

乗用トラクタの走行・牽引 および耕耘性能に関する研究

—研究所報告—

金 須 正 幸 国府田佳弘
八 木 茂 瀬 山 健 次

STUDIES ON TRAFFICABILITY,
TRACTIVE AND ROTARY TILLING
PERFORMANCE OF TRACTOR

—Technical Report—

Masayuki KISU Yoshihiro KOHDA
Shigeru YAGI Kenji SEYAMA
Institute of Agricultural Machinery

Omiya, Japan
September 1966

昭和41年9月

農業機械化研究所

埼玉県大宮市日進町1丁目

目 次

緒 言	1
I 柔軟地における走行性予知法	2
1. 走行性に関与する因子	2
(1) 土に関する因子	2
(2) 地表面の形状に関する因子	3
(3) 機械に関する因子	3
2. 走行性に関する既往の研究	3
(1) Land Locomotion Laboratory の理論	3
(2) Waterways Experiment Station の理論	4
3. 測定器の試作	8
(1) 構造および使用法	8
(2) 測定値の処理法	9
(3) 測定操作の影響	11
(4) 貫入先端部の形状の影響	11
(5) 走行部沈下量および進行低下率の算出法	18
4. 無負荷走行時の走行性予知第1次試験	19
(1) 方 法	19
(2) 結 果	20
1) 土壌の各抵抗間の関係	20
2) 土壌の各抵抗と走行部沈下量との関係	21
(3) 考 察	25
5. 無負荷走行時の走行性予知第2次試験	25
(1) 方 法	25
(2) 車両指数の算出	26
(3) 結 果	28
1) 矩形板沈下量と走行部沈下量との関係	28
2) 車両の諸元と沈下係数との関係	28
3) 委託試験成績	30
6. 牽引作業時の走行性予知	31
(1) SR-2型土壌測定器による牽引力の算出	32
(2) 土壌の物理的性質と牽引性能	33
7. 結 論	35
(1) 走行難易判定基準	35
(2) 走行性に関する土壌分級	35
II 牽引および走行性能	37
1. ダイナモメータ・カーの試作	37
(1) 構造概要	37

(2) 牽引負荷特性	41
(3) 考 察	43
2. 舗装路面上におけるトラクタの牽引性能に及ぼす諸因子の解析	45
(1) 試験方法	45
(2) 試験結果	46
1) 路面の材質および表面仕上げの影響	46
2) 路面の乾湿の影響	46
3) ヒッチ高さの影響	47
4) タイヤ空気圧の影響	47
3. 機体の基本的諸元が牽引性能に及ぼす影響	48
(1) 試験方法	48
(2) 試験結果	49
1) 前後車軸荷重比の影響	49
2) 機体重量の影響	50
3) タイヤサイズの影響	51
(3) 考 察	53
4. 水田車輪の性能	56
(1) 方 法	56
(2) 調査および車輪の試作	58
(3) 試験結果および考察	59
1) ラグ角度の影響	59
2) ラグ高さの影響	61
3) イクステンション・ラグの効果	62
4) クローラ、セミクローラおよび歩行用トラクタとの比較	62
(4) 結 論	63
5. ガードルおよびセミクローラの性能	63
(1) 方 法	63
(2) 試験結果	65
1) 牽引性能	65
2) 走行抵抗および無負荷走行性能	66
3) 旋回性能および乗心地	67
6. 4輪駆動式トラクタの性能	68
(1) 方 法	68
(2) 結 果	68
1) PTO性能	68
2) 牽引性能	69
i) 2輪駆動との比較およびデフロックの効果	73
ii) セミクローラおよびクローラとの比較	79
iii) 駆動力の前後輪分布状態	80
3) 走行性能	80
4) 操縦性能	80
5) 作業性能	84
(3) 結 論	85

Ⅲ 駆動耕耘性能	86
1. 試験方法	86
(1) 土壌篩別法	86
1) 試作装置	86
2) 手篩による篩別	86
(2) 測定法	88
1) ロータリ・トルクおよび回転数の測定	88
2) ヒッチ推力の測定	88
3) 車軸トルクの測定	89
(3) 用語および計算式	89
2. 土の物理性との関連および負荷特性	90
(1) 試験方法および圃場条件	90
(2) 土の物理的性質との関連	90
1) 所要動力と土の剪断抵抗	90
2) 碎土効果	91
(3) 負荷特性	92
1) 負荷の変動	92
2) 耕耘特性	95
3. 作業性能	96
(1) 試験方法	96
(2) 試験結果および考察	96
1) 耕耘ピッチと消費動力	96
2) 碎土効果	96
3) 反転の程度	97
4. 総合性能	99
摘要	101
引用文献	104
Summary	106

STUDIES ON TRAFFICABILITY, TRACTIVE AND ROTARY TILLING PERFORMANCE OF TRACTOR

— Technical Report —

CONTENTS

FOREWORD	1
I PREDICTION OF TRAFFICABILITY.....	2
1. Factors affecting trafficability.....	2
(1) Soil factors	2
(2) Terrain factors.....	3
(3) Machine factors	3
2. History of trafficability research	3
(1) Theory of Land Locomotion Laboratory.....	3
(2) Theory of Waterways Experiment Station	4
3. Development of soil resistance tester	8
(1) Structure and method of operation	8
(2) Treatment of measured value.....	9
(3) Effect of operation	11
(4) Effect of probe shape.....	11
(5) Calculation of depth of sinkage and travel reduction	18
4. Prediction of trafficability of tractor without load (Primary test)	19
(1) Test methods	19
(2) Test results	20
1) Relation among resistances of soil.....	20
2) Relation between resistances of soil and tractor sinkage.....	21
(3) Discussion	25
5. Prediction of trafficability of tractor without load (Secondary test)	25
(1) Test methods	25
(2) Calculation of vehicle index.....	26
(3) Test results	28
1) Relation between sinkage of rectangular plate and tractor.....	28
2) Relation between tractor dimension and sinkage coefficient	28
3) Test results conducted in ten prefectures.....	30
6. Prediction of trafficability of tractor on load	31
(1) Prediction of drawbar pull by means of SR-2 Soil Resistance Tester.....	32
(2) Relation between soil physical properties and tractive performance.....	33
7. Conclusion	35
(1) Standard for judging trafficability	35
(2) Trafficability rating of soil	35

II	TRACTIVE PERFORMANCE	37
1.	Development of dynamometer car	37
(1)	Structure	37
(2)	Drawbar loading characteristics	41
(3)	Discussion	43
2.	Factors affecting the tractive performance on paved surface	45
(1)	Test methods	45
(2)	Test results	46
1)	Effect of surface material and finishing	46
2)	Effect of surface wettness	46
3)	Effect of hitch height	47
4)	Effect of tire inflation pressure	47
3.	Effect of tractor dimension on tractive perormance	48
(1)	Test methods	48
(2)	Test results	49
1)	Effect of front and rear axle load	49
2)	Effect of tractor weight	50
3)	Effect of tire size	51
(3)	Discussion	53
4.	Characteristics of steel paddy wheel	56
(1)	Test methods	56
(2)	Test wheels	58
(3)	Test results	59
1)	Effect of lug angle	59
2)	Effect of lug height	61
3)	Effect of extension lug	62
4)	Comparison with crawler, semi-crawler and walking tractor	62
(4)	Conclusion	63
5.	Characteristics of girdle and semi-crawler	63
(1)	Test methods	63
(2)	Test results	65
1)	Tractive performance	65
2)	Travelling resistance and trafficability	66
3)	Turning radius and riding comfort	67
6.	Characteristics of four wheel drive tractor	68
(1)	Test methods	68
(2)	Test results	68
1)	Pto performance	68
2)	Tractive performance	69
i)	Comparison with two wheel drive and effect of differential lock	73
ii)	Comparison with semi-crawler and crawler	79
iii)	Distribution of tractive force in front and rear wheel	80
3)	Trafficability	80

4) Turning radius and steering force.....	80
5) Working performance	84
(3) Conclusion.....	85
III ROTARY TILLING PERFORMANCE	86
1. Test methods	86
(1) Sieving of soil	86
1) Rotary sieving apparatus	86
2) Hand sieving.....	86
(2) Measuring apparatus	88
1) Measuring of rotary shaft torque and speed	88
2) Measuring of thrust at hitches	88
3) Measuring of wheel shaft torque	89
(3) Terminology and equations	89
2. Effect of soil physical properties and load characteristics.....	90
(1) Test methods and field condition	90
(2) Effect of soil physical properties.....	90
1) Shearing resistance of soil and power requirement	90
2) Effect of soil physical properties on pulverization.....	91
(3) Load characteristics.....	92
1) Torque fluctuation	92
2) Characteristics of rotary tilling	95
3. Working performance	96
(1) Test methods	96
(2) Test results	96
1) Relation between tilling pitch and power requirement.....	96
2) Soil pulverization.....	96
3) Soil turning	97
4. General performance	99
Summary in Japanese.....	101
Literatures	104
Summary in English	106

緒

言

乗用トラクタの急激な普及に伴い、各地において種々の問題が提起されており、これらの早急な解決が切望されている。すなわち湿田地帯や干拓地においてはもちろん、半湿田地帯においてすらトラクタの走行困難が作業遂行上の重大な障害となっており、条件の良かるべき基盤整備地区においても、切土による耕盤の破壊あるいは盛土による膨軟土の堆積により、走行不能の現象が頻発している状態である。

また乗用トラクタ用駆動耕耘装置は歴史が浅いため、構造および性能上不備な点が多く、十分な性能を発揮していないのが現状であるが、この解決のためには土壌の物理的性質との関連における負荷特性の把握が基本的に必要であろうと思われる。

本研究は乗用トラクタに関するこれら諸問題の解決をはかり、設計上の基礎資料を得るために、1962年から1965年にわたって行なったものであって、未解決の問題も多

く、まだ研究途上にあるのであるが、中間報告の意味でここにとりまとめた次第である。

この研究を行なうにあたって、アメリカ Waterways Experiment Station の D.R. Freitag 氏の適切な助言を得ることができ、またダイキン工業株式会社からは機械の使用について非常な便宜を得たばかりでなく、同社派遣の研修生吉村康夫氏らの献身的な協力を得た。さらにデータ整理および図表の作成にあたっては当研究室所属戸谷美智子さんの忍耐強い協力を得た。

また本論中の I-5-(3)-3 は宮城、秋田、茨城、新潟、富山、静岡、滋賀、三重、兵庫および岡山の各県農業試験場に委託して行なった研究結果をとりまとめたものであって、担当各位に心から謝意を表す。次第である。

1966. 3. 10

著者一同

I

柔軟地における走行性予知法

柔軟地の走行性を表現する言葉としてトラフィカビリティ (trafficability) が一般に用いられている。これは車両の通行に耐える土の能力を意味しているが、この言葉は辞書にはない。第2次大戦中、軍用車両の走行性が重大な問題になったときに造語された言葉である。

トラフィカビリティには車両を垂直方向に支持する能力と、水平方向に牽引力を発生せしめる能力とが含まれている。これに対してトラフィカビリティには垂直方向の支持能力だけが含まれており、水平方向の能力を表わすにはトラクショナビリティ (tractionability) という言葉を使用すべきだという説もあるが、この言葉はまだ一般的には通用されていない。

トラフィカビリティは土の面から見た車両の通行に耐える能力であるが、車両の面からその走行能力を表わす場合にはモービリティ (mobility) という言葉が使われる。もちろん両者は別個のものではなく、互いに表裏の関係にある。

本論文においてはトラフィカビリティおよびモービリティを総称して、「走行可能性」あるいは単に「走行性」と名づけることにしよう。

走行性に関する学問は Terramechanics あるいは Soil-vehicle mechanics と呼ばれ、世界各国で研究され、かなりの成果をあげてはいるが、まだ均一な土壌においてすら走行性を的確に表現することができないのが現状であって、走行車両の設計および利用の両面から、早急な解決が要望されているのである。

農業機械面から見た走行可能性の意義としては、つぎのようなものが考えられる。

走行性予知——基盤整備の指針、機械の導入・利用の指針

マップ作成——機械の導入・利用の指針

土壌常数と走行性との関連把握——機械改良開発の基礎資料

土壌条件表示法の統一——研究の再現性

走行性予知あるいは走行性マップ作成のためには、測定法はできるかぎり簡便で、しかも単一値で表現しうることが望ましいが、機械の改良開発のためには、理論的解析を行なえるような精細な測定を行なうことが必要である。

1. 走行性に関与する因子

走行性に関与すると思われる因子を分類すれば、つぎのようになる。

(1) 土に関する因子

グループ1—土の材質を表示するもので、土の固有の性質を示す。通常あまり変化しないものと考えてよい。

例：粒径分布、比重、鉱物的組成、有機物含量など。
グループ2—土の実際の状態を表示するもので、たえず変化する。

例：含水量、孔隙量、透水性、草生状態など。

グループ3—第2のグループは土の比表面や吸着力などにより影響されるので、土の挙動を表わすには十分でない。そのため研究対象に間接に関連のある性質を簡易な測定法によって指数として表示したもの。

例：支持力比、塑性指数、貫入指数、矩形板沈下量など。

グループ4—力学的計算に使用しうる数値。

例：変形，強度，透水性などに関する値。

(2) 地表面の形状に関する因子

地表面の凹凸，畦畔の高さおよび勾配，溝の深さおよび幅，水や泥の深さなども走行性に影響を及ぼす。

(3) 機械に関する因子

i) 機械自体に関する因子

走行性に関する機械自体の因子としては，機械の総重量，前後車軸分担荷重，走行部の形状およびサイズ，タイヤ空気圧などが考えられる。

ii) 運転状態に関する因子

機械の運転使用状態，たとえば牽引抵抗の大きさ，位置および方向，走行速度，振動なども走行性に影響を及ぼす。

以上の土に関する諸因子のうち，走行性に直接関係があり，かつその関係を把握しやすいと思われるのは第4のグループに属するものである。これをさらに具体的に述べれば，土の凝集力，摩擦抵抗，および応力と歪の関係を示す係数（後述の沈下指数および変形係数）等である。このうち凝集力および摩擦抵抗は，土の破壊初期に

おける土と接地部間の応力の相互作用に関する因子であって，牽引力に最も密接な関係を有するものである。また応力と歪の関係を示す係数は，土の破壊が起こったものの変形に関する問題であって，沈下，滑り，あるいは走行抵抗等に関係するものである。Terzaghi²⁾は前者を“Stability problem”，後者を“Plasticity problem”と名づけた。

沈下量の大きな柔軟地においては，フローテーションのみでは問題は解決しないのであって，牽引力の向上と走行抵抗の減少をはかることが必要であろう。

走行性の問題を解決する順序としては，次の3段階を経る必要があろう。

- (i) 関係のある土壌常数を選定する。
- (ii) 関係のある車両常数を選定する。
- (iii) 両者の関係を明らかにする。

現在土と車両との間には走行性を表わす単一の式はないが，走行性を表現する何らかの方法を樹立することは可能と考えられる。

2. 走行性に関する既往の研究

路外走行 (off-the-road locomotion) に関する研究は，第2次大戦以来戦車あるいは軍用トラック等の走行問題を解決するために，アメリカ陸軍によって精力的に行なわれ，ある程度の見通しが得られた。

この問題を主として理論的に究明したのが，有名な M.G. Bekker の属する陸軍の地上走行研究所 (Land Locomotion Laboratory) であり，円錐貫入試験器を用いて多数の車両についてその関連を求めたのが，同じく陸軍の水路試験場 (Waterways Experiment Station) である。

(1) Land Locomotion Laboratory の理論³⁾⁴⁾⁵⁾

1) 沈下

地表通過の場合（沈下しない場合）

安全荷重 (Terzaghi)

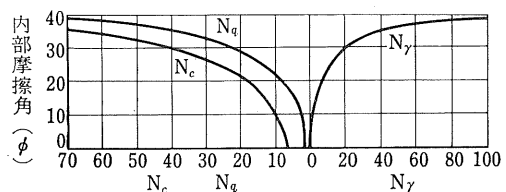
$$W_s = A(cN_c + \gamma z N_q + \frac{1}{2} \gamma b N_\gamma) \dots \dots \dots (I-1)$$

A：接地面積 b：接地幅 c：凝集力

γ ：容積重 z ：沈下量

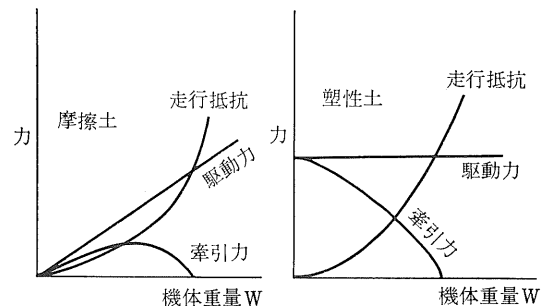
N_c, N_q, N_γ は ϕ により定まる定数 (第 I-1 図)

地表下通過の場合（沈下する場合）



第 I-1 図 N_c, N_q, N_γ と ϕ との関係

(Fig. I-1. Relation between N_c, N_q, N_γ , and ϕ)



第 I-2 図 機体重量と牽引力との関係

(Fig. I-2. Relation between weight and drawbar pull)

$$z = \left(\frac{p}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n} \dots\dots\dots (I-2)$$

z : 沈下量 b : 接地幅 p : 接地圧 n : 沈下
指数 k_c, k_ϕ : 変形係数

すなわちほとんど沈下せずに走行する場合は ϕ, c, γ, b が関係し、いったん沈下した場合、これのできるだけ少なくするには k_c, k_ϕ, n, b が関係してくる。

2) 牽引力

最大牽引力は次式で表わされる(走行装置2個の場合)。

$$DP = 2 \, blc \left(1 + \frac{2h}{b} \right) + W \tan \phi \left\{ 1 + 0.64 \left(\frac{h}{b} \cot^{-1} \frac{h}{b} \right) \right\} - \frac{2}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}} \dots\dots\dots (I-3)$$

ここに DP : 最大牽引力 l : 接地長 h : ラグ高さ

W : 機体重量 ϕ : 内部摩擦角

乾燥した砂のような摩擦土の場合は $c = 0, n \doteq 1$ であるから、上式の第1項は消去することができ、駆動力は W に比例する。これは沈下量が少ない場合にのみ適用しうるのであって、沈下量が多いときは走行抵抗は W^2 に比例して増加する。したがって牽引力は重量の増加とともにある点で最大値をとり、それ以上重量が増加すれば逆に減少する。このような土では重量は牽引力に影響はするが正比例するわけではない(第I-2図)。

湿潤な粘土のような塑性土の場合は、 $\phi = 0$ で n は砂の場合より小さい(1/2程度)。したがって上式の第2項は消去されるから、駆動力は接地面積にのみ関係し、重量には無関係である。一方走行抵抗は W^3 に比例して増加するから、牽引力は W の増加とともに急激に減少する。

3) 問題点

Land Locomotion Laboratory の理論はきわめて有益であり示唆に富んでいるが、次のような問題点を内包している。

i) 土層が不均一な場合に沈下指数や変形係数が求められない。

ii) 接地圧が接地部全面にわたって均一と考えているが、実際には部位により異なる。

iii) 接地圧は走行部の沈下とともに変化するので、あらかじめ求めることはできない。

iv) 土のこねかえしの影響が考慮されていない。

v) 走行抵抗あるいは作業機の抵抗によるウェイト・トランスファーが考慮されていない。

vi) 測定および計算がやや複雑であり、車両の設計に利用するにはよいが、走行性予知のために広範囲の人が利用するには適していない。

(2) Waterways Experiment Station の理論⁶⁾⁷⁾

WESにおいては頂角30°,円錐底面積 $\frac{1}{2}\text{in}^2 (\doteq 3.2\text{cm}^2)$ の円錐体を用いて走行性の予知を行なっている。

この円錐体の貫入圧力 (lb/in²) を円錐指数 (cone index) と呼び、土を円筒に採取し、2½ lb (1.1kg) のハンマーを 12 in (30cm) の高さから100回落下させたのち測定した円錐指数を推定円錐指数 (rating cone index) と称する。すなわち推定円錐指数は土をこねかえしたのちの走行可能性を表わす数値である。

走行性に影響を及ぼす土の深さは土質によって異なり、これを臨界層と呼んでいるが、細粒土地域では6～12 in (15～30cm)、砂地では0～6 in (0～15cm) として、この深さまでの円錐貫入圧力の平均値をとるのである。

一方車両については次の式によって可動性指数 (mobility index) を求め、第I-3図から車両円錐指数 (Vehicle cone index) を求める。

このようにして得た推定円錐指数が車両円錐指数より大きければ50回以上の通行が可能、75%程度であれば1～2回の通過が可能、それ以下なら通過不能と判定する。

〔可動性指数の算式〕

1) 自走式クローラ型車両

$$\text{可動性指数} = \left(\frac{\text{接地圧} \times \text{重量係数}}{\text{無限軌道係数} \times \text{ラグ係数}} + \text{転輪係数} - \text{間隙係数} \right) \times \text{エンジン係数} \times \text{伝動係数} \dots\dots (I-4)$$

ここに 接地圧 = 総重量 (lb) / 接地面積 (in²)

重量係数 : 50,000 lb 未満 = 1.0

50,000～69,999 lb = 1.2

70,000～99,999 lb = 1.4

100,000 lb 以上 = 1.8

無限軌道係数 = 軌道帯幅 (in) / 100

ラグ係数 : 高さ1.5 in 未満 = 1.0

高さ1.5 in 以上 = 1.1

$$\text{転輪係数} = \frac{\text{総重量 (lb)}}{(\text{接地部転輪の数}) \times (1 \text{ 履板の面積 in}^2) \times 10}$$

間隙係数 = 地上間隙 (in) / 10

エンジン係数 : 重量1トン当り 10 PS 以上 = 1.0

10 PS 未満 = 1.05

伝動係数 : 流体式 = 1.0

機械式 = 1.05

2) 自走式ホイール型車両

(a) 4 輪駆動の場合

可動性指数=0.6

$$\times \left[\left(\frac{\text{接地圧係数} \times \text{重量係数}}{\text{タイヤ係数} \times \text{ラグ係数}} + \text{車輪荷重} \right. \right. \\ \left. \left. - \text{間隙係数} \right) \times \text{エンジン係数} \times \text{伝動係数} \right] + 20 \quad \dots\dots\dots (I-5)$$

ここに

$$\text{接地圧係数} = \frac{\text{総重量 (lb)}}{\text{タイヤ幅 (in)} \times \text{リム径 (in)} \times \text{タイヤ数}}$$

重量係数: 35,000 lb 以上=1.1

15,000~35,000 lb=1.0

15,000 lb 未満=0.9

$$\text{タイヤ係数} = 1.25 \times \frac{\text{タイヤ幅 (in)}}{100}$$

ラグ係数: チェン付き=1.05

チェンなし=1.00

$$\text{車輪荷重} = \frac{\text{総重量 (lb)}}{\text{車輪数} \times 1,000}$$

間隙係数=地上間隙 (in)/10

エンジン係数: 1 トン当り 10PS 以上=1.0

10PS 未満=1.05

伝動係数: 流体式=1.0

機械式=1.05

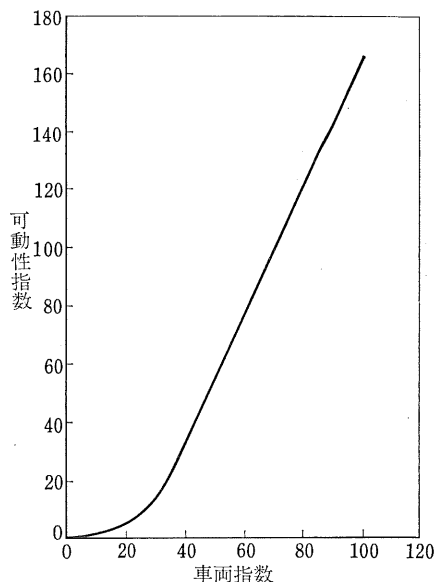
(b) 2 輪駆動の場合

4 輪駆動の算式で得られた値を1.4倍する。

WES 法に基づいて各種農用トラクタおよびコンバインの車両指数を求めれば第 I-1~I-7 表のようになる。

WES 法は比較的簡便であり、走行性予知法としてはきわめてすぐれているが、次のような点に問題があると思われる。

i) 粘着性土壌についての精度は高いが、砂質土では



第 I-3 図 可動性指数から車両指数を求めるグラフ

(Fig. I-3 Mobility index vs. vehicle index)

低下する。

ii) 水田用鉄車輪の場合の可動性指数の算出法について解決する必要がある。

iii) 臨界層の厚さをいかにして決定するか。

IV) 前後車輪サイズが異なり、かつ分担荷重が著しく異なる場合については別途考慮する必要がある。

v) 円錐では理論解析を行なうことが困難。

VI) WES 法は50回通行の可否を判定するためのものであって、これをそのまま農業機械に適用することには疑問がある。

第 I-1 表 歩 行 型 ト ラ ク タ の 車 両 指 数

(Table I-1. Vehicle index of walking tractor)

番号	出力 (PS)	重量 (lb)	タイヤ寸法	間隙 (in)	出力 (PS) / 重量 (ton)	接地圧係数	重量係数	タイヤ係数	ラグ係数	車輪荷重	間隙係数	エンジン係数	伝達係数	可動性指数	車両指数
1	4.5~6.5	309	4×16	6.3	32.2	2.42	0.9	0.050	1.0	0.155	0.63	1.0	1.05	47.2	46.6
2	5.5	375	5×12	7.8	32.4	3.12	0.9	0.063	1.0	0.188	0.78	1.0	1.05	47.7	46.8
3	4~6.5	232	4×10	6.7	38.1	2.90	0.9	0.050	1.0	0.166	0.67	1.0	1.05	52.5	49.0
4	10~13	684	6×12	11.8	32.3	4.74	0.9	0.075	1.0	0.342	1.18	1.0	1.05	55.3	50.3
5	7~10	706	6×12	13.9	21.8	4.90	0.9	0.075	1.0	0.353	1.39	1.0	1.05	56.4	50.8
6	4~5	281	4×12	5.1	31.4	3.91	0.9	0.050	1.0	0.141	0.51	1.0	1.05	64.0	54.3
7	3~4.5	287	4×9	5.3	23.1	3.99	0.9	0.050	1.0	0.144	0.53	1.0	1.05	65.0	54.8
8	5~8	400	4×12	7.2	27.6	4.16	0.9	0.050	1.0	0.200	0.72	1.0	1.05	66.8	55.5
9	6~8	430	4×12	7.2	30.8	4.48	0.9	0.050	1.0	0.215	0.72	1.0	1.05	70.6	57.4
10	9	508	4×12	6.9	39.1	5.30	0.9	0.050	1.0	0.254	0.69	1.0	1.05	79.8	61.5

第I-2表 国産ホイール型トラクタの車両指数

(Table I-2. Vehicle index of domestic wheel tractor)

番号	出力 (PS)	全重量 (lb)	前輪 荷重 (lb)	後輪 荷重 (lb)	タイヤ寸法		接地圧 係 数	車 輪 荷 重	出力 (PS) 重量 (ton)	間 隙 (in)	間 隙 係 数	タイヤ 係 数	重量 係数	後輪の 可動性 指数	後輪の 車両指 数	車両 指数	備 考
					前輪	後輪											
1	10.0	1,390	464	926	4-15	8 $\frac{3}{8}$ -24	2.30	0.463	15.9	9.85	0.985	0.105	0.932	139.6	50.0		ラグ係数 …… 1 エンジン 係数 …… 1
2	35.0	3,220	1,232	1,990	6-16	11-28	3.23	0.995	24.0	14.20	1.420	0.138	0.933	0.40	0.53		
3	50.0	5,630	1,990	3,640	6-19	11-36	4.60	1.820	19.6	14.20	1.420	0.138	0.939	2.42	8.53		
4	27.0	2,760	1,105	1,655	5-15	10-28	2.96	0.828	21.6	19.70	1.970	0.125	0.932	7.39	8.54		
5	30.5	3,013	1,203	1,810	4-19	10-28	3.24	0.905	22.4	15.35	1.535	0.125	0.934	3.40	6.54		伝達係数 …… 1.05
6	18.0	2,175	805	1,370	4-12	8-24	3.56	0.685	18.3	11.00	1.100	0.100	0.939	9.43	1.55		
7	12.0	1,590	600	990	4- 9	7-20	3.54	0.495	16.7	10.60	1.060	0.088	0.942	5.44	3.56		
8	17.0	1,995	705	1,290	4-12	7-24	3.84	0.645	18.8	12.20	1.220	0.088	0.944	4.45	2.56		
9	18.0	1,840	720	1,120	4-12	7-24	3.34	0.560	21.6	12.60	1.260	0.088	0.941	1.43	7.56		
10	15.0	1,520	615	905	4-12	8-16	3.54	0.453	21.8	12.00	1.200	0.100	0.939	6.43	0.57		
11	20.0	2,020	890	1,130	4-15	8-24	2.94	0.565	21.8	12.60	1.260	0.100	0.936	2.41	5.57		
12	10.0	1,360	540	820	4-12	7-16	3.66	0.410	16.2	11.40	1.140	0.088	0.943	1.44	7.57		
13	18.0	2,240	895	1,345	4-15	8-24	3.50	0.673	17.7	13.00	1.300	0.100	0.939	5.43	0.57		
14	18.0	2,430	1,040	1,390	4-15	8-24	3.62	0.695	16.4	13.80	1.380	0.100	0.940	1.43	2.58		
15	19.0	2,470	1,025	1,445	4-16	8-24	3.78	0.723	17.0	13.95	1.395	0.100	0.941	0.43	7.58		
16	13.0	2,095	840	1,255	4-12	7-24	3.74	0.628	13.7	13.80	1.380	0.088	0.943	6.44	8.58		
17	15.0	1,515	581	934	4-12	6-22	3.54	0.467	21.8	11.80	1.180	0.075	0.946	0.46	0.58		
18	19.0	2,220	960	1,260	4-15	8-24	3.28	0.630	19.0	12.60	1.260	0.100	0.938	2.42	4.58		
19	20.0	2,760	1,170	1,590	5-15	8-24	4.14	0.795	20.0	13.40	1.340	0.100	0.943	1.44	7.59		
20	8.0	1,085	431	654	4- 9	6-12	4.54	0.327	16.3	8.65	0.865	0.075	0.953	9.49	6.61		

第I-3表 外国製ホイール型トラクタの車両指数

(Table I-3. Vehicle index of imported wheel tractor)

番号	出力 (PS)	全重量 (lb)	前輪 荷重 (lb)	後輪 荷重 (lb)	タイヤ寸法		接地圧 係 数	車 輪 荷 重	出力 (PS) 重量 (ton)	間 隙 (in)	間 隙 係 数	タイヤ 係 数	重量 係数	後輪の 可動性 指数	後輪の 車両指 数	車両 指数	備 考
					前輪	後輪											
1	39.5	3,245	1,305	1,940	5.5-16	11-28	3.17	0.97	26.8	12.50	1.250	0.138	0.9	32.85	39.9	54.0	2 輪駆 動
2	20.0	1,896	816	1,080	4-15	7-24	3.22	0.54	23.2	11.00	1.100	0.088	0.9	40.40	43.4	57.5	
3	25.0	3,225	1,370	1,855	6-16	9-24	4.29	0.93	17.1	8.66	0.866	0.113	0.9	41.45	44.0	58.0	

第I-4表 セミクローラ型トラクタの車両指数

(Table I-4. Vehicle index of Semi-crawler)

番号	出力 (PS)	全重量 (lb)	出力 (PS) 重量 (ton)	間隙 (in)	転輪 数	1 履 板の 面積 (in ²)	ピッ チ (in)	無 限 軌道幅 (in)	接 地 面 積 (in ²)	接 地 面 積 (in ²)	接 地 圧 (lb /in ²)	ラ グ 高 さ (in)	転輪 係 数	無限軌 道係数	重量 係数	エン ジン 係数	クローラ 部と前輪 部の分担 荷重	クローラ 部の車 両指数	車両 指数	備考
1	39.5	3,955	22.0	13	4	71.3	5.71	18.1	135.4	1285.0	2.26	0.984	1.02	0.181	1.0	1.0	2,905; 1,050	29.0	38.2	伝 動 係 数 1.05
2	18.0	3,510	11.3	11	4	37.2	3.30	15.75	21.4	675.0	3.79	0.594	1.72	0.158	1.0	1.0	2,560; 950	36.8	45.6	"

第I-5表 クローラ型トラクタの車両指数

(Table I-5. Vehicle index of crawler)

番号	出力 (PS)	重量 (lb)	出力(PS) 重量 (ton)	間隙 (in)	転輪数	1履板 の面積 (in ²)	ピッチ (in)	無限 軌道幅 (in)	接地長 (in)	接地面 積 (in ²)	接地圧 (lb/in ²)	ラグ高 さ (in)	転輪 係数	無限軌 道係数	重量 係数	エン ジン 性指 数	可動 性指 数	車両 指数
1	53.0	15,450	7.57	10.62	10	177.0	5.91	30.0	84.3	5,050	2.98	2.96	0.87	0.300	1.0	1.05	9.76	26.0
2	50.0	8,160	13.5	9.42	8	95.5	6.06	15.75	61.8	1,705	4.78	1.69	1.07	0.157	1.0	1.0	29.2	38.3
3	65.0	12,550	11.4	11.80	8	101.0	6.75	14.95	69.7	2,085	6.02	1.85	1.55	0.150	1.0	1.0	38.8	42.6
4	37.5	5,630	14.7	11.95	8	58.2	4.92	11.8	51.6	1,220	4.62	1.38	1.21	0.118	1.0	1.0	41.2	43.8
5	28.0	4,850	12.7	12.00	8	52.4	5.32	9.84	48.4	955	5.08	1.50	1.16	0.099	1.0	1.0	54.2	49.8

第I-6表 国産コンバインの車両指数

(Table I-6. Vehicle index of domestic combine)

番号	出力 (PS)	全重量 (lb)	出力(PS) 重量(ton)	間隙 (in)	転輪数	1履板 の面積 (in ²)	ピッチ (in)	無限 軌道幅 (in)	接地長 (in)	接地面 積 (in ²)	接地圧 (lb/in ²)
1	20.5	5,520	8.20	14.6	12	50.1	4.06	14.95	49.2	1,470	3.44
2	15.0	6,180	5.36	12.2	12	56.7	4.00	14.20	49.6	1,410	3.95
3	9~11	2,160	9.2~11.2	5.9	8	29.2	3.35	8.66	41.4	718	3.05
4	20.5	5,650	8.00	11.4	10	51.9	3.82	13.60	44.5	1,210	4.13
5	17~20	4,080	9.2~10.8	5.5	12	39.4	4.00	9.85	57.2	1,130	3.84
6	15	3,850	8.6	5.3	10	38.8	3.94	9.85	49.2	970	3.98
7	35	8,820	8.75	13.8	16	47.7	4.33	17.30	35.8	1,240	6.60
8	28	5,300	11.65	11.0	8	89.8	7.88	11.40	53.2	1,215	5.05
9	29	3,310	19.40	3.5	6	35.7	3.94	9.05	43.3	785	4.12
10	7.5~10	1,985	8.34~11.1	3.94	10	33.3	4.26	7.88	48.8	770	3.53
11	20.5	3,970	11.4	10.0	6	40.0	4.02	10.00	37.4	748	5.40
12	7.5	1,985	8.34	7.0	8	29.8	4.26	7.00	30.0	420	4.56
13	6.5~9	882	16.2~22.5	10.8	8	28.6	5.00	5.70	19.5	228	3.97

番号	ラグ 高さ (in)	転輪 係数	無限軌 道係数	重量 係数	エンジ ン係数	クローラ部 と操向輪の 分担荷重	クローラ部 の車両指数	車両 指数	備考 () 内 輪 数
1	1.180	0.838	0.150	1.0	1.05	23 : 2	36.1	38.4	セミクローラ dual (2×2)
2	0.590	0.818	0.142	1.0	1.05	9 : 1	38.7	41.5	セミクローラ(2)
3	0.390	0.903	0.087	1.0	1.05	—	42.9	42.9	フルクローラ
4	0.590	0.953	0.136	1.0	1.05	227 : 29	40.1	43.2	セミクローラ(2)
5	0.790	0.865	0.099	1.0	1.05	—	44.8	44.8	フルクローラ
6	0.788	0.992	0.099	1.0	1.05	—	45.4	45.4	フルクローラ
7	0.906	1.075	0.173	1.0	1.05	93 : 7	44.0	45.8	セミクローラ(2)
8	0.990	0.739	0.114	1.0	1.0	—	46.0	46.0	フルクローラ
9	0.788	1.550	0.091	1.0	1.0	—	47.4	47.4	フルクローラ
10	0.510	0.595	0.079	1.0	1.05	—	47.6	47.6	フルクローラ
11	0.788	1.650	0.100	1.0	1.0	10 : 0	51.3	51.3	セミクローラ(2)
12	0.470	0.832	0.070	1.0	1.05	—	57.9	57.9	フルクローラ
13	0.790	0.386	0.057	1.0	1.0	10 : 0	58.2	58.2	セミクローラ(1)

番号	出力 (PS)	重量 (lb)	タイヤ寸法		タイヤ係 数	間隙 (in)	出力 (PS) ／ 重量 (ton)	接地 圧係 数	重量 係数	タイ ヤ係 数	ラグ 係数	車輪 荷重	間 隙 係 数	エン ジン 係数	伝達 係数	可動 性指 数	車両 指数	備 考
			前 輪	後 輪														
1	13.5	2,720	4×12	8×16	0.1	9.85	11.0	10.6	0.9	0.1	1.0	1.36	0.985	1.0	1.05	80.4	62.0	ホイール型

第I-7表 外国製コンバインの車両指数
(Table I-7. Vehicle index of imported combine)

番 号	出 力 (PS)	全重量 (lb)	出力(PS) ／ 重量(ton)	間 隙 (in)	転輪数	1 履板 の面積 (in ²)	ピッチ (in)	無限軌 道 幅 (in)	接地長 (in)	接 地 積 (in ²)	接地圧 (lb/in ²)
1	50	6,020	18.3	17.3	8	110.5	6.10	18.1	43.3	1,570	3.45
2	57	8,600	14.6	17.3	12	93.0	6.70	19.7	47.3	1,870	4.16
3	52	9,500	12.1	14.6	8	89.5	5.44	21.6	45.5	1,970	4.33
4	47	8,110	12.8	17.3	10	79.4	5.31	16.1	65.4	2,105	3.45

