

牽引作業時における砂質地盤上の 履帶式車両の旋回性能

室 達朗¹・森岡享一²

¹正会員 工博 愛媛大学教授 工学部土木海洋工学科 (〒790 松山市文京町3)

²学生会員 愛媛大学大学院生 工学研究科土木海洋工学専攻 (〒790 松山市文京町3)

本研究の目的は、履帶式車両の設計開発に有益な、旋回時のシミュレーション解析方法の提案である。シミュレーション解析は、地盤-履帶系定数を入力情報に用いて旋回時に車両に作用する諸力を算定し、旋回中心回りのモーメントの釣り合いを考慮することによって、旋回時の沈下量、旋回半径、牽引力などを推定するものである。また、この解析方法の妥当性を検証するために、模型履帶式車両による旋回走行実験を行い、解析結果と比較検討した。その結果、牽引力、旋回半径について正確に推定できることが明らかとなった。

Key Words: tracked vehicle, turning motion, tractive performance, turning resistance, simulation analytical method

1. はじめに

ブルドーザに代表される履帶式車両は、車輪式車両に比べ接地面積が広く接地圧が低いために、より大きな牽引力が発揮できる、あるいは車輪式車両では走行不可能な軟弱地盤上や雪上などを走行することができる等の利点があり、建設工事において広く用いられている。しかし反面、その大きな接地面積のために旋回時には大きな旋回抵抗が発生し、直進時の数倍の駆動力が必要とされる。履帶式車両に要求される旋回時の作業は決して少なくなく、このような履帶式車両の旋回性に関する問題は、作業能率向上や省エネルギー化のために早急に改善されるべき問題である。従って、旋回抵抗の発生機構を解明することによってその値を予測し、履帶式車両旋回時の牽引力を推定できるシミュレーション解析方法の確立は、車両の開発設計において有益なものである。

本論文では、この履帶式車両旋回時のシミュレーション解析法の開発を目的とし、そのためにまず、標準T字型グラウサを装着した履帶モデルを用いて、緩く堆積した乾燥砂質地盤上で載荷・除荷実験、牽引実験を行い、地盤-履帶系定数¹⁾を求め、土-履帶相互間の基本的な特性を把握した。次に、シミュレーション解析の方法と結果の検討のために、履帶式模型車両を作成し、供試地盤上で旋回走行実験を行い、旋回中にある履帶式車両に作用する牽引力や操向比が、その旋回特性に与える影響について調査した。その後に、これらに基づいて履帶式車両旋回時のシミュレーション解析方法の提案を行った。

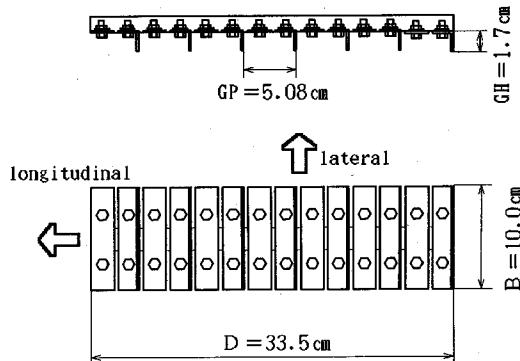


Fig.1 Track model

旋回走行実験で用いた模型車両を解析の対象として選び、解析結果との比較検討を行った。

2. 地盤-履帶系定数

地盤-履帶間の動的、静的特性の特徴付けのために、履帶モデル実験を行い、地盤-履帶系定数¹⁾を決定した。動的なものは、履帶モデル牽引実験によって、静的なものは履帶モデル載荷試験によって調査した。

(1) 実験装置

履帶モデルの概略図を Fig.1 に示す。履帶形状は、T字型グラウサ（履板の突起部）を配置し、グラウサ高さ

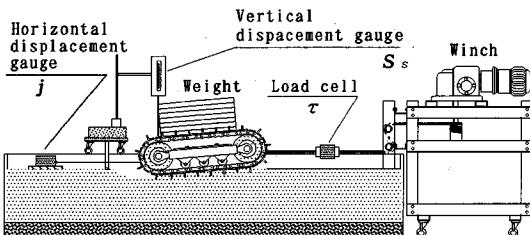


Fig.2 Experimental apparatus

Table 1 Soil properties

Specific gravity	2.595
Grain-size distribution	
Uniformity coefficient	5.065
Coefficient of curvature	0.853
Average grain size (mm)	0.320
Water content (%)	0.473
Maximum density (g/cm³)	1.815
Minimum density (g/cm³)	1.402
Dry density (g/cm³)	1.553
Relative density (%)	42.3
Cohesion c' (kPa)	0
Angle of internal friction φ' (degree)	38.1

(履板突起部の高さ) : GH = 1.7 cm, グラウサピッチ

(履板突起部の配列間隔) : GP = 5.08 cm である。

実験装置全体の概略図を Fig.2 に示す。供試地盤は、粒径を 0.074 mm~2.00 mm に調整した気乾燥状態の海砂を実験土槽内に充填し、深さ 25 cm になるように余分な土をグレーダー（地ならし板）によりカットしたものである。供試地盤の土質性状を Table 1 に示す。

(2) 実験装置

履帶モデル牽引実験は、実験土槽内において履帶モデルとして履帶の回転をロックさせた模型車両をワインチ（ワイヤーを巻き取る装置）によって牽引するものである。測定項目は、ロードセルで検出した牽引抵抗を履帶モデル面積で除したせん断抵抗 τ (kPa), 垂直変位計により検出した履帶モデル後端における滑り沈下量（履帶の滑りによって発生する動的な沈下量） S_s (cm), および水平変位計により検出した履帶の滑り量 j (cm) である。履帶モデルの接地圧 p (kPa) は、履帶モデル上に載荷する重錘の枚数によって 5.8~17.9 kPa の間で 5 段階に変化させた。また、牽引方向については、旋回時のシミュレーション解析に対応させるために、縦方向と横方向の 2 方向について行った。これらの関係を次式で回帰し、牽引特性に関する地盤-履帶系定数 m_c , m_f , a と滑り沈下特性に関する地盤-履帶系定数 c_0 , c_1 , c_2 を得た。

