った。また、平板は、長辺が 100 mm, 短辺が 20 mm, 30 mm, 60 mm の 3 種類を用いて試験を行った。平板の写真を Fig. 3-24 に示す。平板中央には M8 サイズのねじ穴が開いており、全ねじを用いてロードセルに取り付けることができる。本試験の手順は以下となる。

1. 載荷試験装置に平板 (20 mm, 30 mm, 60 mm) を取り付ける。
2. 土槽に珪砂を所定の乾燥密度 (1.2 g/cm^3 , 1.25 g/cm^3 , 1.3 g/cm^3 , 1.35 g/cm^3 , 1.4 g/cm^3) になるように詰める。
3. 土槽の重量を測定し、乾燥密度を計算する。
4. 土槽を試験装置に設置する。
5. 平板を試料土の上に置き、重りを用いて載荷を行い、載荷重量と沈下量を測定する。
このとき、載荷重量は 200 g, 300 g, 300 g, 1000 g, 1000 g, 1000 g, 1000 g を順番にかけていく。なお、載荷は 20 秒毎に行う。
6. 沈下量と接地圧の関係を式 (3.1) で表し、地盤定数 k , n を求める。



(a) Over view



(b) Schematic view

Fig. 3-22 Plate loading test apparatus

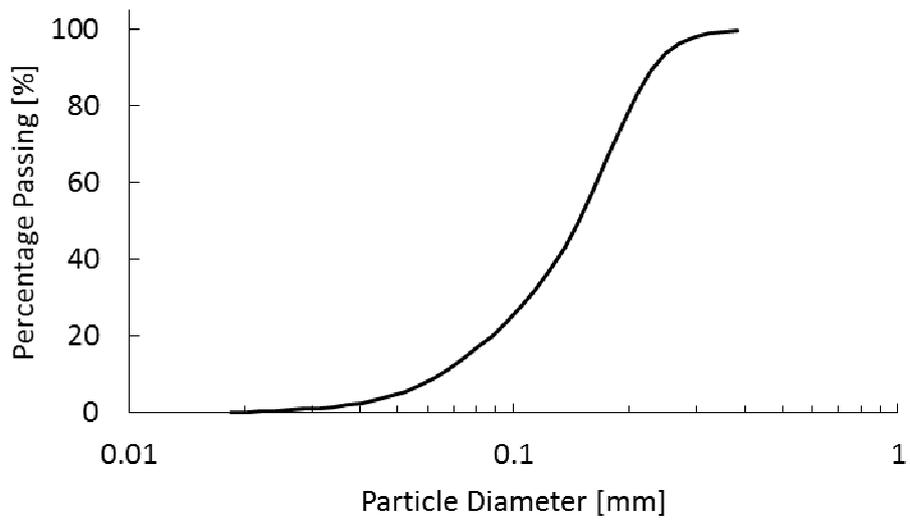


Fig. 3-23 Soil particle size accumulation curve

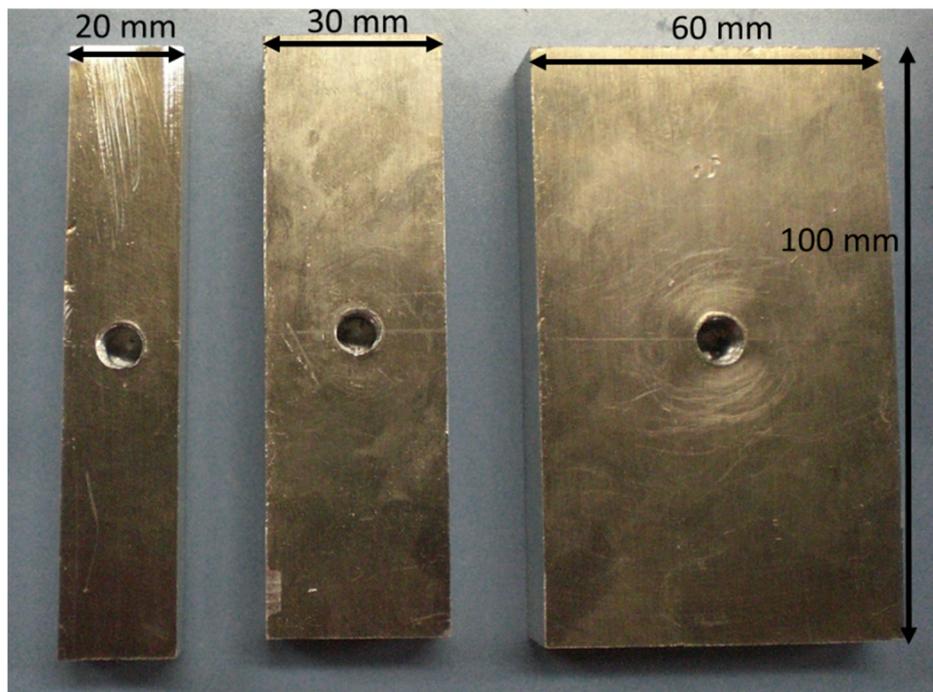


Fig. 3-24 Plates for plate loading test

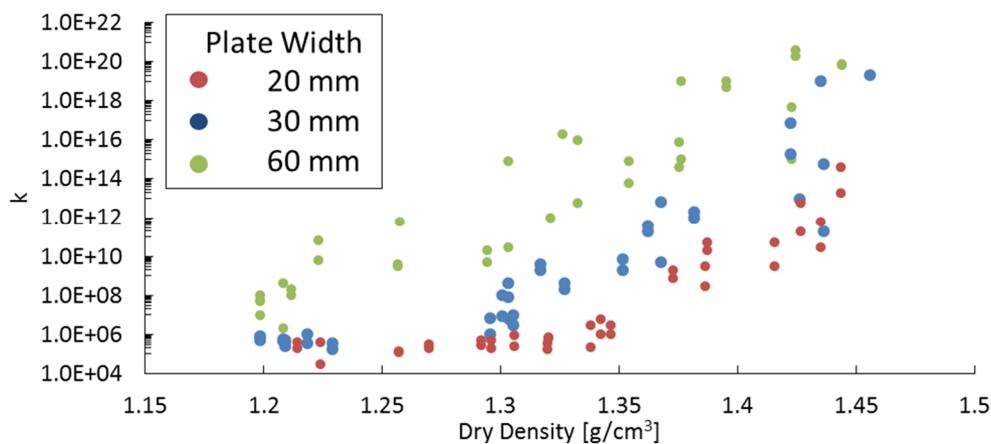


Fig. 3-25 Relationship between k and dry density

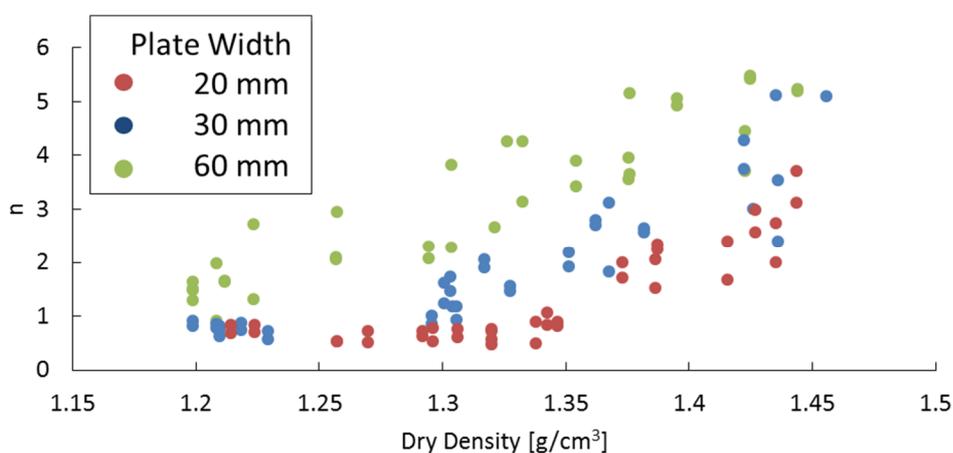


Fig. 3-26 Relationship between n and dry density

(3) 平板載荷試験結果

試験より得られた地盤定数 k 、 n と乾燥密度の関係をそれぞれ Fig. 3-25, Fig. 3-26 に示す。Fig. 3-25 より、乾燥密度が大きくなると k も大きくなっていることがわかる。地盤は乾燥密度が大きくなるにつれ、硬くなる。そのため、乾燥密度が大きくなるとある沈下量に対しての支持力も大きくなる。一方、乾燥密度が小さくなると地盤は軟らかくなり、支持力が発揮できなくなるため k は 0 に近づく。

また、Fig. 3-26 より、乾燥密度が大きくなると n も大きくなることがわかる。地盤が硬い場合、柔らかい地盤に比べ、沈下の増加に対する支持力の増加は大きい。そのため、 n は地盤が硬いほど大きくなる。一方、地盤が軟らかい場合、沈下量の増加に対する支持力の増加はなくなり、支持力が一定に近づく。したがって、乾燥密度が低くなるにつれ、 n は 0 に近づく。本研究で用いた珪砂の場合、短辺が 20 mm, 30 mm の平板では、乾燥密度が 1.3~1.35 g/cm³ のあたりで n は 1 を超え、地盤は硬くなると考えられる。また、さらに乾燥密度が大きくなると k 、 n の値は急激に増加することがわかる。

次に、平板の短辺に注目すると、平板が細くなるほど k の値が小さくなる。つまり、平板が細いほど、支持力が発揮できず貫入しやすい傾向にあることがわかる。これは、一般的な地盤の傾向と一致している。しかし、式(3.86)において $b_2 > b_1$ のとき、 $k_2 < k_1$ となるため、 k_c が負の値となる。そのため、 $|k_c| > k_\phi / b$ を満たす b の範囲において、 $k < 0$ となり、支持力が負になってしまう。したがって、式(3.2)を用いた支持力の計算を行うことができない。そこで、式(3.3)を利用することも考えられる。しかし、Fig. 3-26より n も平板の大きさの影響を受けていることがわかる。式(3.2)および式(3.3)は n が平板の大きさによらず、一定としている。そのため、 n が平板の大きさにより変わってしまう場合、これらの式を用いることができない。これらの結果が得られた理由は、本試験では、短辺が20 mm、30 mmの小さい平板を用いたためであると考えられる。本試験では、後述する模型車両の車輪幅20 mmおよび履帯幅30 mmと対応させるため同じ長さの短辺を持つ平板を用いた。しかし、平板載荷試験は一般的に30 mm以上の短辺を持つ平板、あるいは30 mm以上の半径を持つ円盤を用いて行われている^{91), 92), 93)}。本試験では、短辺が短い平板を用いたことにより平板がより沈下しやすくなったため上記の結果が得られたと考えられる。そのため、本研究では、 k および n を乾燥密度 ρ_d および平板短辺 b の関数として扱う。これらの関数はFig. 3-25およびFig. 3-26の実験結果より以下の式が得られる。

$$k = 0.959b^{3.69} \rho_d^{335.3b^{0.282}} \quad (3.88)$$

$$n = 73.1b^{1.83} \rho_d^{2.77b^{-0.34}} \quad (3.89)$$

3.6.2 平板けん引試験

車輪および履帯の駆動力を計算するためには、粘着力 c_a 、摩擦角 ϕ_a 、変形係数 k_a を測定する必要がある。また、滑り沈下量を推定するために、地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 も測定しなければならない。本項では、これらの地盤定数を測定するための平板けん引試験について述べる。まず、平板けん引試験の概要について述べた後、実験装置の概要を示す。次に、実験結果を示し、本実験に供した土砂の粘着力 c_a 、内部摩擦角 ϕ_a 、変形係数 k_a 、地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 を明らかにする。

(1) 平板けん引試験

車輪や履帯が軟弱地盤上を走行するとき、車輪、履帯の滑りに対応して、接触した地盤表面から浅い領域で変形が発生する⁹¹⁾。この変形に対するせん断抵抗力が車輪および履帯の駆動力となる。また、地盤のせん断変形に伴う体積変化および排土作用により滑り沈下が引き起こされる。3.6.3項で述べる一面せん断試験では、せん断変位量が車両、履帯のスリップ量に対して、遅く、小さい。また、排土作用を含んだ体積変化を測定できない。したがって、車輪、履帯の駆動力、滑り沈下量を正確に推定するためには、平板けん引試験を行う必要があ

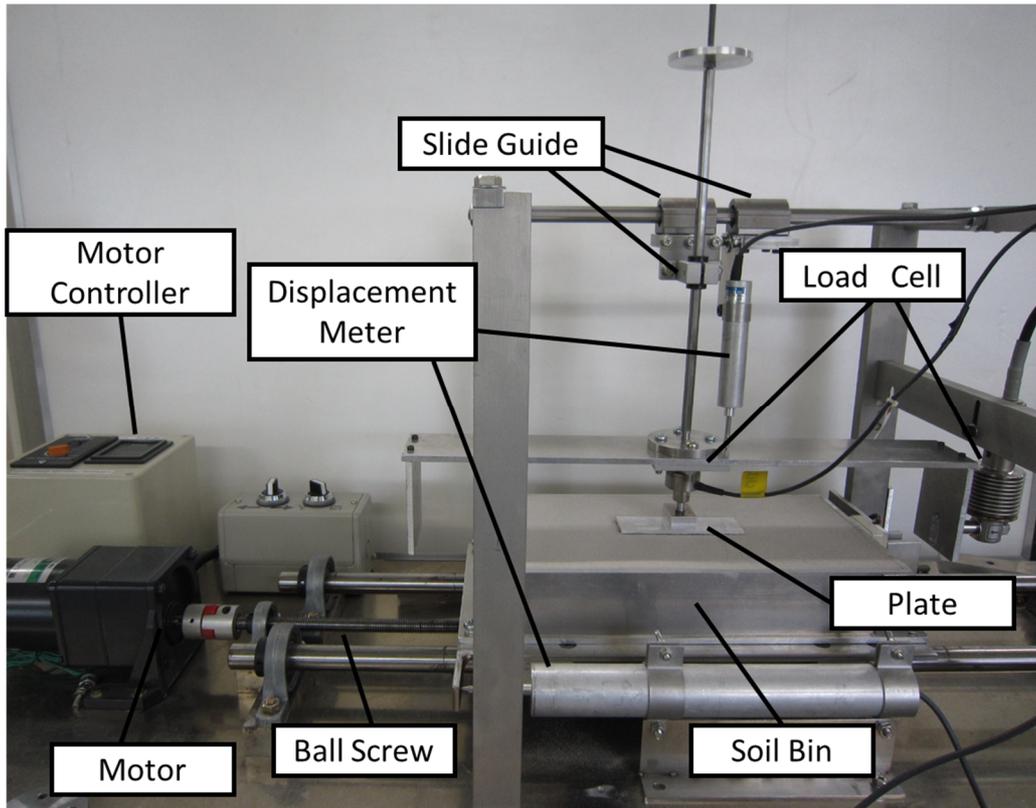
る⁹⁾。

平板けん引試験は、軟弱地盤上の平板に载荷をした状態で平板をけん引し、地盤をせん断する。平板の载荷による垂直応力とせん断応力の最大値の関係から式 (3.4) より粘着力 c_a 、摩擦角 ϕ_a 、変形係数 k_a を求める。また、平板のけん引距離とせん断応力との関係から式 (3.5) より変形係数 k_a を求める。そして、垂直応力、けん引距離、沈下量の関係を用いて式 (3.6) より地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 を計算する。

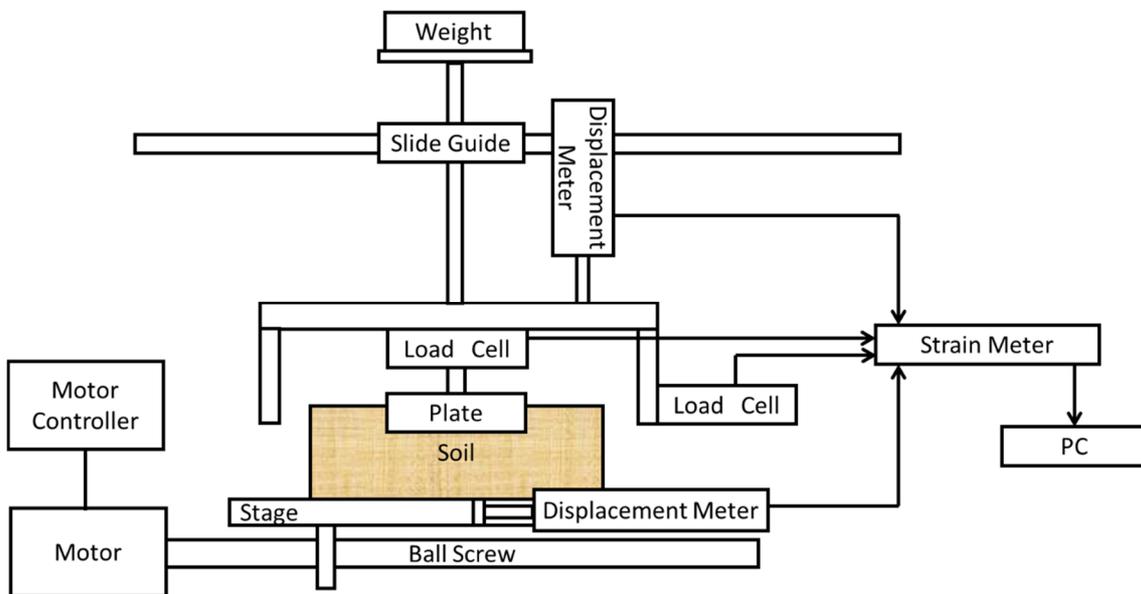
(2) 平板けん引試験概要

平板けん引試験装置の概観および構成図を Fig. 3-27 に示す。本装置は 3.6.1 項で述べた平板载荷試験装置を発展させたものである。平板はロードセル (共和電業社製 LUR-A-50NSA1) に取り付けられ、二つのスライドによって上下左右方向に自由に動くことができる。平板の上部に平板载荷試験と同様に重りを乗せて载荷を行う。土槽が取り付けられたステージはモータ (オリエンタルモータ社製 M425-401) に取り付けられたボールねじによってガイドに沿い、左右方向に移動することができる。この動きによって平板けん引を表現している。モータはモータコントローラ (オリエンタルモータ社製 US425-01T) により、回転方向、回転速度が制御される。ステージを右方向に動かしたとき、平板も右側に動こうとするが、装置右部に取り付けられたロードセル (共和電業社製 LUB-5KB) によって動きは制限され、試料土をせん断する。このときロードセルが受け止めた反力がせん断抵抗力となる。せん断距離はステージの移動距離であり、取り付けられた変位計によって計測される。载荷重量、沈下量、せん断抵抗力、せん断距離のデータはひずみ計 (共和電業社製 PCD300-B) を通して PC に保存される。土槽および試料土は、3.6.1 項で述べたものと同様のものを用いた。けん引試験に用いた平板の写真を Fig. 3-28 に示す。平板の大きさは短辺 30 mm、長辺 100 mm である。また、せん断の際に排土抵抗の影響を除くため、平板厚さは 2 mm である。平板の底には後述する模型車両の履帯と同じ素材のゴムを貼り付けてある。平板中央には M8 サイズのねじ穴が開いており、全ねじを用いてロードセルに取り付けることができる。本試験の手順は以下となる。

1. 载荷けん引装置に平板を取り付ける。
2. 土槽に珪砂を所定の乾燥密度 (1.23 g/cm^3 , 1.3 g/cm^3 , 1.35 g/cm^3 , 1.42 g/cm^3) になるように詰める。
3. 土槽の重量を測定し、乾燥密度を計算する。
4. 土槽を試験装置に設置する。
5. 平板を試料土の上に置き、重り (9.2 N, 13.2 N, 17.2 N) を用いて载荷を行い、2.4 mm/min の速さで、せん断応力が一定となるまでせん断する。試験は各 3 回行う。
6. 接地圧とせん断抵抗力の関係を式 (3.4) で表し、粘着力 c_a 、摩擦角 ϕ_a を求める。
7. せん断距離とせん断抵抗力の関係を式 (3.5) で表し、変形係数 k_a を求める。
8. 沈下量、接地圧、せん断距離の関係を式 (3.6) で表し、地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 を求める。



(a) Over view



(b) Schematic view

Fig. 3-27 Plate traction test apparatus

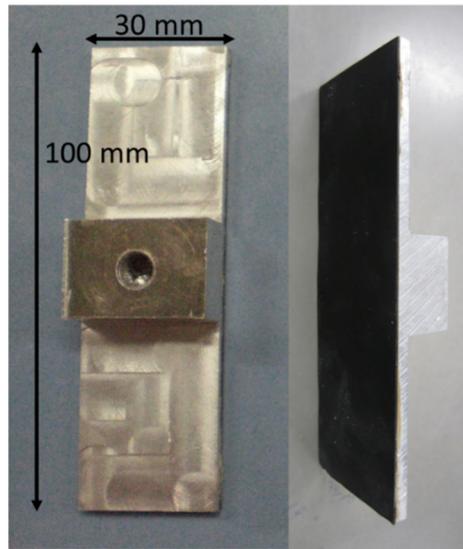


Fig. 3-28 Plate for plate traction test

(3) 平板けん引試験結果

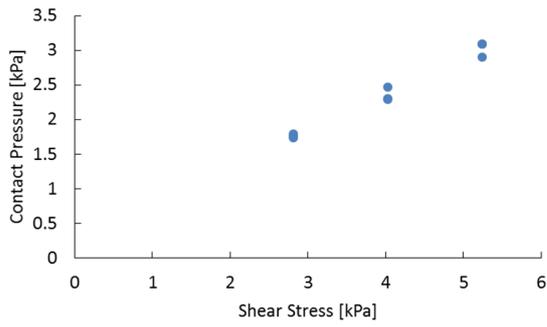
接地圧とせん断抵抗力の関係の結果を Fig. 3-29 に示す。試験結果より、接地圧とせん断抵抗力の関係は線形性を示しており、式 (3.4) に良く一致した。よって、これらの結果から各乾燥密度について粘着力 c_a 、摩擦角 ϕ_a を算出した。乾燥密度と粘着力 c_a の関係を Fig. 3-30 に、乾燥密度と摩擦角 ϕ_a の関係を Fig. 3-31 に示す。Fig. 3-30 より粘着力 c_a は乾燥密度およそ 1.35 g/cm^3 のとき最大値となる二次関数で表すことができることが分かった。そこで、本研究では、乾燥密度と粘着力 c_a の関係を次式で近似する。

$$c_a = -23.69\rho_d^2 + 63.97\rho_d - 42.54 \quad (3.90)$$

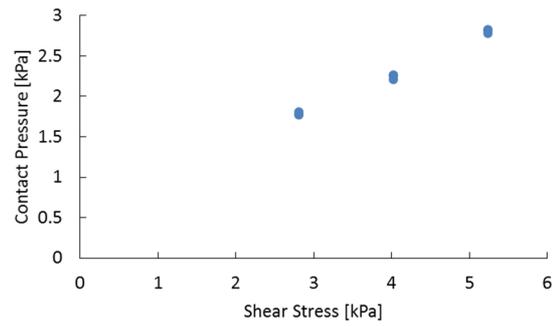
また、Fig. 3-31 より摩擦角 ϕ_a はほぼ一定であることがわかる。本研究では、試験結果の平均値である以下の値を用いる。

$$\phi_a = 26.2 \text{ [deg]} \quad (3.91)$$

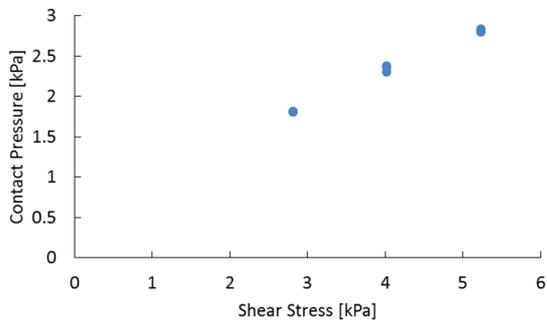
次に、Fig. 3-32 にせん断距離とせん断抵抗力の試験結果を示す。図中の各色は載荷圧の違いを示す。これらの結果より、全ての乾燥密度において、せん断応力は緩やかに最大値に近づいている。一般に、硬く締まった砂質土はせん断距離に対してせん断応力はピークを持つとされており⁹⁾、このことから試料土は乾燥密度が大きくなっても緩い状態であることがわかる。また、Fig. 3-32 より、変形係数 k_a は載荷圧の値に関わらず、ほぼ一定であると分かる。そこで、各乾燥密度における変形係数 k_a の平均値の結果を Fig. 3-33 に示す。Fig. 3-33 より、乾燥密度が小さい場合、せん断応力は緩やかに発揮され、乾燥密度が大きい場合、せん断応力はすぐに最大値まで達すると解釈される。



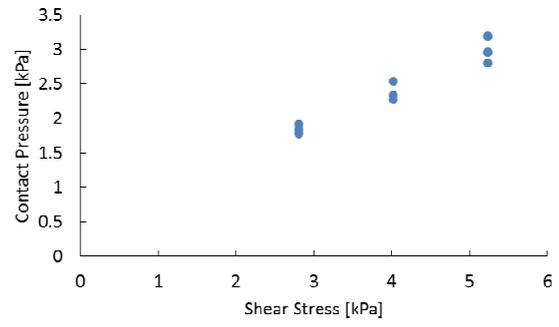
(a) 1.23 g/cm³



(b) 1.3 g/cm³



(c) 1.35 g/cm³



(d) 1.42 g/cm³

Fig. 3-29 Relationship between shear stress and contact pressure

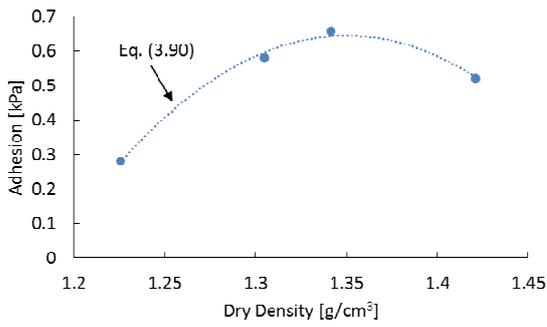


Fig. 3-30 Relationship between adhesion and dry density

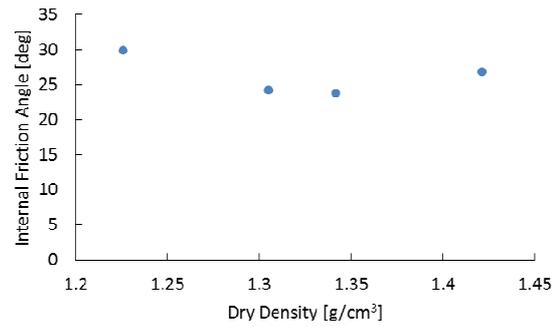
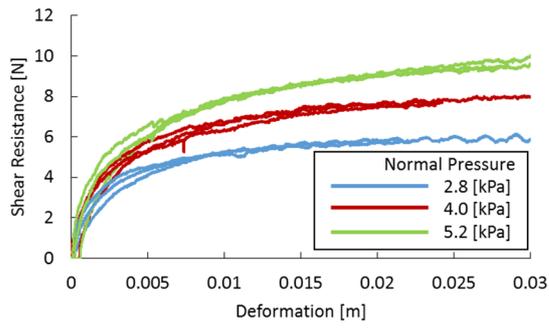
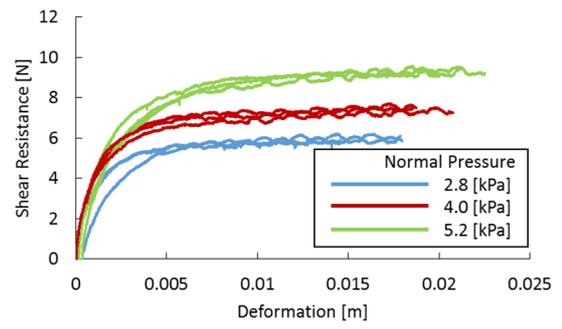


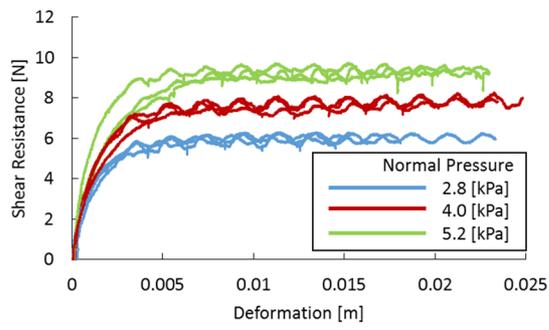
Fig. 3-31 Relationship between internal friction angle and dry density



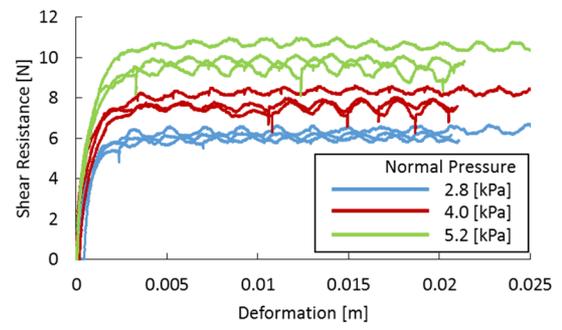
(a) 1.23 g/cm³



(b) 1.3 g/cm³



(c) 1.35 g/cm³



(d) 1.42 g/cm³

Fig. 3-32 Relationship between shear resistance and deformation length

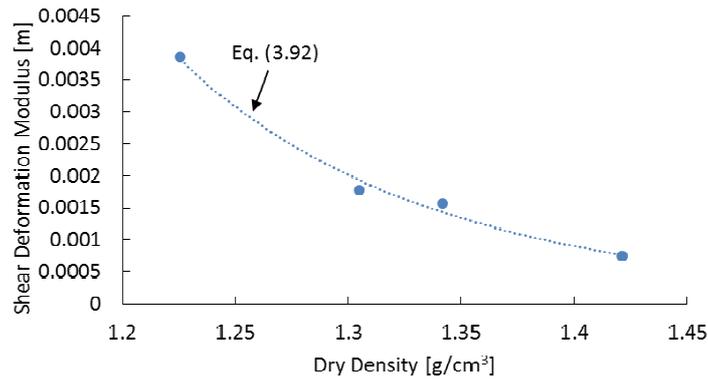
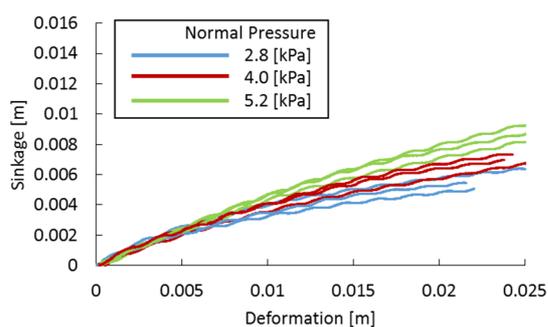
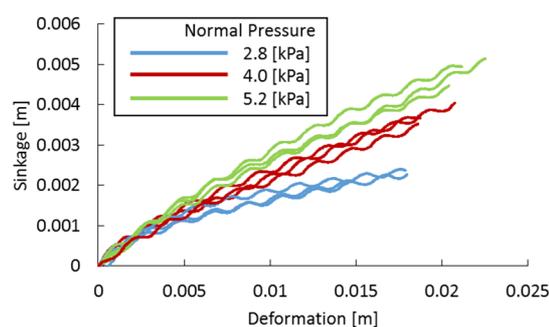


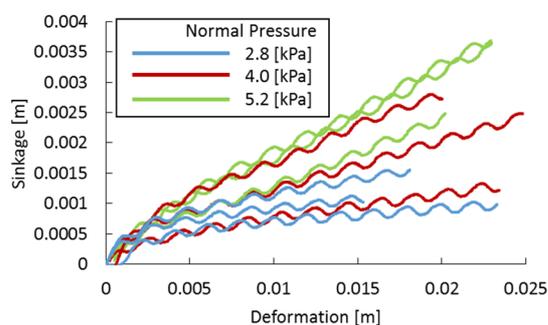
Fig. 3-33 Relationship between shear deformation modulus and dry density



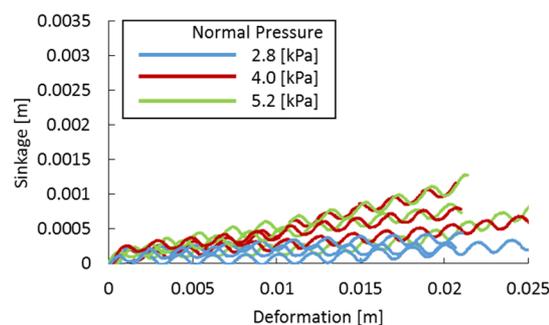
(a) 1.23 g/cm³



(b) 1.3 g/cm³



(c) 1.35 g/cm³



(d) 1.42 g/cm³

Fig. 3-34 Relationship between slip sinkage and deformation length

本研究では、乾燥密度 ρ_d と変形係数 k_a の関係を次式で近似する。

$$k_a = 0.0345\rho_d^{-10.83} \quad (3.92)$$

せん断距離と滑り沈下量の関係を Fig. 3-34 に示す。Fig. 3-32 と同様に図中の各色は載荷圧の違いを示す。各試験結果より、滑り沈下量は載荷圧が増加するにつれて大きくなり、せん断距離が長くなるほど滑り沈下量は大きくなる。さらに、乾燥密度が大きくなり、地盤が硬くなると滑り沈下量は小さくなる。緩い砂質土の場合、砂はせん断変形に伴って地盤内の間隙部に砂粒子が入り込むことで、地盤は沈下を起こし、乾燥密度が大きくなる。そのため、載荷圧が大きいほど砂粒子は下部の空隙に入り込みやすく、また、せん断距離が長くなるほど砂粒子の移動距離も大きくなる。また、乾燥密度が大きいほど空隙の割合は小さく砂粒子が入り込む場所がなくなり、沈下は発生しない。Fig. 3-34 の各乾燥密度における地盤定数 c_0 , c_1 , c_2 の平均値の結果を Fig. 3-35 ないし Fig. 3-37 に示す。 c_0 は乾燥密度に対して累乗的に減少する、つまり、地盤が硬くなると沈下が起こりにくくなる。また、 c_1 は地盤が硬くなるにつれ、最大値に近づくと考えられる。地盤が柔らかい場合、砂粒子は動きやすく、わずかな載荷圧で砂粒子は間隙に入り込む。そのため、載荷圧は滑り沈下量に大きく影響を与えない

