

## 水田圃場におけるコンバイン・ゴムクローラの 走行性に関する研究

松尾 隆明・坂井 純\*・橋口 公一\*

(農業機械学教室)

昭和61年10月27日 受理

### Trafficability Tests for Rubber Crawlers of Japanese Combine Harvester on Paddy Fields.

Takaaki MATSUO Jun SAKAI and Koichi HASHIGUCHI

(Laboratory of Agricultural Machinery)

*Received October 27, 1986*

#### Summary

The trafficability of a combine harvester with rubber crawlers was studied by an in situ test in a paddy field, and main mechanical parameters, i. e., a driving/braking/turning torque, a sinkage and a turning radius were elucidated by this test.

The following results were obtained:

- 1) The values of driving torque during harvesting was not affected by the traveling speed, and the average was about 10kg·m.
- 2) The values of driving torque during backward driving was, presumable because of the angle and shape of lug, larger than the values during forward driving.
- 3) The values of driving torque during turning was larger than the total sum of values of driving torque of right and left crawlers during straight-forward driving, it may be attributed the turning resistance. The methods for calculation of turning moment was clarified, and the calculated results were shown for the forward/backward driving.
- 4) Sinkage of the driving crawler was larger than that of the braking crawler during forward driving. On the other hand, the inverse result was obtained during backward driving.
- 5) The larger the sinkage, i. e., the lower the turning speed, the smaller is the turning radius. Also, the turning radius during forward turning was smaller than the one during backward turning.
- 6) Driving torque, sinkage and turning radius are possibly affected by soil discharging characteristics depending on the lug pattern.

---

\* 九州大学農学部

## I. 緒 言

近年、我国において開発された自脱型コンバインは、欧米の普通型コンバインに見られない独特のゴム製履帯を装備している。本コンバインは、現在、我国水田の7割以上の刈取作業に普及、活用されている。これまでトラクタの走行性あるいはコンバインの走行性に関する報告は多く見られる<sup>1)~5)</sup>。一方コンバイン実機の現場圃場における走行性については解決すべき諸問題が残されている。そこで本研究では、この自脱型コンバインのゴムクローラ走行性を確立する第一歩として、コンバイン実機を供試して圃場試験を実施し、その走行性に関する履帯の駆動トルク、沈下量、旋回半径等の基本的力学的諸量の実測を行ったものである。なお、特に旋回に対する抵抗を評価する基本量としての旋回抵抗モーメントに関して、制動トルク、旋回半径等の諸量に対する関係式を導き出し、これらの諸量の測定による本モーメントの算出結果をも示した。

## II. 試験圃場・供試機

1. 試験圃場 水稻うるち・アソミノリ(1980年6月9日播種、同29日2条田植機にて田植；平均株間18.3cm, 平均条間32cm, 平均草丈65cm, 平均一株本数20本)の植生する水田(植壤土, 平均耕深22cm, 平均含水率60%, 深さ5cmにおけるコーン指数7kgfにおいて、1980年9月9日~14日の6日間にわたって走行性試験を行った。なお図1は供試圃場のコーン指数の測定結果を示す。

2. 供試機 表1に機体仕様を示す。なお図2, 3にクローラ走行部およびゴムクローラの

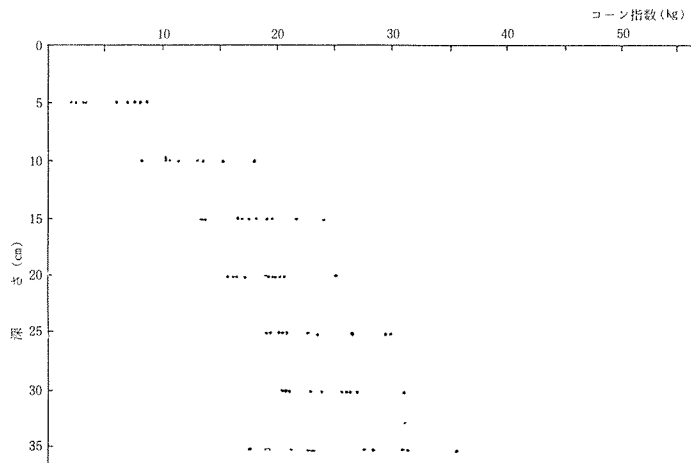


図1 土壤条件(コーンペネトロメーターによるコーン指数)