$$\tau = (m_c + p m_f) \{1 - \exp(-aj)\} \quad (1)$$

Table 2 Terrain-track system constants

Amount of static sinkage				
k_1	n_1	k_2	n_2	r
30.28	1.259	40.57	0.545	0.995
Shear resistance				
Direction	m_c	m_f	a	r
longitudinal	0	0.87	0.60	0.763
lateral	0	0.64	0.72	0.696
Amount of slip sinkage				
Direction	c_0	c_1	c_2	r
longitudinal	0.05	0.81	0.70	0.984
lateral	0.14	0.41	0.94	0.956

$$S_s = c_0 p^{c_1} j_s^{c_2} \quad (2)$$

履帶モデル載荷試験は、土槽内の供試地盤上に置いた履帶モデル上に重錘を載荷することにより、接地圧 p を 5.8~17.9 kPa の間で 5 段階に変化させ、その時の静的沈下量 S (cm) をデプスゲージ（深さを測定する計器）により測定するものである。静的沈下特性については次式によって回帰を行った。

$$p = k_1 S_0^{n_1} - k_2 (S_0 - S)^{n_2} \quad (3)$$

ここで、 S_0 は任意の静的沈下量、 k_1 , n_1 は静的沈下に関する地盤-履帶系定数、 k_2 , n_2 は地盤のリバウンドに関する地盤-履帶系定数である。

ここに、履帶モデルの接地圧 p は、実際の履帶に作用する局所的な接地圧を再現できることを前提としたものである。そのため、履帶モデルは実際の履帶の一部分を切り取ったセグメントについて試験を行うべきである。履帶はたわみ性であり、通常下転輪の通過によって載荷と除荷を繰り返しており、局所的な履帶の接地圧の変化に対して履帶のたわみ変形量を算定できるものでなければならない。また、式 (2) で与えられる土の滑り量 j_s を十分大きく測定する必要がある。そのため、履帶モデルの大きさとしては、5~6 枚の履板を連結し、たわみ性履帶のセグメントとして使用しており、接地圧 p は平均接地圧として地盤-履帶系定数を決定している。

以上の結果得られた、地盤-履帶系定数を Table 2 に示す。

ここに、 r はそれぞれの相関係数を示したものである。

なお、これらの地盤-履帶系定数は、砂層厚と履帶幅の比を 2.5 とした土槽実験によって求めている。従って、土槽底板での Boussinesq の圧力球根²⁾による履帶直下での最大地盤直応力は $0.25 p$ (p : 平均接地圧) であり、底板の影響を無視することはできない。

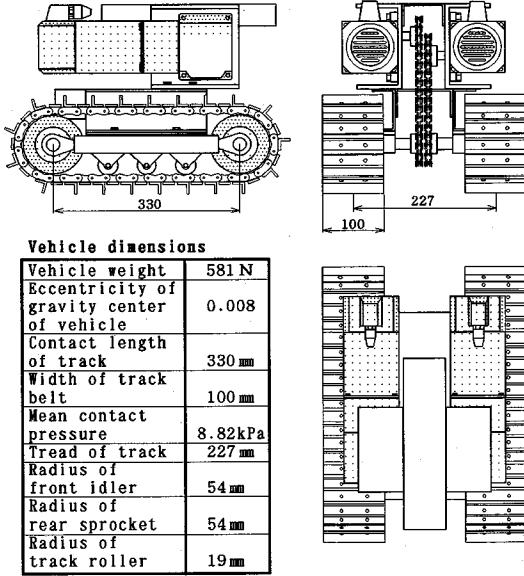


Fig.3 Tracked vehicle model

3. 模型車両実験

(1) 実験装置

本研究のために製作した模型車両の外形と車両諸元を Fig.3 に示す。

模型車両の寸法は、自重が 72.6 kN (7.41 tf) の実機車両の寸法（平均接地圧 44.1 kPa）を 1/5 にスケールダウンしたものである。

なお、地盤条件は実際に遭遇する地盤と同一条件としているので、地盤に対する相似則はひずんだ土-機械系の相似率を用いて次元解析³⁾を行う必要がある。また、このように、地盤材料を相似則によって変更できない理由は、粒子形状を一定にしたまま粒径を 1/5 とすること、および土の強度を 1/5 にすること等の条件で新しい土質材料を選定することが困難なためである。

また、原動機である 2 個の AC モーターで左右の後輪スプロケットを独立して速度制御することにより、左右の履帶回転周速度を 0~3.2 cm/s の範囲で自由に設定することができる。模型車両の足まわりである履帯装置は、3 個の下転輪を持つたわみ性履帯であり、履帯モデル実験で使用したものと同じグラウサを装着している。

ゆるく堆積した砂質地盤の地表付近の土は低拘束状態にあるため、とくに模型車両の寸法比の小さい小型車両では接地圧が小さく砂のみかけ粘着力が作用すると考えられる。しかし、本研究で採用した実機に対する車両寸法比は 1/5 であり、前 Table 2 に示したように、みかけの粘着力 m_c は 0 であった。また、車両寸法比がさらに増加して平均接地圧が増加しても静的およびスリップ沈

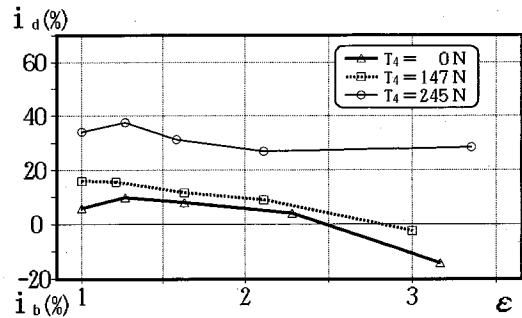


Fig.4 Relations between slip ratio i and steering ratio ε (Inner track)

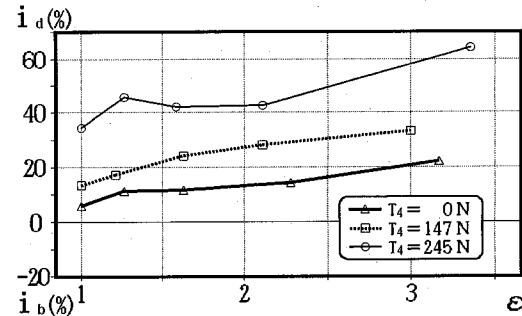


Fig.5 Relations between slip ratio i and steering ratio ε (Outer track)

