

## 農用ゴム履帯走行部の転輪転動抵抗に 起因する走行抵抗に関する研究

稲葉 繁樹

(生産システム情報学研究室)

平成15年10月31日 受理

The research for travel resistance of agricultural rubber crawler device  
caused by the rolling resistance of track rollers

Shigeki INABA

(Laboratory of Productive System Information)

Received October 31, 2003

### Summary

The rubber crawler system is widely used for various vehicles such as agriculture, construction, and transport. It is important to reduce the inner resistance in a rubber crawler for its travel performance. In this study, the rolling resistance acting on the track roller as a main factor for the inner resistance was investigated. Furthermore, a simulation method to evaluate the travel resistance was proposed to reduce the travel resistance in a rubber crawler device.

In chapter 2, the mechanism of the inner resistance in a rubber crawler was investigated. A specific characteristic of the spring constant of the rubber crawler belt was obtained from the compressing test using a track roller. The rolling resistances for seven weight conditions with five kinds of track rollers were also measured. It was confirmed that the rolling resistance was due to the transform of the rubber crawler.

In chapter 3, a theoretical simulation method for the travel resistance was proposed based on experimental results in chapter 2 and equilibrium equations according to the mechanical model of a rubber crawler system. Calculated results were compared with measured torque of the drive shaft for three conditions of the track roller arrangements. It was found that the track roller arrangements affected characteristics of the torques and the simulated rolling resistance of the track roller was consistent with the fluctuation of measured required power. It was possible to estimate the rolling resistance of the track roller with the proposed simulation method.

In chapter 4, the simulation method was extended to calculate the travel resistance for three-dimension model. A travel resistance experiment was conducted with different left and right lug positions of the rubber crawler. The simulation results agreed well with three-dimensional measured resistances.

The horizontal and vertical forces acting on the track roller can be regard as a travel resistance. It is necessary to separately measure the horizontal and vertical forces to further investigate the travel resistance. In chapter 5, the vertical and horizontal forces acting on all track roller shafts in the traveling vehicle were measured in three different arrangements of the track roller. The performances of the calculated results were similar to the measurement results. The simulate method could also predict well the vertical and horizontal forces.

This study reveled the physical mechanism of the inner travel resistance and confirmed that the proposed simulation method for the travel resistance was useful to design rubber crawler devices.

## 目 次

記号一覧	3
第1章 序論	3
1. 1 研究の背景	3
1. 2 本論文の構成	6
第2章 転輪の転動抵抗に関する基礎的研究	8
2. 1 緒言	8
2. 2 ゴム履帯と転輪との相互作用	8
2. 3 ゴム履帯上における転輪の転動抵抗の測定	11
2. 4 実験結果	13
2. 5 考察	18
2. 6 摘要	18
第3章 走行抵抗と駆動軸トルクにおける負荷変動	19
3. 1 緒言	19
3. 2 走行抵抗シミュレーション	19
3. 3 ゴム履帯走行装置による走行抵抗の測定	21
3. 3. 1 実験装置	21
3. 3. 2 実験手順	22
3. 3. 3 走行抵抗シミュレーション	23
3. 4 実験結果と走行抵抗シミュレーション結果との比較	23
3. 5 摘要	24
第4章 左右ラグ位相差のある三次元走行における 走行抵抗シミュレーションの妥当性	24
4. 1 緒言	24
4. 2 検証実験	25
4. 3 三次元走行抵抗シミュレーション	26
4. 4 実験結果および考察	26
4. 5 摘要	28
第5章 各転輪に作用する力の測定	28
5. 1 緒言	28
5. 2 実験方法	28
5. 2. 1 各転輪に作用する力の計測	28
5. 2. 2 実験装置	29
5. 2. 3 実験手順	30
5. 3 実験結果および考察	31
5. 3. 1 各転輪配置の状況	31
5. 3. 2 転輪に作用した鉛直分力の状況	32

5. 3. 3 転輪に作用する水平分力の状況.....33  
 5. 4 摘要.....35  
 第6章 総括.....36  
 謝辞  
 参考文献

記号一覧

$W$ ：機体重量（路面に接している履帯重量を除く）	のばね定数切片
$x_0$ ：任意点 $P_0$ から第一転輪中心までの水平距離	$R_g$ ：登坂抵抗
$L_i$ ：第一転輪中心から第 $i+1$ 転輪中心までの水平距離	$a_i$ ：フーリエ係数 cos 成分
$L_g$ ：第一転輪中心から機体重心までの水平距離	$b_i$ ：フーリエ係数 sin 成分
$\phi$ ：機体のピッチング角	$W_i$ ：転輪に作用する鉛直荷重
$q_i$ ：履帯に対する第 $i$ 転輪の圧縮沈下量	$W_s$ ：転輪に作用する鉛直荷重の斜面並行方向分力
$l_0$ ：履帯のラグピッチ（84mm）	$W_v$ ：転輪に作用する鉛直荷重の斜面垂直方向分力
$\psi$ ：機体のローリング角	$\theta$ ：傾斜角度
$l_R$ ：重心位置から機体右側の転輪中心までの水平距離	$F$ ：保持力
$l_L$ ：重心位置から機体左側の転輪中心までの水平距離	$F_s$ ：保持力の斜面並行方向分力
$l$ ：左右履帯中心間距離	$F_v$ ：保持力の斜面垂直方向分力
$k(x)$ ：ラグ中心から $x$ の距離の地点での履帯のばね定数	$Ww_n$ ： $n$ 段階における条件荷重
$f(x)$ ：ラグ中心から $x$ の距離の地点での履帯	$R_n$ ： $n$ 段階における転動抵抗
	$P$ ：任意の合力
	$M_A$ ：点Aにおけるモーメント
	$M_B$ ：点Bにおけるモーメント
	$L_{AB}$ ：点A・点B間の距離
	$x$ ：点Aから合力作用点までの距離

第1章 序 論

1.1 研究の背景

近年、ゴム履帯走行装置を有する農業機械・建設機械・輸送用機械が普及・増加している。その理由として、履帯に使用されているゴムの耐久性の向上や湿田・泥濘地などの軟弱地や不整地での機動性の高さ、金属製履帯に比べて軽量であること、さらにアスファルトやコンクリート路面を痛めない等の利点が挙げられる。しかし、車輪走行装置と比較すると、①構造が複雑になる、②所要動力が大きい、③高速走行が困難、④剛性路面上における機体の振動が大きい等の問題点が指摘されている。これらの発生要因としては、履帯車両の構造が車輪走行装置に比べて複雑であること、ゴム履帯の変形にエネルギーが消費される等の理由が挙げられる。さらに、湿田での使用を想定している農用車両のゴム履帯は、輸送用および建設用車両の履帯と比較するとラグ高さが高くなっており、剛性路面上での高速走行をさらに困難とする構造となっている。

従来、装軌車両については、小暮他（1986）<sup>30</sup>による土壌に対する走行抵抗に関する研究や

北野他 (1989)<sup>44)</sup>による操舵時のすべりと沈下, さらに伊藤他 (1988)<sup>40,42)</sup>による一連の旋回抵抗の解析など数多くの報告がなされてきた。しかし, それらの多くは金属製履帯車両についてのものが多く, ゴム履帯車両に関する報告はあまりなされていない。これは, ゴムという素材が大変形を生じる素材であるため, その力学的解析実験においてひずみゲージ等のセンサの使用が困難であるなどの理由が挙げられる。しかし, 坂井他 (1989)<sup>45)</sup>によるゴム履帯のラグ運動解析や井上他 (1990)<sup>46-49)</sup>による振動特性に関する研究, 井上他 (1991)<sup>53)</sup>, 1993)<sup>62)</sup>による機体の振動加速度6自由度成分計測, 北野他 (1994)<sup>73)</sup>によるゴム履帯の張力に着目した内部走行抵抗などの報告がここ十年のうちになされてきており, 次第に設計指標に対する理論的な資料が提供されつつある。これらの報告における履帯車両の走行性に関して, 土壌と履帯接地部との力学的相互作用については, ゴム履帯と路面の間に生じる外部抵抗と履帯車両内に生じる内部抵抗に分けられる傾向にある。

#### (1) 外部走行抵抗

##### ①締め固め抵抗

ゴム履帯と路面が接触している際に, 装軌車両の沈下によって路面が締め固められるために生じるのが主な要因の抵抗である。締め固め抵抗の中には, 履帯下の地盤が側方の地盤を押し退けつつ鉛直方向に圧縮される時の圧縮抵抗, ならびに履帯の周囲において地盤が上下に直接せん断されるときのせん断抵抗がある。

##### ②排土抵抗

装軌車が路面上を走行する際, ラグが土壌を斜め前方に圧縮し, 排土することにより発生する抵抗である。松尾他 (1990)<sup>50)</sup>の報告より, 履帯の前傾き角が大きくなるほどラグの各点の貫入角が小さくなるため, 排土抵抗が大きくなるとされている。また, 鉄製履帯車両に見られるように履帯を繋いでいるリンクの部分を転輪が通過することにより, 履帯が尺取虫のように進行方向に滑ることで排土抵抗が発生する。

##### ③ころがり抵抗

これは履帯走行装置だけではなく, 車輪走行装置にも生じる抵抗である。走行装置が路面上を走行する際, 履帯走行装置では地盤と接触している履帯の前端, 車輪走行装置では図1-1に示すように車輪の路面との接触前部に地盤からの力が作用する。この力は, 地盤に対して鉛直上向きの鉛直抗力と, 変形した土壌から走行装置の進行方向と全く逆に作用する抗力の水平成分の二種類から成る。つまり, 前述した鉛直抗力は走行装置の重量によって打ち消され作用しないが, 後述した水平成分のうち, 進行方向に向かって働くものが推進力となるが, 進行方向と反対の方向に作用する成分がころがり抵抗とされている。一般に車輪の転がり抵抗は車輪荷重が増えると増加するが, 車輪の幅や直径が増加すると減少する傾向が見られる他, 空気タイヤにおいてはタイヤのたわみによる抵抗成分が土の圧縮抵抗成分に加わる傾向が見られる。

##### ④摩擦抵抗

装軌車が路面上を旋回する際に生じる抵抗。旋回抵抗には旋回時に路面と履帯間に生じる摩擦抵抗と旋回時に生じる排土抵抗の二種類が存在する。装軌車は方向を変えるときには車輪走行装置のような蛇角を持った車輪を持たないために, 片方の履帯の動きを止めることにより, 止めた履帯の方

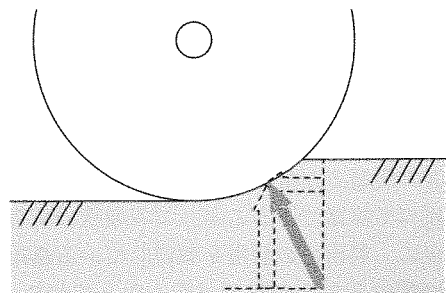


図1-1 車輪におけるころがり抵抗の概略図  
Fig. 1-1 Schematic diagram of the rolling resistance of the wheel

向へ旋回していく構造となっている。したがって、旋回時には路面との摩擦が大きくなる。この問題点については室他（1997）<sup>104)</sup>の報告がなされ、研究が進められている。

⑤登坂抵抗

坂の傾斜角を  $\theta$  とした時に登坂抵抗  $R_g$  は一般に

$$R_g = mg \sin \theta \tag{1.1}$$

で表される。しかし、 $\theta$  は一般に小さいので以下のような近似式が成立するとされている。

$$R_g \approx W \tan \theta \tag{1.2}$$

これは履帯車両においても同様なものが働くが、実際にはその内部構造より車輪走行装置とは異なる挙動を示すとが予測される。

(2) 内部走行抵抗

内部走行抵抗はゴム履帯を装備した装軌車が走行する際、履帯車両内に発生する抵抗を意味する。内部走行抵抗は車両の運動を解明する場合、従来の理論では直接的な影響は少ないとされている。しかし、実際にはこれらの内部抵抗は所要動力に影響を及ぼすと推察される。従来の報告では内部抵抗は進行速度に関係なく一定であり、駆動スプロケット周りで約2割、遊転輪で3割強、転輪部分で4割強の抵抗が発生しているとされてきた。また、これらの内部抵抗は履帯の張力によっても大きな影響を受けるとされる。この改善策として、履帯の軟化やあらかじめ履帯になだらかな曲率を持たせ、各部への巻きつきを容易にする等の処置がとられている。

ゴム履帯車両に関する報告では、走行装置および金属履帯とは違う特性をもつゴム履帯そのものの構造が重要視される。自脱コンバインに使用されている一般的な走行部の構造を図1-

(1) 駆動スプロケット (2) 転輪 (3) フレーム  
(4) 遊転輪 (5) ゴム履帯

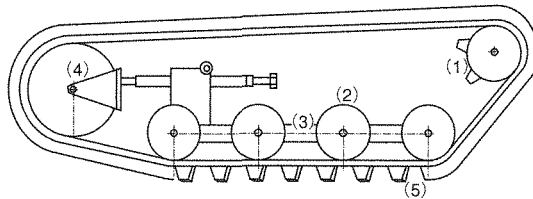


図1-2 自脱型コンバインのゴム履帯走行部  
Fig. 1-2 Driving mechanism of Japanese head feeding combine

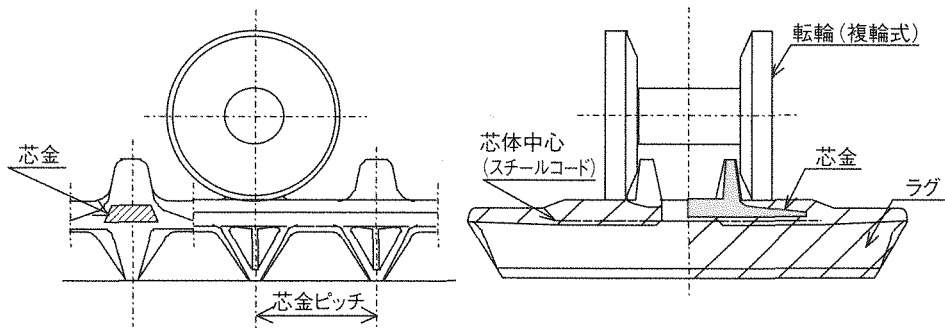


図1-3 一文字形ゴム履帯と転輪との接地状態  
Fig. 1-3 Contact state between parallel pattern crawler and track roller

2に、また、ゴム履帯の内部構造および転輪との接地状況を図1-3に示す。走行部は、駆動スプロケット・ゴム履帯・転輪・遊転輪より構成されている。転輪には履帯の中心を走行する単輪式のものと同芯金の突起を挟んで走行する複輪式のものがあるが、通常は機体の振動低減やゴム履帯の離脱等を防ぐため、図1-3にあるような複輪式を採用しているものが多い。通常、装置の簡易化や作業精度の向上、コストの低減のため、農業機械では転輪は機体のトラックフレームに固定された軸にベアリングを介して取り付けられている。しかし、これは走行時の機体を揺らす大きな要因のひとつになると推察される。その反面、路面上を高速で走行することを想定した輸送用機械や軍用車両などでは、各転輪が独立懸架となっているものが多く、路面の凹凸などの振動を吸収し、機体を安定させることを可能としている。農業機械においては、一部の汎用コンバインには機体と走行装置の間に姿勢制御用の油圧装置の組込みや畦間乗り越し時の安定性向上のため可動転輪など、最近では徐々にさまざまな機構が採用されつつあるが、一部の機能に対して特化したものが大部分で、また、採用される機体も高価なものに限定されているのが現状となっている。

## 1.2 本論文の構成

本論文では履帯と転輪との力学的相互作用に着目し、転輪荷重による履帯の変形特性（圧縮変位置）に起因する機体の走行特性について研究を行なった。本論文は次のような構成となっている（図1-4参照）。

第2章では、履帯走行装置の所要動力低減のためにその内部で発生する走行抵抗の解明について検討を行う。まず、走行時の内部抵抗に対して重要な役割を果たす履帯のバネ定数について、井上他（1990）<sup>46)</sup>の手法を基に圧縮試験を行ない、そのバネ定数においてフーリエ級数によって補完するための係数を入手する。さらに、鉛直荷重を7段階および直径が異なる5種類の転輪を条件とし、走行抵抗の一つとして作用する転輪のゴム履帯に対する転動抵抗の測定を行い、鉛直荷重および転輪径条件下での転動抵抗の挙動を分類する。これらの結果より、転輪に作用する鉛直荷重による履帯の変形特性に関して内部抵抗の発生要因として検討を行なう。さらに、垂直荷重・ゴム履帯のラグに対する相対位置を基にした転輪の転動特性に関して、第3章以降の走行抵抗シミュレーションの基礎的資料を得ることを目的とする。

第3章では、ゴム履帯に対する転輪の上下動が、転輪荷重による履帯の変形によって発生・変化し、転動抵抗の発生要因と推察されることから、前章の結果に農用ゴム履帯走行部の力学モデルに基づく静的釣り合い方程式により、転輪配置と走行特性に関して転輪の転動抵抗から検討するとともに、走行抵抗算出のための走行抵抗シミュレーション方法の提案を行なう。さらに、走行特性が異なる三種類の転輪配置を設定し、所要動力と密接な関連をもつ駆動軸トルクにおける負荷変動を計測し、走行抵抗シミュレーション結果の妥当性について考察する。これにより、転輪配置の違いによる走行抵抗の大小を計算により評価することが可能となり、転輪の転動抵抗における転輪配置の是非についての資料を得ることが可能となる。

第4章では、走行抵抗シミュレーションの三次元要素に着目する。農用ゴム履帯走行部の力学モデルに基づく静的釣り合い方程式により、履帯走行抵抗シミュレーションを実施し、検証実験を行なえば、転輪の転動抵抗からなる走行抵抗を予測することが可能となる。そこで、第4章では釣り合い方程式の三次元要素に着目し、走行時における左右履帯の位相差（左右ラグ位置のずれ）が発生した場合における走行抵抗への影響に対して走行抵抗シミュレーションを拡張する。その後、走行抵抗シミュレーションについて検証を行なうために左右履帯の位相差を変えた条件を設定して検証実験を行ない、走行抵抗シミュレーション結果との比較を行なう