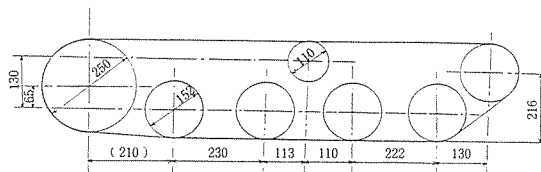


図2 クローラ走行部の概略図

表1 機体仕様

寸法	全長 (mm)	2840												
	全幅 (mm)	1630												
	全高 (mm)	1740												
重量 (kg)		990												
エンジン	形式	2HS72												
	最大出力/回転速度(PS/rpm)	13.5/2800												
刈取部	刈幅 (mm)	770 (デバイダ先端)												
	刈高さ調節 (cm)	5~15 (油圧式)												
走行部	履帯方式	エンドレス・ゴム・クローラ												
	履帯幅×接地長 (mm)	330×910												
	履帯中心距離 (mm)	730												
	最低地上高 (mm)	160												
変速部	操向装置	操向クラッチとブレーキ併用												
	段数	前進9段・後進3段												
速	速度 (m/s)	前進									後進			
		低			高			走			低	高	走	
		1	2	3	1	2	3	1	2	3				
		0.27	0.39	0.48	0.44	0.62	0.76	0.73	1.03	1.27		0.27	0.44	0.73
脱こく方式		専用自脱												
抜胴径×幅 (mm)		420×650												
選別方式		4段式揺動、唐箕、吸引併用												
作業能率(a/hr)		10~15												
適応作物全長 (cm)		60~130												
倒伏適応性		倒伏角70°以下												

概略図を示す。

### III. 試験方法

#### 1. 測定項目および測定法

i) 履帯駆動軸トルク：左右の駆動軸にクロスゲージを各々2対貼付し、4枚ゲージ法によりストレインメータで検出し、データレコーダに集録した。(図4参照)

ii) 駆動軸回転数：左右の駆動軸に一回転当たり1個のパルスが発生するリレースイッチを取り付けて、これらのパルス信号を検出した。

iii) 走行速度：10m 区間走行における通過時間をストップウォッチにより計時し、走行速度とした。

iv) 沈下量：直進時の沈下量は、機体左側に取り付けられた差動変位計を圃場面に敷いた平板面に接触、追従させ、この信号をデータレコーダに集録した(図5参照)。一方、旋回時の沈下量は旋回終了直後に定規により測定した(図6参照)。