下量は式 (2), (3) によって算定することができる。また、この場合、地盤-履帯系定数 m_c , m_f は拘束圧依存性が無いので、履帯に作用するせん断応力 τ も式 (1) を用いて算定することができる。

(2) 実験方法

車両旋回実験は、車両後端に作用する牽引力 T_4 と、次式で定義される操向比 ε を様々に変化させながら供試地盤上を旋回走行させ、それぞれが車両の旋回特性に及ぼす影響を調査した。

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_i} \quad (4)$$

ここで、 V_0 , V_i は外・内側履帯の回転周速度である。

旋回走行は外側履帯の履带回転周速度 3.2 cm/s に固定し、内側履帯の履带回転速度を徐々に遅くしていくことによって行った。内側履帯の回転速度を 5 段階に変化させることにより操向比 $\varepsilon=1.00, 1.25, 1.60, 2.20, 3.20$ の 5 種類、牽引力 T_4 については、ワイヤを使用し、滑車を通して重錘の重量を 0, 98, 147, 196, 245 N の 5 種類に変化させ、さらに右旋回と左旋回の 2 種類の旋回を行い、2 つの旋回方向における測定結果の平均値を実験結果として用いた。これらの組み合わせにより合計 50 種類の実験を行った。また、牽引力 T_4 の着力点は地

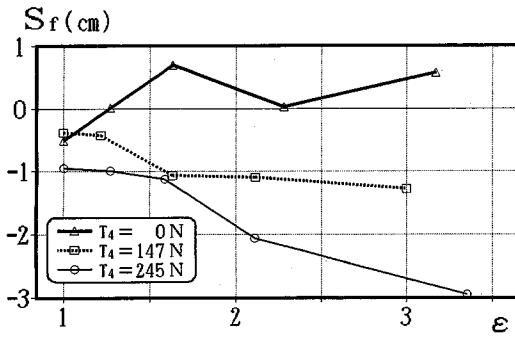


Fig.6 Relations between amount of sinkage of front idler S_f and steering ratio ϵ (Inner track)

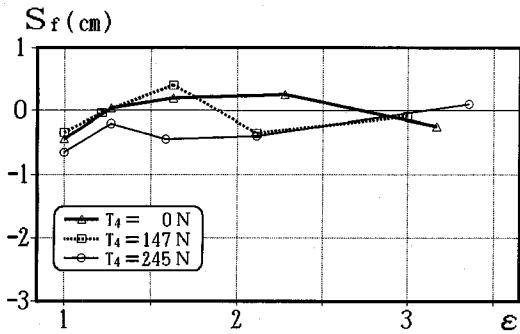


Fig.7 Relations between amount of sinkage of front idler S_f and steering ratio ϵ (Outer track)

表面から 15 cm、車両中心線の後方 24 cm の位置に、またその方向は車両中心軸方向に作用させた。なお、 $\epsilon = 1.00$ は直進、 $T_4=0\text{ N}$ は非牽引の自走状態である。

旋回特性を知るための測定項目は、各車輪沈下量 S_r 、 S_r (cm) をデプスゲージによって、内・外側履帯駆動(制動)力 T_{1t} 、 T_{1o} (N) を左右後輪スプロケット出力軸に貼ったひずみゲージによって、内・外側履帯接地圧分布 p (kPa) を接地圧測定用履板によって、旋回半径 R (cm) を轍によって、スリップ率 i (%) を車両速度を測定することによって、それぞれ測定した。

スリップ率 i (%) は次式で与えられる。

駆動時

$$i = i_d = \left(1 - \frac{V}{V'}\right) \times 100 \quad (4)$$

制動時

$$i = i_b = \left(\frac{V'}{V} - 1\right) \times 100 \quad (5)$$

ここに、 V は車両速度、 V' は履帯の回転周速度である。

なお、履帯が回転するときのスリップ量 j は、後輪スプロケットの位置において、駆動時 $j = i_d D$ 、制動時 $j = i_b D / (1 + i_b)$ である。また、車両通過に伴う地表面上のスリップ量 j_s は駆動時 $j_s = i_d D / (1 - i_d)$ 、制動時 $j_s = i_b D / (1 + i_b)$

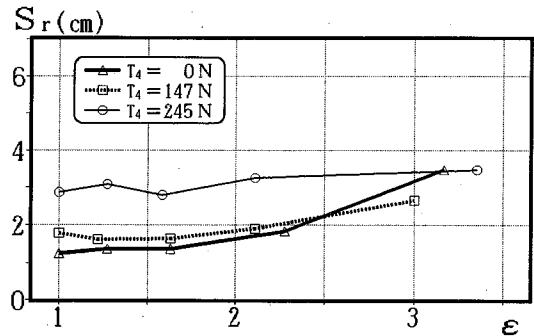


Fig.8 Relations between amount of sinkage of rear sprocket S_r and steering ratio ϵ (Inner track)

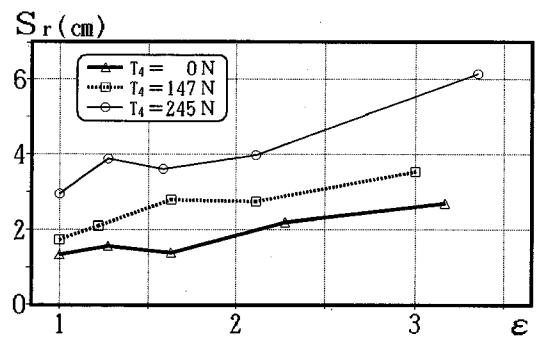


Fig.9 Relations between amount of sinkage of rear sprocket S_r and steering ratio ϵ (Outer track)