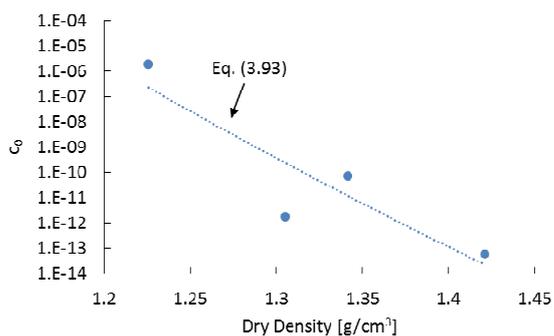


Fig. 3-35 Relationship between c_0 and dry density

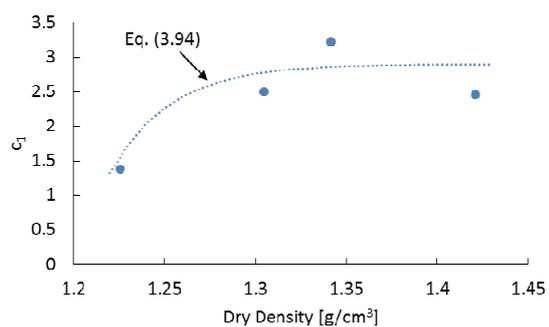


Fig. 3-36 Relationship between c_1 and dry density

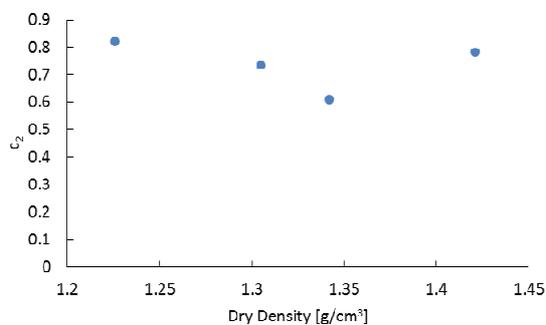


Fig. 3-37 Relationship between c_2 and dry density

と考えられる。一方、地盤が硬くなると载荷による影響が見られるようになるが、载荷による影響は上限があるために c_1 は一定に近づくと考えられる。また、 c_2 はほぼ一定であった。以上より、本研究では、地盤定数 c_0 、 c_1 、 c_2 を以下の式で近似した。

$$c_0 = 972.35\rho_d^{-109} \quad (3.93)$$

$$c_1 = 2.9 \cdot \{1 - \exp(-30.3(\rho_d - 1.2))\} \quad (3.94)$$

$$c_2 = 0.737 \quad (3.95)$$

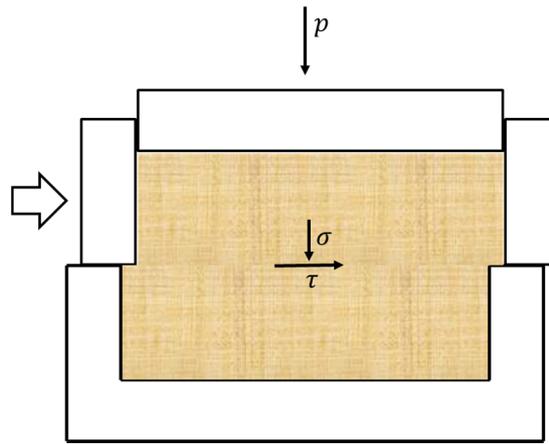


Fig. 3-38 Box shear test

3.6.3 一面せん断試験

前項で車輪、履帯の駆動力、滑り沈下量を計算するために計測した粘着力 c_a および摩擦角 ϕ_a は材料表面と土との間の粘着力および摩擦角である。しかし、排土抵抗の計算(式(3.30)参照)には土の粘着力 c および内部摩擦角 ϕ が必要であり、粘着力 c_a および摩擦角 ϕ_a を用いることができない。したがって、土の粘着力 c および内部摩擦角 ϕ を計測する別の試験を行う必要がある。本研究では、直接せん断試験である一面せん断試験を用いて土の粘着力 c 、内部摩擦角 ϕ を求める。

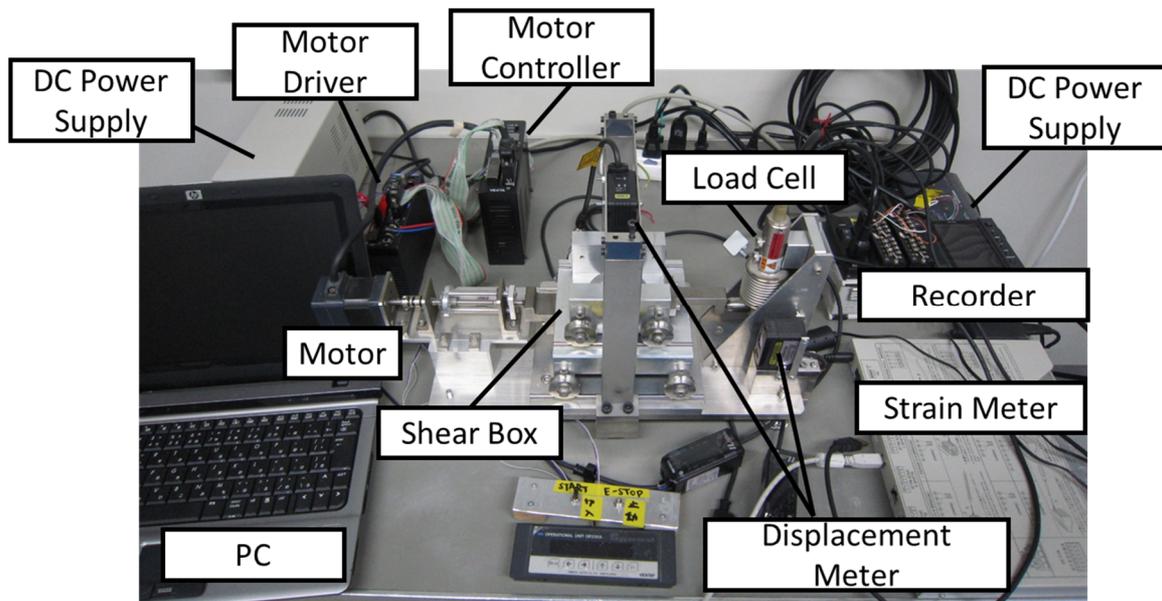
本項では、一面せん断試験の概要について説明し、実験装置の概要を述べる。次に、実験結果を示し、排土抵抗を推定するために用いる土の粘着力 c 、内部摩擦角 ϕ を決定する。

(1) 一面せん断試験

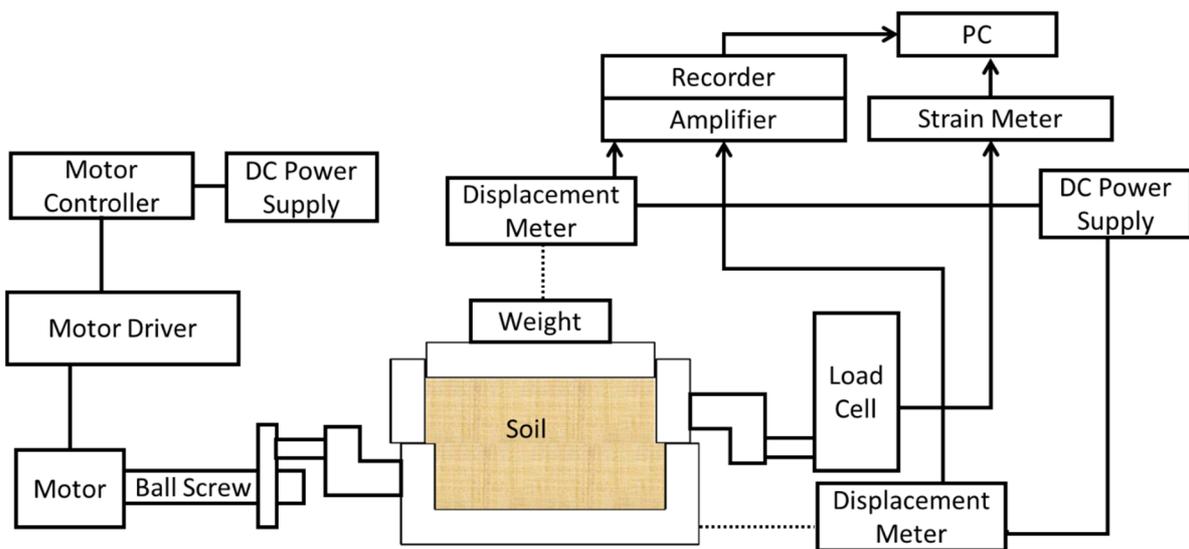
土供試体の一部を静止している他の部分に対して平行に移動させ、せん断破壊を起こさせる試験を直接せん断試験といい、一般的に一面せん断試験が採用される⁸²⁾。一面せん断試験の模式図をFig. 3-38に示す。せん断箱に試料土を所定の密度で詰め、垂直荷重をかけた状態で試料土の一部を水平に移動させてせん断破壊を行う。通常、試料土の寸法は普通の土の場合、直径60mm、高さ20mmのものをを用い、0.05~2mm/minのせん断速度でせん断を行う⁸²⁾。平板けん引試験と同様、せん断面に発生するせん断応力と垂直荷重の関係より土の粘着力 c 、内部摩擦角 ϕ が得られる。

(2) 一面せん断試験概要

一面せん断試験装置の概観および構成図をFig. 3-39に示す。せん断箱は装置中央部に位置している。せん断箱の写真をFig. 3-40に示す。せん断箱は直径60mm、高さ20mmの大きさであり、ここに試料土を入れ、せん断試験を行う。せん断箱はモータ(オリエンタルモータ社製ASM46AA)に取り付けられたボールねじによって押し出される棒に下箱が押され、せん断される。このときのせん断距離はレーザ変位計(KEYENCE社製IL-S065)により、計測さ



(a) Overview



(b) Schematic view

Fig. 3-39 Box shear test apparatus

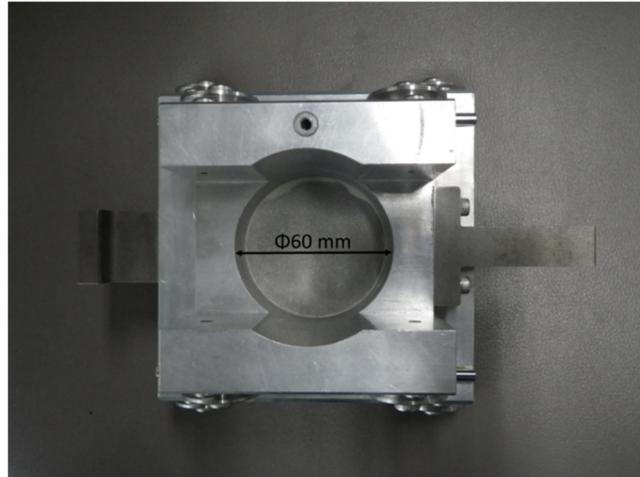


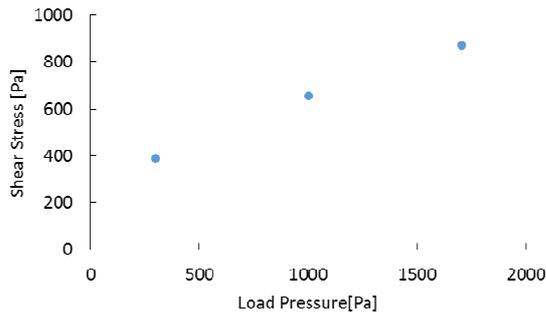
Fig. 3-40 Shear box

れる．変位計から出された信号はアンプ (KEYENCE 社製 IL-1000) を通してレコーダ (KEYENCE 社製 NR-600) で記録される．せん断箱の上箱はロードセル (共和電業社製 LUB-5KB) により動きを受け止められる．このときロードセルにかかる反力がせん断抵抗力である．測定したデータはひずみ計 (共和電業社製 PCD300-B) を介して PC に保存される．上面に重りを乗せて荷重をかけることができ，レーザ変位計によって上下方向の変位が測定される．モータはモータドライバ (オリエンタルモータ社製 XG9200D-G) に取り付けられたコントローラ (オリエンタルモータ社製 ASD13A-A, OP200A) により，回転速度，回転方向，回転時間が制御される．せん断抵抗力および各変位は AD コンバータを通して PC に保存される．試料土は 3.6.1 項で述べた 8 号珪砂を用いた．乾燥密度は 1.23 g/cm^3 , 1.3 g/cm^3 , 1.35 g/cm^3 , 1.42 g/cm^3 になるように調整し，せん断試験を行った．以下に試験手順を示す．

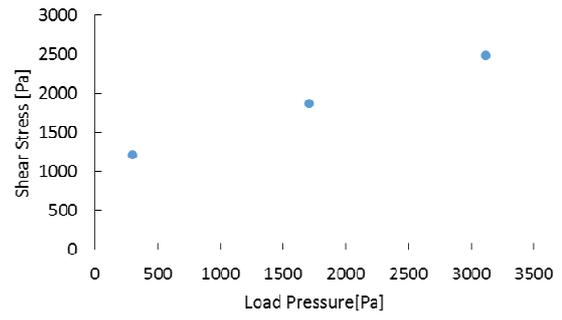
1. せん断箱に珪砂を所定の乾燥密度 (1.23 g/cm^3 , 1.3 g/cm^3 , 1.35 g/cm^3 , 1.42 g/cm^3) になるように詰める．このとき，珪砂を 3 回に分けて詰め，せん断位置と締め位置が同じにならないようにする．
2. 重り (0.8 N, 4.8 N, 8.8 N, ただし，乾燥密度 1.23 g/cm^3 のときは 0.8 N, 2.8 N, 4.8 N) を乗せ，レーザ変位計を設置する．
3. モータを用いて， 0.114 mm/min の速さで 70 分間せん断を行う．試験は各条件 3 回行う．
4. 載荷圧とせん断抵抗力の関係を式 (3.4) で表し，粘着力 c ，内部摩擦角 ϕ を求める．

(3) 一面せん断試験結果

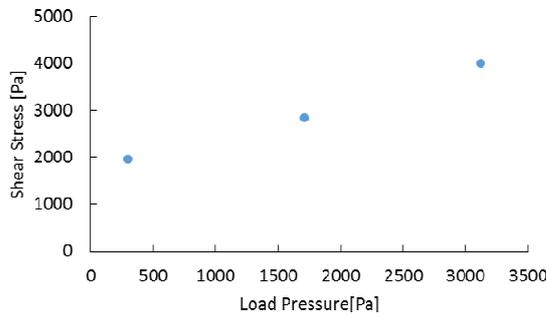
一面せん断試験の結果を Fig. 3-41 に示す．これらの結果は線形性を示しており，式 (3.4) が適用できると考えられる．得られた粘着力，内部摩擦角と乾燥密度の関係を Fig. 3-42, Fig. 3-43 にそれぞれ示す．乾燥密度が増加するにつれ，粘着力および内部摩擦角が増加することがわかる．また，一面せん断試験で得られた土の粘着力 c ，内部摩擦角 ϕ は平板けん引試験で得られた粘着力 c_a ，摩擦角 ϕ_a (Fig. 3-30, Fig. 3-31 参照) に比べて大きいことから平板けん引



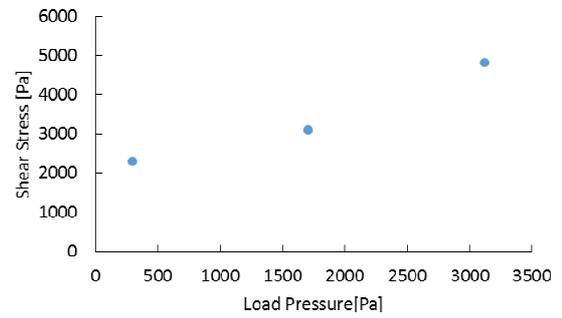
(a) 1.23 g/cm³



(b) 1.3 g/cm³



(c) 1.35 g/cm³



(d) 1.42 g/cm³

Fig. 3-41 Relationship between load pressure and shear stress

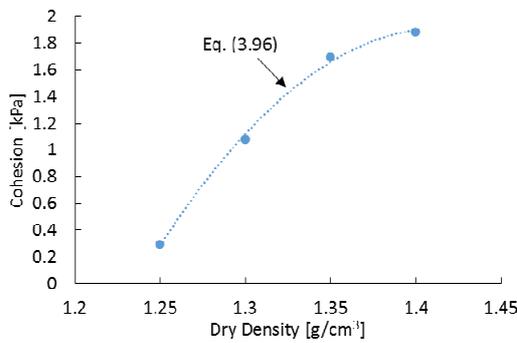


Fig. 3-42 Relationship between cohesion and dry density

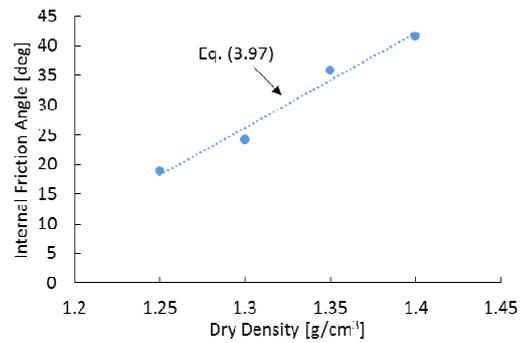


Fig. 3-43 Relationship between internal friction angle and dry density

試験のせん断力は平板-地盤の摩擦力であると解釈される。本研究では、Fig. 3-42、Fig. 3-43の結果を以下の式で近似した。

$$c = -59.58\rho_d^2 + 168.65\rho_d - 117.43 \quad (3.96)$$

$$\phi = 159.81\rho_d - 181.56 \quad (3.97)$$

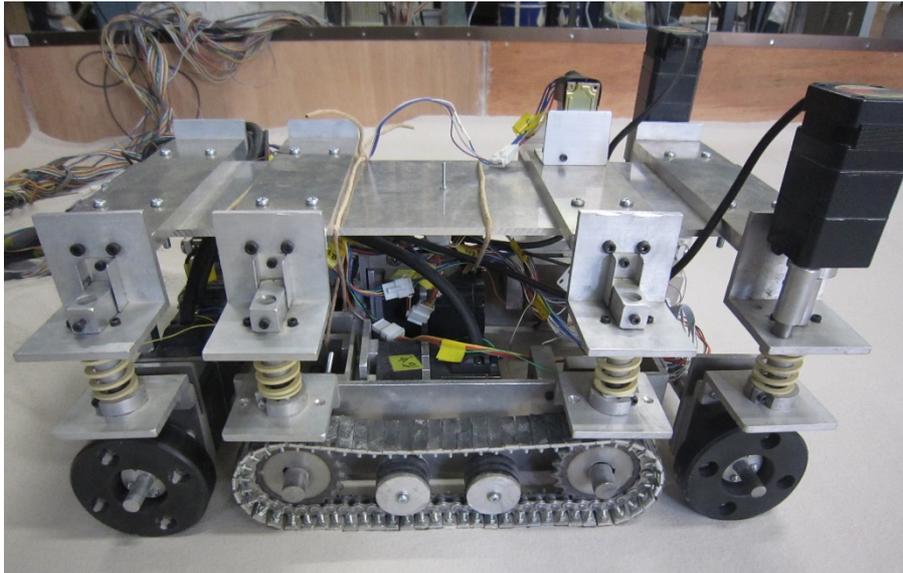


Fig. 3-44 Photo of model vehicle

Table 3-1 Vehicle parameters

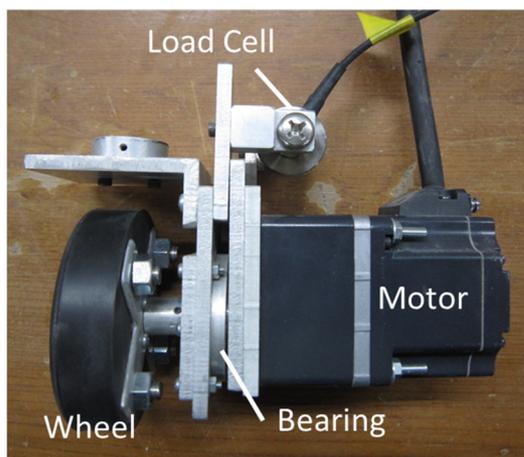
Parameter	Name	Value	Unit
B_w	Width of Wheel	0.02	[m]
B_c	Width of Crawler	0.03	[m]
r_w	Radius of Wheel	0.042	[m]
r_c	Radius of Sprocket	0.038	[m]
W	Vehicle Weight	15.9	[kg]
D	Crawler Length	0.2	[m]
L_1	Half the Lngth of the Wheel Base	0.2	[m]
L_2	Half the Length of the Tred	0.14	[m]
e	Eccentricity of Center of Gravity	0.002	[-]

3.7 模型車両を用いた走行実験

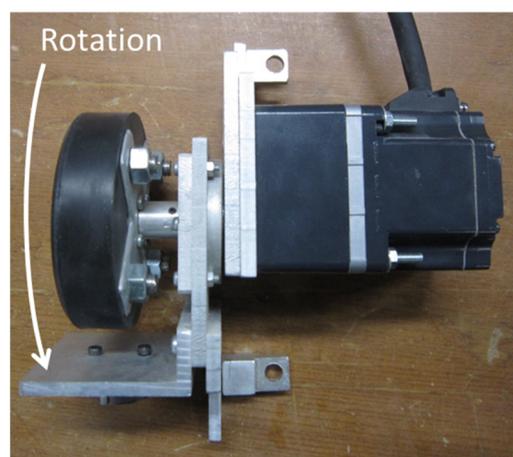
本節では、模型車両を用いてけん引直進走行実験を行い、中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を評価する。

3.7.1 模型車両

作製した模型車両の写真を Fig. 3-44 に示す。本模型車両は4つの車輪と2つの履帯を有している。履帯は前輪と後輪の中間に位置している。模型車両の諸元を Table 3-1 に示す。各車輪および履帯にはそれぞれ DC モータ（後輪，履帯：オリエンタルモータ社製 BLE23AA100 S-1，前輪：Maxon 社製 EC-max22 BL D 12W KL 2WE A）が備わっており、これらのモータによって独立に回転速度を制御することが可能である。また、前輪上部にはステッピングモーター



(a) With load cell



(b) Without load cell

Fig. 3-45 Wheel drive part

タ (オリエンタルモータ社製 RK543AAPS25) が取り付けられており、これにより前輪の操舵角度も左右独立に制御することができる。BLE23AA100S-1 および RK543AAPS25 の仕様は Table 2-1 に示すとおりである。また、Maxon 社製モータおよびギアヘッドの仕様を Table 3-2 に示す。また、各モータ部に取り付けられたロードセル (共和電業社製 LUR-A-50NSA1, LUR-A-2kNS A1) により回転抵抗力を測定することができる。Fig. 3-45 は車輪駆動部の写真である。モータはベアリングを介して車両シャーシとつながっており、Fig. 3-45 (b) のように、モータは車体に対して自由に回転する機構となっている。そのため、車輪が接地している状態で車輪を回転させた場合、車輪が移動するのではなく、モータ自身が回転をしてしまう。このモータの回転を抑えるためにロードセルを用いてモータを車体に固定している。ロードセルには車輪の回転抵抗力が全てかかるため、ロードセルでこの力を計測する。また、車両にはジャイロセンサ (村田製作所製 ENV-05A) を搭載しており、走行実験時の車両の姿勢を計測可能である。車両速度、位置については、ケーブルセンサ (共和電業社製 DTP-D-5KS) を用いて計測する。車両のシステム構成を Fig. 3-46 に示す。模型車両の走行制御はパソコンを用いて行う。駆動速度制御信号は DA 変換ボード (CONTEC 社製 DA12-16PCI) によって直流電圧信号に変換され、DC モータドライバ (オリエンタルモータ社製 BLED3A, Maxon 社製 ESCON50/5) へ送られる。DC モータにはタコジェネレータが取り付けられており、常に一定の回転を保つようにドライバによって制御される。そのため、各車輪、スプロケットはパソコンからの指令回転数を常に維持することができる。また、操舵角度制御はパルス信号により行われる。計算されたパルス数を I/O ボード (CONTEC 社製 PIO-16/16LPCI) を通してステッピングモータドライバ (オリエンタルモータ社製 RKD507-A) へ送り、ステッピングドライバの回転角度を制御する。ジャイロセンサは角速度に応じて直流電圧信号を出力する。この電圧は AD 変換ボード (CONTEC 社製 AD12-16PCI) により数値化され、計測される。各ロードセル、ケーブルセンサのひずみはひずみ測定器 (共和電業社製 PCD300-B) によって計測する。モータ制御および計測のタイムステップは 100 msec である。

Table 3-2 Spec of maxon motor and gear

RE25 EBCLL 10W KL 2W	
Assigned Power Rating [W]	12
Nominal Voltage [V]	6
Max. Continuous Torque [N·m]	0.0105
Stall Torque [N·m]	0.03
Motor Speed [rpm]	11400
gear GP22HP 3NM 3ST KL	
Intermittently Permissible Torque [N·m]	3
Reduction	1:128
Max. Efficiency [%]	59

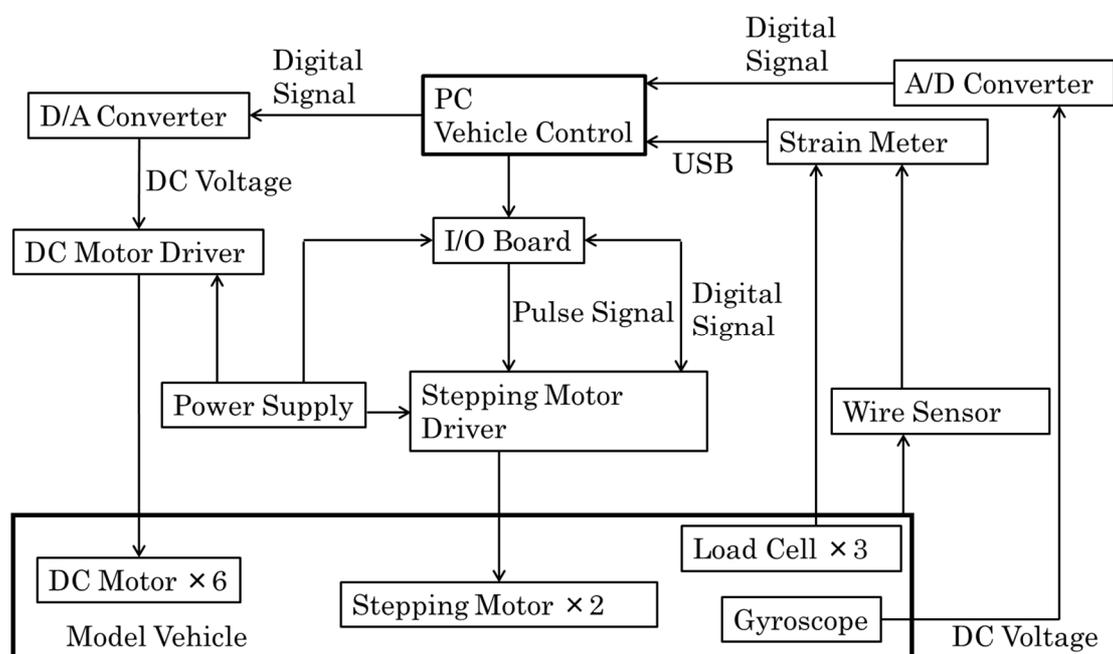


Fig. 3-46 Configuration of the experimental device

3.7.2 実験概要

模型車両が走行する地盤には前節で述べた 8 号珪砂を用いた。珪砂を長さ 2.7 m, 幅 1.8 m, 高さ 30 cm の土槽に深さ 10 cm になるように緩く敷き詰め, 表面をならしたものを地盤とした (Fig. 3-47 参照)。Fig. 3-48 は走行実験の様子, Fig. 3-49 は走行実験の概略図である。走行実験は模型車両の後方から負荷をかけた状態で車両を直進させて行う。各車輪, 履帯の回転速度は滑りがない場合, 走行速度 20 mm/sec となるよう設定した。負荷は, 車両後部中央, 車軸の高さの位置に重りを用いてかけた。その際, ワイヤと滑車の摩擦力もかかるため車体とワイヤの間にロードセル (共和電業社製 LUR-A-2kNSA1) を取り付け, 負荷を計測した (Fig. 3-50 参照)。重りは模型車両が走行不可能となるまで 580 g ずつ増やし, 各重さのときの

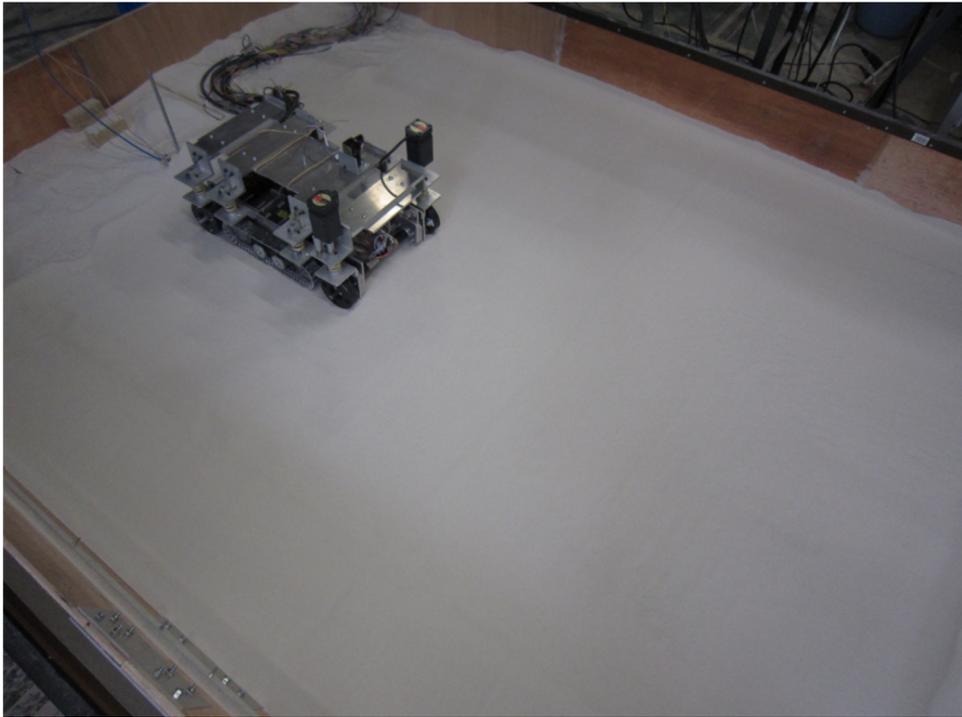


Fig. 3-47 Test field

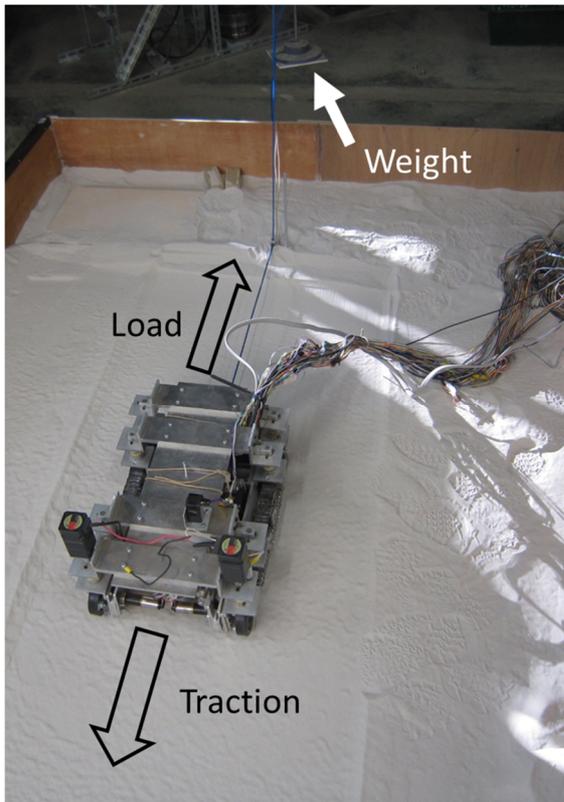


Fig. 3-48 Overview of traction test

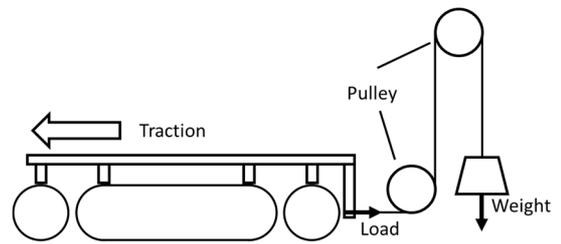


Fig. 3-49 Schematic view of traction test

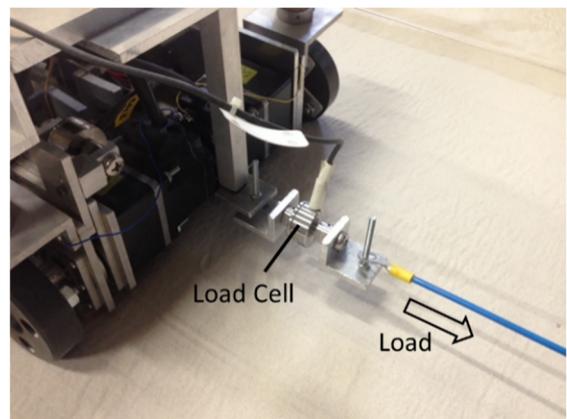
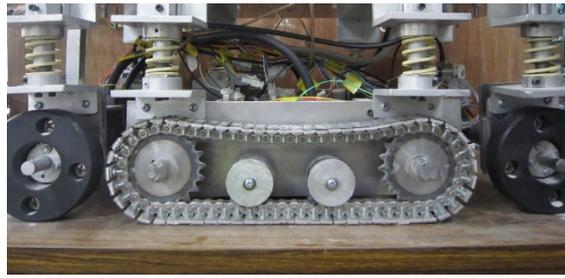
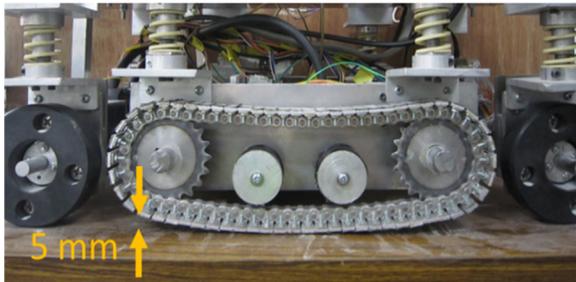


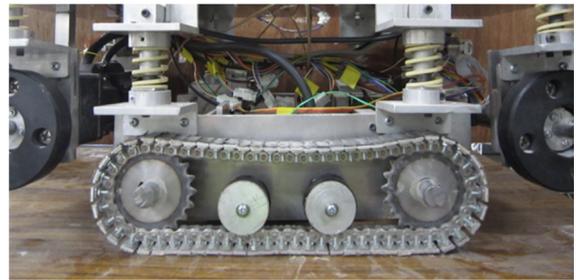
Fig. 3-50 Measurement of load



(a) Crawler height of 0 mm



(b) Crawler height of 5 mm



(c) Tracked vehicle

Fig. 3-51 Photos of model vehicle in different crawler height condition

車両速度、各トルクを計測し、車両速度からスリップ率を求めた。また、車輪や履帯の荷重分布が変化したときの挙動を見るため、車両の履帯高さを変更して実験を行った。条件は履帯高さ 0 mm、5 mm と履带式車両とする。各状態の模型車両の写真を Fig. 3-51 に示す。実験は各負荷、条件において 3 回ずつ行った。

