

ゴム製履带式車両の走行性能に及ぼす グラウサ形状の影響

室 達朗*・河原庄一郎**・森岡享一***・
吉岡伸朗***

ゆるく堆積したまさ土地盤上を走行するゴム製履带式車両の走行性能について、履帯形状がその牽引力に及ぼす影響を厳密なシミュレーション解析により調査し、登坂駆動時、下降制動時、平地旋回時それぞれにおいて最適な履帯形状であるグラウサ横切刃角 β を決定した。その結果、登坂駆動時及び旋回時には、 $\beta=\pi/6\text{rad}$ が、また下降制動時には $\beta=0\text{rad}$ が最適であり、履帯形状設計の際にはその使用目的に応じた選択が必要であることが解った。

Key Words : tracked vehicle, tractive performance, turning motion, grouser shape, rubber track

1. はじめに

近年都市部での工事の増加にともない、ゴム製履带式車両の需要が高まっている。

本論文の目的は、まさ土地盤上を走行する4tf級のたわみ性履带式車両の登坂駆動時、下降制動時、及び平地旋回時の各種走行状態において、最適なグラウサ形状をシミュレーション解析¹⁾によって検討する事である。ここで、グラウサとは、履帯表面の突起部分のことである。

そのために、履帯の構造を決定する要因としては、グラウサ高さ、グラウサピッチ、グラウサ先端長などが挙げられる。本研究では、トラクション型ゴム製グラウサのグラウサ横切刃角 β について、その履带式車両の走行性能に与える影響を調査した。

このような土一車両系の研究は、建設機械の設計に際し、省力化、作業効率向上、さらにはロボット化において有益なものであると確信する。

2. 地盤—履帯系定数

本論文では、地盤と履帯との相互作用を土質力学的に表すための指標として地盤—履帯系定数²⁾を用いている。

(1) 実験装置

履帯モデルはFig.1に示す通りであり、グラウサ高さ $H=65\text{mm}$ 、グラウサピッチ $G_p=146\text{mm}$ 、底長 30mm 、すくい角 $\alpha=-\pi/6\text{rad}$ 、及びグラウサ横切刃角 β である。履帯モデル寸法は、シミュレーション解析の際に寸法効果の問題を考慮しなくても良いように、解析の対象とする4tf級ブルドーザの履帯の原寸大とした。また、グラウサ横切刃角 β については、 $0, \pi/18, \pi/9, \pi/6\text{rad}$

の4種類を実験に用いた。

実験装置の概略図をFig.2に示す。実験土槽は鋼製パネル板で製作し、長さ：540cm、幅：150cm、高さ：60cmである。実験用地盤は、粒径4.95mm以下の気乾燥状態のまさ土を実験土槽内に充填し、深さ50cmになるように余分な土をグレーダーによりカットしたものを使用した。実験用地盤の土質性状をTable 1に示す。

(2) 履帯モデル牽引実験

履帯モデル牽引実験は、実験土槽内において履帯モデルをウィンチ（可変速モーター搭載）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帯モデルの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帯後端における滑り沈下量 S_s (cm)、および水平変位計により検出した履帯の滑り量（牽引距離） j (cm)である。履帯モデルの接地圧 p は、履帯モデルの上に乗荷する重錘の枚数によって5.8~19.2kPaの間で6段階に変化させた。また、牽引方向については、駆動時と対応する正方向 ($j>0$)、制動時と対応する逆方向 ($j<0$)、さらに旋回時に対応する横方向と、3方向について行った。これらの関係を次式で帰し、牽引特性に関する地盤—履帯系定数 m_c, m_f, a と、滑り沈下特性に関する地盤—履帯系定数 c_0, c_1, c_2 を得た。

$$\tau = (m_c + p \cdot m_f) \{1 - \exp(-a \cdot j)\} \dots\dots\dots (1)$$

$$S_s = c_0 \cdot p^{c_1} \cdot j^{c_2} \dots\dots\dots (2)$$

(3) 履帯モデル載荷・除荷実験

履帯モデル載荷実験は、履帯モデルの静的沈下特性を知るために、実験土槽内において $p=50.7\text{kPa}$ まで13段階載荷試験を行うものである。沈下量は、各載荷段階において履帯モデルの前後左右の4カ所でノギスにより測定し、その平均をその接地圧での静的沈下量 S (cm)とした。また、後述するシミュレーション解析では、たわみ性履带式車両³⁾を対象とするため、下転輪間での地

*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)
**正会員 工修 愛媛大学助手 工学部土木海洋工学科
***学生会員 愛媛大学大学院生 工学研究科

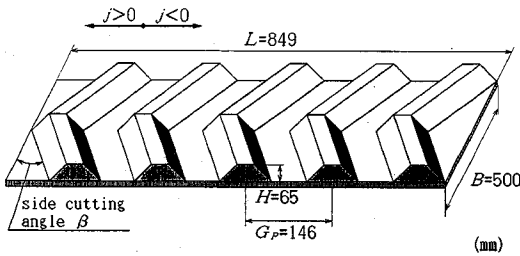


Fig. 1 Track model

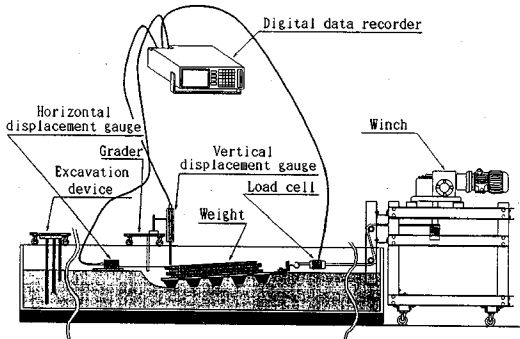


Fig. 2 Experimental apparatus

Table 1 Soil properties

Grain size distribution	Specific gravity	2.66	Maximum density(g/cm ³)	1.68
	Uniformity coefficient	12.0	Minimum density(g/cm ³)	1.31
	Coefficient of curvature	3.00	Optimum water content(%)	9.70
	Average grain size(mm)	0.78	Dry density(g/cm ³)	1.48
	Water content(%)	1.84	Relative density(%)	53.0