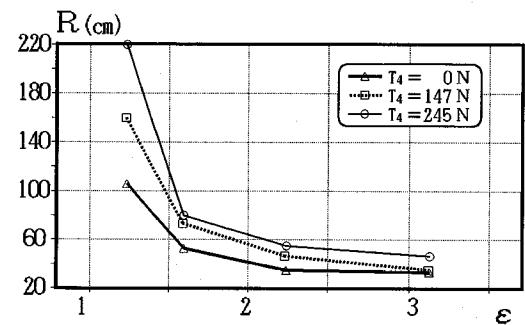


Fig.10 Relations between turning radius R and steering ratio ϵ

として計算している。

(3) 実験結果

Fig.4 と **Fig.5** は、操向比 ϵ とスリップ率 i の関係を示したものである。内側履帯では、操向比 ϵ の増加と共にスリップ率 i は小さくなり、逆に外側履帯では ϵ の増加と共に i は大きくなる。また、両履帯とともに、牽引力 T_4 が大きいほどスリップ率 i は大きくなる傾向がある。

Fig.6 と **Fig.7** は、操向比 ϵ と前輪沈下量 S_f の関係を示している。内側履帯において S_f は、操向比 ϵ 及び牽引力 T_4 の増加と共に減少し、牽引時においては負の値

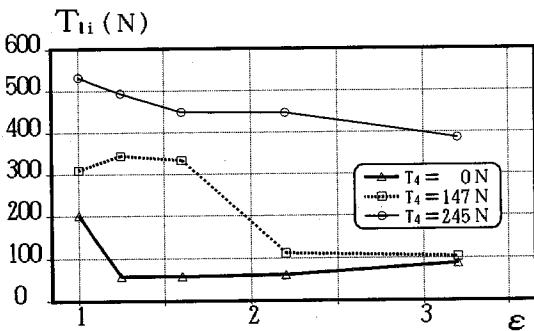


Fig.11 Relations between driving force T_{1i} and steering ratio ε (Inner track)

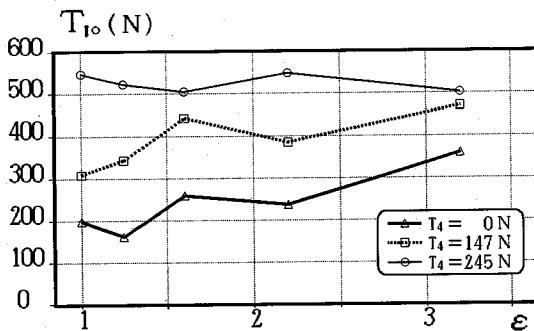


Fig.12 Relations between driving force T_{1o} and steering ratio ε (Outer track)

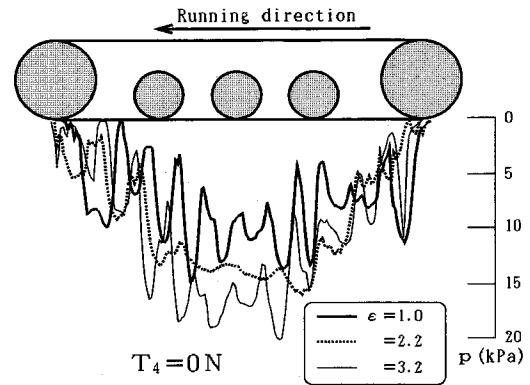


Fig.13 Contact pressure distribution (Inner Track)

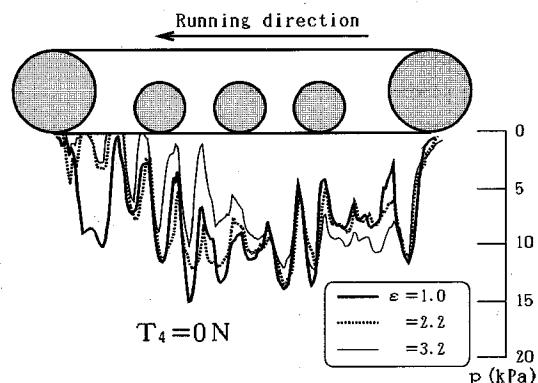


Fig.14 Contact pressure distribution (Outer track)

を示している。これは、フロントアイドラー（履帯を回転させる前輪部の遊動輪）が地面から離れ、浮いている状態となっていることを示している。外側履帯では、 S_r の ε に伴う変化は少ないが、牽引力 T_4 の増大とともに、少しづつではあるが減少し、負の値を示す傾向にある。

Fig.8 と Fig.9 は、操向比 ε と後輪沈下量 S_r の関係を示している。両履帯とともに、 ε の増加と共に S_r は増加するが、その値は外側履帯の方が大きく、すなわち外側履帯の方が内側履帯よりも沈下している。これは、 ε の増大によって増加する旋回抵抗に対抗する駆動力を主に外側履帯で発揮するために、外側履帯の方が内側履帯よりもスリップ率が高くなり、スリップによる沈下が発生するためと考えられる。また、両履帯とも後輪沈下量 S_r は、スリップ率の増加のために牽引力 T_4 が大きいほど大きい。

なお、自走時 $T_4=0\text{ N}$ において、 ε が 3 以上となると逆に内側履帯の S_r が外側履帯より多く沈下している。

Fig.10 は、操向比 ε と旋回半径 R の関係を示している。旋回半径 R は、当然であるが、 ε が大きいほど小さくなる。しかし、同じ操向比 ε でも、牽引力 T_4 が大きいほど旋回半径 R は大きくなることがわかる。これは、