v) 旋回半径：旋回終了直後に両履帯中心軌跡の半径を定規により測定した。

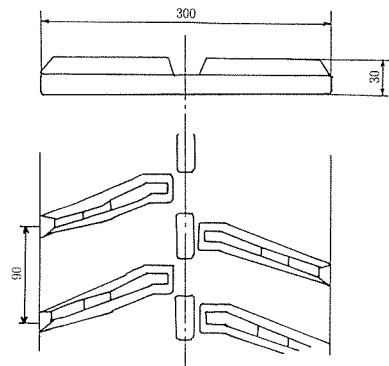


図3 ゴムクローラの概略図

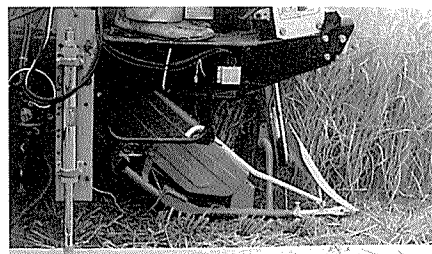


図4 トルク測定用スリップリングおよび沈下量測定用差動変位計取付状態



図5 直進時の沈下量測定状況

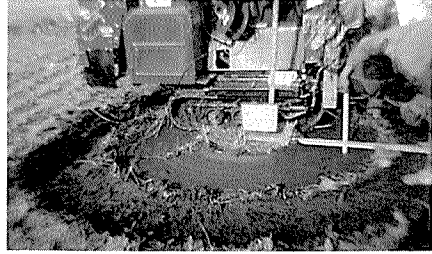


図6 旋回後の沈下量測定状況

2. 測定条件 各走行状態で次のように変速ギヤ（標準速度については表1参照）を設定して、測定を行った。

- i) 刈取り直進：低1，低2，低3，高1，高2，高3。以下は全て刈取り跡地におけるものである。
  - ii) 前進：低1，低2，高1，高2
  - iii) 後退：低，高，走
  - iv) 前進旋回：低1，低2，高1，高2にて左，右旋回
  - v) 後退旋回：低，高，走にて右旋回
- なお，旋回は全て片側完全制動とした。

#### IV. 試験結果および考察

前述の測定法により得られた試験結果を図7～20に示す。なお，トルクについては，データレコーダに集録した波形をデータ解析装置を通してX-Yレコーダにプロットさせるとともに，その平均値を算出させた。図7にX-Yレコーダで描いたトルク波形の一例（刈取・高1）を示す。本波形は周期的変動を示しているが，これは主にsprocketの歯と履帯中央部の切込みが新たに噛合う時に生じるトルク変動である。以下に述べるトルクは上記の平均トルクを意味する。

i) 刈取り（直進）時 図8に示すように，左右駆動軸トルクともに速度の影響は余り見られず，10kgf・m内外である。しかし，0.5m/sec付近で最低値を取り，これより低速でも高速でも僅かにトルクが上昇する傾向が見られる。これは，低速の場合には，土壌変形の時

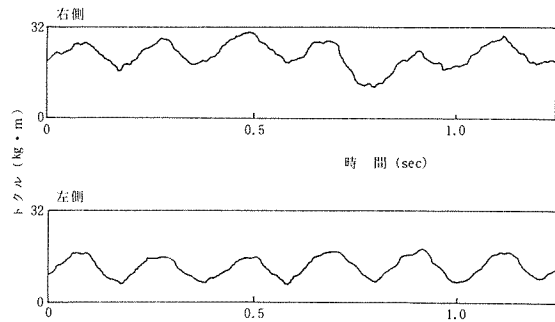


図7 刈取（高1，0.43m/sec）時のトルク波形

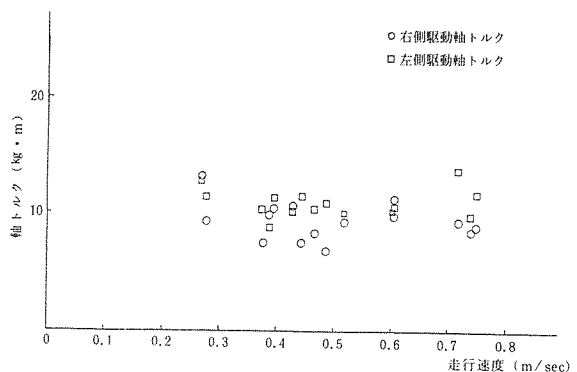


図8 刈取時の走行速度—駆動軸トルクの関係

下が大きくなり、履帯前方土の圧縮、排除における走行抵抗が上昇することによると思われる。ただし、砂質土のような時間依存性の低い圃場においては、クリープ沈下は少なく沈下量は速度に余り影響されないの、むしろ前方土を圧縮、排除するさいの慣性抵抗により逆に、高速であるほど大きな駆動トルクを要すると思われる<sup>6)</sup>。一方、本実験で0.5m/sec以上になると駆動トルクが大となっているのは、クリープ沈下は減少する反面、それ以上にデバイダ、刈刃が稲穂を押圧するさいの慣性抵抗が増大することによると考えられる。