盤のリバウンドを考慮に入れる必要性から、履帯モデルの載荷・除荷・再載荷実験も行った。

静的沈下特性の評価の指標となる地盤-履帯係数 k_1 , n_1 及び k_2 , n_2 は次式により回帰して求めた。

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

ここで、 k_2 は、リバウンド量が除荷を始める沈下量 S_0 (cm) に依存することから、 S_0 の関数で表した。

それぞれの実験において得られた地盤-履帯係数を Table 2 に示す。なお、 m_s については実験用地盤が気乾燥状態にあるため 0 とした。

(4) 実験結果

静的沈下特性においては、 β が大きいほど沈下量は小さい。この原因は、 β によるグラウサ先端の接地面積の違いにより、同一荷重の載荷であっても、実質的な初期の接地圧が異なるためである。

滑り沈下特性、牽引特性は、その牽引方向により特性が異なる。まず、縦方向の正方向 ($j > 0$)、逆方向 ($j < 0$) に関しては、 β が大きいほど滑り沈下量、牽引抵抗ともに小さくなる。一方、横方向においては、 β が大きいほど

Table 2 Terrain-track system constants
(a) Amount of static sinkage

β (rad)	k_1	n_1	k_2	n_2
0	2.744	1.65	17.444 S_0 +8.33	0.504
$\pi/18$	4.802	1.37	6.272 S_0 +39.004	0.415
$\pi/9$	9.898	1.02	4.018 S_0 +40.866	0.479
$\pi/6$	11.074	1.03	10.682 S_0	0.326

(b) Shear resistance, Amount of slip sinkage (longitudinal)

β (rad)	m_s	a	c_0	c_1	c_2
	$j > 0$				
0	0.897	0.186	0.969	0.320	0.244
$\pi/18$	0.892	0.195	1.111	0.253	0.246
$\pi/9$	0.896	0.200	1.037	0.288	0.235
$\pi/6$	0.879	0.213	1.051	0.281	0.220
$j < 0$					
$\pi/18$	0.897	0.188	0.972	0.290	0.257
$\pi/9$	0.889	0.204	0.885	0.347	0.234
$\pi/6$	0.871	0.216	0.488	0.512	0.248

(c) Shear resistance, Amount of slip sinkage (lateral)

β (rad)	m_s	a	c_0	c_1	c_2
0	0.840	0.203	0.459	0.336	0.446
$\pi/18$	0.886	0.166	0.521	0.250	0.510
$\pi/9$	0.911	0.158	0.586	0.212	0.513
$\pi/6$	0.925	0.162	0.544	0.261	0.487

滑り沈下量、牽引抵抗ともに大きくなる。これらの滑り沈下量と牽引抵抗の間には、明らかに緩い砂質地盤におけるダイレイタンスの影響が関係していると考えられる。

これらの特性は、実際にこのような履帯を装備した履帯式車両の走行性能に大きく影響する。次章では、シミュレーション解析により、どの程度影響するかを明らかにする。

3. シミュレーション解析

今回シミュレーション解析の対象としたのは、Fig. 3 および Table 3 に示す諸元を持ったわみ性履帯式車両である 4tf 級ブルドーザである。

解析方法については、すでに著者らによって提案された、わみ性履帯式車両の下転輪間の、地盤のリバウンド量を考慮に入れたシミュレーション解析手法^{1),4)}を用いた。

(1) 登坂駆動時

まず、 $j > 0$ の時の地盤-履帯係数を用いて、地盤傾斜角 $\delta = 0$ rad の平地で駆動走行する履帯式車両の走行

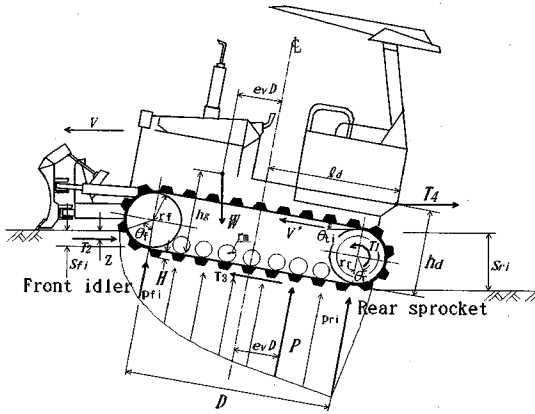


Fig. 3 4tf Bulldozer

Table 3 Vehicle dimensions

Vehicle weight	$W=39.2\text{kN}$
Number of track rollers	7
Contact length of track	$D=170\text{cm}$
Mean contact pressure	$p=23.0\text{kPa}$
Width of track belt	$B=50\text{cm}$
Height of gravity center of vehicle	$h_g=50\text{cm}$
Eccentricity of gravity center of vehicle	$e=-0.02$
Circumferential velocity of track belt	$V=100\text{cm/s}$
Radius of front idler	$r_f=25\text{cm}$
Radius of rear sprocket	$r_r=25\text{cm}$
Height of grouser	$H=6.5\text{cm}$
Initial track tension	$H_0=9.8\text{kN}$
Radius of track roller	$r_a=8\text{cm}$
Height of point acting effective tractive effort	$h_d=30\text{cm}$
Distance between central axis of vehicle and point acting effective tractive effort	$l_d=120\text{cm}$