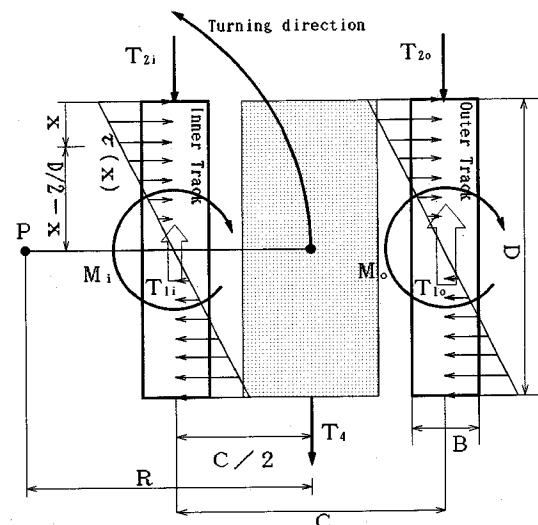


Fig.15 Several forces acting on a vehicle at turning motion

牽引力が増加すると、外側履帯のスリップ率が増加するため、外側履帯の走行速度が遅くなるためと考えられる。

Fig.11 と Fig.12 は、操向比 ε と駆重力 T_1 の関係を示

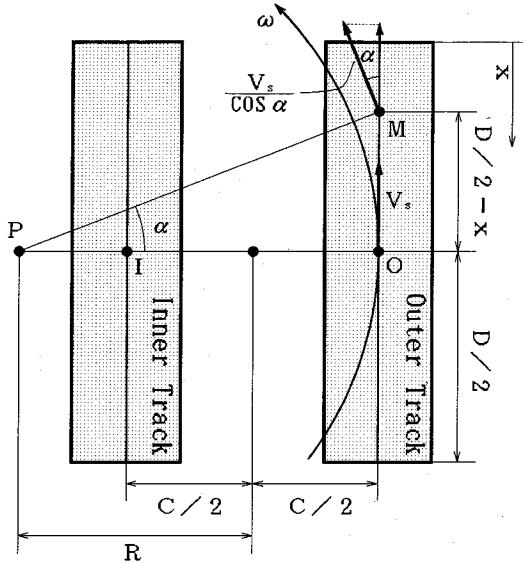


Fig.16 Amount of slippage $j_s(x)$

している。駆動力（履帯と土との間に発生するせん断抵抗の総和）は ϵ の増加と共に、内側履帯は減少し、外側履帯では増加するが、牽引力 T_4 が大きい領域での変化は少ない。これらの傾向は、スリップ率 i の変化と対応していると考えられ、 ϵ が増大することによる旋回半径の減少と旋回抵抗の増加が原因と考えられる。この結果は W. Ehlert⁴⁾によって測定された実機を用いた自走時における旋回実験の結果と一致している。また、駆動力は牽引力が大きいほど、多く必要であり、このことは両履帯ともに見られる。

Fig.13 は、牽引力 $T_4 = 0$ N における内側履帯下の接地圧分布を 3 種類の ϵ について示したものである。内側履帯において、接地圧分布は操向比 ϵ の増大と共に履帯中央部に集中している。これは小さな旋回半径で旋回する内側履帯では、履帯中央部と履帯先端部では横方向スリップ量に大きな差が生じるため、スリップ量の大きい履帯両端は沈下を許すがスリップ量の小さい中央部は沈下しない。このため履帯中央部に接地圧が集中すると考えられる。この結果は伊藤らによる履帯モデルを用いた回転実験⁵⁾と一致している。しかし、牽引時においてはフロントアイドラー部が浮上し履帯接地長が減少するため、接地部分が前後対称でなくなり、この傾向ははっきりしない。

ここで、履帯下の接地圧分布は 1 履板に取り付けたロードセルによって、履板に作用する垂直応力として計測したものである。従って、履帯の回転とともに車両に対して逐次移動しながら計測しているので、ある瞬間ににおける接地圧分布をリアルタイムで測定することは不可

能である。一方、地盤に対して当該履板はある程度スリップを伴うもののある固定点における接地圧の変動を計測することができる。そのため、接地圧分布は過去に受けた地盤の応力履歴、および T 字型グラウサの下転輪載荷による回転と並進移動によって、複雑に変化するのである。

Fig.14 は、牽引力 $T_4 = 0$ N における外側履帯下の接地圧分布を 3 種類の ϵ について示したものである。外側履帯下における接地圧分布は、操向比 ϵ の増加と共に後方に分布する。直進時における履帯式車両の履帯下の接地圧分布は、建設省土木研究所において、粘性土及びアスファルト地盤上において既に調査されている⁶⁾が、フロントアイドラー、後輪スプロケット（ギヤーによって履帯を駆動させる歯車の一種）、及び下転輪下でピークを示す分布となる結果を得ている。しかし、本研究における結果は下転輪直下からずれた位置にもピークが出る結果となっている。この原因としては、供試地盤の違いが挙げられる。乾燥砂地盤では、粘性土地盤やアスファルト地盤と違い、その流動性により下転輪直下でグラウサ形状に伴う砂粒子の側方移動が起こり、応力解放が行われるためと考えられる。

4. シミュレーション解析

(1) 解析方法

Fig.15 は、点 P を中心に半径 R で旋回中の車両に作用する諸力を示している。ここで、 $\tau(x)$ は外・内側履帯の先端から距離 x の地点に作用する旋回抵抗であり、 T_{lo} 、 T_{hi} は外・内側履帯の駆動力、 T_{zo} 、 T_{zi} は外・内側履帯の締固め抵抗、 T_4 は旋回時の牽引力である。また、D と C は、それぞれ履帯式車両の履帯接地長と履帯間長であり、B は履帯幅である。旋回時のシミュレーション解析方法において最も重要なポイントは、旋回抵抗の予測である。その手法は、既に杉山らによって信地旋回（内側履帯を完全ロックし、外側履帯を駆動させて旋回させる場合）を対象としたものが提案され、履帯モデルによる回転実験と高精度で一致する事が実証されている⁷⁾。しかし、近年において多くのブルドーザなどの履帯式車両には、従来のクラッチ・ブレーキステアリング機構に代わってディファレンシャルステアリング機構が採用され、履帯式車両にとって様々な旋回半径での旋回作業も容易となった。従って本研究では、任意の旋回半径に対応する旋回抵抗算出方法を提案する。旋回抵抗の算出には、履帯モデル牽引実験で得た地盤—履帯系定数と、それを代入した式 (1) を用いる。旋回抵抗とは、履帯と地盤とのせん断抵抗と、履帯側面での排土抵抗の和であるが、式 (1) で求められるせん断抵抗 τ には、排土抵抗の影響が含まれているため、排土抵抗を別途考

慮する必要はない。式(1)からわかるように、せん断抵抗 τ の算出にはスリップ量 j と地盤一履帶系定数、および旋回時の接地圧分布 p を決定する必要がある。以下にその算出方法について述べる。

(a) スリップ量

Fig.16のように、点Pを中心にして半径 R で旋回中の履帶式車両の外側履帶下の、履帶先端から履帶に沿って距離 x だけ離れた点Mにおけるスリップ量 $j_o(x)$ について考える。図のよう、履帶の縦方向スリップ速度が V_s であり、また履帶が角速度 ω で時間 t_1 に対して角度 α だけ回転したとすると、 $j_o(x)$ は点Mでの履帶のスリップ速度 $V_s/\cos\alpha$ を $t=0$ から $t=t_1$ まで積分する事によって算出できる。すなわち、

$$j_o(x) = \int_0^{t_1} \frac{V_s}{\cos \omega t} dt \\ = \frac{V_s}{2\omega} \log \frac{1 + \sin \omega t}{1 - \sin \omega t}$$