なお、僅かながら左側駆動軸トルクが右側のそれを上回っている。これは、空転トルクから判断して、走行部クローラの張り状態が左側が強かったことと、機体の左側にあるデバイダや刈刃に稲稈からの抵抗が作用したことや計測器(ストレンアンプ、データレコーダ)約40kgを中央よりやや抜胴(機体の左側配置)よりの機体上部に積載したことによる重心移動の影響と思われる。

ii) 前進時 図9に示すように、左右駆動軸トルクとも約7 kgf・mで刈取り時に比較して低い値になっているとともに、高速になるに従い、ややトルクが低下する傾向が見られる。これは、本場合にはデバイダ、刈刃に稲稈からの水平抵抗が作用しないことによると考えられる。なお、刈取り時とは逆に、左側駆動軸トルクが右側のそれをやや下回っているが、これは、刈取り時に機体の左側を搬送、脱穀される稲稈、籾が存在しないゆえ、右側履帯の分担荷重が左側のそれを上回ることによると思われる。



図11 前進走行後の圃場面

iii) 後退時 図10に示すように、左、右駆動軸トルクともに、前進時におけると同様の傾向が見られるが、全般的に本場合のトルクが僅かながら大である。これは、ラグ角度、形状等が前進時では排土する作用をし、後退時では逆に、土をラグ中心部に集める作用をするため、走行抵抗が大きくなり駆動トルクが大きくなるものと思われる。なお、建機、軍用車両等は履帯の張り側が接地する後部駆動であるのに対して、現在、普及している自脱コンバインの殆んどは前部駆動である。所要動力の面では、後部駆動が好ましいと考えられるが、この点については、作業形態、機体構成の面をも考慮した今後の検討が必要である。