番 号	ラグ高さ (in)	転 輪 係 数	無 限 軌 道 係 数	重 量 係 数	エンジン 係 数	クローラ部 と操向輪の 分担荷重	クローラ 部の車 両指数	車 両 指 数	備 考 () 内 は 操 向 輪 数
1	1.46	0.613	0.181	1.0	1.0	9 : 1	33.5	36.6	セミクローラ(2)
2	1.58	0.693	0.197	1.0	1.0	9 : 1	33.6	36.6	セミクローラ(2)
3	1.38	1.195	0.216	1.0	1.0	9 : 1	34.4	37.4	セミクローラ(2)
4	1.18	0.920	0.162	1.0	1.0	9 : 1	34.7	37.7	セミクローラ(2)

3. 測 定 器 の 試 作

走行性に関する土壌測定法として望ましい条件は次の通りである。

- 正確に走行性を表現しうること。
- なるべく単一の数値で表現しうること（理論的解析の場合はこのかぎりでない）。
- 簡単な計器で測定しうること（操作容易，軽量，安価）。
- 短時間に多数点を測定しうること。
- 泥濘中での取扱いに耐えられる構造を有すること。
- 測定者による誤差の少ないこと。
- データ整理の簡単なこと。

現在一般に行なわれている土壌測定法としては，次のようなものがある。

円錐——静貫入，動貫入（こねかえしの影響を測定するものもある）。

平板——矩形板，円板。

剪断——ベーン，リング，トラス，その他。

簡易法——足跡，手指，鉛筆。

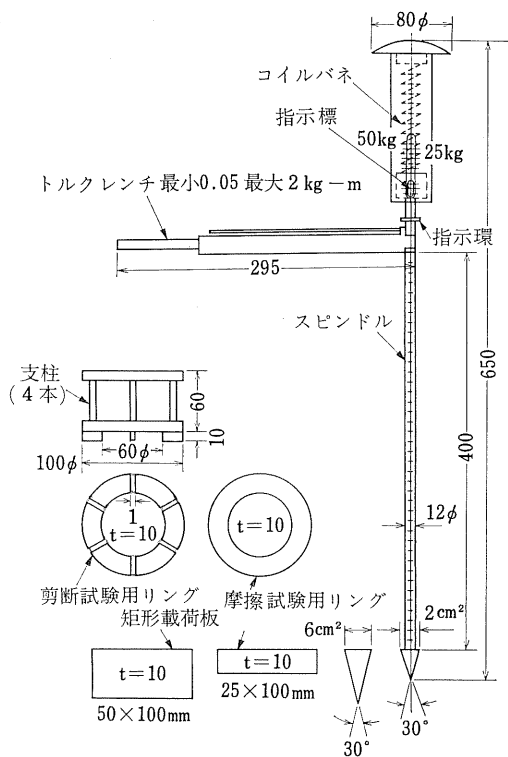
これらの測定法はいずれも一長一短があり，走行性的に表現する段階には至っていない。そこで携帯に便利で，かつ各種の測定を簡易迅速に行ないうるSR型土壌抵抗測定器を試作した⁸⁾。最初に試作したSR-1型は貫入軸部の径を10mmとしたが，ねじ部の強度が不足であったので，これを12mmに改造したものがSR-2型である。

(1) 構造および使用法

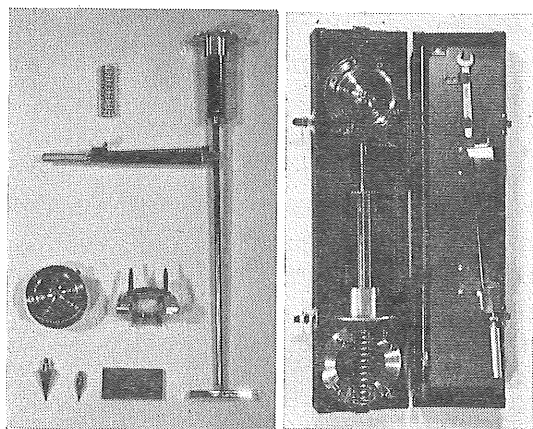
SR-2型土壌抵抗測定器は円錐貫入抵抗，矩形板沈下抵抗，剪断抵抗および摩擦抵抗等を測定することができ，全長65cm，重量6.4kgである（第I-4，I-5図）。

荷重測定用ばねは剪断摩擦試験用として25kg，円錐貫入，沈下試験用として50kgのものを使用する。ばねは交換使用可能で，軟弱地盤では貫入試験，沈下試験に25kg用ばねを使用する。

貫入試験器の先端部は，頂角30度，長さ30mm，直径15.96mm（底面積2cm²）の円錐と，頂角30度，長さ



第 I - 4 図 SR-2 型土壌抵抗測定器
(Fig. I-4. SR-2 Soil Resistance Tester)



第 I - 5 図 SR-2 型土壌抵抗測定器
(Fig. I-5. SR-2 Soil Resistance Tester)

51mm, 直径 27.66mm (底面積 6cm²) の円錐とから成っている。

沈下試験は先端部に第 4 図に示すような幅の異なる 2 種の矩形載荷板 (幅 25×長さ 100×厚さ 10mm および幅 50×長さ 100×厚さ 10mm) を装着し, 人力により 0, 10, 20, 30, 40, 50kg の荷重を与えて, その時の沈下量を求

める (第 I - 6 図)。

剪断および摩擦試験は, 先端部に剪断, 摩擦用リングを取り付け, 左手で 0, 5, 10, 15, 20, 25kg の荷重を与え, 右手でトルクレンチによってトルクを与えてその最大値を求める (第 I - 7 図)。剪断試験用リングは内径 60mm, 外径 100mm のリングに, 高さ 10mm, 厚さ 1mm の突起を 6 個取り付けただけのものであり, 摩擦試験用リングはこの突起を有さないもので, これらのリングのみ交換して使用する。

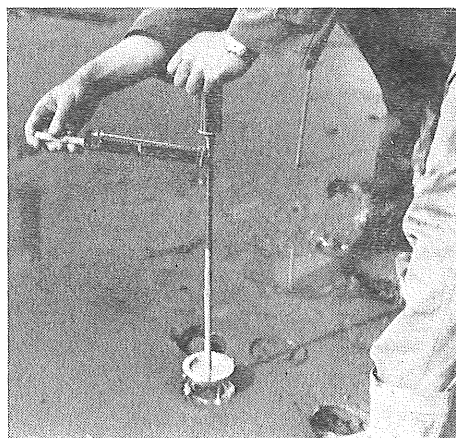
(2) 測定値の処理法

a) 円錐貫入試験

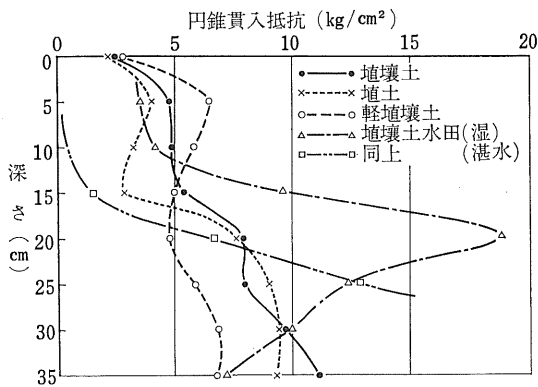
円錐貫入試験においては, 貫入抵抗を円錐底面積で除した値 (kg/cm²) をもって表現する (第 I - 8 図)。



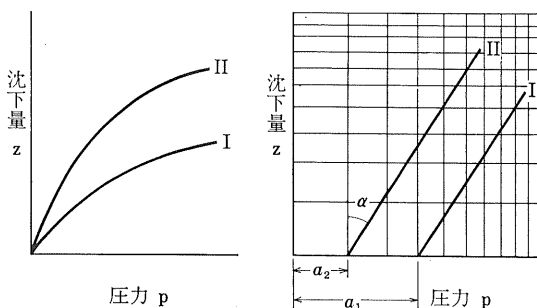
第 I - 6 図 矩形板沈下量測定状況
(Fig. I-6. Measuring the sinkage of rectangular plate)



第 I - 7 図 剪断抵抗測定状況
(Fig. I-7. Measuring the shearing resistance)



第 I-8 図 各種土壌条件における円錐貫入抵抗測定例
(Fig. I-8. Example of cone penetrating resistance)



第 I-9 図 圧力と沈下量との関係
(Fig. I-9. Relation between pressure and sinkage)

b) 沈下試験

幅の異なる 2 枚の矩形板について圧力と沈下量との関係を求めると第 I-9 図(a)のようになり、この曲線は一般に次式で表わされる。

$$p_1 = \left(\frac{k_c}{b_1} + k_\phi \right) z^n$$

$$p_2 = \left(\frac{k_c}{b_2} + k_\phi \right) z^n$$

ここに p : 圧力 (kg/cm^2)

z : 沈下量 (cm)

b : 載荷板の幅 (cm)

k_c : 変形係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1-n}$)

k_ϕ : 変形係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2-n}$)

n : 沈下指数

サフィックス 1 および 2 はそれぞれ狭幅および広幅矩形板を示す。

これらの曲線を両対数グラフにプロットすれば、第 I-9 図(b)のように平行な 2 直線が得られる。これらの直線が縦軸となす角を α とすれば、 $\tan \alpha = n$ であるから、これにより沈下指数 n が得られる。

横軸上の a_1 および a_2 は $\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right)$ に相当する。

すなわち、

$$a_1 = \frac{k_c}{b_1} + k_\phi$$

$$a_2 = \frac{k_c}{b_2} + k_\phi$$

これより

$$k_\phi = \frac{a_2 b_2 - a_1 b_1}{b_2 - b_1} = \frac{5 a_2 - 2.5 a_1}{5 - 2.5} = 2 a_2 - a_1$$

$$k_c = \frac{(a_1 - a_2) b_1 b_2}{b_2 - b_1} = \frac{(a_1 - a_2) \times 2.5 \times 5}{5 - 2.5}$$

$$= 5 (a_1 - a_2)$$

上式から変形係数 k_c および k_ϕ が得られる。

沈下指数および変形係数を求めれば、次式によりトラクタの接地幅と接地圧を知れば柔軟地におけるトラクタの沈下量を算出することができる。

$$z = \left(\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}}$$

c) 剪断および摩擦試験

剪断抵抗の測定法としては、矩形板、円板またはリング状板に突起を付したもの、シャーペン、シャーボックス、1 面または 2 面剪断、3 軸圧縮等があるが、SR-2 型ではリング状板に突起を付したものを採用した。

M.S. Osman⁹⁾ によれば、剪断抵抗の現場測定法としてはこの形状のものが最適であり、また A.C. Bailey⁹⁾ らによれば、このリング周縁の影響は無視しうるといわれている。

トルクの最大値から剪断または摩擦抵抗を算出するには次式による。

$$T = \frac{1}{100} \int_{r_2}^{r_1} (2 \pi r S) r dr = 2 \pi S \frac{r_1^3 - r_2^3}{3 \times 100}$$

$$\therefore S = \frac{300 T}{2 \pi (r_1^3 - r_2^3)} = \frac{47 T}{r_1^3 - r_2^3} \div \frac{T}{2}$$

ただし S : 剪断 (または摩擦) 抵抗 (kg/cm^2)

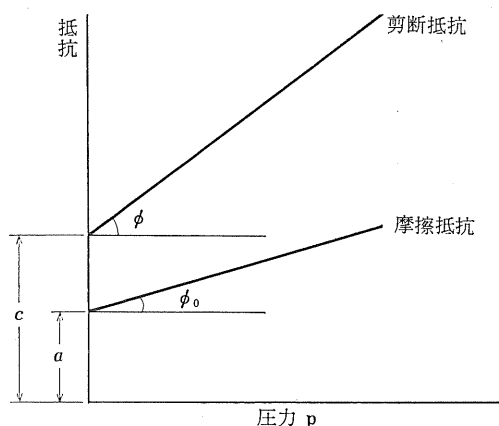
T : トルク ($\text{kg} \cdot \text{m}$)

r_1 : リング外半径 (cm) = 5 cm

r_2 : リング内半径 (cm) = 3 cm

荷重を変えて数点測定し、垂直圧力と剪断または摩擦抵抗との関係線図 (第 I-10 図) を描けば、剪断線図から凝集力 c および内部摩擦角 ϕ 、摩擦線図から付着力 a

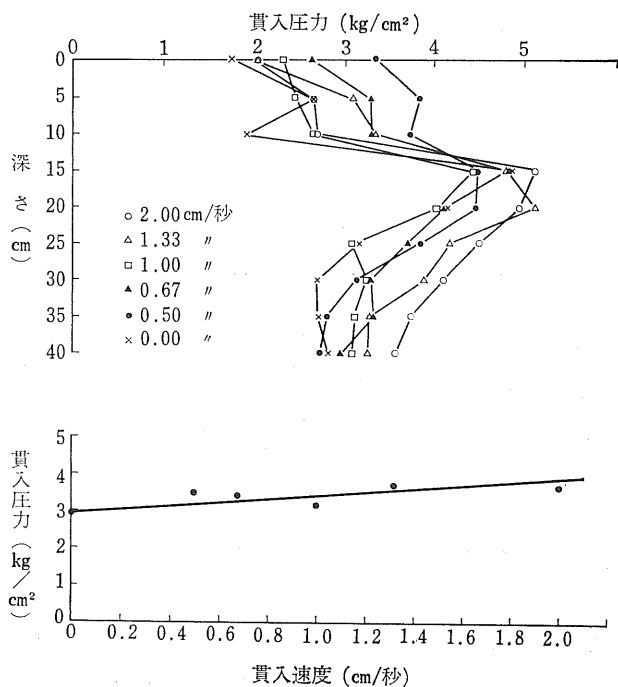
および外部摩擦角 ϕ_0 を知ることができる。



第 I-10図 剪断および摩擦抵抗線図
(Fig. I-10. Shear and friction diagram)

(3) 測定操作の影響

実際に SR-2型を使って測定するとき、貫入速度、貫入角度、矩形板の押込み角度が個人差あるいは土壌の条件によって、変わることが予想されるので、これら操作法の違いによって測定値の変動があるものかどうかを調



第 I-11図 貫入速度による変化 (小型円錐)
(Fig. I-11. Effect of cone penetrating speed)

べた。

1) 試験方法

当研究所付属農場 (沖積層埴土) において、円錐の貫入速度を $0 \sim 2.0 \text{ cm/sec}$ 、貫入角度 (垂直線となす角) を $0 \sim 20$ 度、および矩形板 (荷重 30 kg) の押込み角度 (垂直線となす角) を $0 \sim 20$ 度まで変化させて、円錐貫入抵抗および矩形板沈下量を測定し、検討を加えた。

2) 試験結果

第 I-11~13図の通りである。

(a) 貫入速度による影響

貫入速度が速くなると貫入圧力は第 I-11図に示すようにごくわずかながら増加する。平均値に対する変動係数は 3.9% であった。

一般に円錐の貫入速度は 1 cm/sec が標準となっているので、 1 cm/sec と比べたときの変動係数は 2.0% であった。

(b) 貫入角度による影響

貫入角度が増加すると第 I-12図に示すように、ごくわずかながら減少する。平均値に対する変動係数は 5.0% であった。

(c) 小型矩形板 ($25 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$) 押込み角度の影響

押込み角度が 12 度程度までは沈下深さが一定であるが、それ以上の角度になると急激に増加する (第 I-13図)。しかし実際に 10 度傾けると見た目にも相当傾いているので、測定中には 10 度以上傾くことはないと思われる。 10 度までの変動係数は 4.3% であった。

以上の結果、操作方法による影響は実用の範囲ではほとんど無視してよいといえよう。

(4) 貫入先端部の形状の影響

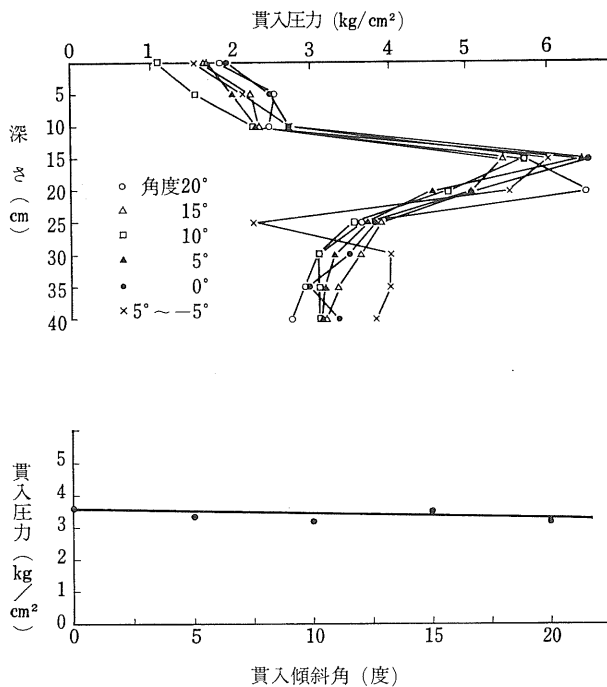
現在、貫入試験器に使用されている先端部の形状寸法は、第 I-8表に示すように多種多様のものがある。しかしその相互間の関連は一部研究されてはいるが、相互間の換算を行なうことはできないため、試験の再現が不可能な状態である。そこで静的貫入試験において先端部の形状および底面積の異なったものの抵抗の相互関係を明らかにしようとした。

1) 試験方法

鉄製土槽に各種土壌を充填し、含水比を順次変え、SR-2型土壌抵抗測定器に各種の形状および大きさを有する先端部を取り付けて貫入抵抗を測定し、比較検討した。

a) 供試土壌

土壌の性質は第 I-9 表の通りである。



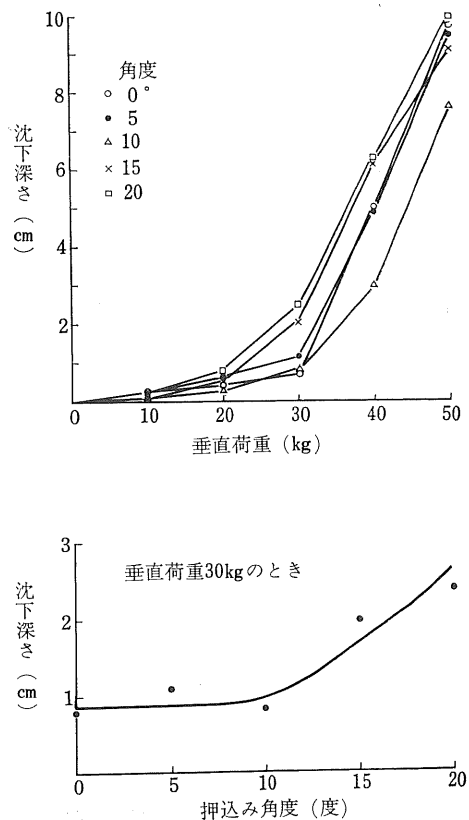
第 I-12 図 貫入角度による変化 (小型円錐)
(Fig. I-12. Effect of cone penetrating angle)

土壌は風乾状態から液性状態になるまで水分を変え試験を行なった。その含水比は下記の通りである。

- 砂 壤 土 (含水比3.11~29.5%)
- 軽 埴 壤 土 (" 24.4~58.6%)
- 埴 土 (" 8.38~40.1%)
- 埴 壤 土 (含水比0.79~29.6%)

第 I-8 表 先端部の諸元
(Fig. I-8. Specification of various probe on market)

名 称	先端角度	長 さ	直 径	底 面 積
山 中 式	30°	40mm	18mm	2.54cm ²
SR-2 (小)	30	30	15.96	2.00
" (大)	30	51	27.66	6.00
TN-4	30	37.8	20.2	3.2 (1/2 in ²)
WES	30	37.8	20.2	3.2 (1/2 in ²)
コーンペネトロ	30	56	30	7.07
P-21	90	円錐部5 円筒部10	10	0.78
プロクター・ ニードル	ニードル 円板	—	—	1, 3/4, 1 1/2, 1/3, 1 1/4, 1 1/5, 1 1/10, 1 1/20, 1 1/40 in ²
動貫入試験(小)	60	26	30	7.07 cm ²
" (大)	60	43	50	19.6



第 I-13 図 押込み角度による変化 (小型矩形板)
(Fig. I-13. Effect of penetrating angle of rectangular plate)

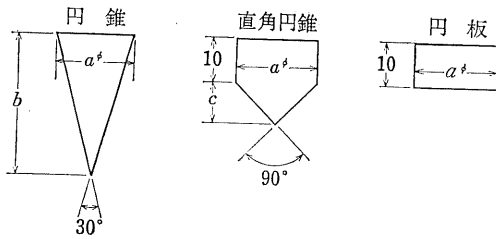
第 I-9 表 供 試 土 壌 の 性 質
(Table I-9. Properties of tested soils)

土 壌 名	砂壤土	軽埴壤土	埴 土	埴 壤 土
真 比 重	2.62	2.00	2.66	2.45
pH	6.32	6.02	6.42	5.82
液 性 限 界	27.8	82.5	26.0	44.0
塑 性 限 界	25.2	65.1	20.0	27.0
塑 性 指 数	2.6	17.4	6.0	17.0

b) 先端部の形状は円板, 直角円錐, 円錐 (先端角 30°), 底面積は各形状とも 1, 2, 4, 6 cm² のものを使用した。試験に使用した先端部の諸元は 第 I-14 図の通りである。

2) 試験結果 (第 I-10 表)

第 I-15 図に示すようにどの形状においても, 底面積の小さいものほど, 貫入抵抗は大きい値を示している。形状による貫入抵抗値の変化は 第 I-16 図に示すよう



第 I-14図 供試先端部の諸元
(Fig. I-14. Specification of tested probe)

にどの底面積においても円錐が最も低い値を示し、直角円錐、円板の差は小さかった。

ここで相互間の関係を明らかにするために土壌、底面

(単位 mm)

底面積	1 cm ²	2 cm ²	4 cm ²	6 cm ²
a	11.3	15.96	22.56	27.66
b (約)	21.0	30.0	38.5	51.0
c (約)	6.0	8.0	12.0	14.0

積、先端部の形状別に、貫入抵抗（一定深さまでの抵抗の平均値）を求め、比較検討を行なった。

a) 底面積による影響

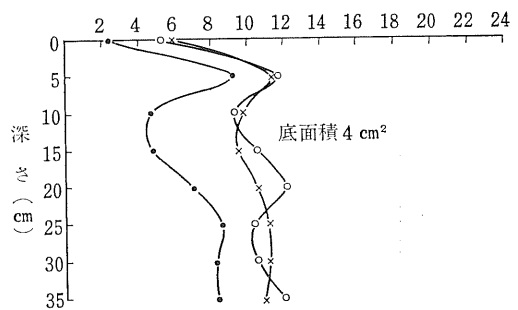
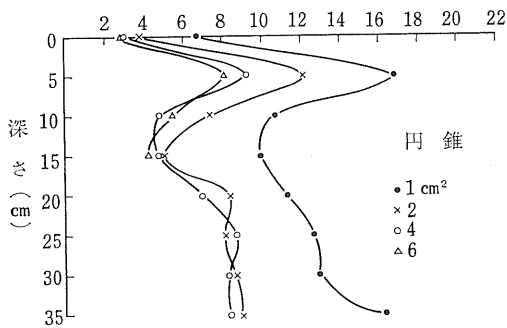
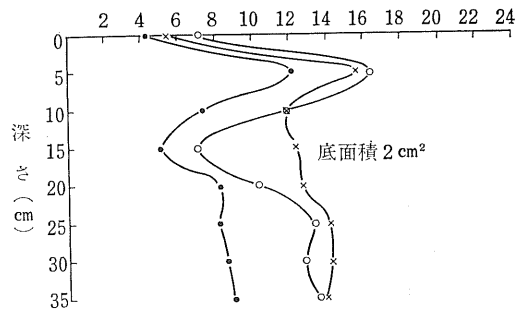
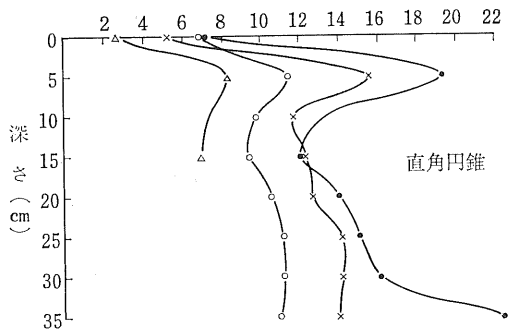
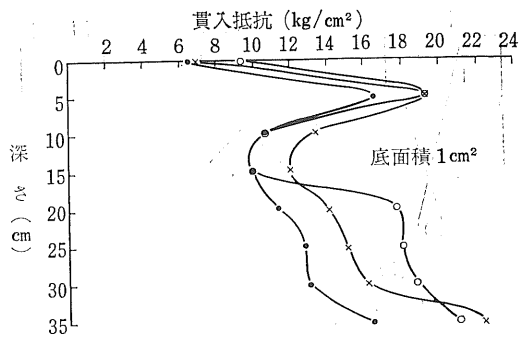
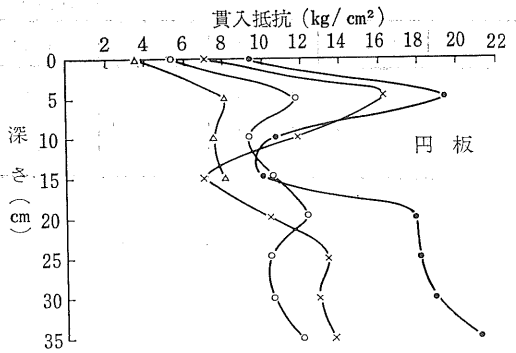
底面積と貫入抵抗との関係は第 I-17図に示すように、土壌および形状の種類を問わず双曲線状であった。

この双曲線の実験式を求めると次のようになる。

第 I-10表 先端部形状の影響

(Table I-10. Effect of probe shape)

土 壤	含 水 比	容 積 重	剪 断 力 (荷重25kg)	小型矩形板沈下量		q の 値		
				荷重30kg	荷重50kg	円 板	直角円錐	円 錐
砂 壤 土	%	gr/cc	kg/cm ²	cm	cm			
	3.11	1.32	0.325	0.15	0.55	4.95	4.73	3.13
	9.06	1.44	0.400	0.10	0.30	4.18	5.12	3.17
	12.30	1.46	0.540	0.10	0.40	2.84	2.95	2.31
	22.50	1.57	0.525	2.00	4.25	3.45	2.94	1.47
	25.50	1.74	0.625	1.50	9.00	3.16	3.11	1.99
	29.50	1.84	0.275	23.00	—	0.31	0.40	0.15
軽 埴 壤 土	24.40	0.97	0.250	0.03	0.1	3.42	4.12	3.66
	33.70	1.03	0.350	0.15	0.35	4.85	4.43	4.10
	39.10	1.03	0.425	0.05	0.40	5.46	4.97	4.43
	41.20	1.11	0.515	0	0.25	5.99	6.05	6.13
	50.20	1.06	0.450	0.10	1.0	2.61	3.36	3.12
	58.60	1.35	0.500	0.35	—	1.87	2.05	1.95
埴 土	8.38	1.16	0.300	0.06	0.15	3.45	3.80	2.50
	10.40	1.27	0.470	0.10	0.20	4.74	4.00	2.82
	17.20	1.29	0.525	0.10	0.30	5.33	5.91	3.88
	19.95	1.32	0.560	0.08	0.15	5.00	6.06	3.73
	26.10	1.52	0.715	0.01	0.20	4.75	5.84	4.16
	29.20	1.79	0.715	0.01	0.20	2.20	2.29	1.73
	36.60	1.82	0.450	—	—	0.89	1.00	0.44
	40.10	1.85	0.265	—	—	0.18	0.39	0.02
埴 壤 土	0.79	1.28	0.325	0.05	0.15	5.76	5.37	4.37
	7.91	1.36	0.525	0	0.75	6.50	6.29	4.82
	14.25	1.44	0.600	0.10	0.28	6.49	6.25	5.08
	17.25	1.56	0.665	0.05	0.75	2.90	3.24	2.32
	21.95	1.83	0.625	0.90	13.25	1.75	1.60	1.25
	29.60	1.95	0.235	—	—	—0.54	—0.55	—0.55



第 I-15図 底面積別の深さと貫入抵抗との関係 (埴壤土)

(Fig. I-15. Effect of base area of probe)

$$p = \frac{2.7}{A} + q \dots \dots \dots (I-6)$$

p : 貫入抵抗 (kg/cm^2)

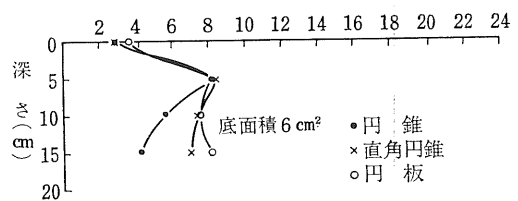
A : 底面積 (cm^2)

q : 定数 (kg/cm^2)

で表わされる。

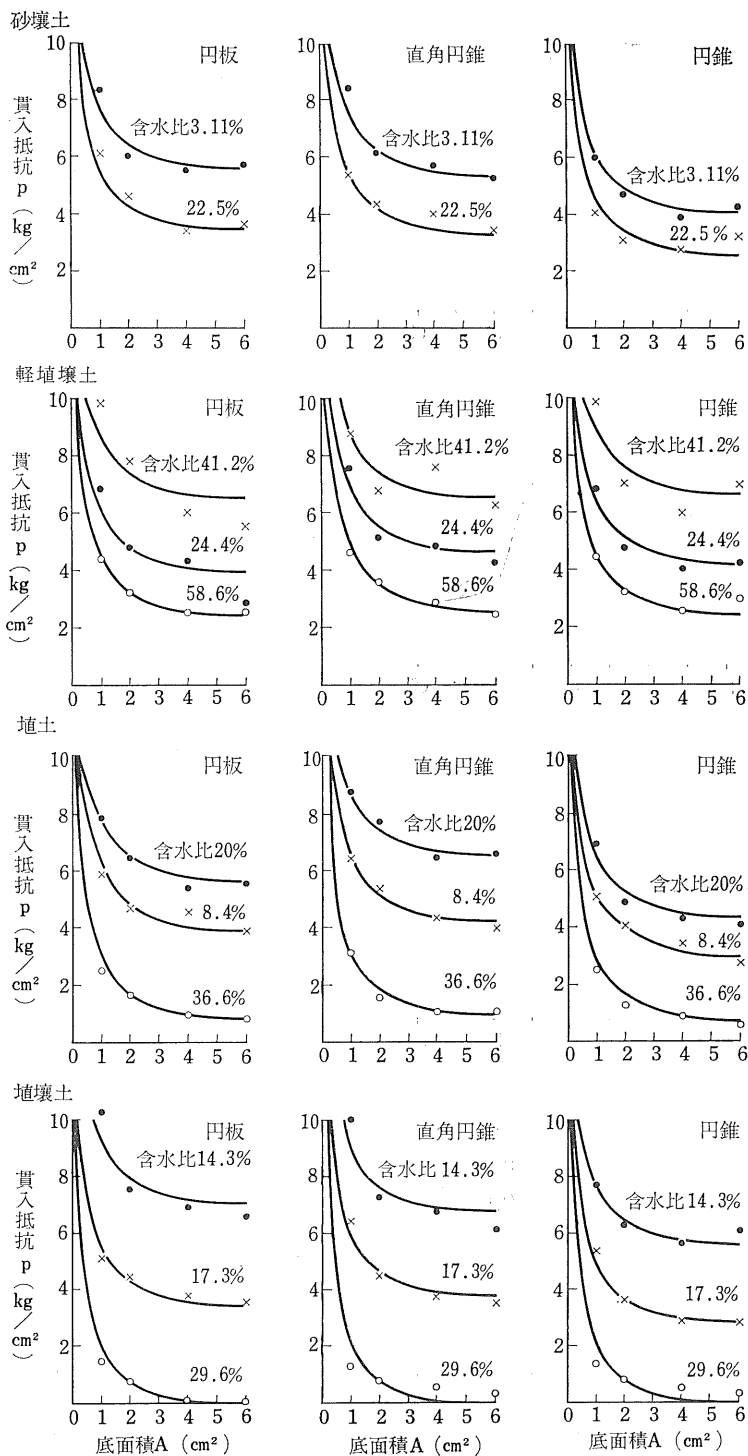
この q の値は土壌の種類、含水比および先端部の形状によって変化する (第 I-18図)。

底面積の異なる同じ形状のものの換算は (I-6) 式を利用して行なえる。



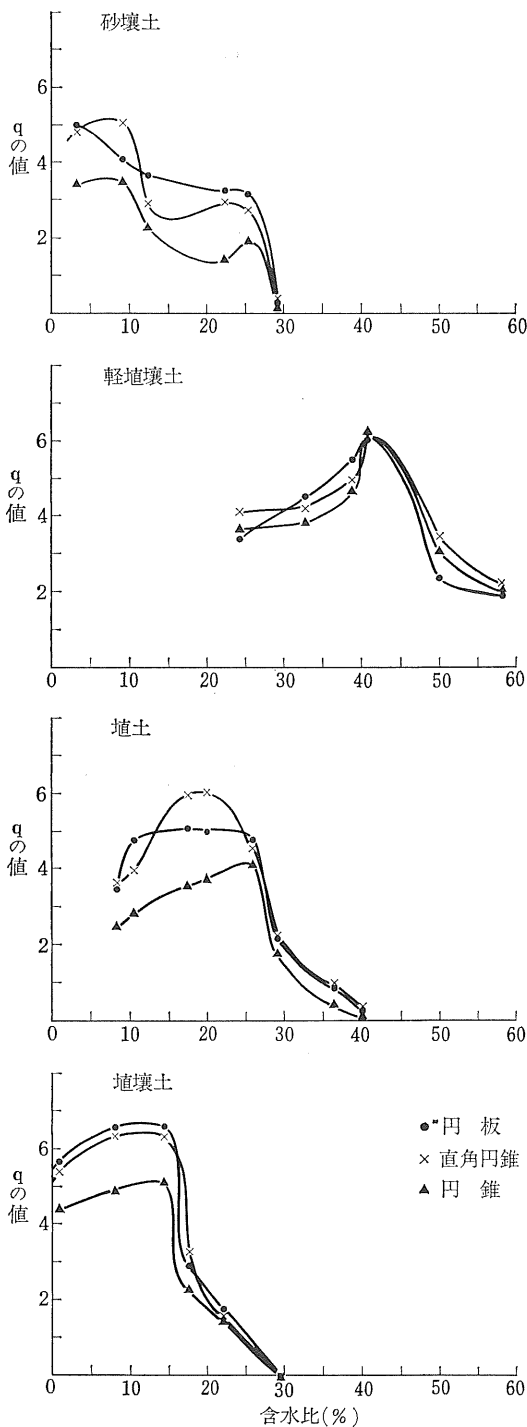
第 I-16図 先端形状別の深さと貫入抵抗との関係 (埴壤土)

(Fig. I-16. Effect of probe shape)



第 I-17 図 各形状における底面積と貫入抵抗との関係

(Fig. I-17. Effect of probe shape on the relation between base area and penetrating resistance)



第 I-18 図 q と含水比との関係

(Fig. I-18. Relation between q and soil moisture)

たとえば底面積 6cm^2 の円錐で測定した結果、貫入抵抗が p_0 であるとする、これを (I-6) 式に代入して q が求まる。いま、換算したい円錐の底面積を A_n とすると p_n は、

$$p_n = \frac{2.7}{A_n} + q$$

から求めることができる。

円錐以外の直角円錐および円板についても同様に換算できる。

円板の半径が異なる場合の沈下量と貫入抵抗との関係は、B. Hanamoto¹⁰⁾ らによれば、

$$p = \left(\frac{k_c}{R} + k_\phi \right) z^n \quad \text{..... (I-7)}$$

p : 貫入抵抗 (kg/cm^2)

R : 円板の半径 (cm)

k_c : 変形係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1-n}$)

k_ϕ : 変形係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2-n}$)

n : 沈下指数

z : 沈下量 (cm)

で表わされる。

今これを前述した (I-6) 式と同形の式で表わせば、

$$p = \frac{a}{R} + q' \quad \text{..... (I-8)}$$

p : 貫入抵抗 (kg/cm^2)

R : 円板の半径 (cm)

a, q' : 定数

となり、測定値を代入し定数の a および q' を検討すれば、ほぼ $a=2.7$, $q'=q$ で表わされる。つまり底面積で比較しても半径で比較しても大差がないが、半径の小さいときには多少の差がでる。これは (I-8) 式において半径 R が大きいときは a/R の項が小さい値を示すため、 p に対する影響が小さいが、半径 R が小さい値のときには a/R の項が多少大きくなり、その影響が表われるためである。

b) 形状の異なる場合

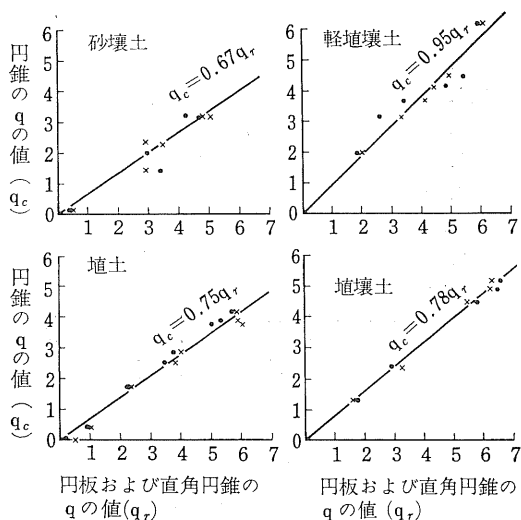
先端部の形状が異なる場合には前述した q の値が変わるわけであるが、第 I-18 図に示したように、円錐が最も低く、円板と直角円錐との差は小さい。

円錐の q の値 (q_c) と円板および直角円錐の q の値 (q_r) との関係は第 I-19 図および第 I-11 表のようになる。

この表に示すように土壌の種類によって係数が異なるが、含水量によっては変化しないので、土質を知ればおおよその換算を行なうことができる。

c) 矩形板沈下量と円錐貫入抵抗との関係

矩形板 ($25 \times 100\text{mm}$) に 30kg の垂直荷重を加えた場



第 I-19図 土壌別、円板および直角円錐の q の値と円錐の q の値との関係

(Fig. I-19. Effect of soil on the relation between q_c and q_r)

第 I-11表 土壌別 q_c と q_r との関係式

(Table I-11. Effect of soil on the relation between q_c and q_r)

土 壌 名	q_c と q_r の関係式
砂 壤 土	$q_c = 0.67 q_r$
軽 埴 壤 土	$q_c = 0.95 q_r$
埴 土	$q_c = 0.75 q_r$
埴 壤 土	$q_c = 0.78 q_r$
平 均	$q_c = 0.79 q_r$

合の沈下量 z_{30} (cm) と円錐 (先端角 30° , 底面積 2 cm^2) 貫入抵抗の深さ15cmまでの平均値 (貫入圧力) p_2 (kg/cm²) との間には、ほぼ次式のような関係がある (第 I-20図)。

$$p_2 = \frac{7}{z_{30}} + 2$$

p_2 : 貫入圧力 (kg/cm²)

z_{30} : 矩形板沈下量 (cm)