ここで、スプロケットの周速度を $R_r\omega_r$ とすると $V_s = R_r\omega_r - (R + \frac{C}{2})\omega$ より、

$$j_o(x) = \left(\frac{R_r\omega_r - 2R + C}{2\omega} \right) \\ \log \frac{\sqrt{\left(\frac{D}{2}-x\right)^2 + \left(R + \frac{C}{2}\right)^2} + \left|\frac{D}{2}-x\right|}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}-x\right)^2 + \left(R + \frac{C}{2}\right)^2} - \left|\frac{D}{2}-x\right|} \quad (5)$$

となり、内側履帶についても同様である。

(b) 地盤一履帶系定数

履帶下で発生するせん断抵抗 τ の方向は、履帶先端からの距離 x によって異なる。従って τ の算出に用いる地盤一履帶系定数も、 τ と同じ方向のものを用いる必要がある。一般に、土質力学において土の異方性は橢円によって近似できる。従って本研究では、履帶一地盤の相互間においてもこれが応用できると考え、外側履帶の先端から距離 x の地点で発生する τ と同じ方向の地盤一履帶系定数 $m_f(x)$ は、縦方向牽引実験により得られた m_f を m_{fh} 、横方向牽引実験により得られた m_f を m_{fv} として、次式のように算出した。

$$m_f(x) = \frac{m_{fh} \cdot m_{fv}}{\sqrt{m_{fh}^2 \sin^2 \alpha + m_{fv}^2 \cos^2 \alpha}} \\ = \frac{m_{fh} \cdot m_{fv} \sqrt{\left(R + \frac{C}{2}\right)^2 + \left(\frac{D}{2}-x\right)^2}}{\sqrt{m_{fh}^2 \left(\frac{D}{2}-x\right)^2 + m_{fv}^2 \left(R + \frac{C}{2}\right)^2}} \quad (6)$$

内側履帶についても同様であり、また、 m_c 、 α についても同様に、異方性を導入してよいと仮定する。

(c) 旋回抵抗モーメント

以上のようにして決定したスリップ量と地盤一履帶系定数、旋回時の接地圧分布⁸⁾を用いて、履帶式車両旋回

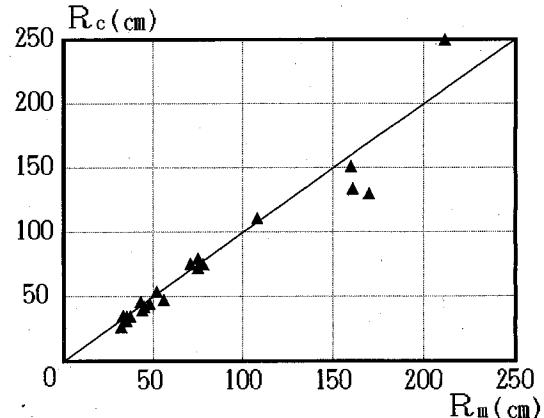


Fig.17 Comparison between measured value of turning radius R_m and the calculated value R_c

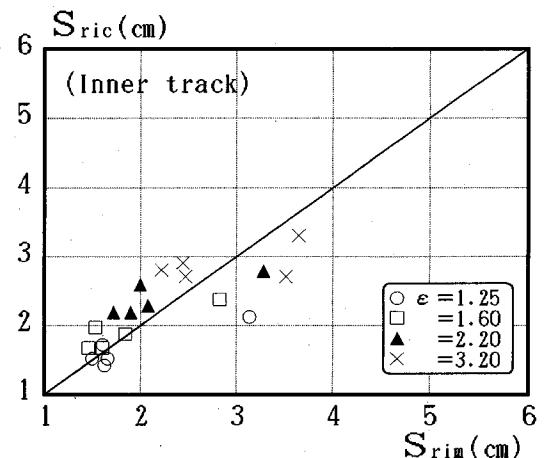


Fig.18 Comparison between measured value of amount of sinkage of inner rear sprocket S_{rim} and the calculated value S_{ric}

時に両履帶に作用する旋回抵抗を算出する。旋回抵抗は旋回中心回りのモーメントとして表され、式(1)で算出される履帶横方向のせん断抵抗 τ と、そのアーム長である $|x - \frac{D}{2}|$ との積を、 $x=0$ から $x=D$ まで積分することによって算出できる。従って、外側履帶の旋回抵抗モーメント M_o は以下のようになり、内側履帶についても同様に算出できる。

$$\tau_o(x) = (m_c + pm_f) \{1 - \exp(-aj)\} \sin \alpha \\ = (m_c + pm_f) \{1 - \exp(-aj)\}$$

$$M_o = B \int_0^D \tau_o(x) \left| x - \frac{D}{2} \right| dx \quad (7)$$

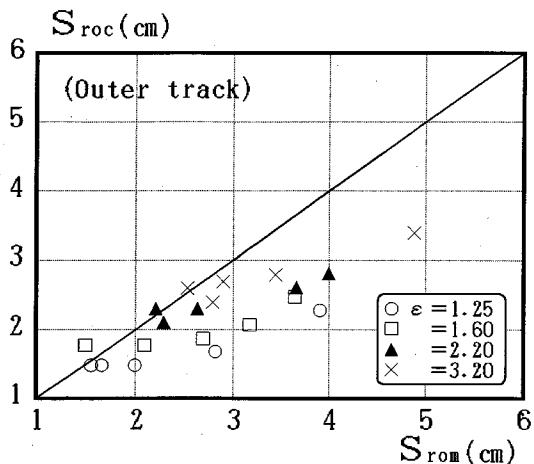


Fig.19 Comparison between measured value of amount of sinkage of outer rear sprocket S_{rom} and the calculated value S_{roc}