性能に対する、グラウサ横切刃角 β の影響について調査した。

Fig. 4 は、各 β におけるスリップ率 i_d と、前・後輪沈下量 S_f, S_r の関係を示している。ここで

$$i_d = 1 - \frac{V}{V'} \quad (V < V') \quad \dots\dots\dots(3)$$

であり、 V は、車両速度、 V' は、履帯周速度である。各 β において、スリップ率 i_d の増加と共に S_f, S_r ともに増加して行くが、その増加量は滑り沈下の影響のために、 S_r のほうが S_f より大きくなっている。また、 β が大きいほど、 S_f, S_r ともに沈下量は減少している。これは静的および滑り沈下特性を原因とするものであるが、車両における沈下量の減少は、締め固め抵抗の減少につながり、従って、沈下量を減少させる事は結果的に有効牽引力 T_d を増加させるのに効果があると考えられる。この事は、各 β におけるスリップ率 i_d を駆動力 T_1 、有効牽引力 T_d の関係を示した Fig. 5 から明らかであり、グラウサ横切刃角 β を増加させる事が駆動時の有効牽引力

を増加させるのに有効である事がわかる。従って以下の解析では、グラウサ横切刃角 β を $\pi/6\text{rad}$ に固定し、地盤傾斜角 δ を変化させて、その有効駆動力への影響、及び最大登坂能力を調査した。

Fig. 6 は、 $\beta=\pi/6\text{rad}$ の履帯形状を有する車両で、傾斜角 $\delta=0\sim\pi/6\text{rad}$ の傾斜地盤を登坂走行する場合の、スリップ率 i_d と駆動力 T_1 、有効牽引力 T_d の関係を示している。 T_1 が δ によって余り変化しないのに対し、 T_d は δ の増大に従い、自重の斜面方向成分の増大により、小さくなっていく。地盤傾斜角 $\delta=\pi/6\text{rad}$ では牽引力は3kNにも満たず、ほとんど牽引作業は不可能であるといえる。

Fig. 7 は、最適スリップ率 i_{dopt} における有効駆動力である最適有効駆動力 T_{dopt} と地盤傾斜角 δ の関係を示したものである。地盤傾斜角 δ の増大に従い、 T_{dopt} は減少していき、 $\delta=0.593\text{rad}$ 付近で T_{dopt} は0となる。従って $\beta=\pi/6\text{rad}$ の履帯形状を有する車両の最大登坂能力は 0.593rad であるが、この場合に押土あるいは牽引などの作業はいっさい不可能である。また Fig. 8 は、 $\beta=\pi/6\text{rad}$ の履帯形状を有する車両で $\delta=\pi/18\text{rad}$ の傾斜地盤を登坂駆動走行する場合のスリップ率 i_d と各種エネルギー $E_1\sim E_4$ の関係を示している。ここで、 E_1 :有効入力エネルギー、 E_2 :締め固めエネルギー、 E_3 :スリップエネルギー、 E_4 :有効牽引力エネルギーである。最大有効牽引力を発揮するスリップ率での E_1 の値は 30kNm/s であり、従ってこの履帯形状を100%活かすには、最低この値を出力できる動力源を搭載する必要があるといえる。

(2) 下降制動時

次に、下降制動時について解析を行った。制動時の解析における地盤-履帯係数定数は、主として $j < 0$ のものを用いるが、スリップ率 i_b の絶対値が小さい間は、地盤に貫入していくフロントアイドラ部などは $j > 0$ になることもあるため、シミュレーションプログラム内で、 j の正負により定数が切り替わるようにした。ここで、

$$i_b = \frac{V'}{V} - 1 \quad (V > V') \quad \dots\dots\dots(4)$$

であり、 V, V' については、登坂駆動時と同じである。Fig. 9 は、平地において制動走行する履帯式車両について、そのスリップ率 i_b と前・後輪沈下量 S_f, S_r の関係を、各 β に対して示した図である。スリップ率 $|i_b|$ の増加にともない S_f, S_r ともに増加する。また、 β が小さいほど沈下量は大きい。大きな沈下量が締め固め抵抗の増大を招くことは駆動時と同じであるが、駆動時と異なる点は、この走行抵抗である締め固め抵抗が、制動時には有利に働くという事である。Fig. 10 は、平地における制動走行時のスリップ率 i_b と制動力 T_1 、有効制動力 T_d の関係を示したものであるが、 T_1 に β による変化が余

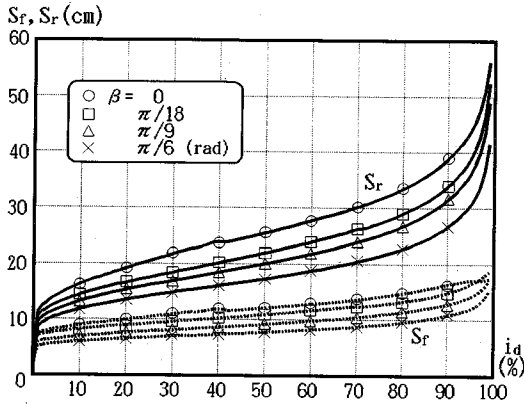


Fig. 4 Relations between amount of sinkage S_r , S_f , and slip ratio i_d ($\delta=0\text{rad}$)

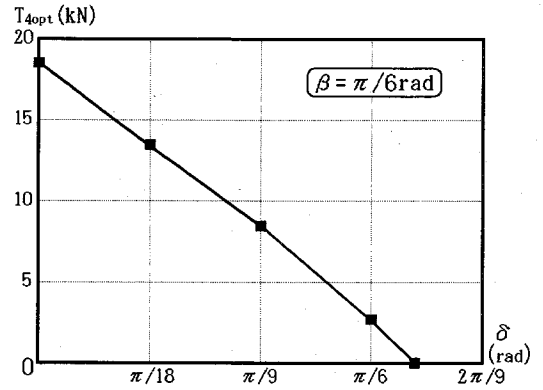


Fig. 7 Relation between optimum effective driving force T_{4opt} and slope angle of terrain δ