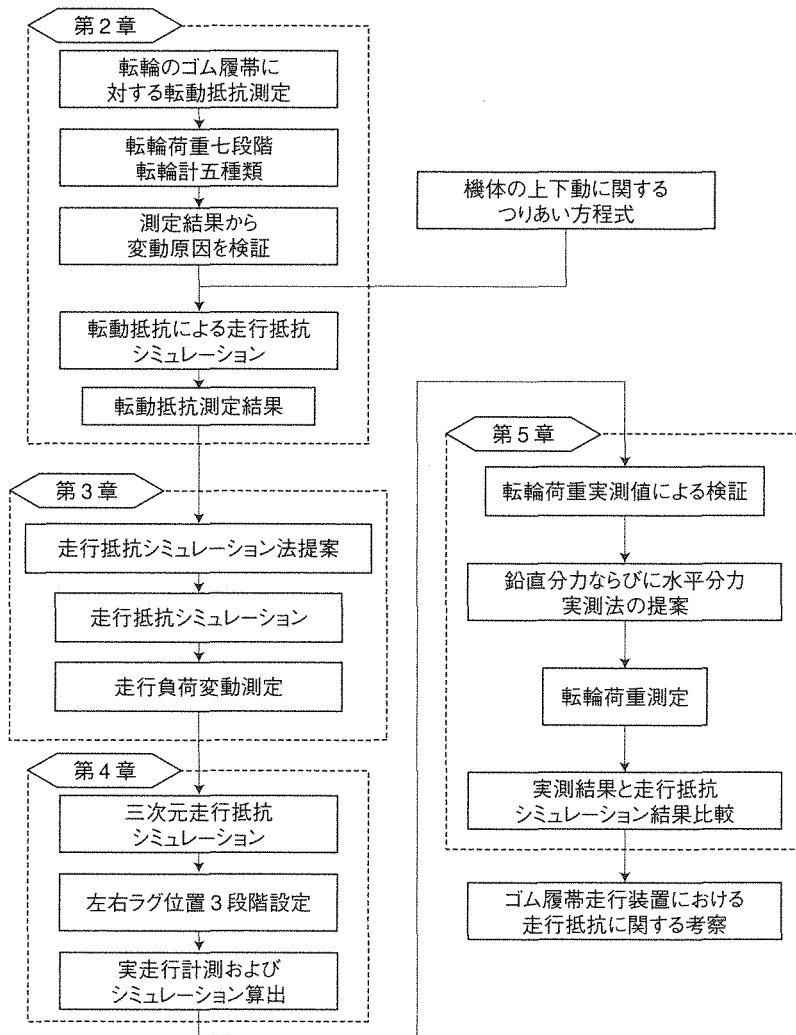


図 1-4 本論文の研究の流れ  
Fig. 1-4 Flow chart of this paper

ことで、三次元走行についての走行抵抗シミュレーションを評価する。さらに、この結果を用いて左右履帯の位相が変化する場合の走行抵抗の変化について検討する。

第5章では、転輪荷重の実測を試み、その結果によって鉛直方向分力の計算および走行抵抗シミュレーションの妥当性について検討する。つまり、走行抵抗シミュレーションに供試した機体振動に関する力学モデルの妥当性を検討するためには、ゴム履帯車両の走行抵抗を支配する履帯からの反力である転輪に作用する鉛直分力並びに走行抵抗そのものとなる水平分力を測定することが必要不可欠であることから、実機実験によって測定する転輪荷重計測システムを提案する。これにより、実走行において各転輪に作用する鉛直分力並びに水平分力を、荷重特性が得やすいと推察される転輪配置を複数設定することにより実測する。この結果から、実走行時データと走行抵抗シミュレーションの結果の比較を行なうことにより、走行抵抗シミュレーションの適応性について検証する。この検証によって妥当性が得られれば、走行抵抗について、転輪配置のさらなる詳細な評価を行うことが可能となる。

## 第2章 転輪の転動抵抗に関する基礎的研究

### 2.1 緒言

農用ゴム履帯車両は一般に剛性路面走行時には大きな振動を伴い、高速走行が困難とされている。これは、履帯装置内部における転輪と履帯との接地状況およびゴム履帯の構造により、剛性路面走行時に振動が発生することが井上ら<sup>46)~49)</sup>の研究結果より明らかとなっている。しかし、剛性路面走行にあたっては機体に発生する振動ばかりでなく、転輪に発生する走行抵抗の変動により、前後方向への加速度が発生し、安定走行における課題となる。そこで、本章では、走行時にゴム履帯走行装置で発生する内部抵抗発生要因のうち、振動発生要因の一つとされる転輪荷重によるゴム履帯の変形特性から検討を行なった。

### 2.2 ゴム履帯と転輪との相互作用

一文字形ゴム履帯と転輪との接地状態を再度図2-1に示す。ゴム履帯は、芯金とラグおよび芯体中心を通るスチールコードから構成されており、鉛直荷重が作用した転輪が転動する場合、転輪によるゴム履帯の鉛直方向の圧縮変位量が転輪と履帯との相対位置によって変化する。また、転輪の直径が異なる場合には履帯への沈下量及び接触面積の違いによって履帯の変形量

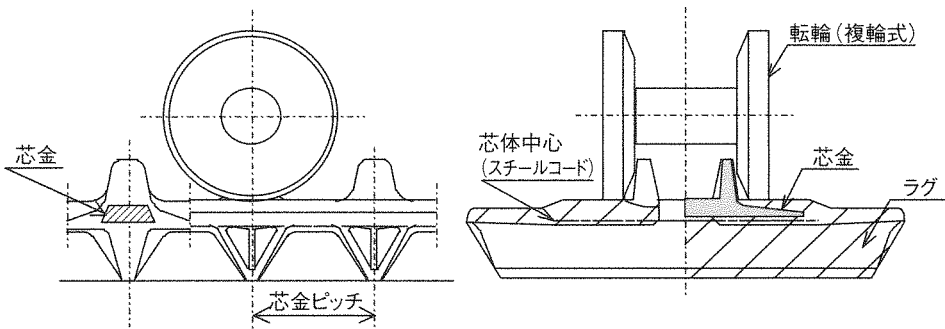


図2-1 一文字形ゴム履帯と転輪との接地状態

Fig. 2-1 Contact state between parallel pattern crawler and track roller

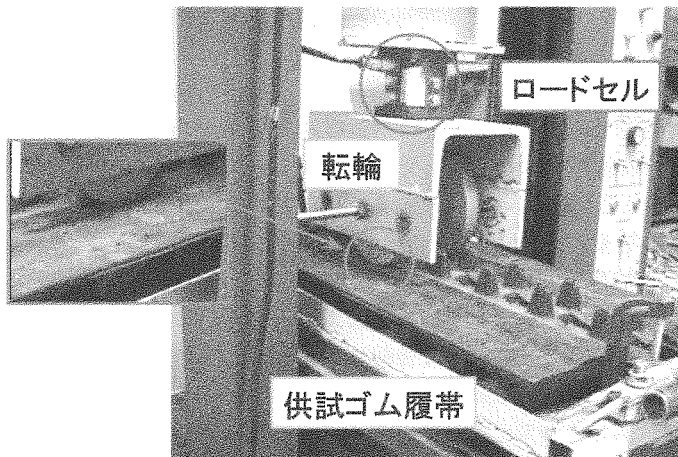


図2-2 履帯圧縮試験機

Fig. 2-2 Measurement device for spring constants of the rubber crawler



が異なってくると推察される。

本研究では、実験に供試した履帯を対象として井上他（1990）<sup>46,47)</sup>の報告に基づいた振動シミュレーションを基礎とした走行抵抗シミュレーションを行なうため、検証実験で供試するゴム履帯の変形特性を把握することが必要となる。そこで、図2-2に示すような実験装置で圧縮速度毎分5mmで履帯ラグ中心上から3mmずつ測定地点を変えてラグ1ピッチ分（84mm）の測定を行なった。ただし、井上他（1990）の報告における実験装置では履帯からの側方を打ち消すために転輪を2個供試したが、本試験機では圧縮荷重の上限が約2000Nと小さいため、転輪を1個にし、圧縮装置の中央部に設置した。供試したゴム履帯の諸元を表2-1に、また実験の結果を図2-3~7に示す。実験の結果、本実験で供試する転輪と履帯との相対位置の違いおよび転輪径の差異による荷重と沈下量との関係が得られた。これらの計測データで構成される曲線を一次式で近似すれば、得られた回帰直線の傾きは供試転輪による履帯のバネ定数を示す。このバネ定数は履帯ラグ中心から履帯ラグ間中央部に至るまで、徐々に減少した後、次のラグに近寄るにつれて徐々に増加するなど、周期関数状態を示した。また、転輪径が増大するほど圧縮沈下量が少なくなる状況についても確認することができた。

走行抵抗シミュレーションにおいては測定点以外の箇所のバネ定数も必要となることが予想される。本来、数値の補完についてはスプライン補完など種々の方法が挙げられるが、本シミュレーションにおいては機体の移動量および転輪間の距離は履帯ラグピッチを大幅に上回る数値を持つ。したがって、走行抵抗シミュレーションにおいて数値をダイレクトに入力できるフーリエ級数以外の手法を採用すると、それぞれの転輪についてラグからの相対位置を全て導き出さねばならない。したがって、本研究ではフーリエ級数による変換によってバネ定数を数式で表すことが走行抵抗シミュレーションにおいて任意の地点でのバネ定数を得るために有効であると判断した。

一般的にはフーリエ級数は $f(t)$ を区分的に連続な周期 $2\pi$ の周期関数としたとき以下のような係数が得られる。

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(t) \cos ntdt \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (2.1)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(t) \sin ntdt \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (2.2)$$

これらはフーリエ係数と呼ばれるが、これらを使った形式的級数

$$\frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nt + b_n \sin nt) \quad (2.3)$$

を $f(t)$ のフーリエ級数またはフーリエ級数展開と呼称し

$$f(t) \sim \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nt + b_n \sin nt) \quad (2.4)$$

で表される。ただし、今回のような測定データから算出する場合には、FFT（高速フーリエ変換）の手法を用いることがより有効であると判断し、必要な係数の算出に供した。実際に算

表2-1 供試したゴム履帯の諸元  
Table 2-1 Specifications of rubber crawler tested

ラグ形状		一文字形
スチール コード	本数	40
	材質	SWRH
	引っ張り強度 (N/本数)	588
芯金の材質		FCD60
ゴム強度 Hs(°)	ラグ側	58±5
	転輪側	73±5
芯金ピッチ (mm)		84
履帯幅 (mm)		300
ラグ高さ (mm)		29
厚さ (mm)		20 (転輪直下)

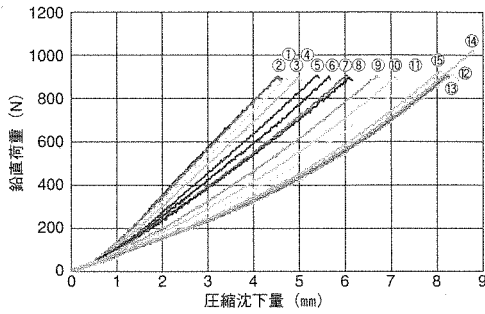


図 2-3 転輪にかかる鉛直荷重と圧縮沈下量との関係 (転輪径110mm)

Fig. 2-3 The relationship between the vertical load on track roller and sinkage of the rubber crawler ( $\phi$  110mm)

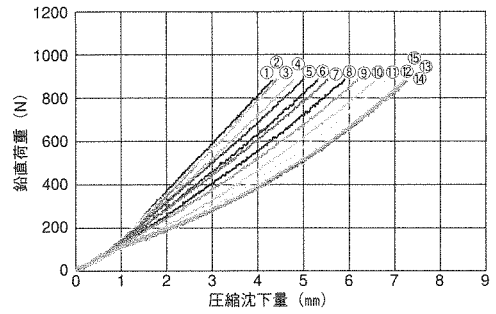


図 2-4 転輪にかかる鉛直荷重と圧縮沈下量との関係 (転輪径120mm)

Fig. 2-4 The relationship between the vertical load on track roller and sinkage of the rubber crawler ( $\phi$  120mm)

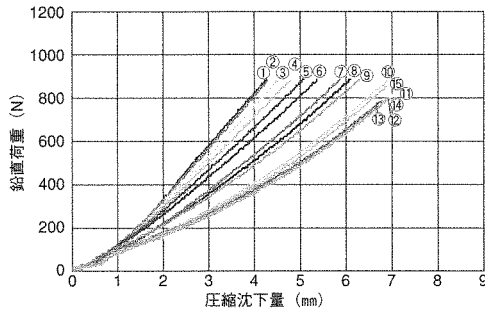


図 2-5 転輪にかかる鉛直荷重と圧縮沈下量との関係 (転輪径130mm)

Fig. 2-5 The relationship between the vertical load on track roller and sinkage of the rubber crawler ( $\phi$  130mm)

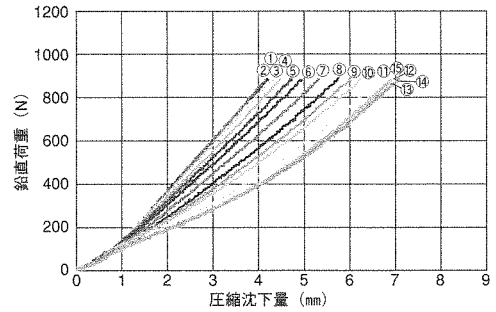


図 2-6 転輪にかかる鉛直荷重と圧縮沈下量との関係 (転輪径140mm)

Fig. 2-6 The relationship between the vertical load on track roller and sinkage of the rubber crawler ( $\phi$  140mm)

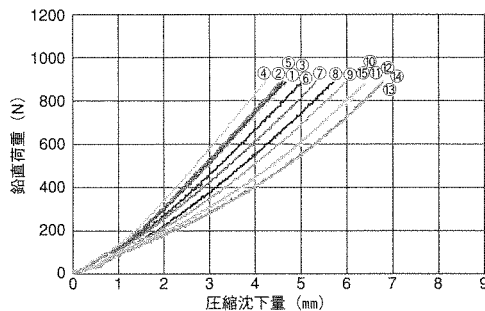


図 2-7 転輪にかかる鉛直荷重と圧縮沈下量との関係 (転輪径150mm)

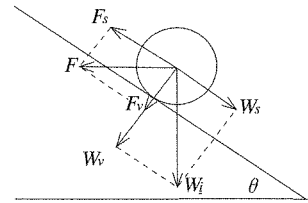
Fig. 2-7 The relationship between the vertical load on track roller and sinkage of the rubber crawler ( $\phi$  150mm)

- ① 0mm
- ② 3mm
- ③ 6mm
- ④ 9mm
- ⑤ 12mm
- ⑥ 15mm
- ⑦ 18mm
- ⑧ 21mm
- ⑨ 24mm
- ⑩ 27mm
- ⑪ 30mm
- ⑫ 33mm
- ⑬ 36mm
- ⑭ 39mm
- ⑮ 42mm

表2-2 供試したゴム履帯のパネ定数のフーリエ係数例

Table 2-2 Example of Fourier series of spring constant of rubber crawler

係数 a		係数 b	
a <sub>0</sub>	276.2	—	—
a <sub>1</sub>	63.7	b <sub>1</sub>	0.000
a <sub>2</sub>	9.5	b <sub>2</sub>	0.000
a <sub>3</sub>	4.8	b <sub>3</sub>	0.000
a <sub>4</sub>	0.79	b <sub>4</sub>	0.000
a <sub>5</sub>	0.23	b <sub>5</sub>	0.000
a <sub>6</sub>	2.99	b <sub>6</sub>	0.000
a <sub>7</sub>	1.22	b <sub>7</sub>	0.000
a <sub>8</sub>	0.74	—	—



W: 転輪に作用する重量, F: 保持力, W<sub>s</sub>, F<sub>s</sub>: 斜面平行方向成分  
W<sub>i</sub>, F<sub>i</sub>: 斜面垂直方向成分, θ: 傾斜角度

図2-9 転輪に作用する力の模式図  
Fig. 2-9 Schematic diagram of the forces concerned to the track roller

出した係数例を表2-2に示す。

このようなゴム履帯の鉛直方向の圧縮変位により発生する角度θの履帯上面斜面を登る転輪について図2-9に基づいて考察する。

自重をW<sub>i</sub>とすると、これは斜面に垂直に作用する力W<sub>v</sub>と斜面に沿った力W<sub>s</sub>とに分けることができる。自重Wと斜面に沿った力W<sub>s</sub>の関係は、

$$W_s = W_i \sin \theta \tag{2.5}$$

と表すことができる。一方、転輪に働く水平方向の保持力をFとした場合、Fの斜面方向成分F<sub>s</sub>がW<sub>s</sub>以上でなければ、転輪が斜面を登ることができない。そこで、両者の関係を式にすると、

$$|F_s| \geq |W_s| \tag{2.6}$$

となる。ところが、F<sub>s</sub>とFの関係は

$$F_s = F \cos \theta \tag{2.7}$$

となることから、

$$|F \cdot \cos \theta| \geq |W_s| \tag{2.8}$$

となる。これに式(2-5)を代入すると

$$|F \cdot \cos \theta| \geq |W_i \cdot \sin \theta| \tag{2.9}$$

となることから、以下の式を得ることができる。

$$|F| \geq |W_i \cdot \tan \theta| \tag{2.10}$$

ここでtanθは物体が斜面を動く時の動摩擦係数と同様にゴム履帯上の転輪の転がり抵抗係数、すなわち転動抵抗に影響を及ぼす可能性が存在する。そこで、転輪と履帯の相対位置および転輪に作用した鉛直荷重によって変化する転動抵抗の測定を行なった。さらに、直径のみが異なる5種類の転輪を供試し、転動抵抗に対する転輪径の影響についても検討を行なった。