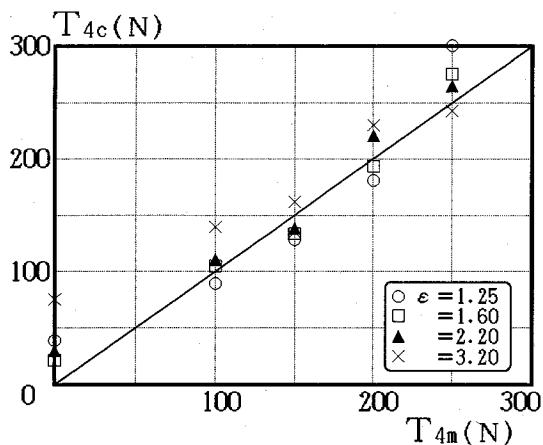


Fig.20 Comparison between measured value T_{4m} and calculated value T_{4c}

(d) シミュレーション解析の流れ

シミュレーション解析の入力情報は、前述した地盤—履帶系定数 (Table 2) と、解析の対象とする模型履帶式車両の車両諸元 (Fig.3)、および模型車両旋回実験で得た各 ϵ と各 T_4 における内・外側履帶のスリップ率 i_t 、 i_o の実測値である。

まず、直進時の解析方法¹⁾を用いて外側履帶、内側履帶についてそれぞれのスリップ率 i_t 、 i_o の時の駆動力 T_{1o} 、 T_{1i} 、締固め抵抗 T_{2o} 、 T_{2i} 、沈下量、接地圧分布等を求める。

ここに、締固め抵抗 T_2 を算定するために必要な沈下量 S_{ri} は、異方性を導入した地盤—履帶系定数 $c_0(x)$ 、 $c_1(x)$ および $c_2(x)$ を用いて計算している。

次に、適当な車両横方向傾斜角（進行方向に対して横

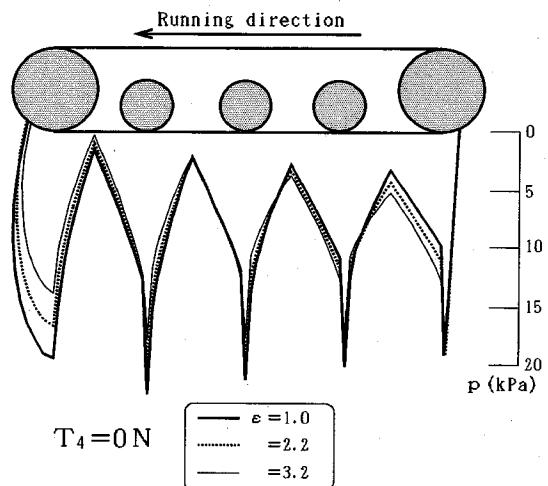


Fig.21 Contact pressure distribution (Outer track)

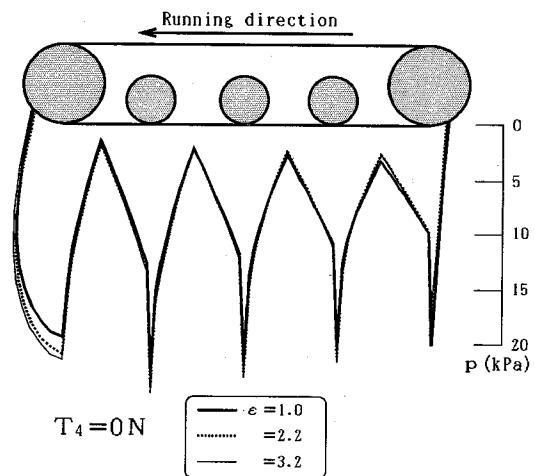


Fig.22 Contact pressure distribution (Inner track)

方向の傾斜角） θ_{lat} を仮定し、直進時の解析によって得た接地圧分布により旋回時の接地圧分布を決定する。決定された新たな接地圧分布を用いて式(2)により、旋回時の横方向スリップによる滑り沈下量を内側・外側両履帶についてそれぞれ算定することにより、その沈下量の差から新たな θ_{lat} を決定し、それによってまた、さらに次のステップの接地圧分布を決定する。これを θ_{lat} が十分収束するまで繰り返し計算を行うことによりを接地圧分布を決定した。

以上の手法によって旋回時の接地圧分布が決定すると、次に旋回半径 R を決定する。旋回半径 R は、入力情報として与えられた内・外側履帶のスリップ率 i_t 、 i_o とスリップ率の定義式を用いて次式のように算定できる。

$$R = \frac{C \{(1-i_o)V_o + (1-i_i)V_i\}}{2 \{(1-i_o)V_o - (1-i_i)V_i\}} \quad (8)$$

こうして旋回半径 R が決定することにより式(5), (6)を用いて、スリップ量や地盤—履帶系定数が決定できるため、式(7)により、旋回抵抗モーメントを算定することができる。

以上の結果を用いて、履帶式車両旋回時の牽引力 T_4 は、Fig.15における旋回中心P回りのモーメントの釣り合いにより、次式のように算定できる。

$$T_4 = \frac{1}{R} \left[(T_{1i} - T_{2i}) \left(R - \frac{C}{2} \right) + (T_{1o} - T_{2o}) \left(R + \frac{C}{2} \right) - M_i - M_o \right] \quad (9)$$

(2) 解析結果

Fig.17は、車両の旋回半径 R について、模型車両実験から得た実測値 R_m と、本研究で提案したシミュレーション解析方法によって得た計算値 R_c の比較を示している。旋回半径 R については、特に R が小さい領域において高精度で予測できている事がわかる。

Fig.18は、旋回中にある車両の内側履帯の後輪スプロケットの沈下量 S_n について、各操向比 ϵ における計算値と実測値の比較を示したものである。同じ ϵ について5点が記されているのは、模型車両実験に合わせて、前述したように5種類の牽引力について解析を行ったためである。内側履帯については、増大する旋回抵抗のために発生するスリップ沈下により、 ϵ が大きいほど後輪スプロケットの沈下量は大きくなり、また計算値は精度良く実測値と一致していることがわかる。

Fig.19は、同様に外側履帯の後輪スプロケットの沈下量 S_{ro} について示したものである。外側履帯の沈下量は内側履帯と同様に、 ϵ の増大とともに大きくなる。しかし、実測値において外側履帯は内側履帯よりも明らかに沈下しているのがわかるのに対し、計算値ではそのような傾向はわずかであり、外側履帯の沈下量は多少小さく見積もる傾向がある。