なお、以上の直進状態においては、図11に見られるように履帯沈下量はおよそ1cmの微小であり、また、刈取、前進、後退

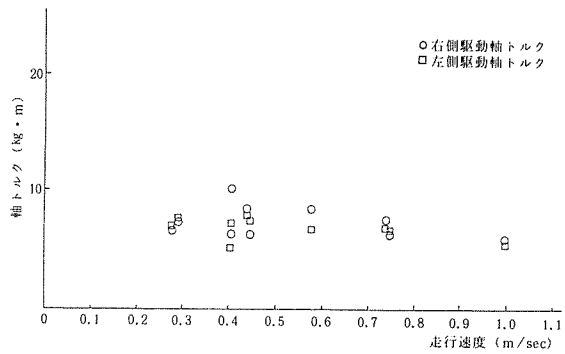


図9 前進時の走行速度一駆動軸トルクの関係

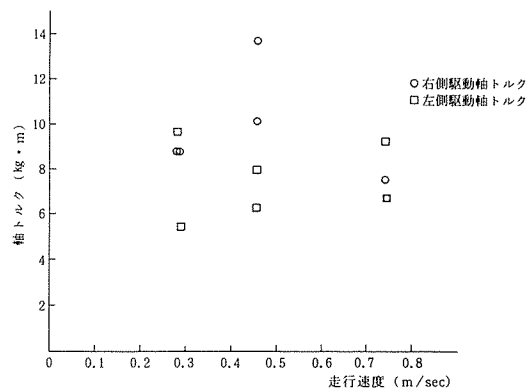


図10 後退時の走行速度一駆動軸トルクの関係

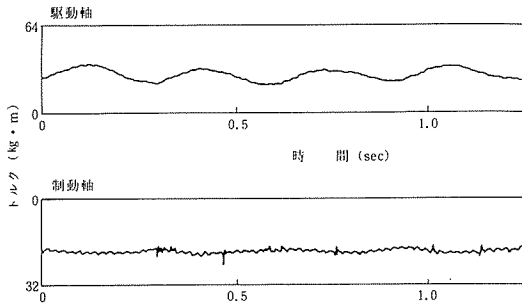


図12 前進右旋回 (低1, 0.25m/sec) 時のトルク波形

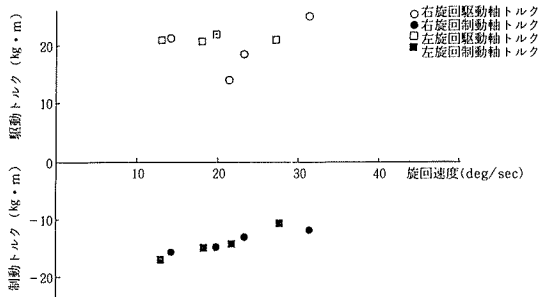


図13 前進旋回時の旋回速度一軸トルクの関係

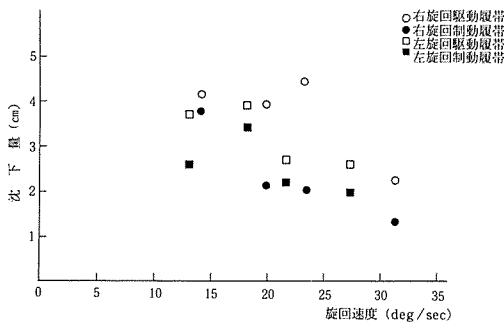


図14 前進旋回時の旋回速度一沈下量の関係

あるいは左, 右で有意な差は認められなかった。

iv) 前進旋回時 図12に例示 (右旋回, 低) しているように, 駆動トルクは直進時と同様のトルク変動が見られるが, 本試験では片側完全制動であるので, 制動トルクにはスプロケットとの噛合いによる大きな変動は見られない. 図13には, 単位時間当りの機体回転角を意味する旋回速度に対する駆, 制動トルクの関係を示しているが, 駆動トルクは約21kgf・m, また制動トルクは約-14kgf・mで, いずれも絶対値は前進時を上回っており, 特に, 駆動トルクは前進時の左, 右軸トルクの和, 約14kgf・mよりさらに大である. これは, 旋回時には, 単に前方土を押圧する走行低抗のみならず, 制動履帯を回転させるさいに作用する回転抵抗に打ち克つ駆動トルクを与えねばならないことはいうまでもない. また, 駆, 制動トルクともに, 左旋回の方が右旋回時より絶対値が小となっている. 分担荷重が小さい方 (本場合は左側) が制動履帯である場合には, 図14 (沈下量は旋回角0~180°の平均値) に示すように, 両履帯ともに沈下量が小で, 駆動履帯の走行抵抗, 制動履帯の旋回抵抗ともに小であることによると解される. さらに, 旋回速度の増大とともに, 制動トルクがやや低下している傾向が見られる. これは図14に見られるように, 旋回速度の増大ととも

に, i) で述べた土壌の時間依存性に基づくクリープ沈下が減少することによると解される. なお, 左, 右旋回ともに, 駆動履帯の沈下が制動履帯のそれより大である. これは, a) ラグは前進・駆動履帯において排土作用を与えるような角度を有している, b) 駆動履帯は長手方向にすべるのに対して, 制動履帯はやや横向きにすべる, ことによると考えられる (図6参照).

また, 旋回半径は図15 (旋回半径は機体中心軌跡半径, また, 沈下量, 旋回半径ともに旋回角0~180°の平均値) に示すように, 沈下が大であるほど, すなわち, 旋回速度が遅い (制動トルク大ゆえに駆動トルク大) ほど, 小である. つまり先述のように, 旋回速度が遅いほど, クリープ沈下が大となり, 制動履帯は前方に引摺られ難く, したがって旋回半径は小となる. このような状態で旋回させるには大きな制動トルクが作用し, ゆえに, 大きな駆動トルクを要すると思われる.

v) 後退旋回時 トルク波形は前進旋回時と同様である. また図16に示すように, 駆, 制動ト

ルク値も前進時と同様である。ただし、図17を参照して、旋回速度0.27deg/secの場合、沈下量が大きく、ゆえに、駆、制動トルクとも大となっている。これに対する解釈は難しいが、今後、追試験を行って詳細な検討を進めねばならない。