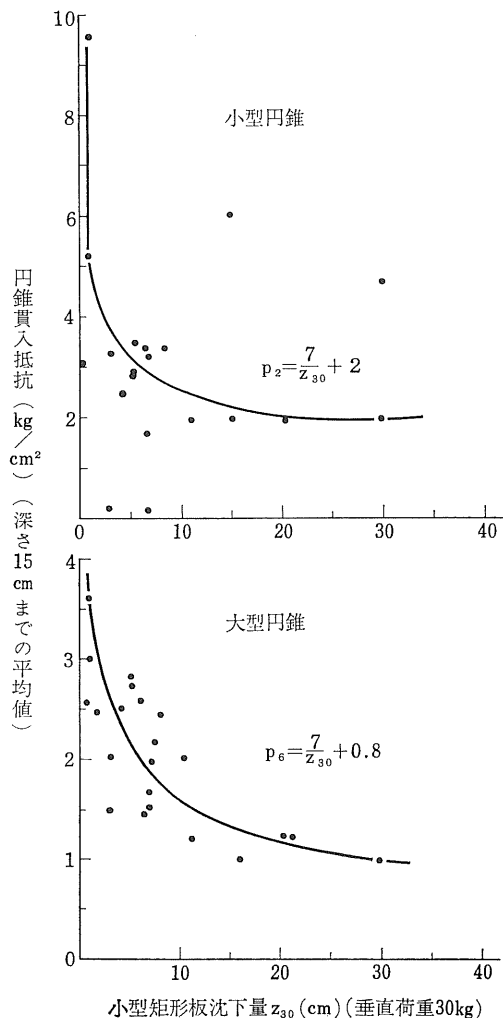
また底面積 6 cm^2 のときの貫入圧力 p_6 と z_{30} との関係は、

$$p_6 = \frac{7}{z_{30}} + 0.8$$

である。

d) 矩形板沈下量と足沈下量との関係

足跡による走行性予知の可能性を検討するために矩形



第 I-20図 円錐貫入抵抗と矩形板との関係

(Fig. I-20. Rectangular plate sinkage vs. cone penetrating resistance)

板に30kgの垂直荷重を加えたときの沈下量と足の沈下量 (最深部) との比較を試みた。測定に参加した人の条件を第 I-12表に示す。

測定の結果は第 I-21図に示すように、長靴と裸足との差は明瞭でなく、足沈下量 f と矩形板沈下量 z_{30} との間には、ほぼ

$$z_{30} = 1.5f$$

の関係が認められた。

足沈下量と矩形板沈下量との比 (沈下係数) と接地圧との間には、第 I-22図に示すように明瞭な関係が認められなかった。測定の結果に変動が多いのは片足で立っ

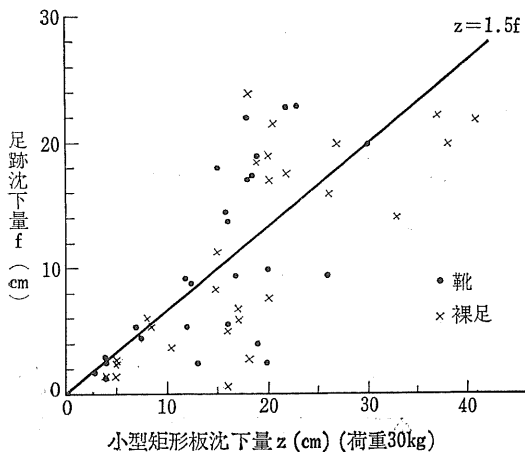
第 I-12 表 試験条件および結果

(Table I-12. Test condition and result)

被験者	文数	長さ (cm)	幅 (cm)	足裏側面積 (cm ²)	体重 (kg)	接地圧 (kg/cm ²)	f/z*	備考
A	10.3	24.5	9.5	271.6	67.0	0.247	0.75	長靴
B	11.0	26.0	10.0	296.0	79.2	0.268	0.66	"
C	9.5	22.5	8.0	232.8	44.7	0.149	0.59	"
D	10.3	25.5	9.5	282.3	62.2	0.220	0.75	"
E	11.7	28.5	10.7	318.0	86.5	0.272	0.86	"
F	11.0	23.5	10.0	281.4	59.7	0.283	0.58	裸足
G	10.7	22.5	9.5	286.0	52.5	0.183	0.51	"
H	10.7	23.0	10.0	259.0	56.3	0.217	0.68	"
I	11.0	25.0	9.5	294.6	71.9	0.251	0.64	"
平均	10.7	24.5	9.6	288.2	64.4	0.232	0.65	

注：* f=足跡沈下量 z=矩形板 30 kg の沈下量。

**この接地圧は全体重を片足で受けた時の値。



第 I-21 図 足跡沈下量と矩形板沈下量との関係

(Fig. I-21. Relation between rectangular plate sinkage and footmark depth)

たとき、足の裏が水平になるように保つのがむずかしく、爪先あるいは踵で体重のほとんどを支えることがあるために、接地圧が変動するのが原因かと思われる。

(5) 走行沈下量および進行低下率の算出法

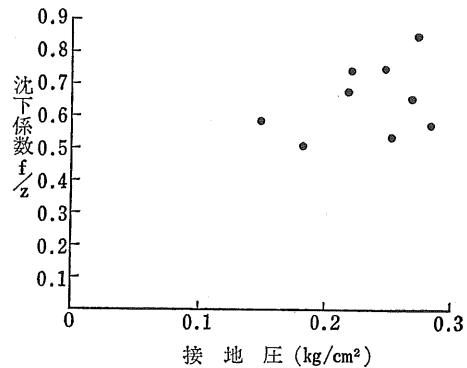
走行部の沈下量をラグ先端部の沈下量で表現するのは不適当であって、つぎの方法によって平均沈下量を求める (第 I-23 図)。

n : 地表面下にあるラグの数

s_1 : ラグ先端部沈下量 (cm)

h : ラグ高さ (cm) e : ラグ長さ (cm)

l_a : 沈下部の車輪弧長 (cm)



第 I-22 図 沈下係数と接地圧

(Fig. I-22. Ground pressure and sinkage coefficient)

A : ラグ 1 個の断面積 (cm²) p : ラグピッチ (cm)

s : 平均沈下量 (cm) σ : 進行低下率 (%)

地中にあるラグ断面積の総和が MLN 上に均等に分布するものとすれば、ラグの平均分布高さ s_2 は、

$$s_2 = \frac{nA}{l_a} \dots \dots \dots (I-9)$$

また、

$$n = \frac{l_a}{p} \dots \dots \dots (I-10)$$

としてもよいから、(I-9) 式から、

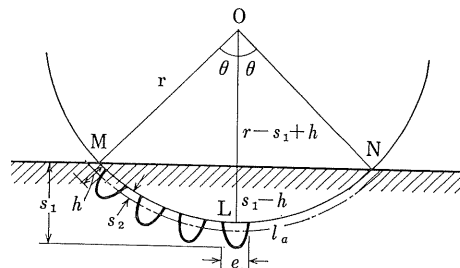
$$\begin{aligned} s_2 &= \frac{l_a}{p} \cdot \frac{A}{l_a} \\ &= \frac{A}{p} \dots \dots \dots (I-11) \end{aligned}$$

したがって平均沈下量は進行低下率を考慮して、

$$\begin{aligned} s &= s_1 - h + s_2 + \frac{\sigma}{100}(h - s_2) \\ &= s_1 - \left(h - \frac{A}{p}\right) \left(1 - \frac{\sigma}{100}\right) \dots \dots \dots (I-12) \end{aligned}$$

いまラグの断面形状を矩形および三角形とした場合の (I-12) 式を例示すれば次の通りである。

矩形ラグの場合、



第 I-23 図 走行部平均沈下量

(Fig. I-23. Average sinkage)

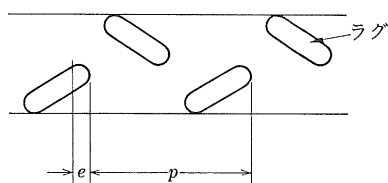
$$s = s_1 - h \left\{ \left(1 - \frac{e}{p} \right) \left(1 - \frac{\sigma}{100} \right) \right\} \cdots (I-13)$$

三角形ラグの場合,

$$s = s_1 - h \left\{ \left(1 - \frac{e}{2p} \right) \left(1 - \frac{\sigma}{100} \right) \right\} \cdots (I-14)$$

ただしゴムタイヤのような複列ラグの場合は, 単列のラグについてピッチを求める (第 I-24 図)。

つぎに進行低下率の測定に際しては, 基準となる無負荷走行時の測定を同一圃場内で行なうと不当に低い進行低下率を得るので, コンクリートまたは土道上で行なったものを基準とし, 圃場内の無負荷走行を基準として算



第 I-24 図 複列ラグのピッチ

(Fig. I-24. Pitch of dual bar lug)

出した進行低下率は参考とするにとどめた。

4. 無負荷走行時の走行性予知第 1 次試験

試作した土壤抵抗測定器により, トラクタの走行可能性を予知しうるか否かを検討するために一連の試験を行なった¹¹⁾。

(1) 方 法

農機研式 SR-1 型土壤抵抗計により, 各種土壤の円錐貫入抵抗, 矩形板沈下抵抗, 剪断および摩擦抵抗を測定し (第 I-25 図), 一方ホイール型およびクローラ型トラクタを無負荷走行させて (第 I-26~28 図), 走行部の沈下量, 進行低下率等を求め, 土壤の物理的性質と走行難易との関連を調査した。

1) 供試したトラクタの諸元は次の通りである。

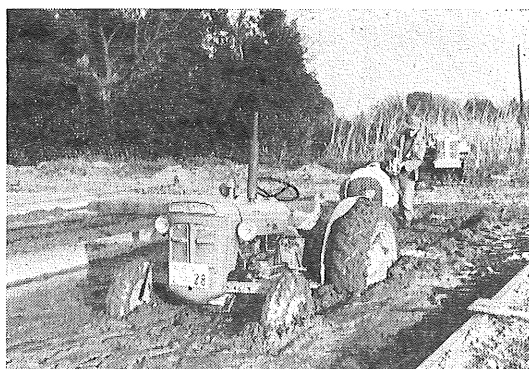
(a) シバウラ S-17 ホイール・トラクタ

総重量 860kg

最低地上高 300mm (齒車箱下)

軸 距 1,515mm

輪 距 1,100mm (最小 910~最大 1,720mm)



第 I-26 図 ホイール型トラクタの走行性試験

(Fig. I-26. Trafficability test of wheel tractor)



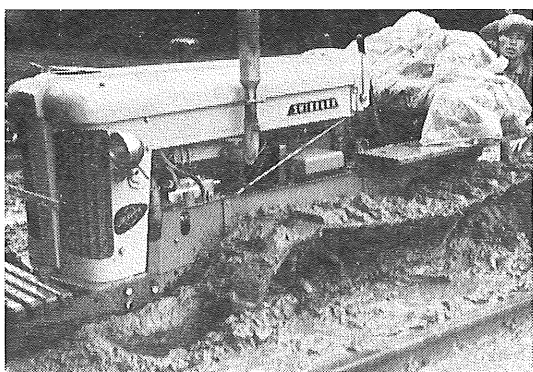
第 I-25 図 柔軟土壤の矩形板沈下量測定

(Fig. I-25. Measuring the sinkage of rectangular plate on soft soil)



第 I-27 図 セミクローラ型トラクタの走行性試験

(Fig. I-27. Trafficability test of semi-crawler)



第 I-28 図 クローラ型トラクタの走行性試験

(Fig. I-28. Trafficability test of crawler)

車輪 前輪 4.00-15 4 P 幅115mm 径610mm
後輪 8-24 4 P 幅206mm 径990mm
ラグ高さ 26mm

機関最大出力/回転数 17.5 PS/2,400 rpm

(b) フォードソン・スーパー・デキスタ・ホイール・トラクタ

総重量 1,407kg
最低地上高 320mm (オイルパン下)
軸距 1,870mm
輪距 1,220~1,930mm
車輪 前輪 5.50-16 6 P 幅157mm 径700mm
後輪 11-28 6 P 幅292mm 径1,245mm
ラグ高さ 29mm

機関出力/回転数 39.5 PS/2,000 rpm

(c) シバウラ K-20 クローラ・トラクタ

総重量 1,850kg
最低地上高 350mm (前カバー下)
軸距 1,340mm
軌距 1,100mm
接地長 640mm
シュー幅 300mm
ラグピッチ 124mm
ラグ高さ 35mm
接地部転輪の数 4個
機関定格出力/回転数 33 PS/2,000 rpm
実用最大出力 39 PS

2) 供試圃場は次の通りである。

- (a) 埼玉県北足立郡川里村埴壤土水田 3カ所
- (b) " 鴻巣市大字郷地 " 3 "
- (c) " " 沼田 " 2 "
- (d) 埼玉県鴻巣市三谷埴壤土水田 2 "
- (e) " " 農業機械化研究所人工圃場

pl. 2 軽埴壤土

(f) 埼玉県鴻巣市農業機械化研究所人工圃場

pl. 3, 4 埴土

(g) " "

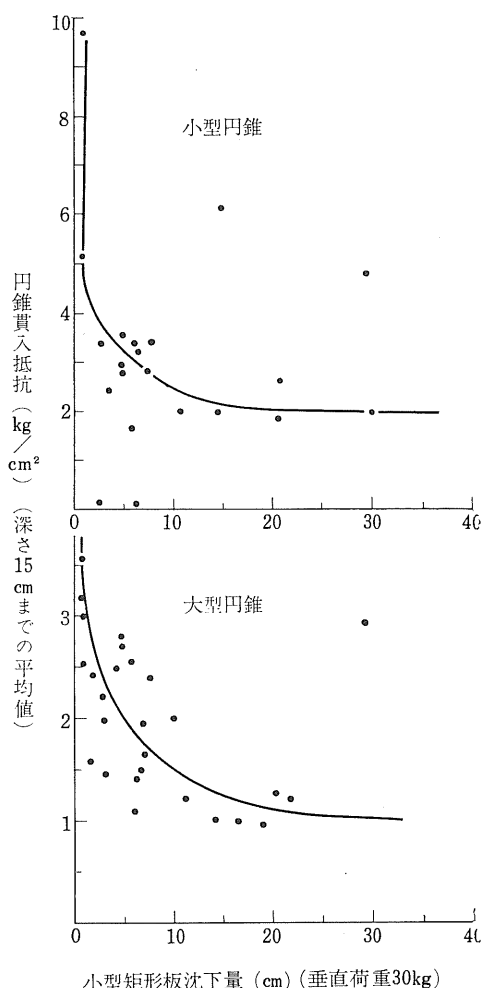
pl. 5, 6 埴壤土

(2) 結果

1) 土壌の各抵抗間の関係

(a) 円錐貫入抵抗と矩形板沈下量との関係

深さ 0~15cm 間の円錐貫入抵抗 (円錐の断面積 2 および 6 cm²) の平均値と、垂直荷重 30kg の時における小型矩形板沈下量とは、第 I-29 図に示すような双曲線



第 I-29 図 円錐貫入抵抗と矩形板沈下量との関係

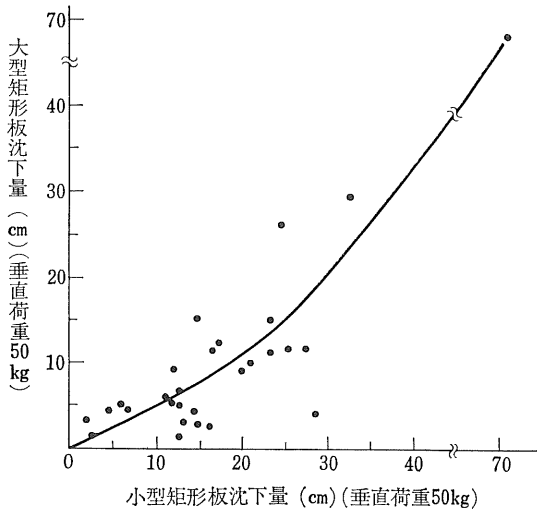
(Fig. I-29. Relation between cone index and rectangular plate sinkage)

関係にある。

すなわち円錐は堅い土における微少の差を読むのには適しているが、柔らかい土での差が少ないといえよう。

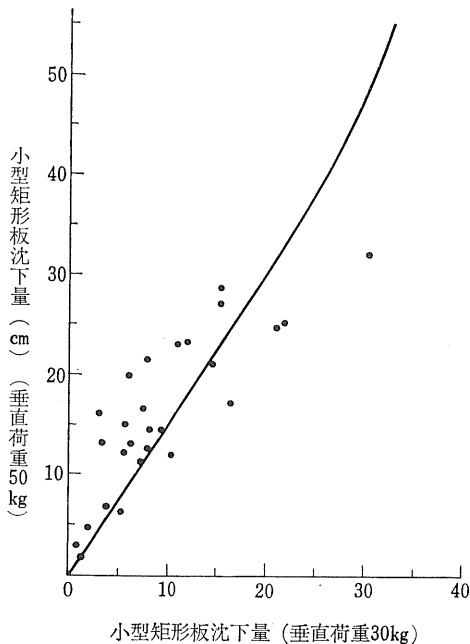
(b) 矩形板の大きさおよび荷重の影響

垂直荷重 50kg のときの小型矩形板 (25×100mm) と



第 I -30 図 小型矩形板と大型矩形板の関係

(Fig. I -30. Relation between the sinkage of small and large rectangular plate)



第 I -31 図 矩形板の垂直荷重の影響

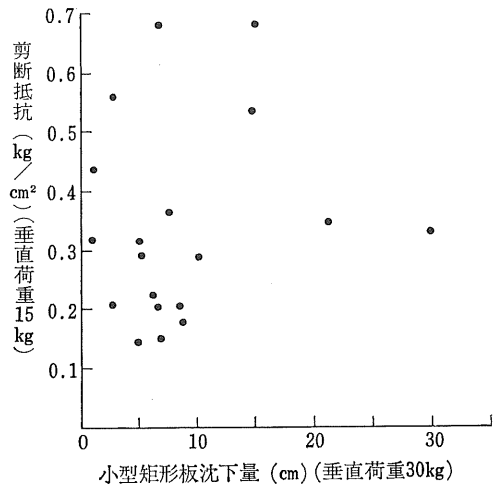
(Fig. I -31. Effect of normal load on the sinkage of rectangular plate)

大型矩形板 (50×100mm) の沈下量は、第 I -30 図に示すようにほぼ放物線の関係があり、あまり柔軟でない土壤においては大型矩形板は小型矩形板の $1/2$ の沈下量であるが、土壤が柔軟になるに従ってその差は減少する。

小型矩形板において垂直荷重を 30kg および 50kg にした場合には、第 I -31 図のような放物線の関係となる。

(c) 矩形板沈下量と剪断抵抗との関係

垂直荷重 30kg における小型矩形板の沈下量と、垂直荷重 15kg における剪断抵抗との間には、第 I -32 図に示すように明瞭な関係は認められなかった。



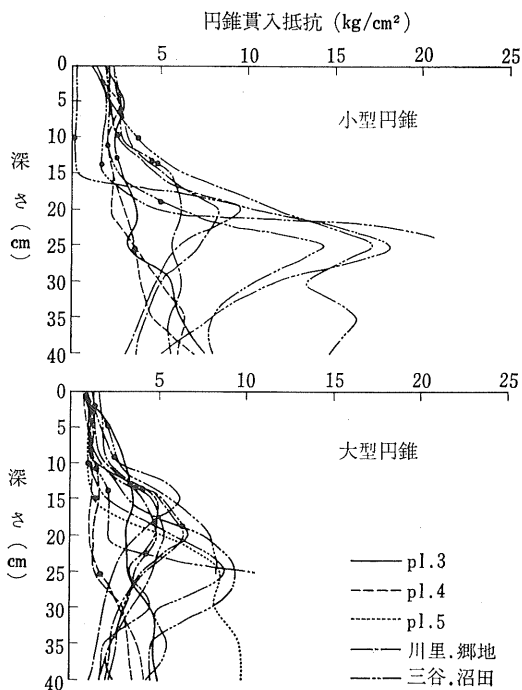
第 I -32 図 矩形板沈下量と剪断抵抗との関係

(Fig. I -32. Relation between sinkage of rectangular plate and shear resistance)

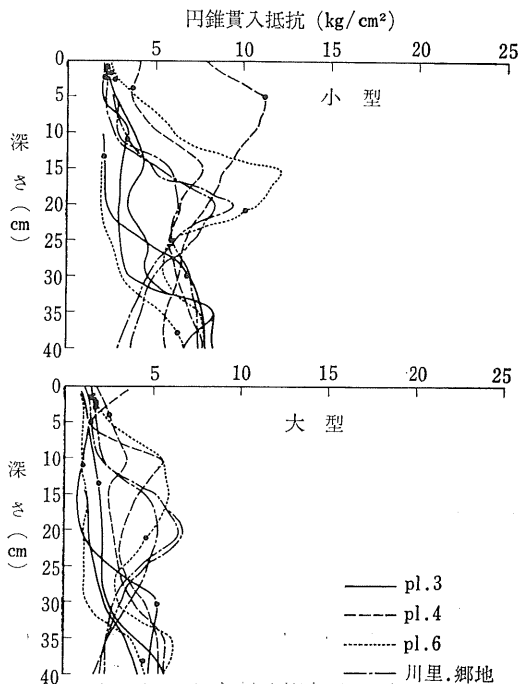
2) 土壤の各抵抗と走行部沈下量との関係

(a) 円錐貫入抵抗と走行部沈下量との関係

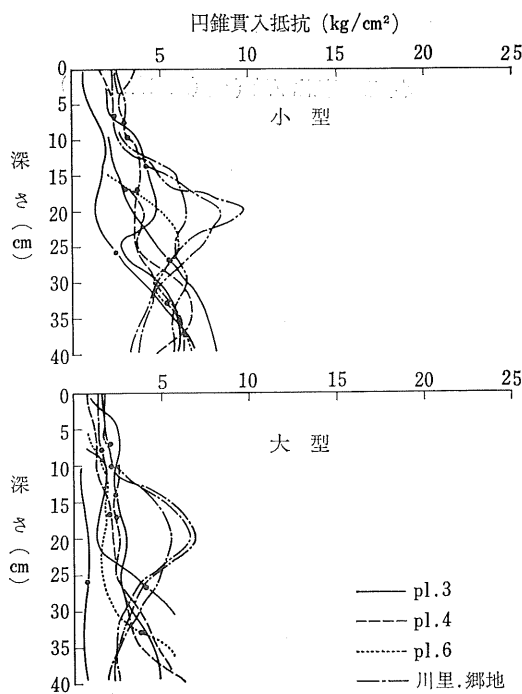
小型円錐 (断面 2 cm^2) と大型円錐 (断面 6 cm^2) の各種土壤における貫入抵抗曲線は第 I -33~35 図の通りであって、各曲線上の黒点はその地点における走行部の沈下量を示す。また第 I -36 図は走行部沈下深さにおける円錐貫入抵抗をプロットしたものである。これによれば走行部の沈下深さにおける円錐貫入抵抗の大きさは一定でなく、走行部の沈下量が大いほど走行部沈下深さにおける小型円錐貫入抵抗は大となる傾向が認められる。これは走行部の沈下量が大となれば走行抵抗が増加し、この抵抗に打勝って前進するためには、より堅い地盤を必要とすることを意味しているものと思われる。したがって円錐貫入抵抗曲線から、ただちに走行部沈下量を推定することは困難と考えられる。



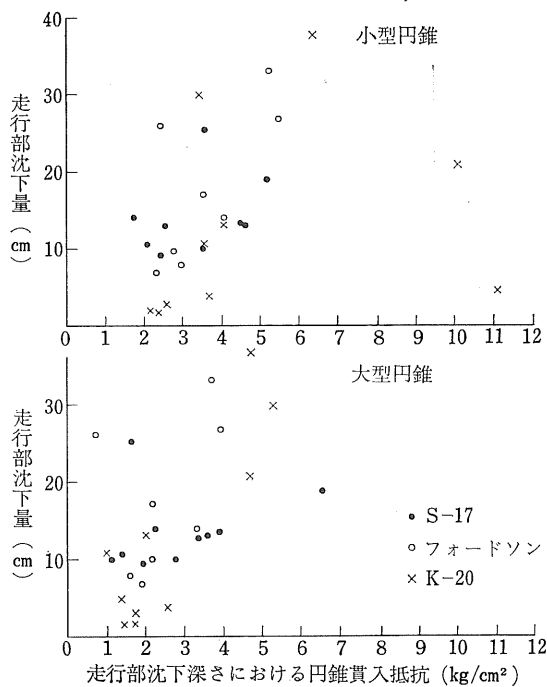
第 I-33 図 円錐貫入抵抗曲線 (S-17)
(Fig. I-33. Cone index and sinkage of the Shibaura S-17 tractor)



第 I-35 図 円錐貫入抵抗曲線 (K-20)
(Fig. I-35. Cone index and sinkage of the Shibaura K-20 tractor)



第 I-34 図 円錐貫入抵抗曲線 (フォードソン)
(Fig. I-34. Cone index and sinkage of the Fordson Super Dextra tractor)



第 I-36 図 走行部沈下深さにおける円錐貫入抵抗
と走行部沈下量との関係
(Fig. I-36. Relation between cone index at the
depth of tractor sinkage and the
sinkage of tractor)

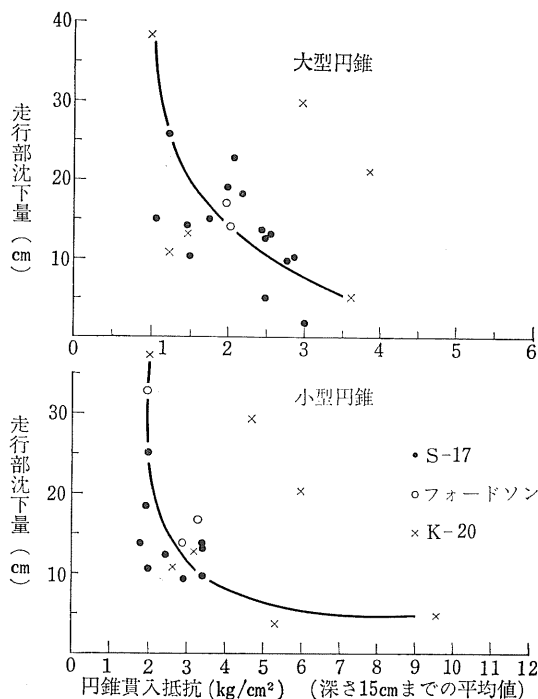
つぎに地表面から深さ 15cm までの円錐貫入抵抗の平均値と、走行部沈下量との関係をプロットすると、第 I-37 図のようにほぼ双曲線的な関係が認められる。

(b) 矩形載荷板沈下量と走行部沈下量との関係

小型および大型矩形板の貫入抵抗曲線を第 I-38 図に示す。いま小型矩形板の垂直荷重を 30kg (1.2kg/cm^2) および 50kg (2.0kg/cm^2)、大型矩形板のそれを 50kg (1.0kg/cm^2) としたときの矩形板の沈下深さと、走行部沈下量との関係を求めると、第 I-39 図～41 図のようになる。これによれば小型矩形板の垂直荷重 30kg における沈下深さと走行部の沈下深さの間には、ほぼ直線的な関係が認められる (第 I-39 図)。小型および大型矩形板の垂直荷重を 50kg にした場合は、圧力が大きすぎるため容易に地耐力を越えることが多く、測定値が不安定である (第 I-40, 41 図)。

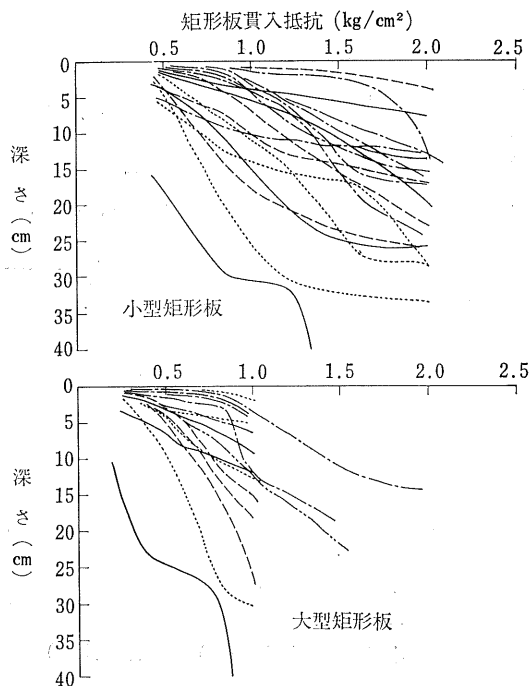
(c) 剪断抵抗と走行部沈下量との関係

土壌の凝集力、内部摩擦角、および垂直荷重 15kg (0.3kg/cm^2) のときの剪断抵抗と走行部の沈下量との間には、第 I-42～44 図に示すように明瞭な関係は認められなかった。



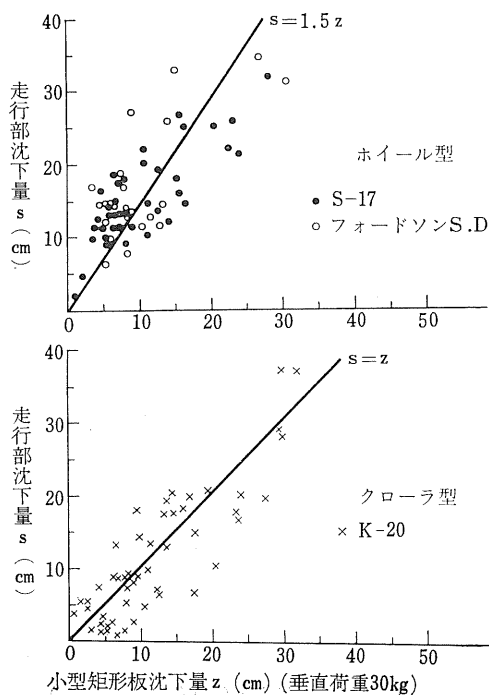
第 I-37 図 円錐貫入抵抗平均値と走行部沈下量との関係

(Fig. I-37. Relation between cone index and tractor sinkage)



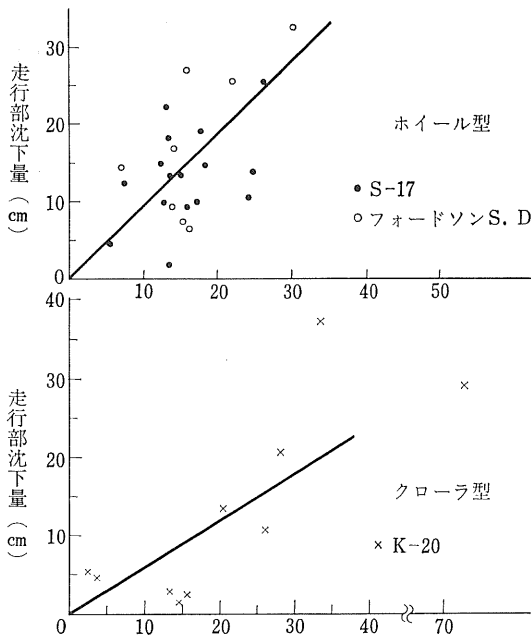
第 I-38 図 矩形板貫入抵抗曲線

(Fig. I-38. Rectangular plate sinkage chart)

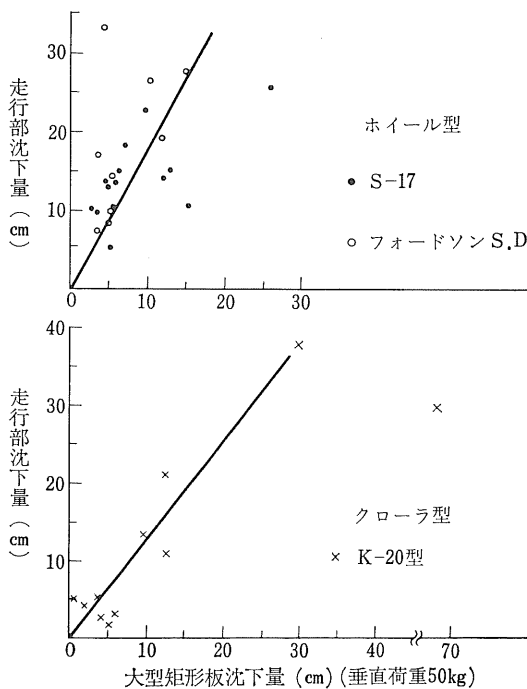


第 I-39 図 小型矩形板と走行部の沈下量の関係

(Fig. I-39. Relation between sinkage of small rectangular plate (normal load 30 kg) and tractor)



小型矩形板沈下量 (cm) (垂直荷重50kg)
第 I-40図 小型矩形板と走行部の沈下量の関係
(Fig. I-40. Relation between sinkage of small rectangular plate (normal load 50kg) and tractor)



大型矩形板沈下量 (cm) (垂直荷重50kg)
第 I-41図 大型矩形板と走行部の沈下量の関係
(Fig. I-41. Relation between sinkage of large rectangular plate (normal load 50kg) and tractor)

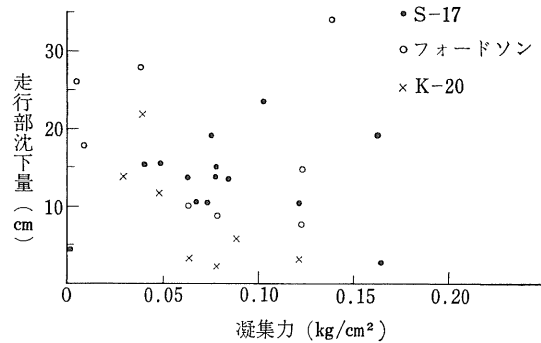
(d) 走行部の進行低下率と沈下深さとの関係

走行部が沈下すれば走行抵抗が増大するため進行低下率が増加し、逆に進行低下率が増加すれば走行部の下の土が削り取られて沈下量が増大するため、両者の間には相関関係があるであろうことが予測されるが、測定の結果は第 I-45図の通りこの予想を裏付けている。

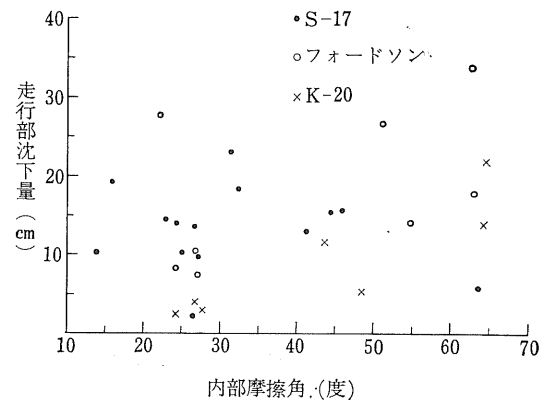
なおクローラ型はホイール型に比して、同一進行低下率における走行部の沈下量ははるかに多い。これは接地長と土の変位量との間にはつぎのような関係があり、接地長が長いほど同一進行低下率における土の変位量が多いためである。

$$d = \sigma l \quad \dots\dots\dots (I-15)$$

ここに d = 変位量 (cm)
 σ = 進行低下率 (%)
 l = 接地長 (cm)



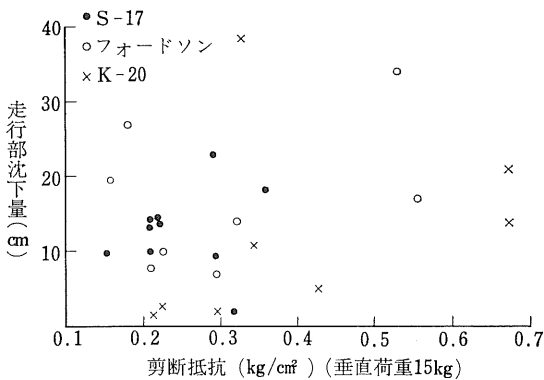
第 I-42図 凝集力と走行部沈下量との関係
(Fig. I-42. Cohesion vs. tractor sinkage)



第 I-43図 内部摩擦角と走行部沈下量との関係
(Fig. I-43. Internal friction angle vs. tractor sinkage)

(3) 考 察

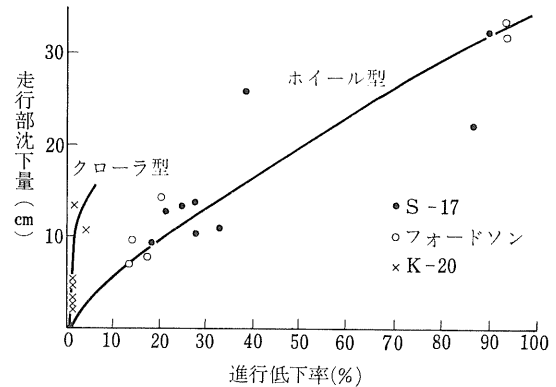
以上の結果から、トラクタ等の走行部沈下量を推定するには、小型矩形板によるのが最も精度が高く、かつ簡



第 I-44 図 剪断抵抗と走行部沈下量との関係

(Fig. I-44. Shear resistance vs. tractor sinkage)

便であると思われるが、より正確な予知を行なうためには、さらに土壌条件および走行車両の種類を変え、多数の実験を繰返すことが必要である。



第 I-45 図 進行低下率と走行部沈下量との関係

(Fig. I-45. Travel reduction vs. tractor sinkage)

5. 無負荷走行時の走行性予知第 2 次試験

前節の試験の結果、円錐貫入抵抗または矩形板沈下量とトラクタの走行性との間に、かなりの相関が認められた。

円錐貫入抵抗による方法は従来かなり広く使用されており、かつ地層深部までの状態を把握するのに適しているが、理論解析が困難な点に問題がある。

すなわち矩形板の場合は、矩形板の幅、接地圧および沈下量の関係は、既述のように、

$$p = \left(\frac{k_e}{b} + k_\phi \right) z^n$$

という簡単な式で表わされるが、円錐の場合には、次のような複雑な式となる³⁾。

$$W = \frac{\pi D}{2H} \left\{ \frac{k_e}{n+1} \left\{ (z+H)^{n+1} - z^{n+1} \right\} + \frac{k_\phi D}{H} \left\{ \frac{(z+H)^{n+2}}{(n+1)(n+2)} + \frac{z^{n+2}}{n+2} - \frac{z^{n+1}(z+H)}{n+1} \right\} \right\} \dots \dots \dots (I-16)$$

ここに W : 垂直荷重 (kg)

D : 円錐底部直径 (cm)