とくに、計算値が過小評価されているのは、外側履帶に作用する地盤反力がすべり沈下量の最大に伴って内側履帶よりかなり増大していることを十分考慮できなかったこと、および接地圧分布が中央集中型であり、また各履板の変位挙動に十分追隨していないことに起因している。

Fig.20は、牽引力 T_4 について計算値と実測値を比較したものである。計算値は、高精度で実測値を予測しているが、 $\epsilon=3.20$ については比較的一致していない。

これら計算値と実測値の不一致の原因としては、入力情報とした地盤—履帶系定数の精度や、旋回時の解析の精度の問題が挙げられる。

Fig.21は、シミュレーション解析によって算出した、牽引力 $T_4=0N$ における外側履帯下の接地圧分布を3種類の操向比 ϵ について表したものである。接地圧分布は、実測値同様に下転輪下でピーク値をとる波状分布となっている。実験値と比較すると、シミュレーション解析では前輪が浮き上がらないために、前輪部にも接地圧が分布している。また、 ϵ の増大と共に接地圧が後方に分布する傾向についても、実測値と一致している。

Fig.22は、同様に内側履帯下について示したものである。内側履帯は外側履帯と違い、スリップ率が低く、変化も少ないので、操向比 ϵ に対する変化は余り見られない。旋回中の履帶式車両の内側履帯下における接地圧分布については、履帶中心に集中する事が既に前述の模型車両実験で明らかとなっており、このことに関するシミュレーション解析方法の改善が望まれる。

両図とも接地圧分布が極端に不連続になっているが、これはあくまで計算上のものであり、実際には前Fig.13と14に示したように、グラウサ形状および土粒子の側方流動等によってより連続的なものとなっている。

5. 結論

土工機械において、土—車両相互間の問題は避けては通れない問題である。これに関して、本研究では牽引作業時にある履帶式車両の旋回特性に主眼をおき、履帶を足廻り装置に持つ建設機械の開発設計の指針となり、建設機械の自動化にもつながるシミュレーション解析方法の確立を目的として、実験および解析を進めてきた。以下に、その結果得られた牽引時にある履帶式車両の旋回特性に関する新しい知見について簡潔に示す。

(1) 模型車両旋回実験

- フロントアイドラーは、牽引力 T_4 と操向比 ϵ が大きくなるほど地面から離れて浮き上がる。
- 後輪スプロケットは、牽引力 T_4 と操向比 ϵ が大きくなるほど沈下する。また、牽引時には外側履帯の方が内側履帯よりも多く沈下し、自走時には逆に ϵ が3以上で、内側履帯の方が外側履帯よりも多く沈下する。
- スリップ率 i は、牽引力 T_4 と操向比 ϵ が大きくなるほど、外側履帯、内側履帯ともに増加するが、その値は外側履帯の方が大きい。
- 旋回半径 R は、外側履帯のスリップ率の増加のため、同じ操向比 ϵ であっても牽引力 T_4 が大きくなるほど大きくなる。
- 駆動力 T は、牽引力 T_4 が大きくなるほど外側履帯、内側履帯ともに増加する。また、操向比 ϵ が大きいほど外側履帯では増加し、内側履帯では減少する。

- ・履帯下の接地圧分布は、下転輪と後輪スプロケットの直下または少しずれた位置でピーク値をとる。

(2) シミュレーション解析

- ・旋回中心まわりの旋回抵抗モーメント M は、履帯一本分について、履帯幅を B 、履帯長を D 、履帯先端から距離 x の点での横方向せん断抵抗を $\tau(x)$ とするとき、次式で算定できる。

$$M = B \int_0^D \tau(x) \left| x - \frac{D}{2} \right| dx$$

- ・本研究で提案したシミュレーション解析方法は、旋回半径 R と牽引力 T_t については高精度で予測できる。
- ・シミュレーション解析による沈下量の予測については、実測値と同様の傾向を算定できるものの、算定値は多少小さく見積もる。

参考文献

- 1) 室達朗著：テラメカニックス—走行力学—、技報堂出版、pp. 133-234、1993
- 2) 杉山昇著：建設機械と土の諸問題、鹿島出版会、pp. 65-88、1982年5月。

- 3) Schafer, R.L., Reaves, C.A. and Young, D.F. : An interpretation of distortion in the similitude of certain soil-machine systems, *Trans. ASAE.*, Vol.12, No.1, pp.145-149, 1969.
- 4) W. Ehlert, B. Hug and I.C. Schmid : FIELD MEASUREMENTS AND ANALYTICAL MODELS AS BASIS OF TEST STAND SIMULATION OF THE TURNING RESISTANCE OF TRACKED VEHICLES, *Proc. of 10th International Conference of the ISTVS*, pp.601-612, 1990.
- 5) Nobutaka Ito and Masayoshi Nakata : DYNAMIC BEHAVIOR OF THE CONTACT PRESSURE DISTRIBUTION BENEATH A BRAKED TRACK DURING TURNING MOTION, *Journal of Terra-mechanics*, Vol.27, No.2, pp.79-91, 1991.
- 6) 建設省土木研究所機械研究室：建設機械の走行性能改善に関する調査、建設省土木研究所資料、第2690号1989。
- 7) 近藤博、佐藤勝衛、杉山昇：旋回時の履帯装置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、第382号/III-7、pp.209-216、1987。
- 8) 室達朗、河原莊一郎、森岡享一、吉岡伸朗：ゴム製履帯式車両の走行性能に及ぼすグラウサ形状の影響、土木学会論文集、No. 504/VI-25, pp. 71-79, 1994.

(1994.3.24 受付)

TURNABILITY OF A TRACKED VEHICLE UNDER TRACTION ON A SANDY SOIL

Tatsuro MURO and Kyouichi MORIOKA

The objective of this paper is to develop a simulation analytical method which is able to predict the amount of sinkage, the turning radius, and the drawbar pull of a tracked vehicle during turning motion. This simulation analytical method is useful for the design and the development of a tracked vehicle.

As a result, it is clarified that the simulation analytical method is verified to be useful for predicting several land locomotion performances of the tracked vehicle under turning motion.