また、図18に旋回半径と沈下量の関係を示す。本図において、沈下量は、前進旋回時とは逆に、制動履帯における方が大となっている。これは、ラグが後退時には制動履帯に排土作用をもたらす角度を有していることによると解される。また、旋回半径は、図15に示した前進時より全般的に小さい。これは、a)制動履帯の沈下量が後退時の方が大であること、および、b)クリープ沈下により機体が後傾していることによると思われる。

さて、旋回時には、機体を旋回させるために機体にモーメントを作用させねばならない。このモーメントは履帯寸法・形状および走行面の状態により変化するが、これが小なるほど、旋回に必要な駆動トルクは小でよいことになる。なお、このモーメントは旋回抵抗モーメントと称される。以下に、旋回抵抗モーメントの実測法、さらには、駆動軸トルクと制動軸トルクの関係について述べる。

図19を参照して、等速旋回時における駆動および制動履帯の推力をそれぞれ  $H_d$  および  $H_b$ 、また走行抵抗を  $R_d$  および  $R_b$  とすれば次式が成り立つ。

$$H_d + H_b = R_d + R_b \quad (1)$$

また、旋回時における側方力により機体が受けるモーメントを  $M_0$  とすれば、 $M_0$  は次式で与えられる。

$$M_0 = \frac{B_0}{2} \left\{ (H_d - R_d) - (H_b - R_b) \right\} \quad (2)$$

ここに、 $B_0$  は履帯中心距離である。

(1), (2)式より

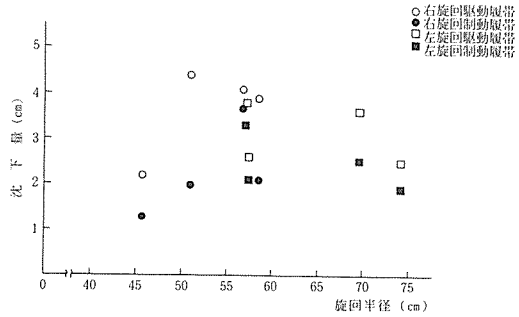


図15 前進旋回時の旋回半径一沈下量の関係

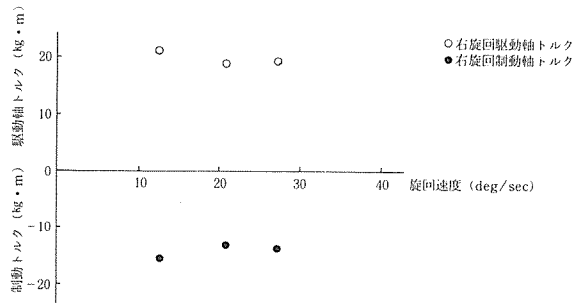


図16 後退旋回時の旋回速度一軸トルクの関係

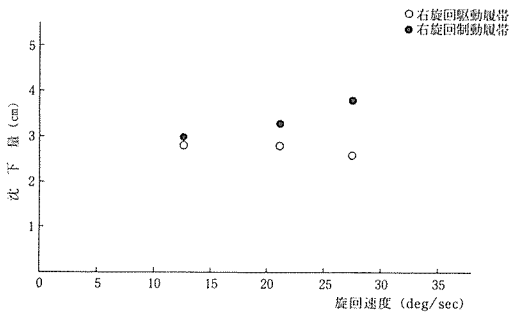


図17 後退旋回時の旋回速度一沈下量の関係

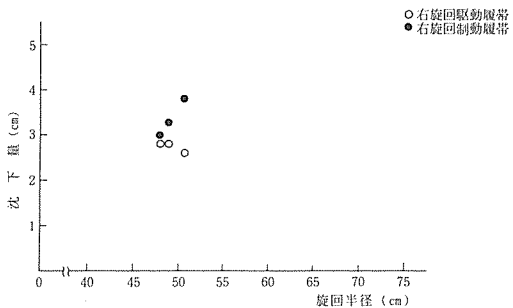


図18 後退旋回時の旋回半径一沈下量の関係

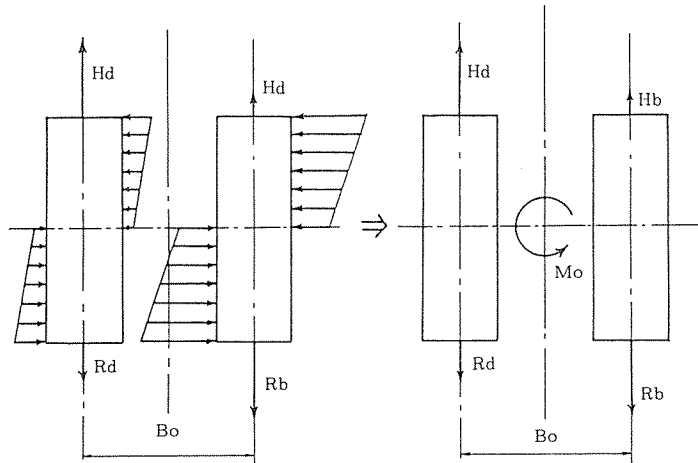


図19 回転時における力の作用状態

$$M_0 = B_0(H_d - R_d) = B_0(R_b - H_b) \quad (3)$$

を得る. いま, 駆動履帯の張り側がスプロケットにより受けている引張力を, それぞれ  $P_a$ ,  $P_b$ , 駆動トルクを  $T_a$ ,  $T_b$  とすれば, 次式が成り立つ.

$$T_a = P_a r_0 \quad (\geq 0) \quad (4)$$

$$T_b = -P_b r_0 \quad (\leq 0) \quad (5)$$

ここに,  $r_0$  はスプロケットの有効半径である.

また, 転輪軸摩擦が履帯に与える接線力を駆, 制動履帯に対して  $f_a$ ,  $f_b$  とすれば次式が成り立つ.