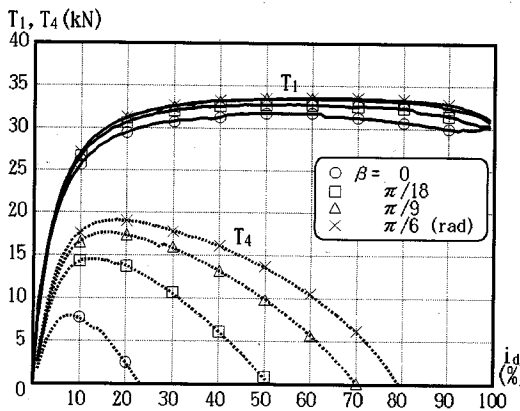


Fig. 5 Relations between driving force T_1 , effective driving force T_4 , and slip ratio i_d ($\delta=0\text{rad}$)

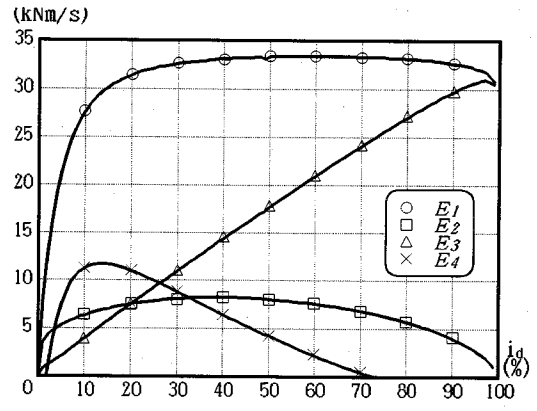


Fig. 8 Relations between several energies $E_1 \sim E_4$ and slip ratio i_d ($\beta=\pi/6\text{rad}$, $\delta=\pi/18\text{rad}$)

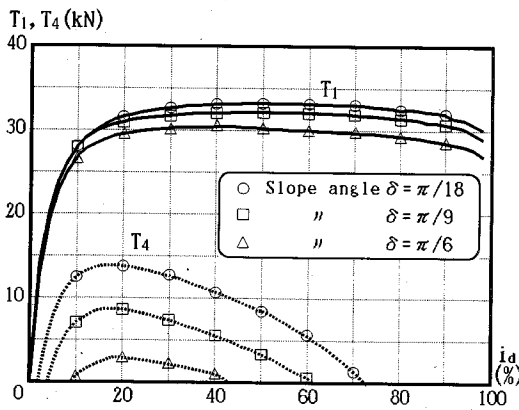


Fig. 6 Relations between driving force T_1 , effective driving force T_4 , and slip ratio i_d ($\beta=\pi/6\text{rad}$)

り見られないのに対し、 T_4 は β の減少に従って、締め固め抵抗が大きくなるため、増大していく傾向にある。従って、 β を小さくする事は、制動性能の向上に効果があると考えられる。しかし、これは駆動時と逆の結果であり、対象とする履帯式車両それぞれの主な用途に応じた履帯形状を選択するのが好ましいと考えられる。

以下の解析では、 β を制動時に最適な $\beta=0\text{rad}$ に固定し、地盤傾斜角 δ を変化させて、その有効制動力への影響、及び最大下降能力を調査した。

Fig. 11は、 $\beta=0\text{rad}$ の履帯形状を有する車両で傾斜角 $\delta=0 \sim 2\pi/9\text{rad}$ の傾斜地盤上を下降制動走行する場合の、スリップ率 i_s と制動力 T_1 、有効制動力 T_4 の関係を示している。 T_1 が δ によって余り変化しないのに対し、 T_4 は δ の減少に従い、自重の斜面方向成分の増大により、小さくなっていく。また、Fig. 12は、最適スリップ率における最適有効制動力 T_{4opt} と地盤傾斜角 δ

の関係を示したものである。| δ |の増大に従って(地盤傾斜角が急になるほど)、| T_{opt} |は減少していく。 $\delta = -2\pi/9\text{rad}$ 以下のさらに急な斜面においても理論的には制動力が発揮できるが、地盤反力偏心率 e_i が前方へ大きく移動するため、安定走行を行うには $\delta = -2\pi/9\text{rad}$ 付近が限界と考えられる。

Fig. 13は、 $\beta = 0\text{rad}$ の履帯形状を有する車両で $\delta = -\pi/18\text{rad}$ の傾斜地盤を下降制動走行する場合のスリップ率 i_b と各種エネルギーの関係を示している。ここで、 $E_1 \sim E_3$ は駆動時と同様のエネルギーであり、 E_4 は有効制動エネルギーである。 E_1 の最大値は $i_{bopt} = -22\%$ において -25kNm/s である。その後は走行抵抗の増大が制動力につながり、この値以上のエネルギーを必要としない。

(3) 平地旋回時

履帯式車両は車輪式車両と比べ、直進時においては優れた牽引性能、制動性能を発揮する事ができる。しかし、旋回時には大きな旋回抵抗を伴い、大きな入力エネルギーが必要とされる。従って、本項では旋回時の省力化のために最適なグラウサ横切刃角 β をシミュレーション解析によって調査する。シミュレーション解析は、解析の対象とする車両(前述の諸元を持ったわみ性履帯式車両)が平地において、内側履帯にブレーキを掛けて完全にロックさせ、外側履帯のみを駆動する事により、内側履帯中心を旋回中心として信地旋回する場合⁵⁾について行った。