### 2.3 ゴム履帯上における転輪の転動抵抗の測定

#### 2.3.1 実験装置

実験装置全体の概略を図2-10に示す。実験装置は、上下方向に自由度を持つ転輪部と、履帯部、およびそれらを支えるフレームを持つ。本実験では、一定の鉛直下向き荷重がかかった転輪を水平方向に対して可動状態にあるゴム履帯上に載せ、ゴム履帯を定速で動かした際に発生する力を転動抵抗として測定した。

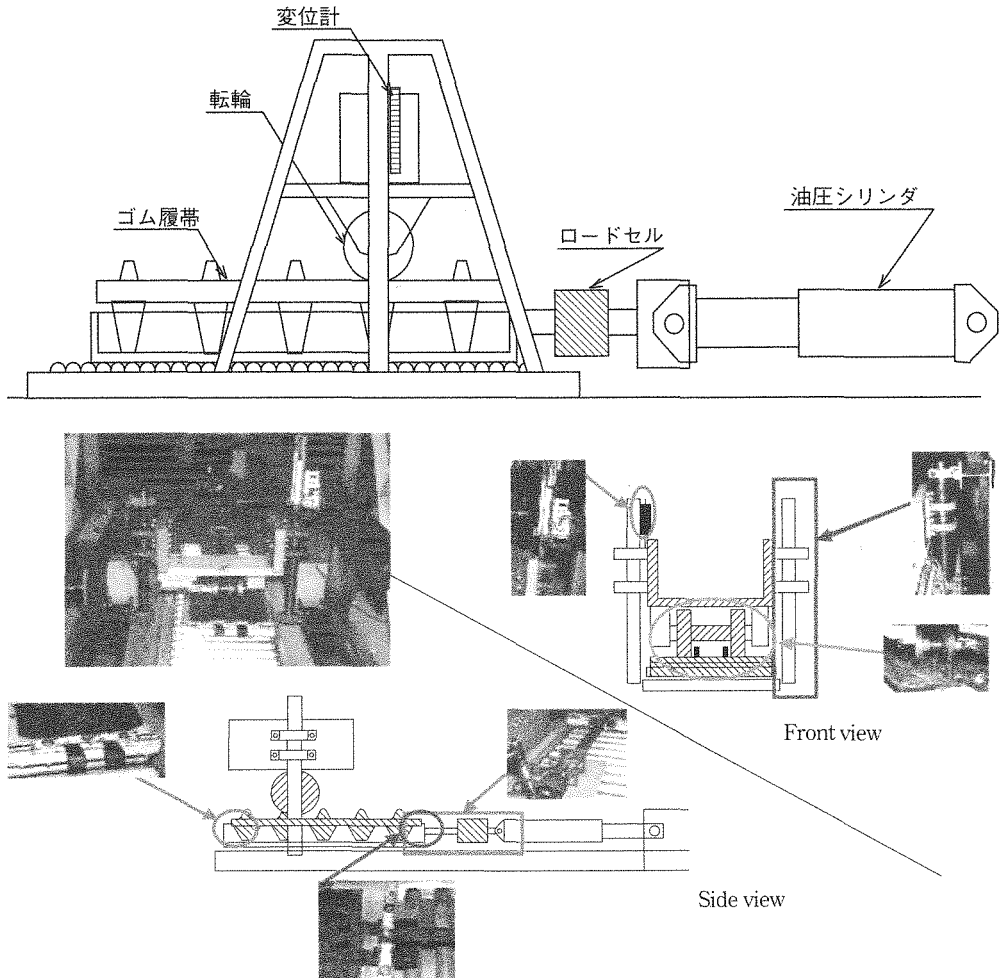


図 2-10 実験装置概略図  
Fig. 2-10 Schematic diagram of a measuring system

転輪部は、転輪および転輪軸と錘を載せるための載荷台で構成した。転輪の軸への取り付けにはボールベアリングを用い、軸回りの抵抗を極力抑えるようにした。また、載荷台はスライドベアリングを供試してH形鋼製フレーム上に固定し、水平方向の動きを拘束しつつ鉛直方向に滑らかに動くようにした。また、この載荷台の下部には転輪を取り付ける為の軸を鉛直荷重が転輪に作用するように固定し、ゴム履帯の鉛直方向の圧縮変位を測定するための変位計を取り付けた。この転輪部における可動部分の自重は約300Nであった。

履帯部は、ゴム履帯とそれを納める厚さ9mmの鉄板製の履帯ケース、およびこれらを水平方向に動かすための油圧シリンダ(ストローク370mm)で構成した。供試し

表 2-3 実験条件  
Table 2-3 Experimental conditions

供試転輪径 (mm)	①	110
	②	120
	③	130
	④	140
	⑤	150
荷重条件* (N)	①	0
	②	190
	③	390
	④	590
	⑤	780
	⑥	980
	⑦	1170

\*ただし、装置可動部自重300Nを含まず

たゴム履帯は圧縮試験の時と同じものである（前項表2-3参照）。なお、ゴム履帯の鉛直方向のバネ特性は履帯に作用する張力によって影響を受けると予測される。実験において履帯を固定していない場合、圧縮による履帯の変形で通常の履帯車両におけるゴム履帯と転輪との接地状態を再現できなくなる可能性が生じた。そこで、通常のゴム履帯車両における履帯の状態を維持するため、供試ゴム履帯を履帯内のスチールコードでケースに固定した。これにより、転輪とゴム履帯との接地状態を、通常の走行時と同様の張力に保つことができた。さらに、転輪に発生する転動抵抗を測定するため、油圧シリンダと履帯ケースの間に引張・圧縮両方向の測定ができるロードセルおよび断面が19×32mmの平鋼を介して油圧シリンダとロードセルおよび履帯ケースに接続した。また、履帯ケースはローラーコンベア上に設置し、転輪以外から作用する力を極力排除した。

### 2.3.2 実験方法

転輪は、幅114mm、鋼鉄製の複輪式のもので直径が違うものを5種類実験に供試し、転輪に加える荷重を7段階に設定した。これらの詳細を表2-3に示す。一般にゴムは粘弾性体であり、その圧縮変位には、力の大きさとともに変位速度も大きな影響力を持つと想定される。そこで本実験については、粘性による動的な要素を可能な限り排除するため、履帯の移動速度をこの実験装置の最小速度（毎秒0.6mm）に設定して測定を行なった。また、測定値が芯金ピッチごとに周期的になると判断できることから、測定区間の長さは、芯金ピッチの約3倍に近い250mmとした。

実験で供試したロードセルに作用した荷重および履帯の鉛直方向の圧縮変位は、ストレインアンプを通して一旦データレコーダに記録し、サンプリング周波数10Hzで分解能12bitのA/D変換器を経てコンピュータに入力し、計算の後に考察に供した。

## 2.4 実験結果

### 2.4.1 鉛直荷重の影響

鉛直荷重の影響については実験結果より3つのパターンに大別することが可能であった。転輪径120mmの実験の測定結果を図2-11～図2-17に示す。次に、これらの実験におけるラグ位置に対する履帯圧縮変位を図2-18に示す。なお、図2-11～図2-17にはゴム履帯の鉛直

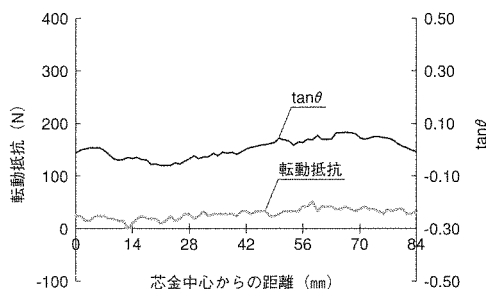


図2-11 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪φ120mm鉛直荷重実験条件①)

Fig. 2-11 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller φ120 mm, Weight condition No. 1)

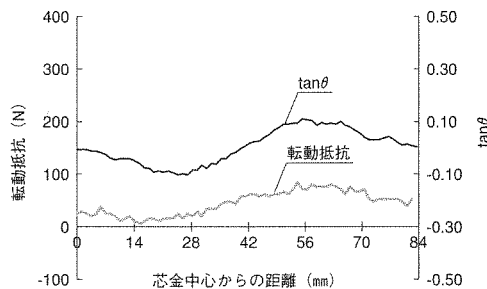


図2-12 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪φ120mm鉛直荷重実験条件②)

Fig. 2-12 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller φ120 mm, Weight condition No. 2)

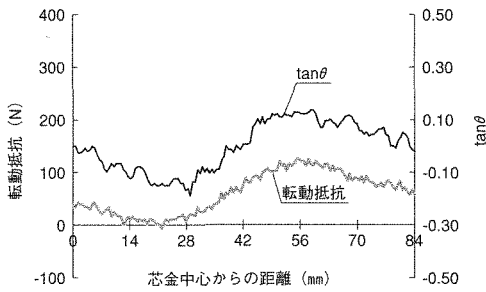


図 2-13 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪  $\phi 120$ mm鉛直荷重実験条件③)

Fig. 2-13 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller  $\phi 120$  mm, Weight condition No. 3)

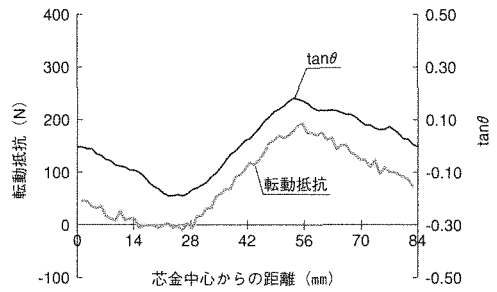


図 2-14 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪  $\phi 120$ mm鉛直荷重実験条件④)

Fig. 2-14 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller  $\phi 120$  mm, Weight condition No. 4)

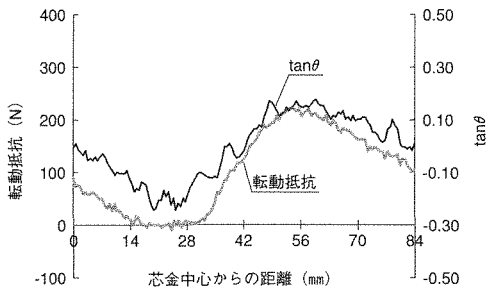


図 2-15 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪  $\phi 120$ mm鉛直荷重実験条件⑤)

Fig. 2-15 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller  $\phi 120$  mm, Weight condition No. 5)

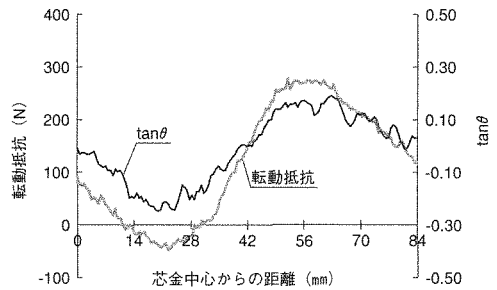


図 2-16 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪  $\phi 120$ mm鉛直荷重実験条件⑥)

Fig. 2-16 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller  $\phi 120$  mm, Weight condition No. 6)

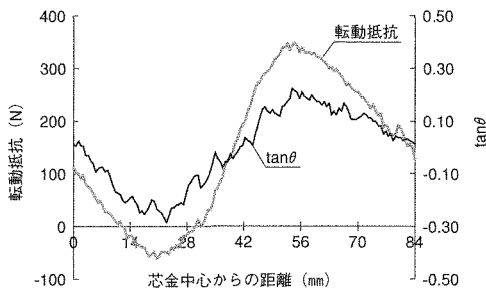


図 2-17 転輪のゴム履帯に対する転動抵抗  
(転輪  $\phi 120$ mm鉛直荷重実験条件⑦)

Fig. 2-17 Rolling resistance of the track roller on the rubber crawler  
(Track roller  $\phi 120$  mm, Weight condition No. 7)

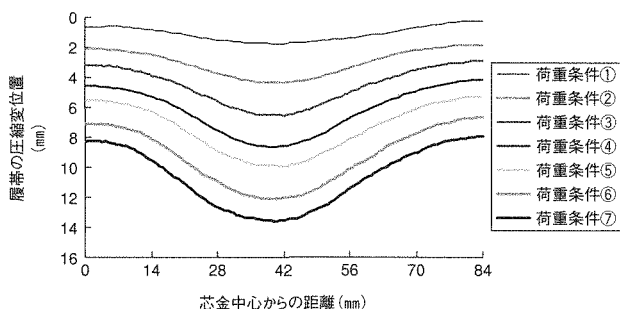


図 2-18 転動抵抗測定時の履帯の圧縮変位量  
(転輪径  $\phi 120\text{mm}$ )

Fig. 2-18 Compressive displacement of the rubber crawler in measuring rolling resistance of  $\phi 120\text{ mm}$  track roller

方向の圧縮変位による履帯上面の傾斜の正接値を併せて示した。ただし、転動抵抗係数については鉛直荷重が一定であることから、抵抗曲線の挙動と一致するため表示は省略した。

#### 2.4.1.1 鉛直荷重条件300N以下

この条件においては、履帯の履帯上面に対する転輪の転動抵抗は若干の変動があるものの、ラグピッチに対する大きな変動は見られず、ほぼ一定であった。この条件では履帯の変形は発生せず、転動抵抗の変化が大きくならなかったものと推察される。

#### 2.4.1.2 鉛直荷重条件490N~1080N

これらの条件下では、転動抵抗が芯金ピッチを1周期とする変動を示す傾向が見られた。これらの転動抵抗のピークが現われた箇所は、転輪が芯金間中央から芯金上に達するまでの履帯上面の傾斜の正接値が最大になる箇所とほぼ一致した。さらに、その値は転輪に作用する鉛直下向きの力が大きくなるにつれて増加する傾向にあった。なお、転動抵抗の最小値は荷重が増加するにつれて若干小さくなるものの負の領域までは達しなかった。

#### 2.4.1.3 鉛直荷重条件1280N以上

2.4.1.2における傾向と同様に、鉛直荷重の増加に伴って転動抵抗の最大値は増加する傾向が見られた。さらに、転動抵抗の最小値の極端な低下が認められ、それらが負の領域にまで達したことが確認された。なお、最小値が計測された箇所は履帯上面の傾斜の正接値が最低となった箇所（下り傾斜の最大地点）とほぼ一致した。本実験結果では、転動抵抗の最大値は鉛直荷重の概ね25%にも及ぶことが判明した。

### 2.4.2 転輪径の違いによる影響

転輪径の違いと転動抵抗の最大値との関係について図2-19~23に転輪径別に鉛直荷重と転動抵抗の最大値と最小値との関係を示す。これらの結果においても最大値は鉛直荷重が増加するほど増加するとともに、最小値は減少する傾向が認められた。

また、図2-24~30に各鉛直荷重条件下における転輪径別の転動抵抗の最大値を示した。これらの結果、いずれの荷重条件においても転動抵抗の最大値は転輪径が小さくなるにつれて増加する傾向があることが確認された。この傾向は、転輪径が大きくなるにつれて転輪外形の曲率が緩やかになり、貫入が進むに従ってある一定値まで履帯と接触する部分の増加が速くなることにより単位面積あたりの圧縮荷重が小さくなっているためであると推察される。

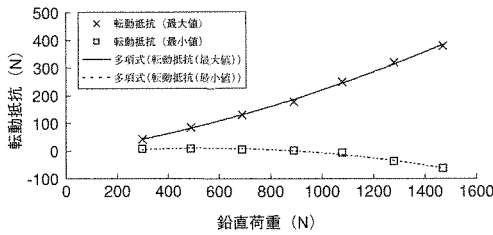


図 2-19 一文字形ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗の最大・最小値 (転輪径  $\phi 110\text{mm}$ )

Fig. 2-19 Maximum and minimum values of the rolling resistance of the track roller on the rubber crawler (diameter  $\phi 110\text{ mm}$ )

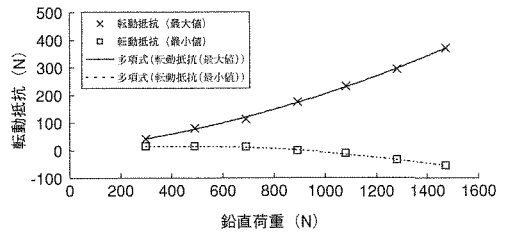


図 2-20 一文字形ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗の最大・最小値 (転輪径  $\phi 120\text{mm}$ )

Fig. 2-20 Maximum and minimum values of the rolling resistance of the track roller on the rubber crawler (diameter  $\phi 120\text{ mm}$ )

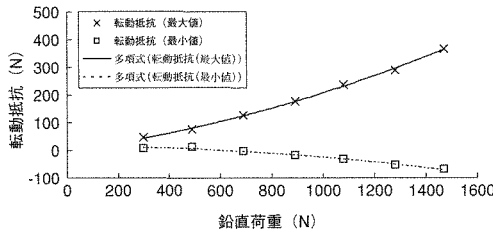


図 2-21 一文字形ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗の最大・最小値 (転輪径  $\phi 130\text{mm}$ )

Fig. 2-21 Maximum and minimum values of the rolling resistance of the track roller on the rubber crawler (diameter  $\phi 130\text{ mm}$ )

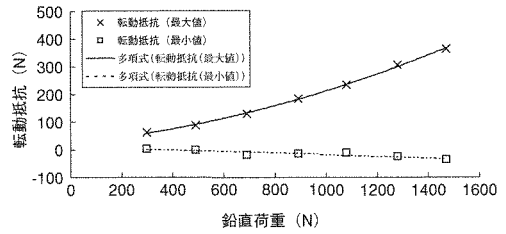


図 2-22 一文字形ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗の最大・最小値 (転輪径  $\phi 140\text{mm}$ )

Fig. 2-22 Maximum and minimum values of the rolling resistance of the track roller on the rubber crawler (diameter  $\phi 140\text{ mm}$ )