H : 円錐高さ (cm)

z : 地表面から円錐底部までの沈下深さ

(cm)

n, k_e, k_ϕ は既述の通り

したがって単に走行性の予知のみを行なうためには円錐でもよいが、理論的解析を行ない、トラクタの改良開発を行なうためには、矩形板が適していると思われるので、矩形板沈下量と走行性との関連について、さらに多数の実験を行なった¹²⁾。

(1) 方 法

農機研式 S R-2 型土壌抵抗測定器により、各種土壌の物理的性質を測定し、一方歩行用トラクタ、2 輪駆動式 (ゴムタイヤおよび水田車輪) および 4 輪駆動式ホイール型、セミクローラ型およびクローラ型トラクタ、ならびにコンバイン等無負荷走行させて、土壌の物理的性質と走行難易との関連を調査するとともに、これら各種走行装置の比較検討を行なった。

1) 供試圃場

供試圃場は次の通りである。

- | | |
|----|-----------------|
| a) | 埼玉県鴻巣市農業機械化研究所 |
| | 人工圃場 pl.1 砂壤土 |
| b) | 同 上 pl.2 軽埴壤土 |
| c) | 同 上 pl.3, 4 埴土 |
| d) | 同 上 pl.5, 6 埴壤土 |

- e) 埼玉県鴻巣市大字郷地壇壤土水田
 f) 同 上 沼田 〃
 g) 同 上 三谷 〃
 h) 埼玉県北足立郡川里村 〃
 i) 秋田県八郎潟干拓地
 j) 岡山県児島郡藤田村水田 (コンバインのみ)

2) 供試機

供試機の主要諸元を第 I-13 表に示す。

第 I-13 表 供 試 機 諸 元
 (Table I-13. Specification of tested machine)

銘 柄	機関出力 (PS)	機体重量 (kg)	タイヤサイズ	
			前 輪	後 輪
歩行用トラクタ ダイキン・ティラー TA23	4.5	102.2	籠 形 車 輪	
ホイール型トラクタ				
ダイキン TR-10	10	630	4-15	8 $\frac{3}{8}$ -24
ブンガルツ T7	20	860	4-15	7-24
シバウラ S-17	18	1,015	4-15	8-24
フォードソン・スーパー・デキスタ クローラ型	39.5	1,790	5.5-16	11-28
シバウラ K-20	37.5	2,550	軌道帯幅 300mm	
湿田用ブルドーザ				
日特 NTK-4	53	7,000	軌道帯幅 762mm	
水陸両用車				
クオリティ・マーシュ コンバイン	60	1,600	軌道帯幅 1,040mm	
三菱 U150	20.5	2,500	セミクローラ	
ヤンマー CA140	15.0	2,800	セミ 〃	
クボタ HT100	9~11	980	フル 〃	
キセキ C71B	20.5	2,560	セミ 〃	
スズエ CK	6.5~9	400	セミ 〃	
北農 クローラ型 No.51	15	1,750	フル 〃	
日車 NC18-A	35	4,000	セミ 〃	
サトー式 HT90 ケーオ号	7.5~10	900	フル 〃	
A A120-63A	29	1,500	フル 〃	
ラベルダ M75R	47	3,700	セミ 〃	
インター 93	50	2,700	セミ 〃	
クラス・マーキュリー	52	4,300	セミ 〃	
クレソン	57	3,900	セミ 〃	

(2) 車両指数の算出

車両の諸元と走行性との関連を求めるために、WES 法を簡略化し、かつメートル法を採用すれば次のようになる。ただしタイヤサイズはインチ法とする。

a) クローラ型車両

前述の可動性指数の式 (I-4) において、重量係数、

ラグ係数、エンジン係数を 1、伝導係数を 1.05 とし、かつ転輪係数および間隙係数はきわめて小さい数値となるのでこれを無視すれば次式ようになる。

$$MI = \frac{1.895W}{w^2 l} \dots\dots\dots (I-17)$$

ここに MI: 可動性指数

W: 機体重量 (kg)

w: 履帯幅 (cm)

l: 接地長 (cm)

可動性指数から車両指数を求めるための第 I-3 図において、通常使用される農用トラクタの車両指数は 35 以上なので、この範囲では可動性指数と車両指数とは直線関係にある。これを式で表わせば、

$$VI = \frac{MI + 54}{2.175} \dots\dots\dots (I-18)$$

ここに VI: 車両指数

したがって (I-17) 式を (I-18) 式に代入すれば次のようになる。

$$VI = \frac{871W}{w^2 l} + 24.8 \dots\dots\dots (I-19)$$

b) ホイール型車両

(i) 4 輪駆動の場合 (全車輪同一サイズ)

可動性指数の式 (I-5) において、重量係数を 0.9、ラグ係数およびエンジン係数を 1.0、伝動係数を 1.05 とし、かつ車輪荷重および間隙係数を無視すれば次式のようになる。

$$MI = \frac{99.5W}{w^2 dm} + 20 \dots\dots\dots (I-20)$$

ここに w: タイヤ幅 (in)

d: リム径 (in)

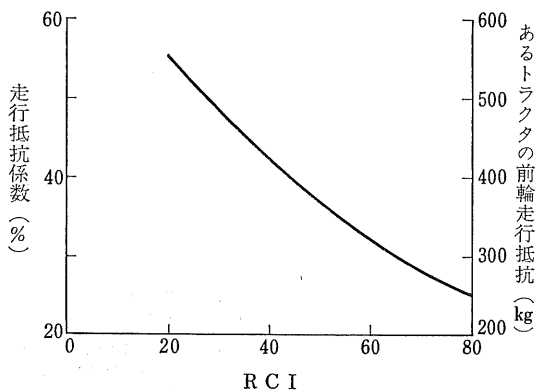
m: 車輪数

(I-20) 式を (I-18) 式に代入すれば

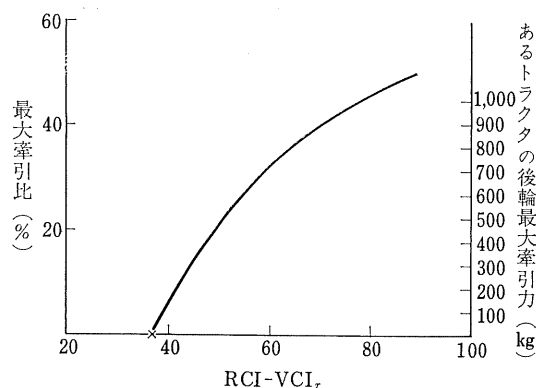
$$VI = \frac{45W}{w^2 dm} + 34 \dots\dots\dots (I-21)$$

(ii) 2 輪駆動の場合 (後輪駆動)

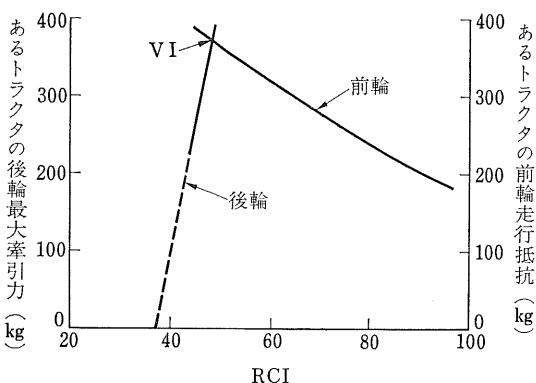
2 輪駆動の場合はまず後輪について VI を求め、ついで前輪を押し進めるに必要な力を各種土壌強度の場合について求める。それには第 I-46 図において縦軸の走行抵抗係数にトラクタ前車軸重量を乗じた値、すなわち前輪の走行抵抗を右側の縦軸に記入する。つぎに推定円錐指数 (RCI) と最大牽引比の関係を示す第 I-47 図において、最大牽引比に後車軸重量を乗じた値、すなわち最大牽引力を右側の縦軸に記入する。この両図の曲線を第 I-48 図のように重ねてその交点を求めれば、そのときの推定円錐指数が車両指数となる¹³⁾。



第 I-46 図 推定円錐指数と走行抵抗との関係
(Fig. I-46. Force required to tow vehicles)



第 I-47 図 自走車両の牽引性能
(Fig. I-47. Performance curve for self-propelled vehicles)



第 I-48 図 あるトラクタの車両指数
(Fig. I-48. Vehicle index of a tractor)

この方法ではいちいち作図しなければならず、かなり時間を要するので、次のような算式を求めた。

後輪の VI は次の式から求める。

$$VI_r = \frac{45W_r}{w^2 dm} + 34 \dots \dots \dots (I-22)$$

ここに VI_r : 後輪の車両指数

W_r : 後輪分担荷重 (kg)

m : 後輪数

第 I-47 図の曲線は農用ホイールトラクタの場合は推定円錐指数が 50~60 の範囲にあるから、この部分を直線とみなせば次式で表わされる。

$$y = -0.55x + 64.4 \dots \dots \dots (I-23)$$

ここに x および y はそれぞれ横軸および縦軸の値を示す。

また第 I-46 図の曲線は次式で表わされる。

$$y = 1.65(x - VI_r) \dots \dots \dots (I-24)$$

(I-23) に後輪荷重 W_r (kg), (I-24) 式に前輪荷重 W_f (kg) を乗じたものはそれぞれ後輪の牽引力および前輪の走行抵抗であって、両者が等しくなるときの x がトラクタ全体の VI であるから、

$$\begin{aligned} \frac{W_r}{W_f} &= \frac{-0.55x + 64.4}{1.65(x - VI_r)} = \frac{-0.55VI + 64.4}{1.65(VI - VI_r)} \\ \therefore VI &= \frac{64.4W_r + 1.65VI_rW_r}{0.55W_f + 1.65W_r} \\ &= \frac{64.4\frac{W_f}{W_r} + 1.65VI_r}{0.55\frac{W_f}{W_r} + 1.65} \end{aligned}$$

すなわち、

$$VI = 117 + \frac{3VI_r - 352}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \dots \dots \dots (I-25)$$

(I-25) 式に (I-22) 式を代入すれば、

$$VI = 117 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(250 - \frac{135W_r}{w^2 dm} \right) \dots \dots \dots (I-26)$$

c) セミクローラ型車両

セミクローラの場合はまず後輪についてクローラの場合の (I-19) 式にならって VI_r を求めれば、

$$VI_r = \frac{871W_r}{w^2 l} + 24.8 \dots \dots \dots (I-27)$$

これを (I-25) 式に代入すれば、

$$VI = 117 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(277.6 - \frac{2,613W_r}{w^2 l} \right) \dots \dots \dots (I-28)$$

以上を要約すれば次の通りである。

〔車両指数の算式〕

a) クローラ型車両

$$VI = \frac{871W}{w^2l} + 24.8 \dots\dots\dots (I-19)$$

ここに VI: 車両指数

W: 機体重量 (kg)

w: 履帯幅 (cm)

l: 接地長 (cm)

b) セミクローラ型車両

$$VI = 117 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(277.6 - \frac{2,613W_r}{w^2l} \right) \dots\dots\dots (I-28)$$

ここに W_f : 駆動されない車輪 (通常前輪) の分担荷重 (kg)

W_r : クローラ部の分担荷重 (kg)

w, l はクローラの場合と同じ

c) ホイール型車両

$$VI = 117 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(250 - \frac{135W_r}{w^2dm} \right) \dots\dots\dots (I-26)$$

ここに W_f : 駆動されない車輪 (通常前輪) の分担荷重 (kg)

W_r : 駆動車輪 (通常後輪) の分担荷重 (kg)

w: タイヤ幅 (in)

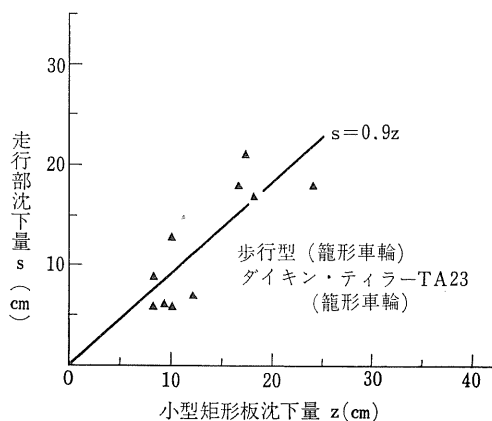
d: リム径 (in)

m: 駆動輪数

(3) 結 果

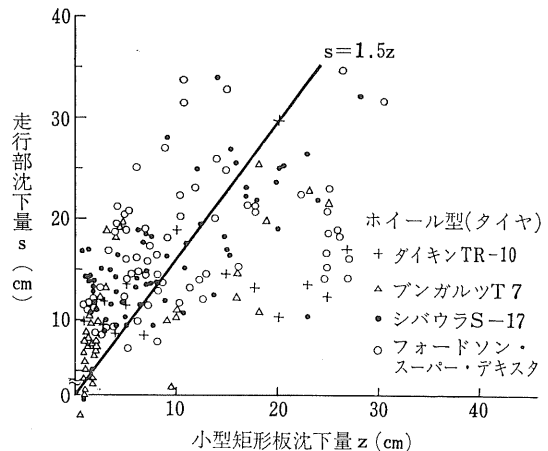
1) 矩形板沈下量と走行部沈下量との関係

小型矩形板 (25×100mm) に30kgの垂直荷重を加え



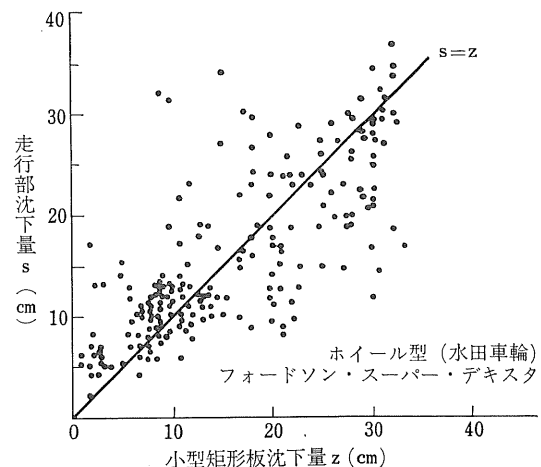
第 I-49 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-49. Relation between sinkage of rectangular plate and walking tractor with cage wheel)



第 I-50 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-50. Relation between sinkage of rectangular plate and riding tractor with tire)



第 I-51 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-51. Relation between sinkage of rectangular plate and riding tractor with steel wheel)

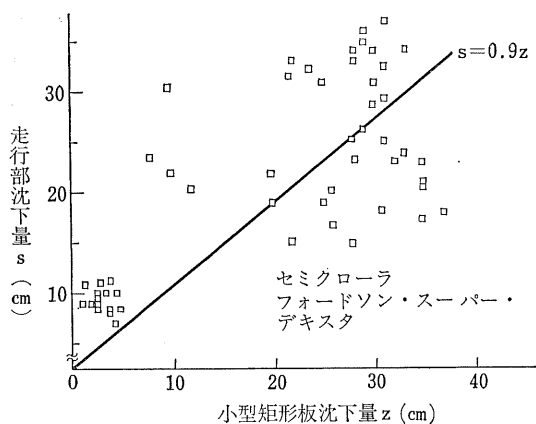
た場合の沈下量と走行部の沈下量との関係を各種車両について求めた結果を第 I-49～55 図に示す。

これらの図によれば、矩形板沈下量と走行部沈下量とはほぼ直線的関係があるといえよう。

この実験結果から、ある土壌面における車両の走行難易を矩形板の沈下量によって推定することが可能と思われる。

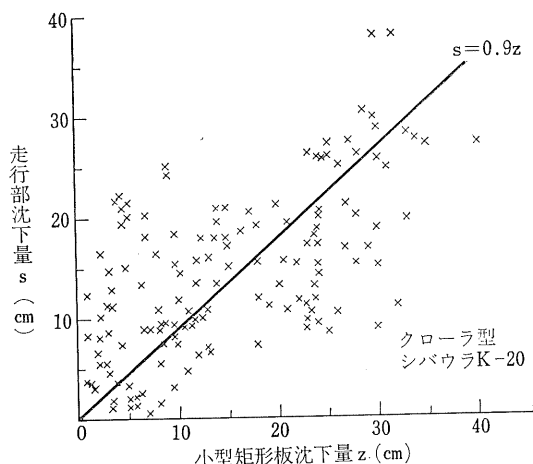
2) 車両の諸元と沈下係数との関係

前項の結果により、矩形板沈下量と走行部沈下量とは、ほぼ直線的関係にあることが認められたので、走行部沈下量と矩形板沈下量との比をとり、これを「沈下係



第 I-52 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-52. Relation between sinkage of rectangular plate and semi-crawler)



第 I-53 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-53. Relation between sinkage of rectangular plate and crawler)

数」と名づけた。すなわち、ある車両の沈下係数を求めておけば、任意の土壌面におけるその車両の沈下量は、矩形板沈下量を測定することにより直ちに推定することができるわけである。

いま前項により求めた沈下係数と前述の方法により算出した車両指数との関係を求めると、第 I-56 図に示すように両者はほぼ直線的関係を有し次式で表わされる。

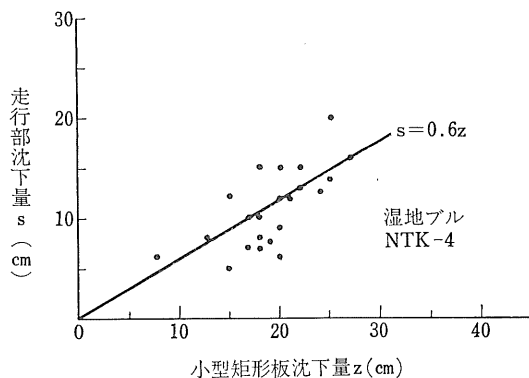
$$\frac{s}{z} = \frac{VI}{45} \dots\dots\dots (I-29)$$

ここに s : 走行部沈下量 (cm)

z : 矩形板沈下量 (cm)

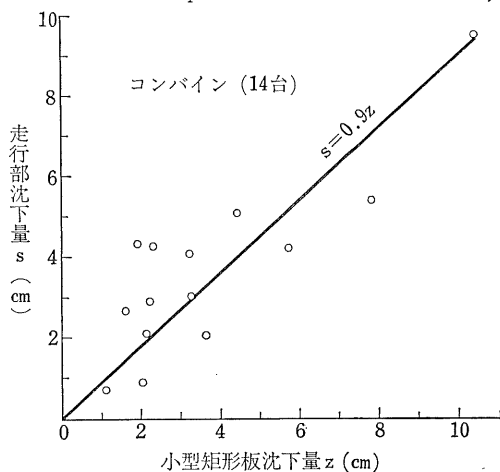
VI : 車両指数

第 I-14 表に各種車両の車両指数と沈下係数を示す。



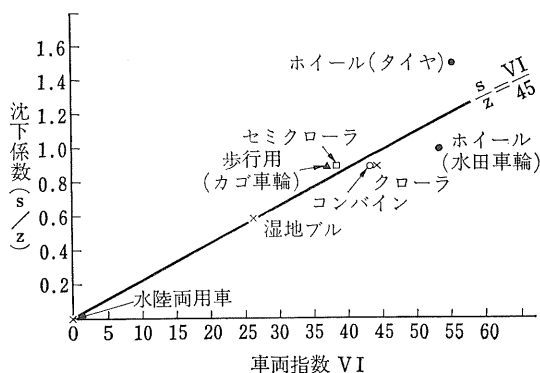
第 I-54 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量

(Fig. I-54. Relation between sinkage of rectangular plate and bulldozer for wet soil)



第 I-55 図 走行部沈下量と小型矩形板沈下量との関係

(Fig. I-55. Relation between sinkage of rectangular plate and combine)



第 I-56 図 車両指数と沈下係数との関係

(Fig. I-56. Relation between vehicle index and sinkage coefficient)

第 I-14 表 各種車両の車両指数と沈下係数

(Table I-14. Vehicle index and sinkage coefficient)

機 種	車両指数	沈下係数
歩行用トラクタ(籠車輪)	37.0	0.9
ホイール型トラクタ(ゴムタイヤ)	54.8	1.5
〃 (水田車輪)	53.0	1.0
〃 (セミクローラ)	38.2	0.9
クローラ型トラクタ	43.8	0.9
コンバイン (セミクローラ型およびクローラ型)	43.3	0.9
湿地用ブルドーザ	26.0	0.6
水陸両用車	0.0	0.0

(I-19, 26, 28) 式を (I-29) 式に代入すれば次式が得られる。

クローラ型車両の沈下係数

$$\frac{s}{z} = \frac{19.4W}{w^2l} + 0.55 \dots \dots \dots (I-30)$$

セミクローラ型車両の沈下係数

$$\frac{s}{z} = 2.60 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(6.17 - \frac{58W_r}{w^2l} \right) \dots \dots (I-31)$$

ホイール型車両の沈下係数

$$\frac{s}{z} = 2.60 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(5.55 - \frac{3W_r}{w^2dm} \right) \dots \dots \dots (I-32)$$

したがって、ある車両のある土壌面における走行部の沈下量を推定するには、機体諸元から (I-30~32) 式により沈下係数 s/z を求め、つぎにその土壌面の矩形板沈下量 z を測定すれば、走行させようとする車両の沈下量 s を推定することができるわけである。

3) 委託試験成績

前節までの走行性試験は鴻巣市農業機械化研究所あるいはその近辺の水田、または人工圃場および若干のその他の地域に限られているので、広くわが国の各地の土壌条件に対する適応性を確認するため、昭和39年度に次の10県の農業試験場にこれについての試験を委託した。すなわち、

- ① 宮城県 ② 秋田県 ③ 茨城県
- ④ 新潟県 ⑤ 富山県 ⑥ 静岡県
- ⑦ 滋賀県 ⑧ 三重県 ⑨ 兵庫県
- ⑩ 岡山県

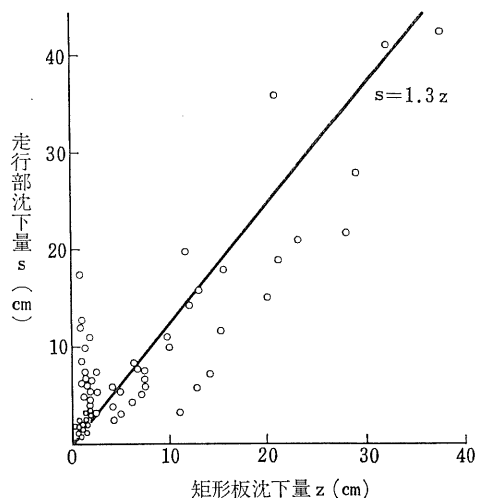
の各県である。

試験の方法は前述の無負荷の場合の走行性の試験と全く同様としたが、滋賀と三重の2県においては牽引負荷

をかけた場合の走行性、すなわち slip sinkage を主体とした試験を行なったので、この2県の場合の資料は除外して考察する。

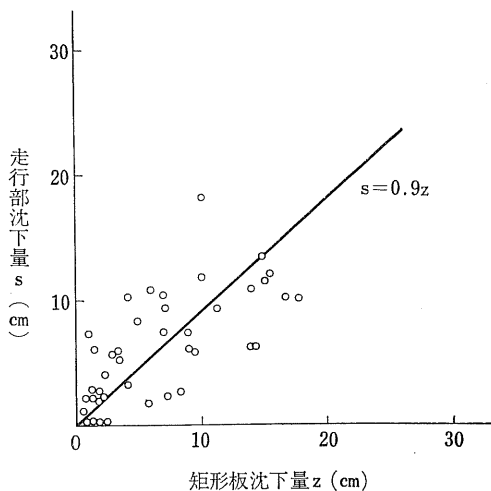
他の8県の圃場は砂壤土から埴土にいたる土性の30種類の水田で、30cm程度の深さまで次第に硬度を増すものから、15~20cmに明瞭に耕盤が認められるものなど硬度の垂直分布もそれぞれ異なっている。

以上の圃場において測定したSR-2型土壌測定器の小型矩形板に30kgの荷重をかけたときの沈下量(z)と、トラクタを無負荷走行させたときの走行部の沈下量(s)



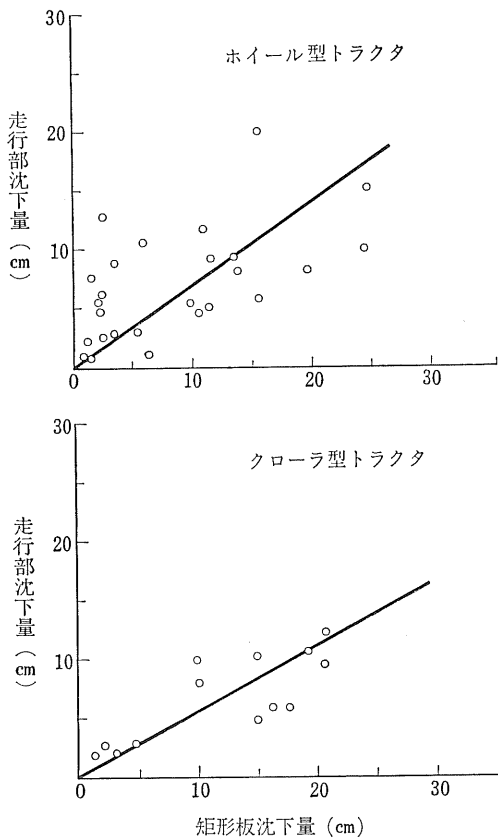
第 I-57 図 ホイール型トラクタの $s-z$

(Fig. I-57. Sinkage of rectangular plate and wheel tractor)



第 I-58 図 クローラ型トラクタ(含コンバイン)の $s-z$

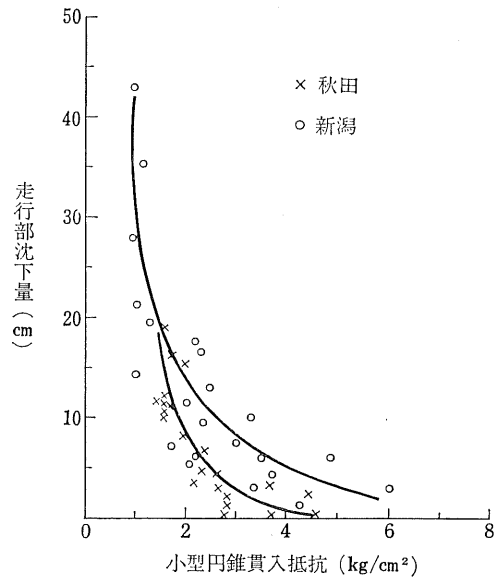
(Fig. I-58. Sinkage of rectangular plate and crawler tractor(including combine))



第 I-59 図 荷重 50 kg 時の矩形板沈下量と走行部沈下量

(Fig. I-59. Tractor sinkage vs. rectangular plate sinkage (vertical load 50 kg))

を、1つの図に示すと第 I-57 図および第 I-58 図のようになり、両者の間にはほぼ直線的な関係があることがわかる。各直線の勾配はホイール型トラクタの場合に 1.3、クローラ型トラクタの場合で 0.9 となり、当研究所およびその近辺における値に近いが、あるいは全く同じ数値を示している。しかし静岡および兵庫の両県における試験では矩形板に 50kg の荷重をかけたときにも、第 I-59 図のように直線関係を示している。また第 I-57 図の測



第 I-60 図 円錐貫入抵抗 (15cm までの平均) と走行部沈下量

(Fig. I-60. Cone index vs. tractor sinkage)

定値の乱れは表層が比較硬い場合、あるいは比較浅いところに硬盤がある場合に多く生じる傾向がある (新潟、兵庫の一部)。

一方、円錐の 15cm までの貫入抵抗の平均値と走行部の沈下量を見ると、たとえば第 I-60 図のように秋田、新潟両県における試験では双曲線関係が認められたが、兵庫および岡山では明瞭な関係が認められなかった。

これらの試験結果から、SR-2 型土壌測定器による走行可能性の予知法は、国内のかかなり広い地域にわたって適用できるものと思われ、その判定の要素として小型矩形板に 30kg の荷重をかけたときの沈下量をとることも妥当と思われる。

しかし、土壌硬度の垂直分布で比較浅いところに硬い層がある場合など、層序との関係はさらに検討する必要がある。

6. 牽引作業時の走行性予知

前節において柔軟な土壌面でのトラクタの無負荷時走行性と土壌の物理的性質との関連を調査したが、さらに

牽引作業時における性能を把握するために、土壌の物理的性質と牽引性能との関連を検討した。

(1) SR-2型土壌測定器による牽引力の算出

Bekker によれば後2輪駆動式トラクタの牽引力は、

$$DP = H - R \dots\dots\dots (I-33)$$

$$H = 2wl c \left(1 + \frac{2h}{w} \right) + W_r \tan \phi$$

$$\times \left\{ 1 + 0.64 \left(\frac{h}{w} \right) \cot^{-1} \left(\frac{h}{w} \right) \right\} \dots\dots\dots (I-34)$$

$$R = \frac{2}{(n+1)(k_c + wk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W_r}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}} \dots\dots\dots (I-35)$$

で表わされる。

ここに DP : 牽引力 (kg) H : 駆動力 (kg)

R : 走行抵抗 (kg) w : 車輪幅 (cm)

ϕ : 内部摩擦角 (度) l : 接地部の水平長さ (cm) c : 凝集力 (kg/cm²)

h : 車輪のラグ高さ (cm)

W_r : 後輪荷重 (kg)

n, k_c, k_ϕ : それぞれ土によって決まる常数

SR-2型によってトラクタの牽引力を求めるには、トラクタの諸元、沈下の状況および土の常数の各測定値を用いて (I-33~35) 式から算出できる。しかしその過程はかなり複雑になるので、SR-2型の測定値から直接近似的に算出する簡便法を試みる。

垂直圧力 P_1, P_2 のときの土の剪断力を S_1, S_2 とし、そのときの SR-2型の測定トルクをそれぞれ T_1, T_2 とすれば、 $S = T/2$ であるから (10頁参照)、

$$\begin{aligned} \tan \phi &= \frac{S_1 - S_2}{P_1 - P_2} \\ &= \frac{T_1 - T_2}{2(P_1 - P_2)} \dots\dots\dots (I-36) \end{aligned}$$

今、荷重25kgと0kg (測定器自重のみ) の場合を考えると、

$$P_1 = 0.5 \text{ kg/cm}^2 \quad P_2 \doteq 0 \quad \therefore 2(P_1 - P_2) \doteq 1$$

したがって、

$$\tan \phi = T_1 - T_2$$

また、 $S_2 \doteq c$ であるから、

$$c = \frac{T_2}{2}$$

とみることができる。これらを (I-34) 式に代入して

$$\begin{aligned} H &= wl T_2 \left(1 + \frac{2h}{w} \right) + W_r (T_1 - T_2) \\ &\times \left\{ 1 + 0.64 \left(\frac{h}{w} \right) \cot^{-1} \left(\frac{h}{w} \right) \right\} \dots\dots\dots (I-37) \end{aligned}$$

もし、ラグ高さが車輪幅に比べて十分小さく、

$$\frac{h}{w} \rightarrow 0$$

とみなしてもよければ、このときの駆動力 H_0 は、

$$H_0 = wl T_2 + (T_1 - T_2) W_r \dots\dots\dots (I-38)$$

また l は車輪の半径を r 、沈下量を s とすれば、

$$l = 2\sqrt{s(2r-s)}$$

であるから (I-38) 式は、

$$H_0 = 2w\sqrt{s(2r-s)} \cdot T_2 + (T_1 - T_2) W_r \dots\dots\dots (I-39)$$

実際には $h/w \rightarrow 0$ とみなすのは無理があり、

$$H = f(h) \cdot H_0$$

とするほうが適当で、 $f(h)$ は水田車輪については経験的に $\sqrt[3]{h}$ となり、最大負荷時のウェイト・トランスファーにより、駆動輪に機体全重量 W がかかるものと考え

$$\begin{aligned} H &= \sqrt[3]{h} \{ 2w\sqrt{s(2r-s)} \cdot T_2 \\ &+ (T_1 - T_2) W_r \} \dots\dots\dots (I-40) \end{aligned}$$

また沈下係数 k 、矩形板沈下量 z を用いれば、

$$s = kz$$

であるから、

$$\begin{aligned} H &= \sqrt[3]{h} \{ 2w\sqrt{kz(2r-kz)} \cdot T_2 \\ &+ (T_1 - T_2) W_r \} \dots\dots\dots (I-41) \end{aligned}$$

となり、SR-2型の測定値から直接駆動力を求めることができる。なお k は負荷時の値を取るべきであるが、ここでは便宜上無負荷時の値をとる。

同様に走行抵抗については接地圧を p として、

$$\begin{aligned} R &= \frac{2}{(n+1)(k_c + wk_\phi)^{\frac{1}{n}}} \left(\frac{W_r}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}} \\ &= \frac{2}{(n+1)w^{\frac{1}{n}}} \left(\frac{k_c}{w} + k_\phi \right)^{\frac{1}{n}} (wp)^{\frac{n+1}{n}} \\ &\quad \left(\because p = \frac{W_r}{2wl} \right) \\ &= \frac{2}{(n+1)w^{\frac{1}{n}}} \cdot w^{\frac{n+1}{n}} \cdot \frac{p^{\frac{n+1}{n}}}{\left(\frac{k_c}{w} + k_\phi \right)^{\frac{1}{n}}} \\ &= \frac{2}{n+1} \cdot \frac{p^{\frac{1}{n}}}{\left(\frac{k_c}{w} + k_\phi \right)^{\frac{1}{n}}} wp \\ &= \frac{2}{n+1} sp \quad \because p = \left(\frac{k_c}{w} + k_\phi \right) s^n \\ &= \frac{1}{n+1} \cdot s \cdot \frac{W_r}{l} \\ &= \frac{1}{n+1} \cdot \frac{s}{2\sqrt{s(2r-s)}} \cdot W_r \\ &= \frac{1}{2(n+1)} \sqrt{\frac{s}{2r-s}} \cdot W_r \dots\dots\dots (I-42) \end{aligned}$$

となる。この式には土の常数 n が含まれているが近似的に、

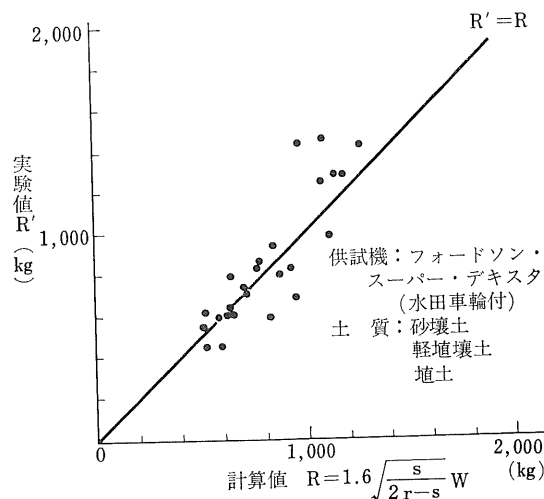
$$R = K \cdot \sqrt{\frac{s}{2r-s}} W \dots\dots\dots (I-43)$$

と書くことができ、 $K=1.6$ としてⅡ-4の試験結果と対比すれば、第Ⅰ-61図のように、ほぼ実験値と一致する。

また (I-43) 式は矩形板沈下量で表わせば、

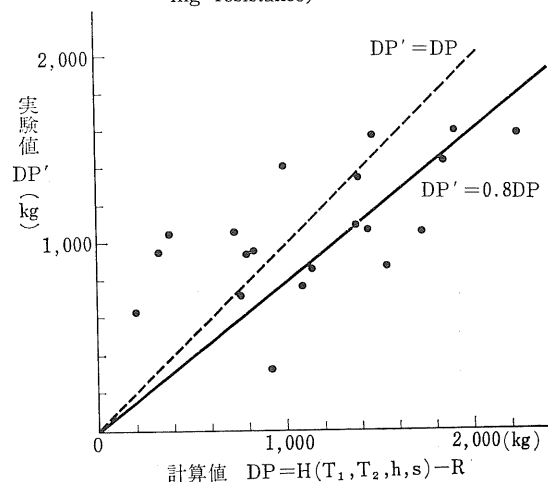
$$R = 1.6 \sqrt{\frac{kz}{2r-kz}} W \dots\dots\dots (I-44)$$

となる。したがって牽引力は (I-40) あるいは (I-41) 式と (I-43) あるいは (I-44) 式とによって表わすことがで



第Ⅰ-61図 走行抵抗の計算値と実験値

(Fig. I-61. Calculated and actual value of travelling resistance)



第Ⅰ-62図 牽引力の計算値と実験値

(Fig. I-62. Calculated and actual value of drawbar pull)

きる。すなわち、トラクタの牽引力はSR-2型の測定値から直接に推定することが可能である。ちなみに、第Ⅰ-61図の場合と同じ条件で行なった実験における最大牽引力の実測値と (I-40) および (I-43) 式から計算した値を比較すると第Ⅰ-62図の通りになり、これらの計算式により、ほぼ実際に近い値が得られることがわかった。

(2) 土壌の物理的性質と牽引性能

前項において Bekker の式を変形し、SR-2型土壤測定器による測定値から牽引力を算出する方法を検討したが、さらに簡易に牽引力を推定する方法を見出すために、各測定値から直接牽引力を推定することの可能性を検討した。

1) 試験方法

人工圃場 pl.5,6 (埴壤土) において日々水分を変化させ、土壌の物理性をSR-2型およびこねかえし試験器 (WES 式 Remolding Test) によって測定した。

供試したトラクタはフォードソン・スーパー・デキスタ (重量1,509kg, 39.5 PS) であって、牽引荷荷は人工圃場台車によって与え、牽引力は抵抗線式ロードセル (新興製)、ストレンメータおよびビジグラフ (三栄製) によって、増幅記録させた。試験状況を第Ⅰ-63図に示す。

なお本節における牽引比は牽引馬力最大のときのものをとった。



第Ⅰ-63図 柔軟土壌における牽引試験

(Fig. I-63. Traction test on soft soil)

2) 試験結果

試験の結果は第Ⅰ-15表に示す通りである。

i) 牽引比と矩形板沈下量

第Ⅰ-64図に示すように小型矩形板に30kgの垂直荷重を加えたときの沈下量 (z_{30}) が11cm のとき牽引比が0 となった。

その関係式は、

第 I-15表 土壌の物理的性質と牽引性能

(Table I-15. Soil physical properties and tractive performance)

	I	II	III
含水比 (%)	15.2	19.4	36.8
容積重 (g/cc)	1.72	1.76	1.96
剪断抵抗 { 荷重 2.3kg (kg/cm ²)	0.52	0.15	0.05
{ 荷重 25.0kg (kg/cm ²)	1.09	0.30	0.23
円錐貫入抵抗 { 2 cm ² (kg/cm ²)	8.72	2.76	2.46
{ 6 cm ² (kg/cm ²)	6.12	3.22	1.44
推定円錐指数	21.07	3.82	1.93
矩形板沈下量 { 荷重 30kg (z ₃₀) (cm)	0.07	2.1	11.25
{ 荷重 50kg (z ₅₀)	0.14	5.3	15.15
トラクタ沈下量* (s) (cm)	14.5	21.5	48.0
沈下係数* s/z { z ₃₀	222.5	10.35	4.26
{ z ₅₀	109.9	4.06	3.16
牽引力* (kg)	570	310	0
最大牽引馬力 (PS)	2.33	0.88	0
牽引比	0.35	0.19	0
進行低下率 (%)	24.0	38.0	68.5