3.7.3 走行実験結果

Fig. 3-52 に中間履帯を上げた状態の車輪式移動車両の走行の様子を写真で示す。また、後輪部の拡大写真を Fig. 3-53 に示す。本模型車両は中間履帯を上げた状態の車輪式移動車両では車両の荷重によって車輪が大きく沈下してしまい、軟弱地盤上を走行できなかった。しかし、中間履帯を下ろすことで軟弱地盤上でも走行できるようになった (Fig. 3-54 参照)。

次に、Fig. 3-55 にスリップ率-けん引力関係の実験結果、Fig. 3-56 にスリップ率-履帯トルク関係の実験結果、Fig. 3-57 にスリップ率-前輪トルク関係の実験結果、Fig. 3-58 にスリップ率-後輪トルク関係の実験結果を示す。

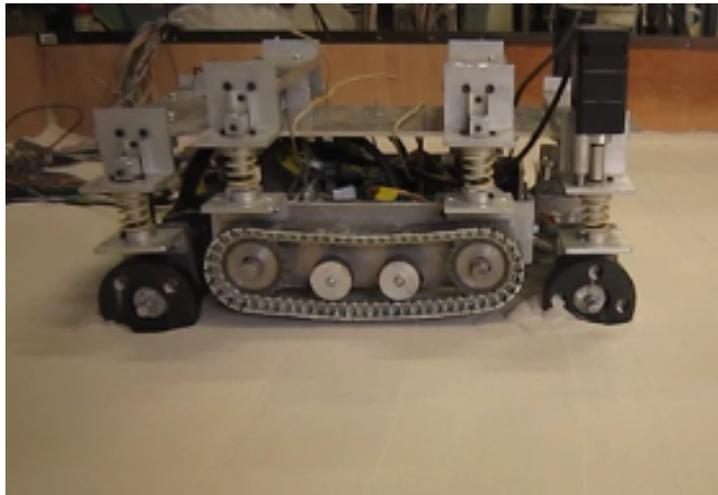
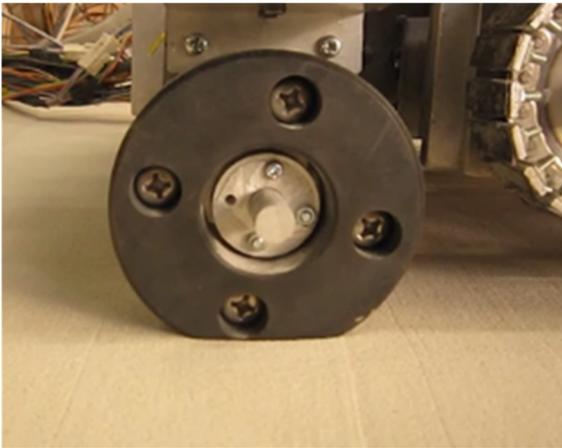
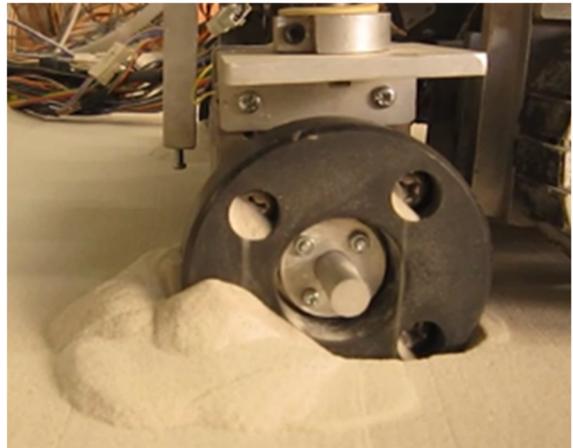


Fig. 3-52 Photo of wheel-typed vehicle



(a) Stopping state



(b) Driving state

Fig. 3-53 Photos of rear wheel of wheel-typed vehicle

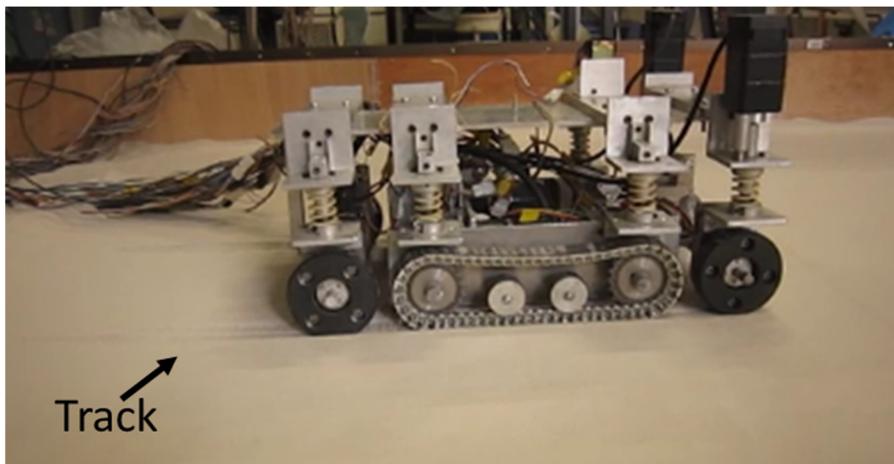


Fig. 3-54 Photo of wheel-typed vehicle with crawlers

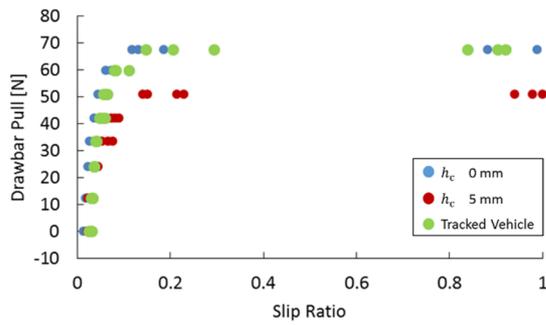


Fig. 3-55 Experimental results of drawbar pull

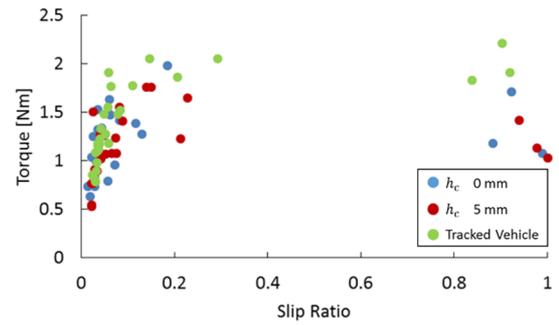


Fig. 3-56 Experimental results of torque of crawler

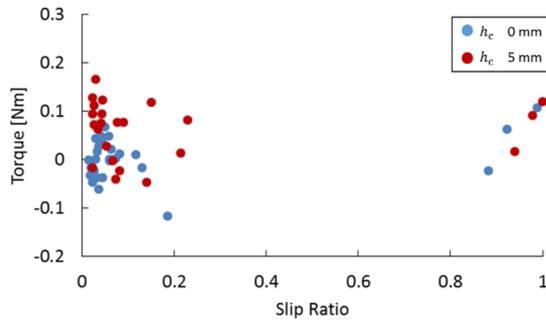


Fig. 3-57 Experimental results of torque of front wheel

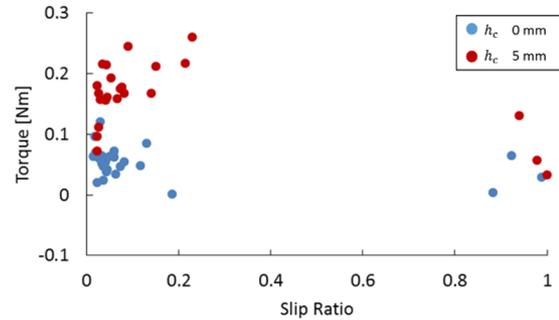


Fig. 3-58 Experimental results of torque of rear wheel

(1) けん引力

Fig. 3-55 より、スリップ率が増加するにつれ、けん引力が増加していることがわかる。これは 3.3.6 項で述べたようにスリップ率が増加することにより滑り量が増え、せん断応力、駆動力が増えたためである。また、どの条件でもスリップ率 0.2 付近からけん引力が最大値となっている。この理由として、スリップ率 0.2 付近でせん断抵抗力が最大に達したためと考えられる。

また、履帯高さが 5 mm の結果は他の条件と比べ、けん引力が低くなった。中間履帯の高さを上げた場合、履帯にかかる車両荷重は減少し、前後輪にかかる荷重は増加する。そのため、履帯の発揮する駆動力は減少し、前後輪の発揮する駆動力は増加する。履帯駆動力の減少に対して、車輪駆動力の増加割合が小さかったため、車両全体のけん引力が低下したと考えられる。一方、履带式車両と履帯高さ 0 mm の結果を比較すると、差はほぼ見られない。中間履帯が車両重量に対して十分な大きさを有していたため、前後輪に荷重分配があまりされず、履带式車両の場合と顕著な差が出なかったためであると考えられる。

(2) トルク

Fig. 3-56 より、トルクはけん引力の傾向と同様にスリップ率の増加に伴って増加し、スリップ率 0.2 付近で最大値に達している。また、履帯高さについては、履带式車両のトルクが最も大きく、次に履帯高さ 0 mm が大きい。履帯高さ 5 mm のトルクは履帯高さ 0 mm より僅かに小さかった。これらの結果は履帯が負担する荷重が増加するに伴って、履帯トルクが増加するという傾向を示している。

Fig. 3-57 より、履帯高さ 0 mm のとき前輪にトルクはかかっていないことが分かる。したがって、前述したように本模型車両では履帯が車両重量に対して十分大きいため、前輪に荷重がかかっていないことが分かる。一方、履帯高さ 5 mm のときはトルクがかかっており、履帯を上げたことで前輪にも荷重が分配されていることが分かる。

Fig. 3-57 および Fig. 3-58 より、後輪トルクは前輪トルクより大きい結果が得られた。これは本模型車両の重心が車両中心から後ろ側にあるためである。また、履帯は式 (3.56) より駆動スプロケット側の滑り沈下量が大きいいため車両後ろ側がより沈下する傾向がある。そのため、後輪が負担する荷重が増え、トルクも増えると考えられる。

3.8 数値シミュレーション

本節では、提案した力学モデルを用いて走行の数値シミュレーションを行う。さらに、前節の実験結果とシミュレーション結果を比較してモデルの妥当性を検討する。さらに、車両や地盤の条件を変えてシミュレーションを行い、中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を明らかにする。

3.8.1 シミュレーション方法

シミュレーションは以下の手順により行った。また、シミュレーションの流れを Fig. 3-59 に示す。

1. 車両諸元および地盤定数を入力する。
2. スリップ率を入力する。
3. 車両の沈下量およびピッチ角を仮定する。
4. 各車輪、履帯の入射角、離脱角を計算する。
5. 各応力、せん断応力を計算する。
6. 地盤の支持力を計算する。
7. 地盤支持力と車両重量が釣り合う、また、後輪まわりのモーメントが釣り合うまで沈下量、ピッチ角を修正し、手順 3~6 を繰り返す。
8. 各トルク、抵抗力、駆動力を計算する。
9. けん引力を計算する。

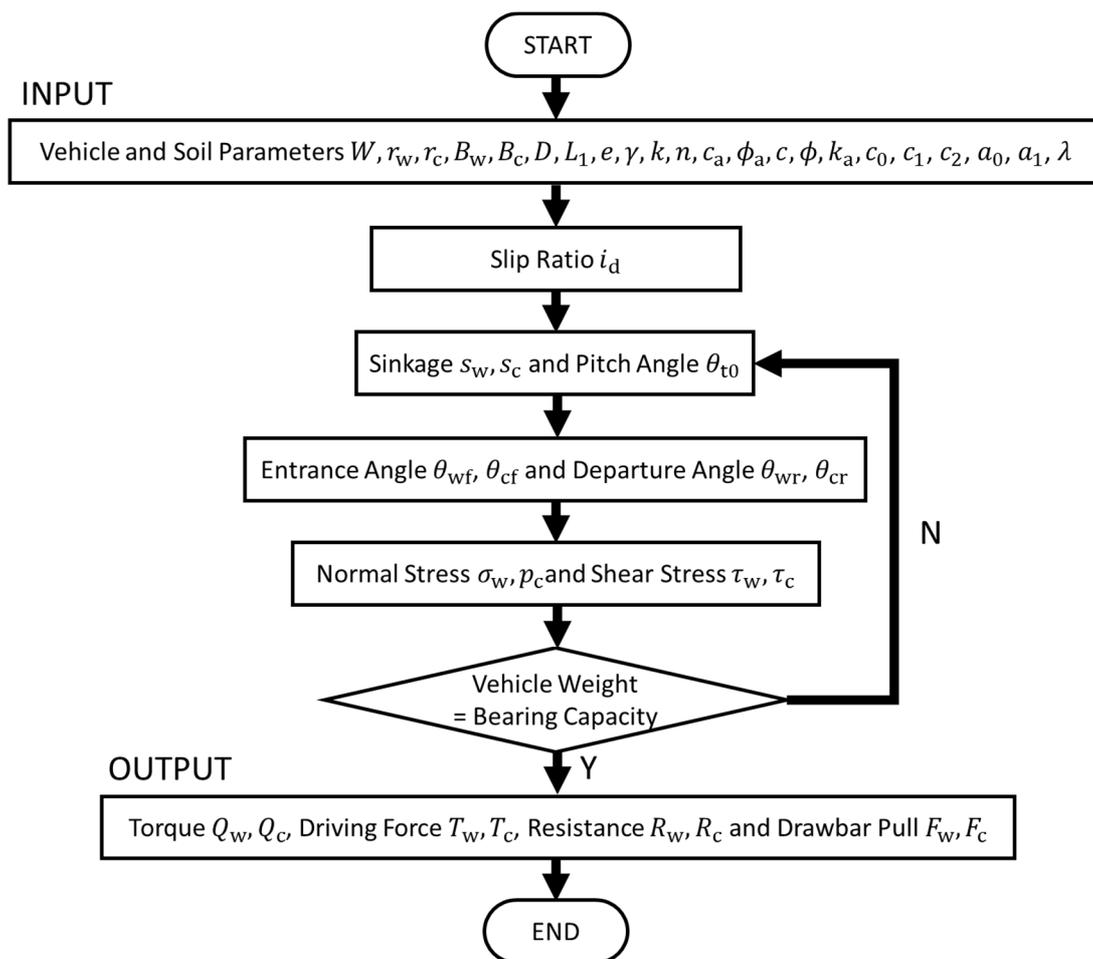


Fig. 3-59 Simulation flow chart

Table 3-3 Soil parameters

Parameter	Name	Value	Unit
λ	Rate between Front and Rear Sinkage	0.3	[-]
a_1	Constant	0.4	[-]
a_2	Constant	0.15	[-]

3.8.2 シミュレーション条件

本項では、まず履帯式車両、履帯高さ 0 mm、5 mm の中間に履帯を有する車輪式移動車両についてシミュレーションを行い、3.7.3 項で示した実験結果と比較してモデルの妥当性を検討する。シミュレーションに用いた車両の諸元としては Table 3-1 に示した模型車両の値を用いた。地盤定数は式 (3.88) ないし式 (3.97) に乾燥密度 1.3 g/cm^3 を代入して求めた値を用いた。その他の地盤定数の値を Table 3-3 に示す^{31), 35)}。なお、本シミュレーションはスリップ率を 0~0.95 の範囲で 0.05 刻みに計算した。

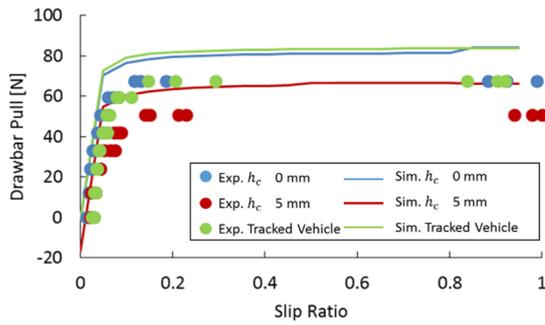


Fig. 3-60 Experimental and simulation results of drawbar pull

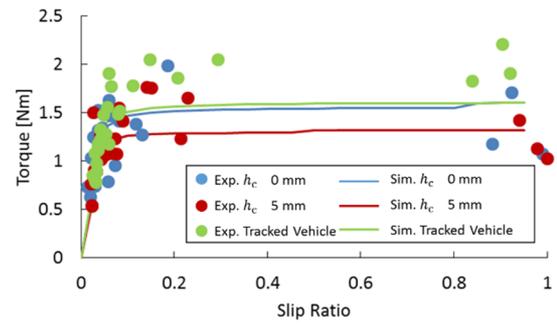


Fig. 3-61 Experimental and simulation results of crawler torque

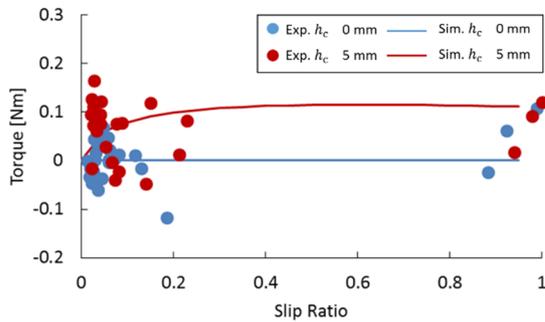


Fig. 3-62 Experimental and simulation results of front wheel torque

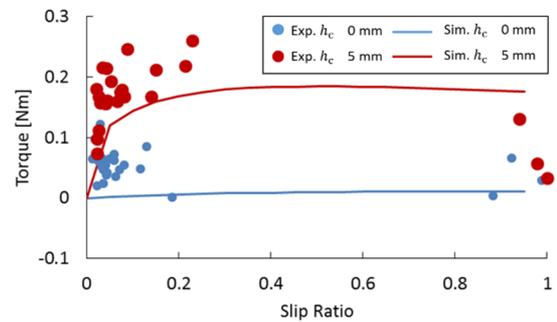


Fig. 3-63 Experimental and simulation results of rear wheel torque

3.8.3 実験結果とシミュレーション結果の比較

Fig. 3-60 にスリップ率-けん引力関係の比較結果を、Fig. 3-61 にスリップ率-履帯トルク関係の比較結果を示す。また、Fig. 3-62 にスリップ率-前輪トルク関係の比較結果を、Fig. 3-63 にスリップ率-後輪トルク関係の比較結果を示す。Fig. 3-60 より、シミュレーション結果は、スリップ率の増加に伴い、けん引力が増加する傾向およびスリップ率 0.2 付近で最大値に達するという傾向を再現している。さらに、履带式車両と履帯高さ 0 mm のときのけん引力にあまり差は見られず、履帯高さ 5 mm のときは他と比較してけん引力が低下するという傾向も再現している。しかし、シミュレーション結果は実験結果よりもけん引力が大きくなった。これは走行実験では、模型車両の車体の一部が地盤と接してしまっていたため走行抵抗力がシミュレーションより大きくなったことが原因であると考えられる。

また、Fig. 3-60 ないし Fig. 3-63 より、各トルクのシミュレーション結果は実験結果と比較して、似た傾向および近い値を示していることがわかる。したがって、提案したモデルは中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能の推定に有効であると考えられる。したがって、次項から本モデルを用いたシミュレーションにより走行性能を議論する。

3.8.4 地盤硬さに関する検討

本項では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の地盤硬さが変わった場合の走行性能の変化について検討する。乾燥密度 1.25 g/cm^3 、 1.3 g/cm^3 、 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 を式 (3.88) ないし式 (3.97) に代入して地盤定数を計算した。Fig. 3-64 に沈下量、ピッチ角、支持力、トルク、けん引力の結果をそれぞれ示す。

(1) 沈下量、ピッチ角

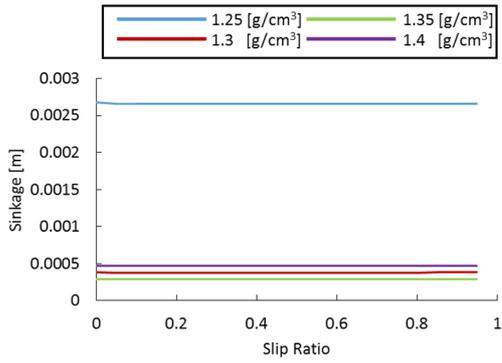
Fig. 3-64 (a) および (b) より、どの地盤条件でも沈下量および車両ピッチ角は小さく、またスリップ率の影響は小さい。乾燥密度が 1.25 g/cm^3 の条件のとき、沈下量および車両傾きは他の条件に比べて大きい。 1.3 g/cm^3 、 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 の3条件では、ほぼ違いは見られない。これは3.6.3項の平板載荷試験で述べたように、乾燥密度 1.3 g/cm^3 付近から急激に地盤定数 k 、 n が増加し、地盤が硬くなることにより僅かな沈下量で地盤垂直応力が大きく増加するためである。

(2) 支持力

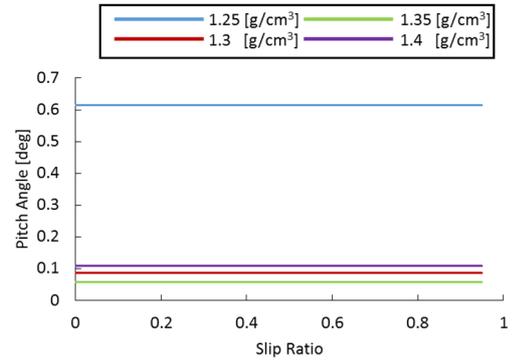
Fig. 3-64 (c) より前輪はどの地盤条件でも支持力をほとんど発揮していないことが分かる。また、後輪支持力もわずかであり、Fig. 3-64 (d) に示すように本模型車両は車両重量はほぼ履帯が支えていることが分かる。また、前輪および後輪はスリップ率が増加するにつれて、支持力が減少している。式 (3.23) で示したようにスリップ率が増加するに従って垂直応力が最大となる位置は車輪前方へずれていく。その結果、垂直応力の鉛直成分が減少し、支持力が低下する。そのため、車輪式移動車両の場合、スリップ率の増加に従い、沈下量は増大していく。しかし、Fig. 3-64 (d) から分かるように、スリップ率が増加するにつれ、履帯の支持力が増加している。履帯は接地面積が大きいいため、沈下量がわずかに増加したとしても、支持力を発揮することができる。すなわち、中間に履帯を有する車輪式移動車両は車輪の支持力低下を履帯が補うことによって沈下量の増加を抑えることができると考えられる。

(3) トルク

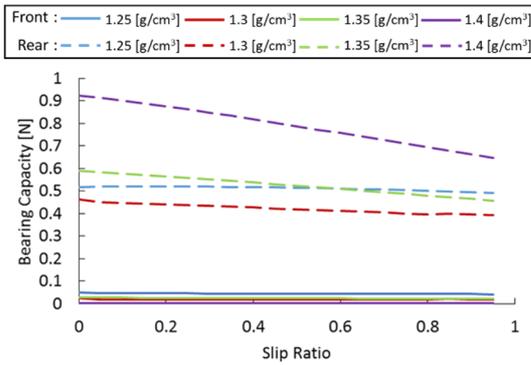
式 (3.4) より、垂直応力が大きくなるにつれてせん断応力も大きくなるため、後輪のトルクは前輪のトルクよりも大きい。Fig. 3-64 (e) に示すように、前輪はスリップ率が増加するとすべり量も増えるため、どの地盤条件でもトルクが増加している。後輪については、滑り量は増えるが垂直応力が減少するためせん断応力の増加率は低下する。Fig. 3-64 (c) で示したように乾燥密度 1.4 g/cm^3 の場合では大きく支持力が低下しているため、トルクもスリップ率 0.4 付近から減少している。一方、Fig. 3-64 (f) に示すように、履帯は支持力が地盤硬さによってほぼ変わらない (Fig. 3-64 (d) 参照) ため最大値は変わらない。Fig. 3-33 で示したように、地盤が硬くなるとせん断応力が最大値に達するまでの距離が短くなるため、より小さいスリップで最大値まで達する。



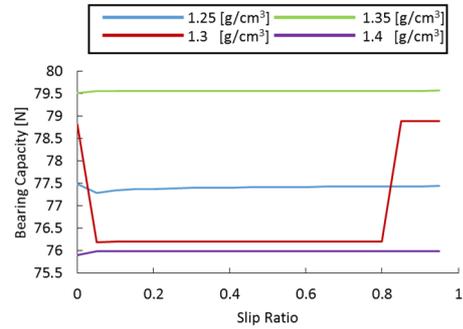
(a) Sinkage



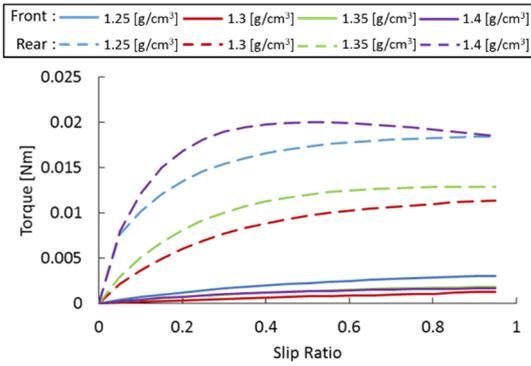
(b) Pitch angle



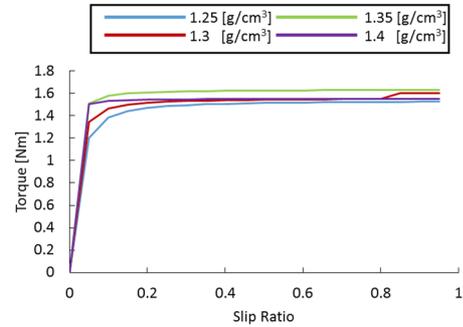
(c) Wheel bearing capacity



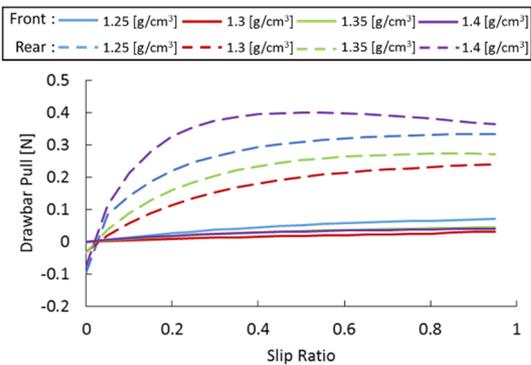
(d) Crawler bearing capacity



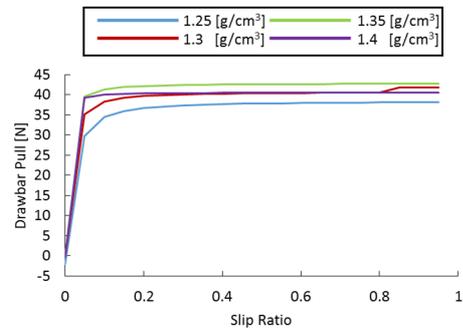
(e) Wheel torque



(f) Crawler torque



(g) Wheel drawbar pull



(h) Crawler drawbar pull

Fig. 3-64 Simulation results with different dry densities

(4) けん引力

Fig. 3-64 (g) および (h) より、けん引力はせん断応力によって発揮されるため、トルクと傾向は同じとなった (Fig. 3-64 (e) および (f) 参照)。ただし、車両は乾燥密度 1.25 g/cm^3 のとき最も沈下し、走行抵抗も最大となるため履帯けん引力は最小となった。

3.8.5 車輪式移動車両との比較

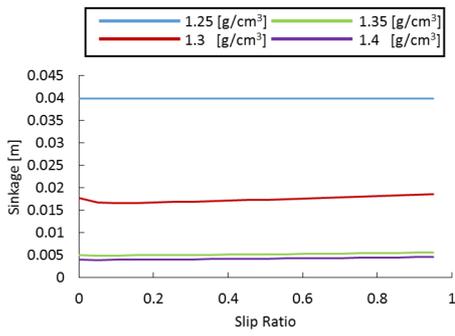
本項では、履帯を有していない通常の車輪式移動車両の走行性能を検討し、履帯の有無による違いを確認する。各パラメータは Table 3-1 および Table 3-3 の値を用いた。また、前項と同様に乾燥密度を 1.25 g/cm^3 、 1.3 g/cm^3 、 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 と設定し、地盤定数を求めた。Fig. 3-65 に沈下量、ピッチ角、地盤支持力、トルク、けん引力の結果をそれぞれ示す。

(1) 沈下量、ピッチ角、支持力

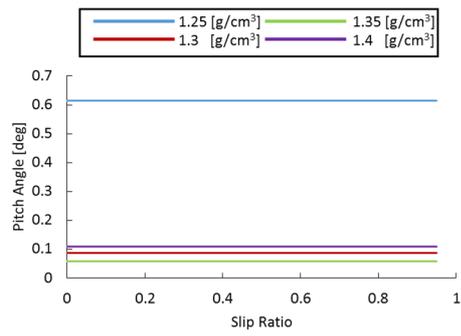
Fig. 3-65 (a) より、乾燥密度 1.25 g/cm^3 のとき大きく沈下し、後輪沈下量は車輪径まで達した。本シミュレーションでは最大沈下量が車輪径と同じになるよう設定しているため、式 (3.34) の釣り合いを満たさずに計算が終了した。また、乾燥密度 1.3 g/cm^3 のときは沈下量が 2 cm 、 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 のときは 5 mm といずれも履帯があるときよりも沈下量は大きくなった (Fig. 3-64 (a) 参照)。また、乾燥密度 1.3 g/cm^3 のとき、履帯がないためスリップ率増加に伴う支持力低下を防げず、沈下量は増加した。 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 のときは地盤が硬く、支持力の増加のために沈下量が増加しなかったと考えられる。Fig. 3-65 (b) に示すピッチ角については履帯を用いたときとほぼ変わらず小さい値であった (Fig. 3-64 (b) 参照)。これは偏心率が 0.2% と小さいため前後輪で荷重差があまり大きくなかったためと考えられる。また、Fig. 3-65 (c) および (d) より乾燥密度 1.25 g/cm^3 のときは式 (3.34) のつり合いの位置まで計算していないため支持力は車両重量より小さな値となった。また、他の条件ではスリップ率が多くなると後輪の支持力が低下し、前輪の支持力が増加した。これは後輪の方が前輪よりも支持力が高いため、スリップ率の増加によって垂直応力の減少量が前輪よりも大きくなったためであると考えられる。

(2) トルク、けん引力

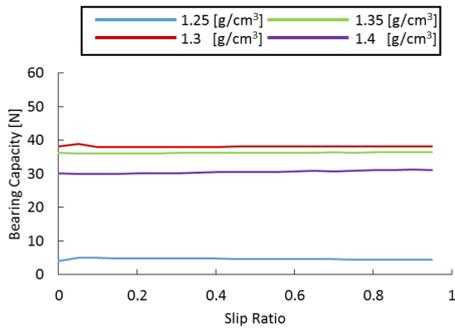
Fig. 3-65 (e) および (f) より、履帯を用いたとき (Fig. 3-64 (e) 参照) より車輪下の垂直応力が大きくなったためトルクは大きくなった。また、地盤硬さに関わらず、支持力が大きいほどトルクが大きかった。前輪トルクは乾燥密度 1.3 g/cm^3 のとき最大であったが、Fig. 3-65 (g) および (h) に示すけん引力は 1.35 g/cm^3 、 1.4 g/cm^3 のときより小さい。これは沈下量が大きく、走行抵抗も大きくなっているためである。また、トルクはスリップ率が大きくなると増加する、もしくは一定であったのに対して、けん引力は低下している。これはスリップ率が大きくなることで応力分布が車輪前方へずれ、せん断応力の水平方向成分が小さくなったためである。



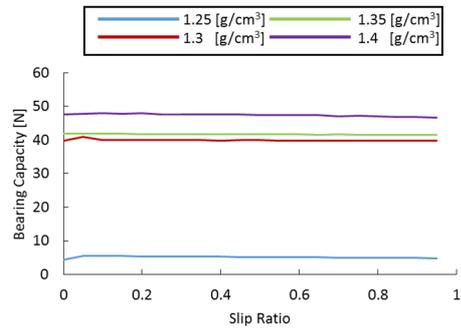
(a) Sinkage



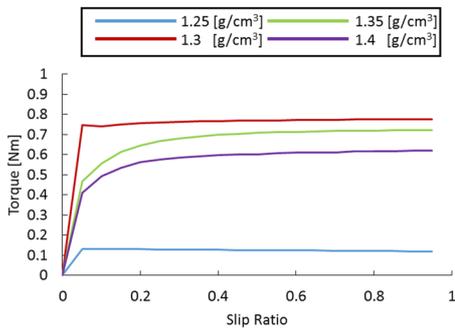
(b) Pitch angle



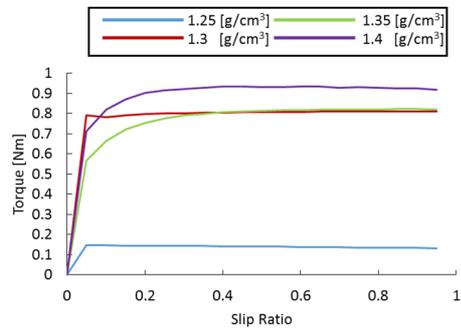
(c) Front wheel bearing capacity



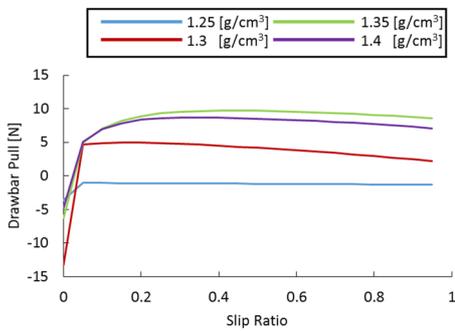
(d) Rear wheel bearing capacity



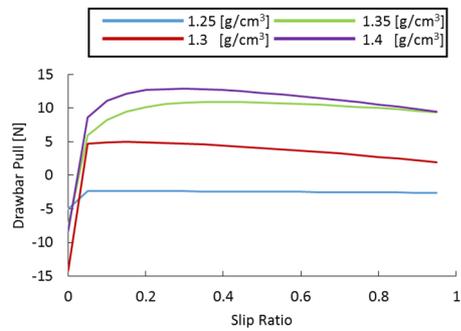
(e) Front wheel torque



(f) Rear wheel torque



(g) Front wheel drawbar pull



(h) Rear wheel drawbar pull

Fig. 3-65 Simulation results of wheel-typed vehicle

3.8.6 車輪径・車輪幅に関する検討

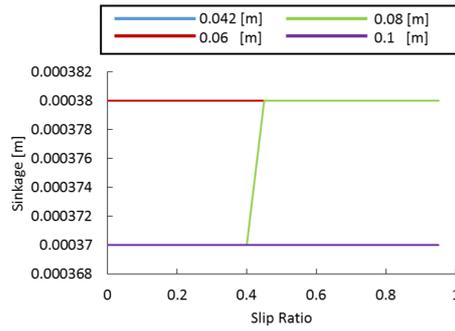
本項では、車輪径および車輪幅が変わった場合の中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を検討する。各パラメータは Table 3-1 および Table 3-3 の値を用いた。ただし、乾燥密度を 1.3 g/cm^3 と設定し、また、傾向を正確に把握するため車両偏心率を 0、すなわち車両の傾きを 0 とした。そのため、前輪と後輪は同じ特性を示す。車輪径は模型車両の諸元から 0.06 m, 0.08 m, 0.1 m, 車輪幅は 0.03 m, 0.035 m, 0.04 m に変更してそれぞれ計算した。Fig. 3-66 に車輪径を変えた場合の沈下量, 地盤支持力, トルク, けん引力の結果を, Fig. 3-67 に車輪幅を変えた場合の沈下量, 地盤支持力, トルク, けん引力の結果をそれぞれ示す。