$$P_a = H_d + f_a \quad (6)$$

$$P_b = (R_b - H_b) - f_b \quad (7)$$

式(3)に式(4)–(7)を用いて,

$$M_0 = B_0 \left( \frac{T_a}{r_0} - f_a + R_d \right) \quad (8)$$

または,

$$M_0 = B_0 \left( -\frac{T_b}{r_0} + f_b \right) = \frac{B_0}{r_0} (-T_b + T_{b0}) \quad (9)$$

を得る. ここに,  $T_{b0}$  は制動履帯の空転トルクである. すなわち, 制動トルクおよび空転トルクを実測することにより, 式(9)より  $M_0$  がわかる. また, 式(8), (9)より,

$$T_a = \left( \frac{M_0}{B_0} + f_a - R_d \right) r_0 \quad (10)$$

$$T_b = - \left( \frac{M_0}{B_0} - f_b \right) r_0 \quad (11)$$

を得る. いま,  $R_d$  は直進走行時と同等であると仮定すると, これは直進走行時の駆動履帯の推力  $H_s (\geq 0)$  に等しいので式(10)は次式となる.

$$T_a = \left( \frac{M_0}{B_0} + f_a + H_s \right) r_0 = M_0 \frac{r_0}{B_0} + T_s \quad (12)$$

ここに,  $T_s$  は駆動履帯の直進走行時の駆動トルクであり,

$$T_s = (f_a + H_s) r_0 \quad (\geq 0) \quad (13)$$



で与えられる。式(11), (12)より次式で得る。

$$\begin{aligned} T_d &= -T_b + f_b r_0 + T_s \\ &= -T_b + T_{b0} + T_s \end{aligned} \quad (14)$$

すなわち、駆動トルクは制動トルクの絶対値、制動履帯の空転トルクおよび直進時走行時の駆動トルクの和に等しい。いま図13に示した前進右旋回の場合について検討する。空転トルクを実測したところ $1.8\text{kgf}\cdot\text{m}$ であった。また、図9の前進時の平均トルクより $T_s=6.8\text{kgf}\cdot\text{m}$ である。さらに図13より $T_b$ の平均値は $13.8\text{kg}\cdot\text{m}$ である。これらの和 $22.4\text{kgm}$ に対し、 $T_d$ の平均値は $21.1\text{kgf}\cdot\text{m}$ であり、これらはほぼ等しいといえる。図20に、式(9)に基づいて算定した旋回抵抗モーメントと旋回速度の関係を示す。本図より、旋回速度が大であるほど沈下量が小さく、かつ旋回抵抗モーメントは小であることがうかがえる。