注：* 最大牽引馬力時の値。

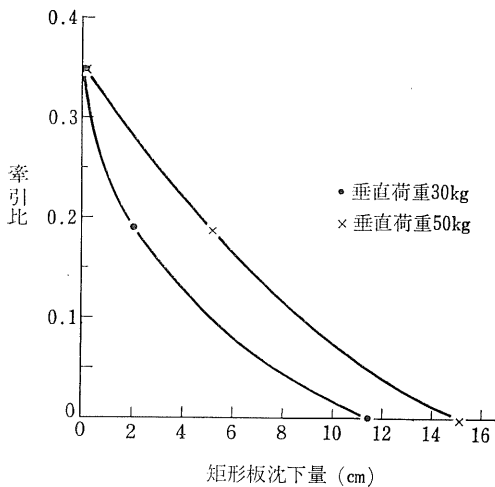
$$F/W = \frac{2}{z_{30} + 4} - 0.13 \dots \dots \dots (I-45)$$

F: 牽 引 力 (kg)

W: トラクタ重量 (kg)

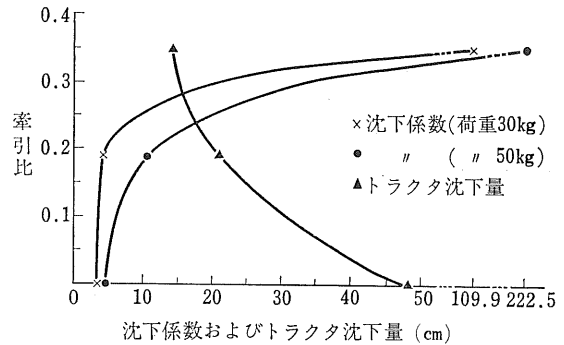
F/W: 牽 引 比

z₃₀: 矩形板 (25×100mm) に 30kg の垂直荷重



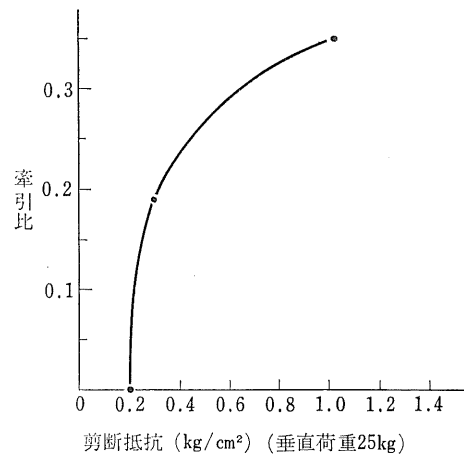
第 I-64図 牽引比と矩形板沈下量との関係

(Fig. I-64. Traction ratio and sinkage of rectangular plate)



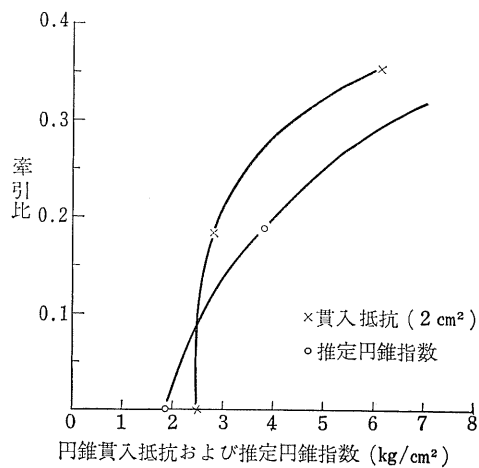
第 I-65図 牽引比と沈下係数との関係

(Fig. I-65. Traction ratio and sinkage coefficient)



第 I-66図 牽引比と剪断抵抗との関係

(Fig. I-66. Traction ratio and shear resistance)



第 I-67図 牽引比と円錐貫入抵抗との関係

(Fig. I-67. Traction ratio and cone penetrating resistance)

を加えたときの沈下量 (cm)

で表わされる。また垂直荷重50kgのときは、矩形板沈下量が15cmのとき牽引比が0となった。

ii) 牽引比と沈下係数

第I-65図に示すように牽引比と沈下係数は2次曲線的な関係があった。

iii) 牽引比と剪断抵抗

第I-66図に示すように牽引比と剪断抵抗との関係は、

$$F/W = a S^{1/m} + b \dots \dots \dots (I-46)$$

F/W : 牽引比

S : 剪断抵抗 (垂直荷重25kg) (kg/cm²)

a, b, m : 定数

で表わされる。

iv) 牽引比と円錐貫入抵抗

第I-67図に示すように牽引比と円錐貫入抵抗との関係は、

$$F/W = c p^{1/n} + d \dots \dots \dots (I-47)$$

F/W : 牽引比

p : 円錐貫入抵抗 (kg/cm²)

c, d, n : 定数

で表わされる。

以上の結果より矩形板沈下量、円錐貫入抵抗、剪断抵抗等によって牽引力を推定する見通しを得たが、測定点数が少ないため定量的な結論を得られなかった。今後さらに詳細な実験を行なう必要があろう。

7. 結

論

(1) 走行難易判定基準

機械の走行難易は、走行部の滑りおよび沈下程度、旋回の難易、わだち跡走行の難易および作業精度など各種の状態を総合して判定すべきであるが、いま数値的表現の比較的容易な進行低下率および走行部沈下量により走行の難易を判定する基準について私案を掲げれば、第I-16表の通りである。

第I-16表 走行難易判定基準

(Table I-16. Standard for judging trafficability by travel reduction and sinkage)

進行低下率	走行部沈下量	走行・牽引の難易
0~10%	0~2 cm	容 易
10~20	2~5	や や 難
20~30	5~10	難
30~40	10~20	きわめて難
40%以上	20cm以上	不 能

注: 1. 駆動耕耘作業には進行低下率の項は適用しない。

2. クローラ型の場合は進行低下率は上表の1/4とする。

本表においては進行低下率と走行部沈下量を併記してあるが、両者は常に対応関係にあるわけではない。たとえば堅い粘土の表面のみがぬれているような場合には、沈下量は少なくとも進行低下率は大きいし、表面が著しく柔軟であって下層にしっかりした硬盤が存在するような場合には、沈下量は大きくても進行低下率は少ない。したがって進行低下率と走行部沈下量のいずれかランクの低いほうを基準にして、走行・牽引の難易を判定する

のが妥当であろう。

また駆動耕耘作業においては、耕耘部の推力により進行低下率は減少する傾向があり、走行の難易は進行低下率よりも、むしろ耕耘部および走行部への土壌付着に基づく負荷増大により作業困難となることが多いので、この場合には進行低下率による走行性の判定は行わず、走行部沈下量のみによるほうがよいと思われる。

(2) 走行性に関する土壌分級

本章の冒頭に述べたように、走行性に関与する因子は数多くあり、しかもそれらが互いに複雑に関係しあっているため、走行性を単一値で表現することは本質的に無理があり、基礎的・解析的な研究が必要なのであるが、走行性の予知を簡便に行なうための一応の目安として、矩形板、円錐および足跡による土壌分級の案を示せば第I-17表の通りである。

本表において小型矩形板沈下量とは25×100mmの矩形板を、垂直荷重30kg(圧力1.2kg/cm²)で押込んだときの沈下量を指す。円錐指数とは頂角30°、底面積2cm²の円錐を貫入した時の、地表面から0~15cmまでの貫入抵抗の平均値を底面積2cm²で除したものである。また足跡深さは爪先あるいは踵に重心をかたよらせず、足裏全面に均等に荷重をかけて片足(靴をはいたままでもはだしでもよい)で立った場合の沈下深さとする。

これらの測定により6階級に分類された土壌分級は、ホイール型トラクタの無負荷走行および駆動耕耘と、クローラ型トラクタの牽引作業(プラウ耕程度の作業)に

第I-17表 走行性に関する土壌分級

(Table I-17. Trafficability ratings of soil by cone and rectangular plate)

階 級	小型矩形板 沈 下 量 (垂直荷重30kg)	円 錐 指 数 (底面積2cm ²) (深さ0~15cm) (の平均)	足跡深さ	土壌分級	走 行 難 易					
					ホ イ ー ル 型			ク ロ ー ラ 型		
					無負荷走行 または 駆動耕耘	牽引作業	備 考	無負荷走行 または 駆動耕耘	牽引作業	
A	0~0.5 cm	8kg/cm ² 以上	0~0.3cm	きわめて良	きわめて容	容 易	—	きわめて容	きわめて容	
B	0.5~1	8~6	0.3~0.7	良	易	やや難	ゴムタイヤ 作業限界	きわめて容	易	容 易
C	1~3	6~4.5	0.7~2.0	やや不良	やや難	難	水田車輪必 要	容 易		やや難
D	3~7	4.5~3	2.0~5.0	不 良	難	きわめて難	旋回困難	やや難		難
E	7~13	3~2	5.0~9.0	きわめて不良	きわめて難	不 能	旋回不能 自力脱出不能	難		きわめて難
F	13cm 以上	2~0	9.0以上	危 険	不 能	不 能		きわめて難		不 能

はそのまま対応するのであるが、ホイール型トラクタの牽引作業の場合の走行難易は土壌分級より1階級ずつ下がり、クローラ型トラクタの無負荷走行および駆動耕耘作業では1階級ずつ上る。

またホイール型トラクタの場合には、土壌階級Bがゴムタイヤによる作業の限界であって、階級Cの場合には水田用鉄車輪が必要となり、Dになると旋回が困難となり、Eでは旋回が不能となる。さらFになれば直進すら

できず、自力による脱出は不能となる。

この土壌分級表は土壌条件の垂直方向分布が比較的均一な場合には相当の精度を有するが、地表面のみが極端に乾燥している圃場や、表層が著しく柔軟で下層に硬盤を有する圃場など、表層20cm以内に堅い土層があるような場合にはこの表は適用できず、経験に基づく総合的な判断が必要であって、層序を有する場合の走行性予知法については、さらに研究を進める必要がある。

Ⅱ 牽 引 お よ び 走 行 性 能

1. ダイナモメータ・カーの試作

乗用トラクタの牽引性能の究明と所要動力の測定を行なうために本機を試作し、性能を調べた。

(1) 構造概要

4輪駆動車(ニッサン・パトロールバン VG 60型)を改装して、制動装置、電源装置等を装備し、各種測定計器をセットできるように計器台を取り付けた(第Ⅱ-1, 2図)。被牽引高さは地上から25~65cmまで9段階に調節できるようにした。構造図を第Ⅱ-3図に示す。

1) おもな仕様

A) 本体：ニッサン・パトロールバン VG 60型

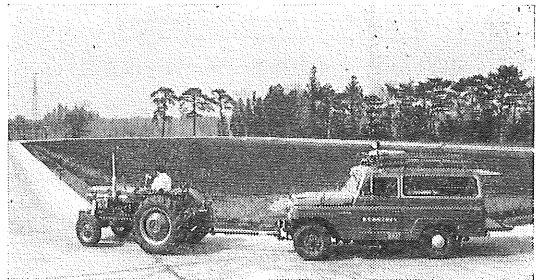
全	長	4,235 mm
全	幅	1,690 mm
全	高	2,450 mm
最 低 地 上	高	223 mm
車 両 重 量		1,755kg
車 両 総 重 量		3,050kg
エ ン ジ ン	ガソリン直列6気筒	
総 排 気 量		3,956cc
最 高 馬 力		130 PS/3,600 rpm
最 大 ト ル ク		30kg-m/1,600 rpm
トランスミッション	前進3段	後進1段
副 変 速 機	高速1段	低速1段
変 速 比	高速	低速
	第1速	2.90 6.56
	第2速	1.56 3.53
	第3速	1.00 2.26
	後 退	4.02 9.09
ディファレンシャル	減速比	4.10
タ イ ヤ		6.50-16 6P

B) 負荷装置：東芝渦電流式電磁リターダ40型

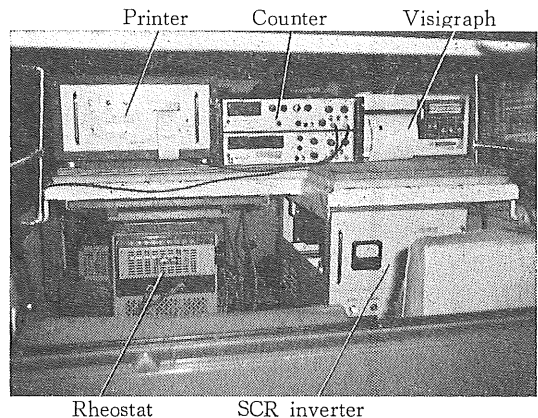
励磁電圧 DC 24V

励磁電流	51 A
極 数	6
最大制動トルク	40kg-m
最高回転数	5,000 rpm
寸 法	320×360×365 mm
重 量	約90kg

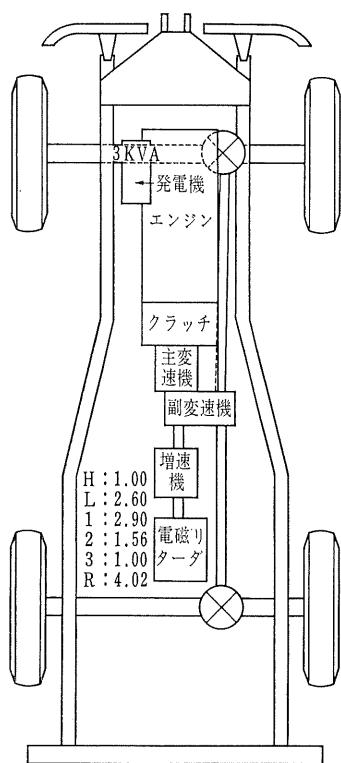
C) 測定器用電源装置



第Ⅱ-1図 ダイナモメータ・カーによる牽引試験状況
(Fig. II-1. Traction test by dynamometer car)



第Ⅱ-2図 ダイナモメータ・カー内部
(Fig. II-2. Interior of dynamometer car)



第Ⅱ-3図 ダイナモメータ・カー構造図

(Fig. II-3. Schematic drawing of dynamometer car)

i) 交流式直流ゼネレータ (沢藤電機製)

公称出力	3 KVA
公称電圧	24V
定格電流	104 A
充電開始回転数	800rpm
定格出力回転数	3,000rpm
許容最高回転数	6,500rpm
全 長	319 mm
重 量	25kg

ii) トランジスタ式レギュレータ (沢藤電機製)

調整電圧	29±0.5V
重 量	1.5kg

iii) フィールドリレー (沢藤電機製)

閉路電圧	20 V
開路電圧	6 V
重 量	0.3kg

iv) SCR 式インバータ (スタンレー電機製)

入力電圧	DC 26V±10%
出 力 電圧	100V±2 V
周波数	50c/s±1.5%

寸 法	高 さ	540 mm
	幅	400 mm
	長 さ	610 mm
重 量		120kg

v) 進行比測定装置 (タケダ理研製)

電源定格	AC 100V±10V
	50～60c/sec
動作温度	0～40 ℃
相对湿度	85%以下
表 示 進行比	4 桁
	回転速度
演算精度	0.1%

vi) プリンタ (タケダ理研製)

型 式	6191
桁 数	10桁/行
文 字	各桁とも 0~9
印字速度	5 桁/秒
構造寸法 卓上型	485(W)×265(H) ×400(D) mm

vii) 燃料消費量測定装置 (東京精密測器製)

型 式	DG100E 型燃費計
測定範囲	
流 量	0~1,500cc/min
燃料供給能力	0.2~3.5kg/cm ²
重 量	10.5kg

2) 牽引負荷装置

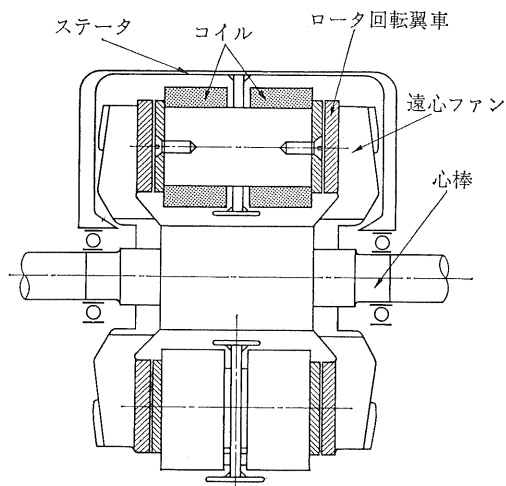
長時間の負荷に耐え、かつ安定した負荷を与えるため電磁リターダを用いた。

伝達機構はダイナモメータ・カーの車輪回転力を差動歯車・副変速機・PTO・増速機を介してリターダに伝える。

増速機には本体のトランスミッションと同じものを用いた。

増速機の変速段数は4段であり、副変速機の高低と組合せて、増速比が4.10, 6.40, 9.27, 11.90, 11.45, 16.49, 26.87, 37.25 の8段の変速を得、負荷の大きさによって変化できるようにした。

制動装置として用いた過電流リターダとは、固定した磁極間で円盤を回すと内部に過電流が生じ、回転エネルギーがジュール熱に交換されるのでこれを大気中に放散させるものである。構造は第Ⅱ-4図に示すようにステータの部分に前後2つのコイルを2個ずつ直列に接続したものが3組取り付けられており、それぞれの組は並列に接続して、N極S極が交互に形成されるようになっている。回転部分のロータは電磁石より発生した磁束を切り、こ



第Ⅱ-4図 電磁リターダ断面図

(Fig. II-4. Sectional drawing of electro-magnetic retarder)

の時発生した過電流を熱に変える。この熱はロータ部にある遠心ファンによって大気中に放出される。

磁界によって制動されるトルクは次式のようなになる。

$$T_e = K\Phi^2 n$$

ただし T_e : 制動トルク

Φ : 磁束

n : 円板の回転速度

K : 材料の種類, 形状による係数

ここで n は牽引速度・増速比によって変化し, Φ は磁界にかかる起磁力と次のような関係がある。

$$\Phi = \frac{F}{R}$$

ただし F : 起磁力

R : 磁気抵抗

Φ : 磁束

ここで透磁率を μ , 断面積を S , コイルの巻数を N , 電流を I とすれば R および F は,

$$R = \phi \frac{dS}{\mu S}, \quad F = NI$$

となり, R , N はコイルによって決まり, 制動トルク T_e は,

$$T_e = K \frac{N^2}{R^2} I^2 n$$

となり, 電流 I の 2 乗および回転数 n に比例する。

制御方式としては磁界へ流れる励磁電流を制御すればよいので, 電流を可変抵抗器(定電圧用・可変段数 20 段, 初段目を無段可変抵抗として全体を無段調節とした)に

よって制御する方式とした。

制動力はエンジンの最大トルク 30kg-m までリターダによって制動しても機械的な破損はない。この 30kg-m の制動トルクのときの吸収牽引力は, 総減速比が 37.25 で車輪半径を 0.35 m とすると 3,910kg となる。

牽引負荷を与える方法には流体ブレーキが多く使われていた。今回電磁リターダを使用したので両者の比較を第Ⅱ-1 表に示す。

第Ⅱ-1表 流体ブレーキと電磁リターダ・ブレーキとの比較

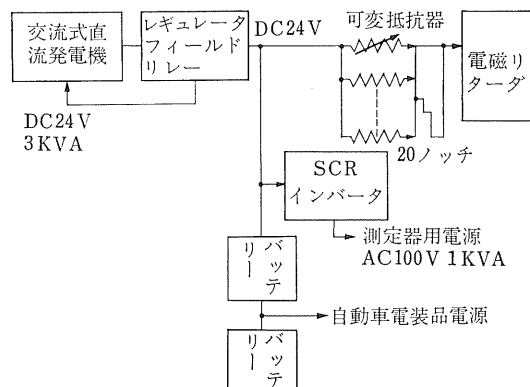
(Table II-1. Comparison of fluid brake and electro-magnetic retarder)

流 体 ブ レ ー キ	電磁リターダ・ブレーキ
油の劣化による油の交換や高温用の良質の油を選定しなければならない。また、漏洩を防ぐためにパッキング・オイルシール等の整備が厄介である。	定期整備の時にベアリングにグリースを注入するだけでよい。電気的漏洩の防止は流体の漏洩防止に比べて簡単である。
制動力は回転数の自乗に比例するので低速時と高速時との制動力の差が大きい。	制動力は電磁誘導であるので漸進的にある飽和点に達する。
長時間の負荷に対して油の冷却をするため大きいラジエータか油冷却器を必要とし取付位置が問題となる。	発熱体が鉄製円板であるので、温度上昇が鈍感であり冷却ファン程度ですむ。
	発電式と比べれば回転部分に電気回路がないため故障がない。また安価である。

注：流体ブレーキとはギヤポンプを駆動させて制動弁を設け、吐出圧力、吐出量を調整するもの。

3) 測定計器用電源装置

前述した渦電流リターダの励磁電流が 51 A 必要であり, 測定計器用に 100V, 1 KVA の交流電源を必要とし, 電圧はリターダが 24V であるので, 24V-3 KW の発電機を搭載した。ブロック・ダイアグラムは第Ⅱ-5図に示



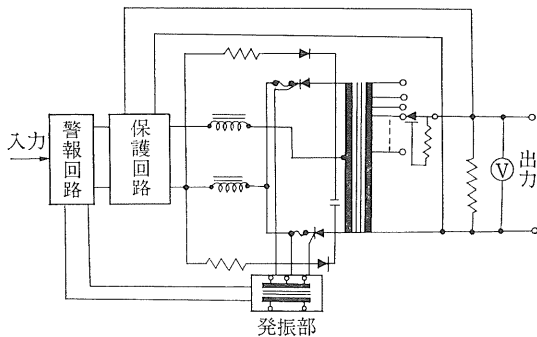
第Ⅱ-5図 電源ブロック図

(Fig. II-5. Block diagram of electric power plant)

す通りである。

発電装置には交流式直流発電機およびトランジスタ・レギュレータを使用した。

インバータは SCR(シリコン・コントロール・レクタファイヤ) 式のものを使用した。ブロック・ダイアグラムを第Ⅱ-6図に示す。



第Ⅱ-6図 SCR インバータ・ブロック図

(Fig. II-6. Block diagram of SCR inverter)

4) 各種測定機器

i) 進行比測定装置

トラクタ駆動輪のスリップの状態を測定する方法は多々あるが、それらは瞬時のスリップの直読記録ができなかった。

そこで、これらのことを満足できるようにデジタル回転比計を改良し、進行比測定装置を試作した。

いま、

Ω_0 : 無負荷時の駆動輪回転数(第Ⅱ-7図)

ω_0 : 無負荷時の標準輪回転数(第Ⅱ-8図)

L_0 : 無負荷時に進む距離

Ω : 負荷時の駆動輪回転数

ω : 負荷時の標準輪回転数

L : 負荷時に進む距離

r : 標準輪の有効半径

とすれば、

無負荷時に進む距離 L_0 は、

$$L_0 = 2\pi r \omega_0$$

負荷時に進む距離 L は、

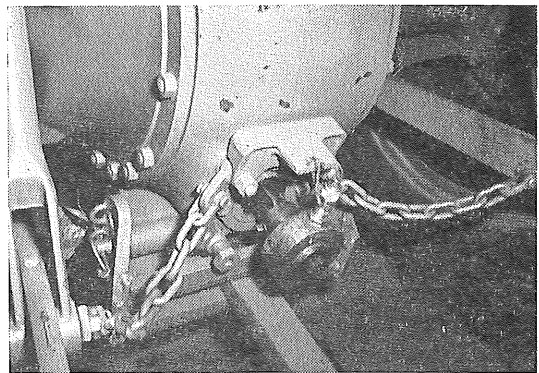
$$L = 2\pi r \omega$$

ここで無負荷時を基準として、負荷時に L 進むのに Ω 回転していれば、 L_0 進むのに Ω' 回転しなければならない。ここで Ω' は、

$$\Omega' = \Omega \times \frac{2\pi r \omega_0}{2\pi r \omega} = \frac{\Omega \times \omega_0}{\omega}$$

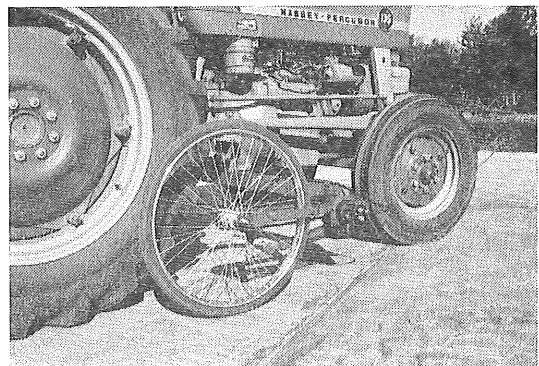
となる。

いま、



第Ⅱ-7図 PTO 回転計

(Fig. II-7. PTO revolution counter)



第Ⅱ-8図 標準車輪およびその回転計

(Fig. II-8. Standard wheel and its revolution counter)

n_0 : 一定距離を無負荷で走行したときの車輪の回転数

n : 一定距離を負荷をかけて走行したときの車輪の回転数

とすれば、

進行比は $\frac{n_0}{n}$ で表わされ、

$$\frac{n_0}{n} = \frac{\Omega_0}{\Omega'} = \frac{\Omega_0}{\frac{\Omega \times \omega_0}{\omega}} = \frac{\Omega_0 \times \omega}{\omega_0 \times \Omega} = \frac{\frac{\Omega_0}{\omega_0}}{\frac{\Omega}{\omega}}$$

となる。

Ω_0 および Ω は便宜上 PTO の回転とした。

上式において $\Omega_0/\omega_0 = 1$ になるようにすれば、単に ω/Ω を測定することにより、ただちに進行比が求められることになる。

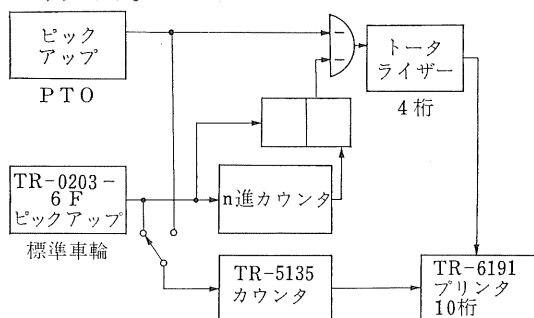
そこで ω_0 を n 進回路に通すことにより Ω_0 と ω_0 との比を 1.0 にすることができるようにした。

n 進回路とは水晶発振回路から発生する時間パルスを

1 ms～9,999 ms まで 1 ms おきに、手動で変化できるような分周器を用いたものであり、つまりゲート時間を変化させ、ゲート時間内に入ったパルスだけを取り出すわけである。

n 進回路からのパルスが 1,000 パルス入るごとにゲートを開閉させ、その間の PTO ピックアップからの入力パルス数(ω)を数えることによって ω/Ω が演算される。つまり Ω が 1,000 であるから $\omega/1,000$ で表わされるので、小数位を変えることによって ω/Ω が演算される。

さらにトータライザによってデジタル表示され、プリンタによって記録される。ブロック・ダイアグラムを第 II-9 図に示す。



第 II-9 図 進行比測定装置構成図

(Fig. II-9. Block diagram of travel ratio measuring apparatus)

測定方法は試験するトラクタを無負荷走行させ、 n 進回路の 1 ms～9,999 ms までのプリセット・カウンタのダイヤルを操作して、デジタル表示を 1,000 に合わせる。

トラクタに負荷をかけると駆動輪はスリップを起こして ω が小さくなり、たとえば 800 と表わされた場合には、進行比は 0.80 となり、進行低下率は 20% となる。

また一般のカウンタでは下記に示すように、1 回転当り発生パルスの数を 60 の倍数にしなければならない。

すなわち、

$$N = \frac{60}{QT} P(\text{rpm})$$

ただし、

N : 測定しようとしている回転数(rpm)

Q : 1 回転当り発生するパルスの数

T : 計数している時間(sec)

P : T 秒間に発生するパルス数

P はカウンタに表示される数であるから、

$$\frac{60}{QT} = 1$$

とすれば $P=N$ となり、測定している回転数がそのまま表示される。 T は一般に 10^nms (n は整数) で表わされて

いるので、 Q を 60×10^n にしなければならない。

ところが回転体の状態によっては、 Q を 60×10^n にできない場合がしばしばある。つまり直読できないこととなる。

本装置においては、 T が 1 ms～9,999 ms まで変化できるので T を、

$$T = \frac{60}{Q} \times 10^n$$

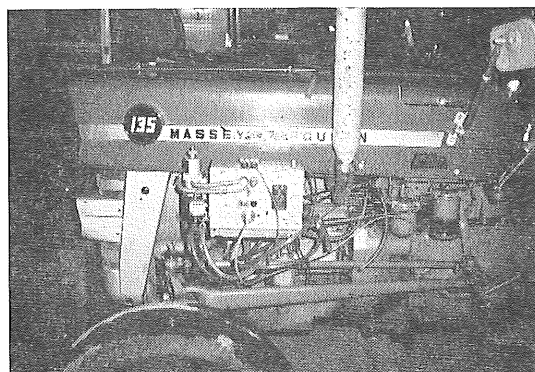
とすれば rpm を直読できる。

つまり、1 回転あるいは 1 行程に N パルス発生するものを単位時間当りに換算することができるわけである。

ii) 燃料消費量測定装置

現在ある燃費計は定地式のものであり、測定時間を長く要し、振動の多い所での使用に適さない。

そこで振動の影響のないピストン式のものを用い次の点を改良した (第 II-10 図)。



第 II-10 図 燃料消費計

(Fig II-10. Fuel consumption meter)

本装置の原理は燃料ポンプによって生じる圧力によって浮遊したピストンが作動され、1 行程に 1 cc ずつの燃料が送り出され、ピストンに連結されている電気接点から電圧パルスが発生する。電圧パルスはリレーを利用した指示板にアナログ量として表示される。しかし、時間およびトラクタの出力との同調ができない。そこで電圧パルスを牽引力記録用のオシログラフに記録させ、オシロのタイマーによって単位時間当りの消費量を算出する。

(2) 牽引負荷特性

1) 試験方法

アスファルト路上で、牽引車としてフォードソン・スーパーデキスタ (39.5 PS)、シパウラ S-17 (17.5 PS) およびサメト VDT (4 輪駆動トラクタ, 25 PS) の 3 台を直列に連結し、被牽引速度を 0.43 m/sec, 0.67 m/sec, 1.25 m/sec の 3 種類にした場合について、増速比および励磁電流を

変えて負荷特性を調査した。制動は4輪で行なった（第Ⅱ-11図）。

牽引負荷力はダイナモメータ・カーの前方ヒッチに抵抗線式ロードセル（最大測定範囲3t）を取り付け、ストレンメータを介してペン書オシロに記録させた（第Ⅱ-12図）。ストレンメータおよびペン書オシロの電源は本機のインバータから発生する AC 100 V を使用した。

制動車輪の進行低下率は制動車輪および標準車輪に回転計（昭和30年度試作）を取り付け、それぞれの回転数をペン書オシロに記録させ、次式より求めた。

$$\sigma = \left(1 - \frac{\frac{\omega}{\Omega}}{\frac{\omega_0}{\Omega_0}} \right) \times 100$$

ただし、 σ ：進行低下率（%）

ω_0 ：制動しない時の標準輪回転数

Ω_0 ：制動しない時の制動輪回転数

ω ：制動した時の標準輪回転数

Ω ：制動した時の制動輪回転数



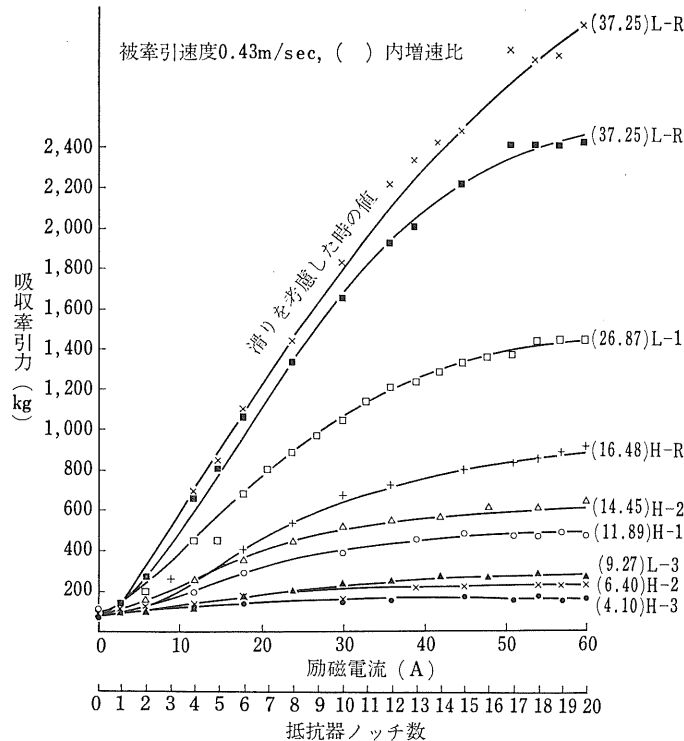
第Ⅱ-11図 ダイナモメータ・カーの性能試験

(Fig. II-11. Test of dynamometer car)



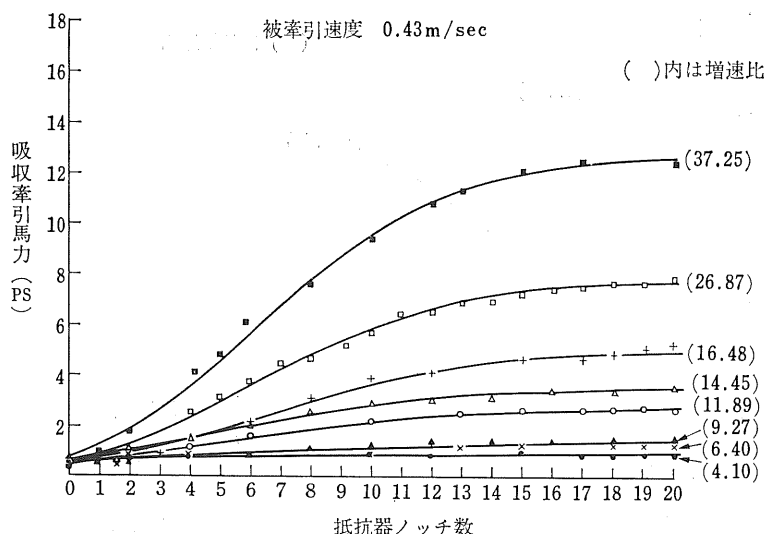
第Ⅱ-12図 牽引力計装着状況

(Fig. II-12. Load cell in front of dynamometer car)



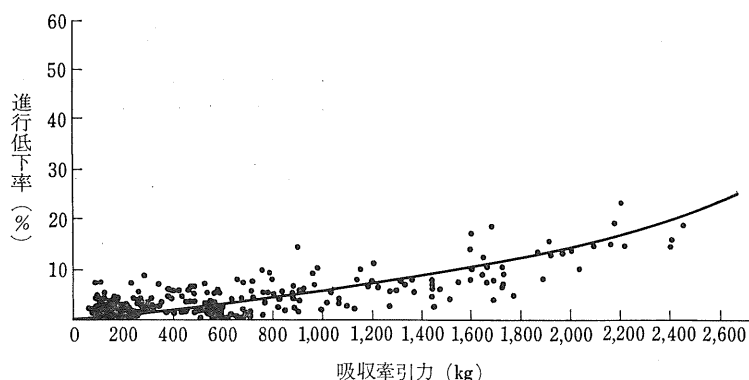
第Ⅱ-13図 ノッチ数と吸収牽引力

(Fig. II-13. Relation between exciting current and absorption drawbar pull)



第Ⅱ-14図 吸収牽引馬力とノッチ数

(Fig. II-14. Relation between notch number and absorption drawbar horsepower)



第Ⅱ-15図 吸収牽引力と進行低下率との関係

(Fig. II-15. Relation between absorption drawbar pull and travel reduction)

2) 試験結果

結果は第Ⅱ-13図～第Ⅱ-18図に示した通りである。

被牽引速度 0.43 m/sec の時の各増速比別の吸収牽引力および吸収牽引馬力と抵抗器のノッチ数との関係を第Ⅱ-13 図および第Ⅱ-14 図に示す。ここで吸収力が増加する所では励磁電流がふえても吸収力が増加しないのは、制動輪の滑りによるものと考えられる。

制動輪の進行低下率と吸収牽引力との関係を第Ⅱ-15 図に示すが、最大吸収力 2,400kg のときの進行低下率は 20%程度であった。

各増速比における被牽引速度別の最大吸収牽引力を第Ⅱ-16図に示す。

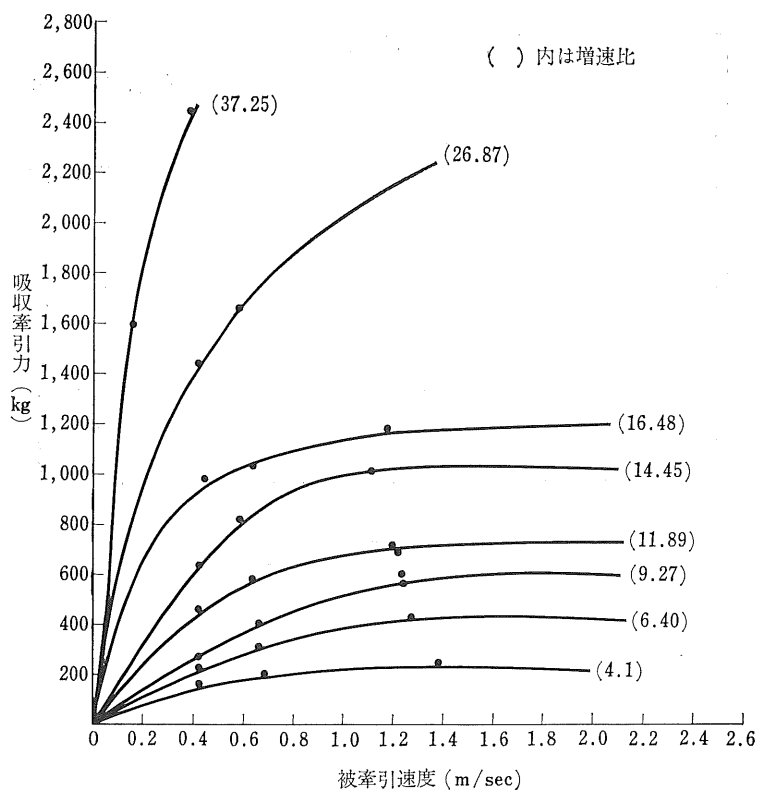
増速比が 26.87 のときの吸収牽引力と被牽引速度との関係は第Ⅱ-17図に示す。また、同じアスファルト路上