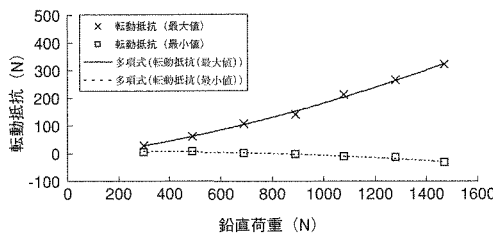


図 2-23 一文字形ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗の最大・最小値 (転輪径  $\phi 150\text{mm}$ )

Fig. 2-23 Maximum and minimum values of the rolling resistance of the track roller on the rubber crawler (diameter  $\phi 150\text{ mm}$ )

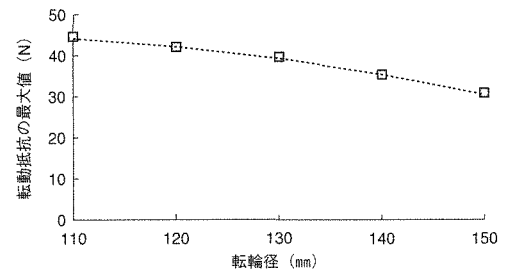


図 2-24 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件①)

Fig. 2-24 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 1



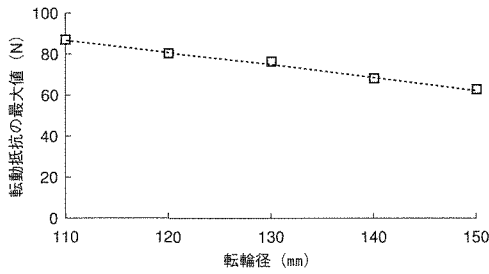


図 2-25 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件②)

Fig. 2-25 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 2

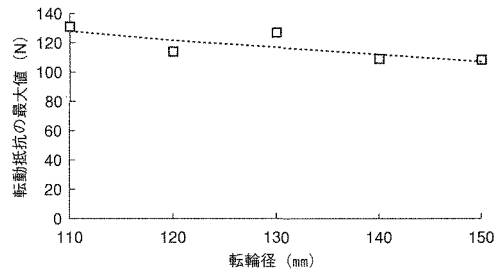


図 2-26 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件③)

Fig. 2-26 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 3

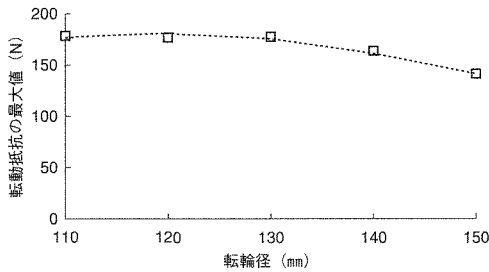


図 2-27 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件④)

Fig. 2-27 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 4

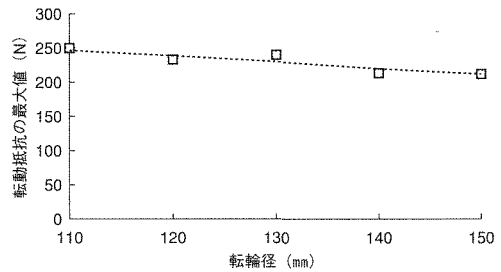


図 2-28 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件⑤)

Fig. 2-28 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 5

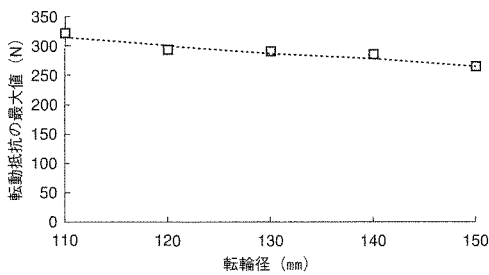


図 2-29 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件⑥)

Fig. 2-29 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 6

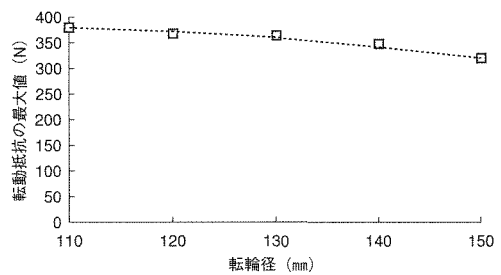


図 2-30 同一鉛直荷重における転動抵抗最大値と転輪径の関係 (鉛直荷重実験条件⑦)

Fig. 2-30 Relationship between maximum rolling resistance and diameter of the track roller in weight condition No. 7

## 2.5 考 察

転輪の履帯に対する転動抵抗は、鉛直荷重の増加に伴って全般的に増加するとともに、一定以上の鉛直荷重が転輪に作用した場合、履帯芯金ピッチを周期とする変動を示した。これにより、転輪が圧縮されたゴム履帯上面を昇降する際に転輪軸に作用する履帯からの反力が、転動抵抗の変動要因として作用した可能性が挙げられる。その理由として、2章における式(2-6)および転動抵抗のグラフの形状が圧縮変位から算出した正接値グラフと相似であることから転動抵抗係数と密接な関係にあると認められる。また、図2-12~17に見られるように、転動抵抗の最大・最小値が現われる部分が履帯上面における傾斜角度の正接値の最大・最小値となる場所とほぼ一致することからも両者は密接な関係にあると認められる。次に、転輪の直径と抵抗値との関係については、図2-19~23および図2-24~30に見られるとおり、転輪直径と抵抗の最大値とは逆比例の傾向が見られる。これは、直径が大きくなるにつれて転輪の外形曲率が滑らかになることから履帯との接触面積が増加し、単位面積あたりの荷重が減少することによって履帯の圧縮変位が少なくなると推察される。つまり、荷重が大きくなると発生するゴム履帯の鉛直方向の圧縮変位により生じた斜面を転輪が転がり降りる際に、履帯から受ける反力が転輪の転動抵抗に対して負の力として作用した状況を、転動抵抗変動発生メカニズムとして実験結果より説明することができる。以上の傾向は、軟弱路面をゴム履帯と置き換えると、M. G. Bekkerの理論<sup>3)</sup>にも当てはめることが可能である。

履帯車両を安定した状態で高速走行させる場合、走行負荷の変動をできるだけ小さくすることは、動力源の小型化とも関連して、重要な課題と言える。仮に自重8000Nで左右両側に4個ずつの転輪を有するコンバインにおいて、全ての転輪に作用する重量を等しいと想定した場合、転輪1つに作用する重量は1000N程度になる。この条件下で転輪に発生する転動抵抗の最大値を実験結果から推定すると、約200Nに及ぶ。転輪配置によっても条件は変わるが、仮に転輪を履帯ラグピッチの整数倍の間隔で配置した場合、転動抵抗の最大値が各転輪において同時に発生するものと推定できる。この場合の各転輪に掛かる転動抵抗値の合計は約1600Nにも達すると推定され、機体の安定した移動を妨げるばかりか動力源をより余力のあるものとする必要が生じる。それゆえ、ゴム履帯車両における走行抵抗の可能な限り安定させる設計によって、履帯車両の安定走行・高速化および動力の削減に少なからず寄与する。

## 2.6 摘 要

ゴム履帯に対する転輪の上下変動と転動抵抗について測定を行ない、検討した結果、以下のような所見が得られた。

- (1) ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗は、鉛直荷重が作用すると、芯金ピッチを周期とする変動を生じた。
- (2) 転動抵抗の最大・最小値と鉛直荷重との関係は二次関数で近似できた。
- (3) 転動抵抗の最小値は、鉛直荷重が500~600Nを越えた時点から変化が見られ、小さくなる傾向が見られたものの、鉛直荷重条件⑤までは0より小さくなることはなかった。しかし、鉛直荷重条件⑥⑦に至ると、最小値は負の領域に到達した。
- (4) 全ての鉛直荷重条件において、転輪径が小さくなると転動抵抗の最大値と最小値の差は拡大する傾向が見られた。これについては、M. G. Bekkerの理論<sup>3)</sup>における軟弱路面をゴム履帯に置き換えることで説明することができた。
- (5) 転動抵抗の変化のグラフと転輪の鉛直変位より導き出した履帯上面における傾斜正接値グラフの形状の相似性と、最大・最小値の計測箇所がほぼ一致することから、この転動抵抗の変

化は転輪の上下動に起因すると推定した。

### 第3章 走行抵抗と駆動軸トルクにおける負荷変動

#### 3.1 緒言

履帯走行部の走行抵抗については土壌との相互作用の解明に主眼が置かれてきた。しかし、近年履帯装置における内部抵抗が走行抵抗の解明にとって重要な要素として取り挙げられている。そこで、前章では転輪に作用する鉛直荷重を7段階設定し、直径が異なる転輪を5種類供試して、ゴム履帯に対する転輪の転動抵抗を測定した。その結果、転輪と履帯との相対位置および鉛直荷重による履帯の変形特性が、転輪の転動抵抗に影響を及ぼすことが確認された。

多くの農用ゴム履帯車両においては転輪が車両に固定されている。また、ゴム履帯の断面形状が一定ではないため、装置の運行に伴って履帯と転輪の相対位置が変化するにつれて個々の転輪下での履帯の鉛直方向のバネ定数は変化する。つまり、転輪に作用する履帯からの反力は転輪配置等の総合的な条件に常に影響を受けると推察される。履帯装置内部に発生する走行抵抗を解析するためには各転輪に発生する転動抵抗を求めなければならない。しかし、そのためには各転輪に作用する履帯からの反力についての状況を把握することが不可欠となる。そこで、本章では、剛性水平路面を走行するゴム履帯車両における履帯と転輪間で発生する転動抵抗によって駆動軸に作用する内部走行抵抗を明らかにするために、履帯走行装置の三次元力学モデルを用いて走行特性が異なる複数の転輪配置における走行中の各転輪に作用する鉛直荷重（履帯からの反力）の算定を行なった。次に、これらの結果を基に、第2章で得られた計測結果を用いた近似計算により転輪によって内部で発生する走行抵抗シミュレーションを行なった。さらに、この手法の妥当性を検討するため、計算時の転輪配置と同条件での実証実験を行なった。

#### 3.2 走行抵抗シミュレーション

走行抵抗を力学的に解析するため、履帯走行装置の力学モデル（図3-1参照）を用いて、履帯から転輪に作用した鉛直荷重を求めた。まず、履帯の進行方向の任意点 $P$ までの距離 $x_0$ をラグピッチ $l_0$ から一定の刻み幅で0までラグ1周期分（84mm）変化させて、各転輪の上下変位を算定した。本モデルの特徴は、履帯の鉛直方向のバネ定数がラグピッチを一周期として変化するフーリエ関数 $k(x)$ および $f(x)$ で表現されており、履帯走行部の上下方向およびモーメン

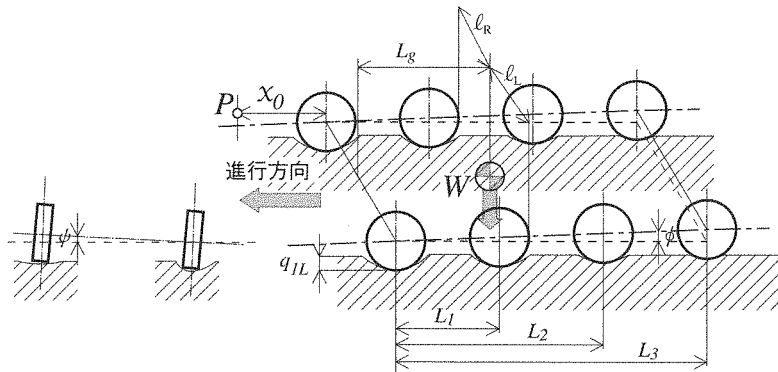


図3-1 ゴム履帯装置における力学モデル  
Fig. 3-1 Mechanical model of the rubber crawler system

トの釣り合い式により機体のピッチング角 $\phi$ 、ローリング角 $\psi$ 、各転輪の沈下量 $q_{i(LorR)}$ を算定しうるものである。これらは以下の式によって与えられる。

$$q_{iR} = q_1 - L_{i-1} \sin \phi \quad (3.1)$$

$$q_{iL} = q_{iR} + l\psi \quad (3.2)$$

$$x_i = x_0 + L_{i-1} \cos \phi \quad (3.3)$$

$$\phi = \frac{q_{iR} \sum_{i=1}^n k(x_i)_R + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R - \frac{l_L}{l} W}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \phi = & \frac{1}{l \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}} \\ & \left\{ \frac{W}{l} \left( l_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} - l_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right) \right. \\ & + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} - \sum_{i=1}^n f(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \\ & \left. - q_{iR} \left( \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right) \right\} \quad (3.5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{iR} = & \frac{\left\{ W(x_0 + L_{i-1}) - \sum_{i=1}^n (f(x_i)_R + f(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) \right\} \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_L \left\{ \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) \right.} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_L (x_0 + L_{i-1}) \left\{ \frac{W}{l} \left( l_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \right. \right. \right. \\ & \left. \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) L_{i-1} \right\} \right. \\ & \left. - l_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right\} + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1}} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_L (x_0 + L_{i-1}) \right. \\ & \left. - \sum_{i=1}^n f(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \right\} + \left( \sum_{i=1}^n f(x_i)_R - \frac{l_L}{l} W \right) \\ & \frac{\left\{ \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \right.}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) L_{i-1}} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right\}} \quad (3.6) \end{aligned}$$

この計算結果による各転輪の上下変位および履帯に対する相対位置 $x_0$ を0からラグピッチまで1mmずつ増加させていき、バネ定数と釣合の式から第 $i$ 転輪に作用した鉛直荷重( $W_i$ )を求めた。次に、求めた各鉛直荷重に対して前章における履帯に対する転輪の転動抵抗を測定した時の鉛直荷重条件(7段階)に近い $n$ 段階目の条件荷重 $Ww_n$ 、および $n+1$ 段階目の条件荷重 $Ww_{n+1}$ ( $\because Ww_n < Ww_{n+1}$ )を選択し、それらの段階における転動抵抗測定結果から、転輪とラグとの相対位置が一致した時点での転動抵抗 $R_n$ 、 $R_{n+1}$ を供試し、式(3-7)により転動抵抗値 $R_i$ を求めた。このように、各転輪の転動抵抗を個々に算出し合計値を走行抵抗と

する走行抵抗シミュレーションを表計算シートを用いて作成した。なお、図3-2にシミュレーションに供試した鉛直荷重別の転輪のゴム履帯に対する転動抵抗の測定結果を示す。

$$R_i = \frac{Ww_i - Ww_n}{Ww_{n+1} - Ww_n} \times (R_{n+1} - R_n) + R_n \quad (3.7)$$

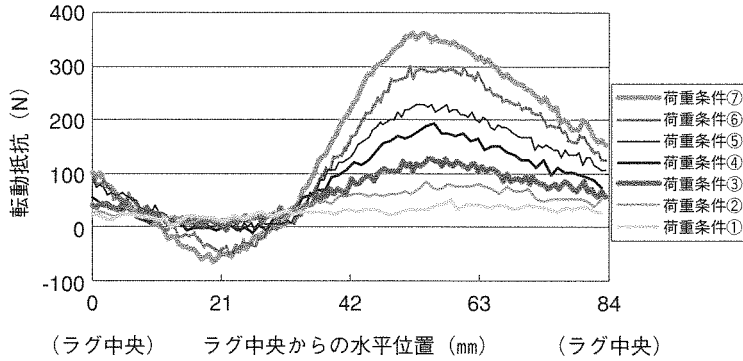


図3-2 鉛直荷重別の転輪のゴム履帯に対する転動抵抗 (転輪径120mm)

Fig. 3-2 The rolling resistances of the track roller on several conditions of vertical forces (track roller diameter: 120 mm)

### 3.3 ゴム履帯走行装置による走行抵抗の測定

#### 3.3.1 実験装置

実験装置は二条刈り自脱コンバインの走行部以外の部位を取り除いた走行装置本体と計測装置によって構成した。図3-3に実験装置の概略図を示す。

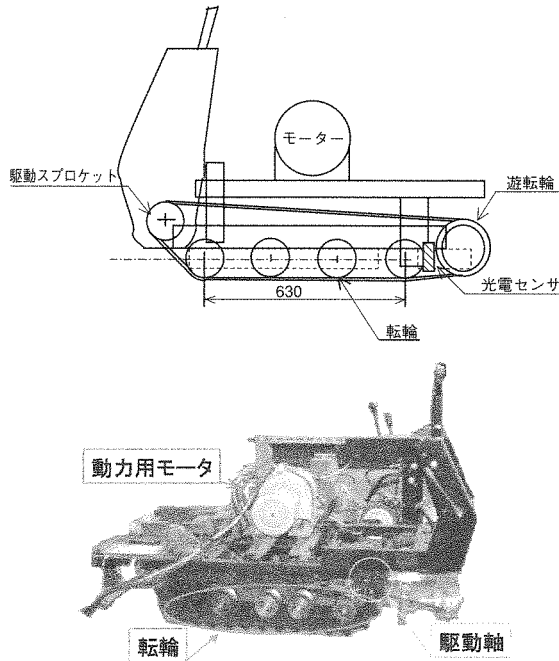


図3-3 実験装置概略図

Fig. 3-3 Schematic diagram of the experimental device

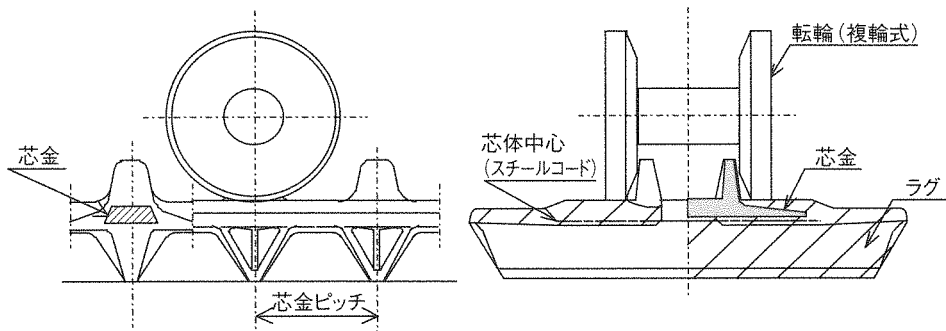


図3-4 一字形ゴム履帯と転輪との接地状態  
Fig. 3-4 Contact state between parallel pattern crawler and track roller