旋回中心回りの旋回抵抗モーメントの算出は、以下のように算定した。Fig. 14は、旋回時に車両に作用する諸力を示している。ここで、 F_o, F_i は外・内側履帯に作用する旋回抵抗であり、 T_o, T_e は外側履帯の駆動力、 T_s は外側履帯の締め固め抵抗、 T_4 は旋回時の有効牽引力である。また、 C, D は履帯間長と履帯接地長で、それぞれ150cm, 170cmである。旋回時のシミュレーション解析における入力条件は、2.(2)で述べた横方向牽引実験で得られた地盤-履帯係数と、直進時のシミュレーション解析結果であり、 T_o, T_e は、それぞれ直進時の解析で得られた駆動力 T_1 , 締め固め抵抗 T_2 の1/2(履帯1本分)を用いた。

旋回抵抗は、履帯底面に作用する履帯-土間のせん断抵抗と履帯側面に盛り上がる土の排土抵抗の和であるが、牽引実験によって得られたせん断抵抗 τ に関する地盤-履帯係数 m_f 及び a には、排土抵抗の影響が既に含まれているので、ここではせん断抵抗 τ について考える。

せん断抵抗算出のために、横方向スリップ量 j および接地圧 p を決定する必要がある。履帯先端から履帯に沿って x だけ離れた点の外・内側履帯の横方向スリップ量をそれぞれ $j_o(x), j_i(x)$ として、以下にその算定方法

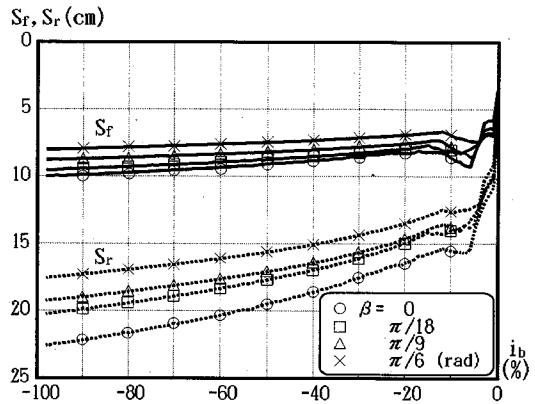


Fig. 9 Relations between amount of sinkage S_r, S , and slip ratio i_b ($\delta=0\text{rad}$)

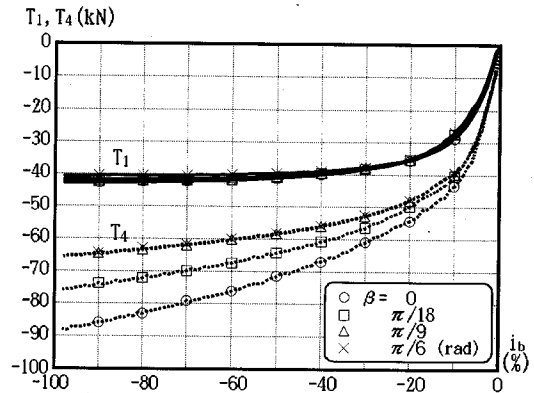


Fig. 10 Relations between braking force T_1 , effective braking force T_4 and slip ratio i_b ($\delta=0\text{rad}$)

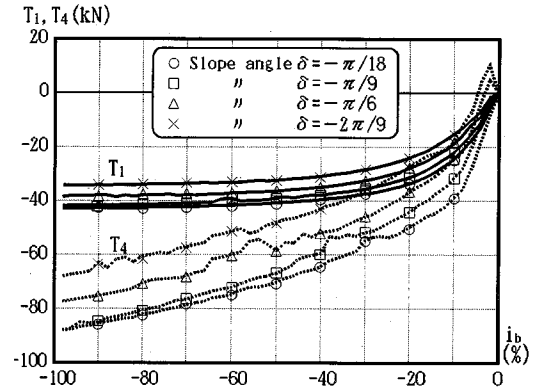


Fig. 11 Relations between braking force T_1 , effective braking force T_4 and slip ratio i_b ($\beta=0\text{rad}$)

を示す。Fig. 15のように、駆動回転している外側履帯については、履帯中心線上において履帯先端から履帯に沿って x だけ離れた点 M の横方向スリップ量 $j_o(x)$ は、地盤が相対的に反時計回りに回転するとして、外側履帯

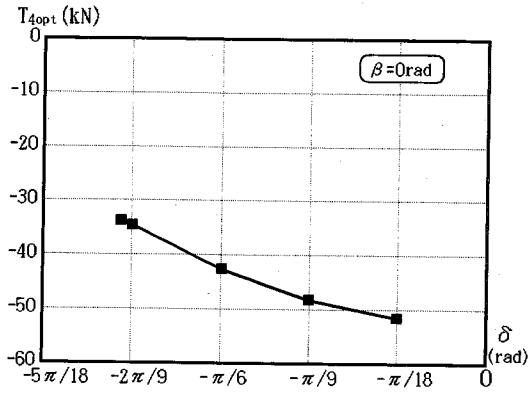


Fig. 12 Relation between optimum effective braking force T_{opt} and slope angle of terrain δ