で牽引試験を行なったサメト VDT の走行速度と牽引力とをプロットしてみたが、ほとんどこの曲線上にのった。第Ⅱ-18 図の吸収牽引馬力においても、同様の結果を得た。

(3) 考 察

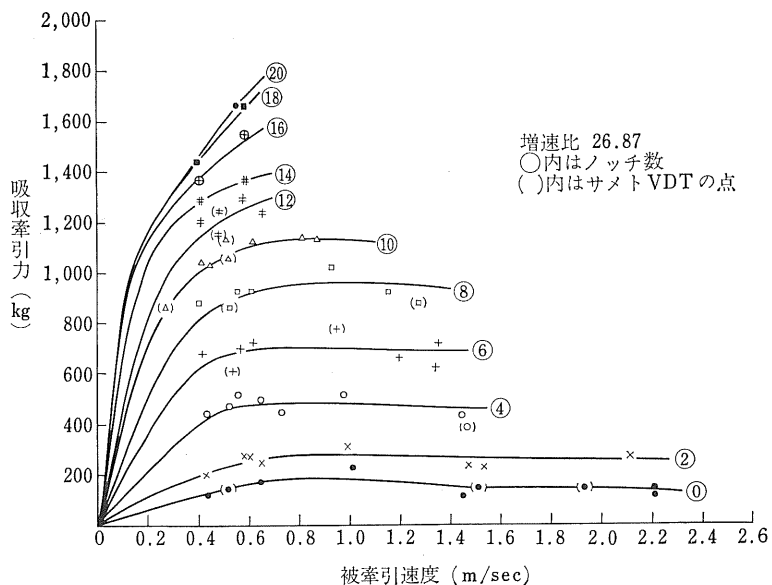
最大吸収牽引力が 2,400kg で進行低下率も 20%以下であり、各測定装置も順調で満足すべき結果が得られた。

また、第Ⅱ-17図、第Ⅱ-18図に示すように一定の試験走行路(テストロード)において、各増速比ごとに被牽引速度と抵抗器ノッチ段数、吸収牽引力および吸収牽引馬力との関係図を求めれば、被牽引速度とノッチ段数を知ることによって、トラクタの牽引力、牽引馬力をかなりの精度をもって知ることができるであろう。



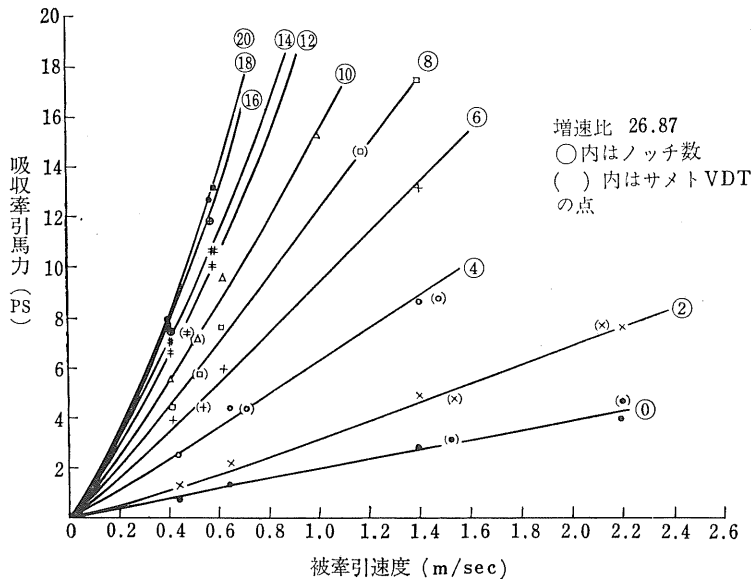
第Ⅱ-16図 各増速比における最大吸収牽引力と被牽引速度との関係

(Fig. II-16. Relation between maximum absorption drawbar pull and travelling speed at each gear)



第Ⅱ-17図 増速比26.87における吸収牽引力と被牽引速度との関係

(Fig. II-17. Relation between absorption drawbar pull and travelling speed at the increasing ratio of 26.87)



第Ⅱ-18図 増速比26.87における吸収牽引馬力と被牽引速度との関係

(Fig. II-18. Relation between absorption drawbar horsepower and travelling speed at the increasing ratio of 26.87)

2. 舗装路面上におけるトラクタの牽引性能に及ぼす諸因子の解析

舗装路面上におけるトラクタの牽引性能に及ぼす諸因子の影響を実験的に究明し、人工走路上におけるトラクタの牽引試験に関する資料を得るとともに、路外における牽引性能解析の基礎資料とする。

(1) 試験方法

供試トラクタによりワイヤロープを介して農機研式ダイナモメータ・カーを牽引させ、ダイナモメータ・カーのヒッチに取り付けたロードセル(容量5トン)により、ストレンメータ(新興製 DS 6-MT 型)およびビジグラフ(三栄製 FR102型)を用いて増幅記録した。

進行低下率および走行速度は、測定者2名が左右車輪の1回転ごとに地面にマークをつけるとともに、ストップ・ウォッチによりその間の時間を測定して求めた。

供試トラクタは次の通りであり、スロットル・レバーは全試験を通じて全開位置にした。

1) 路面の材質および表面仕上げの影響試験

供試機 フォードソン・スーパー・デキスタ

機体重量	前輪荷重	591.5kg
	後輪荷重	880.0kg
	総重量	1,471.5kg
タイヤ	前輪	5.50—16, 1.40kg/cm ² (20 psi)
	後輪	11—28, 0.84kg/cm ² (12 psi)
変速位置	1速	軸距 187cm
ヒッチ高さ	50cm	

2) 路面の乾湿、ヒッチ高さ、タイヤ空気圧の影響試験

供試機 フォードソン・スーパー・デキスタ

機体重量	前輪荷重	602.5kg
	後輪荷重	932.0kg(付加重錘取付)
	総重量	1,534.5kg

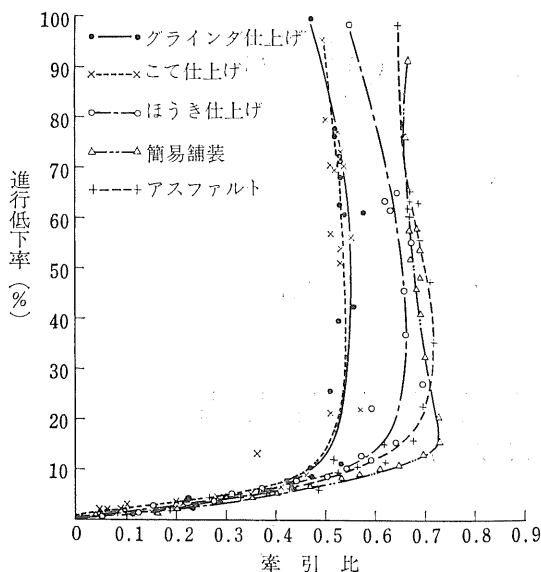
変速位置 2速

タイヤ空気圧およびヒッチ高さは1)の状態を標準とした。

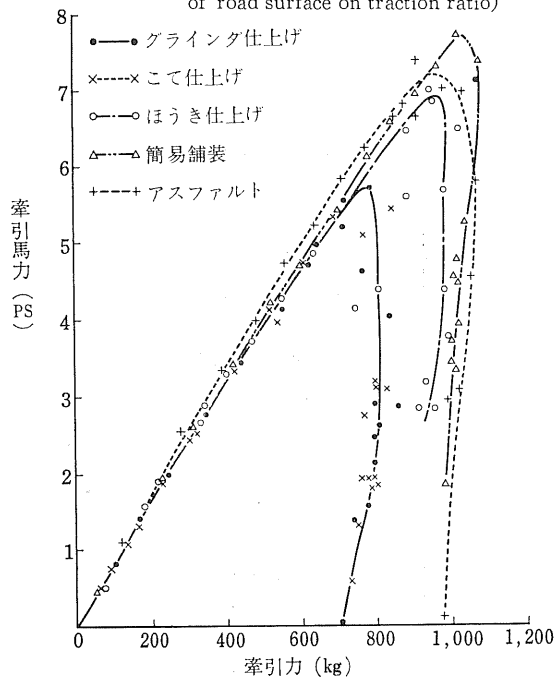
(2) 試験結果

1) 路面の材質および表面仕上げの影響

グラインダ仕上げ、こて仕上げおよびホーキ仕上げを施したコンクリートと、アスファルトおよび簡易舗装を施した路面における牽引性能を比較した。その結果は第Ⅱ-19, 20図の通りである。



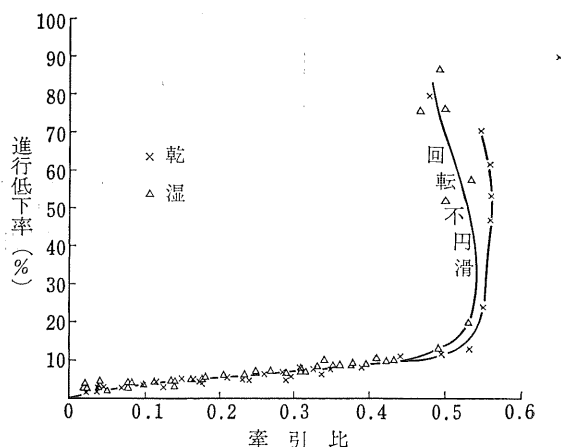
第Ⅱ-19図 路面の材質および表面仕上げの影響
(Fig. II-19. Effect of material and finishing of road surface on traction ratio)



第Ⅱ-20図 路面の材質および表面仕上げの影響
(Fig. II-20. Effect of material and finishing of road surface on drawbar horsepower)

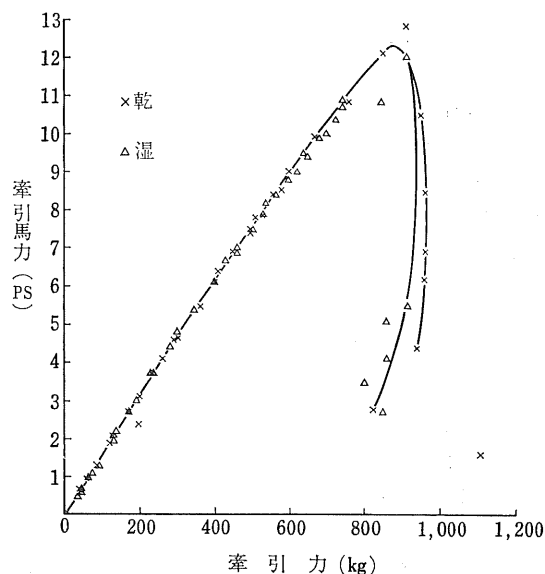
第Ⅱ-19, 20 図によれば、コンクリート舗装においては、アスファルトおよび簡易舗装に比べて牽引力がかなり劣り、とくにグラインダ仕上げおよびこて仕上げを施した路面においては、ホーキ仕上げ路面における牽引力の83%程度であり、アスファルトの場合の80%にも達しなかった。

簡易舗装においては、滑りの少ない間は牽引力が大きいが、進行低下率が25%程度になると路面が破壊されるため、アスファルトにおけるよりも牽引力がやや低下する。



第Ⅱ-21図 路面の乾湿の影響

(Fig. II-21. Effect of wetting of road surface on traction ratio)

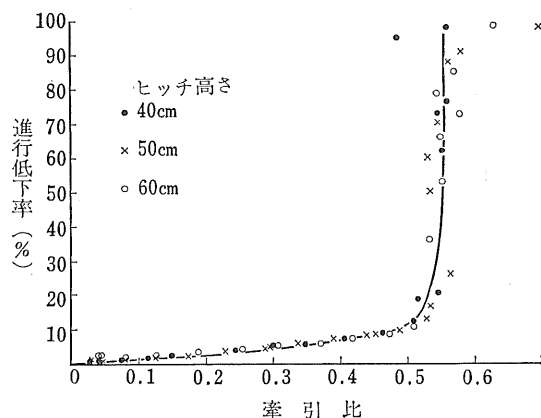


第Ⅱ-22図 路面の乾湿の影響

(Fig. II-22. Effect of wetting of road surface on drawbar horsepower)

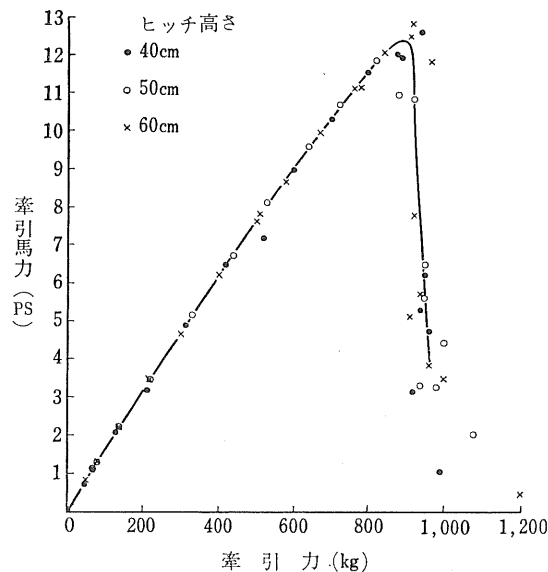
2) 路面の乾湿の影響

グラインダ仕上げを施したコンクリート路面（テストコース）において、降雨直後の表面がぬれた状態（表面温度31℃）における牽引性能を、乾燥時（表面温度34℃）のそれと比較すると、第Ⅱ-21, 22図に示すように進行低下率10%（牽引比0.45）程度までは両者の差が認められないが、それ以上になるとぬれた路面の牽引力がわずかに劣るようになる。しかしその差は一般に想像されるほど大きなものではなく、2～7%程度にすぎない。ただしぬれた路面においては進行低下率が大きい場合に、車



第Ⅱ-23図 ヒッチ高さの影響

(Fig. II-23. Effect of hitch height on traction ratio)



第Ⅱ-24図 ヒッチ高さの影響

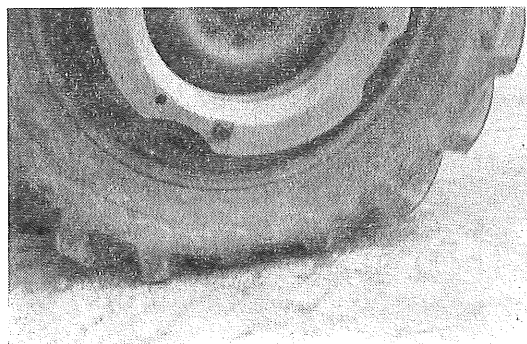
(Fig. II-24. Effect of hitch height on drawbar horsepower)

輪の回転が不円滑になる現象が認められた。これはタイヤのラグと路面との間に水が存在しているために生じた滑りにより水が除かれ、滑りが瞬間的に減少するが、滑りが減少すると再び水の存在のために滑りを起こし、回転が不円滑になるものと思われる。

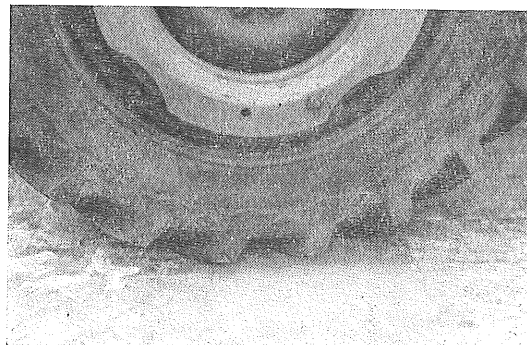
3) ヒッチ高さの影響

ヒッチの高さを40, 50, 60cmの3段階に変えた場合の牽引性能を第Ⅱ-23, 24図に示す。これによればヒッチ高さをこの程度の範囲内で変化させても明瞭な差は認め

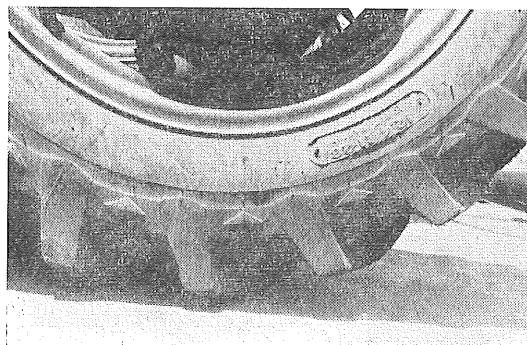
(a) 0.30kg/cm²



(b) 0.84kg/cm²



(c) 1.47kg/cm²



第Ⅱ-25図 各種空気圧におけるタイヤの撓み

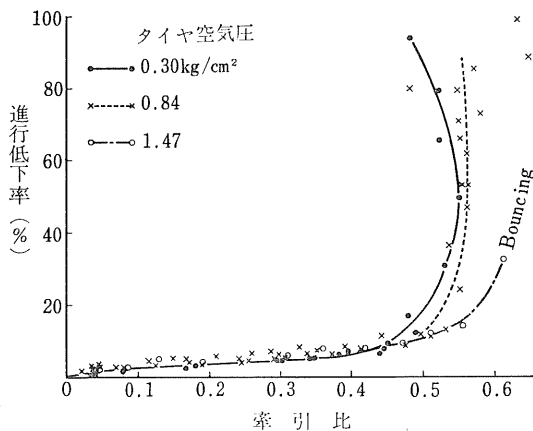
(Fig. II-25. Deflection of tire by changing inflation pressure)

られない。

4) タイヤ空気圧の影響

堅い路面においては空気圧が高いほうが牽引力が大きいことは従来の試験結果¹⁾からも明らかであるが、その空気圧の上限を知るために、タイヤ空気圧を0.30, 0.48 および 1.47kg/cm² の3段階に変えた場合の牽引性能を調査した(第Ⅱ-25, 26, 27図)。

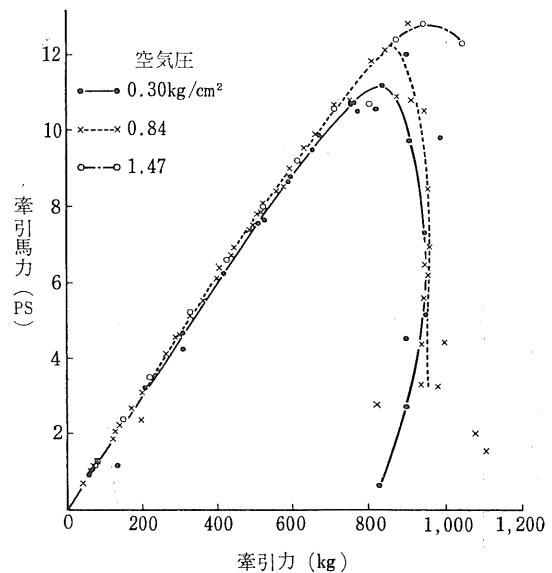
これによれば空気圧が高いほど牽引力は大きくなる



第Ⅱ-26図 タイヤ空気圧の影響

(Fig. II-26. Effect of tire inflation pressure on traction ratio)

が、空気圧が 1.47kg/cm² の場合には、進行低下率30%付近において跳躍現象を示した。したがって1.47kg/cm²以上の空気圧にしても牽引力向上の効果はないといえよう。



第Ⅱ-27図 タイヤ空気圧の影響

(Fig. II-27. Effect of tire inflation pressure on drawbar horsepower)

3. 機体の基本的諸元が牽引性能に及ぼす影響

機体諸元が牽引性能に及ぼす影響は大である。とくに柔軟地における走行性、牽引力の増大等に密接な関係がある。機体の諸元中、前後車軸荷重比、機体重量、タイヤサイズは牽引性能に与える影響がとくに大きいと考えられる。そこで前後車軸荷重比、機体重量およびタイヤサイズの異なる場合について牽引性能との関連を検討した。

(1) 試験方法

1) 測定項目

ダイキントラクタ TR-15 を用いて第Ⅱ-2表に示すように、前後車軸荷重比変化の場合には8-24のタイヤでどの荷重比の時でも機体重量を934kgに保ち、荷重比のみを変化させた。機体重量変化の場合には、8-24のタイヤ

で荷重比を一定(41.1:58.9)に保ち、重錘、水バラストによって機械重量のみを変化させた。タイヤサイズ変化の場合には、機体重量および前後車軸荷重比が一定になるように重錘、水バラストによって調節した。

走行速度は、タイヤサイズを変えた時にも2 km/h(約0.56 m/sec)になるようにプーリ径を変えて一定の速度とした。

タイヤ空気圧は荷重およびタイヤサイズが変わっても静止時において前輪2.0kg/cm²、後輪0.8kg/cm²にした。

試験場所は、人工圃場 pl.5,6(埴壤土)を柔軟状態にしたものと、農機研のテストコース(コンクリート)において牽引試験を行ない、その際、牽引力、駆動馬力、前

車軸荷重, 前輪走行抵抗, 進行低下率, 土壌の物理性, 走行部沈下量等を測定した。

2) 供試トラクタ

第Ⅱ-2表 試験条件

(Table II-2. Test condition)

- 前後車軸荷重比変化(タイヤ 8-24, 機体重量 934 kg)

試験番号	1-1	1-2	1-3
車軸			
前車軸	324kg (34.7%)	384kg (41.1%)	444kg (47.6%)
後車軸	610 (65.3%)	550 (58.9%)	490 (52.4%)
合計	934	934	934

- 機体重量変化 (タイヤ 8-24, 前後荷重比41.1 : 58.9)

試験番号	2-1	2-2	2-3
車軸			
前車軸	344kg (41.2%)	1,384kg (41.1%)	424kg (41.0%)
後車軸	490 (58.8%)	550 (58.9%)	610 (59.0%)
合計	834(55.3kg/PS)	934(62.3kg/PS)	1,034(68.9kg/PS)

- タイヤサイズ変化 (機体重量 980kg, 前後荷重比 39.2 : 60.8)

試験番号	3-1	3-2	3-3
タイヤ	11-28	8-24	6-22
前車軸	384kg (39.2%)	384kg (39.2%)	384kg (39.2%)
後車軸	596 (60.8%)	596 (60.8%)	596 (60.8%)
合計	980	980	980

供試トラクタ TR-15 の概要は, 機関は 4 サイクル石油エンジン水平対向 2 気筒で出力は 15 PS であって, 前進 6 段, 後進 1 段である。静止時の前後荷重比は 39.8 : 60.2 であり, 総重量は 814kg (前輪 324kg, 後輪 490kg) である。タイヤの大きさは前輪 4.00-15, 後輪 8-24 であり, エンジンとミッションとの間はベルトによって伝動されている。

3) 測定方法

駆動馬力の測定はエンジンのクランクケースとプーリーとの間のクランク軸にストレンゲージを貼付し, 回転速度は PTO 軸に直流発電機を取り付け測定した。

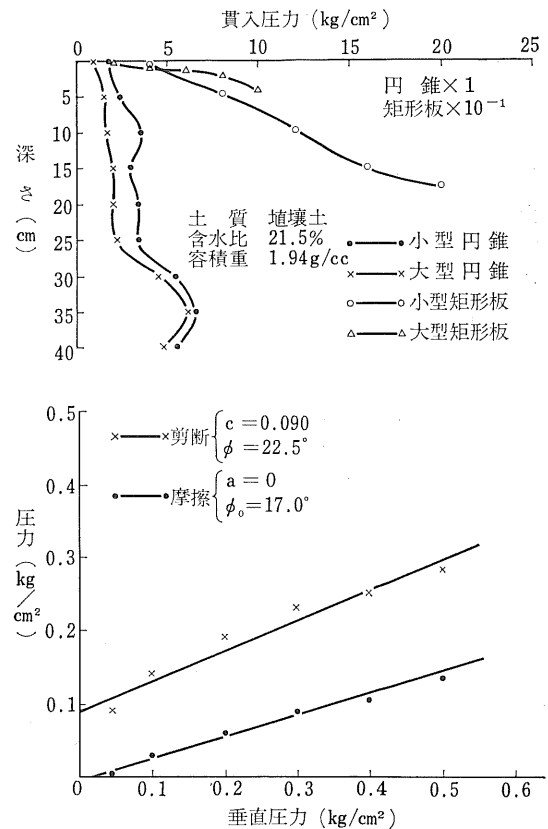
牽引力は抵抗線式ロードセルを使用し, 前車軸垂直荷重および前輪走行抵抗は前車軸にストレンゲージを貼付し測定した。

走行速度は標準車輪 (直径約 60cm の自転車用タイヤ) の軸に DC ジェネレータを取り付けた。

進行低下率は走行速度および PTO 回転速度より算出した。

以上の抵抗線歪ゲージを利用しているもの, つまり駆動トルク, 牽引力, 前車軸垂直荷重および前輪走行抵抗は, ストレンメータ (新興製 DS-6 MTH) によって増幅し, 走行速度および回転速度の DC ジェネレータの発生電流とともに三栄測器製ビシグラフによって記録した。

土壌の物理性は SR-2 型土壌抵抗測定器によって測定した (第Ⅱ-28, 29図)。



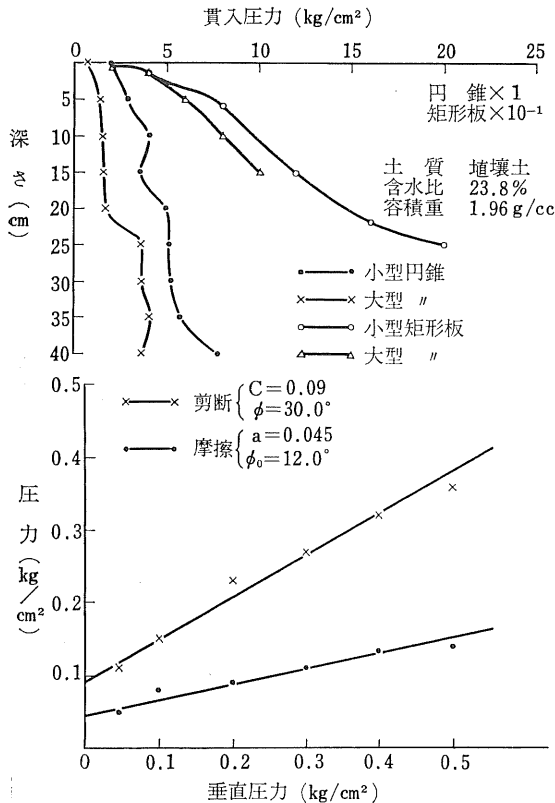
第Ⅱ-28図 荷重比および機体重量変化時の土壌条件 (Fig. II-28. Soil condition)

(2) 試験結果

1) 前後車軸荷重比の影響

コンクリート上においては第Ⅱ-30 図に示すように牽引力は前輪荷重の小さいものほど大きい値を示す。しかし, その差は小さい (第Ⅱ-31図)。柔軟地においても, 前輪荷重の小さいものが牽引力が大きい, コンクリート上の場合と比較すれば荷重比によつての差が著しい。最大牽引力と前後車軸荷重比との間には直線的な関係があり, 次式で表わされる。

$$F = 19.6 R_r - 835$$



第Ⅱ-29図 タイヤサイズ変化時の土壌条件
(Fig. II-29. Soil condition)

F : 最大牽引力(kg)

R_r : 後車軸荷重比(%)

柔軟地において車軸荷重比を小さくした場合には、後車軸荷重が大きいため後輪の走行抵抗は増加するが、同時に駆動力も増加し、一方前輪荷重が小さいため前輪の走行抵抗が減少するので牽引力が増加するものと思われる(第Ⅱ-32図)。

2) 機体重量の影響

コンクリート上においては機体の重量の重いほうが牽引力が大であるが、柔軟地では機体重量の軽いほうが牽引力が大きい。ただし柔軟地では重量の軽いものは無負荷走行のときの進行低下率が大きかった(第Ⅱ-33図)。

コンクリート上および柔軟地における機体重量 W と最大牽引力 F との関係式は、

$$\text{コンクリート上} \quad F = 0.51W + 45$$

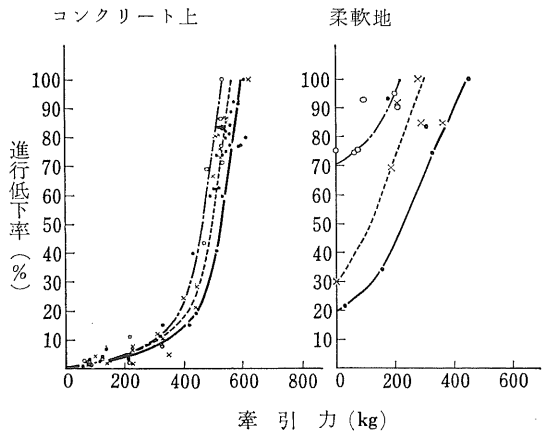
$$\text{柔軟地} \quad F = -0.92W + 1.147$$

となる(第Ⅱ-34図)。

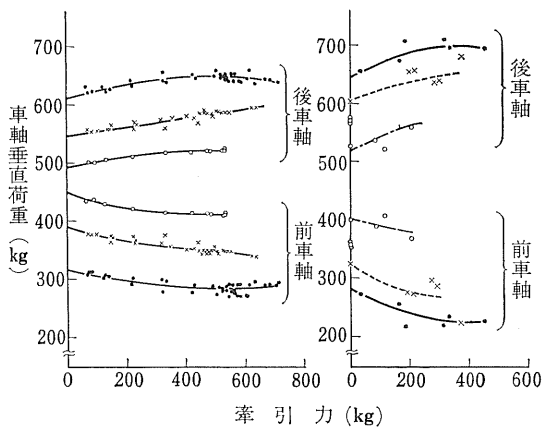
柔軟地において同じ牽引力を発生するときには機体重量の重いほうが沈下量が多い(第Ⅱ-35図)。

前輪の走行抵抗はコンクリート上ではごくわずかで、

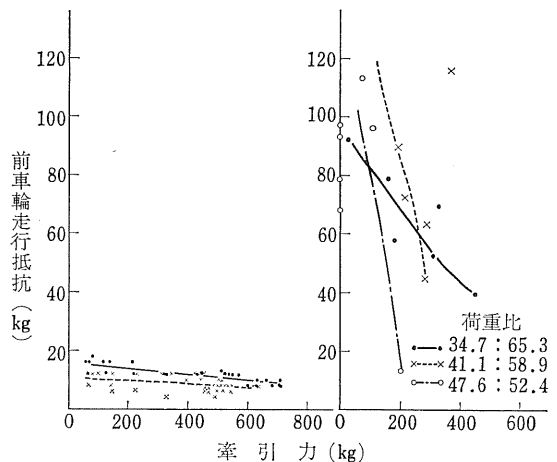
(a) 牽引力と進行低下率との関係



(b) 牽引力と車軸動荷重との関係



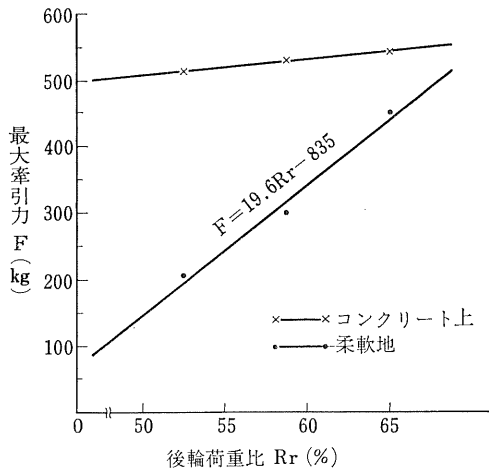
(c) 牽引力と前車輪走行抵抗との関係



第Ⅱ-30図 前後車軸荷重比の影響

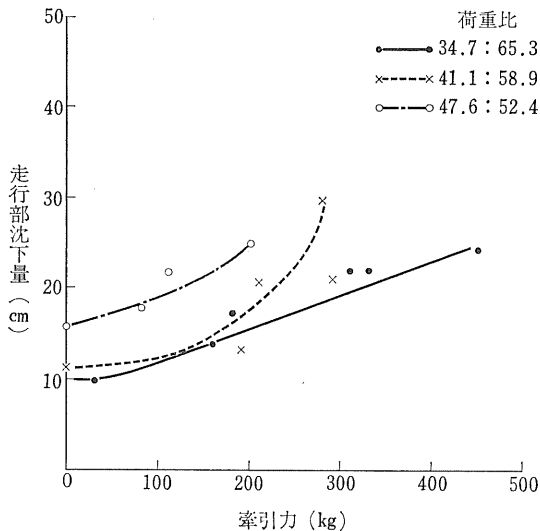
(Fig. II-30. Effect of front and rear wheel axle load)

牽引力が増加しても走行抵抗はほとんど変化しない。柔軟地では牽引力が増加すると前輪荷重の減少に伴って



第Ⅱ-31図 後輪荷重比と最大牽引力との関係

(Fig. II-31. Percentage of rear axle load vs. maximum drawbar pull)



第Ⅱ-32図 牽引力と走行部沈下量との関係

(Fig. II-32. Drawbar pull vs. sinkage of tractor)

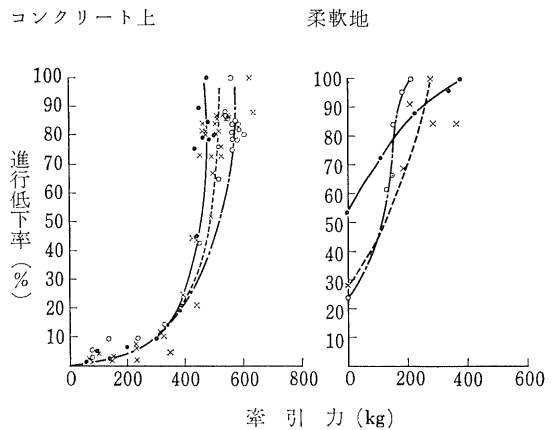
前輪走行抵抗も急激に減少する(第Ⅱ-33図(b), (c))。これは柔軟地では走行抵抗が大きいので車軸トルクが大となり、前輪荷重が著しく減少するためである。

3) タイヤサイズの影響(第Ⅱ-36, 37図)

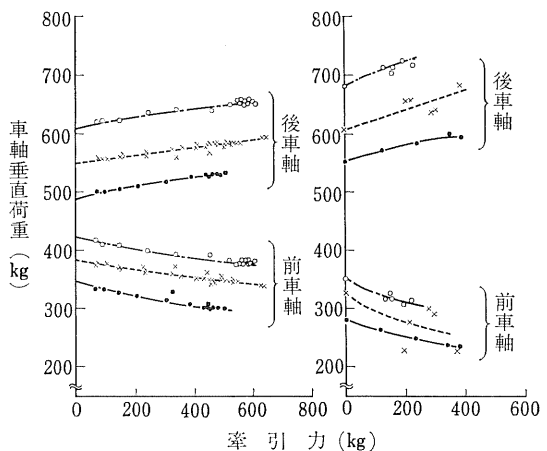
タイヤサイズを変えると、コンクリート上においては、進行低下率が100%のときには牽引力は変わらないが、最大牽引力はタイヤサイズの大きいものほど大きい²⁾。また同じ牽引力を発生するときの進行低下率はサイズの大きいものほど小さい。しかし、その差は大きくない。

柔軟地においては、タイヤサイズの大きいものは無負荷走行のとき進行低下率が大きい。しかし、最大牽引力

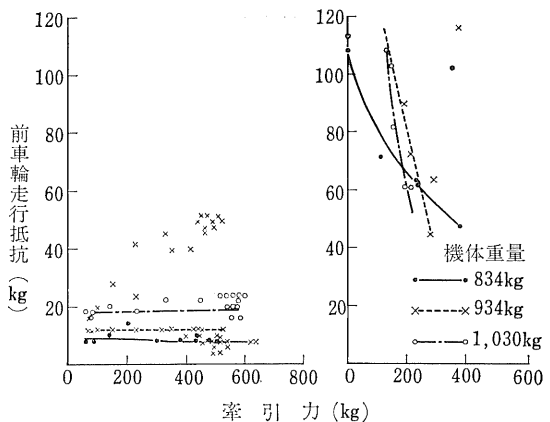
(a) 牽引力と進行低下率との関係



(b) 牽引力と車軸動荷重との関係

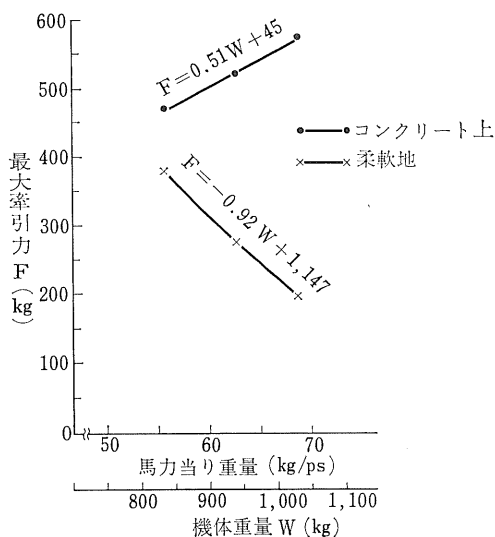


(c) 牽引力と前車輪走行抵抗との関係



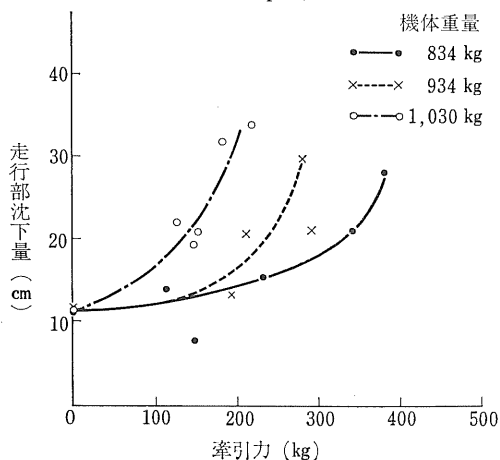
第Ⅱ-33図 機体重量の影響

(Fig. II-33. Effect of tractor weight)



第Ⅱ-34図 機体重量と最大牽引力との関係

(Fig. II-34. Tractor weight vs. maximum drawbar pull)



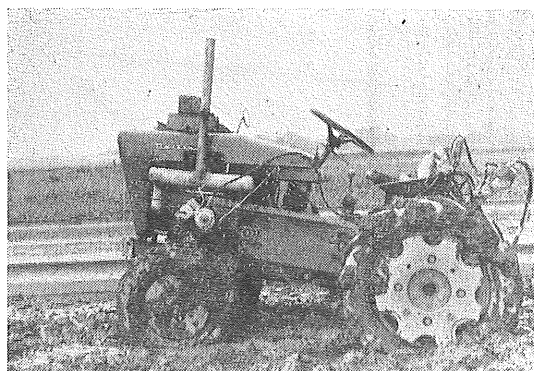
第Ⅱ-35図 牽引力と走行部沈下量との関係

(Fig. II-35. Traction ratio vs. sinkage of tractor)