この機体において、左右両駆動軸に走行時に発生する駆動軸トルクを測定できるように、歪みゲージを貼付した。次に、左右履帯内側に光電センサを取り付け、ラグ毎に反射テープを貼付することにより、走行中の機体速度（履帯に対する転輪の回転速度）および左右履帯の転輪に対する相対位置を把握した。走行部では、外径120mmの複輪式転輪を左右4個ずつ計8個、スプロケットは有効半径60mmで歯数5、幅300mm、ラグピッチ84mm、重量275Nの一字形ゴム履帯を供試した。本履帯は、前章において実験に供試した履帯と構造的に同一のものである（図3-4参照）。なお、走行特性を転輪配置によって変化させることができるよう、第二・第三転輪については水平方向の取り付け位置は第一転輪と第四転輪との間で任意に変更可能となるように加工した。さらに、機体の余剰振動を極力小さくするために、供試機の動力源には三相可変モータを採用した。機体総重量は5250Nで、左右履帯中心間距離は690mm、接地長（第一転輪中心から第四転輪中心までの水平距離）は630mmで、重心位置は第一転輪中心から331mm、左履帯中心から345mmの位置であった。なお、履帯の張力については、本機体のマニュアルに記載されていた調整方法に基づき、機体を空中に持ち上げたときの転輪下面から履帯の走行面までの最大距離を35mmとなるように行なった。

### 3.3.2 実験手順

実験は1998年3月九州大学農学部内の水平コンクリート路面上で行なった。第二転輪と第三転輪の位置変更による転輪配置は表3-1に示すような計三種類を設定した。走行速度は当時制御可能であった最低速度（毎秒0.07m）とし、動的な外乱要素を最小限にした。測定項目は左右駆動軸トルクおよび光電センサ信号で、データレコーダに収録後サンプリング周波数10Hz、分解能12BitのA/D変換器でパーソナルコンピュータに入力、駆動軸トルクから換算した走行抵抗のr.m.s.値をすべての転輪配置毎に計算した。走行抵抗値は駆動軸トルクをスプロケットの接線方向の力に変換したものであり、履帯に対して張力として作用する。これによって、走行抵抗シミュレーションにおいて算出した転輪による走行抵抗と同次元で検討することを可能とした。

表3-1 実験に使用した転輪配置

Table 3-1 The experimental conditions of track rollers arrangement

	第一～第二転輪間	第二～第三転輪間	第三～第四転輪間
転輪配置①	210mm	210mm	210mm
転輪配置②	189mm	252mm	189mm
転輪配置③	231mm	168mm	231mm

### 3.3.3 走行抵抗シミュレーション

走行抵抗シミュレーションにおける転輪の数・機体重量及び重心位置については、実車実験における供試車両のデータをそのまま代入した。走行抵抗シミュレーション結果も比較のため、各転輪配置における r.m.s. 値として計算した。

### 3.4 実験結果と走行抵抗シミュレーション結果との比較

実車実験の結果の一例を図3-5に、同転輪配置での走行抵抗シミュレーション結果を図3-6に示す。実測値の結果から、全ての転輪配置において駆動軸に作用した走行抵抗はラグピッチを1周期として変動したことが認められた。また、転輪配置の違いにより、走行抵抗の相違が発生することも確認された。なお、走行抵抗シミュレーション結果と実測値とを比較すると最大で約430Nの差が生じたが、走行抵抗シミュレーションに用いた力学モデルでは転輪に発生する転動抵抗のみを対象としているため、転輪以外による抵抗(履帯の転動抵抗)が考慮されていないためと推察される。そこで、走行抵抗シミュレーションの力学モデルと同一条件で比較を行なうために、転輪以外による抵抗の影響を想定し、これを排除する必要があると推察される。そこで、機体を空中に固定して履帯の空転負荷を測定し、走行抵抗シミュレーションにおいて考慮されていない履帯重量によって駆動輪に作用する負荷について検討した。ただし、走行実験時は履帯重量の半分が路面によって支えられているため、この駆動軸に作用する履帯自重による空転負荷については空転時の半分の負荷が路面走行時に作用していると判断できる。したがって、走行抵抗シミュレーション結果との比較については、実測結果からこの空転時の半分の負荷を差し引くことが、妥当であると仮定した。これについては更なる詳細な検討が必要であるが、本仮定に基づき走行抵抗シミュレーションを行なうと、路面走行時の転輪に発生する抵抗の算出結果が一致した。その算出結果を図3-7に示す。この結果、本シミュレーションは若干の問題は含まれるものの、転輪による走行抵抗について転輪配置を要素とした予測が可能である

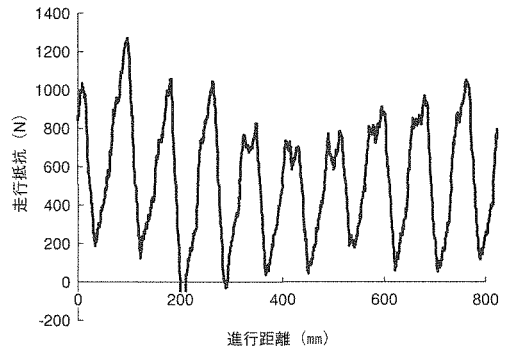


図3-5 転輪配置③における走行抵抗の実測結果  
Fig. 3-5 Experimental result of travel resistance on No. 3 condition arrangement of track rollers

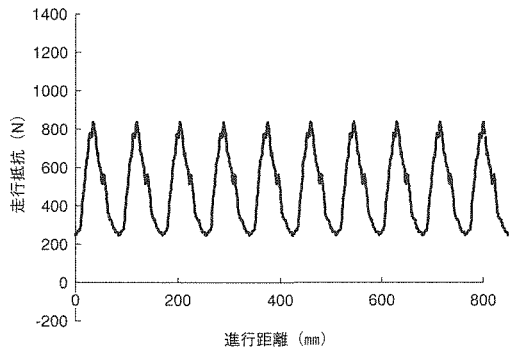


図3-6 転輪配置③における走行抵抗シミュレーション結果

Fig. 3-6 Simulated result of travel resistance on No. 3 condition arrangement of track rollers

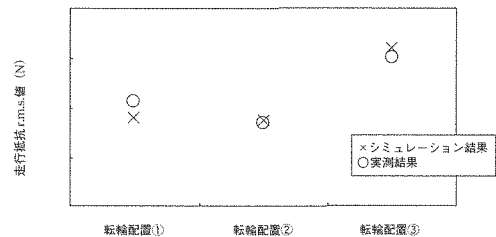


図3-7 転輪配置別の走行抵抗実測結果と走行抵抗シミュレーション結果

Fig. 3-7 The comparison between experimental and simulation results of the travel resistance

と判断した。

なお、実測値において極大値の周期的な変動も併せて認められたが、この周期は履帯の総ラグ数と一致したことから内部構造の影響による履帯張力の周期的変動によって生じたものと推測された。

### 3.5 摘 要

ゴム履帯走行部について履帯走行装置の振動計算における静的力学釣合モデルを用い、走行中に各転輪に作用する鉛直荷重を求めた後、転輪と履帯の相対位置の関係を加えた条件を算出して、前章において計測した転動抵抗近似値を求め、これらを合計して機体内部の転輪部分に発生する走行中の抵抗を算出する走行抵抗シミュレーションを提案した。次に、この結果を検証するため、走行特性の異なる転輪配置を3種類設定し、所要動力と密接な関係を持つと想定される駆動スプロケットトルクを測定する実験を行なった。この測定結果は転輪の転動抵抗と同次元での比較を行なうためにスプロケットの有効径における接線力に換算したが、実測結果及びシミュレーション結果が絶えず変動をするため、双方の値のr.m.s.値を算出して考察に供した。その結果、今回の走行抵抗シミュレーション結果および実機の所要動力について、双方とも大きい方から転輪配置③→①→②の順番となり、同様の傾向を示した。また、転輪配置①においては若干の差異が見られたものの、残りの転輪配置では実測結果と走行抵抗シミュレーション結果がほぼ一致した。従来、内部抵抗は一定であるとの見解があった履帯走行装置において、本実験の結果、内部抵抗の大きな役割を占める転輪の転動抵抗が走行中絶えず変化し、転輪配置によって異なる特性並びに変動量を示すことを改めて確認することができた。この結果によって、走行中に転輪に作用する履帯の内部抵抗として重要と推察される転輪のゴム履帯に対する転動抵抗について、転輪配置の相違を要素とした実機試験の前の良否判断が可能となった。本手法は、ゴム履帯走行装置において内部の走行抵抗を低減するための転輪配置の設計に有用な資料を提供するものと推察され、履帯走行装置の所要動力の削減に寄与する。

## 第4章 左右ラグ位相差のある三次元走行における走行抵抗シミュレーションの妥当性

### 4.1 緒 言

第2章においては、まず剛性平面上を走行する履帯装置内部に発生する走行抵抗について、

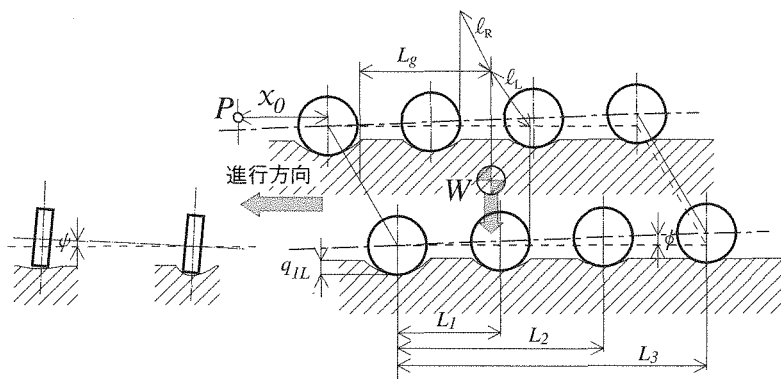


図4-1 ゴム履帯装置における力学モデル  
Fig. 4-1 Mechanical model of the rubber crawler system



履帯に対する転輪の転動抵抗と転輪に作用する荷重との関係を調べた。次いで第3章では走行中に各転輪に作用する鉛直抵抗を算出するための力学モデル(図4-1)を用い、走行抵抗シミュレーションを作成した。本章では、その手法についてさらなる検証を行なうため、力学モデルにおける三次元要素に着目した。即ち、左右履帯のラグ位相差(左右履帯ラグ位置のずれ)を設定して走行負荷測定を行ない、三次元要素を含めた走行抵抗シミュレーションの妥当性について検証した。

## 4.2 検証実験

### 4.2.1 実験装置

実験装置の概略図を図4-2に示す。装置は前章と同一の装置を供試した。

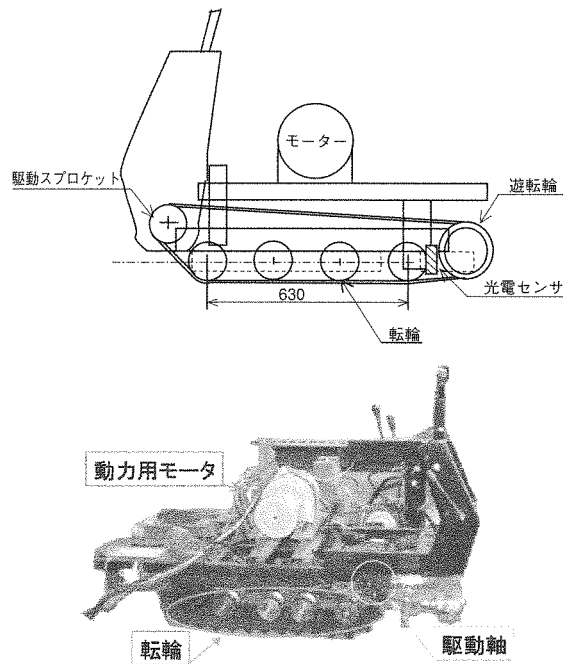


図4-2 実験装置概略図

Fig. 4-2 Schematic diagram of the experimental device

### 4.2.2 実験方法および実験条件

実験は2000年3月九州大学農学部のコクリート水平路面上で行なった。第二・第三転輪の位置を変えることで走行特性が違ふと思われる転輪配置を三種類設定した。(表4-1参照)これらの転輪配置においては、左右の履帯の位相差について21, 42, 63mmの4種類を設定目標値とした。しかし、実際には左右がそろわない設定目標値において、ミリ単位で調整すること

表4-1 実験に供試した転輪配置

Table 4-1 Experimental conditions of track roller arrangement

	第一～第二転輪間	第二～第三転輪間	第三～第四転輪間
転輪配置①	210mm	210mm	210mm
転輪配置②	189mm	252mm	189mm
転輪配置③	231mm	168mm	231mm

は非常に困難であったため、実験においては左右のラグを目標値の付近まで調整した後、左右光電センサの信号により計測時の実際の左右のラグ位置の差を測定することとした。機体の走行速度は0.07m/secとした。測定データは左右駆動軸トルクおよび光電センサ信号で、データレコーダに収録後、サンプリング周波数10Hz 分解能12BitのA/D変換器でパーソナルコンピュータに入力し、計算に供した。なお、駆動軸トルクは前章の時と同様にスプロケットの接線方向の力に換算し、r.m.s.値を算出した。

#### 4.3 三次元走行抵抗シミュレーション

実験結果により確定した左右の位相差、および実験における機体の諸元を入力して、シミュレーションを行なった。なお、シミュレーション結果については、左右の出力を合計値についてr.m.s.値を算出し、実験結果との比較に供することとした。

#### 4.4 実験結果および考察

まず、左右ラグ位相差が0mmと42mmの時の走行抵抗シミュレーション結果例(転輪配置③)を図4-3に示す。両条件のデータを比較した場合、左右位相が一致している位相差0mmに対してラグ半ピッチの位相差を持つ42mmの左右抵抗の合計値が変動幅は狭かったが、その変動周波数は2倍となった。機体の加速度から考慮した場合、変動幅が少ない方が機体進行速度への影響は小さいが、機体のローリングが発生しているため、操縦者に対する影響があるものと推察される。また、遊転輪から駆動スプロケットに至る履帯の空中部分に対する動的な加振力については両者とも少なからず影響を与えるが、その固有振動如何によっては安定性を損ねる。

次に、同一転輪配置において測定した左右位相差が異なる条件下での駆動軸トルクについてスプロケットの有効半径における接線力に換算した例を図4-4に示す。これらの図から、左右の履帯の差が生じた場合には走行負荷の変動幅が変化することが実測値から確認できた。これは、ただ単に左右トルクの挙動差が生じるためだけでなく、左右バランスの変化より、機体がローリング等を起こした結果、図4-4の74mmにおいて見られるように所要動力が平均的に増加したものと推察された。

走行抵抗シミュレーションで光電センサの記録を基に算出しなおした結果と実測結果の双方をr.m.s.値に換算したものを、図4-5に示す。この結果から実測結果の傾向と走行抵抗シミュレーション結果の大小傾向がほぼ一致することが確認された。ただし、左右ラグの位相差がラグピッチの半分に近づいたときに走行抵抗シミュレーション結果と実測結果の間には若干の差が生じたが、これは、転輪が履帯ラグを乗り越える現象が左右で連続して発生したことにより、慣性力が作用してピッチングの変動が計算結果よりも小さくなり、機体の進行における安定性

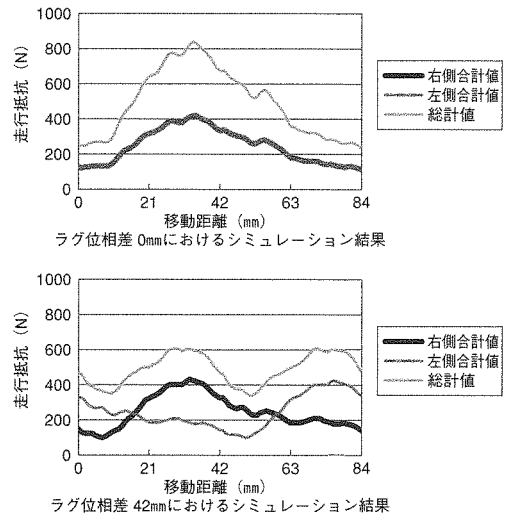


図4-3 左右のラグ位相の違いにおける走行抵抗のシミュレーション結果比較例(転輪配置③)

Fig. 4-3 The comparison simulation results of the travel resistances with the different conditions of difference of lug position (No. 3 condition arrangement of track rollers)

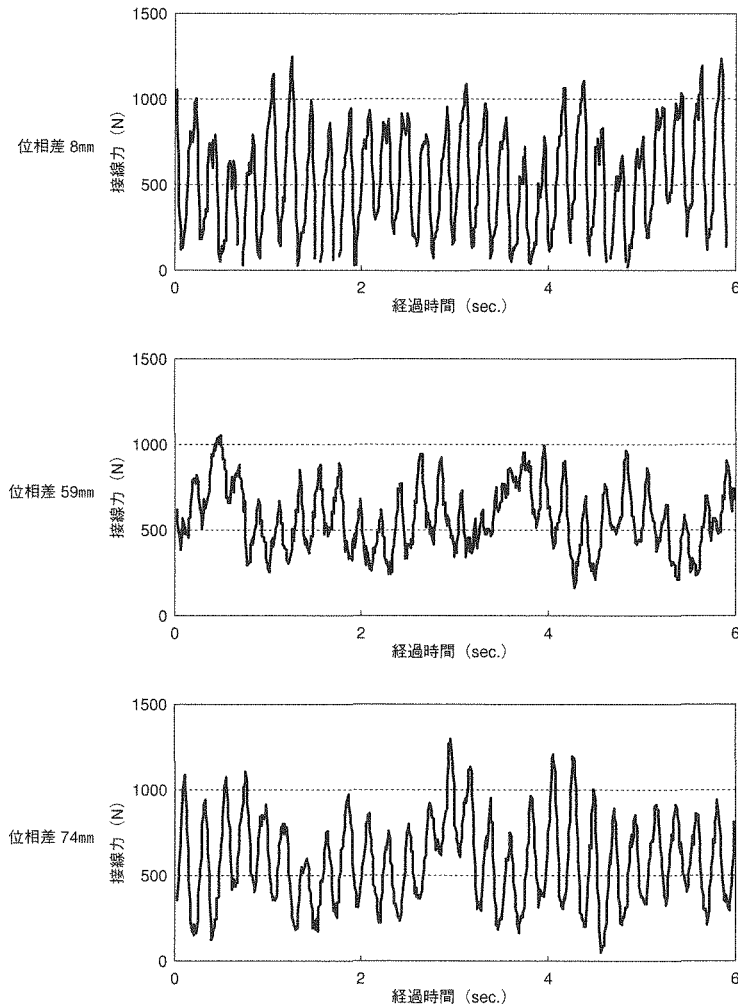


図4-4 左右のラグ位相の違いにおける走行抵抗の実測値 (転輪配置③)  
 Fig. 4-4 The experimental results of the travel resistances with the condition of difference of lug position (No. 3 condition arrangement of track rollers)