(1) 沈下量, 支持力

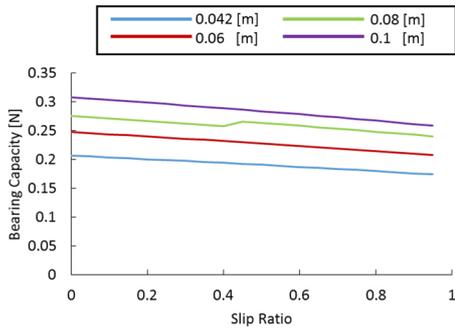
Fig. 3-66 (a) より車輪径を大きくしても沈下量はほぼ変わらなかった。また、同様に Fig. 3-67 (a) より車輪幅を大きくしても沈下量はほぼ変わらなかった。Fig. 3-66 (b), (c) および Fig. 3-67 (b), (c) より、車輪径および車輪幅を大きくすることで車輪の荷重支持力は増加し、履帯の荷重負担は減少している。しかし、車輪の分担荷重が増加した後も車輪支持力は履帯支持力と比較すると非常に小さいことが分かる。そのため、履帯の支持力を発揮するための沈下量にほとんど違いは見られなかった。また、Fig. 3-66 (b) と Fig. 3-67 (b) を比較すると、車輪幅を大きくした方が支持力は増加している。式 (3.88) および式 (3.89) より地盤内垂直応力に関係のある地盤定数 k , n は、それぞれ車輪幅に対して約 3.7 乗, 1.8 乗倍で増加する。また、式 (3.34) にも影響を与える。一方、車輪径の増加は主に式 (3.22) および式 (3.34) に影響を与える。このとき垂直応力は車輪径の n 乗倍、支持力は車輪径に比例する。乾燥密度 1.3 g/cm^3 , 車輪幅 2 cm のとき n はおよそ 0.88 である。したがって、本研究の地盤および模型スケールでは、車輪径より車輪幅の方が支持力に影響を与えると考えられる。

(2) トルク, けん引力

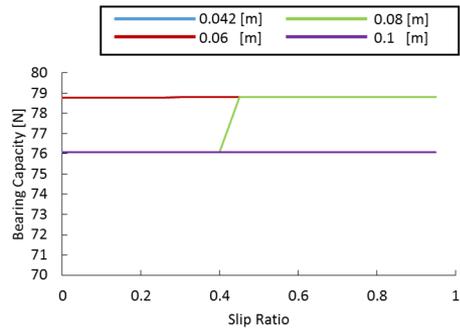
Fig. 3-66 (e), (g) および Fig. 3-67 (e), (g) より、履帯のトルクおよびけん引力は車輪径、車輪幅の大きさにより変化しなかった。これは先述したように、車輪径および幅の変化によって履帯の荷重支持力に違いがほとんどなかったためである。一方、Fig. 3-66 (d) より、車輪径が大きくなると車輪トルクも大きくなった。これは車輪下応力が大きくなったため、また、式 (3.35) で表されているようにトルクが車輪径の 2 乗に比例するためである。Fig. 3-66 (d) を確認するとほぼ車輪径の 2 乗に比例増加していることが分かる。Fig. 3-66 (f) より、けん引力も車輪径の増加に伴って増加している。式 (3.35) で述べたように駆動力が車輪径に比例するため、けん引力もほぼ比例増加する。Fig. 3-67 (d), (f) より車輪幅が大きくなるとトルクおよびけん引力も大きくなる。これは車輪下の応力が大きくなったためである。しかし、車輪幅の増加に伴うトルク, けん引力に最大値があることが分かる。これは履帯があるため、車輪がある値以上の支持力を得られないためであると考えられる。



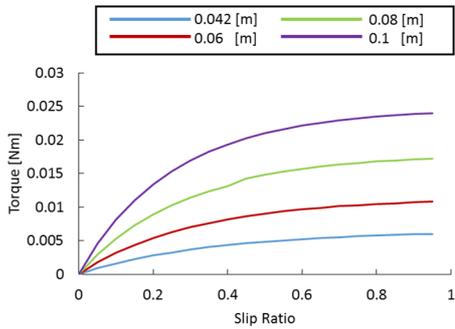
(a) Sinkage



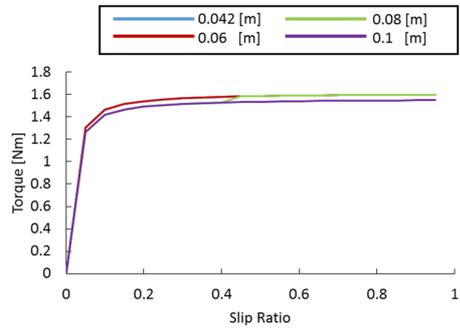
(b) Wheel bearing capacity



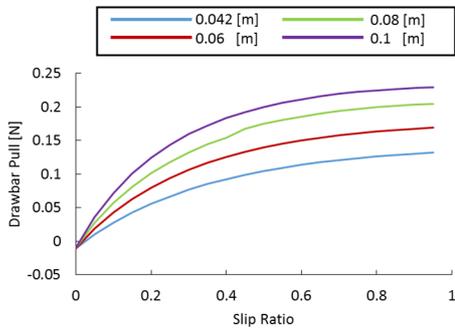
(c) Crawler bearing capacity



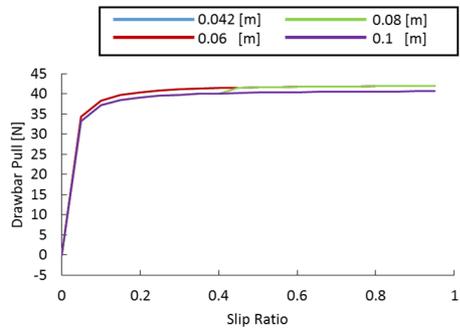
(d) Wheel torque



(e) Crawler torque

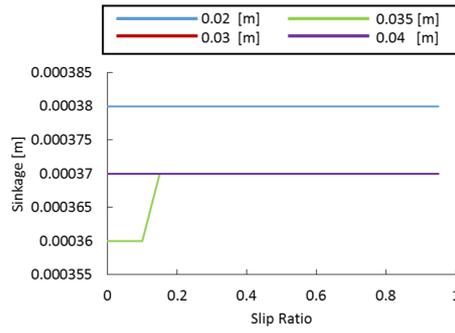


(f) Wheel drawbar pull

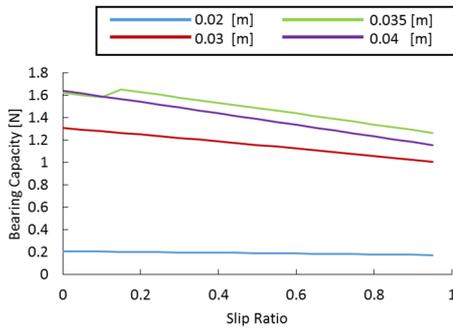


(g) Crawler drawbar pull

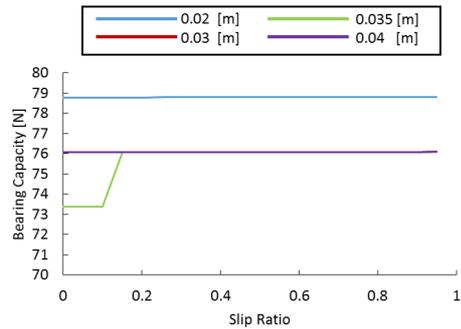
Fig. 3-66 Simulation results with different wheel radii



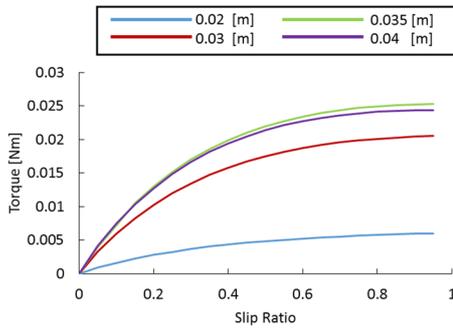
(a) Sinkage



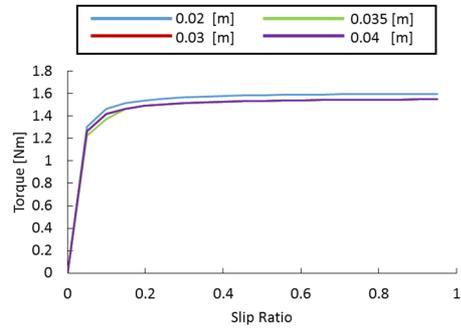
(b) Wheel bearing capacity



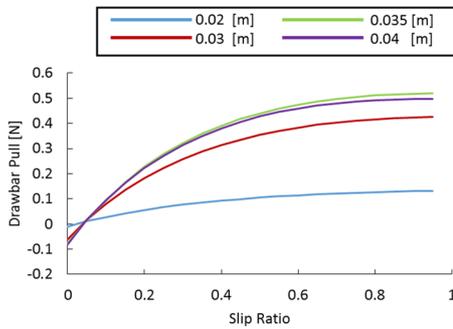
(c) Crawler bearing capacity



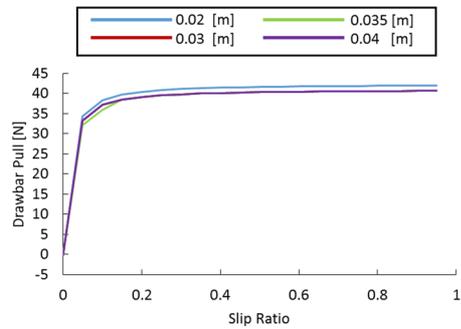
(d) Wheel torque



(e) Crawler torque



(f) Wheel drawbar pull



(g) Crawler drawbar pull

Fig. 3-67 Simulation results with different wheel widths

3.8.7 履帯長・履帯幅に関する検討

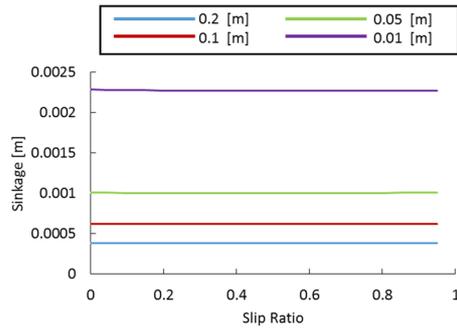
本項では、履帯幅および履帯長が変わった場合の中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を検討する。各パラメータは前項と同様に Table 3-1 および Table 3-3 の値を用いた。ただし、乾燥密度を 1.3 g/cm^3 、車両偏心率を 0 とした。履帯長は模型車両の諸元から 0.1 m, 0.05 m, 0.01 m, 履帯幅は 0.02 m, 0.015 m, 0.01 m に変更してそれぞれ計算した。Fig. 3-68 に履帯長を変えた場合の沈下量, 地盤支持力, トルク, けん引力の結果を, Fig. 3-69 に履帯幅を変えた場合の沈下量, 地盤支持力, トルク, けん引力の結果をそれぞれ示す。

(1) 沈下量, 支持力

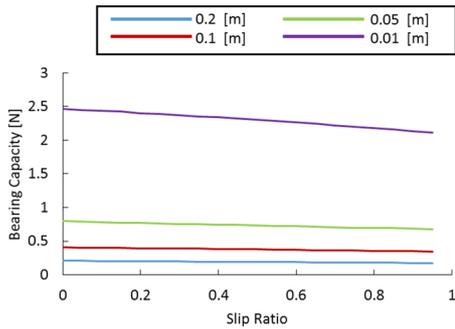
Fig. 3-68 (a) より, 履帯長が短くなることで車両の沈下量は増加している。また, Fig. 3-69 (a) より, 履帯幅が小さくなると車両は履帯長のときと比べて大きく沈下した。これは前項で述べたのと同様に, 履帯幅が小さくなると地盤定数 k , n が大きく下がり, 地盤内応力が低下して, 地盤の沈下量が大きくなったためである。そのため, 履帯長が短くなったときの履帯支持力の低下はわずかなのに対して, 履帯幅が小さくなると履帯支持力は 0 近くにまで下がってしまう (Fig. 3-68 (c) および Fig. 3-69 (c) 参照)。そして履帯支持力の低下により沈下量が増加し, 車輪の支持力が増加している (Fig. 3-69 (b) 参照)。

(2) トルク, けん引力

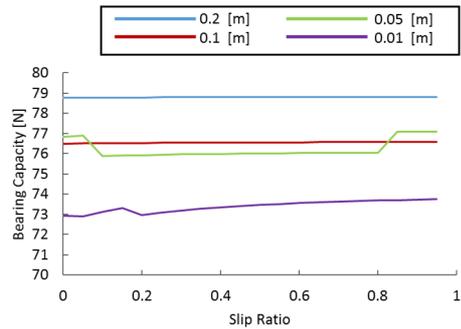
Fig. 3-68 (e), (g) および Fig. 3-69 (e), (g) より, 履帯長が短くなる, また履帯幅が小さくなると履帯下の応力が低下するため履帯トルクおよびけん引力も低下した。しかし, 先述したように履帯幅が短くなる方が履帯長が短くなるより大きく履帯下の垂直応力が低下するため, 履帯幅が短くなる方がトルクおよびけん引力もより小さくなる。Fig. 3-68 (d), (f) より履帯長が短くなるに伴って車輪下の応力は増加し, 車輪トルクおよびけん引力は増加している。同様に Fig. 3-69 (d) より履帯幅が小さくなると沈下量が増えて車輪下の応力が増加し, 車輪トルクも大きくなっている。一方, Fig. 3-69 (f) より車輪けん引力は履帯幅が 1.5 cm と 1 cm のときで差はない。これは沈下量が増えることにより走行抵抗も増えたためである。



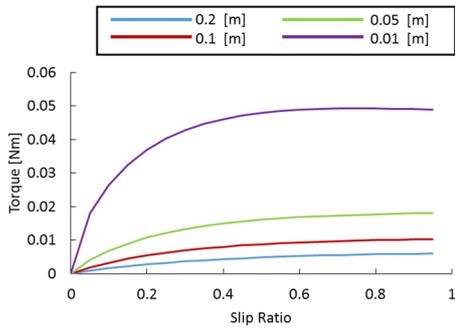
(a) Sinkage



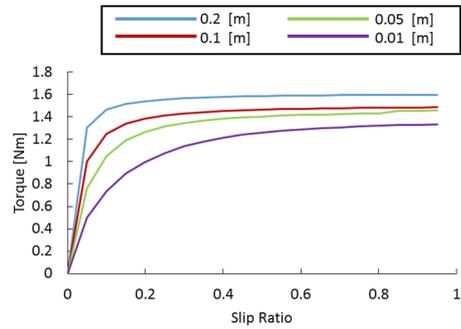
(b) Wheel bearing capacity



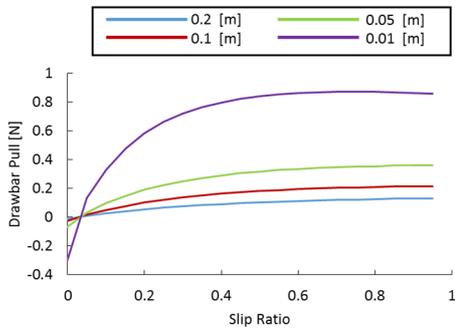
(c) Crawler bearing capacity



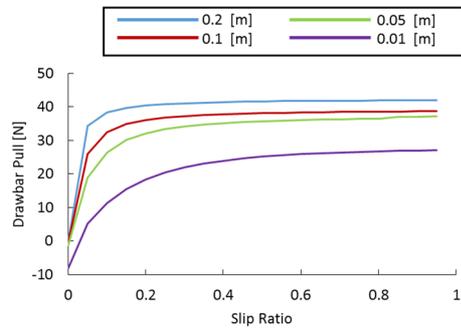
(d) Wheel torque



(e) Crawler torque

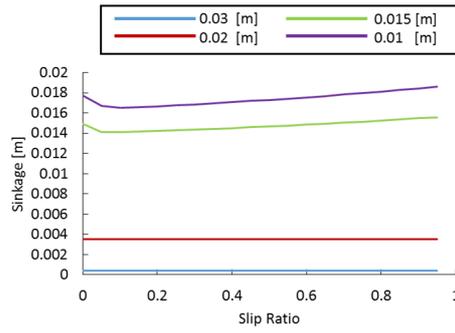


(f) Wheel drawbar pull

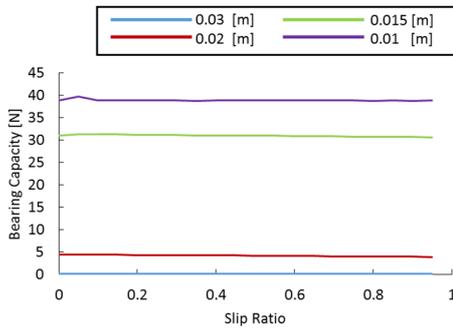


(g) Crawler drawbar pull

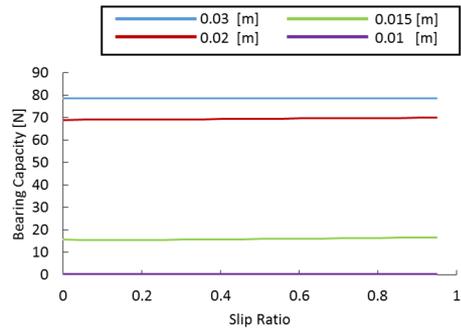
Fig. 3-68 Simulation results with different crawler lengths



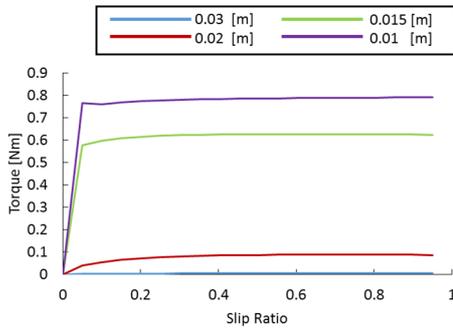
(a) Sinkage



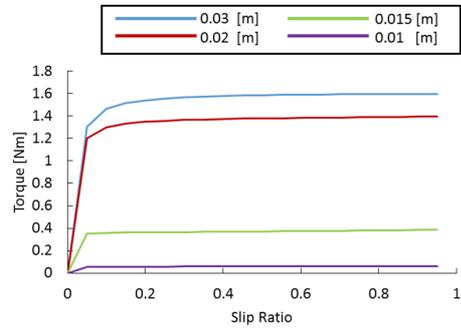
(b) Wheel bearing capacity



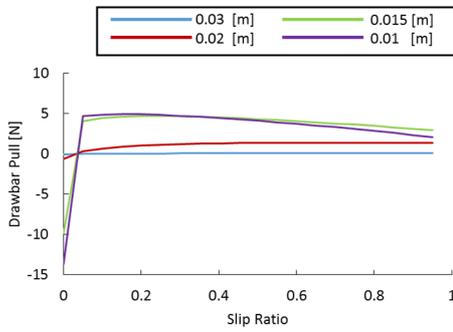
(c) Crawler bearing capacity



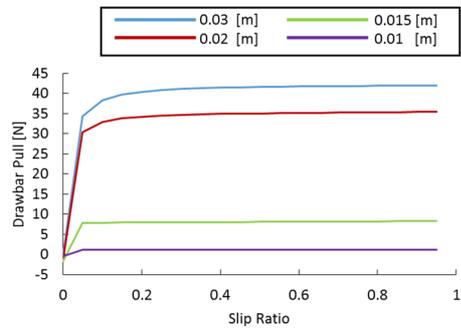
(d) Wheel torque



(e) Crawler torque



(f) Wheel drawbar pull



(g) Crawler drawbar pull

Fig. 3-69 Simulation results with different crawler widths

Table 3-4 Parameters of real vehicle and soil

Name	Value	Unit
Wheel Base	2.5	[m]
Tred	1.7	[m]
Vehicle Weight	5600	[kg]
Wheel Radius	0.357	[m]
Wheel Width	0.199	[m]
k_c	65.5	[kN/m ⁿ⁺¹]
k_ϕ	1418	[kN/m ⁿ⁺²]
n	0.97	[-]
c_a	3.1	[kN/m ²]
ϕ_a	22.4	[deg]
k_a	3.6	[1/cm]
c	2.5	[kN/m ²]
ϕ	28.2	[deg]

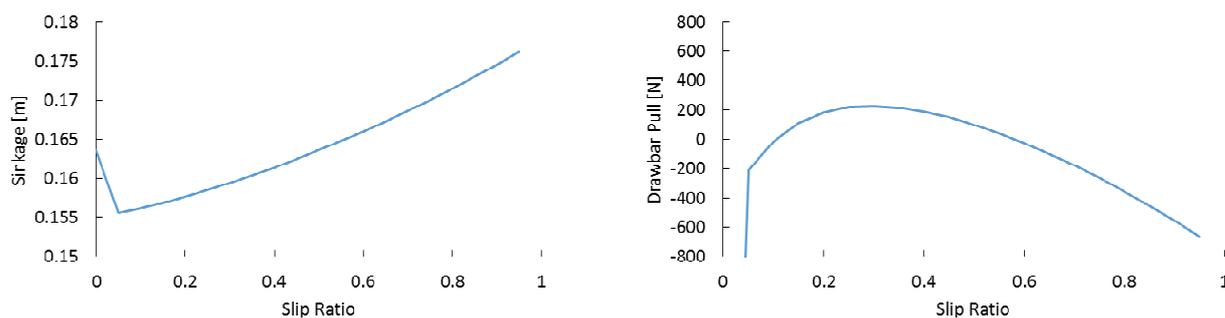
3.8.8 実機に関する検討

本項では、実際の車輪式移動車両に搭載すべき履帯について考察する。本研究では、寺本らが履帯を取り付けたいすゞエルフ四輪駆動 3.5 トン車ベースの高速堆肥散布車両⁸⁾を実機として想定した。想定した車両の諸元を Table 3-4 に示す。ただし、車両重量は最大積載荷重を積載したときの重量とした。また、3.6 節で測定した地盤定数 k 、 n は平板幅が大きくなると過大に評価されてしまうため幅が小さいときにしか適用できない。そのため、文献の Upland Sandy loam を想定地盤として地盤定数を決定した^{93), 94)}。各地盤定数を Table 3-4 に示す。

(1) 車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行性能

はじめに車輪のみを用いて軟弱地盤上を直進走行したときの走行性能を検討する。沈下量および車輪けん引力を Fig. 3-70 に示す。Fig. 3-70 より車輪のみの走行の場合、車両は車輪径の半分まで沈下する。また、けん引力もスリップ率 0.15~0.55 の範囲でのみ正となるため、安定した走行は難しい。そのため、車輪の荷重分担を減らし、沈下を抑える必要がある。

Fig. 3-71 に車輪の沈下量とけん引力の関係を示す。Fig. 3-71 より沈下量が 15 cm より小さいときスリップ率が小さい領域においてもけん引力を發揮できることが分かった。また、車輪けん引力は沈下量に対してピークを有しており、車輪が最大けん引力を發揮できる沈下量は 8~12 cm であった。



(a) Sinkage

(b) Drawbar Pull

Fig. 3-70 Traveling performance of real vehicle

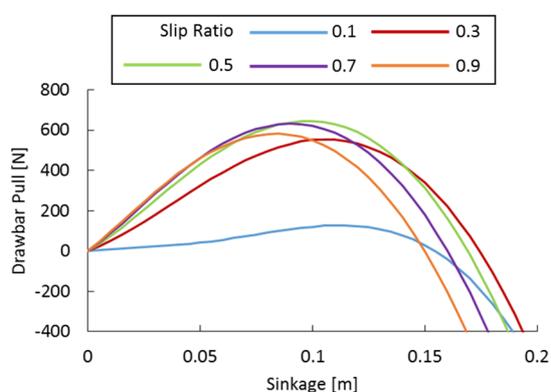


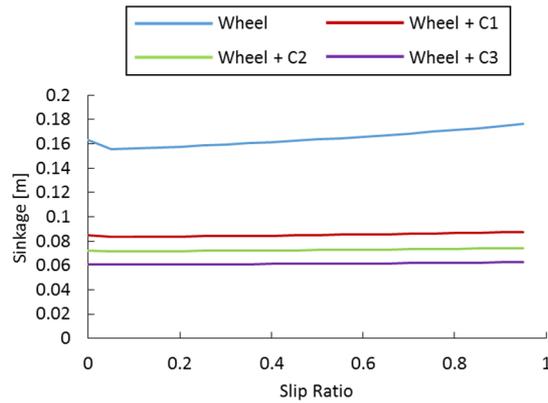
Fig. 3-71 Relationship between sinkage and drawbar pull of wheel

Table 3-5 Parameters of crawler

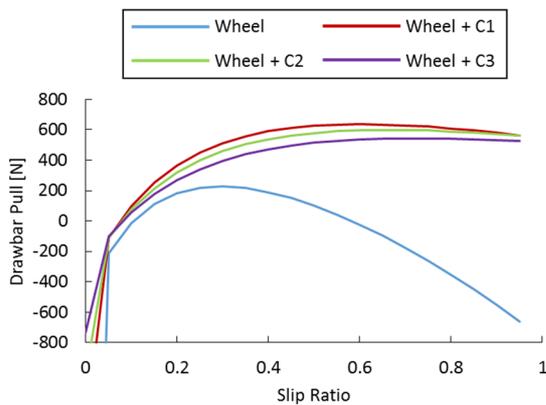
Name	Unit	C1	C2	C3
Length	[m]	0.65	0.79	0.9
Width	[m]	0.13	0.15	0.18
Sprocket Radius	[m]	0.13	0.15	0.163
Contact Area	[m ²]	0.085	0.12	0.16

(2) 履帯の検討

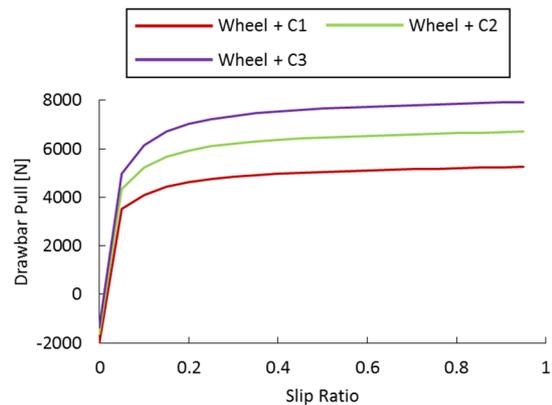
中間履帯は前後輪の間に収まる大きさである必要がある。車両のホイールベース 2.5 m、車輪の直径 0.714 m であるため、前後輪間のスペースは 1.786 m である。車輪と履帯間にも隙間が必要であることを考慮すると履帯の最大全長は 1.2 m 程度にしなければならない。検討する中間履帯 C1, C2, C3 の諸元を Table 3-5 に示す。ただし、接地面積はスプロケットおよびアイドラ部の接地面積を除いた値である。最も大きい履帯である C3 の履帯全長は 1.226 m である。各履帯を用いたときの車両走行性能を Fig. 3-72 に示す。Fig. 3-72 (a) より、車両の沈下量は車輪のみと比べて履帯 C1, C2, C3 を有する車輪式移動車両の方がそれぞれおよそ 8 cm,



(a) Sinkage



(b) Wheel drawbar pull



(c) Crawler drawbar pull

Fig. 3-72 Simulation results of wheel-typed vehicle with crawler

9 cm, 10 cm 減少した. Fig. 3-72 (b), (c) より車両は沈下が抑えられたため車輪のけん引力はほとんどの範囲で正となった. また, 履帯は大きいほど分担荷重が増え, 走行抵抗が減るためけん引力は増加した.

Fig. 3-73 に履帯 C1, C2, C3 のみで走行した場合の沈下量を示す. Fig. 3-73 より, 小さい履帯 C1 のみの場合, 沈下量は車輪のみのときと大きな差はなかった. また, 大きい履帯 C3 のみの場合でも, 車輪と小さい履帯 C1 を併用した場合の沈下量となった (Fig. 3-72 (a) 参照).

次に, Fig. 3-74 に履帯と車輪を併用した場合と履帯のみの場合それぞれの履帯けん引効率を示す. けん引効率 E は次式で定義される⁸³⁾.

$$E = \frac{Fr(1 - i_d)}{Q} \quad (3.98)$$

ここで, r は車輪またはスプロケットの径, F は車輪または履帯のけん引力, Q は車輪または履帯のトルクである. Fig. 3-74 より, 中間履帯は大きいほどけん引効率が良いことが分かる. また, 履帯と車輪を併用した場合の方が履帯のみの場合よりけん引効率が良い. つまり,

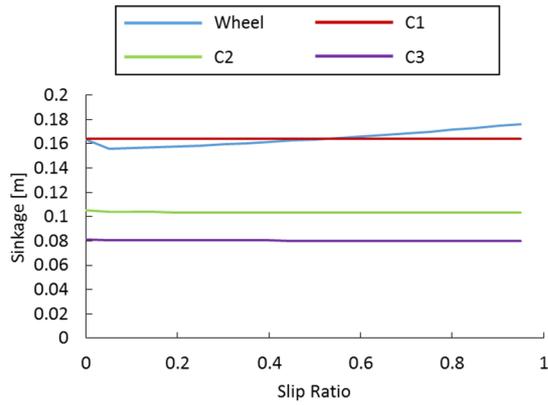


Fig. 3-73 Sinkage of tracked vehicle

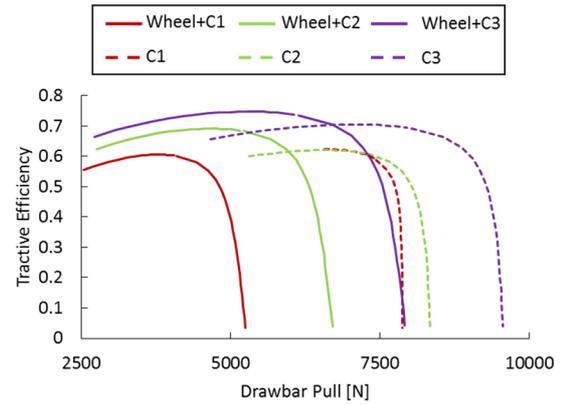


Fig. 3-74 Comparison of crawler tractive efficiency

より小さいトルクでけん引力を発揮できることが分かる。一方、履帯のみの場合は、けん引効率は低くなるが、最大けん引力は車輪と併用した場合よりも大きくなる。したがって、車輪のみでは走行できない地盤上において、大きなけん引力を発揮したい場合、履帯のみで走行した方がよいが、けん引力があまり必要でない場合は履帯と車輪を併用した方が小さいトルクで走行できる。

3.9 結言

本章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行性能を解析するため車輪下の応力および履帯下の応力を用いて車両の力学モデルを構築した。また、中間に履帯を有する車輪式移動車両の模型車両を作製した。模型車両を用いてけん引走行実験を行い、走行性能を実験的に検討した。その結果、中間履帯によって沈下が抑えられるため、車輪の負担荷重が減少し、車輪の駆動力が増加することが分かった。

また、力学モデルを用いて走行性能解析シミュレーションを行い、シミュレーション結果と実験結果を比較してモデルの妥当性を検討した。その結果、シミュレーション結果は実験結果と近い値と似た傾向を示したためモデルの妥当性が確認された。

さらに、車両の車輪径、車輪幅、履帯長さ、履帯幅を変更してシミュレーションを行い、各パラメータが走行性能に与える影響を検討した。履帯が車両に対して十分に大きい場合、車輪に荷重がかからないため車両はほぼ履帯式車両として挙動することが分かった。その状態で、車輪サイズを変えても性能にはあまり影響しなかった。また、履帯を小さくした場合、履帯が負担する荷重が小さくなるため履帯の駆動力は減少するが、車輪の負担荷重が増えるため車輪駆動力は増加することが分かった。

実機を想定して中間に履帯を有する車両の軟弱地盤上の走行性能をシミュレーションを用いて検討した。その結果、実機サイズに装備できる大きさの履帯で実機の走行性能を改善できることが分かった。また、中間に履帯を有する車輪式移動は中間の履帯のみで走行する履帯式車両に比べて履帯けん引効率が高く、効率的に走行できることが分かった。

第4章

中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデル
による軟弱地盤上の旋回特性解析

第 4 章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる軟弱

地盤上の旋回特性解析

4.1 序言

第 3 章において、中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の直進走行について、地盤との相互作用から走行性能を解析した。本章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上での旋回走行について検討する。

第 3 章では、車両進行方向のみの力を考慮してモデル化を行った。しかし、旋回走行時には横方向の力を発揮して旋回する。また、旋回抵抗力を車両進行方向以外から受ける。そのため、本章ではまず、旋回時に車輪および履帯が発揮する力について述べる。次に、車両に働く力を全て考慮した車両の運動方程式を導出する。この運動方程式を用いた旋回走行シミュレーションを行い、車両旋回特性を検討する。最後に、模型車両を用いた走行実験の結果と比較し、車両モデルの妥当性を検討する。

4.2 旋回時の横力

本節では、車両旋回時に働く横力について述べる。座標系は 2.2 節で定義したものをを用いる。ただし、本章ではさらに車両座標系 Σ_{w0} を定義し、車両進行方向前向きに x_{w0} 軸、車両横方向に y_{w0} 軸をとる (Fig. 4-1 参照)。

4.2.1 スリップ角

2.4 節で述べたように、車両が旋回する際、車輪や履帯の実際の進行方向は車輪・履帯の向きに対してズレが生じる (Fig. 4-2 参照)。このズレの角度をスリップ角と呼ぶ。スリップ角 β_{wi} は次式で定義される¹⁴⁾。

$$\beta_{wi} = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{y}_{wi}}{\dot{x}_{wi}}\right) \quad (4.1)$$

なお、スリップ角 β_{wi} は反時計回りを正とする。また、履帯については、履帯の各位置によって進行速度や進行向きが変わってくる。そのため、履帯の前輪アイドラからの距離 X_c におけるスリップ角は次式となる。

$$\beta_{wi}(X_c) = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{y}_{wi}(X_c)}{\dot{x}_{wi}}\right) \quad (4.2)$$