は大きい値を示す。

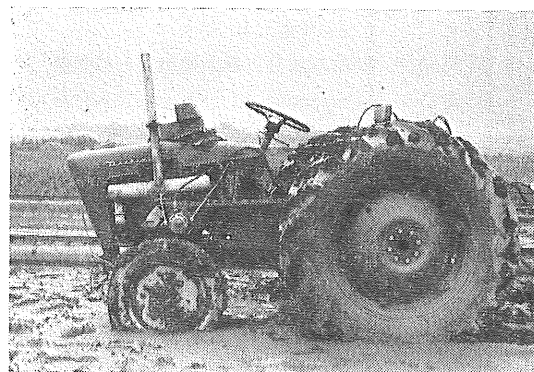
これはタイヤサイズの大きいものは接地面積が大きい
ため駆動力が大きく、一方沈下量は第Ⅱ-40図に示すよ
うに少ないために走行損失が少ないので牽引力が大き
くなると考えられる。

また、サイズの大きいものは第Ⅱ-38図に示すよ
うに無負荷走行時に進行低下率が大きい。これはサイズの
大きいものは沈下量が小さいためにタイヤが硬盤に達しな
いのでスリップが多いが、タイヤが硬盤に達すれば小さ
なサイズのものよりすぐれた牽引力を発揮する。これに
対してサイズの小さいタイヤは、無負荷走行時にすでに
耕盤に達しているので滑りが少ないが、牽引負荷が増大



第Ⅱ-36図 6-22タイヤを装着した状態

(Fig. II-36. Tractor with 6-22 tire)



第Ⅱ-37図 11-28タイヤを装着した状態

(Fig. II-37. Tractor with 11-28 tire)

すれば大きなタイヤより劣るようになる。

(3) 考 察

試験結果より柔軟地におけるトラクタの走行性を良く
するためには、機体重量をできるだけ軽くし、サイズの
大きいタイヤを用い、前車軸の荷重を小さくして、前輪
の走行抵抗を小さくする必要があるということがわかつ
た。

しかし、前輪荷重を小さくしたり、サイズの大きいタ
イヤを用いると安定性、操向性等の問題があるので十分
考慮する必要があると思われる。

トラクタの走行性能を表わす指数として第Ⅰ章で述べ
た車両指数と牽引性能との関連を把握するために、各試
験の状態におけるトラクタの車両指数を算出して、その
ときの最大牽引力との相関を求めると、第Ⅱ-3表および
第Ⅱ-41図のようになり、この試験をした土壤条件にお
いては、

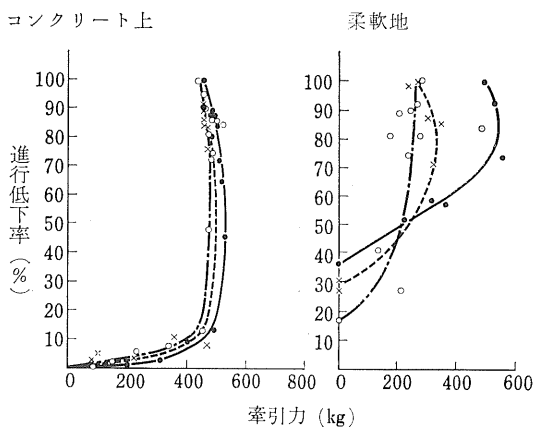
$$F = 3,345 - 54.4VI$$

F : 最大牽引力(kg)

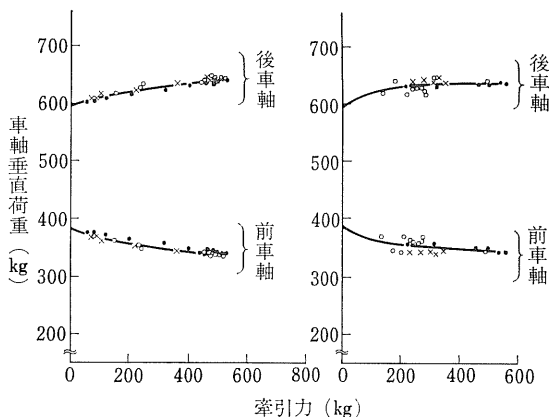
VI : 車両指数

の関係が認められる。

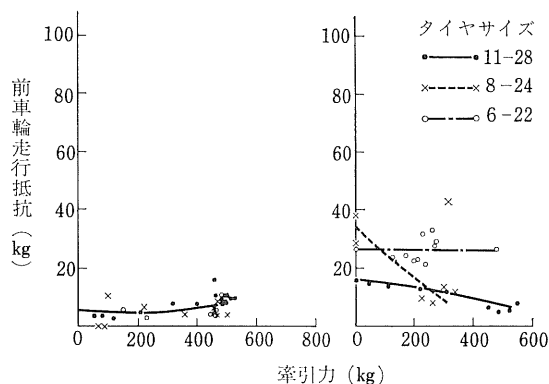
(a) 牽引力と進行低下率との関係



(b) 牽引力と車軸荷重との関係



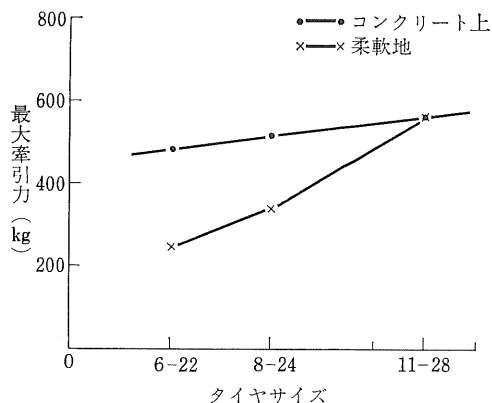
(c) 牽引力と前車輪走行抵抗との関係



第Ⅱ-38図 タイヤサイズによる影響

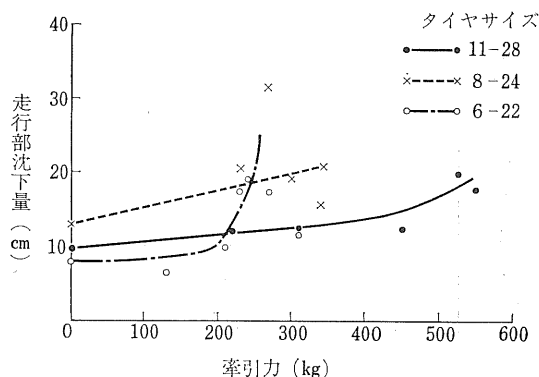
(Fig. II-38. Effect of tire size)

第1章で述べたように無負荷走行時には、沈下係数と車両指数との間に直線的な関連が認められたが、これを負荷時について検討してみよう。



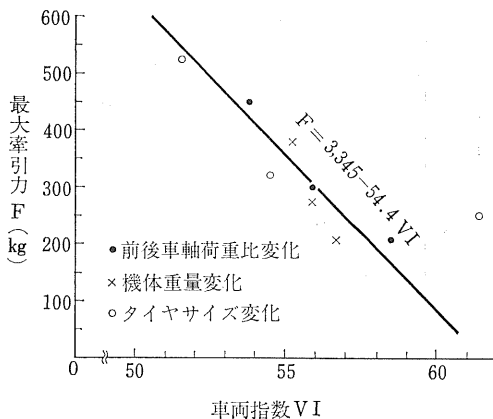
第Ⅱ-39図 タイヤサイズと最大牽引力との関係

(Fig. II-39. Tire size vs. maximum drawbar pull)



第Ⅱ-40図 牽引力と走行部沈下量との関係

(Fig. II-40. Drawbar pull vs. sinkage of tractor)



第Ⅱ-41図 車両指数と最大牽引力との関係

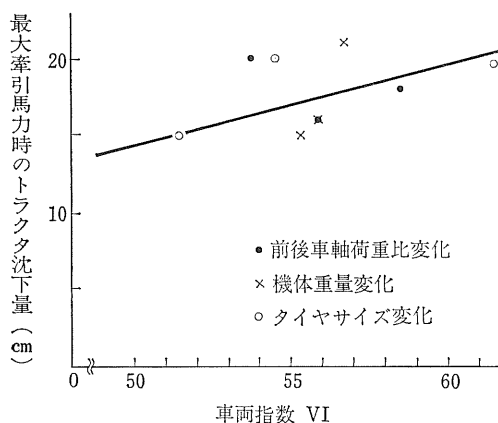
(Fig. II-41. Vehicle index vs. maximum drawbar pull)

この場合、最大牽引力のときは進行低下率が100%になることが多く、トラクタの沈下量が一定しないので、

第Ⅱ-3表 柔軟地における車両指数と最大牽引力との関係

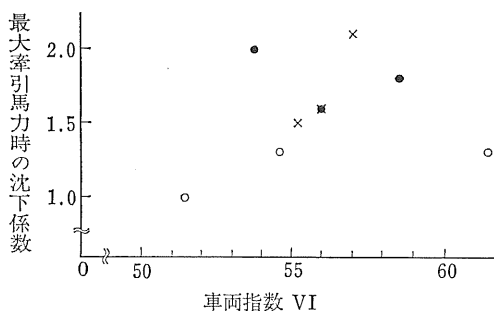
(Table I-3. Relation between vehicle index and maximum drawbar pull on soft soil)

条 件	前後車軸荷重比変化			機 体 重 量 変 化			タイヤサイズ変化		
	タイヤ8-24 機体重量934kg			タ イ ヤ 8-24 荷重比41.1 : 58.9			機 体 重 量 980kg 荷重比39.2 : 60.8		
	34.7 : 65.3	41.1 : 58.9	47.6 : 52.4	834kg	934kg	1,034kg	11-28	8-24	6-22
車 両 指 数	53.7	55.9	58.5	55.2	55.9	56.7	51.4	54.5	61.4
最 大 牽 引 力(kg)	450	300	210	380	275	210	530	325	250
最 大 牽 引 馬 力(PS)	0.61	0.43	0.14	0.23	0.43	0.35	1.20	0.75	0.48
最大牽引馬力時の牽引力(kg)	320	190	80	225	190	140	450	310	240
トラクタ沈下量s(cm)	20	16	18	15	16	21	15	20	20
矩型板30kg荷重時沈下量z(cm)	10	10	10	10	10	10	15	15	15
沈 下 係 数 s/z	2.0	1.6	1.8	1.5	1.6	2.1	1.0	1.3	1.3



第Ⅱ-42図 車両指数とトラクタ沈下量との関係

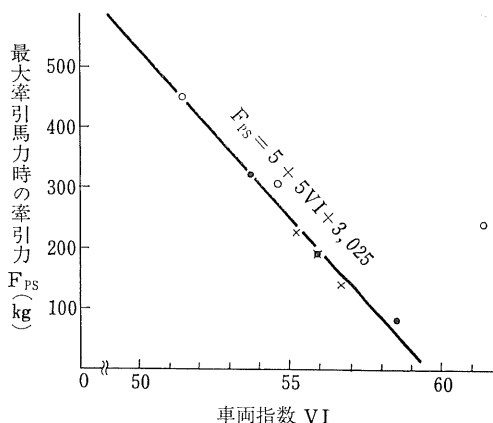
(Fig. II-42. Vehicle index vs. sinkage of tractor)



第Ⅱ-43図 車両指数と沈下係数との関係

(Fig. II-43. Vehicle index vs. sinkage coefficient)

ここでは最大牽引馬力を発生するときについて考察すると、最大牽引馬力の際のトラクタ沈下量と車両指数との間には、ほぼ直線的な関係が認められたが(第Ⅱ-42図)、最大牽引馬力の際の沈下係数と車両指数との間には明瞭な関係が認められなかった(第Ⅱ-43図)。



第Ⅱ-44図 車両指数と牽引力との関係

(Fig. II-44. Vehicle index vs. drawbar pull)

最大牽引馬力を発生するときの牽引力と車両指数との関係は、最大牽引力のときと同様に直線的な関係があり、その関係式は、

$$F_{PS} = 3,025 - 55VI$$

F_{PS} : 最大牽引馬力時の牽引力(kg)

VI : 車両指数

である(第Ⅱ-44図)。

最大牽引力および最大牽引馬力発生時の牽引力が車両指数と直線的な関係にあることが認められたので、柔軟地におけるトラクタの牽引性能の良否を車両指数によって表わすことが可能である。

すなわち、第Ⅰ章の計算式、

$$VI = 117 - \frac{1}{\frac{W_f}{W_r} + 3} \left(250 - \frac{135 W_r}{w^2 dm} \right)$$

において、車両指数が小さいほど、牽引性能が良いわけであり、この式からは W_f/W_r 、 W_r が小さいほど、ま

た w, d, m が大きいほど VI は小さくなる。

W_f/W_r は前輪の荷重比を小さくすることで、 W_r が小さいということは一般には機体総重量が小さいことを意味する。

タイヤ幅およびリム径は大きいほど良い。

以上の結果を総合してみると今回の試験および車両指

数の計算からも、柔軟地においては機体重量をできるだけ軽くすること、前後車軸荷重比を小さくすること、および大きいサイズのタイヤを使用することが望ましいといえよう。

第Ⅱ-45 図に現在製作されているトラクタおよびコンバインの馬力当り重量を参考として示した。

4. 水田車輪の性能

柔軟な水田に乗用トラクタを導入する場合の水田車輪の備えるべき条件を明らかにするとともに、水田車輪による作業性能を向上させるために、各種形状の水田車輪について性能を調査した。

(1) 方法

従来の乗用トラクタ用水田車輪について調査し、その形状に基づいて後述のラグ形状を持つ水田車輪を試作し、各種の土壌条件における走行性、牽引力等を測定するとともに、クローラ・トラクタ、セミクローラ・トラクタおよび歩行用トラクタの場合と比較した。

1) 供試トラクタ

試作した水田車輪は、フォードV・スーパー・デキスタ(39.5馬力)のゴム車輪を取り外し、車軸に直接取り付けした。

セミクローラも同じくフォードソン・スーパー・デキスタに標準状態に取り付けた。

クローラ・トラクタはシバウラ K-20 を用い、歩行用トラクタはダイキン TA-23 を使用した。

2) 試験圃場

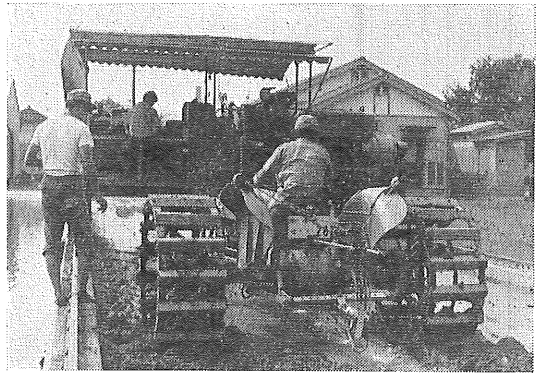
供試圃場は当研究所の人工圃場のうち、

- pl.1 砂壤土
- pl.2 火山灰軽埴壤土
- pl.3 埴土

の3種類を選び、実験時の土壌条件はSR-2型土壌抵抗測定器で測定し、さらに含水比、容積重をも記録した。

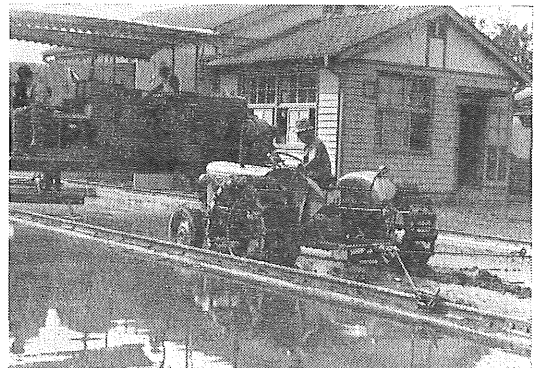
3) 測定方法

走行抵抗は供試トラクタを牽引力計を介して上記人工圃場の測定台車で牽引して求めたが(第Ⅱ-46図)、牽引力は人工圃場に固定したレールとトラクタを牽引力計を介してロープで連結し、100%の進行低下を来すまで走行させ、このときの最大牽引力だけを測定した(第Ⅱ-47図)。走行性については自走時の車両および矩形板沈下量、進行低下率、走行速度等を測定した(第Ⅱ-48図)。



第Ⅱ-46図 水田車輪の走行抵抗試験

(Fig. II-46. Measuring travelling resistance of steel paddy wheel)



第Ⅱ-47図 水田車輪の最大牽引力試験

(Fig. II-47. Maximum drawbar pull test of steel wheel)

実験はあらかじめ整地し、湛水しておいた圃場の水を落水し、土壌表面が露出した直後に開始した。

4) 試験期日

試験は圃場整地に測定の前後3～7日を必要とするので、39年8月19日から同10月6日までの間随時に行なった。

第Ⅱ-4表 市販水田車輪一覧

(Table II-4. Specification of paddy field wheel on market)

製作会社名	車 輪 名	外径 (mm)	対象トラクタ	車輪取付法	ラ グ			備 考
					形状(mm)	枚 数	調 節	
北海自動車	水 田 用 イ ク ス テ ン シ ョ ン	1,090	デ キ ス タ	ゴ ム 輪 extension	羽根形180× 300	8	な し	
"	水 田 車 輪	1,090	デ キ ス タ	"	逆山形6×50 ×50×450	16	"	
"	"	1,235	メ ー ジ ャ	"	" 6×50 ×50×500	18	"	
ヤ ン マ ー	羽根形水田車輪		YM-18	ゴ ム 輪 ext		10	"	車軸取付フ ランジ要
"	90型カゴ車輪	900	YM-18	"	山形 5×70× 70×500	12	"	"
石 川 島	湿 田 車 輪	910～ 1,070	S-17	"	爪形 幅 190	8	ボルト 2 段	
"	水 田 車 輪	1,012	S-17	直 接		18	な し	
"	8-24 ガードル		S-17		平 板 8×320			
サ サ キ (国際)	水田補助車輪		B-275 B-414 (インター)	ゴ ム 輪 ext	丸 棒 3 本	12	な し	
富 士	代 掻 車 輪	740	T-12	直 接	平板 幅 425	12	"	
"	代掻補助車輪	710	"	ゴ ム 輪 ext	" 幅 276	12	"	
"	水田補助車輪	720	"	"	" 幅 75	9	"	ブラウ耕等
"	代掻補助車輪	955	T-21	"	" 幅 300	14	"	
"	水田補助車輪	955	"	"	平板翼幅130	12	"	パイプリムに 片持
"	タイヤガードル	1,160	"	ゴ ム 輪 周 囲				
東 洋 社	パイプ車輪C77		TR-81A	直 接 (ピン取付)	翼	9	"	パイプリムに 片持
久 保 田	ス ト レ ー ク		L12R	ゴ ム 輪 ext	袋 形		2 段	路上走行の ため
"	ス ト レ ー ク		L15R	"	"		"	"
"	C形フロントス トレーク		L15R				"	上記よりフ ロート大
"	水 田 車 輪		L27R					取付台とフ ロートスト レーク
"	"		FIAI 411 R					"
"	折りたたみスト レーク		FIAI 411 R	ゴ ム 輪 ext				
井 関	フロントエク ステンション	880	T B15	"	曲面 翼形 幅350,250,180	6	な し	
"	V8422水田車輪	840	T B15	直 接	山形60×100 —500	10	"	パイプ輪
"	V94	92	"	"	"	"	"	"
三 菱	L923 パディホ イル	927	R 201	ゴ ム 輪 ext	幅 553			佐々木 パイ プ 3 本 ラ グ
"		1,202	R 301		780			
Catch pole Eng. Co.	Cage wheel (plowing wheel) (rowerop wheel)		含コンパイ ン	ゴ ム 輪 ext 直 接	山形 幅 15 (中間ラ)幅24 " 10 " 7	22 (plowing) (rowing)	な し " "	Green Book Summer Ed. 1963, p.45

製作会社名	車 輪 名	外径	対象トラクタ	車輪取付法	ラ グ			備 考
					形 状	枚 数	調 節	
Stanhay	Darvil retractable wheel strake			ゴム輪ext	平 板	12	伸縮自在バルト、トラクタ自走	Green Book Summer Ed. 1963, p.49
Becfabs	RT ext. wheel			ゴム輪ext hard ground での		22	な し slip を減らす	同 上 p.56



第Ⅱ-48図 水田車輪の走行性試験

(Fig. II-48. Trafficability test of steel wheel)

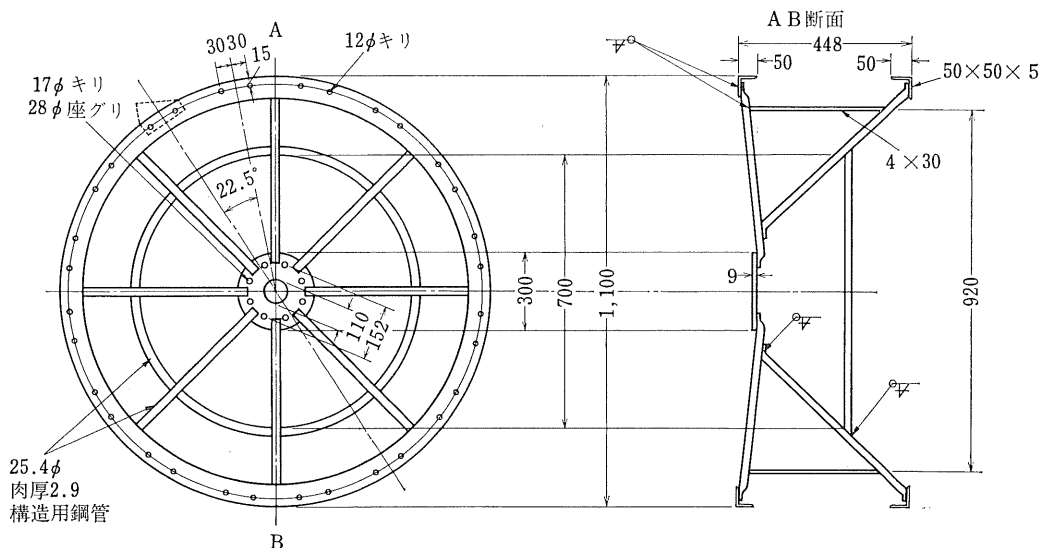
(2) 調査および車輪の試作

現在内外で使用されている乗用トラクタ用水田車輪28種の市販品について調査した結果得られた各種諸元をとりまとめ第Ⅱ-4表に示す。これによれば水田車輪はゴム輪のイクステンションとして使うものが多く、直接車軸に取り付けて単独で使用するものは5種類である。ラグ

の形状は翼形等の曲面のものもあるが、多くは山形あるいは平板などの平面を主体とするものである。

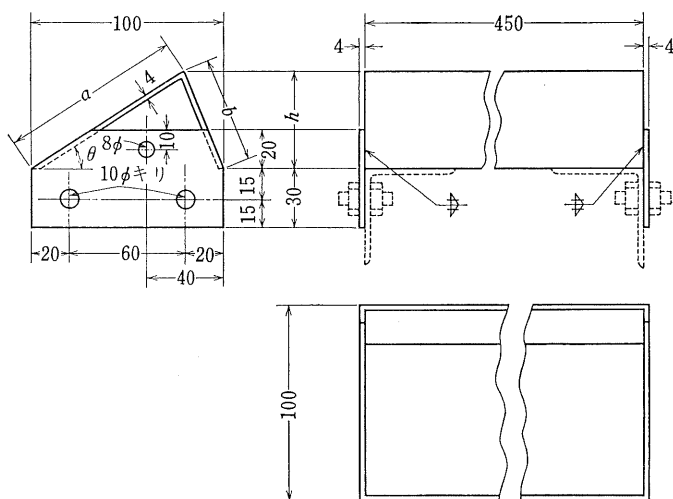
試作車輪は上記の水田車輪のすべてを包含することが望ましいが、ゴム輪のイクステンションとすることはゴム輪の影響を取り除いて解析することが困難で、またラグ形状を曲面とすれば、ラグ角度の影響を知ることができないから、本試験においては水田車輪の単独直接取付とし、ラグ角度およびラグ高さの異なる山形ラグのものについて比較することにし、次の車輪を試作した。

まず、直径をゴム輪の場合とほぼ同じ110cmとして、10cm沈下時に3個のラグが接地するものとすれば、ラグ長10cm、幅40cmで十分である。また、ラグ形状は実用品から考えて、ラグ高さを2.5, 5, 10, 15cmとし、ラグ角度は高さ5cmのものについて30°, 40°, 50°, 70°, 90°の5種類のものを試作した。さらに接地圧を小さくした場合の効果を知るために、30°のラグに取り付ける長さ100mmのイクステンション・ラグをも試作した。なお、ここでいうラグ角度とはリムの接線に対するラグ取付角度である。



第Ⅱ-49図 供 試 水 田 車 輪

(Fig. II-49. Tested steel paddy wheel)



	θ	h	a	b	個数
⑥	30°	50	100	52	32
⑤	90°	150	150	180	32
④	90°	100	100	141	32
③	90°	25	25	103	32
②	90°	50	50	112	32
①	50°	50	65	77	32

第Ⅱ-50図 供試ラグ

(Fig. II-50. Shape and size of tested lug)

試作した車輪およびラグを第Ⅱ-49, 50図に示す。

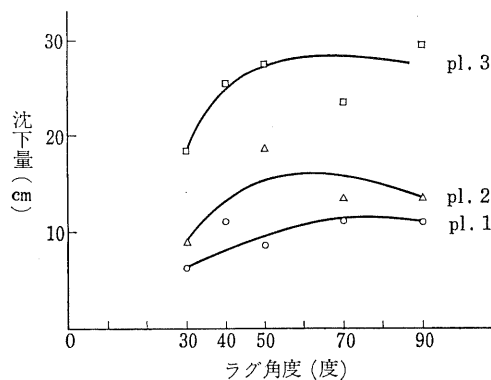
(3) 試験結果および考察

上記の試験によって得た結果は第Ⅱ-5, 6表のとおりである。以下個々に考察を進める。

1) ラグ角度の影響

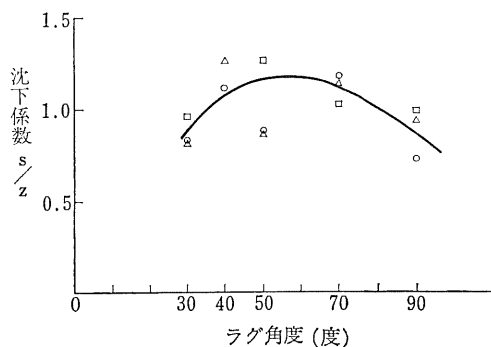
a) 沈下量——走行性の良否の最大の要因である車輪沈下量は第Ⅱ-51図に示すように、いずれのラグの場合も pl. 3 で最大の沈下量となり、pl. 1 で最小の沈下量を示すが、同じ圏場内では概してラグ角度が小さいほうが沈下量は小さい。しかし沈下係数について見れば、第Ⅱ-52図のように 50° 近辺のラグの場合が大である。なお、高さ50mmのこれらのラグの平均の沈下係数は1.0である。

b) 走行抵抗——走行抵抗については pl. 1 では角度の



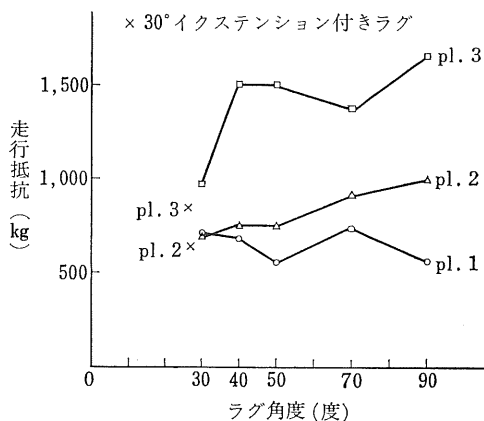
第Ⅱ-51図 ラグ角度との沈下量

(Fig. II-51. Relation between lug angle and sinkage)



第Ⅱ-52図 ラグ角度と沈下係数

(Fig. II-52. Relation between lug angle and sinkage coefficient)



第Ⅱ-53図 ラグ角度と走行抵抗

(Fig. II-53. Relation between lug angle and travelling resistance)

第Ⅱ-5表 水田車輪の測定結果
(Table Ⅱ-5. Test results of paddy wheel)

ラ グ 形 状		圃 場 (pl)	走行抵抗 (kg)	進 行 低下率 (%)	走行速度 (m/sec)	牽引力 (kg)	含水比 (%)	車 輪 沈下量 (S) (cm)	矩形板 沈下量 (z) (cm)	沈下係数	平均沈 下係数
角 度 (θ) 度	高 さ (h) cm										
30° + イクス テンション	5	2	640	10.5	0.52	770	58.9	6.9	11.0	0.63	0.74
		3	840	25.0	0.34	870	46.3	16.5	19.6	0.84	
30°	5	1	710	24.6	0.38	—	27.8	6.3	7.5	0.83	1.03
		2	700	13.3	0.52	870	56.6	9.0	11.2	0.82	
		3	970	20.0	0.44	1,050	50.0	18.4	19.4	0.95	
40°	5	1	680	11.1	0.53	800	32.1	11.3	9.3	1.11	
		2	750	39.7	0.37	—	85.8		21.2		
		3	1,500	21.6	0.22	1,170	41.6	25.7	20.4	1.26	
50°	5	1	550	8.0	0.56	1,590	26.2	8.6	9.7	0.89	
		2	750	23.0	0.35	—	84.2	18.6	22.0	0.85	
		3	1,500	21.6	0.19	960	41.6	27.4	21.8	1.26	
70°	5	1	730	8.1	0.48	1,350	29.2	11.0	9.4	1.17	
		2	910	14.0	0.39	1,070	53.3	9.3	8.2	1.13	
		3	870	29.0	0.32	1,060	39.5	23.5	23.2	1.01	
90°	5	1	560	15.8	0.48	955	34.7	11.1	15.4	0.72	
		2	1,000	18.7	0.47	1,060	90.5	13.5	14.5	0.93	
		3	1,650	29.7	0.33	960	37.9	29.5	30.5	0.98	
90°	2.5	1	1,000	37.3	0.38	640	35.7	20.2	24.2	0.84	0.83
		2	1,650	64.0	0.06	320	90.7	29.6	23.9	0.87	
		3	1,000	33.1	0.35	710	46.5	14.8	23.8	0.62	
90°	10	1	1,100	21.0	0.40	940	35.1	15.6	23.6	0.66	0.87
		2	1,200	14.5	0.25	1,220	62.4	27.0	31.4	0.87	
		3	1,600	22.7	0.50	1,590	34.0	16.0	14.4	1.11	
90°	15	1	750	13.3	0.53	1,600	35.8	10.8	20.0	0.54	0.61
		2	740	13.2	0.45	1,440	43.2	9.5	17.2	0.55	
		3	1,450	12.0	0.63	1,440	45.6	21.6	29.2	0.74	

注：——の部分は測定値が最大牽引力でなかったため削除した。

影響はあまり認められないが、pl. 2, pl. 3 ではラグ角度が小さいほど小さくなる傾向が認められる (第Ⅱ-53図)。

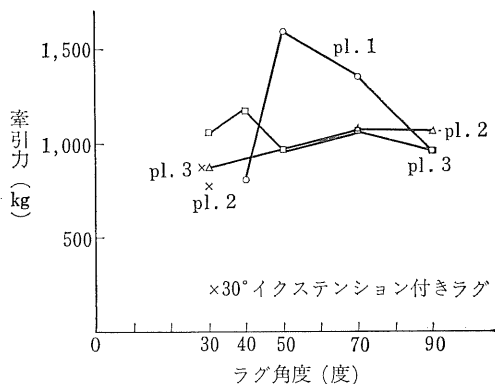
c) 牽引力——牽引力は pl. 1 では50°のラグが最大であるが、他の圃場ではほとんど差が認められない (第Ⅱ-54図)。このことは山中氏が砂および土砂で試みた実験³⁾とはほぼ一致する。

また、田中氏が平板ラグについて誘導した式⁴⁾によれば、ラグ面が土壌から受ける力の水平分力は、ラグ面が土がすべっている場合近似的に車軸の真下にあるラグだけについてみれば、 $\theta = \pi/4 - \phi_m$ で極大値を持つはずで

ある。ここで θ はラグ角、 θ_m はラグ面と土との摩擦角である。一方 pl. 1 では $\phi_m = 19 \sim 27^\circ$ であったから、定量的には本実験と一致しないが、ラグ角のある位置で極値を持ちうる圃場があることは本式から或る程度説明できる。しかし pl. 2, pl. 3 で極値を持たないことの説明にはならない。

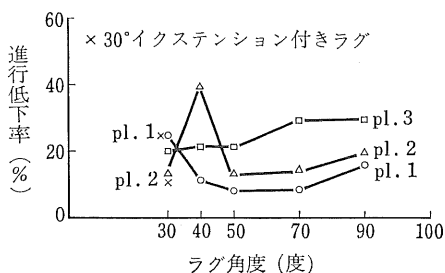
d) 進行低下率——自走時の進行低下率は pl. 1 では50°と70°のラグが最小であるが、pl. 3 では30°のラグが最小である。pl. 2 については一義的にいいがたい (第Ⅱ-55図)。

e) その他——走行性の難易についての実験担当者4名



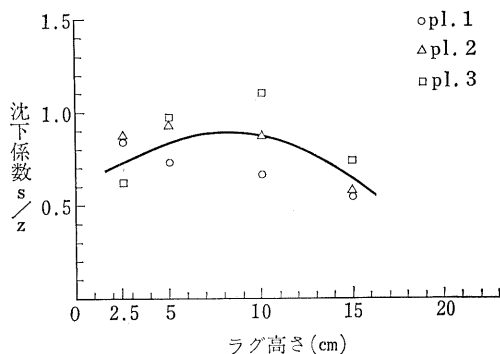
第Ⅱ-54図 ラグ角度と牽引力

(Fig. II-54. Relation between lug angle and drawbar pull)



第Ⅱ-55図 ラグ角度と進行低下率

(Fig. II-55. Relation between lug angle and travel reduction)



第Ⅱ-56図 ラグ高さとし下係数

(Fig. II-56. Relation between lug angle and sinkage coefficient)

の観察結果によれば、pl. 3では明らかにラグ角の小さいものがすぐれているが、他の圃場ではその差は明確でない。しかし全体的に見ると pl. 1 が最も走行容易で、pl. 2, pl. 3 の順に走行が困難になる。このほか、泥土の付着が走行性に及ぼす影響が大きいことが観察された。

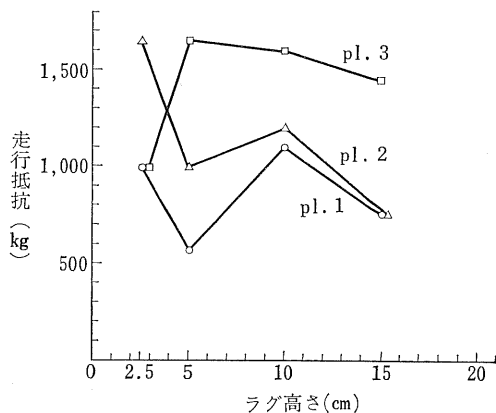
2) ラグ高さの影響

a) 沈下量——沈下係数は個々の圃場について見れば多

少異なるところもあるが、全体としては 5~10cm のラグの場合に最大となることが推定される (第Ⅱ-56図)。

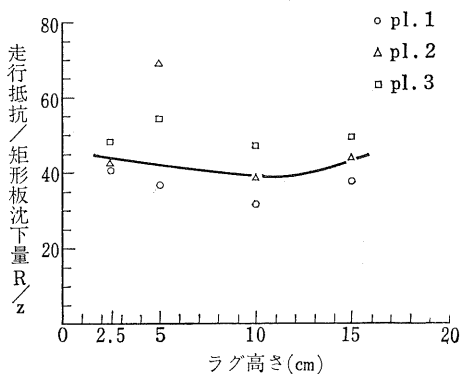
b) 走行抵抗——第Ⅱ-53図の場合と同様に走行抵抗は圃場の違いによる差が目立ち、pl. 3, pl. 2, pl. 1 の順に少なくなる (第Ⅱ-57図)。しかし、ここで土壌条件を考慮に入れるため、走行抵抗と矩形板沈下量との比 (R/z) について見れば第Ⅱ-58図のようになり、各ラグを用いた場合の車輪自体の性能がより明瞭になる。これによれば R/z はラグ高さ10cmの近辺で最小であるが、その差はあまり明確でない。換言すれば走行抵抗にラグ高さはあまり関係がない。

c) 牽引力——一方牽引力は第Ⅱ-59図に示すように明らかにラグの高いものが大きい。とくにラグ高さ10cmまでの増加率は著しい。これは歩行用トラクタについて行なった鍋本の実験²⁾とよく一致するし、また前述の田中の式でも十分説明できる。



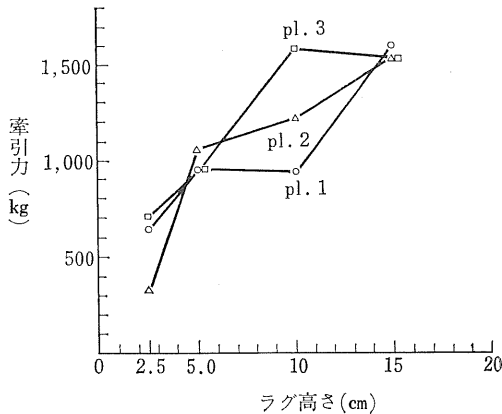
第Ⅱ-57図 ラグ高さとし行抵抗

(Fig. II-57. Relation between lug angle and travelling resistance)



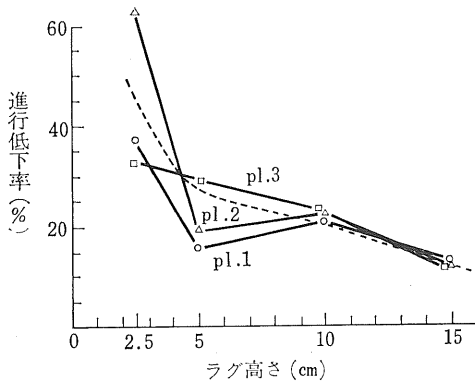
第Ⅱ-58図 ラグ高さとし R/z

(Fig. II-58. Relation between lug angle and R/z)



第Ⅱ-59図 ラグ高さと牽引力

(Fig. II-59. Relation between lug angle and drawbar pull)