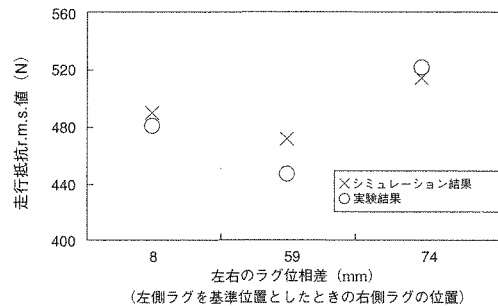


図4-5 左右のラグ位相の違いにおける走行抵抗のシミュレーション結果と実測値 (転輪配置③)  
 Fig. 4-5 The comparison between experimental and simulation results of the travel resistances with the condition of difference of lug position (No. 3 condition arrangement of track rollers)

がシミュレーションより若干良かったものと推察される。

#### 4.5 摘 要

ゴム履帯走行部について履帯走行装置の運行モデルの三次元部分に走行抵抗シミュレーションを対応するために拡張し、左右のラグ位相を数段階変えた条件で行った。その結果、転輪の転動抵抗による内部抵抗は機体の挙動について、左右のラグ位相差によるローリングの影響や、ラグ乗り越えの状況で発生するピッチングの影響を受けて変化することが確認された。履帯車両は走行中に方向を変えるときなど左右の履帯のラグ位相差が絶えず発生している。したがって、履帯走行装置の設計にあたっては、二次元における転輪配置の是非のみならず、左右ラグ位相差が発生したときの走行特性について検討することも必要ではないかと推察される。なお、本シミュレーションは、三次元的な履帯の走行抵抗にも有用であることが明らかとなり、走行抵抗を減らすための転輪配置の設計において、三次元的にも履帯走行装置の所要動力の削減に寄与する。

### 第5章 各転輪に作用する力の測定

#### 5.1 緒 言

第2章～第4章において、転輪に作用する荷重および転輪径の違いなどの条件下でゴム履帯装置内部に発生する転輪の転動抵抗について基礎的なデータを取得し、これを基に走行抵抗シミュレーションを行なった。また、これら転動抵抗の変動の影響が顕著に現れる所要動力に密接な関係を持つ駆動軸の負荷変動について検証を行なった。その結果、転輪配置の相違と駆動軸に発生した負荷変動との相関性について論じることができた。走行抵抗シミュレーション結果についてより詳細な検証を行なう為には、走行中に転輪に作用する鉛直・水平方向の分力を実測することが必要である。

そこで、本章では、走行中の実機における全ての転輪に作用する荷重についての計測法を確立し、機体の釣合方程式および前章までの走行抵抗シミュレーションの結果について、より詳細な検証を行なうことを目的とした。

#### 5.2 実験方法

##### 5.2.1 各転輪に作用する力の計測

履帯走行装置は、履帯の脱落を避けるために複輪式を採用しているものが多い。農用履帯装置ではこれを機体フレームに固定された軸にベアリングを介して設置している。複輪式の転輪はゴム履帯との接触部分が芯金を挟んで両側にある。したがって、転輪に作用する力の大きさを計測しようとする場合、その合力の作用点を特定しなければならない。そこで、作用点の特定および合力の大きさの算定には以下の方法を用いた。

軸上の任意の二点をそれぞれ点A、点Bとする。ただし、点A、点B間の距離については既知とし、これを $L_{AB}$ とする(図5-1参照)。この軸上の任意の点Cに合力 $P$ が

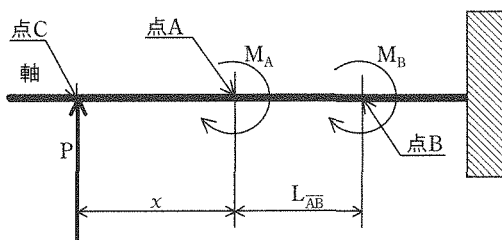


図5-1 転輪軸にかかる力の算出方法についての概略図

Fig. 5-1 The schematic diagram for the method of calculating the forces acting on the track rollers

作用した場合、点A、点Bそれぞれにおいて測定されたモーメントを $M_A$ 、 $M_B$ とすると以下のような2式が成り立つ。

$$M_A = P \times x \tag{5.1}$$

$$M_B = P \times (x + L_{AB}) \tag{5.2}$$

式(5.2)から、 $P$ と $x$ について以下のような式が導かれる。

$$P = \frac{M_B - M_A}{L_{AB}} \tag{5.3}$$

$$x = \frac{L_{AB}}{M_B - M_A} M_A \tag{5.4}$$

したがって、軸上の距離があらかじめ決定されている二点のモーメントを測定することにより作用点および力の大きさを算定した。

### 5.2.2 実験装置

実験装置の主要な部分は前報で使用したものと同一装置を用いた(図5-2参照)。供試した転輪軸は長さ345mm、直径30mmの中実鋼で、転輪と固定用C型鋼との間に上下左右に幅15mmの鉛直・水平面を研削した。これを幅124mmのC型鋼に溶接して固定し、M12ボルト4本で機体に装着できるようにした。なお、各転輪軸には鉛直・水平方向ともにモーメントの測定点を転輪中心位置から70mmおよび145mmの2ヶ所ずつ設け、上下左右4面の測定点1箇所につき2枚ずつ計16枚のひずみゲージを貼付した。詳細を図5-3に示す。この軸を機体の外側の自由端から転輪の幅である長さ120mmの箇所まで直径25mmに切削し、内径25mm外径50mmのボールベアリングを介して転輪を取り付けた。なお転輪は直径120mm、幅120mmの鋼鉄製のものを供試し

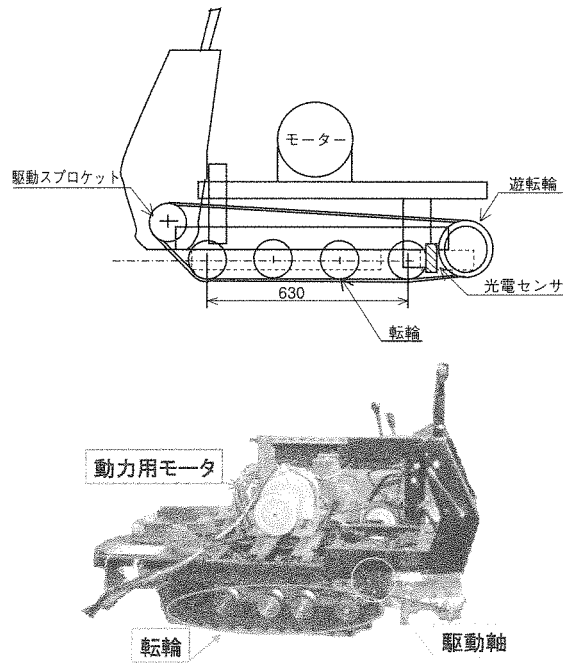


図5-2 実験装置概略図

Fig. 5-2 Schematic diagram of the experimental device

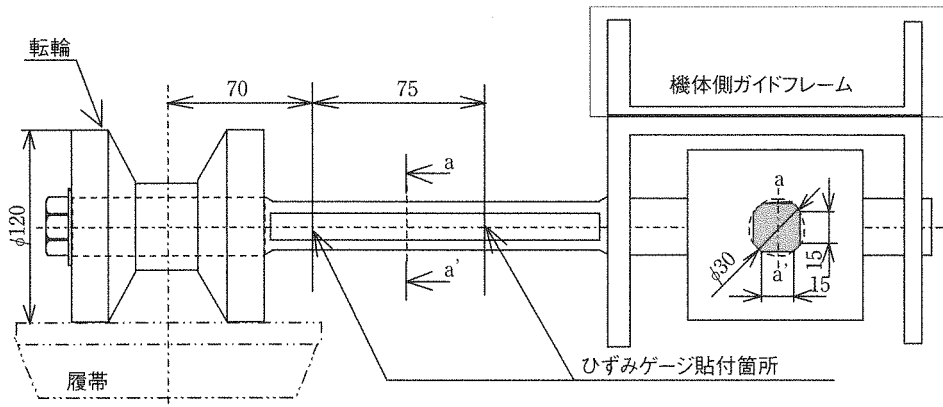


図5-3 転輪の設置状況およびモーメント測定点

Fig. 5-3 Schematic diagram of the track roller and measurement point of the moments

た。また、供試履帯については表5-1にその諸元を示す。

### 5.2.3 実験手順

実験は2001年3月、佐賀大学農学部の実験室内水平コンクリート床上で行った。実験では、第二転輪と第三転輪の位置を前後方向に移動変更することにより、表5-2に示すような各転輪配置を設定し、測定を行った。測定にあたっては転輪に対する履帯の接触・巻き込み等の初期作用力の影響を受けないように実験前に空中に固定した機体の履帯を緩め、転輪に外力がまったく作用しない状態で初期設定を行った。なお、走行前には左右

表5-1 供試したゴム履帯の諸元  
Table 5-1 Specifications of rubber crawler tested

ラグ形状		一文字形
スチール コード	本数	40
	材質	SWRH
	引っ張り強度 (N/本数)	588
芯金の材質		FCD60
ゴム強度 Hs (°)	ラグ側	58±5
	転輪側	73±5
芯金ピッチ (mm)		84
履帯幅 (mm)		300
ラグ高さ (mm)		29
厚さ (mm)		20 (転輪直下)

表5-2 実験に供試した転輪配置  
Table 5-2 Experimental conditions of track roller arrangement

	第一～第二転輪間	第二～第三転輪間	第三～第四転輪間
転輪配置②	189mm	252mm	189mm
転輪配置④	168mm	294mm	168mm
転輪配置⑤	294mm	168mm	168mm

のラグ位相および履帯の接続部は第一転輪に対する相対位置が同じになるように調整した。また、走行速度は3章における実験と同様に毎秒0.07mとし、高速走行による動的な外乱要因を可能な限り除外するようにした。測定データは、右側の4本の転輪軸における鉛直・水平方向の測定点に作用するモーメント、駆動軸トルクおよびラグ位置を示す光電センサ信号で、データレコーダに収録後、サンプリング周波数10Hzにて分解能12BitのA/D変換器によりコンピュータに入力し計算を行った。なお、実験結果については鉛直分力については以下の式による結果との比較を行ない、水平分力については3章でこれらの式を用いて提案した走行抵抗予測シミュレーション方法による結果によって検討を行った。

$$q_{iR} = q_1 - L_{i-1} \sin \phi \quad (3.1)$$

$$q_{iL} = q_{iR} + l\phi \quad (3.2)$$

$$x_i = x_0 + L_{i-1} \cos \phi \quad (3.3)$$

$$\phi = \frac{q_{iR} \sum_{i=1}^n k(x_i)_R + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R - \frac{l_L}{l} W}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \phi = & \frac{1}{l \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}} \\ & \left\{ \frac{W}{l} \left( l_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} - l_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right) \right. \\ & + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} - \sum_{i=1}^n f(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \\ & \left. - q_{iR} \left( \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right) \right\} \quad (3.5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{iR} = & \frac{\left\{ W(x_0 + L_g) - \sum_{i=1}^n (f(x_i)_R + f(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) \right\} \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1}}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_L \left\{ \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) \right.} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_L (x_0 + L_{i-1}) \left\{ \frac{W}{l} \left( l_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \right. \right. \right. \\ & \left. \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) L_{i-1} \right\} \right. \\ & \left. - l_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right) + \sum_{i=1}^n f(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1}} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_L (x_0 + L_{i-1}) \right\} + \left( \sum_{i=1}^n f(x_i)_R - \frac{l_L}{l} W \right) \\ & \frac{\left\{ \sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n k(x_i)_R L_{i-1} \right.}{\sum_{i=1}^n k(x_i)_L \sum_{i=1}^n (k(x_i)_R + k(x_i)_L)(x_0 + L_{i-1}) L_{i-1}} \\ & \left. - \sum_{i=1}^n k(x_i)_R \sum_{i=1}^n k(x_i)_L L_{i-1} \right\}} \quad (3.6) \end{aligned}$$

### 5.3 実験結果および考察

各転輪に作用する鉛直分力・水平分力についての測定結果と釣り合い式および走行抵抗シミュレーション結果についての検討を行った。なお、以下の考察で示す全ての実測結果において、第一転輪は履帯の巻き掛けの影響による力が加わっており走行抵抗シミュレーションと同じ条件下での比較ができないため除外した。

#### 5.3.1 各転輪配置の状況

転輪配置①は前半部（第一・第二転輪）と後半部（第三・第四転輪）の間隔が芯金間距離（84

mm) の3.5倍としており，芯金上通過のタイミングが異なる。なお，第一・第二転輪と第三・第四転輪間距離は芯金間距離の整数倍（2倍）となっており，芯金上を同時に通過する。

転輪配置②は第一・第二転輪間および第三・第四転輪間の距離は芯金間距離の2.25倍とした。また，第二・第三転輪間が芯金間距離の整数倍（3倍）としており，芯金上の通過順序は，第一転輪→第二・第三転輪→第四転輪の順となる。

転輪配置③は第二・第三・第四転輪間の距離が芯金間距離の整数倍（2倍）としており，第一転輪を除く全ての転輪が同じタイミングで芯金上を通過する配置とした。

### 5.3.2 転輪に作用した鉛直分力の状況

各転輪に作用する鉛直分力についての測定結果および計算結果を図5-4～図5-6に示す。鉛直分力において，実測値と計算結果との間には以下のような結果を得ることができた。

- (1) 転輪配置①においては移動距離42mm付近において，第四転輪に作用した荷重が計算結果より約230N減少し，第二転輪については100N弱，第三転輪では140N増加した。しかし，分力の挙動については計算結果と一致する傾向を示した。

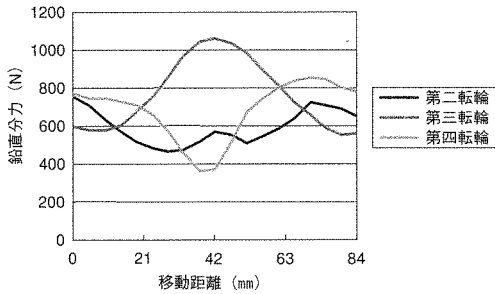


図5-4-1 鉛直分力実測結果（転輪配置②）  
Fig. 5-4-1 Measurement results of vertical forces acting on the track roller in condition 2

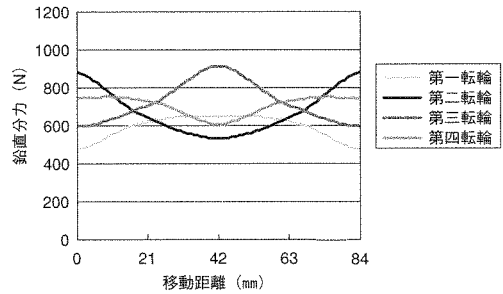


図5-4-2 鉛直分力釣合方程式算出結果（転輪配置②）  
Fig. 5-4-2 Calculation results of vertical forces acting on the track roller in condition 2

### 図5-4 釣合方程式算出結果と鉛直分力実測結果との比較（転輪配置②）

Fig. 5-4 Comparison of vertical forces calculation results and measured results in condition 2

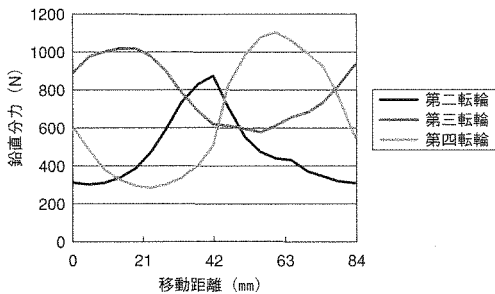


図5-5-1 鉛直分力実測結果（転輪配置④）  
Fig. 5-5-1 Measurement results of vertical forces acting on the track roller in condition 4

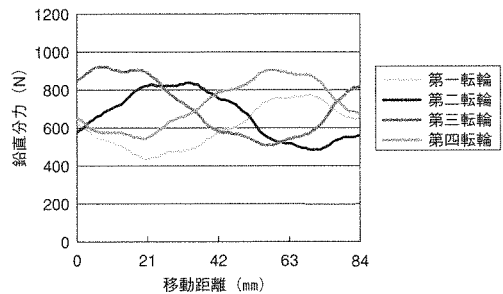


図5-5-2 鉛直分力釣合方程式算出結果（転輪配置④）  
Fig. 5-5-2 Calculation results of vertical forces acting on the track roller in condition 4

### 図5-5 釣合方程式算出結果と鉛直分力実測結果との比較（転輪配置④）

Fig. 5-5 Comparison of vertical forces calculation results and measured results in condition 4



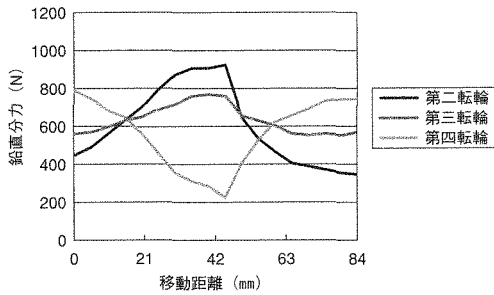


図 5-6-1 鉛直分力実測結果 (転輪配置⑤)  
Fig. 5-6-1 Measurement results of vertical forces acting on the track roller in condition 5