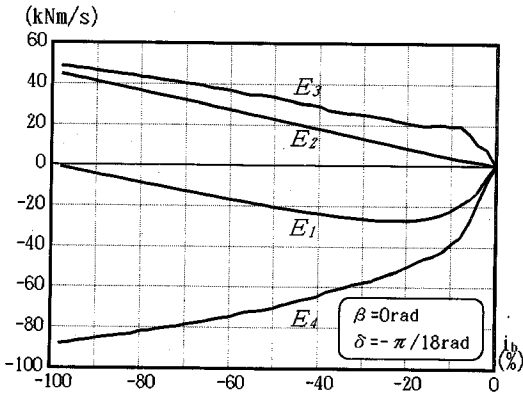


Fig. 13 Relations between several energies $E_1 \sim E_4$ and slip ratio i_s

中心 O に位置する履帯が、旋回中心 I の回りに角速度 ω で時間 t に対して角度 α だけ回転し、外側履帯の M' 点に達したときの履帯横方向のスリップ量であり、履帯横方向のスリップ速度 $V_s \sin \alpha$ を $t=0$ から $t=t$ まで積分する事によって算定することができる。従って、

$$\begin{aligned}
 j_o(x) &= \int_0^t V_s \sin \alpha \cdot dt \\
 &= \frac{V_s}{\omega} (1 - \cos \alpha) \\
 &= \overline{MI} \left(1 - \frac{C}{\overline{MI}}\right) \\
 &= \overline{MI} - C = \overline{MM'} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{D}{2} - x\right)^2 + C^2} - C \dots\dots\dots (5)
 \end{aligned}$$

となる。一方、制動停止している内側履帯が、 α (rad) 旋回したとき、旋回中心 (履帯中心) I から履帯に沿って x だけ離れた点 N の横方向スリップ量 $j_i(x)$ は、

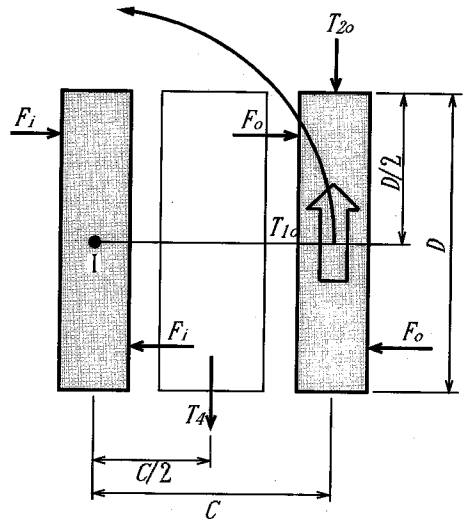


Fig. 14 Several forces acting on a vehicle at turning motion

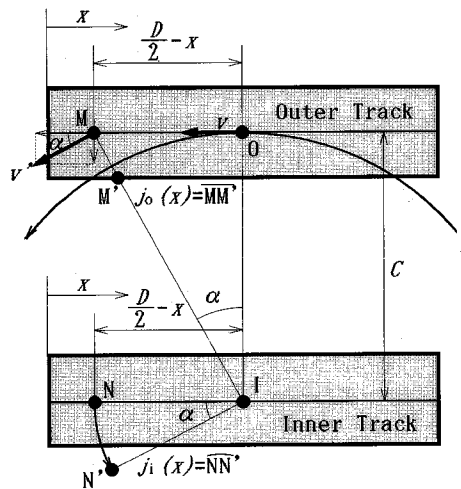


Fig. 15 Lateral amount of slippage $j_o(x)$ and $j_i(x)$

$$\begin{aligned}
 \widehat{NN'} &\text{である。従って、}\overline{IN} = \overline{IN'} = \frac{D}{2} - x, \\
 \angle NIN' &= \alpha \text{より,} \\
 j_i(x) &= \widehat{NN'} = \alpha \cdot \left|x - \frac{D}{2}\right| \dots\dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

となる。

次に、接地圧 p であるが、左右両履帯の接地圧が等しい直進時とは異なり、旋回時には、内側履帯は縦方向に比べて大きな沈下特性を持つ横方向スリップ量の影響を大きく受け、外側履帯に比べて大きく沈下する。従って、車両は横方向に傾くが、この時、水平面となす角度を横方向の車両傾斜角 θ_{lat} と定義する。Fig. 16(a)のように車

両重量：W、履帯間長：C、重心高さ： h_g の車両を考える。この場合の外・内側履帯の接地圧 p は、縦方向の車両トリム角 $\theta_i=0$ 、外・内側履帯が受ける地盤反力を P_o 、 P_i 、片側履帯の接地面積をAとすると、それぞれ P_o/A 、 P_i/A である。

今ここで、この車両が旋回するとき、Fig. 16(b)のように内側履帯の大きな横方向の滑り沈下によって、横方向の車両傾斜角 θ_{lat} が生じたとする。この時の外・内側履帯に垂直な接地圧 p_o' 、 p_i' を考える。この時の車両重量Wの履帯架台に垂直・平行方向の成分をFig. 16(c)に示す。この図においてI点回りのモーメントの釣り合いより、外側履帯にかかる地盤反力 P_o' は、

$$W \sin \theta_{lat} h_g - W \cos \theta_{lat} \frac{C}{2} + P_o' C = 0 \text{ より、}$$

$$P_o' = \frac{W}{2} \left(\cos \theta_{lat} - \frac{2 \sin \theta_{lat} h_g}{C} \right)$$

で与えられる。従って、ある縦方向スリップ率における直進時のシミュレーション解析による履帯先端からxだけ離れた点で外側履帯の接地圧分布を $p(x)$ とすると、旋回時における同じ点での接地圧 $p_o'(x)$ は、

$$p_o'(x) = p(x) \left(\cos \theta_{lat} - \frac{2 \sin \theta_{lat} h_g}{C} \right) \dots \dots \dots (7)$$

となる。内側履帯についても同様に算出できるが、解析プログラム内では全体の釣り合いを考慮して、

$$p_i'(x) = 2p(x) \cos \theta_{lat} - p_o'(x)$$

とした。以上より、たわみ性履带式車両の旋回時における旋回中心回りの外側履帯に作用する旋回抵抗モーメント M_o は、次式のようになり、内側履帯についても同様である。