なお、履帯進行方向の速度 \dot{x}_{wi} は履帯位置によって変わらない。

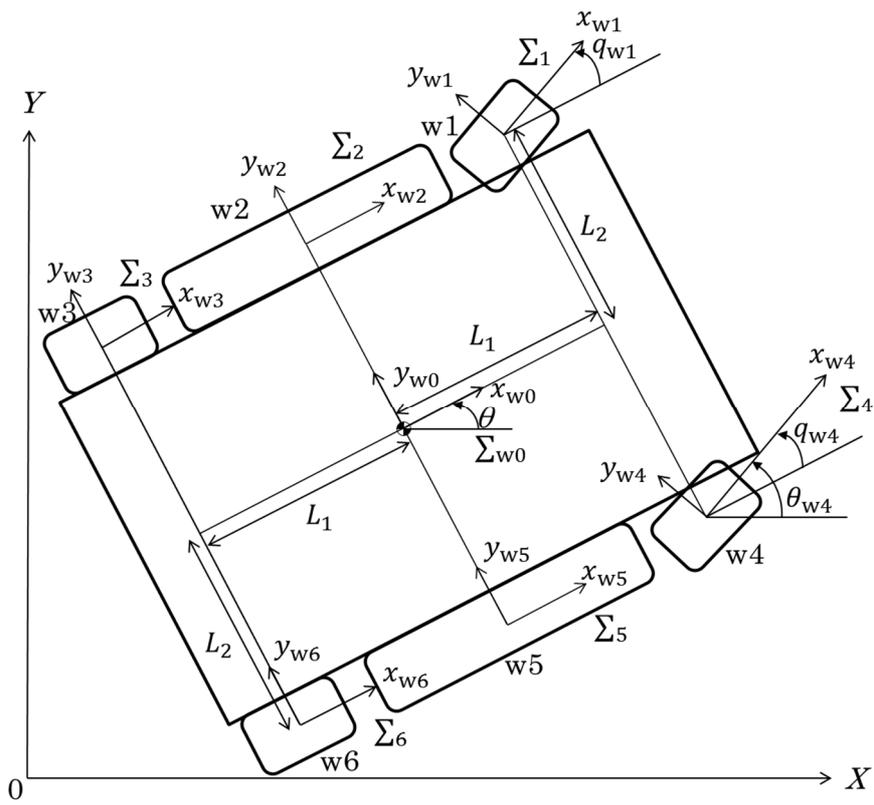


Fig. 4-1 Coordinates of wheel-type vehicle with crawlers

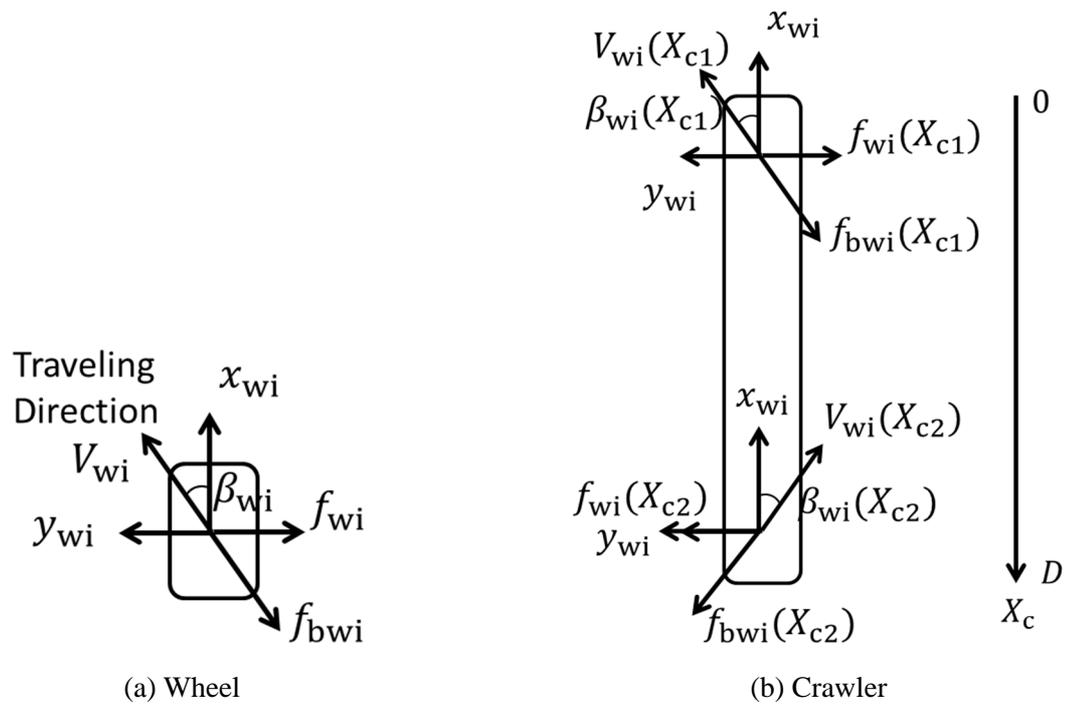


Fig. 4-2 Velocity and force model of wheel and crawler

4.2.2 横方向せん断応力

車輪や履帯に横滑りを発生しているとき、車輪・履帯によって地盤は横方向にもせん断されている。そのため、Fig. 4-2 に示すように車輪・履帯下には横方向せん断抵抗力 f_{wi} が発生する。横方向せん断抵抗力 f_{wi} は実際の進行方向速度 V_{wi} の y_{wi} 軸方向成分に対して発揮される。横方向せん断抵抗力 f_{wi} は 3.3.6 項と同様に y_{wi} 軸方向の地盤変形量から求めることができる⁴⁶⁾。

(1) 車輪⁴⁶⁾

車輪下の y_{wi} 軸方向の地盤変形量 $j_{wy}(\theta_w)$ は y_{wi} 軸方向滑り速度 v_{jy} から計算でき、 v_{jy} は次式により導出される。

$$v_{jy} = V_{wi} \sin \beta_{wi} = \dot{x}_{wi} \tan \beta_{wi} = (1 - i_d) r_w \omega \tan \beta_{wi} \quad (4.3)$$

したがって、 y_{wi} 軸方向地盤変形量 $j_{wy}(\theta_w)$ は次式により算出される。

$$\begin{aligned} j_{wy}(\theta_w) &= \int_0^t v_{jy} dt \\ &= \int_{\theta_w}^{\theta_{wf}} (1 - i_d) r_w \omega \tan \beta_{wi} \cdot \frac{1}{\omega} d\theta_w \\ &= r_w (1 - i_d) (\theta_{wf} - \theta_w) \tan \beta_{wi} \end{aligned} \quad (4.4)$$

よって、横方向せん断応力 $\tau_{wy}(\theta_w)$ は、

$$\tau_{wy}(\theta_w) = (c_a + \sigma_w(\theta_w) \tan \phi_a) \{1 - \exp(-j_{wy}(\theta_w)/k_a)\} \quad (4.5)$$

となり、車輪下のせん断抵抗力 f_{wi} は次式により算出される。

$$f_{wi} = B_w r_w \int_{-\theta_{wr}}^{\theta_{wf}} \tau_{wy}(\theta_w) d\theta_w \quad (4.6)$$

(2) 履帯

履帯下の横方向せん断応力も車輪と同様に考える。履帯の横方向の滑り速度は履帯位置によって異なるため、 y_{wi} 軸方向の地盤変形量 $j_{cy}(X_c)$ 、 y_{wi} 軸方向滑り速度 v_{jy} 、横方向せん

断応力 $\tau_{cy}(X_c)$ は以下の式で求められる。

$$v_{jy} = V_{wi}(X_c) \cdot \sin \beta_{wi}(X_c) = \dot{x}_{wi} \tan \beta_{wi}(X_c) \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} j_{cy}(X_c) &= \int_0^t v_{jy} dt \\ &= \int_0^t \dot{x}_{wi} \tan \beta_{wi}(X_c) dt \\ &= i_d' X_c \tan \beta_{wi}(X_c) \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\tau_{cy}(X_c) = (c_a + p_c(X_c) \tan \phi_a) \{1 - \exp(-j_{cy}(X_c)/k_a)\} \quad (4.9)$$

履帯下のせん断抵抗力 f_{wi} は次式により算出される。

$$f_{wi} = B_c \int_0^D \tau_{cy}(X_c) dX_c \quad (4.10)$$

また、履帯のせん断抵抗力によるモーメント M_{wi} は次式で求められる。

$$M_{wi} = B_c \int_0^D \tau_{cy}(X_c) X_c dX_c \quad (4.11)$$

4.2.3 車輪および履帯側面による排土抵抗

車輪や履帯に横滑りが発生しているとき、車輪・履帯側面によって地盤は押しのけられる。このときの反力が排土抵抗力 f_{bwi} となる。本研究では、排土抵抗力の推定には 3.3.7 項で述べた Hegedus の推定法を用いる。車輪側面の排土抵抗力は車輪側面と地盤が接している部分のみ働くため、接触部を単位幅に分割して求める⁴⁶⁾。したがって、車輪側面の排土抵抗力は式 (3.30) を用いて次式により求められる。

$$\begin{aligned} f_{bwi} &= \int_{-\theta_{wf}}^{\theta_{wf}} R_b(s) dx_{wi} \\ &= \int_{-\theta_{wf}}^{\theta_{wf}} R_b(s(\theta_w))(r_w - s(\theta_w) \cos \theta_w) d\theta_w \end{aligned} \quad (4.12)$$

ただし、沈下量 $s(\theta_w)$ は式 (3.8) から算出する。また、接近角 α は 0 である。排土抵抗力 f_{bwi} の作用する方向は進行方向に抵抗する方向であるため排土抵抗力は x_{wi} 軸と y_{wi} 軸に分割して考える必要がある⁴⁶⁾。各軸方向の力はすべり角を用いて次式で求められる。

$$f_{bwix} = f_{bwi} \cdot \cos \beta_{wi} \quad (4.13)$$

$$f_{bwiy} = f_{bwi} \cdot \sin \beta_{wi} \quad (4.14)$$

履帯の場合も同様に考えると以下の式が得られる。

$$f_{bwix} = \int_0^D R_b(s_c(X_c)) \cos \beta_{wi} dX_c \quad (4.15)$$

$$f_{bwiy} = \int_0^D R_b(s_c(X_c)) \sin \beta_{wi} dX_c \quad (4.16)$$

沈下量 $s_c(X_c)$ は式 (3.61) から計算する。また、横方向の排土抵抗によるモーメント M_{bwi} は次式で求められる。

$$M_{bwi} = \int_0^D R_b(s_c(X_c)) X_c \sin \beta_{wi} dX_c \quad (4.17)$$

4.3 中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動モデル

本節では、前節までに述べた力学モデルをもとに中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動モデルを導出する。

4.3.1 中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動方程式

本研究では、中間に履帯を有する車輪式移動車両を剛体とみなしてモデル化する。車両に働く力は Fig. 4-3 のように表せる。第3章で述べた駆動力 T_{wi} 、走行抵抗 R_{wi} および前節で述べた横力 f_{bwi} 、 f_{bwiy} を用いると、車両の運動方程式は次式で表すことができる。

$$W \left(\frac{d^2 x_{w0}}{dt^2} - \dot{y}_{w0} \dot{\theta} \right) = \sum_{i=1}^6 (T_{wi} - R_{wi} - f_{bwix}) \cos q_{wi} \quad (4.18)$$

$$W \left(\frac{d^2 y_{w0}}{dt^2} + \dot{x}_{w0} \dot{\theta} \right) = \sum_{i=1}^6 (f_{wi} + f_{bwiy}) \sin q_{wi} \quad (4.19)$$

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_1 + M_2 \quad (4.20)$$

$$M_1 = L_2 \sum_{i=4}^6 (T_{wi} - R_{wi} - f_{bwix}) \cos q_{wi} - L_2 \sum_{i=1}^3 (T_{wi} - R_{wi} - f_{bwix}) \cos q_{wi} \quad (4.21)$$

$$M_2 = \sum_{i=1,3,4,6} L_2 (f_{wi} + f_{bwiy}) \sin q_{wi} + \sum_{i=2,5} (M_{wi} + M_{bwi}) \quad (4.22)$$

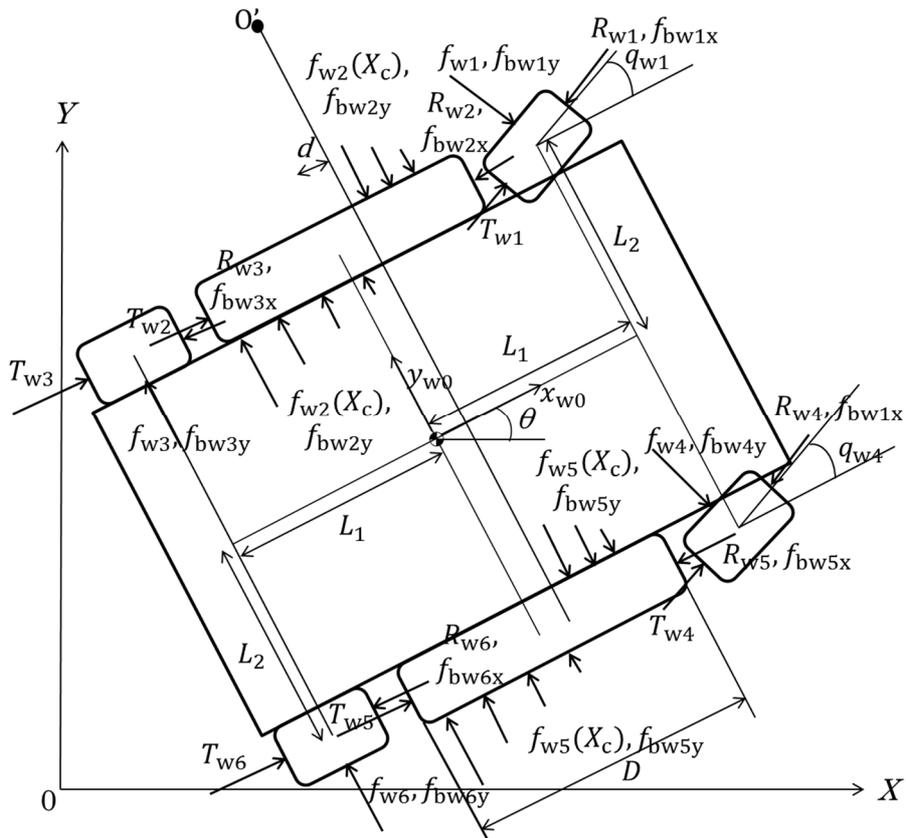


Fig. 4-3 Dynamics model of wheel-typed vehicle with crawlers

ただし、 W は車両重量、 I は車両の慣性モーメントである。本研究では、車両を幅 $2L_2$ 、長さ $2L_1$ の長方形として慣性モーメントを算出した。また、 M_1 は x_{w0} 軸方向の力によるモーメント、 M_2 は y_{w0} 軸方向の力によるモーメントである。また、車両の鉛直上向きに z_{w0} 軸を設定する。鉛直方向の車両の運動方程式は次式で表す。

$$W \frac{d^2 z_{w0}}{dt^2} = Wg - \sum_{i=1}^6 Z_{wi} \quad (4.23)$$

ただし、 g は重力加速度、 Z_{wi} は各車輪および履帯が沈下量に応じて地盤から受ける反力であり、式 (3.34) または式 (3.73) の右辺から求められる。また、本モデルでは車両のロール角およびピッチ角の運動は考慮しないものとする。

4.3.2 中間に履帯を有する車輪式移動車両の逆運動学

Fig 4-4 に車両と各車輪および履帯の進行方向速度とスリップ角の関係を示す。車両に働く力は各車輪および履帯のスリップ率、スリップ角から計算される。そのため、各車輪および履帯の x_{wi} 軸方向速度、 y_{wi} 軸方向速度を計算する必要がある。各車輪のおよび履帯の速度は式 (4.18) ないし式 (4.20) から計算される車両速度および旋回角速度から逆運動学を用いて

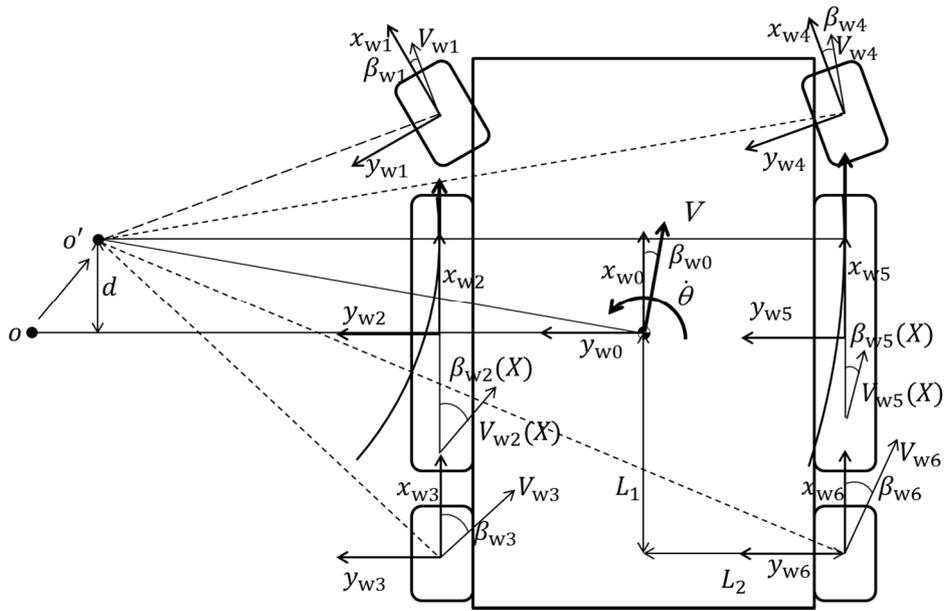


Fig. 4-4 Kinematics model of wheel-typed vehicle with crawlers

計算される． 2.2 節で述べた逆運動学の式 (2.1) は車両運動を絶対座標 (X, Y) で表現したが，本運動モデルは車両固定座標系 (x_{w0}, y_{w0}) で表現するため次式のように変更する．

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{wi} \\ \dot{y}_{wi} \end{bmatrix} = \Phi'_{wi} \begin{bmatrix} \dot{x}_{w0} \\ \dot{y}_{w0} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

ただし，

$$\Phi'_{w1} = \begin{bmatrix} \cos q_{w1} & \sin q_{w1} & -L_2 \\ -\sin q_{w1} & \cos q_{w1} & L_1 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

$$\Phi'_{w2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -L_2 \\ 0 & 1 & \frac{D}{2} - X_c \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

$$\Phi'_{w3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -L_1 \\ 0 & 1 & -L_2 \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$\Phi'_{w4} = \begin{bmatrix} \cos q_{w4} & \sin q_{w4} & L_2 \\ -\sin q_{w4} & \cos q_{w4} & L_1 \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

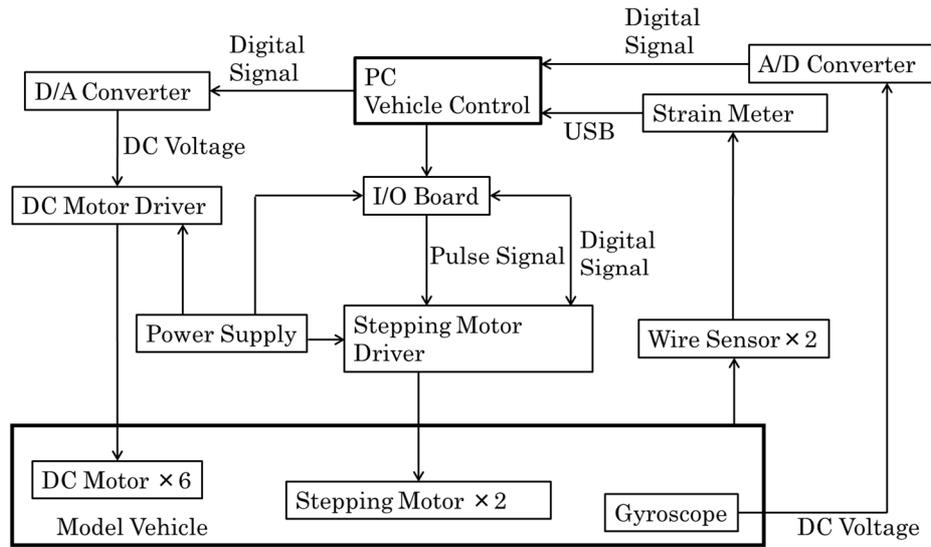


Fig. 4-5 Configuration of the experimental device

$$\Phi'_{w5} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L_2 \\ 0 & 1 & \frac{D}{2} - X_c \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

$$\Phi'_{w6} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L_1 \\ 0 & 1 & -L_2 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

履帯の y_{wi} 軸方向速度 $\dot{y}_{wi}(X_c)$ は、履帯上の位置 X_c によって異なるため、式 (4.26) および式 (4.29) を用いる。式 (4.24) ないし式 (4.30) から求めた各車輪および履帯速度を求め、式 (3.7) からスリップ率 i_{dwi} 、式 (4.1) および式 (4.2) からスリップ角 β_{wi} および $\beta_{wi}(X_c)$ を計算する。

4.4 模型車両を用いた旋回走行実験

本節では、模型車両を用いて旋回走行試験を行い、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能を評価する。

4.4.1 実験概要

本実験では、模型車両の前輪操舵角度や左右の車輪および履帯の速度差を組み合わせることで模型車両を旋回走行させ、旋回特性を評価する。模型車両および実験フィールドは 3.7 節で用いたものと同様である。また、車両の位置は 2 つのケーブルセンサを用いて 2.4 節と同様に計測する。車両の姿勢はジャイロセンサにより得られた角速度を積分して計測する。装置のシステム構成を Fig. 4-5 に示す。また、旋回走行中の様子を Fig. 4-6 に示す。模型車両は加速

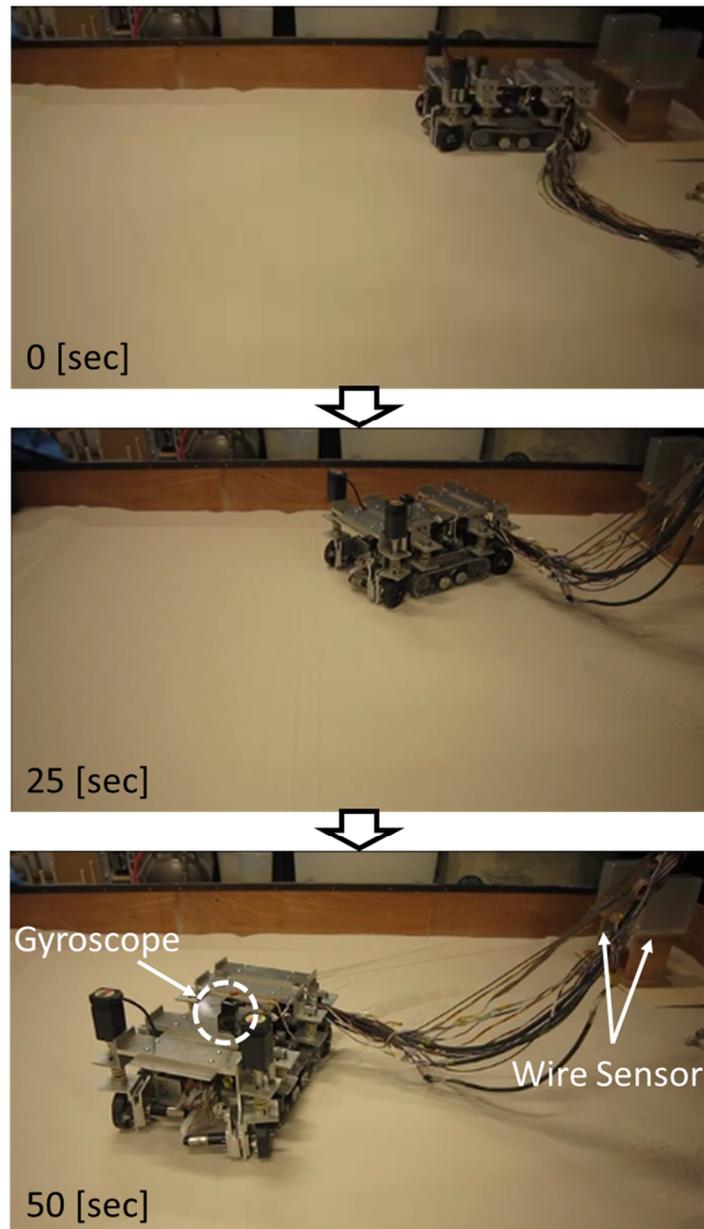


Fig. 4-6 Photos of vehicle steering experiment

度 5 mm/sec^2 で加速し，速度 20 mm/sec で旋回するよう設定した．走行開始から停止まで 75 秒とし，旋回の向きは左回りとした．

4.4.2 実験条件

本実験は中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両，中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の 2 つの条件で行った．また，左右の車輪および履帯の駆動速度差は操向比 ϵ を用いて設定する．操向比 ϵ は左右駆動速度の比であり，次式で定義される⁷²⁾．

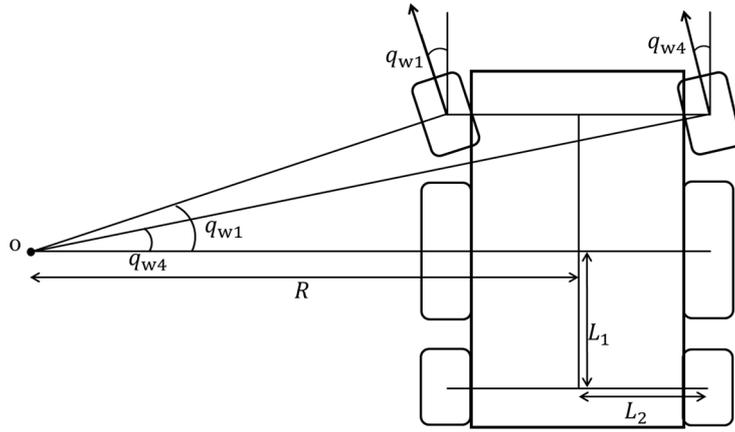


Fig. 4-7 Steering model

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{out}}}{V_{\text{in}}} \quad (4.31)$$

ここで、 V_{out} は旋回外側車輪・履帯の駆動速度、 V_{in} は旋回内側の駆動速度である。車両の走行速度を V とすると、各駆動速度は次式で求められる。

$$V_{\text{in}} = \frac{2V}{1 + \varepsilon} \quad (4.32)$$

$$V_{\text{out}} = \varepsilon V_{\text{in}} = \frac{2\varepsilon V}{1 + \varepsilon} \quad (4.33)$$

また、操向比 ε の左右車輪・履帯が滑らずに旋回走行した場合、旋回半径 R は幾何学的に次式で求められる⁵³⁾。

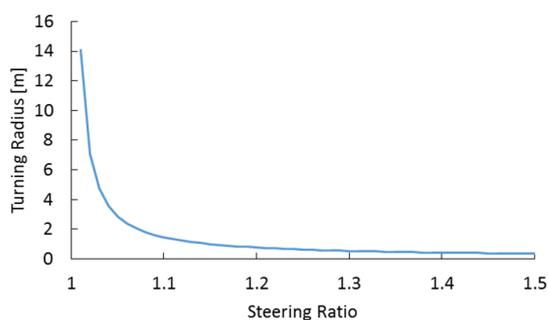
$$R = \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{L_2}{2} \quad (4.34)$$

このとき、幾何学的に最適な前輪操舵角度は次式で得られる (Fig. 4-7 参照)。

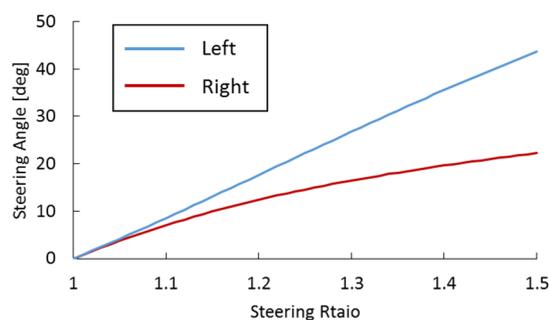
$$q_{w1} = \tan^{-1} \frac{L_1}{R - L_2} = \tan^{-1} \frac{2(1 - \varepsilon)L_1}{(-1 + 3\varepsilon)L_2} \quad (4.35)$$

$$q_{w4} = \tan^{-1} \frac{L_1}{R + L_2} = \tan^{-1} \frac{2(1 - \varepsilon)L_1}{(3 - \varepsilon)L_2} \quad (4.36)$$

本実験では、各操舵角度は式 (4.35) および式 (4.36) によって決定する。操向比と旋回半径



(a) Turning radius



(b) Steering angle

Fig. 4-8 Relationship between steering ratio and turning radius, steering ratio

Table 4-1 Steering conditions

Steering Condition	Driving Speed	Steering Angle
	Eq. (4.32) and Eq. (4.33)	Eq. (4.35) and Eq. (4.36)
(1) Driving Speed Difference + Steering Angle in same ε	$\varepsilon = 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$	$\varepsilon = 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$
(2) Only Front Wheel Steering	$\varepsilon = 1.0$	$\varepsilon = 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$
(3) Only Skid Steer	$\varepsilon = 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$	$\varepsilon = 1.0$
(4) Driving Speed Difference + Steering Angle	$\varepsilon = 1.2$	$\varepsilon = 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$

および各操舵角度の関係を Fig. 4-8 に示す。 Fig. 4-8 (a) より操向比が大きくなるほど旋回半径は小さくなり、0 m に漸近していく。なお、操向比が 1 のときは直進走行である。操向比が大きくなると旋回半径が小さくなるため、前輪操舵角度は大きくなる。また、旋回内側に設定した左前輪操舵角度は右前輪操舵角度より大きくなる。

本実験は旋回時の各パラメータが旋回性能に与える影響を検討するために以下の条件で行った。

- (1) 左右速度差と前輪操舵角度を同じ操向比で与えた場合
- (2) 左右駆動速度差を与えず、操舵角度のみを与えた場合
- (3) 前輪操舵角度を与えず、左右駆動速度差のみを与えた場合
- (4) 左右駆動速度を操向比 1.2 に固定し、操舵角度を変えた場合

以上の条件で用いた操向比の値を Table 4-1 に示す。また、各操向比のときの設定左右駆動速度を Fig. 4-9 に示す。(1) の条件は 2.3.5 項で述べた「(a) 最適値を用いた旋回条件」とほぼ同じである。ただし、本条件では前輪駆動速度も履帯および後輪駆動速度と同じ速度とした。

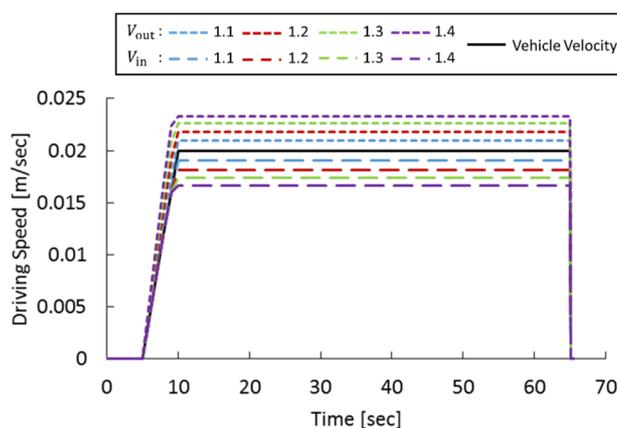


Fig. 4-9 Established driving speed for different steering ratio

(1) の条件は操向比に応じて駆動速度，前輪操舵角度を与えて旋回する．(2) の条件は駆動速度を操向比 1.0，すなわち車輪および履帯の駆動速度を全て車両速度に設定し，設定操向比から計算した前輪操舵角度のみで旋回する．(3) の条件は前輪操舵角度を与えず，左右駆動速度差のみで旋回する．(4) の条件は左右駆動速度を操向比 1.2 で設定し，前輪操舵角度は操向比 1.0~1.4 で計算した値を用いる．旋回走行実験は各条件で 2 回ずつ行った．

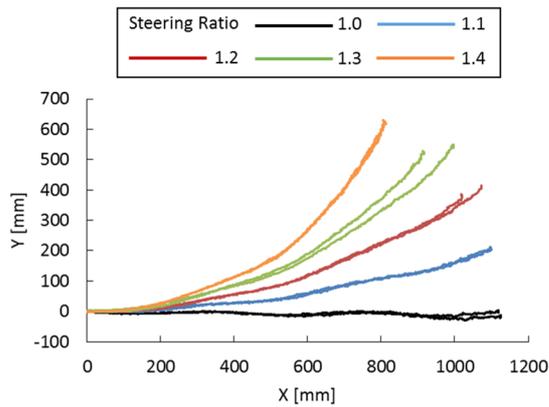
4.4.3 実験結果

(1) 左右速度差と前輪操舵角度を同じ操向比で与えた場合

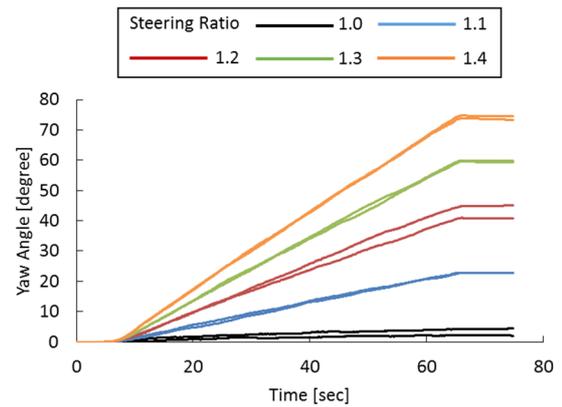
中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-10 に，中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-11 に示す．Fig. 4-10 および Fig. 4-11 より，駆動速度差および前輪操舵角度を大きくするほど旋回半径は小さくなった．また，履帯高さ 0 mm の方が履帯高さ 5 mm のときより旋回性能が高かった．3.7.3 項で述べたように，履帯高さが 5 mm のときは履帯の接地圧が小さくなるため履帯駆動力も小さくなる．そのため，左右駆動力の差も小さくなった．反対に，車輪の駆動力は増加し，左右の駆動力差も大きくなる．しかし，先述したように，本模型車両は前輪駆動力が小さく，左右の駆動力差も履帯高さ 0 mm の履帯が発揮していた左右駆動力差ほど大きくはない．そのため，履帯高さを上げると旋回性能が低下したと考えられる．

(2) 左右駆動速度差を与えず，操舵角度のみを与えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-12 に，中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-13 に示す．Fig. 4-12 および Fig. 4-13 より左右駆動速度が同じ場合，前輪操舵角度を大きくしてもあまり旋回できなかった．3.7.3 項より前輪には車両の荷重がほとんどかかっておらず，そのため車両が旋回するほどの力を発揮できなかったと考えられる．また，Fig. 4-13 より履帯高さ 5 mm の車両は前輪