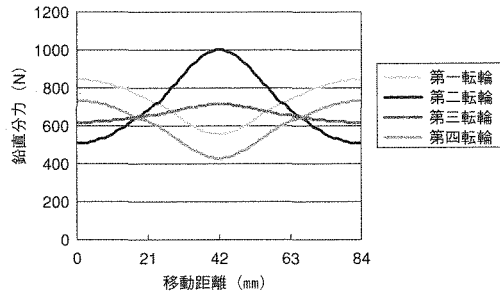


図 5-6-2 鉛直分力釣合方程式算出結果 (転輪配置⑤)  
Fig. 5-6-2 Calculation results of vertical forces acting on the track roller in condition 5

図 5-6 釣合方程式算出結果と鉛直分力実測結果との比較 (転輪配置⑤)

Fig. 5-6 Comparison of vertical forces calculation results and

(2) 転輪配置②においては鉛直分力について変動幅に計算結果と大きな差異が認められた。また、第二転輪では分力の増減タイミングが計算結果と若干ずれる状況を示したものの、移動距離に対する増減はほぼ計算結果と同様の傾向を示し、第三・第四転輪においては分力の平均値 (表 5-3 参照) も計算結果近い値を得られた。これは計算結果において転輪配置①③では第一転輪の分力変動のタイミングが第三・第四転輪と完全に同調しているのに対して、転輪配置②では増減において一番挙動に近い第三転輪とも最大値・最小値の発現に若干のずれが見られることから第一転輪の影響があったと推察される。しかし、これは今回の測定では履帯張力の影響によって検証できないため、新たな測定法もしくはモデルの構築が必要であると思われる。

表 5-3 第三・第四転輪に作用した鉛直分力の平均値 (転輪配置②)

Table 5-3 Average values of the vertical forces acting on the track roller No. 3 and No. 4 (Condition 2)

	シミュレーション値	実測値
第三転輪	604 (N)	590 (N)
第四転輪	722 (N)	733 (N)

(3) 転輪配置③においては第二および第四転輪に作用した分力が移動距離42mm付近においてシミュレーションより若干少なくなったものの、各転輪に作用した鉛直分力の増減挙動はシミュレーション結果と同様の傾向を示した。

なお、各転輪配置において共通した傾向として

(4) 転輪と芯金の相対位置が同調した転輪については、芯金付近を通過するときには重心位置に近い転輪に分力が集中的に発生した。反対に、芯金を外れた場合には各転輪に分力が分散した。

以上のように、転輪に作用する鉛直方向の分力における実機における計測値は、機体の挙動に伴う動的な外乱要素が入っていると思われるものの、シミュレーションによって定性的な傾向を予測できていることが判明した。

### 5.3.3 転輪に作用する水平分力の状況

各転輪に作用する水平分力についての測定結果および走行抵抗シミュレーション結果を図 5-7～図 5-9 に示す。水平分力の計測値は走行抵抗シミュレーション結果と比べた場合、全ての転輪配置においてその変動幅が大きくなる傾向が見られた。以下に各転輪配置における結果を示す。

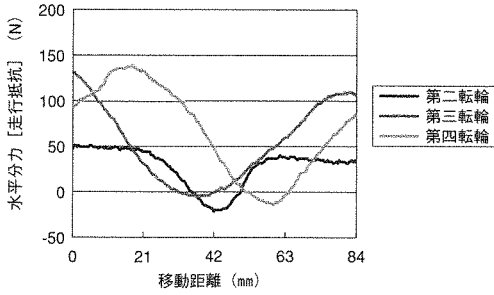


図 5-7-1 水平分力実測結果 (転輪配置②)  
 Fig. 5-7-1 Measurement results of horizontal forces acting on the track roller in condition 2

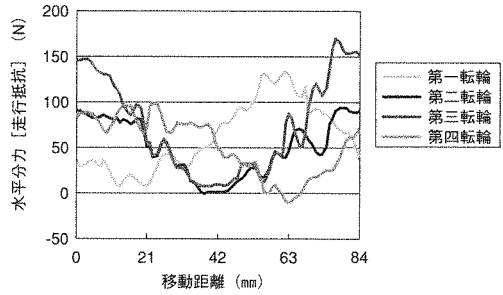


図 5-7-2 走行抵抗シミュレーション結果 (転輪配置②)  
 Fig. 5-7-2 Travel resistance simulation results acting on the track roller in condition 2

図 5-7 水平分力実測結果と走行抵抗シミュレーション結果との比較 (転輪配置②)  
 Fig. 5-7 Comparison of measured results of horizontal forces and simulation results in condition 2

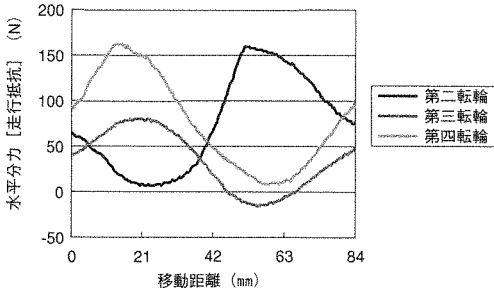


図 5-8-1 水平分力実測結果 (転輪配置④)  
 Fig. 5-8-1 Measurement results of horizontal forces acting on the track roller in condition 4

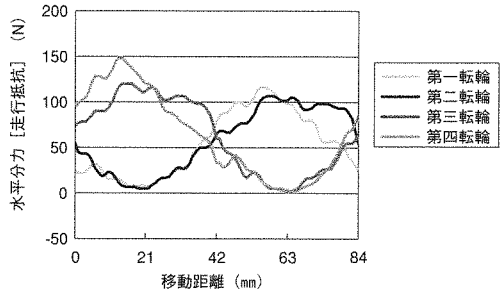


図 5-8-2 走行抵抗シミュレーション結果 (転輪配置④)  
 Fig. 5-8-2 Travel resistance simulation results acting on the track roller in condition 4

図 5-8 水平分力実測結果と走行抵抗シミュレーション結果との比較 (転輪配置④)  
 Fig. 5-8 Comparison of measured results of horizontal forces and simulation results in condition 4

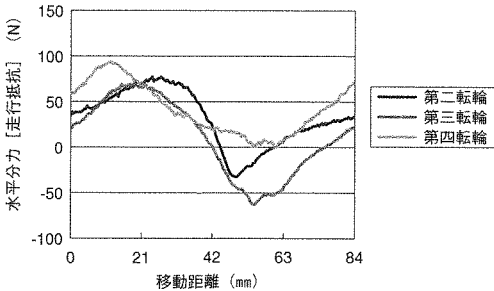


図 5-9-1 水平分力実測結果 (転輪配置⑤)  
 Fig. 5-9-1 Measurement results of horizontal forces acting on the track roller in condition 5

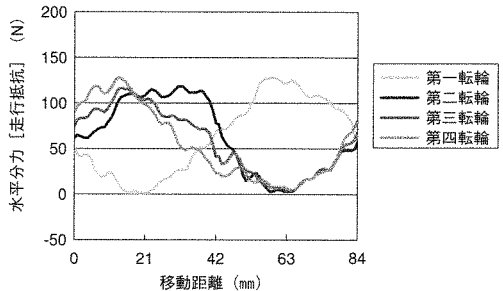


図 5-9-2 走行抵抗シミュレーション結果 (転輪配置⑤)  
 Fig. 5-9-2 Travel resistance simulation results acting on the track roller in condition 5

図 5-9 水平分力実測結果と走行抵抗シミュレーション結果との比較 (転輪配置⑤)  
 Fig. 5-9 Comparison of measured results of horizontal forces and simulation results in condition 5

- (1) 転輪配置①においては走行抵抗シミュレーション結果に対して第三転輪計測値が全体的に低下している点、並びに第二転輪の最大値が走行抵抗シミュレーション結果と差が見られたものの第三及び第四転輪の変動幅並びに全ての転輪の移動距離に対して作用した抵抗の挙動についてはその傾向を定性的に表すことができた。
- (2) 転輪配置②の結果については鉛直分力の影響のためか、三条件の中で実測値と走行抵抗シミュレーション結果に一番差が見られる結果となった。しかし、若干のタイミングのずれはあるものの各転輪に作用した実測結果の増減の傾向は第四転輪の最大値を除いては走行抵抗シミュレーション結果と近いものとなった。
- (3) 転輪配置③については全ての転輪において計測値が走行抵抗シミュレーション結果を下回っており、特に第三転輪の計測値低下が他の転輪より大きくなっている。また、第二転輪における実測値の最小値は走行抵抗シミュレーション結果と若干異なる挙動を示した。しかし、その変動幅及び移動距離に対する増減について、走行抵抗シミュレーション結果は実測値の傾向を定性的に表していると推察される。

水平分力は鉛直分力と密接な関係があり、鉛直分力において計算結果と実測値に若干の差が認められた転輪配置②においては、水平分力でも差が認められたものの、概ね各転輪配置における転輪に作用した水平分力は、走行抵抗シミュレーションによってその傾向を定性的に表すことが可能であると推察される。なお、走行抵抗シミュレーションにおいては、第一報で計測した転輪のゴム履帯に対する転動抵抗測定値（図5-10参照）をそのまま供試したため、計測値よりも若干の変動が認められたものと推察される。

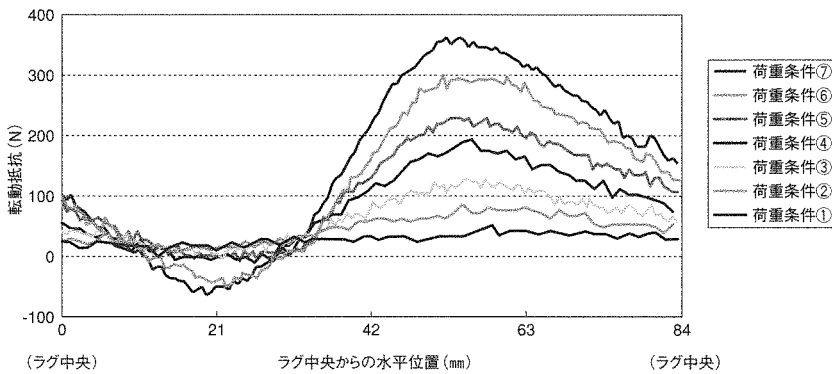


図5-10 鉛直荷重別の転輪のゴム履帯に対する転動抵抗（転輪径120mm）

Fig.5-10 The rolling resistances of the track roller on several conditions of vertical forces (track roller diameter: 120 mm)

#### 5.4 摘要

条件の違う転輪配置を三種類設定して、鉛直分力および水平分力について計算および走行抵抗シミュレーション、さらに実測を行った結果、以下の見解を得た。

- (1) 鉛直分力に関する計算結果は、実測値との比較の結果、若干の差は見られるものの、各転輪に作用する鉛直分力の傾向を定性的にあらわしていることが裏付けられた。
- (2) 水平分力である走行抵抗シミュレーション結果も鉛直分力と同様に実測値と若干の差が見られるものの、その増減傾向について定性的に表すことができた。
- (3) 転輪配置の相違によって各転輪に走行時に発生する分力については、個々の転輪の配置のみならず、機体の挙動や、全ての転輪に発生する分力の相互作用によってその傾向が変化する

ることが確認でき、前報において提案した走行抵抗シミュレーション方法の有効性を改めて確認した。

なお、走行抵抗シミュレーション結果において、一層の高精度化を図るためには

- (1) 動的荷重に対する粘性減衰係数のモデルへの導入。
- (2) 第一転輪における巻きかけに代表される履帯張力のモデルへの導入。
- (3) 走行時における機体挙動の計測。

が必要である。

## 第6章 総 括

農業機械・建設機械・輸送機械に普及・増加しているゴム履帯車両において発生する内部抵抗の低減は走行性向上に不可欠な課題となっている。そこで本論文では特に履帯ラグが大きくその走行性に影響を与えている農用ゴム履帯走行装置における内部抵抗の主要因である転輪の転動抵抗について、その存在を明らかにし、ゴム履帯車両の走行抵抗低減を目指した走行抵抗シミュレーション手法の提案ならびにその有効性について論じたものである。

まず、転輪のゴム履帯に対する転動抵抗についてデータを収集し、転輪径および転輪とラグとの相対位置による転動抵抗の変化およびその要因について検証した。次に、履帯装置の運行モデルを基に走行抵抗と駆動軸トルクにおける負荷変動との関係を把握し、その結果に基づいた走行抵抗シミュレーション手法を提案した。さらに、左右の履帯における位相差が及ぼす影響における走行抵抗シミュレーションの三次元要素に対する拡張を行なった。次いで、各転輪に作用する荷重の測定法を提案し、走行実験によって測定法および走行抵抗シミュレーションの妥当性に関して更なる詳細な検証を行なった。以下に、得られた結果について総括する。

第2章においては履帯走行装置において、所要動力低減のためにその内部で発生する走行抵抗の解明について検討を行った。まず、走行時に内部抵抗に重要な役割を果たすと推測される履帯のバネ定数について、井上他(1990)<sup>46)</sup>の手法を基に圧縮試験を行ない、その直線回帰したバネ定数をフーリエ級数によって補完したデータとして入手した。さらに、走行抵抗の一つとして作用すると推察される転輪のゴム履帯に対する転動抵抗について、転輪に作用する鉛直荷重を7段階設定し、直径が5種類の異なる転輪で測定を行った。その結果、鉛直荷重条件により、転動抵抗の挙動は大きく三つのタイプに分類できることが判明した。鉛直荷重が極端に軽い場合(鉛直荷重条件①)には履帯の変形が発生せず、転輪の転がり抵抗もあまり変化が見られなかった。しかし、鉛直荷重条件⑤までの場合には履帯の変形によると見られる転動抵抗の変動がラグ間中央部において顕著に現れた。つまり、転動抵抗の最大値が鉛直荷重の増加に伴って増加したことが確認された。しかし、荷重の増加に伴って最小値は低下していったものの、この条件下では0を下回ることはなかった。しかし、鉛直荷重条件⑥⑦においては、最小値が負の領域まで低下する現象が確認できた。この負の領域については、履帯の変形によってできた下り傾斜を転輪が転がることで発生したものと推察される。以上のことから、転輪荷重による履帯の変形特性が内部抵抗の発生要因の一つとして重要な役割を持つことが判明し、荷重条件やラグとの相対位置の変化に伴って変動することが確認された。この章における実験結果より、転輪に作用する鉛直荷重やゴム履帯のラグに対する相対位置を基にした転輪の転動抵抗特性について、第3章以降の走行抵抗シミュレーションについての基礎的資料を得ることができた。

第3章では、前章においてゴム履帯に対する転輪の上下動と転動抵抗について測定を行った結果により、転輪荷重による履帯の変形特性が転動抵抗の発生要因であったことから、前章の結果とともに農用ゴム履帯走行部の力学モデルに基づく釣合方程式より、転輪配置と走行特性について転輪の転動抵抗から検討するとともに、走行抵抗シミュレーション方法の提案を行なった。さらに、走行特性が異なると想定された3種類の転輪配置を設定し、走行抵抗と密接な関連をもつ駆動軸トルクにおける負荷変動を計測し、走行抵抗シミュレーション結果の妥当性について考察を行なった。実験結果については、測定結果が常に変動したため、駆動軸トルクから駆動スプロケットの接線方向力のr.m.s.値と走行抵抗シミュレーション結果における転輪の転動抵抗の合計から導いたr.m.s.値を算出し、考察に供した。その結果、提案した走行抵抗シミュレーションにより算定した各転輪に発生する転動抵抗の合計値と、実測値である駆動軸トルクの負荷変動の間に密接な関係が認められ、転輪配置で異なる走行抵抗が理論上定量的に予測することが可能となり、転輪の転輪配置の違いによる走行抵抗の是非についての設計資料を得ることが可能となった。

第4章では、前章までの結果についてさらに検証を深めるため、走行抵抗シミュレーションにおける三次元要素に着目し、走行時の左右履帯の位相差（左右履帯ラグ位置のずれ）が認められた場合の走行抵抗への影響について検証することで、走行抵抗シミュレーションに対する更なる検証を行なった。検証を行なうために左右履帯の位相差を変えた条件を3種類設定し、実走行実験を行なって走行抵抗シミュレーション結果との比較を行なった。その結果、走行抵抗の三次元解析についてもこの走行抵抗シミュレーション結果と測定結果で同様の傾向が得られ、その妥当性が確認された。

第5章では、走行抵抗シミュレーションおよびその基礎となる鉛直方向の釣合方程式について更なる妥当性を検証するために、履帯からの反力となる転輪に作用する荷重を測定するための計測システムを提案し、各転輪に実走行時に作用する鉛直分力並びに水平分力について、特徴が顕著に異なると推定される転輪配置を3種類設定し、実測実験を行なって各転輪軸に作用した鉛直・水平分力の測定結果を基に鉛直方向釣合方程式および走行抵抗シミュレーションの妥当性について検証を行った。その結果、釣合方程式および走行抵抗シミュレーションは実際の傾向を定性的にあらわしていることが改めて裏付けられた。なお、転輪配置による事前の予想とは実測結果および走行抵抗シミュレーション結果とも異なる結果が得られ、転輪配置の走行抵抗についての是非の判断材料として、提案した走行抵抗シミュレーションが有用であることが改めて認められた。

以上のように本論文は、ゴム履帯車両の走行抵抗において内部抵抗の発生要因ならびにゴム履帯車両走行性向上のための設計指針となる走行抵抗シミュレーションの有効性について明らかにしたものであり、走行抵抗の低減ならびに走行の安定性や、剛体路面上での高速走行における資料を提供できるものである。