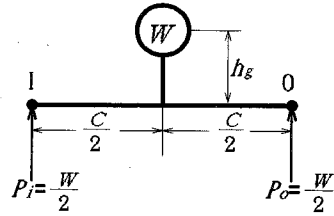
$$\tau_o(x) = (m_c + m_p p_o'(x)) \{1 - \exp(-a \cdot j_o(x))\}$$

$$M_o = B \int_0^D \tau_o(x) \left| x - \frac{D}{2} \right| dx \dots \dots \dots (8)$$

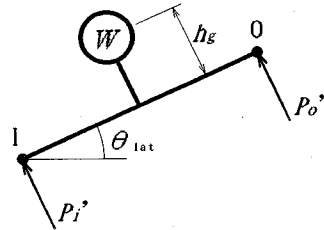
旋回時の有効牽引力 T_4 は、Fig. 14における旋回中心回りのモーメントの釣り合いより、次式により算定した。

$$T_4 = 2 \left\{ (T_{1o} - T_{2o}) - \frac{1}{C} (M_o + M_i) \right\} \dots \dots \dots (9)$$

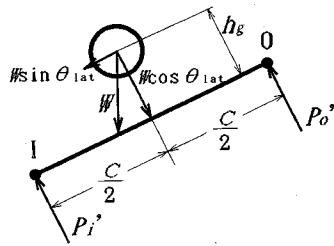
Fig. 17 (a) ~ (d)は、各グラウサ横切刃角 β における車両旋回時の前後内外輪の沈下量と外側履帯のスリップ率 i の関係を示したものである。全ての β において内側履帯の方が外側履帯より大きく沈下しているが、これは、信地旋回では内側履帯がロック状態にあるため、横方向滑り沈下の影響を大きく受けるためと考えられる。また、 β の影響としては、全ての車輪において、 β が大きくなるほど沈下量は小さくなる傾向にある。これは、「グラウサ横切刃角 β が大きいほど横方向の滑り沈下量は大きくなる」という2.(4)で述べた横方向牽引実験の結果と逆であるが、縦方向のスリップ量は横方向のスリップ量よりはるかに大きいことから、旋回中の車両の全



(a) Resultant normal force at straight forward motion



(b) Trim angle at turning motion



(c) Resultant normal force at turning motion

Fig. 16 Resultant normal force P_i' and P_o' at turning motion

沈下量に対する横方向滑り沈下の影響は意外に小さいものと考えられる。

車輪の沈下量が小さい事は旋回抵抗の減少につながるため、各 β における車両に作用する旋回中心回りの旋回抵抗モーメントを示すFig. 18でも明らかのように、 β が大きいほど旋回抵抗モーメント M_{T2} は小さくなっている。また、車両旋回中心回りの有効牽引力モーメント M_{T4} と外側履帯のスリップ率 i の関係より、 $\beta=0$ radでは全てのスリップ率において $M_{T4} < 0$ であり、旋回不可能である事を示している。直進時において、有効牽引力及び有効制動力は力で表してきたが、旋回時においては、旋回半径が異なれば旋回抵抗も異なり、従って牽引力も違ってくるために、今回の解析では旋回半径は一定としているが、より一般的な表現としてモーメントで表した。