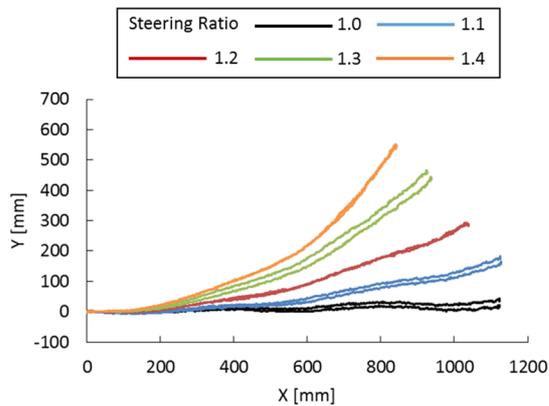


(a) Driving route

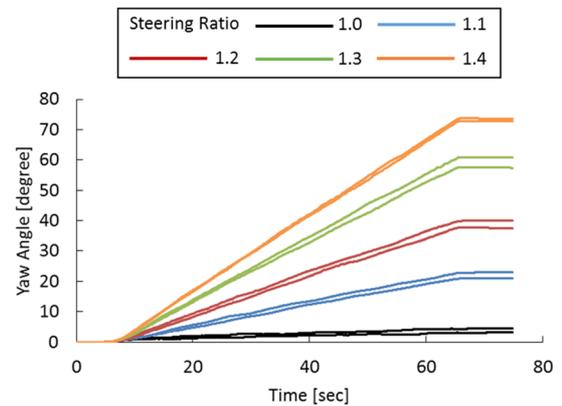


(b) Yaw angle

Fig. 4-10 Experimental results for h_c of 0 mm in case (1)



(a) Driving route



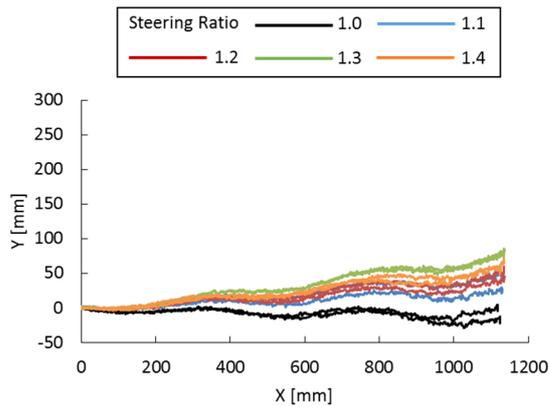
(b) Yaw angle

Fig. 4-11 Experimental results for h_c of 5 mm in case (1)

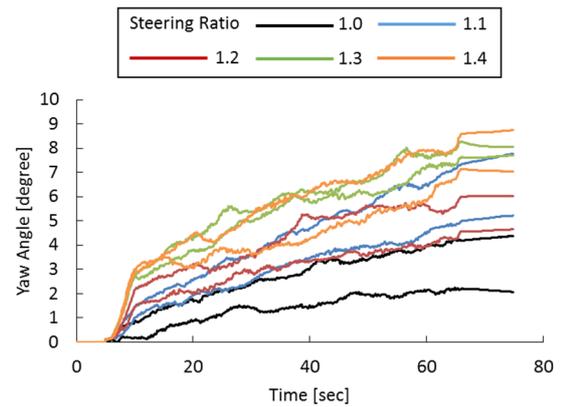
操舵角度を大きくした場合、車両は定常円旋回をせず、30秒付近から急激に横方向へ逸れた。前輪操舵角度を大きくすると車両は前輪側面で車両前方の地盤を掘削しながら走行する。掘削抵抗は車両のななめ前方から受けるため車両は横へ逸れたと考えられる。30秒付近から逸れた理由は、掘削をする際に土は掘削した分だけ盛り上がるため走行距離が長くなるに伴って土が盛り上がり、掘削抵抗が増加したためであると考えられる。履帯高さ 0 mm の車両は前輪沈下量が少なかったため掘削抵抗も小さく、車両が横へ逸れるほどの力を受けなかった。

(3) 前輪操舵角度を与えず、左右駆動速度差のみを与えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-14 に、中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-15 に示す。Fig. 4-14 および Fig. 4-15 より駆動速度差を大きくするほど旋回半径は小さくなった。また、旋回半径はそれぞれ前輪操舵角度を併用した場合 (Fig. 4-10 および Fig. 4-11 参照) より僅かに大きくなり、旋

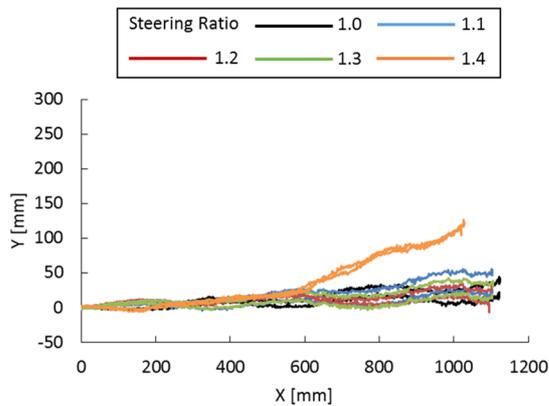


(a) Driving route

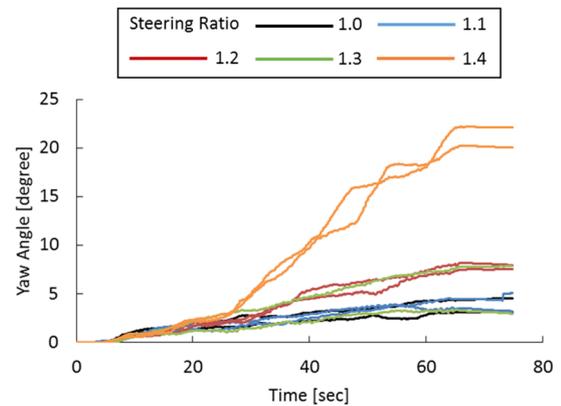


(b) Yaw angle

Fig. 4-12 Experimental results for h_c of 0 mm in case (2)



(a) Driving route



(b) Yaw angle

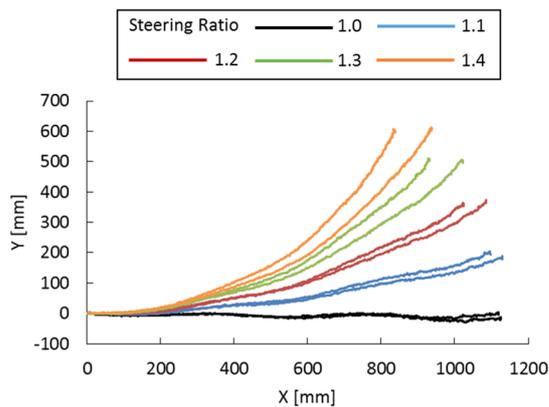
Fig. 4-13 Experimental results for h_c of 5 mm in case (2)

回性能が低下した。前輪操舵角度を与えない場合，旋回時に車輪側面の排土抵抗が前輪操舵角度を与えた場合より大きくなるため，旋回性能が低下したと考えられる。

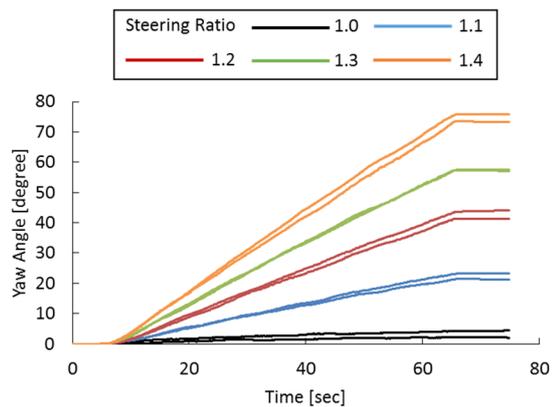
(4) 左右駆動速度を操向比 1.2 に固定し，操舵角度を変えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-16 に，中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の旋回走行実験の結果を Fig. 4-17 に示す。Fig. 4-16 および Fig. 4-17 より前輪駆動速度差をつけた状態で前輪操舵角度を変えても旋回性能はわずかにしか変わらなかった。

先述したように，前輪は荷重があまりかかっておらず，車輪下の地盤がせん断応力を発揮していないため前輪が旋回に影響を与えるほど駆動力を発揮していない。また，Fig. 4-17 において (2) の条件のときと同様，操向比 1.4 で計算した前輪操舵角度のとき前輪側面の排土抵抗によって車両は途中から定常円旋回せず，また，途中で走行不可能となり停止した。

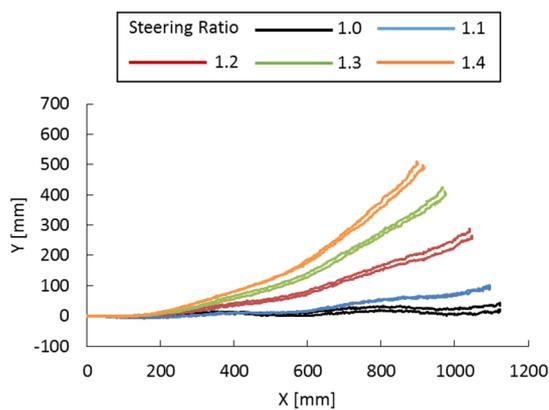


(a) Driving route

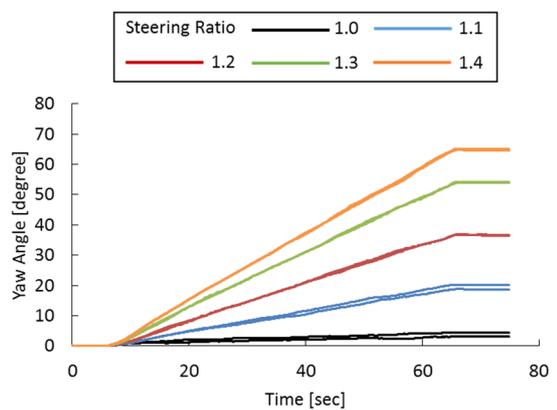


(b) Yaw angle

Fig. 4-14 Experimental results for h_c of 0 mm in case (3)



(a) Driving route



(b) Yaw angle

Fig. 4-15 Experimental results for h_c of 5 mm in case (3)

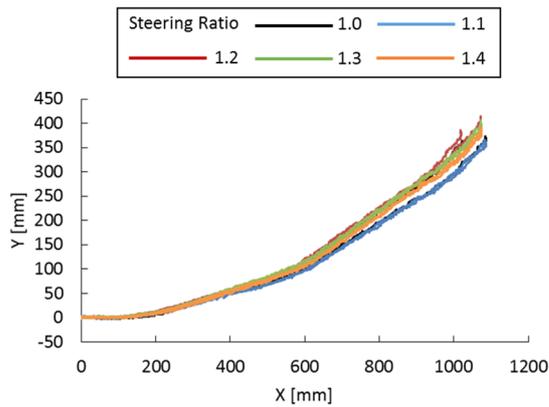
4.5 旋回走行シミュレーション

本節では、提案した運動モデルを用いて旋回走行シミュレーションを行う。さらに、前節の実験結果と本シミュレーション結果を比較してモデルの妥当性を検討する。さらに、車両や地盤の条件を変えてシミュレーションを行い、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能を明らかにする。

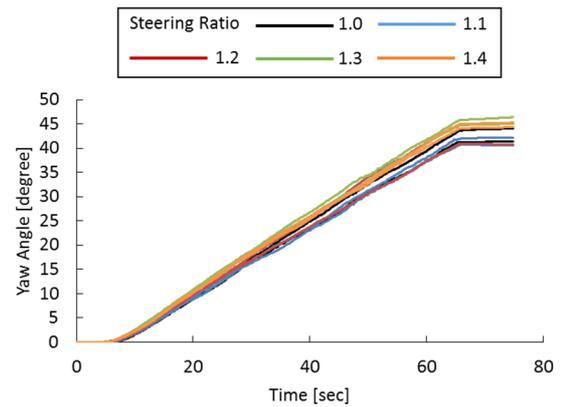
4.5.1 シミュレーション方法

シミュレーションは以下の手順により行った。シミュレーションの流れを Fig. 4-18 に示す。

1. 車両諸元および地盤定数を入力する。
2. 操向比、車輪および履帯の駆動速度、前輪操舵角度を入力する。
3. 静止状態の沈下量およびピッチ角を計算する。

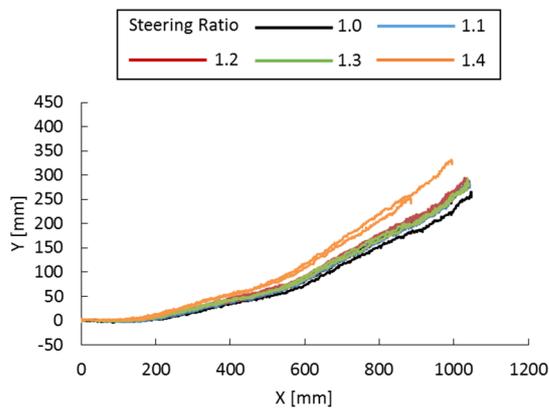


(a) Driving route

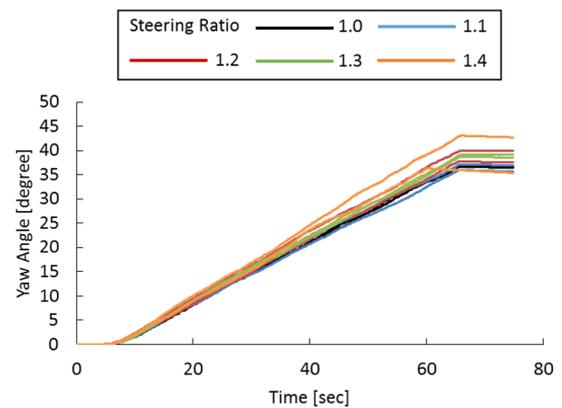


(b) Yaw angle

Fig. 4-16 Experimental results for h_c of 0 mm in case (4)



(a) Driving route



(b) Yaw angle

Fig. 4-17 Experimental results for h_c of 5 mm in case (4)

4. 車輪・履帯設定速度と実速度を用いてスリップ率，スリップ角を計算する。
5. 各垂直応力，せん断応力を計算する。
6. 運動方程式より車両の加速度および速度を求める。
7. 車輪・履帯の実速度を計算する。
8. 手順 4~7 を繰り返す。
9. 車両の速度，角速度を積算して車両の位置，姿勢を計算する。

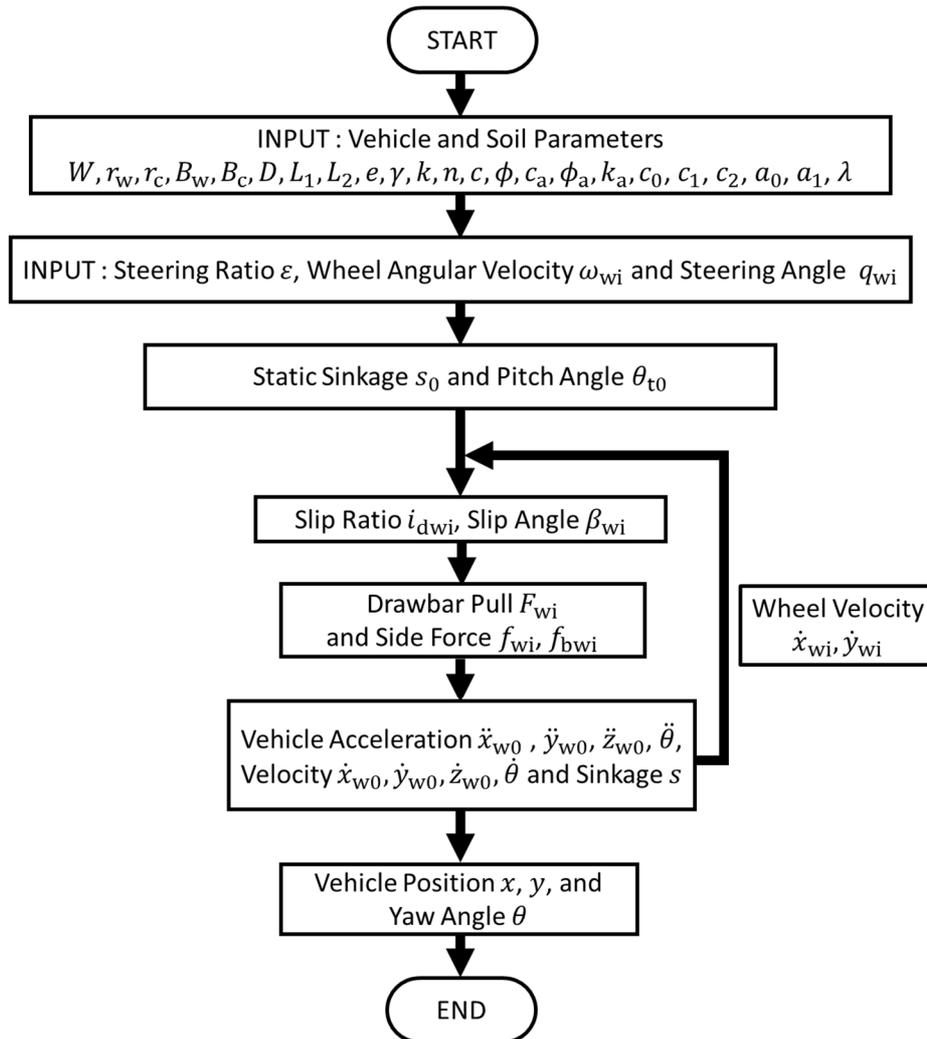


Fig. 4-18 Flow chart of turning simulation

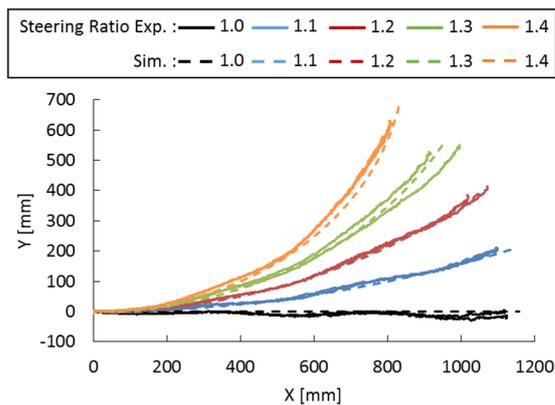
4.5.2 シミュレーション条件

本節では、まず履帯式車両、履帯高さ 0 mm、5 mm の中間に履帯を有する車輪式移動車両についてシミュレーションを行い、4.4.3 項で示した実験結果と比較して運動モデルの妥当性を検討する。本シミュレーションでは車両の諸元および地盤定数は、3.8 節と同様、Table 3-1 および Table 3-3 に示した値を用いた。その他の地盤定数は式 (3.88) ないし式 (3.97) に乾燥密度 1.3 g/cm³ を代入して求めた値を用いた。旋回条件は4.4.2 項で述べたものと同様である。なお、本シミュレーションはタイムステップ 1 msec で計算を行った。また、車両ロール角は 0 deg とした。

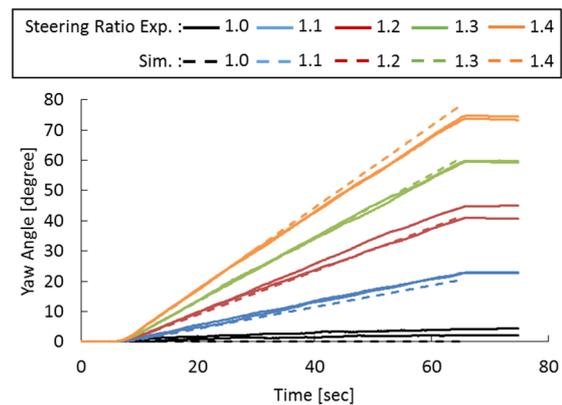
4.5.3 シミュレーション結果

(1) 左右速度差と前輪操舵角度を同じ操向比で与えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-19

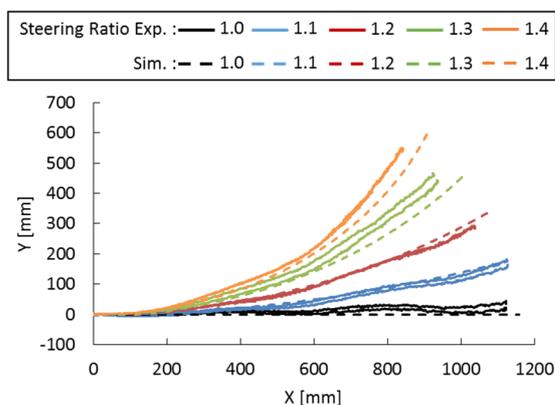


(a) Driving route

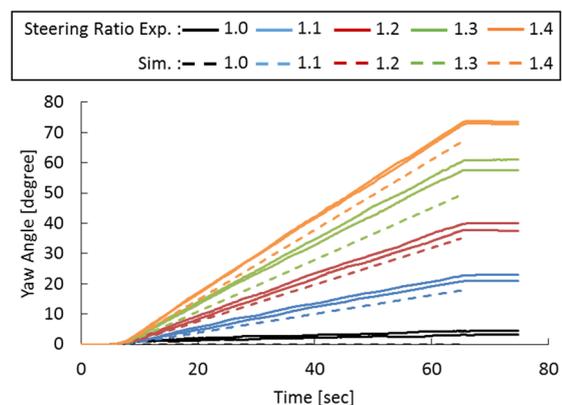


(b) Yaw angle

Fig. 4-19 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 0 mm in case (1)



(a) Driving route



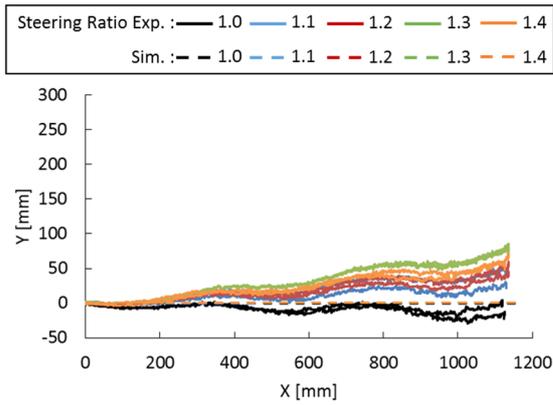
(b) Yaw angle

Fig. 4-20 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 5 mm in case (1)

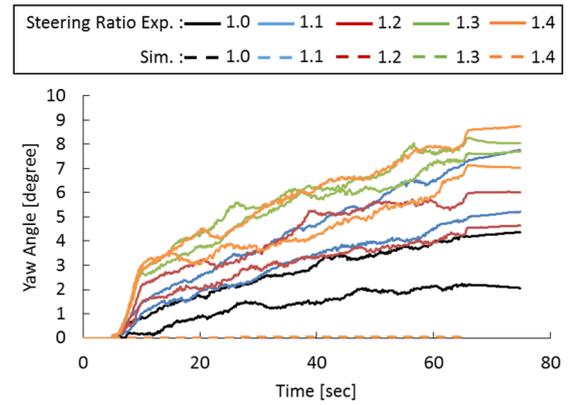
に、中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-20 に示す。Fig. 4-19 より実験結果とシミュレーション結果は走行経路、車両姿勢ともによく一致した。一方、Fig. 4-20 より履帯高さ 5 mm のとき、操向比が小さいときは実験結果とシミュレーション結果は近い値を示したが、操向比が大きいたときは実験結果の方が旋回半径は小さくなった。走行距離もシミュレーション結果よりも実験結果の方が短かったことから、実験結果の方が車両のスリップ量が大きいと解釈される。そのため、車両進行方向の走行距離が短くなり旋回半径が小さくなったと考えられる。また、操向比が大きいたとき前輪が車両前方から受ける排土抵抗が大きくなったため、車両のスリップ量が増えたと考えられる。

(2) 左右駆動速度差を与えず、操舵角度のみを与えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-21 に、中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-22 に示す。Fig. 4-21 および Fig. 4-22 よりシミュレーション結果は実験結果よりも旋回せず、ほ

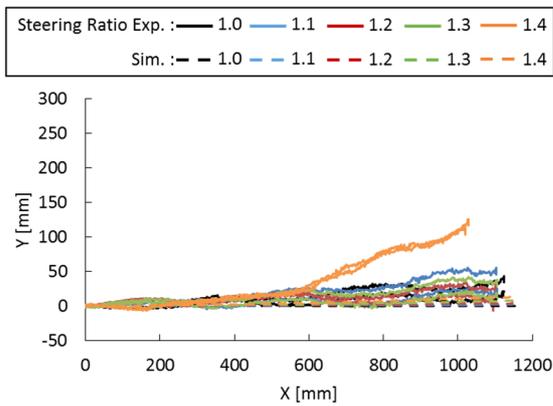


(a) Driving route

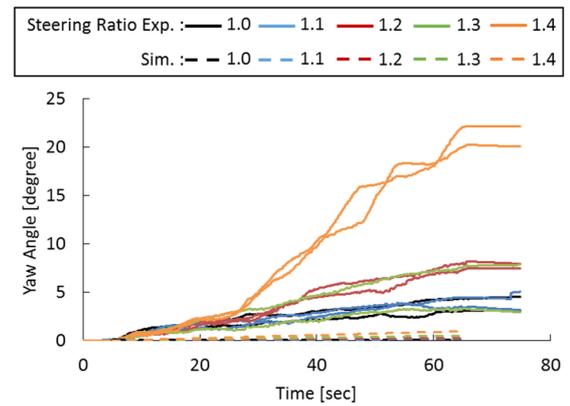


(b) Yaw angle

Fig. 4-21 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 0 mm in case (2)

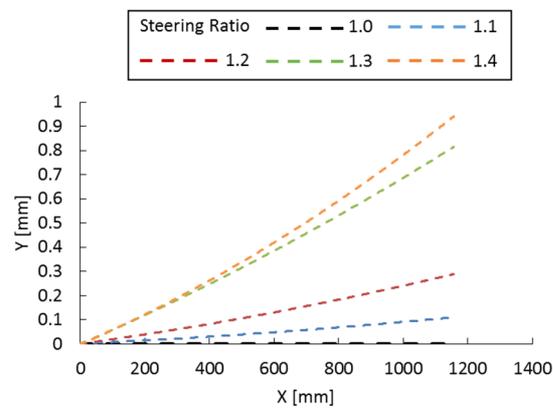


(a) Driving route

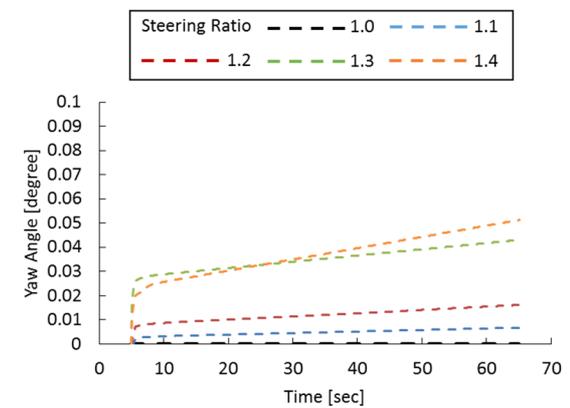


(b) Yaw angle

Fig. 4-22 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 5 mm in case (2)

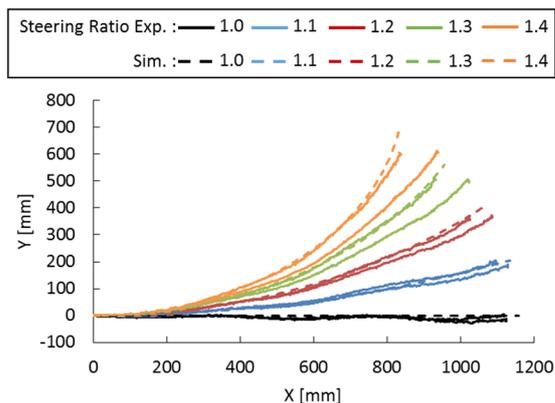


(a) Driving route

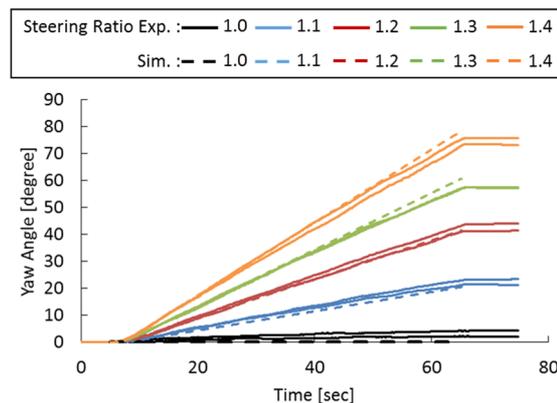


(b) Yaw angle

Fig. 4-23 Simulation results for h_c of 0 mm in case (2)

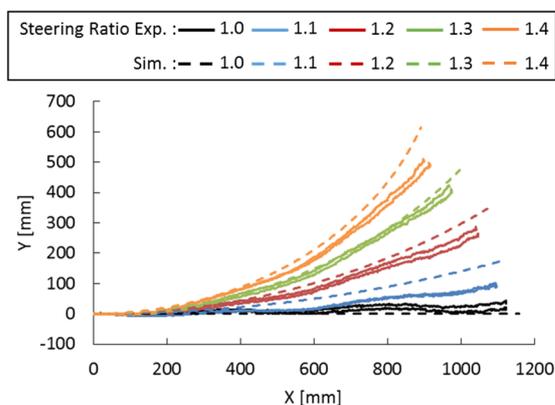


(a) Driving route

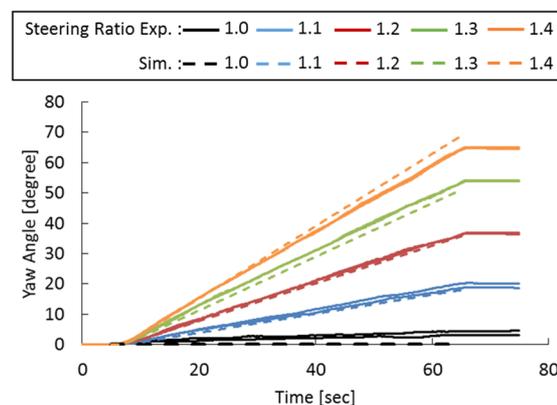


(b) Yaw angle

Fig. 4-24 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 0 mm in case (3)



(a) Driving route



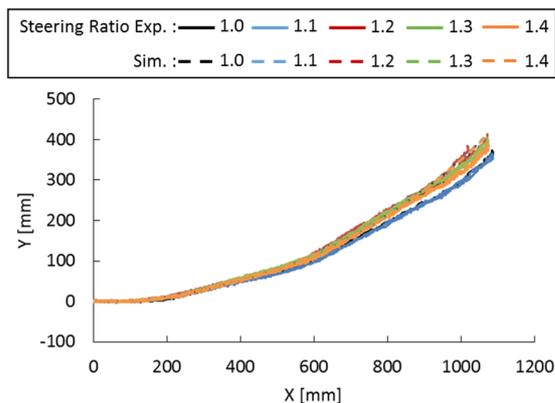
(b) Yaw angle

Fig. 4-25 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 5 mm in case (3)

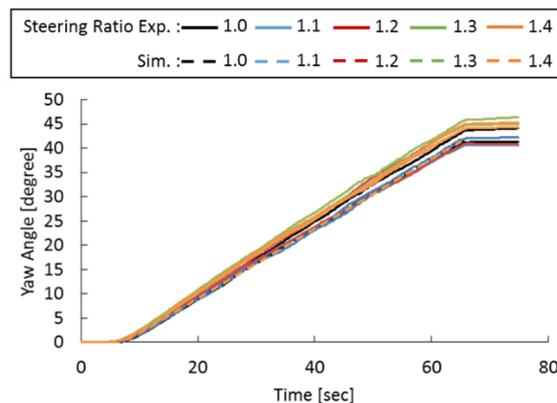
とんど旋回できなかった. Fig. 4-23 に履帯高さ 0 mm のときのシミュレーション結果のみを示す. Fig. 4-21 (b) の実験結果より車両は加速中にヨー角が増え, 定常円旋回になった後, ヨー角は緩やかに増加した. Fig. 4-23 (b) のシミュレーション結果も同様の傾向を示しており, 車両の旋回が模擬できていると言える.

(3) 前輪操舵角度を与えず, 左右駆動速度差のみを与えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-24 に, 中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-25 に示す. Fig. 4-24 より実験結果とシミュレーション結果は近い値を示した. Fig. 4-25 より操向比 1.1 のときの走行経路のみ実験結果とシミュレーション結果がずれてしまった. これは, 操向比が小さいとき車輪側面の排土抵抗によって横滑りが発生したためであると考えられる.