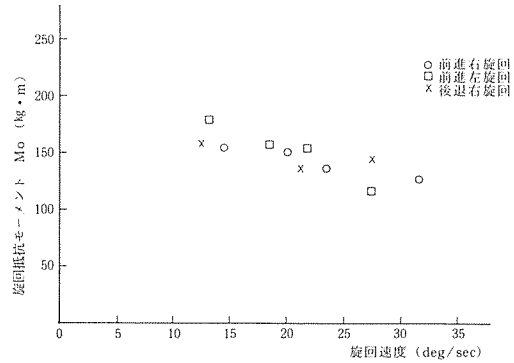


図20 旋回抵抗モーメント—旋回速度の関係

## V. 摘要

本実験はゴムクローラ装備・自脱コンバインを供試し、圃場実機試験を行い、その走行性に関する力学的諸量を明らかにするために行われた。その結果、次のようなことがわかった。

- (1) 刈取り時における駆動トルクは速度に余り影響されず、その値は約 $10\text{kgf}\cdot\text{m}$ である。
- (2) 一方、後退時のトルクは前進時のそれを上回る。これは、履帯のラグ角度、形状等に起因するものと考えられる。
- (3) 旋回時における駆動トルクは、片側制動の場合、前進時の左右軸トルクの和より大である。このことから旋回時には旋回抵抗が働き、旋回抵抗モーメントの概念からその算出法を求めた。
- (4) 前進旋回時における沈下量は、左右旋回ともに、駆動履帯の沈下が制動履帯のそれより大きく、後退旋回時は逆の傾向を示す。
- (5) 旋回半径は沈下が大きいくほど、すなわち、旋回速度が遅いほど小さい。また前進旋回時より後退旋回時が小さい。
- (6) ラグ形状による排土作用の特性が駆動トルク、沈下量、旋回半径にかなり影響するものと思われる。

## VI. 謝辞

本研究は、昭和55年日本農業機械工業会を通じて工業技術院委託研究の一環として行ったものであり、同工業会に提出した報告書<sup>7)</sup>を論文としてまとめたものである。本試験の遂行さらにはその資料整理に当っては、九大農機研究室の山中捷一郎助手、田代克己技官、九大大学院生・岩崎浩一氏（現クボタ鉄工KK）の方には多大の御助言、御援助を載いた。

## 参 考 文 献

- 1) Bekker, M. G. (1960): Off-the-Load Locomotion: Research and Development in Terramechanics, Michigan Univ. Press, Ann Arbor.
- 2) Bekker, M. G. (1969): Introduction to Terrain-Vehicle Systems, Michigan Univ. Press, Ann Arbor.
- 3) Terzaghi, K. (1943): Theoretical Soil Mechanics, John-Wiley, New York.
- 4) 横山偉和夫, 我妻幸雄, 並河 清, 三浦静五(1969): 泥炭水田におけるトラクタの走行性予知に関する試験, 農機誌, 31-2 P.93-98
- 5) 増田正三, 田中 孝, 西村 功, 山崎 稔(1966): 軟弱地における装軌トラクタの性能, 農機誌, 28-3 P.141-148
- 6) 坂井 純・橋口公一・松尾隆明 (1981): 麦作圃場におけるコンバイン・ゴムクローラの走行性に関する実機試験, 農機学会九州支部誌, 30 P.25-33
- 7) 坂井 純・橋口公一・松尾隆明 (1981): ゴムクローラ装備・自脱コンバインの走行性能に関する実験試験, 農業機械の標準化のための調査研究, 報告書, 日本農業機械工業会, P.201-213