Fig. 19は、各グラウサ横切刃角 β における旋回時の有効牽引力 T_4 と外側履帯のスリップ率 i の関係を示し

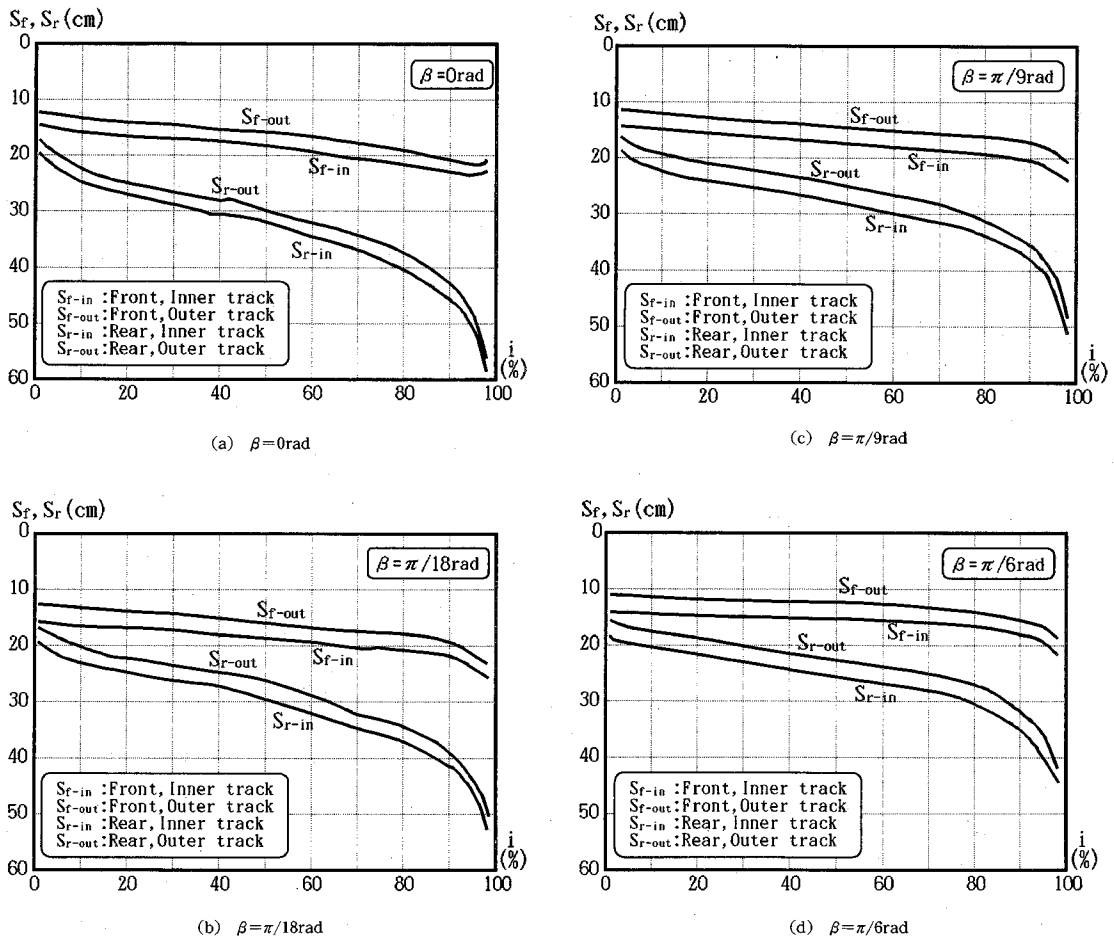


Fig. 17 Relations between amount of sinkage $S_{f-out}, S_{f-in}, S_{r-out}, S_{r-in}$ and slip ratio i

ている。 β の増加にともなう T_e も増加しているが、旋回時に最も牽引力が発揮できるグラウサ横切刃角 $\beta = \pi/6 \text{ rad}$ でさえ、有効牽引力 T_e は5kN程度であり、今回の解析の対象とした緩いまさ土地盤上での信地旋回中の牽引作業は、事実上不可能であるといえる。

4. 結論

ゴム製グラウサを持つ履带式車両の走行性能に対するグラウサ横切刃角 β の影響について、本研究において得られた新しい知見を以下に示す。

- 1) 登坂駆動時においては、車両の沈下を抑え、走行抵抗を減少させる事ができる $\beta = \pi/6 \text{ rad}$ が最適である。
- 2) 下降制動時においては、大きな締め固め抵抗を制動力に加算できる $\beta = 0 \text{ rad}$ が最適である。
- 3) 信地旋回時においては、 $\beta = \pi/6 \text{ rad}$ の履帯構造が旋回抵抗も少なく、最も牽引力を発揮できる。しかし、今回の解析で対象とした緩いまさ土地盤上では、車両自身が旋回するのが精いっぱいである。さらにより大きな

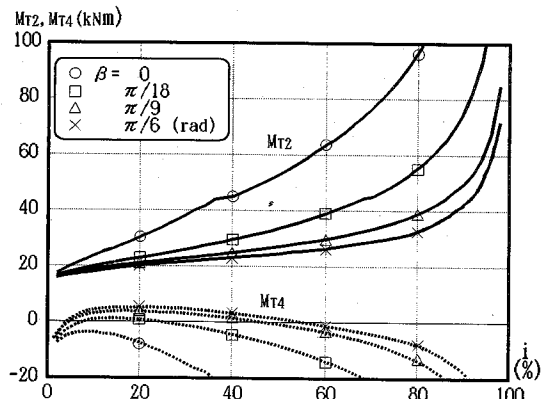


Fig. 18 Relations between turning resistance moment M_{r2} , effective driving moment M_{Tr} and slip ratio i

牽引力の下で旋回しながら作業を行うには、両履帯を駆動させて、より大きな旋回半径で走行する必要がある。

以上の結果は、各走行状態により最適なグラウサ横切刃角 β が異なることを示している。従って、車両設計の

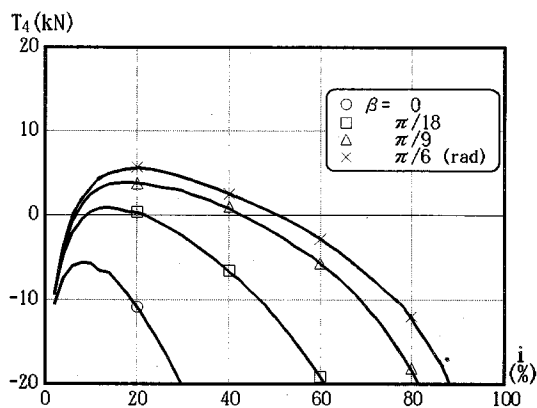


Fig. 19 Relations between effective driving force T_4 and slip ratio i

際には、直進、旋回走行、及び制駆動走行等の主な目的に合わせて β を選択する必要がある。なお、これらの結果は、一般の砂質土にも適用することができる。

参考文献

- 1) 室達朗著：テラメカニクス 一走行力学一，技報堂出版，pp. 133~234, 1993.
- 2) 室達朗・尾本清・柳楽篤司：湿地ブルドーザの走行性能一エネルギー解析一，土木学会論文集，第403号/VI-10, pp. 103~110, 1989.
- 3) J.Y.Wong: Terramechanics and Off-Road Vehicles, Elsevier, pp. 30~44, 1989.
- 4) 室達朗・河原荘一郎・森岡享一：まさ土地盤におけるたわみ性履帯式車両の走行性に関する研究，テラメカニクス，第13号，pp. 75~81, 1993
- 5) 杉山昇著：建設機械と土の諸問題，鹿島出版会，pp. 128~130, 1982

(1993.11.29 受付)

EFFECT OF GROUSER SHAPE ON THE TRACTIVE PERFORMANCE OF A RUBBER TRACKED VEHICLE

Tatsuro MURO, Soichiro KAWAHARA, Kyouichi MORIOKA and Nobuaki YOSHIOKA

The effect of side cutting angle β of an equilateral trapezoid grouser on the tractive performance of the flexible rubber tracked vehicle was investigated by means of a rigorous simulation program. As a result, it is clarified that the optimum side cutting angle β is $\pi/6$ rad when the vehicle is moving up a sloped terrain during driving state and turning on a flat terrain and the optimum angle β is 0rad when the vehicle is moving down on a sloped terrain during braking state.