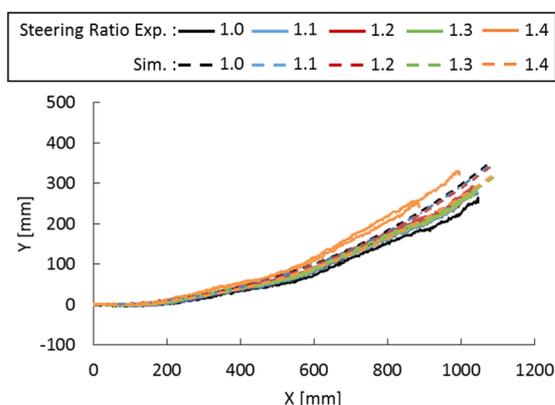


(a) Driving route

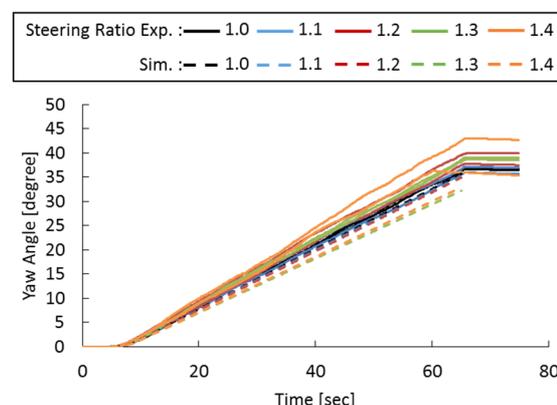


(b) Yaw angle

Fig. 4-26 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 0 mm in case (4)



(a) Driving route



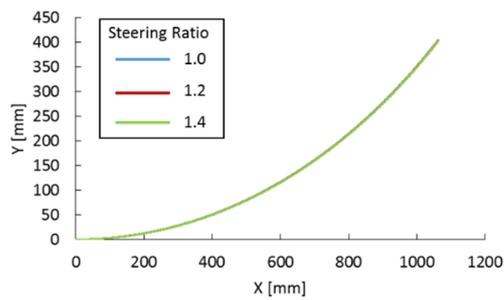
(b) Yaw angle

Fig. 4-27 Comparison of experimental and simulation results for h_c of 5 mm in case (4)

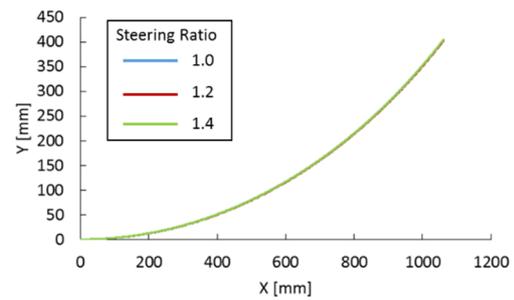
(4) 左右駆動速度を操向比 1.2 に固定し、操舵角度を変えた場合

中間に履帯高さ 0 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-26 に、中間に履帯高さ 5 mm の履帯を有する車両の実験結果とシミュレーション結果を Fig. 4-27 に示す。Fig. 4-26 および Fig. 4-27 より実験結果とシミュレーション結果は近い値を示した。シミュレーションにおいても前輪操舵角度による旋回への影響は見られず、どの条件においてもほぼ同じ走行経路となった。

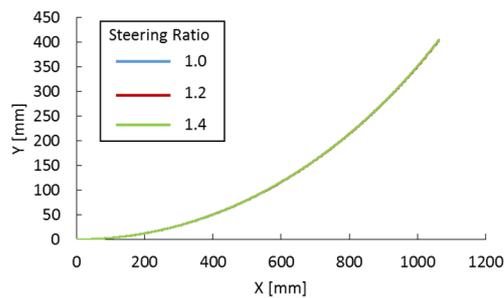
以上より、運動モデルを用いた旋回走行シミュレーションは車両の沈下量が多い場合、車輪側面の排土抵抗を過小に評価する傾向にあるが、走行経路をほぼ忠実に再現している。したがって、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回特性を評価する手法として有効であると判断される。



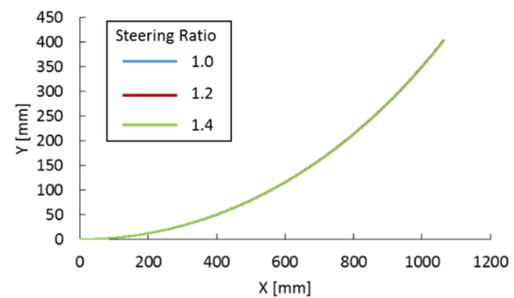
(a) 0.042 m



(b) 0.06 m



(c) 0.08 m



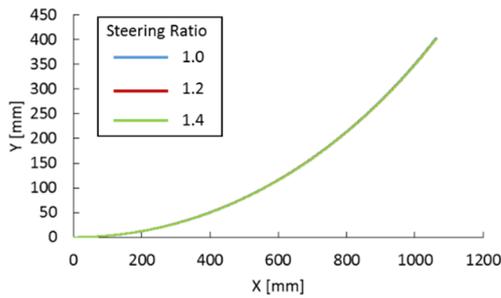
(d) 0.1 m

Fig. 4-28 Driving route with different wheel radii

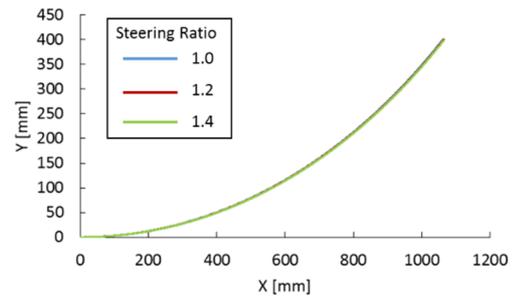
4.5.4 車輪径・車輪幅に関する検討

本項では、車輪径および車輪幅が変わった場合の中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を検討する。各パラメータは Table 3-1 および Table 3-3 の値を用いた。なお、乾燥密度を 1.3 g/cm^3 と設定し、車両偏心率を 0 とした。旋回条件は左右駆動速度差を操向比 1.2 とし、前輪操舵角度は操向比 1.0, 1.2, 1.4 の 3 通りでシミュレーションを行った。3.8.6 項と同様に車輪径は模型車両の諸元から 0.06 m, 0.08 m, 0.1 m, 車輪幅は 0.03 m, 0.035 m, 0.04 m に変化させて計算した。Fig. 4-28 に車輪径を変えた場合の走行経路の結果を、Fig. 4-29 に車輪幅を変えた場合の走行経路の結果をそれぞれ示す。

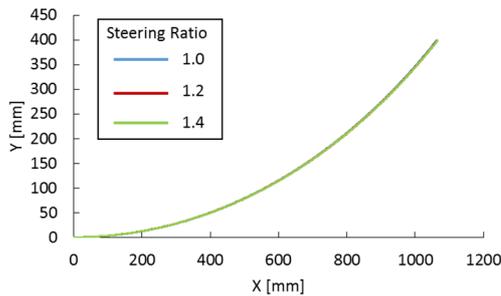
Fig. 4-38 および Fig. 4-29 より、車輪径および幅を変えても走行経路は変わらなかった。また、各前輪操舵角度を変えた場合でも走行経路は変わらなかった。本シミュレーション条件は模型車両をもとにしており、履帯の大きさは車両重量に対して十分大きい。そのため 3.8.6 項で述べたように、車輪の寸法を大きくしても車輪のけん引力はわずかに上がるが、履帯のけん引力はほぼ変化しない。また、車輪けん引力は履帯けん引力よりはるかに小さく、車両の沈下量もほとんど変化しない。したがって、前輪の駆動力および操舵角度が車両の旋回に影響を与えなかったと考えられる。



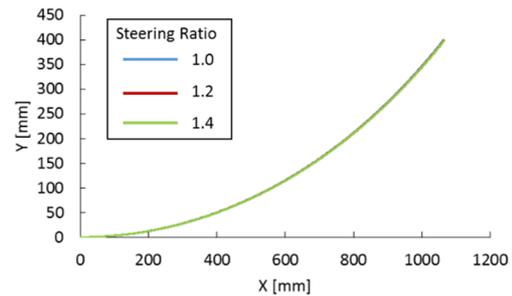
(a) 0.02 m



(b) 0.03 m



(c) 0.035 m



(d) 0.04 m

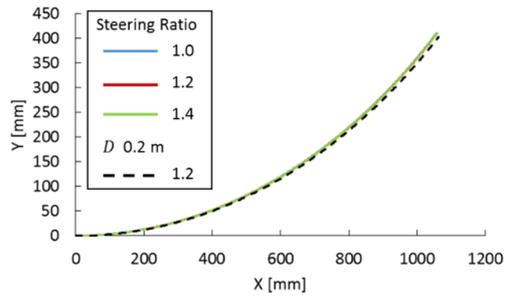
Fig. 4-29 Driving route with different wheel widths

4.5.5 履帯長・履帯幅に関する検討

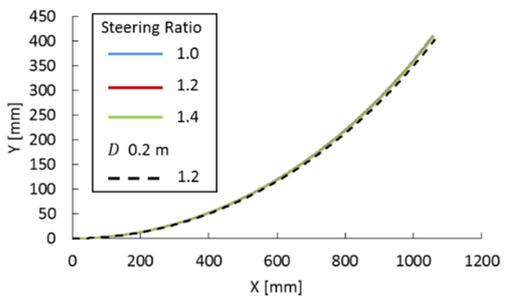
本項では、履帯長および履帯幅が変わった場合の中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行性能を検討する。各パラメータは Table 3-1 および Table 3-3 の値を用いた。なお、乾燥密度を 1.3 g/cm^3 と設定し、車両偏心率を 0 とした。旋回条件は左右駆動速度差を操向比 1.2 とし、前輪操舵角度は操向比 1.0, 1.2, 1.4 の 3 通りでシミュレーションを行った。3.8.6 項と同様に履帯長は模型車両の諸元から 0.1 m, 0.05 m, 0.01 m, 履帯幅は 0.02 m, 0.015 m, 0.01 m に変化させて計算した。Fig. 4-30 に履帯長を変えた場合の走行経路の結果を、Fig. 4-31 に履帯幅を変えた場合の走行経路の結果をそれぞれ示す。

Fig. 4-30 に履帯長 0.2 m の車両の操舵角度を操向比 1.2 で計算した場合の結果 (黒破線) も示す。Fig. 4-30 より履帯長が 0.1 m, 0.05 m と短くなると旋回半径がわずかに小さくなった。これは履帯が短くなることにより履帯の旋回抵抗が減るためである⁶⁷⁾。通常の履带式車両の場合は履帯が短いと車両が傾いてしまうため、履帯長を長くしてピッチングを防いでいる。しかし、中間に履帯を有する車輪式移動車両の場合、後輪があり、車両の傾きを軽減できるため履帯を短くすることができると思われる。しかし、Fig. 4-30 (c) に示すような履帯が短すぎる場合は、履帯の駆動力が落ちるため旋回性能が低下する。また、本条件では履帯長を短くしても履帯幅があるため履帯が車両荷重を負担する。そのため、どの履帯長条件でも前輪の操舵角度の影響は確認できなかった。

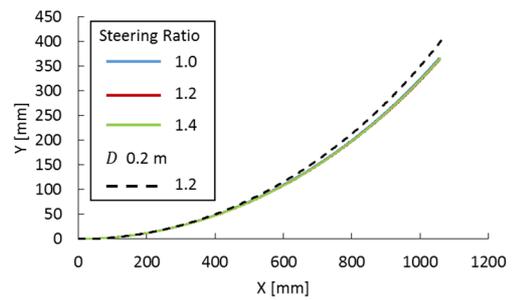
Fig. 4-31 より履帯幅が小さくなると、履帯の分担荷重が減るため駆動力も減り旋回性能は



(a) 0.1 m

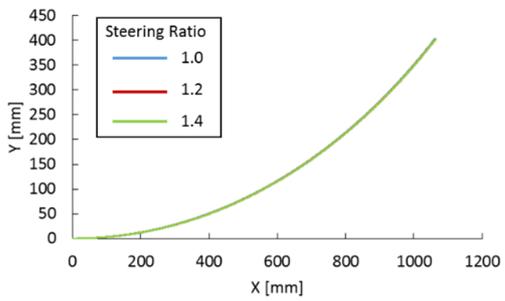


(b) 0.005 m

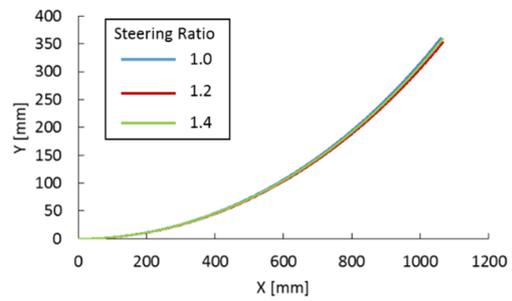


(c) 0.01 m

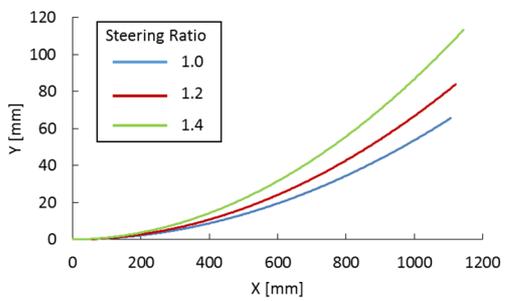
Fig. 4-30 Driving route with different crawler lengths



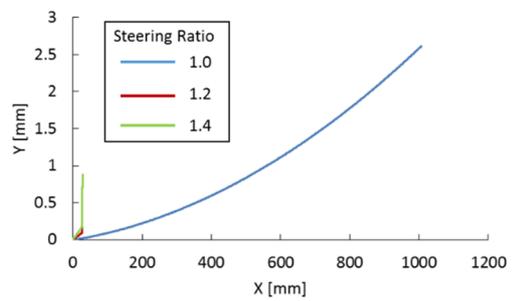
(a) 0.03 m



(b) 0.02 m



(c) 0.015 m



(d) 0.01 m

Fig. 4-31 Driving route with different crawler widths

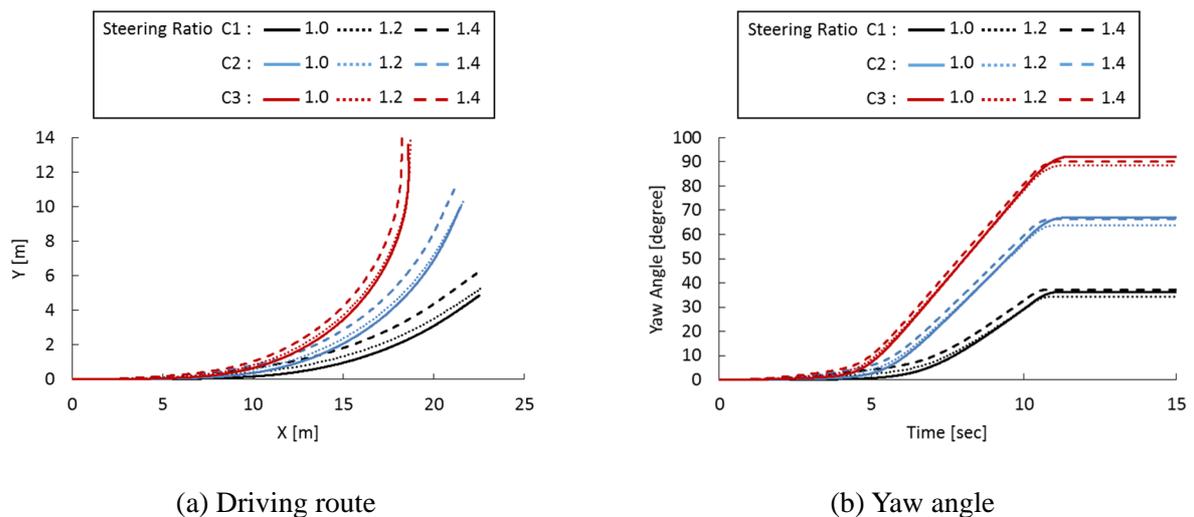


Fig. 4-32 Simulation results of real vehicle

落ちる. Fig. 4-31 (d) のように履帯が小さすぎる場合は前輪側面の排土抵抗により車両は急激に横滑りして走行不可能になる. Fig. 4-31 (b) の履帯幅が 0.02 m のとき操舵角度を与えない場合が最も旋回半径が小さかった. Fig. 4-31 (c) の履帯幅が 0.015 m のときは前輪操舵角度を操向比 1.4 で与えたときが最も旋回半径が小さかった. このように, 車輪がけん引力を発揮している場合, 前輪操舵角度によって旋回性能が変わることから, 前輪操舵角度に旋回最適値が存在すると考えられる.

4.5.6 実機に関する検討

本項では, 実機スケールの中に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能について検討する. 想定した車両, 地盤は 3.8.8 項と同様である. 車両の走行速度は 3 m/sec, 加速度は 0.98 m/sec², 走行開始から停止までの時間は 15 秒とした. 旋回条件は左右駆動速度差を操向比 1.2 とし, 前輪操舵角は操向比 1.0, 1.2, 1.4 の 3 通りでシミュレーションを行った. ただし, 旋回による遠心力は考慮しない. Fig. 4-32 にシミュレーション結果を示す. Fig. 4-32 より, 想定した条件では履帯が大きいほど (C3>C2>C1) 旋回性能は良かった. また, 操舵角度が大きいほど車両進行方向の抵抗が高いため曲がり始めは早くなった. しかし, 最終的なヨー角は履帯 C2, C3 では操舵角度を与えない場合 (操向比 1.0) が最も大きくなった.

4.6 旋回抵抗低減に関する検討

本節では, 履帯の力と車輪の力を考慮して, 旋回時の前輪操舵角度について検討する.

4.6.1 前輪推進力, コーナリングフォース

Fig. 4-33 に車輪の横力 ($f_{wi} + f_{bywi}$) の計算結果を示す. なお, 車輪は実機の車輪をモデルとし, 沈下量は履帯 C3 を併用したときの沈下量とした (想定した車両および地盤は 3.8.8 項

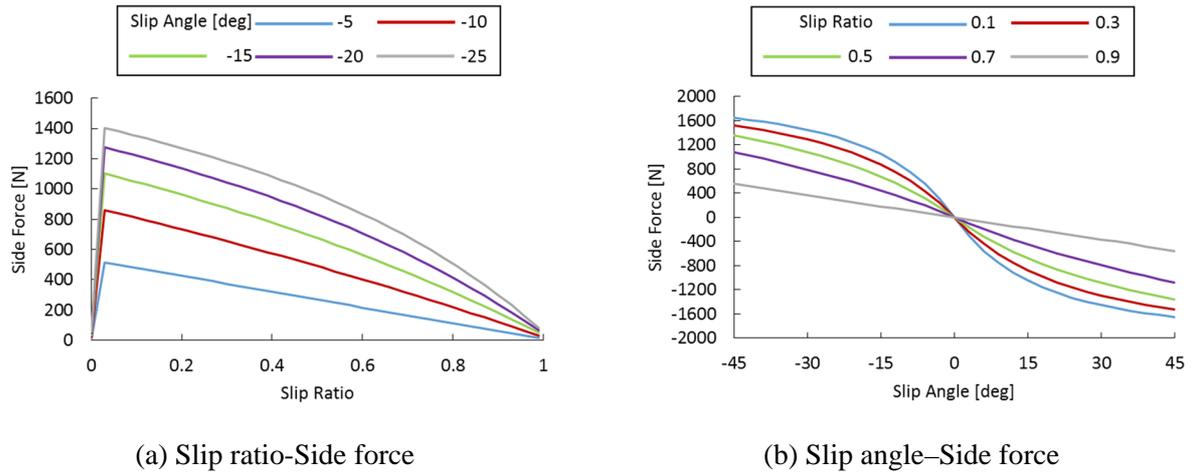


Fig. 4-33 Simulation results of side force

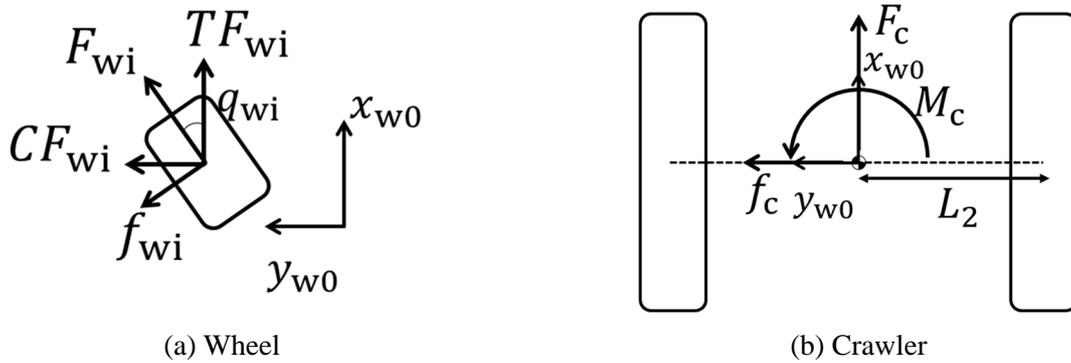


Fig. 4-34 Force model of wheel and crawler

を参照). Fig. 4-33 より横力はスリップ率が大きくなるにつれて小さくなる. また, スリップ角が小さくなると横力は小さくなる傾向を示す. そのため, 後輪の回転に必要なエネルギーを考慮しない場合, 後輪の横方向の抵抗力を減らすためには後輪の回転速度を上げてスリップ率を上げればよいことが分かる (Fig. 4-33 (a) 参照).

Fig. 4-34 に車輪および履帯に作用する力を示す. 車輪 i が発揮する車両進行方向 x_{w0} 軸成分に作用する力を推進力 TF_{wi} , 車両横方向 y_{w0} 軸成分に作用する力をコーナリングフォース CF_{wi} とすると各力は次式から求められる.

$$TF_{wi} = F_{wi} \cos q_{wi} - f_{wi} \sin q_{wi} \quad (4.37)$$

$$CF_{wi} = F_{wi} \sin q_{wi} + f_{wi} \cos q_{wi} \quad (4.38)$$

次に履帯部が発生させる x_{w0} 軸方向の駆動力 F_c , 車両横方向の力 f_c , 旋回モーメント M_c はそれぞれ以下の式によって得られる.

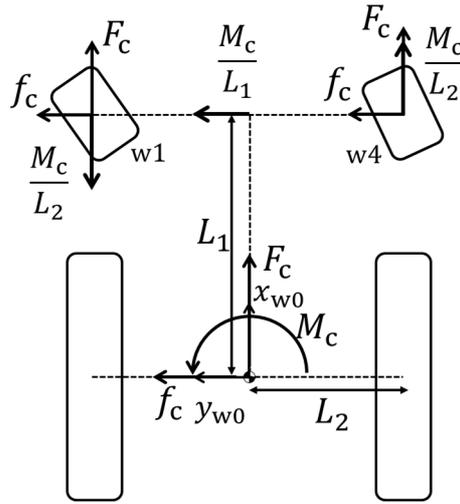


Fig. 4-35 Crawler force model acting on front wheel

$$F_c = \frac{F_{w2} + F_{w5}}{2} \quad (4.39)$$

$$f_c = \frac{f_{w2} + f_{byw2} + f_{w5} + f_{byw5}}{2} \quad (4.40)$$

$$M_c = L_2(F_{w5} - F_{w2}) - M_{w2} - M_{w5} - M_{bw2} - M_{bw5} \quad (4.41)$$

履帯が発生させる力は車両シャーシおよび車輪車軸を通して前輪に作用する (Fig. 4-35 参照). このとき履帯が前輪 w1 および w4 に発揮する x_{w0} 軸方向の推進力 TF_{ci} , コーナリングフォース CF_{ci} は以下となる.

$$TF_{c1} = F_c - \frac{M_c}{L_2} \quad (4.42)$$

$$CF_{c1} = f_c + \frac{M_c}{L_1} \quad (4.43)$$

$$TF_{c4} = F_c + \frac{M_c}{L_2} \quad (4.44)$$

$$CF_{c4} = f_c + \frac{M_c}{L_1} \quad (4.45)$$

前輪が旋回の妨げにならない, すなわち前輪に大きな負荷がかからないようにするためには, 前輪の推進力 TF_{wi} およびコーナリングフォース CF_{wi} と履帯が前輪に作用する力 TF_{ci} , CF_{wi} が近い値になる必要がある. つまり, 前輪と履帯の推進力の差, コーナリングフォースの差が最小となるとき, 車両は負荷抵抗の少ない旋回ができると考えられる. 推進力の差およびコーナリングフォースの差を次式で表す.

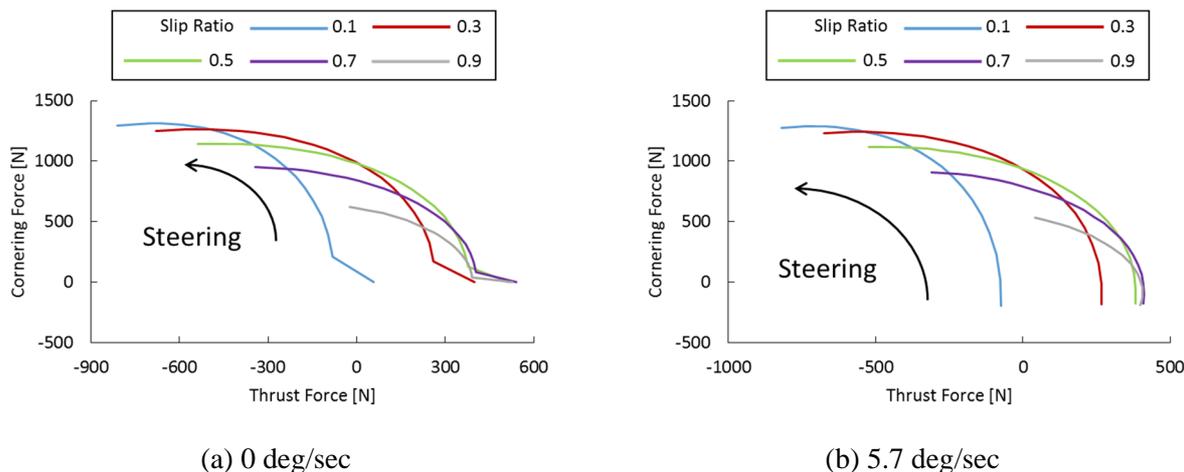


Fig. 4-36 Relationship between thrust force and cornering force with different slip ratios

$$\mu_{wi} = \sqrt{(TF_{wi} - TF_{ci})^2 + (CF_{wi} - CF_{ci})^2} \quad (4.46)$$

関数 μ_{wi} は推進力差とコーナリングフォース差の合力の大きさを表す関数である。この関数を最小化する制御を行うことで旋回をより滑らかにすることができると考えられる。

Fig. 4-36 に前輪操舵角度を変えた場合の推進力とコーナリングフォースの関係を示す。各色は車両の各スリップ率のときの結果を示す。Fig. 4-36 (a) は車両の旋回角速度が 0 deg/sec, すなわち車両が直進走行をしているときに前輪操舵角度を与えた場合の関係である。車両が直進をしているため、操舵角度が 0 以上で必ずコーナリングフォースは正の値をとる。操舵角度を大きくするとコーナリングフォースは大きくなるが、車輪は横方向を向いていくため推進力は小さくなる。また、スリップ率は大きいほど推進力は大きくなるが、コーナリングフォースは小さくなる。Fig. 4-36 (b) は旋回角速度 5.7 deg/sec のときの結果を示す。この旋回角速度は車両が時速 10 km, 旋回半径 30 m で旋回したときの値である。前輪操舵角度が小さいときコーナリングフォースは負であるため旋回角速度は低下していく。操舵角度を大きくすることによってコーナリングフォースが大きくなり旋回を維持できることが分かる。

以上のように、車両の速度および旋回角速度が分かれば推進力およびコーナリングフォースは計算できるため関数 μ_{wi} を最小化する前輪操舵角度を求めることができる。

4.6.2 前輪操舵角度制御シミュレーション

本項では、関数 μ_{wi} を用いて抵抗を減らした旋回についてシミュレーションにより検討する。旋回走行条件は 4.5.6 項で述べたものと同様とした。シミュレーションは 4.5.1 項で述べた手順において、手順 4 のとき関数 μ_{wi} を最小化する前輪操舵角度を計算し、次式を用いて前輪操舵角度を制御した。

$$q_{wi,t} = q_{wi,t-1} + k_G (q_{opwi,t} - q_{wi,t-1}) \quad (4.47)$$

ここで、 $q_{wi,t}$ は時刻 t における車輪 i の操舵角度、 k_G はフィードバックゲイン、 $q_{opwi,t}$ は時刻 t における μ_{wi} を最小にする車輪 i の操舵角度である。模型車両を用いた実験において、操舵角度が 30 deg より大きい条件では走行は安定しなかったため、本シミュレーションでは操舵角度は最大で 30 deg とした。また、 k_G は 0.1, 0.01 の 2 通りでシミュレーションを行った。Fig. 4-37 ないし Fig. 4-39 にシミュレーションの走行経路と車両姿勢の結果を示す。Fig. 4-37 ないし Fig. 4-39 より操舵角度を提案手法によって制御することにより、操舵角度が一定のときよりも旋回性能が向上した。また、履帯が小さくなる、すなわち前輪の影響が大きくなるほど (C1>C2>C3) 提案手法の効果が高いことが分かった。 k_G が小さいときは操舵角度の応答が遅くなるために性能は低下した。次に、Fig. 4-40 に操舵角度の結果を示す。なお、制御しない場合の操舵角度は操向比 1.2 のとき左前輪が 18.1 deg, 右前輪が 12.7 deg, 操向比 1.4 のときはそれぞれ 36.3 deg, 20.2 deg である。履帯 C1, C2 では車両が発進直後は履帯の旋回モーメントがほとんど発揮されていないため操舵角度は 0 である。対して、C3 では履帯が大きいため発進直後から旋回モーメントを発揮しており操舵角度は増加していった。C1 および C2 も 3 sec から履帯旋回モーメントが発揮されるため操舵角度は増加した。5 sec から 10 sec の間の定常円旋回中は旋回が安定し、履帯の旋回モーメントも小さく安定するため前輪操舵角度も小さく安定する傾向にあった。ただし、C1 の場合は前輪の操舵角度によって旋回角速度が変わってしまうため右前輪操舵角度は安定しなかった。10 sec から車両は減速し、旋回角速度も減少したため、履帯旋回モーメントは増大し、操舵角度は再度大きくなった。

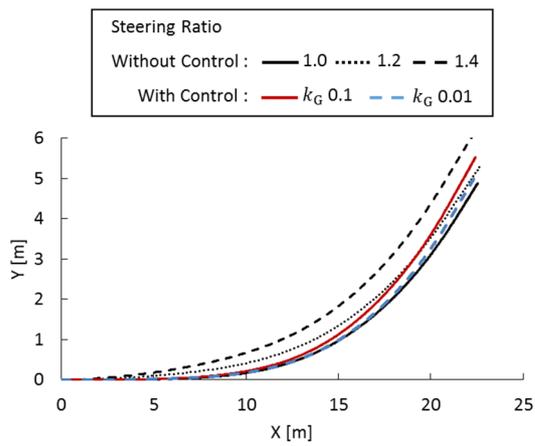
以上より、提案手法は車両の状態に応じて操舵角度を最適にしていると考えられる。実際に車両が走行する際の制御法を以下に提案する。

1. オペレータがアクセルペダルにより車両速度を入力する。
2. オペレータがハンドル操作により車輪および履帯の駆動速度差を決定する。
3. センサにより車両の速度、旋回角速度を計測する。
4. 車両の速度からスリップ率を計算し、スリップ率、操向比、旋回角速度を用いて履帯が発揮する力を計算する。
5. 履帯の力から μ_{wi} を最小にする前輪操舵角度を決定する。

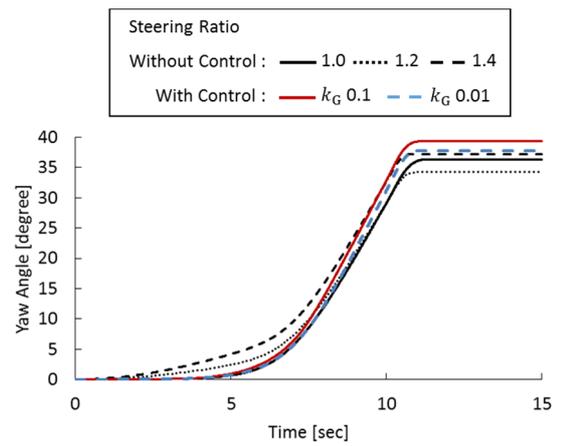
4.7 結言

本章では、第 3 章で提案した力学モデルに旋回時の横方向からの力を加えた運動モデルを提案した。横方向の力は第 3 章と同様に車輪および履帯下の応力、車輪および履帯の側面による排土抵抗からモデル化を行った。また、第 3 章で作製した模型車両を用いて旋回走行実験を行い、車両の旋回性能を検討した。その結果、模型車両では車輪の負担が小さいため車輪操舵角度による影響はわずかであり、履帯の左右駆動速度差の影響の方が大きかった。しかし、操舵角度が大きすぎる場合、車輪側面にて発生する車両進行方向の排土抵抗が大きくなり、車両は安定した走行ができなかった。

次に、提案した運動モデルを用いて車両の旋回シミュレーションを行った。シミュレーショ

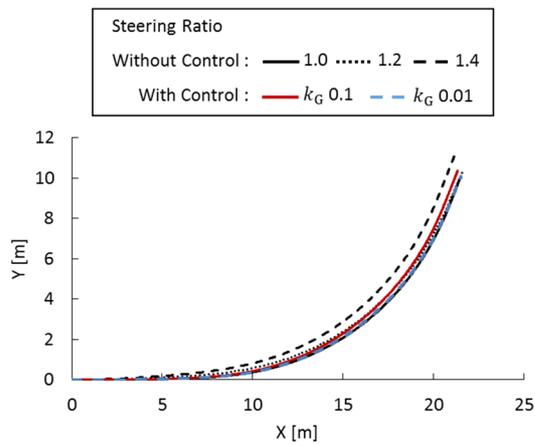


(a) Driving route

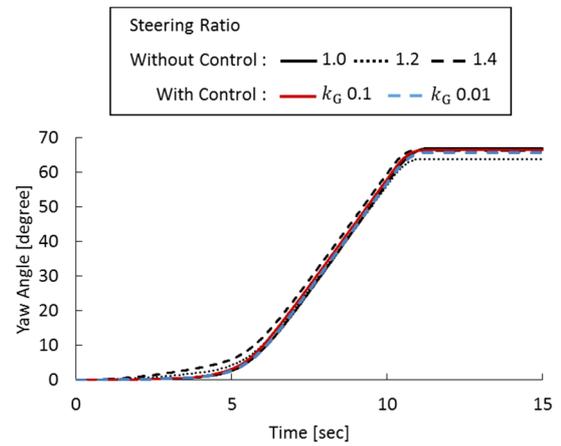


(b) Yaw angle

Fig. 4-37 Sinlation results with front steering control of wheel-typed vehicle with C1

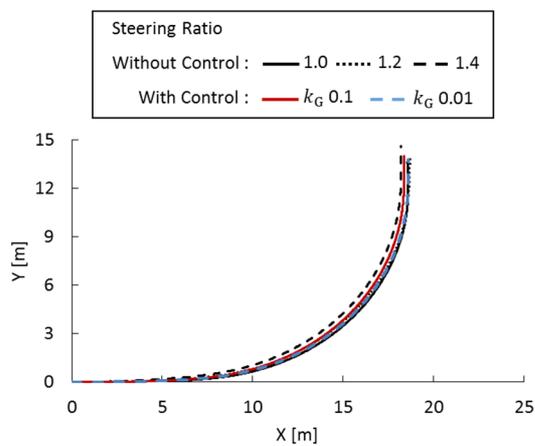


(a) Driving route

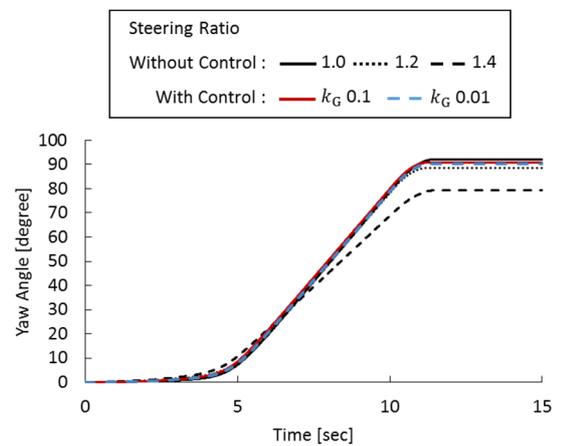


(b) Yaw angle

Fig. 4-38 Sinlation results with front steering control of wheel-typed vehicle with C2

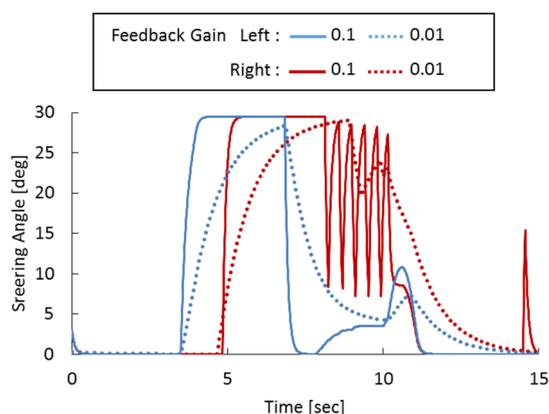


(a) Driving route

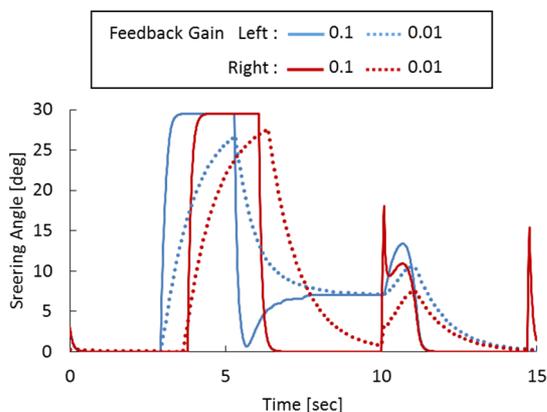


(b) Yaw angle

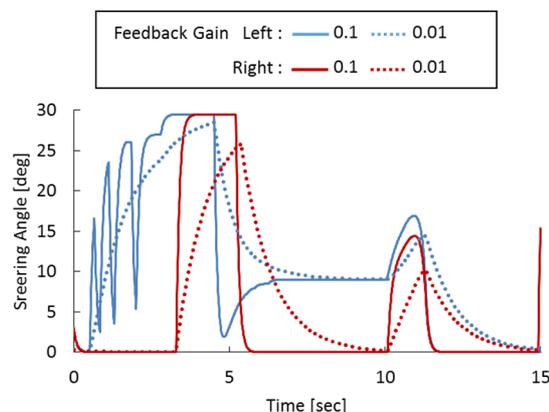
Fig. 4-39 Sinlation results with front steering control of wheel-typed vehicle with C3