## 謝 辞

本論文の結びに際し、終始変わらぬご指導及びご鞭撻をいただいた九州大学農学部橋口公一教授には、衷心より謝意を表します。また、九州大学農学部田中俊一郎教授、森 健教授、並びに井上英二助教授にはご高閲と貴重なご助言を賜り、ここに厚く御礼申し上げます。

特に、井上助教授に至っては、九州大学在学のころより長年にわたって親身なご指導・ご助言をいただきましたことにお礼の言葉もありません。

さらに、本研究遂行にあたり、さまざまな便宜を図っていただき、また、適切なお指導・ご助言をいただきました佐賀大学農学部松尾隆明助教授に深く感謝申し上げます。

また、終始ご激励いただきました。佐賀大学農学部小島孝之教授・内田進教授・藤木徳実名誉教授に深く感謝いたします。

最後に本研究にご協力いただいた田代克巳技官、ならびに内地研究及び共同研究において協力いただいた九州大学学生各位、さらに卒論生としてこの研究にご協力いただいた佐賀大卒業生および在学生各位に感謝の言葉を申し上げます。

## 参 考 文 献

1. 建設機械教育研究会：建設機械 (1959), (株)コロナ社, 1-6 8 19-23 221-257
2. 大久保正夫：JIS 機械製図法 (1961), 朝倉書店, 3-217
3. Bekker, M.G. : OFF-THE-ROAD Locomotion (1960), The University of Michigan Press, 6-112
4. 富山国助：微分積分学 (1961), 理工学社
5. C・R・ワイリー (1962)：工業数学<上>, プレイン図書出版
6. C・R・ワイリー (1962)：工業数学<下>, プレイン図書出版
7. 斎藤秀雄：機械力学 (1967), 朝倉書店, 4-55 71-77
8. D. E. Goldman, H. E. Von Gierke：衝撃・振動の人体への影響 (1968), 医歯薬出 5 版, 1-66 72-91
9. 藺村光雄他：新版農業機械学 (1969), 朝倉書店, 58-95 186-193
10. 成田誠之助：システム工学の手法 (1970), コロナ社
11. 宮崎孔友：計測工学 (1972), 朝倉書店, 1-48 105-126 173-235
12. 安部邦雄：塑性加工 (1972), 朝倉書店, 14-23
13. 斎藤秀雄：機械力学 (1973), 朝倉書店, 4-45 122-130
14. 池田善郎, 川村登：コンバインの自動操向装置に関する研究 (1974), 農機誌, 35(4), 368-377
15. 金藤裕治：無人化コンバイン—メカニズムと特性— (1974), 機械設計, 20-5, 117-121
16. 北野昌則他：装軌車両の過渡運動に関する研究 (第1報) (1977), 自動車技術会論文集, 13, 63-69
17. 谷口治, 堀込泰雄：計測工学 (1977), 森北出版(株), 1-60 127-148 182-202
18. 矢島悦次郎他：若い技術者のための機械・金属材料 (1979), 丸善(株), 16-28 63-67 84-102
19. 江崎春雄, 上野正美, 沢村 篤：自脱型コンバインの走行性 (1980), 農機誌42, (4), 589-595
20. 明石 一, 今井弘之：制御工学演習 (1981), 共立出版, 1-96
21. 日野幹雄：スペクトル解析 (1981), 朝倉書店
22. 井上順吉：機械力学 (1982), 理工学社, 1-98 133-171 196-206
23. 堀尾尚志, 居垣千尋, 牧大助：クラブ・ステアリング車による自動耕うんの研究 (第2報) (1983), 農機誌, 44(3), 423-429
24. 坂井 純, 橋口公一, 松尾隆明, 田中栄三郎, 藤木徳実：自脱コンバインの接地部形状と沈下特性に関する基礎的研究 (1984), 農機誌45, (4), 459-466
25. 中原一郎：材料力学—上巻— (1984), 養賢堂, 13-184 195-240 366-392
26. John L. Turner: A Semiempirical Mobility model for tracked Vehicles. (1984), TRANSACTIONS of the ASAE, 990-997
27. 西村功, 川村恒夫, 鬼頭孝治, 荒木誠市：自脱コンバインの操向制御 (1984), 農機関西支部報, 56, 58-59
28. 伊藤信孝他：装軌車両の抵抗軽減のための実用的方法 (1985), テラメカニクス, 第5号, 67-72
29. 伊藤信孝, 中田昌義：旋回時における制動履帯下の接地圧力分布の動的挙動 (1985), テラメカニクス, 第5号, 73-78
30. 木暮敬二, 磯部重光：沈下による装軌車両の走行抵抗について (1986), テラメカニクス第6号, 13-18
31. 近藤 博, 田中信哉, 杉山 昇：履帯の排土抵抗に関する実験的研究 (1986), テラメカニクス第6号, 44-49

32. 篠崎寿夫, 富山薫順, 若林敏雄: 現代工学のための応用フーリエ解析 (1986), 現代工学社, 1-43 54-74 116-136
33. 鎮江農業機械学院主編: 農業機械学 (上下巻) (1986), 松井勝弘先生退官記念出版, 543-587
34. 玉木浩二: パーソナルコンピュータで学ぶ制御工学の基礎知識 (1987), 学界, 3-34 47-54 92-107
35. NEC: BASIC ユーザーズマニュアル
36. NEC: BASIC リファレンスブック
37. 伊藤信孝, 井口信和: 多輪駆動車両の旋回性の向上について (1988), 農機誌, 50(1), 11-18
38. 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 (1988), 農機誌, 50(2), 11-18
39. 近藤 博, 佐藤勝衛, 杉山 昇: 装軌車両の旋回抵抗の実用的解析 (1988), 農機誌50(2), 19-25
40. 伊藤信孝, 王 秀崙: 軟弱地におけるラグの効果に関する一考察 (1988), 農機誌, 50(3), 53-59
41. 笈田 昭: 小型三軸方向力センサによる装軌車両の履板各部に作用する土の反力の測定 (1988), 農機誌, 50(4), 31-39
42. 伊藤信孝, 王 秀崙: 軌間幅とピボット位置が装軌式車両の旋回性能に与える影響について (1988), 農機誌, 50(5), 25-30
43. ヤンマー農機(株): ヤンマーディーゼルコンバインパーツカタログ NPC-2067 (1989)
44. 北野昌則, 渡辺啓二, 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 (1989), 農機誌, 51(3), 15-22
45. 坂井 純, 松尾隆明, 井上英二, 稲葉繁樹: コンバインゴム履帯の挙動特性と設計理論研究 (第1報) - ラグの運動解析 - (1989), 農機誌, 51(3), 41-48
46. 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹: 農用ゴム履帯走行部の振動特性に関する基礎的研究 (第1報) (1990), 農機誌, 52(2), 27-34
47. 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹: 農用ゴム履帯走行部の振動特性に関する基礎的研究 (第2報) (1990), 農機誌52, (4), 29-36
48. 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹: 農用ゴム履帯走行部の振動特性に関する基礎的研究 (第3報) (1990), 農機誌, 52(5), 11-18
49. 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹: 農用ゴム履帯走行部の振動特性に関する基礎的研究 (第4報) (1990), 農機誌, 52(6), 19-26
50. T.Matsuo, J.Sakai, E.Inoue, S.Inaba: Research on the lug motion characteristics of the agricultural rubber crawler (1990), Proceedings of the International Agricultural Engineering Conference and Exhibition 1990, 259-268
51. 鬼頭孝治, 西村 功, 川村恒夫: 自脱コンバインの最適走行制御 (第1報) - 旋回角制御システムと制御特性について - (1991), 農機誌, 53(2), 63-70
52. 鬼頭孝治, 西村 功, 川村恒夫: 自脱コンバインの最適走行制御 (第2報) - 一回行制御と最短距離制御について - (1991), 農機誌, 53(6), 59-66
53. 井上英二, 鹿島潤, 坂井純, 井手治, 稲葉繁樹: 自脱型コンバインの位置振動加速度の6自由度成分計測 (1991), 農機九支誌, 40, 12-18
54. 坂井純, 井上英二, 鹿島潤, 梅田直円: 農用履帯走行部の振動加速度の6自由度成分計測法に関する研究 (1991), 第50回農機学会年次大会講演要旨, 55-56
55. 自動車技術会ハンドブック, 試験・評価編 (1991), 自動車技術会
56. 河西朝雄: Quick BASIC 初級プログラミング入門 (上) (1991), (株)技術評論社
57. D.E.Newland 著, 坂田勝・木村康治共訳: 不規則振動とスペクトル解析 (1991), (株)オーム社, 1-55 103-183 247-292
58. 藤村安志: 電気・電子回路入門 (1991), 誠文堂新光社
59. 景山克三: 自動車の操縦性・安定性 (1992), 山海堂
60. 上山直彦: モータエレクトロニクス入門 (1992), (株)オーム社, 1-16 159-176
61. 鬼頭孝治, 西村 功, 川村恒夫: 自脱コンバインの最適走行制御 (1993), 農機誌, 55(3), 119-124
62. 井上英二, 鹿島 潤, 坂井 純, 井手 治: 農用ゴム履帯車両の振動加速度の6自由度成分計測 (1993), 農機誌, 55(5), 3-10
63. 渡辺啓二, 北野昌則, 池ノ本八郎: 傾斜地における装軌車の操舵特性について (1993), 農機誌, 55(5),

11-18

64. Noguchi, R., Kinoshita, O., Nakano, K., Inoue, E.: Parameter Identification for the Tractor Dynamic Model by use of a Forced Vibration Experiment (1993), Proceeding of ICAM & PE 93, Seoul, Korea (IV), 1117-1126
65. Kashima, J., Inoue, E., Inaba, S., Sakai, J., Kim, Y.K.: Studies on vibration characteristics of the rubber crawler—Dynamic characteristics of the fixed track rollers and movable track rollers—(1993), Proceeding of ICAM & PE 93, Seoul, Korea (IV), 1186-1195
66. Matsuo, T., Inaba, S., Sakai, J., Inoue, E.: Studies on Design Theories of the Rubber Crawler for a Farm Machinery (1993), Proceeding of ICAM & PE 93, Seoul, Korea (IV), 1202-1211
67. 長松昭男他：ダイナミクスハンドブック (1993), 朝倉書店
68. 室 達朗：テラメカニクス—走行力学— (1993), 技報堂出版, 31-102 107-235
69. 北野昌則, 渡辺啓二, 藤島明宏, 篠村和也：装軌車の超堤運動の基礎的研究(1993), テラメカニクス, 13, 67-74
70. 室 達朗, 森岡亨一, 吉岡伸朗：牽引作業時における履带式車両の旋回性能(1994), テラメカニクス, 14, 1-6
71. 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 白 捷：履带式車両の旋回性について—超信地旋回と信地旋回— (1994), テラメカニクス, 14, 7-11
72. 森山直樹, 木暮敬二：履帯による土の変形と走行抵抗の基礎的実験 (1994), テラメカニクス, 14, 13-18
73. 北野昌則, 渡辺啓二, 篠村和也, 村松建夫：ゴム履帯の内部走行抵抗に関する研究 (1994), テラメカニクス, 14, 19-26
74. 室 達朗, 森岡亨一, 吉岡伸朗：リッピング作業時における履带式車両の接地圧について (1994), テラメカニクス, 14, 33-38
75. 伊藤信孝, 鬼頭孝治：建設機械関連の研究紹介 (1994), テラメカニクス, 14, 111-117
76. 北野昌則, 渡辺啓二, 篠村和也, 藤島明宏：装軌車の超堤運動について (1994), 農機誌, 56(2), 23-31
77. 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 白 捷：履带式車両の旋回性の評価について (第1報) —超信地旋回と信地旋回— (1994), 農機誌, 56(6), 11-16
78. 井上英二, 坂井 純, 武智貫太, 上島徳弘, 稲葉繁樹, 金 暎根：農用履帯車両の自律走行に関する基礎的研究 (1994), 農機九支誌, 43, 9-12
79. 鹿島 潤, 金 暎根, 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹：可動転輪と固定転輪を有するゴム履帯車両の振動特性に関する研究 (1994), 農機九支誌, 43, 19-24
80. 相沢文雄：Visual Basic for Windows リファレンスブック (1994), ナツメ社
81. 鈴木浩平：例題で学ぶ振動工学 (1994), 丸善, 1-30 43-66
82. エクスメディア：Excel5.0 for Windows Quick Reference 関数編 (1994), ソフトバンク株
83. 坪島茂彦, 中村修照：モータ活用マニュアル (1994), (株)オーム社, 3-21 99-162
84. 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 白 捷：履带式車両の旋回性の評価について (第2報) —ピボット旋回の効果について— (1995), 農機誌, 57(1), 1-8
85. 稲葉繁樹, 松尾隆明, 井上英二：自脱型コンバインの動力負荷に関する基礎的研究 (1995), 佐賀大学農学部彙報第78号
86. 白 捷, 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 王 秀崙：履带式車両の旋回性の評価について (第3報) —信地旋回と緩旋回の比較— (1995), 農機誌, 57(4), 3-9
87. 渡辺啓二, 北野昌則, 柿野忠嗣：傾斜地における装軌車の等高線走行 (1995), 農機誌, 57(4), 11-16
88. 渡辺啓二, 北野昌則, 柿野忠嗣, 片平辰義：傾斜地における装軌車の斜面横行特性(1995), 農機誌, 57(5), 13-21
89. 白 捷, 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 王 秀崙：履带式車両の旋回性の評価について (第4報) —各種旋回方式とコンバインの作業効率— (1995), 農機誌, 57(5), 23-30
90. 稲葉繁樹, 松尾隆明, 井上英二, 橋口公一, 鹿島 潤：ゴム履帯における転輪の転動抵抗に関する研究(1995), 農機九支誌, 44, 6-9
91. 井上英二, 上島徳弘, 梶原康一, 橋口公一, 稲葉繁樹, 金 暎根：農用履帯車両の自律走行に関する研究 (第2報) (1995), 農機九支誌, 44, 10-14
92. 白石修二：例題で学ぶ Mathematica [数学編] (1995), 森北出版(株)



93. 浜田徳積：近似式のプログラミング (1995), 培風館, 1-41
94. 渡辺啓二, 北野昌則, 加藤久朋, 角野 守：ゴムクローラの走行特性について (1995), テラメカニクス, 15, 25-32
95. 井上英二, 梶原康一, 川尻伸也, 橋口公一, 稲葉繁樹, 金 映根, 崔 重燮：農用履帯車両の自律走行に関する研究 (第3報) (1996), 農機九支誌, 45, 12-16
96. Noguchi, R., Nakaono, K.: Parameter Identification for Torque Curve of Rotary Tillage (1996), J. of JSAM, 58 (6), 79-88
97. S.Inaba, T.Matsuo, E.Inoue, J.Kashima: Studies on the characteristics of the required power of the rubber crawler system (1995), Proc. of the 4th Asia-Pacific Regional Conf. of ISTVS, 281-288
98. 農業機械学会編：生物生産機械ハンドブック (1996), コロナ社, 354-365 611-629
99. 石村園子：すぐわかるフーリエ解析 (1996), 東京図書, 2-167
100. 稲葉繁樹, 井上英二, 松尾隆明, 橋口公一, 山中捷一郎：ゴム履帯の走行抵抗に関する研究 (第1報) (1997), 農機誌, 59(6), 11-17
101. 上野正実, 鹿内健志他：走行車輪の沈下挙動に関する基礎的研究 (1997), テラメカニクス, 17, 1-6
102. 江口忠臣：ばね要素を考慮したタイヤモデル (1997), テラメカニクス, 17, 19-24
103. 室 達朗, 三好宗仁他：履帯式車両およびローラによるまさ土地盤の振動締固め効果 (1997), テラメカニクス, 17, 25-30
104. 室 達朗, トラン ダン タイ：砂質地盤における履帯式車両の旋回性能に関する研究 (1997), テラメカニクス, 17, 31-37
105. 高野康悦, 渡辺啓二, 北野昌則他：前方注視モデルによる装軌車両の操縦安定性評価 (1997), テラメカニクス, 17, 39-44
106. 室 達朗, 三林貴宏, 宝田 要：まさ土の振動転圧における履帯式車両とローラのかぶり幅の比較(1998), テラメカニクス, 18, 29-34
107. 室 達朗, トラン ダン タイ：砂質地盤における剛性履帯式車両の旋回性能に関するシミュレーション解析 (1998), テラメカニクス, 18, 41-48
108. 渡辺啓二, 北野昌則他：操舵式装軌車の旋回特性に及ぼす駆動力・速度配分制御の影響 (1998), テラメカニクス, 18, 49-52
109. 伊藤信孝, 福島康晴：旋回抵抗軽減のためのグロウサ設計コンセプト (1998), テラメカニクス, 18, 59-64
110. 深川良一：成功したテクニカルコンペの試み (1998), テラメカニクス, 18, 113-117
111. 野口良造, 井上英二, 中野和司：農用ゴム履帯走行部の動的パラメータの同定 (1998), 農機誌, 60(1), 7-17
112. 石川文武：人体の計測とその応用-外的負荷を受けた生体反応の計測と評価- (1998), 農機誌, 60(4), 83-87
113. 川口輝久, 河野勉：かんたんプログラミング VisualBasic 5 基礎編 (1998), (株)技術評論社
114. 鹿内健志, 久木田徹, 橋口公一, 上野正実：耕盤のある圃場における支持力のすべり線解析 (第3報) (1999), 農機誌, 61(1), 75-80
115. Desrial, Nobutaka ITO : Method for Determining the Specification of Rubber Track with Circular Grousers (1999), 農機誌, 61(4), 95-102
116. 井上英二, 紺屋秀之, 平井康丸, 橋口公一, 野口良造：農用ゴム履帯走行部の動的パラメータの同定(2000), 農機九支誌, 49, 1-6
117. S. Inaba, A. Takase, E. Inoue, K. Yada, K. Hashiguchi: Study on Application of Neuro-Computer to Nonlinear Factors for Travel of Agricultural Crawler Vehicles (2000), The Third International Conference on Agricultural Machinery Engineering Proceedings Vol. II of III, 124-131