(a) Wheel-typed vehicle with C1



(b) Wheel-typed vehicle with C2



(c) Wheel-typed vehicle with C3

Fig. 4-40 Simulation results of steering angle with front steering control

ン結果と実験結果を比較して運動モデルの妥当性を検討した。その結果、シミュレーション結果は実験結果と近い値を示すことから、モデルの妥当性が確認された。

また、車両の車輪径、車輪幅、履帯長、履帯幅を変更して旋回走行シミュレーションを行い、各パラメータが走行性能に与える影響を検討した。履帯が車両に対して十分に大きい場合、車輪に荷重がかからないため車両の旋回性能は前輪の影響をほぼ受けないことが分かった。履帯を短くした場合、履帯による旋回抵抗が小さくなるため旋回性能は向上した。しかし、短すぎる場合は履帯が発揮できなくなるため旋回性能は低下した。履帯幅が短い場合も同様に、履帯駆動力が低下するため旋回性能は低下した。また、実機に近い大きさの中間に履帯を有する車両の軟弱地盤上の旋回性能をシミュレーションで検討した。その結果、実機サイズに装備できる履帯の大きさの範囲ならば履帯を大きくした方が旋回性能は向上することが分かった。さらに、履帯が発揮する力を前輪がなるべく妨げないことで旋回性能を向上する手法を提案した。この手法を用いた操舵角度制御旋回では車両ヨー角が操舵角度を一定にした場合に比べて大きくなり、旋回性能が良くなることが分かった。

第 5 章

結論

第5章 結論

5.1 結論および成果

日本では、災害が多発しており、また災害時には早期の復旧が急務である。一方、災害現場は軟弱地盤や凹凸の激しい不整地であることが多い。そのため現場での作業は不整地走行に適した履带式移動車両を用いて行われる。履带式移動車両は性質上公道の移動は困難であるため車輪式移動車両に搭載され、現場まで移動している。しかし、この作業はコストおよび環境負荷が高い、また迅速性も低いため、災害復旧の遅れにつながっている。そのため機動性と不整地走破性を併せ持った車両の開発が望まれている。そこで、前後輪の中間に昇降式の履帯を有する車輪式移動車両が考案された。しかし、この車両は「左右の履帯の速度差を利用して旋回するスキッドステア」と「前輪操舵」のどちらか一方では旋回が不可能である。したがって、両操舵法を併用し旋回を行う手法を採用せざるを得ないが、この手法は感覚的に行うのが困難である。

そこで、本研究では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性能の向上を目的として走行特性および旋回特性を解析し、旋回性能を向上するための制御手法を提案した。以下に各章で得られた結論および成果について述べる。

2章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の運動学モデルによる走行および旋回特性解析

本章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回性向上のため、三軸車両のモデルを用いて運動学解析を行い、基礎運動方程式を導出した。この基礎運動方程式から得られた (a) 最適駆動速度および姿勢を用いた旋回法の旋回性能が従来の旋回性能と比べてどの程度向上するかを評価するため、従来の旋回法も用いて走行シミュレーションを行い、結果を比較した。本研究で用いた従来の旋回法は (b) 前輪操舵のみを用いた旋回、(c) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回、(d) 前輪操舵と履帯のスキッドステアを用いた旋回の3つの旋回法である。その結果、最適パラメータを用いた旋回では、従来の旋回法よりも大きく旋回性能が向上するという結論が得られた。

また、提案した運動学に基づいた方程式に対する旋回性能の向上を確認するため、模型車両を用いて走行実験を行った。その結果、(a) 提案した方程式から求めた最適駆動速度および操舵角度を用いた旋回法では、その他の旋回法である (b) 前輪操舵のみを用いた旋回、(c) 履帯のスキッドステアのみを用いた旋回、(d) 前輪操舵および履帯のスキッドステアを用いた旋回の3つの旋回法と比べ、旋回性能が向上することが確認された。

3章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルによる軟弱地盤上の走行特性解析

本章では、中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行性能を解析するため車輪下の応力および履帯下の応力を用いて車両の力学モデルを構築した。力学モデルを用いて走行シミュレーションを行った。また、模型車両を作製し、模型車両用いてけん引走行実験を行った。その結果、シミュレーション結果は実験結果と近い値と似た傾向を示したためモ

デルの妥当性が確認された。

また、車両の車輪径、車輪幅、履帯長さ、履帯幅を変更してシミュレーションを行い、各パラメータが走行性能に与える影響を検討した。履帯が車両に対して十分に大きい場合、車輪に荷重がかからないため車両はほぼ履带式車両として挙動することが分かった。その状態で、車輪サイズを変えても性能にはあまり影響しなかった。また、履帯を小さくした場合、履帯が負担する荷重が小さくなるため履帯の駆動力は減少するが、車輪の負担荷重が増えるため、車輪駆動力は増加することが分かった。

さらにまた、実機を想定して中間に履帯を有する車両の軟弱地盤上の走行性能をシミュレーションを用いて検討した。その結果、実機サイズに装備できる大きさの履帯で実機の走行性能を改善できることが分かった。また、中間に履帯を有する車輪式移動車両は中間履帯のみで走行する履带式車両に比べて履帯けん引効率が高く、効率的に走行できることが分かった。

4章 中間に履帯を有する車輪式移動車両の動力学モデルにより軟弱地盤上の旋回特性解析

本章では、第3章で提案した力学モデルに旋回時の横方向からの力を加えた運動モデルを提案した。横方向の力は第3章と同様に車輪および履帯下の応力、車輪および履帯の側面による排土抵抗からモデル化を行った。また、提案した運動モデルを用いて車両の旋回シミュレーションを行った。さらに、第3章で作製した模型車両を用いて旋回走行実験を行った。その結果、シミュレーション結果は実験結果と近い値を示すことから、モデルの妥当性が確認された。

模型車両を用いた旋回走行実験では、車輪の負担が小さいため車輪操舵角による影響はわずかであり、その結果、履帯の左右駆動速度差の影響の方が大きかった。操舵角度が大きすぎる場合、車輪側面にて発生する車両進行方向の排土抵抗が大きくなり、車両は安定した走行ができなかった。

さらに、車両の車輪径、車輪幅、履帯長さ、履帯幅を変更して旋回走行シミュレーションを行い、各パラメータが走行性能に与える影響を検討した。履帯が車両に対して十分に大きい場合、車輪に荷重がかからないため車両の旋回性能は前輪の影響をほぼ受けないことが分かった。履帯を短くした場合、履帯による旋回抵抗が小さくなるため旋回性能は向上した。しかし、短すぎる場合は履帯が駆動力を発揮できなくなるため旋回性能は低下した。履帯幅が短い場合も同様に、履帯駆動力が低下するため旋回性能は低下した。また、実機に近い大きさの中間に履帯を有する車両の軟弱地盤上の旋回性能をシミュレーションを用いて検討した。その結果、履帯の大きさは実機サイズに装備できる大きさの範囲ならば大きくした方が旋回性能は向上することが分かった。さらに、履帯が発揮する力を前輪がなるべく妨げないことで旋回性能を向上する手法を提案した。この手法を用いた操舵角度制御旋回では車両ヨー角が操舵角度を一定にした場合に比べて大きくなり、旋回性能が良くなることが分かった。

5.2 今後の課題

今後の課題として、履帯を小さくした模型車両を用いて操舵角度を制御した走行実験を行い、提案手法の有用性を実験的に検討する必要がある。さらに、提案した前輪操舵角度の制御手法では、車輪履帯に作用する力全てを計算し、操舵角度を探索するため計算量が膨大となる。したがって、実際の走行では制御に遅れが生じてしまう可能性がある。そのため、計算量を減らす手法を開発しなければならない。また、計算の過程では地盤定数を用いているが、実際の現場において地盤定数は未知である。したがって、地盤定数を走行しながら推定する手法、または地盤定数を用いずに計算を行う手法を開発する必要がある。

参考文献

- 1) 総務省消防庁災害対策本部：平成 23 年（2011 年）東北地方太平洋沖地震（東日本大震災）について（第 150 報），2014.
- 2) 総務省消防庁災害対策本部：平成 23 年台風 12 号による被害状況及び消防機関の活動状況について（第 20 報），2012.
- 3) 総務省消防庁災害対策本部：平成 25 年台風 26 号による被害状況及び消防機関の活動状況について（第 37 報），2014.
- 4) 総務省消防庁災害対策本部：8 月 19 日からの大雨等による広島県における被害状況及び消防の活動について（第 43 報），2014.
- 5) 畠昭治郎：建設機械学 -土木教程選書-，鹿島出版会，pp. 25-26，1987.
- 6) 寺本英一：タイヤと履帯の実用性能比較の一考察，テラメカニックス，第 29 号，pp. 59-63，2009.
- 7) 履帯設計指針作成委員会編：履帯の設計工学 -履帯設計と性能予測の基礎-，テラメカニックス研究会，pp. 318-341，2004.
- 8) 寺本英一，矢部康博，楡井寛史：中間履帯昇降式四駆堆肥散布車の畑地走破実用性能評価，テラメカニックス，第 30 号，pp. 39-43，2010.
- 9) 山川淳也，渡邊啓二，田中将浩：多軸車両の操舵・駆動方式と旋回特性，日本機械学会論文集（C 編），70 巻 694 号，pp. 1687-1694，2004.
- 10) 木村直紀，小阪高志，牧野千代春：遠隔操作ロボット（ロボ Q）の今後の展開，建設の施工企画，日本建設機械施工協会，pp. 10-14，2012.
- 11) 藤岡晃，小幡克実，三村洋一：災害復旧におけるロボット技術，建設の施工企画，日本建設機械施工協会，pp. 42-47，2012.
- 12) 栗栖正充，皿田滋：クローラ型移動車両のための自己位置推定と軌道追従制御，東京電機大学総合研究所年報，23 号，pp. 113-118，2003.
- 13) 遠藤大輔，永谷圭司，吉田和哉：滑りを考慮したデッドレコニングによるクローラ型移動ロボットの推定位置精度の向上，日本ロボット学会学術講演会予稿集（CD-ROM），2G17，2006.
- 14) 野崎博路：基礎自動車工学，東京電機大学出版局，pp. 30-50，2008.
- 15) 永井正夫，王玉清：前輪操舵制御と後輪駆動力制御による大型車の安定性解析，日本機械学会論文集（C 編），59 巻 562 号，pp. 1737-1744，1993.
- 16) Eiichi Ono, Shigeyuki Hosoe, Hoang D. Tuan, Shun'ichi Doi : Bifurcation in Vehicle Dynamics and Robust Front Wheel Steering Control, *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY*, VOL. 6, NO. 3, pp. 412-420, 1998.
- 17) 福島直人：非線形最適制御問題の近似解法と大横すべり角追従制御への適用，日本機械学会論文集（C 編），72 巻 713 号，pp. 84-91，2006.
- 18) 小野英一，服部義和，相澤博昭，加藤博章，田川真一，丹羽悟：車両と運動統合制御における理論限界の明確化と達成，日本機械学会論文集（C 編），73 巻 729 号，pp. 1425-1432，

- 2007.
- 19) 西原修, 東野慎平: タイヤ・ワークロードの Minimax 基準による左右等角四輪操舵と四輪独立駆動力配分の厳密な最適化, 日本機械学会論文集 (C 編), 79 巻 799 号, pp. 629-644, 2013.
 - 20) 築島隆尋, 高野政晴, 佐々木健, 井上健司: 車輪式移動ロボットの運動学および動力学の一般理論に関する研究, 日本ロボット学会誌, 8 巻 6 号 pp.706-711, 1990.
 - 21) 高山訓治, 中野栄治, 森善一, 高橋隆行: 車輪型全方向移動ロボットの運動学について, 第 5 回ロボットシンポジウム, pp. 29-34, 1995.
 - 22) 太田宏, 境友昭: 車輪式建設機械の急旋回時における転倒問題, 日本機械学会論文集 (C 編), 49 巻 439 号, pp. 416-421, 1983.
 - 23) Ulf Larsson, Caj Zell, Kalevi Hyypa, Ake Wernersson : Navigating an Articulated Vehicle and Reversing with a Trailer, *Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 2398-2404, 1994.
 - 24) K. Watanabe, J. Yamakawa, M. Tanaka, T. Sasaki : Turning characteristics of multi-axle vehicles, *Journal of Terramechanics*, Vol. 44, pp. 81-87, 2007.
 - 25) 山川淳也, 倉橋宣博, 渡邊啓二: 多軸車両の定常旋回における最適駆動力配分と操舵角, 日本機械学会論文集 (C 編), 74 巻 740 号, pp. 890-896, 2008.
 - 26) D. de Bruin, P.P. J. van den Bosch : Modelling and control of a double articulated vehicle with four steerable axles, *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, Vol. 5, pp. 3250-3254, 1999.
 - 27) Yiting Kang, Wenming Zhang : Stability Control for Six-Wheel Drive Articulated Vehicle Based on Direct Yaw Moment Control Method, *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, Vol. 49, No. 1, pp. 258-265, 2013.
 - 28) M. G. Bekker : Theory of Land Locomotion; the mechanics of vehicle mobility, Ann Arbor, MI, USA, The University of Michigan Press, 1956.
 - 29) M. G. Bekker : Off-The-Road Locomotion, Ann Arbor, MI, USA, The University of Michigan Press, 1960.
 - 30) M. G. Bekker : Introduction to Terrain- Vehicle Systems, Ann Arbor, MI, USA, The University of Michigan Press, 1969.
 - 31) Wong, J. Y. and Reece, A. R. : 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, pp. 81-98, 1967.
 - 32) Wong, J. Y. and Reece, A. R. : Prediction of Rigid Wheel Performance Based on the Analysis of Soil-Wheel Stresses Part II, Performance of Driven Rigid Wheels, *Journal of Terramechanics*, Vol. 4, pp. 7-25, 1967.
 - 33) Wong, J. Y. : Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, 1978.
 - 34) Janosi, Z. and Hanamoto, B. : The Analytical Determination of Drawbar Pull as A Function of Slip for Tracked Vehicles, *Proc, 1st Int. Conf. on Terrain-Vehicle Systems*, Torio, 1961.

- 35) 石上玄也, 水内健佑, 吉田和哉 : テラメカニクスに基づく車輪型移動ロボットの力学解析 (1. 月模擬砂上でのタイヤ力学解析), *Proceedings of the 2005 JSME Conference of Robotics and Mechatronics*, 1A1-S-055, 2005.
- 36) 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝 : 月面などの軟弱地盤におけるテラメカニクスに基づく車輪ダイナミクスモデル, *Proceedings of the 2010 JSME Conference of Robotics and Mechatronics*, 1A2-C08, 2010.
- 37) R.A. Irani, R.J. Bauer, A. Warkentin : A dynamic terramechanic model for small lightweight vehicles with rigid wheels and grousers operating in sandy soil, *Journal of Terramechanics*, Vol. 48, pp. 307-318, 2011.
- 38) T. Muro, T. Shigematsu : Automatic control system of a rear-wheel drive vehicle moving on a sloped weak sandy terrain, *Journal of Terramechanics*, Vol. 35, pp. 239-263, 1998.
- 39) T. Muro, T. Shigematsu : Automation and optimal design method of a wheeled vehicle operating over sloped weak sandy terrain, *Automation in Construction*, Vol. 9, pp. 277-297, 2000.
- 40) Kazuya Yoshida, Noriyuki Mizuno, Genya Ishigami, Akiko Miwa : Terramechanics-Based Analysis for Slope Climbing Capability of a Lunar/Planetary Rover, *The 24th International Symposium on Space Technology and Science*, 2004-k-06 (CD-ROM), 2004.
- 41) 須藤真琢, 遊佐淳也, 永谷圭司, 吉田和哉 : 軟弱地盤上における車輪の走行性能に車輪パラメータがおよぼす影響, *Proceedings of the 2010 JSME Conference of Robotics and Mechatronics*, 1A2-B23, 2010.
- 42) Genya Ishigami, Keiji Nagatani and Kazuya Yoshida : Slope Traversal Controls for Planetary Exploration Rover on Sandy Terrain, *Journal of Field Robotics*, Vol. 26(3), pp. 264-286, 2009.
- 43) Hiroaki Inotsume, Masataku Sutoh, Kenji Nagaoka, Keiji Nagatani and Kazuya Yoshida : Evaluation of the Reconfiguration Effects of Planetary Rovers on their Lateral Traversing of Sandy Slopes, *2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3413-3418, 2012.
- 44) Hiroaki Inotsume, Masataku Sutoh, Kenji Nagaoka, Keiji Nagatani and Kazuya Yoshida : Modeling, Analysis, and Control of an Actively Reconfigurable Planetary Rover for Traversing Slopes Covered with Loose Soil, *Journal of Field Robotics*, Vol. 30(6), pp. 875-896, 2013.
- 45) H. Itoh, A. Oidab, M. Yamazaki : Numerical simulation of a 4WD±4WS tractor turning in a rice, *Journal of Terramechanics*, Vol. 36, pp. 91-115, 1999.
- 46) Genya Ishigami, Akiko Miwa, Keiji Nagatani, and Kazuya Yoshida : Terramechanics-Based Model for Steering Maneuver of Planetary Exploration Rovers on Loose Soil, *Journal of Field Robotics*, Vol. 24(3), pp. 233-250, 2007.
- 47) Laura R. Ray, Devin C. Brande, James H. Lever : Estimation of net traction for differential-steered wheeled robots, *Journal of Terramechanics*, Vol. 46, pp. 75-87, 2009.
- 48) Junya Yamakawa, Shu Yoshimura, Keiji Watanabe : A tire model for vehicle motion analysis on dry sand, *Journal of Terramechanics*, Vol. 56, pp. 49-59, 2014.
- 49) Gareth Meirion-Griffith, Matthew Spenko : A modified pressure-sinkage model for small, rigid wheels on deformable terrains, *Journal of Terramechanics*, Vol. 48, pp. 149-155, 2011.

- 50) Gareth Meirion-Griffith, Matthew Spenko : A pressure-sinkage model for small-diameter wheels on compactive, deformable terrain, *Journal of Terramechanics*, Vol. 50, pp. 37-44, 2013.
- 51) C. Senatore, K. Iagnemma : Analysis of stress distributions under lightweight wheeled vehicles, *Journal of Terramechanics*, Vol. 51, pp. 1-17, 2014.
- 52) G. Meirion-Griffith, C. Nie, M. Spenko : Development and experimental validation of an improved pressure-sinkage model for small-wheeled vehicles on dilative, deformable terrain, *Journal of Terramechanics*, Vol. 51, pp. 19-29, 2014.
- 53) 林 磐男 : 履帯スリップに基づく装軌車旋回理論の実用的解析, 日本機械学会論文集 (第1部), pp. 3470-3482, 1974.
- 54) M. Kitano, H. Jyozaki : A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicles, *Journal of Terramechanics*, Vol. 13, pp. 241-258, 1976.
- 55) M. Kitano, M. Kuma : An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles, *Journal of Terramechanics*, Vol. 14, pp. 211-225, 1977.
- 56) 北野昌則, 渡邊啓二, 秋本修, 東郷和英 : 装軌車の操舵時における履帯のすべりと沈下について, 農業機械学会誌, 51 巻第 3 号, pp. 15-22, 1989.
- 57) 室達朗, 河原壮一郎 : 剛性履帯と超軟弱地盤との相互作用, 土木学会論文集, No. 376/III-6, pp. 307-314, 1986.
- 58) 室達朗, 尾本清, 二村政明 : 湿地用ブルドーザの走行性能-模型車両実験-, 土木学会論文集, No. 397/VI-9, pp. 151-157, 1988.
- 59) 室達朗, 尾本清, 柳楽篤司 : 湿地用ブルドーザの走行性能-エネルギー解析-, 土木学会論文集, No. 403/VI-10, pp. 103-110, 1989.
- 60) Hiroyuki Sogo, Hiroshi Ito, Mitsuhiko Hasegawa, Masahiko Tamada : Dynamic Behavior of Crawler-Type Vehicles (1st Report, The Theoretical Study on Straight Propelling), *The Japanese Society of Mechanical Engineers International Journal*, Series III, Vol. 34, No. 1, pp. 137-143, 1991.
- 61) Masataku Sutoh, Kenji Nagaoka, Keiji Nagatani, and Kazuya Yoshida : Evaluation of Influence of Surface Shape of Locomotion Mechanism on Traveling Performance of Planetary Rovers, *2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3419-3424, 2012.
- 62) Tatsuro Muro : Tractive and Braking Performance of A Flexible Tracked Tractor Moving up and down Weak Sloped Terrain, *Journal of Terramechanics*, Vol. 30, No. 6, pp. 419-442, 1993.
- 63) 渡邊啓二, 北野昌則, 柿野忠嗣 : 傾斜地における装軌車の等高線走行, 農業機械学会誌, 57 巻第 4 号, pp. 11-16, 1995.
- 64) E. Hegedus : A Simplified Method for The Determination of Bulldozing Resistance, LLL Report, No. 61, 1960.
- 65) 近藤博, 佐藤勝衛, 杉山昇 : 旋回時の履帯側面に作用する排土抵抗推定法に関する実験的研究, 土木学会論文集, No. 382/III-7, pp. 209-216, 1987.
- 66) 伊藤信孝 : 装軌車両の旋回時の運動に関する考察, 三重大學農學部學術報告, 67 巻, pp. 129-144, 1983.

- 67) 伊藤信孝, 中田昌義, 磯貝孝幸 : 履帯の形状比が旋回時の運動に与える影響について, 農業機械学会誌, 50 巻第 2 号, pp. 11-18, 1988.
- 68) 室達朗, 森岡亨一 : 牽引作業時における砂質地盤上の履带式車両の旋回性能, 土木学会論文集, No. 511/III-30, pp. 79-88, 1995.
- 69) Anh Tuan Le, David.C. Rye and Hugh.F. Durrant-Whyte : Estimation of Back-soil Interactions for Autonomous Tracked Vehicles, *1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1388-1393, 1997.
- 70) 今村政弘, 渡邊啓二, 山川淳也, 城崎博美, 北野昌則 : 軟らかい地盤に装軌車の運動特性, 日本機械学会論文集 (C 編), 65 巻 629 号, pp. 261-268, 1999.
- 71) Tatasuro Muro, Tran Dang Thai, Kouichi Kohno : Characteristics of The Turning Motion of A Tracked Vehicle Under Traction on A Loose Sandy Soil -inner/outer Track during Driving Action-, *Soils and Foundations*, Vol. 39, No. 4, pp. 59-77, 1999.
- 72) D. T. Tran, J. O'Brien, T. Mro : An optimal method for the design of a robotic tracked vehicle to operate over fresh concrete under steering motion, *Journal of Terramechanics*, Vol. 39, pp. 1-22, 2002.
- 73) Said Al-Milli, Lakmal D. Seneviratne, Kaspar Althoefer : Track-terrain modelling and traversability prediction for tracked vehicles on soft terrain, *Journal of Terramechanics*, Vol. 47, pp. 151-160, 2010.
- 74) 渡邊啓二, 北野昌則, 藤島明宏 : 操舵式装軌車の旋回特性に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), 61 巻 582 号, pp.219-226, 1995.
- 75) 山川淳也, 渡邊啓二, 安田洋介 : 装軌式アーティキュレート車の旋回特性, 日本機械学会論文集 (C 編), 67 巻 657 号, pp. 326-333, 2001.
- 76) 居垣千尋, 山本博昭 : ハーフトラックに関する研究 (第 2 報) : ハーフトラックの牽引性能, 兵庫農科大学研究報告 農業生産工学編, 7(2), pp. 35-40, 1966.
- 77) 藪村光雄, 居垣千尋, 山本博昭 : ハーフトラックに関する研究 (第 1 報) : ハーフトラックの土圧, 兵庫農科大学研究報告 農業生産工学編, 7(1), pp. 1-6, 1965.
- 78) 高野政晴 : 車輪移動の ABC 第 3 回 運動学, 日本ロボット学会誌, Vol. 13, No. 3, pp. 355-360, 1995.
- 79) Kanayama Y. , Miyake N. : Trajectory Generation for Mobile Robots, *The Third International Symposium of Robotics Research*, Chap. 8, pp. 332-340, 1985.
- 80) 渡嘉敷憲一郎 : 車体屈曲型履带式移動車両の自律移動に関する研究, 平成 12 年度東北大学大学院修士学位論文, 2001.
- 81) 小西泰史 : ホイールローダの移動形成経路生成およびビジョンを用いた自律移動に関する研究, 平成 10 年度東北大学大学院修士学位論文, 1999.
- 82) 河上房義 : 土質力学 第 7 版, 森北出版, 第 7 章, 2001.
- 83) 室達郎 : テラメカニクス - 走行力学 -, 技法堂出版, 第 2 章, 1993.
- 84) 笈田昭, 佐藤昭彦 : 小型三方向力センサによる車輪接地面各応力の測定, テラメカニクス, Vol. 8, pp.21-27, 1988.

- 85) K. W. Domier, O. H. Friesen and J. S. Townsend : Traction Characteristics of Two-Wheel Drive, Four-Wheel Drive and Crawler Tractors, *Trans. ASAE.*, 14(4), 1971, pp. 520-522.
- 86) 田中孝, 笈田昭 : 車両・機械と土系の工学-テラメカニクス-, 学文社, 第 4 章, 1993.
- 87) 田中孝, 笈田昭 : 車両・機械と土系の工学-テラメカニクス-, 学文社, 第 3 章, 1993.
- 88) 杉山昇 : 建設機械と土の諸問題, 鹿島出版会, 第 2 部 第 7 章, 1982.
- 89) 室達郎 : テラメカニクス - 走行力学 -, 技法堂出版, 第 4 章, 1993.
- 90) 田中孝, 笈田昭 : 車両・機械と土系の工学-テラメカニクス-, 学文社, 第 2 章, 1993.
- 91) 室達郎 : テラメカニクス - 走行力学 -, 技法堂出版, 第 1 章, 1993.
- 92) B. M. D. Wills : The load sinkage equation in theory and practice, *Proc. 2nd International Conference of ISTVS*, 1996.
- 93) J. Y. Wong : Teramechanics and Off-road Vehicle Engineering, Elsevier, Chapter 4, 1989.
- 94) J. Y. Wong : Teramechanics and Off-road Vehicle Engineering, Elsevier, Chapter 5, 1989.

業績

1. 学術論文（査読有り）

- 1) Ryosuke ETO, Tomoaki SATOMI and Hiroshi TAKAHASHI : Analysis on Movement of Wheel-Typed Vehicle with Crawlers in between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *Journal of The Japanese Society for Experimental Mechanics*, Vol. 14, Special Issue, s297-s302, 2014.
- 2) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する研究, *Proceedings of the 13th Symposium on Construction Robotics in Japan*, Vol. 1, pp. 346-353, 2012.
- 3) Eto, R. , Satomi, T. and Takahashi, H. : Kinematics of Wheel-Type Tracked Vehicle with Crawlers in between The Front and Rear Wheels, *The Journal of Robotics and Mechatronics*, Vol. 24, No. 6, pp. 933-938, 2012.

2. 学術論文（査読無し）

- 1) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行性能, テラメカニクス, Vol. 34, pp. 13-18, 2014.
- 2) Ryosuke ETO, Tomoaki SATOMI and Hiroshi TAKAHASHI : PERFORMANCE EVALUATION OF WHEELED VEHICLE WITH CRAWLERS BETWEEN FRONT AND REAR WHEELS ON SOFT GROUND, *Proceedings of the 4th Vietnam/Japan Joint Seminar on Geohazards and Environmental Issues*, S3-4, 2014.
- 3) Ryosuke ETO, Tomoaki SATOMI and Hiroshi TAKAHASHI : Analysis on Movement of Wheel-Typed Vehicle with Crawlers in between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *8th International Symposium on Advanced Science and Technology in Experimental Mechanics*, 008, 2013 (CD-ROM).
- 4) Ryosuke Eto, Tomoaki Satomi and Hiroshi Takahashi : Modeling of Wheel-Type Vehicle with Crawlers between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *WORLD ACADEMY OF SCIENCE, ENGINEERING AND TECHNOLOGY*, ISSUE 78, pp. 1697-1702, 2013.
- 5) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行に関する研究, テラメカニクス, Vol. 33, pp. 43-48, 2013.
- 6) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する研究, テラメカニクス, Vol. 32, pp. 37-42, 2012.
- 7) Hiroshi TAKAHASHI, Ryosuke ETO and Tomoaki SATOMI : Study on Movement of Wheel-Typed Vehicle with Crawler between Front and Rear Wheels, *Proc. of the International Symposium on Earth Science and Technology 2011*, Vol.1, pp.85-88, 2011.

3. 解説

- 1) Eto, R. , Satomi, T. and Takahashi, H. : Performance of Wheel-Typed Vehicle with Crawlers in between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *The Journal of Robotics and Mechatronics*, Vol. 26,

No. 2, pp. 261, 2014.

- 2) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行について, 建設機械, Vol. 49, No. 6, pp. 51-58, 2013.

4. 学会発表 (発表者に下線)

- 1) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の旋回性能, 第 35 回テラメカニックス研究会, 隠岐文化会館, 2014 年 10 月.
- 2) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の性能解析, 資源・素材学会東北支部 平成二十六年度 春季大会, 東北大学 片平さくらホール, 2014 年 6 月.
- 3) Ryosuke ETO, Tomoaki SATOMI and Hiroshi TAKAHASHI : PERFORMANCE EVALUATION OF WHEELED VEHICLE WITH CRAWLERS BETWEEN FRONT AND REAR WHEELS ON SOFT GROUND, *4th Vietnam/Japan Joint Seminar on Geohazards and Environmental Issues*, Ho Chi Minh City University of Technology, Ho Chi Minh, Vietnam, March, 2013.
- 4) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行性能, 第 34 回テラメカニックス研究会, ホテルグランビュウ石垣, 2013 年 12 月.
- 5) Ryosuke ETO, Tomoaki SATOMI and Hiroshi TAKAHASHI : Analysis on Movement of Wheel-Typed Vehicle with Crawlers in between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *8th International Symposium on Advanced Science and Technology in Experimental Mechanics*, Sendai City War Reconstruction Memorial Hall, Sendai, Japan, November, 2013 .
- 6) Ryosuke Eto, Tomoaki Satomi and Hiroshi Takahashi : Modeling of Wheel-Type Vehicle with Crawlers between Front and Rear Wheels on Soft Ground, *WORLD ACADEMY OF SCIENCE, ENGINEERING AND TECHNOLOGY*, Nippon Hotel, Istanbul, Turkey, June, 2013.
- 7) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の走行に関する基礎的研究, 資源・素材学会東北支部 平成二十五年度 春季大会, 東北大学 片平さくらホール, 2013 年 6 月.
- 8) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上における力学解析, 資源・素材学会 平成二十五年度 春季大会, 千葉工業大学 津田沼キャンパス 6 号館, 2013 年 3 月.
- 9) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の軟弱地盤上の運動に関する研究, 第 33 回テラメカニックス研究会, 南三陸ホテル観洋, 2012 年 10 月.
- 10) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する研究, 第 13 回建設ロボットシンポジウム, 早稲田大学 国際会議場 井深大記念ホール, 2012 年 9 月.
- 11) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘 : 中間に履帯を有する車輪式移動車両の旋回特性に関する研究, 資源・素材学会東北支部 平成二十四年度 春季大会, 東北大学 片平さくらホール, 2012 年 6 月.
- 12) Hiroshi TAKAHASHI, Ryosuke ETO and Tomoaki SATOMI : Study on Movement of Wheel-Typed

Vehicle with Crawler between Front and Rear Wheels, *Proc. of the International Symposium on Earth Science and Technology 2011*, CINEST11-A15, Inamori Foundation Memorial Hall, Kyushu University, Fukuoka, Japan, December, 2011.

- 13) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘: 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する研究, 第32回テラメカニックス研究会, ビュー・ポートくれ, 2011年11月.
- 14) 江藤亮輔, 里見知昭, 高橋弘: 中間に履帯を有する車輪式移動車両の走行に関する研究, 資源・素材学会東北支部 平成二十三年度 春季大会, 東北大学 片平さくらホール, 2011年6月.

謝辞

本研究を遂行するにあたり、終始、懇切なご指導を賜りました東北大学大学院環境科学研究科教授工学博士高橋弘先生に深甚なる謝意を表します。

また、本研究を遂行するにあたり、有益なるご教示を賜りました、東北大学大学院環境科学研究科環境科学専攻教授工学博士橋田俊之先生、東北大学大学院工学研究航空宇宙工学専攻教授工学博士吉田和哉先生に心からの感謝の意を表します。

また、本研究に関しまして多大なるご協力を頂きました東北大学大学院環境科学研究科助教博士 (工学) 里見知昭先生に深く感謝の意を表します。

さらに、本研究を遂行するにあたり、有益なる助言を賜りました、東北大学大学院環境科学研究科准教授博士 (工学) 佐藤一永先生に深く感謝の意を表します。

さらに、本研究の対象である中間に履帯を有する車輪式移動車両の理解を深めるため多大なるご協力を頂きました防衛大学校システム工学群機械工学科教授工学博士渡邊啓二先生および元 (株) 矢部自動車寺本英一氏に深く感謝の意を表します。

また、模型車両を作製するにあたり多大なるご協力を頂きました防衛大学校システム工学群機械工学科教授工学博士山川淳也先生に深く感謝の意を表します。

さらにまた、本研究ならびに研究生活を支えていただきました東北大学大学院環境科学研究科高橋弘研究室の大学院生中村公亮氏、佐藤優樹氏、久慈千晶氏、山崎凌一郎氏、ボルジェス・カブレラ・ミルコス氏、上戸宙氏、諫田貴哉氏、佐藤政則氏、刈朝成氏、ファン・タン・チェン氏ならびに学部4年生一瀬裕司氏、市村力氏、増田幸平氏に厚く御礼申し上げます。

最後に、私を経済面、精神面にわたって支援してくれた家族に心より感謝します。

2015 年
東北大学大学院 環境科学研究科
江藤 亮輔