第Ⅱ-60図 ラグ高さと進行低下率

(Fig. II-60. Relation between lug angle and travel reduction)

d) 進行低下率——第Ⅱ-60図に示すように高いラグほど進行低下率は小さく、また圃場による差がなくなる。

e) その他——走行性の難易についての観察結果は概してラグの高いものがすぐれ、とくに2.5cmのラグは pl. 2すなわち軽鬆土の圃場では走行困難であった。これは、このときの進行低下率が自走時にすでに64%に達し、牽引力が320kgしか得られないことからもうなずける。

後退時の走行性は10cm、15cmのラグは5cmのいずれの角度のラグよりも走行容易であった。ただし高いラグは牽引負荷を与えときに前輪が浮き上がり危険であった。これは高いラグの駆動力が非常に大きいためである。

3) イクステンション・ラグの効果

30°のラグに100mmの延長ラグを車輪の両側に取り付けたところ、沈下量が減少し、沈下係数は平均0.76となりかなり良くなったが、牽引力は第Ⅱ-54図に×印をもって記入したように増加しない。しかし、走行抵抗は減少する(第Ⅱ-53図)。これは牽引力を出すためには、ある程度ラグが地中に食い込むことが必要なためであろう。

4) クローラ、セミクローラおよび歩行用トラクタとの比較

クローラ、セミクローラおよび歩行用トラクタについての測定値は第Ⅱ-6表の通りである。まず、沈下量は第Ⅱ-49、Ⅱ-52、Ⅱ-53図の通りで、各々の沈下係数はいずれも0.9内外である。これを第Ⅱ-52図および第Ⅱ-56図と比較すると、高さ5cmのラグの沈下係数の平均値よりはよいが、15cmのラグの場合には劣る。

水田車輪の牽引比を第Ⅱ-59図から求めると、高さ50mmと150mmのラグは圃場による差が少なく、その平

第Ⅱ-6表 比較車両の測定結果

(Table II-6. Results on crawler, semi-crawler and walking tractor)

車両の種類	圃場 (pl)	走行抵抗 (kg)	進 行 低下率 (%)	走行速度 (m/sec)	牽引力 (kg)	牽引比 (%)	含水比 (%)	走行部 沈下量 (s) (cm)	矩形板 沈下量 (z) (cm)	沈下係数	平均沈 下係数
クローラトラクタ (シバウラK-20)	1	550	22.5	0.31	1,670	65.5	34.8	13.3	11.4	1.17	0.90
	2	800	30.3	0.37	1,150	45.1	81.8	18.0	28.8	0.63	
	3	1,250*	77.4	0.08	130	5.1	44.1	22.0	25.8	0.85	
セミクローラトラクタ (フォードソンスーパーデキスタ)	1	400	2.5	0.64	1,340	74.5	26.5	5.7	6.8	0.84	0.92
	2	850	14.2	0.66	660	36.6	94.9	25.9	23.4	1.11	
	3	1,250*	64.0	0.17	720	40.0	44.1	26.8	24.5	1.11	
歩行用トラクタ (ダイキンTA-23)	1	170	44.0	0.53	0	0	34.8	12.1	13.3	0.91	
	2			泥 土 付 着 多 く 走 行 不 能							

注：*測定台車牽引不能、実際にはこれよりも大きいものと思われる。

均値はそれぞれ65%, 95%であり, 100mm のラグでは pl. 1, pl. 2, pl. 3 の順に58%, 76%, 95%である。これらをクローラおよびセミクローラと比較すると, 150mm のラグではどの圃場でも水田車輪のほうがはるかに高い牽引比を得られる。その他の場合は pl. 1 においてだけ水田車輪のほうが低く pl. 3 ではいずれの場合も水田車輪のほうがすぐれている。これらのことから 150 mm のラグは実用的でないで、これを省くとしても牽引比に関するかぎり水田車輪のほうがセミクローラ, クローラよりもかなりすぐれていることがわかる。ただし牽引力測定は走行距離が短く, 泥土を抱き込まない状態のうちに測定され, また耕盤の深さなどの条件により異なる結果となることも考えられる。

また, 走行性についての観察の結果では pl. 1 ではクローラが最も良く, pl. 2 ではイクステンション・ラグつき30°のもの, 50°では5 cm のラグおよび15cm のラグ

がすぐれていた。pl. 3 ではクローラ・トラクタ, セミクローラ・トラクタよりも概して水田車輪のほうがすぐれていた。なお, 歩行用トラクタは土が付着しないときは走行性は悪くないが, 土が付着すると加速度的に走行性が悪くなる。

(4) 結 論

ラグ高さを一定にし, ラグ角度を変えると, 砂壤土の圃場では50°のラグの水田車輪の性能が良好で, 重粘土の土地では30°のラグがすぐれている。またラグ高さを変えると牽引力は増大するが, 高過ぎると耕盤を破壊するおそれなどもあるので, 10cm 程度の高さが適当と思われる。また本研究の試作車輪はいずれの場合も著しく泥土を抱き込み走行性を悪くしているので, 泥土を抱き込まない形状にすればさらによい結果が得られるものと思われる。

5. ガードルおよびセミクローラの性能

柔軟地におけるガードルおよびセミクローラの性能を調査し, その適用性を把握するために各種性能を検討した。

(1) 方 法

乗用ホイール型トラクタの駆動輪に, ガードルまたはセミクローラを装着し, 乾燥した埴壤土および湿潤な埴土において, その牽引, 走行, 旋回性能および乗心地等を調査した。

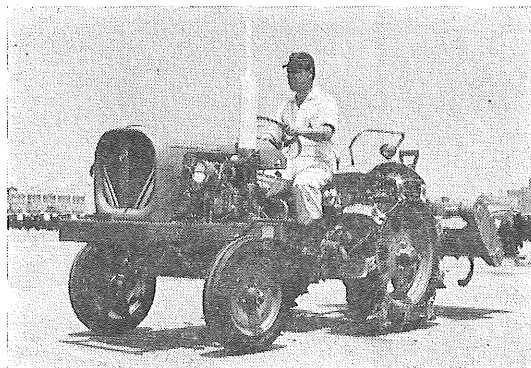
1) 供試機

a) ガードル

リンクにより結合した溝形鋼製のシューをタイヤの踏面に装着させるものであるが, 通常のガードルと異なり, その取付けがゆるやかなためシューが特殊の運動をし, 接地面積が大となり, かつ土離れを良くしようとしたものである (第Ⅱ-61図)。

名 称	タイヤクローラ L903
製作所	三菱重工業 K K
全長×全幅	2,330×220 mm
シュー寸法	長さ250×幅118×高さ40 mm
シュー数	9 個
重量(片側)	25kg
シュー形状	第Ⅱ-62図

b) セミクローラ



第Ⅱ-61図 ガードル装着状況
(Fig.Ⅱ-61. Tractor with girdle)

名 称	クローラインストレーション L910
製作所	三菱重工業 K K
全長×全幅	4,040×360 mm
シュー寸法	長さ360×幅60×高さ15 mm
シュー数	47個
ピッチ	84 mm
重量(片側)	100kg
導輪	4.00-12 4 P
導輪と駆動輪の軸距	760 mm
シュー形状	第Ⅱ-63図

c) 装着トラクタ

三菱R201 農用トラクタ

機関 三菱空冷ディーゼル AD15型

気筒数 2

気筒容積 1,005 cc

最大出力 18 PS/2,800 rpm

変速段数 前進6段, 後進2段

タイヤ 前輪 4.00-15 2P

後輪 8-24 4P

使用重錘 前輪重錘 左右各3枚 計 30kg

後輪重錘 左右各1枚 計 150kg

前端重錘 38kg

試験時輪距 1,295 mm

d) 機体重量分布

	タイヤのみ	タイヤ・クローラ	クローラ・インストレーション
前輪荷重	515 kg	515kg	430 kg
後輪荷重	730	780	800
導輪荷重			360
総重量	1,245	1,295	1,590

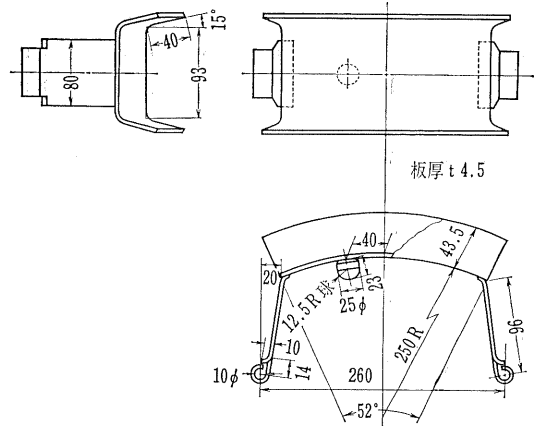
2) 土壌条件

場 所	牽引圃場	人工圃場 pl. 3	人工圃場 pl. 4
土 質	埴 壤 土	埴	土
圃場前処理	9月5日耕起砕土その後放置	8月27日代掻を行ない、その後落水し、9月30日より再灌水を行ない、試験直前に落水	
試験期日	10月8日	10月9日	10月10日
含水比 (乾土基準)(%)	14.9	34.0	42.5
円錐貫入抵抗	第Ⅱ-64図	第Ⅱ-65図	第Ⅱ-66図
沈下指数 n	0.839	0.754	0.325
変形係数 k_e	—	-1.10	-0.25
同 k_ϕ	—	1.14	0.97
凝集力 c (kg/cm ²)	0.05	0.02	0.04
内部摩擦角 ϕ (度)	53	56	62
付着力 a (kg/cm ²)	0.02	0.00	0.00
外部摩擦角 ϕ_0 (度)	24	20	24
雑草発生程度	なし	なし	なし

注：貫入抵抗測定用円錐は、先端の角度が30°、底面積が小型2cm²、大型6cm²である。

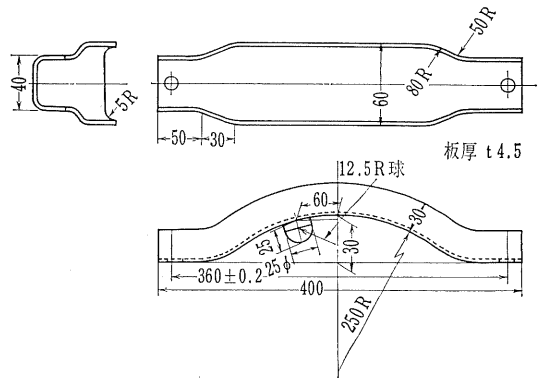
3) 試験方法

牽引試験圃場における牽引試験は、トラクタヒッチ点(地上高355mm)より牽引力計(容量3 ton)を通じて負荷試験車を牽引させた。そのさいトラクタの機関回転数は



第Ⅱ-62図 ガードルのシュエの形状

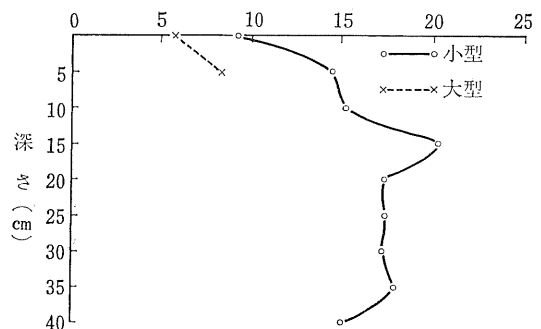
(Fig. II-62. Shape of girdle)



第Ⅱ-63図 セミクローラのシュエの形状

(Fig. II-63. Shape of half-track shoe)

円錐貫入抵抗 (kg/cm²)



第Ⅱ-64図 円錐貫入抵抗(牽引圃場)

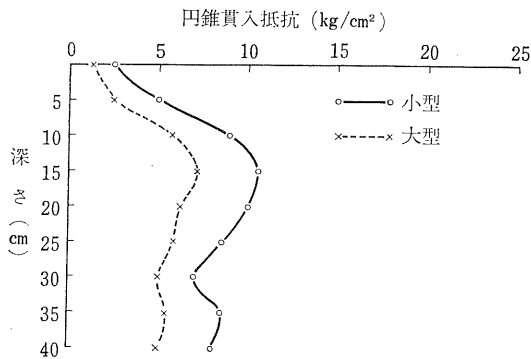
(Fig. II-64. Cone index of tested field)

2,800 rpm になるように調節し、牽引力、PTO 回転速度、走行速度はペン書きオシログラフに自記させた。

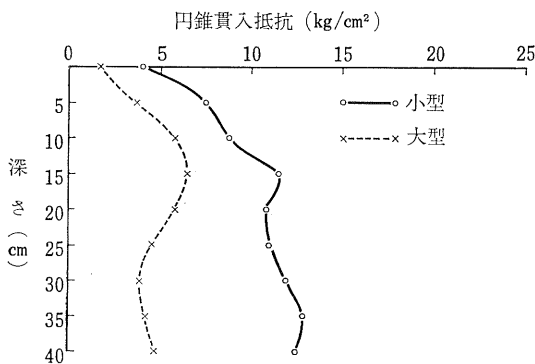
走行抵抗は負荷試験車でトラクタを牽引し、牽引力計によりその負荷抵抗力を測定した。そのさいトラクタの変速位置は中立とした。

人工圃場における牽引試験も上記と同様であるが、負荷は人工圃場測定車により与えた（第Ⅱ-67図）。またトラクタヒッチ点の地上高を410mmとした。

なお牽引試験のほか、走行部沈下程度、土付着状況、旋回性能、乗心地、構造等についても測定調査を行なった。



第Ⅱ-65図 円錐貫入抵抗(人工圃場 pl. 3)
(Fig. Ⅱ-65. Cone index of tested field)



第Ⅱ-66図 円錐貫入抵抗(人工圃場 pl. 4)
(Fig. Ⅱ-66. Cone index of tested field)

(2) 試験結果

1) 牽引性能

牽引試験の結果を第Ⅱ-7～9表および第Ⅱ-68, 69図に示す。ただし表中の用語は次のことを示すものとする。

牽引比=牽引力/機体総重量

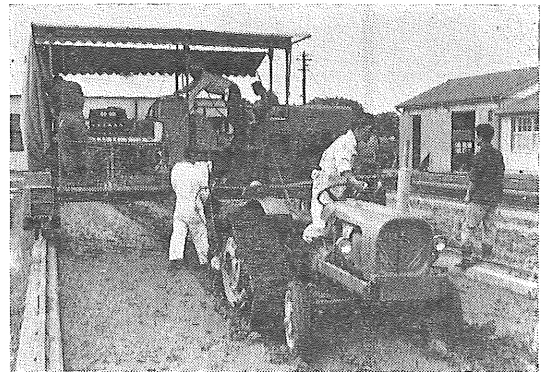
牽引係数=牽引力/駆動輪静荷重

牽引効率=牽引出力/駆動輪入力

進行低下率の算出には牽引圃場無負荷走行時を基準にした。

これらの図によれば、乾燥した土壌においては、ガードルを装着してもタイヤのみの場合と牽引比に差がなく、セミクローラのみ効果が認められるが、多湿な土壌

においては、セミクローラはもちろん、ガードルも著しい効果が認められる。



第Ⅱ-67図 柔軟土壌におけるセミクローラの牽引試験
(Fig. Ⅱ-67. Traction test of semi-crawler on soft soil)

第Ⅱ-7表 ゴムタイヤ

(Table Ⅱ-7. Test results with tire)

場所	変速位置	機関回転数 (rpm)	進行低下率 (%)	速度 (m/sec)	牽引力 (kg)	牽引係数	牽引比	牽引馬力 (PS)
牽引圃場(乾燥)	3	2,800	8.4	0.99	233.8	0.320	0.188	3.08
	"	2,694	13.0	0.79	334.0	0.457	0.268	3.49
	"	2,724	46.5	0.55	626.6	0.857	0.503	4.59
	"	2,660	94.8	0.06	993.7	1.360	0.797	0.80
	4	2,780	3.3	1.25	167.0	0.229	0.134	2.78
	"	2,704	12.9	1.07	317.3	0.434	0.255	4.53
	"	2,660	22.4	0.94	442.6	0.606	0.355	5.31
	"	2,570	41.9	0.68	659.7	0.904	0.530	5.99
	"	2,720	90.4	0.11	868.4	1.189	0.697	0.13
	5	2,694	6.0	1.77	167.0	0.229	0.134	3.94
	"	2,625	8.8	1.68	292.3	0.401	0.235	6.54
	"	2,724	29.6	1.34	409.2	0.560	0.329	7.30
人工圃場(多湿)	"	2,573	34.8	1.17	501.0	0.685	0.402	7.81
	"	1,968	94.5	0.08	868.4	1.190	0.698	0.11
	3	2,724	38.7	0.64	287.3	0.393	0.231	2.45
	"	2,724	72.6	0.29	378.0	0.517	0.304	1.46
	"	2,639	78.4	0.22	400.7	0.548	0.322	1.17
	"	2,664	95.9	0.04	514.1	0.704	0.413	0.27
	"	2,690	100.0	0	589.7	0.806	0.473	0
	4	2,720	79.0	0.26	393.1	0.538	0.316	1.36
	"	2,714	80.8	0.24	378.0	0.517	0.304	1.21
	"	2,714	95.3	0.60	415.8	0.570	0.334	0.33
	"	2,780	100.0	0	385.6	0.528	0.309	0
	5	2,800	76.1	0.47	257.0	0.352	1.206	1.61
	"	2,639	77.6	0.41	340.2	0.466	0.273	1.86
	"	2,603	89.8	0.18	340.2	0.466	0.273	0.82
	"	2,452	100.0	0	604.8	0.826	0.486	0

第Ⅱ-8表 ガ ー ド ル

(Table Ⅱ-8. Test results with girdle)

場 所	変 速 位 置	機 関 回 転 数 (rpm)	進 行 下 率 (%)	速 度 (m/sec)	牽 引 力 (kg)	牽 引 係 数	牽 引 比	牽 引 馬 力 (PS)
牽 引 圃 場 (乾 燥)	3	2,800	5.0	1.07	148.0	0.190	0.114	2.11
	"	2,721	24.6	0.76	484.7	0.622	0.374	4.90
	"	2,721	48.9	0.53	600.1	0.770	0.463	4.34
	"	2,661	81.0	0.19	1,027.5	1.318	0.794	3.22
	4	2,721	14.0	1.07	328.8	0.422	0.185	4.90
	"	2,660	43.8	0.68	591.8	0.760	0.457	5.36
	"	2,480	89.6	0.12	1,035.7	1.328	0.800	1.64
	5	2,645	9.0	1.72	221.9	0.284	0.171	5.09
	"	2,630	27.1	1.23	411.0	0.527	0.318	6.75
	"	2,350	47.1	0.78	575.4	0.737	0.444	5.99
	"	1,180	97.7	0.19	1,027.5	1.318	0.794	0.26
人 工 圃 場 (多 湿)	3	2,800	13.7	0.94	163.7	0.209	0.126	2.05
	"	2,750	24.2	0.80	372.0	0.476	0.287	3.97
	"	2,750	52.8	0.50	744.0	0.955	0.575	4.96
	"	2,770	81.7	0.19	758.9	0.974	0.586	1.96
	"	2,540	100.0	0	818.4	1.021	0.615	0
	"	2,755	33.5	0.70	520.8	0.668	0.402	4.86
	"	2,690	35.6	0.66	528.2	0.677	0.407	4.64
	"	2,540	34.5	0.64	662.2	0.849	0.512	5.66
	"	2,720	40.8	0.61	632.4	0.809	0.481	5.13
	"	2,665	61.6	0.45	744.0	0.954	0.574	4.46
	"	2,755	78.8	0.22	758.9	0.972	0.585	2.23
	"	2,580	100.0	0	855.6	1.095	0.641	0
	4	2,800	16.9	1.07	260.4	0.334	0.202	3.72
	"	2,755	24.0	0.89	424.1	0.544	0.328	5.04
	"	2,755	41.6	0.73	543.1	0.696	0.419	5.29
	"	2,665	48.0	0.63	558.0	0.715	0.438	5.07
	"	2,665	61.2	0.47	632.4	0.810	0.487	3.97
	"	2,570	74.2	0.39	699.4	0.889	0.538	3.64
	"	2,605	82.3	0.21	669.6	0.892	0.540	1.87
	"	2,570	100.0	0	706.8	0.906	0.546	0
	"	2,690	27.4	0.89	446.4	0.572	0.343	5.29
	"	2,690	33.0	0.68	528.2	0.677	0.407	4.80
	"	2,720	48.5	0.64	639.8	0.820	0.493	5.46
	"	2,605	60.3	0.47	736.6	0.931	0.569	4.62
	"	2,505	100.0	0	781.2	1.001	0.604	0
	5	2,480	39.7	1.07	520.8	0.668	0.402	7.44
	"	2,540	48.1	0.94	602.6	0.774	0.466	7.57
	"	2,425	51.8	0.76	669.6	0.857	0.540	6.79
	"	1,927	61.7	0.54	721.7	0.925	0.557	5.21
	"	1,241	100.0	0	781.2	1.001	0.604	0
	"	2,690	39.4	1.14	528.2	0.677	0.408	8.04
	"	2,450	45.0	0.94	595.2	0.763	0.460	7.46
	"	2,450	34.1	0.89	602.6	0.772	0.482	7.15
	"	2,205	59.4	0.63	669.6	0.858	0.517	5.62
	"	1,515	79.0	0.23	729.1	0.934	0.563	2.23
	"	1,210	100.0	0	855.6	1.100	0.662	0

なお本ガードルはリンクによる緊締をゆるくしており、これが牽引力の増加に若干寄与しているように思われたが、シューとタイヤとの摩擦によるタイヤの損傷、および堅い障害物を越える際のガードルの強度の点に問題があると思われた。

2) 走行抵抗および無負荷走行性能

タイヤ、ガードル、セミクローラの走行抵抗は、第Ⅱ-10表に示すようにセミクローラが最も大きく、ついでガードルおよびタイヤの順になっている。ただしガードルとセミクローラとの差はわずかである。

第Ⅱ-9表 セミクローラ

(Table Ⅱ-9. Test results with semi-crawler)

場 所	変 速 位 置	機 関 回 転 数 (rpm)	進 行 下 率 (%)	速 度 (m/sec)	牽 引 力 (kg)	牽 引 係 数	牽 引 比	牽 引 馬 力 (PS)
牽 引 圃 場 (乾 燥)	3	2,725	0.1	1.05	270.8	0.234	0.170	3.79
	"	2,800	13.3	0.94	433.2	0.374	0.272	5.43
	"	2,605	22.8	0.77	768.9	0.664	0.484	7.89
	"	2,510	88.4	0.11	1,198.3	1.028	0.749	1.75
	4	2,640	7.6	1.11	433.2	0.374	0.197	6.42
	"	2,660	9.3	1.10	639.0	0.550	0.214	9.38
	"	2,220	21.1	0.89	855.6	0.737	0.539	9.12
	5	2,670	8.2	1.29	422.4	0.364	0.266	7.25
	"	2,335	9.0	1.49	639.0	0.551	0.404	12.63
	"	2,235	35.3	1.02	812.3	0.770	0.510	11.05
	"	1,895	30.4	0.92	963.9	0.830	0.606	11.00
人 工 圃 場 (多 湿)	3	2,785	0.6	1.07	138.4	0.119	0.087	1.97
	"	2,725	0.1	1.07	346.1	0.298	0.218	4.94
	"	2,605	21.6	0.78	730.6	0.631	0.460	7.60
	"	2,665	38.5	0.63	907.4	0.782	0.570	7.61
	"	2,420	90.3	0.08	884.4	0.762	0.555	0.94
	"	2,510	100.0	0	945.9	0.815	0.595	0
	4	2,785	3.3	1.23	153.8	0.133	0.096	2.53
	"	2,782	3.3	1.23	199.9	0.172	0.153	3.29
	"	2,690	7.6	1.13	299.9	0.258	0.189	4.53
	"	2,663	0.1	1.23	730.6	0.630	0.460	11.95
	"	2,605	35.4	0.76	715.2	0.616	0.450	7.24
	"	2,663	68.9	0.38	807.5	0.696	0.507	4.09
	"	2,590	79.0	0.03	992.0	0.255	0.580	0.39
	"	2,390	100.0	0	1,030.5	0.887	0.647	0
	5	2,570	7.0	1.68	372.2	0.321	0.234	8.33
	"	2,694	6.0	1.77	453.7	0.392	0.269	10.70
	"	1,816	16.1	1.07	845.9	0.730	0.533	12.05
	"	968	21.1	0	1,038.2	0.872	0.676	0

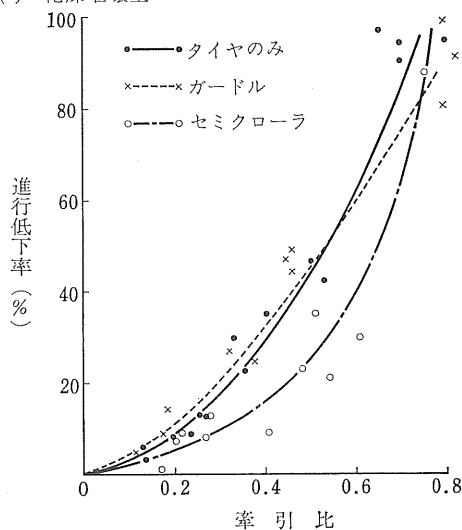
第Ⅱ-10表 走 行 抵 抗

(Table Ⅱ-10. Travelling resistance)

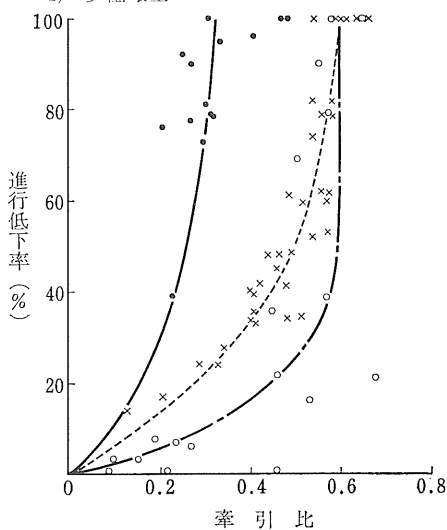
走 行 装 置	圃 場		人 工 圃 場	
	速 度	走行抵抗	速 度	走行抵抗
タ イ ヤ	m/sec	kg	m/sec	kg
タ イ ヤ	1.20	208.8	0.41	264.6
ガ ー ド ル	1.30	250.5	0.20	297.6
セミクローラ	—	—	0.25	307.6

一方無負荷走行時の車軸トルクは、第Ⅱ-11表に示すようにタイヤのみの場合が最も小さく、ついでセミクローラ、ガードルの順となり、前述の走行抵抗の場合とは異なった傾向を示している。

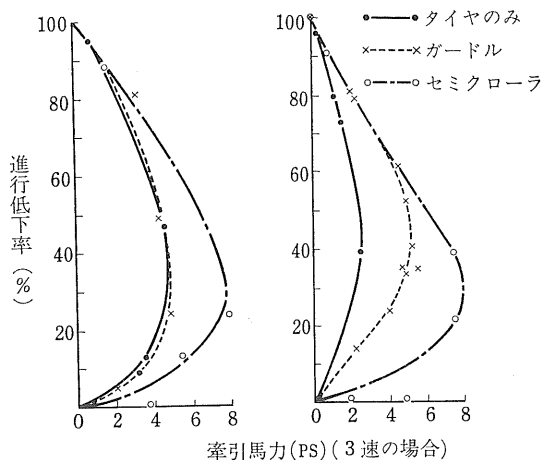
(a) 乾燥植壤土



(b) 多湿壤土



第Ⅱ-68図 牽引比の比較
(Fig. II-68. Comparison of traction ratio)



第Ⅱ-69図 牽引馬力の比較

(Fig. II-69. Comparison of drawbar horsepower)

第Ⅱ-11表 無負荷走行時車軸トルク

(Table II-11. Wheel shaft torque without load)

走行装置	圃場		人工圃場	
	速度	車軸トルク	速度	車軸トルク
タイヤ	m/sec	kg-m	m/sec	kg-m
ガードル	0.55	45.9	0.50	116.4
セミクローラ	—	—	0.41	84.2

また無負荷走行時の走行部沈下量は、第Ⅱ-12表に示すように、1回走行時も10回往復時（同一個所を10回往復した場合の最終沈下量）もともにセミクローラが最も

少なく、ついでガードルおよびタイヤの順となった。

第Ⅱ-12表 走行部沈下量

(Table II-12. Sinkage of running gear)

無負荷1回走行時沈下量

	沈下量	場所
タイヤのみ	6cm	人工圃場 pl. 3
ガードル	4cm	同上
セミクローラ	突起部のみ	人工圃場 pl. 4

10回往復時沈下量

	沈下量	場所
タイヤのみ	30~40cm	人工圃場 pl. 3
ガードル	25~30	同上
セミクローラ	25	同上

3) 旋回性能および乗心地

やや柔軟な草地における旋回半径（ブレーキ併用）は次の通りであった。

タイヤのみ	420cm
ガードル	398cm
セミクローラ	380cm

この結果によれば、ガードルおよびセミクローラの場合の柔軟地における旋回性能は、タイヤのみの場合よりも良好といえよう。

またセミクローラの場合の路上走行における乗心地は比較的良好であるが、ガードルは不良であった。

6. 4 輪駆動式トラクタの性能

4 輪駆動式トラクタの性能を把握し、日本農業への適応性を検討するために、その性能を調査した。

(1) 方法

イタリア国 SAME 社製 SAMETTO VDT 型 4 輪駆動式トラクタ (ダイキン工業 K K 提供) を供試し、PTO 性能、牽引性能、走行性能、操縦性能、作業性能等を 2 輪駆動および 4 輪駆動ならびにそれぞれをデフロックした場合につき比較検討するとともに、セミクローラ (フォードソン・スーパー・デキスタ) およびクローラ (シバウラ K-20) との性能の比較を行なった。

供試機の諸元は次の通りである。

名称 SAMETTO VDT

機関 型 式 SAME DA952/V

4 サイクル、空冷ディーゼル、
頭上弁、直接噴射式

馬 力 25 PS (2,000 rpm)

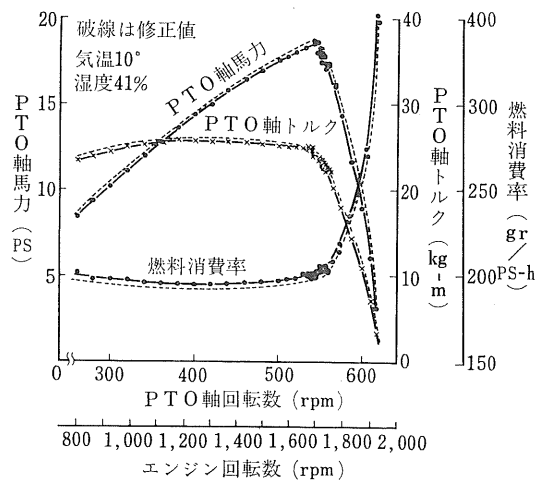
気 筒 数 2, V 型 (60°)

内径×行程 95×120 mm

排 気 量 1,700 cc

本機 全 長 2,335 mm

全 幅 1,380 mm



第Ⅱ-70図 PTO 性能線図

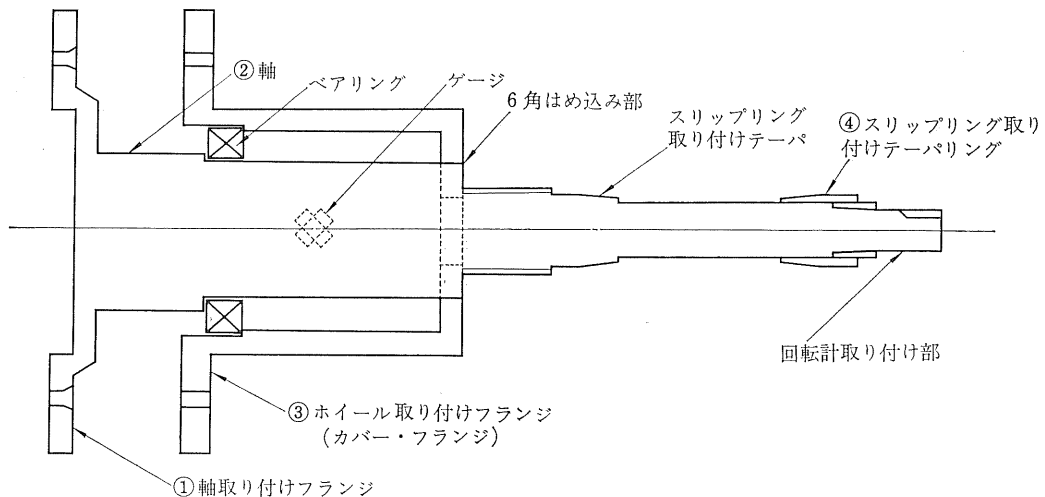
(Fig. II-70. PTO performance curve of tested tractor)

全 高 1,343 mm

最低地上高 220 mm

軸 距 1,420 mm

前輪輪距 1,150 mm



第Ⅱ-71図 車軸トルクピックアップの断面

(Fig. II-71. Cross section of wheel shaft torque pick-up)

後輪輪距 1,100mm

全重量 1,340kg

前輪荷重 570kg

後輪荷重 770kg

タイヤ

前輪 6.00-16

後輪 9-24

PTO回転速度

550 rpm(機関1,700 rpm)

650 rpm(機関2,000 rpm)

走行速度(機関2,000 rpm のとき)

前進 1速 2.14km/hr

2 3.64

3 5.76

4 8.70

5 14.79

6 23.42

後進 1 2.76

2 11.20

(2) 結果

1) PTO 性能

PTO 軸における出力特性を、50PS直流式電気動力計によって測定した結果を第Ⅱ-70図に示す(スロットル全開)。

最大馬力時における各値は次の通りであった。

回転速度 540 rpm

トルク 24.2kg-m

馬力 18.5 PS

燃料消費率 200 gr/PS-hr

また最大トルク時における数値は、

回転速度 380 rpm

トルク 25.8kg-m

馬力 13.6 PS

燃料消費率 195 gr/PS-hr

2) 牽引性能

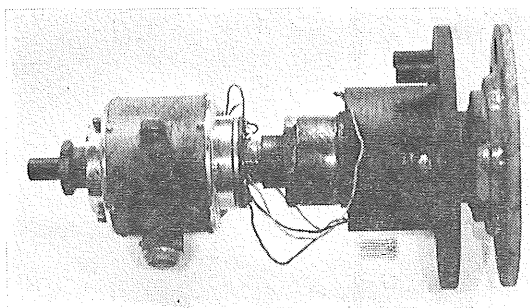
供試トラクタの前後車軸にストレンゲージを貼付したトルクピックアップおよび回転計を装着し、ストレンゲージ式牽引力計を通してダイナモメータ・カーを牽引させて、その際の牽引力、車軸トルク、車輪回転数、進行低下率、走行速度等を測定し、これらから力比、牽引馬力、車軸馬力、牽引効率等を算出した。

ただし、

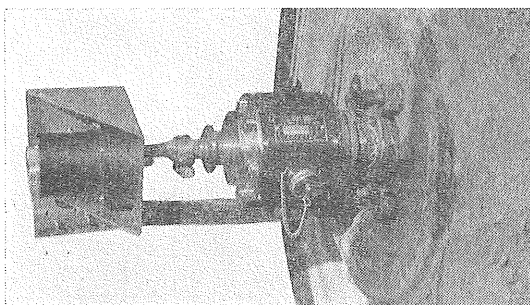
$$\text{力比} = \frac{\text{牽引力(kg)}}{\text{駆動力(kg)}} \times 100(\%)$$

ここに、

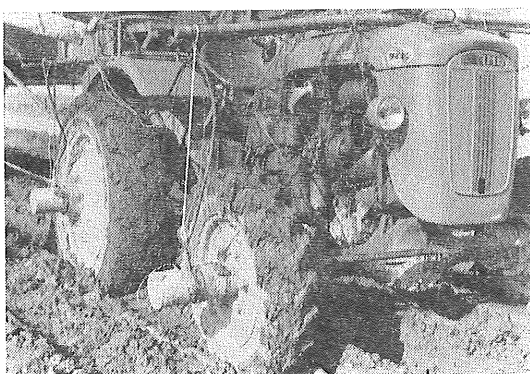
(a) 車軸トルクピックアップ部



(b) スリップリングおよび回転計取り付け状況



(c) 牽引試験状態



第Ⅱ-72図 車軸トルク測定装置

(Fig. II-72. Wheel shaft torque measuring apparatus)

$$\text{駆動力} = \frac{\text{車軸トルク(kg-m)}}{\text{無負荷時車輪有効半径(m)}}$$

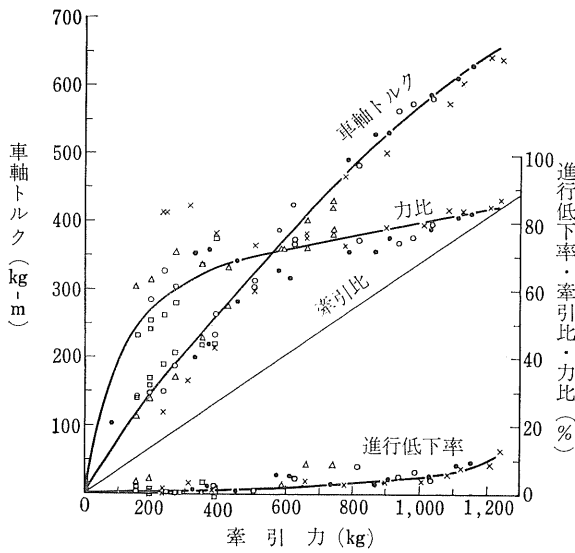
$$\text{牽引効率} = \frac{\text{牽引馬力(PS)}}{\text{車軸馬力(PS)}} \times 100$$

なお牽引試験時の機体重量は前輪荷重 648.5 kg, 後輪荷重 771.3 kg, 総重量 1,410.3 kg であった。

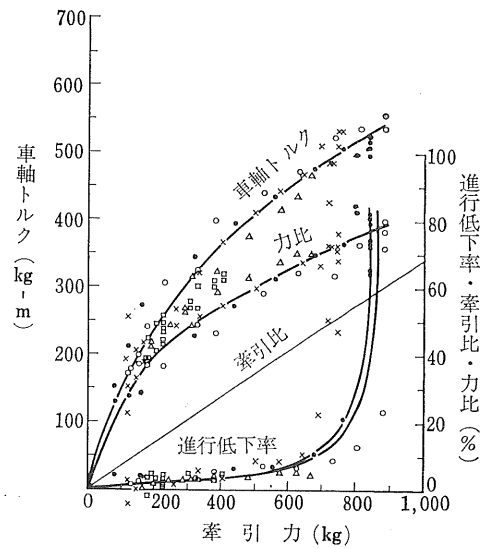
トラクタ駆動輪の車軸トルクおよび回転数を測定するためのトルクピックアップの構造は次の通りである。

すなわち、トラクタの駆動輪軸には車軸がむき出しになっていて、軸だけでトルクおよび軸荷重を受けている

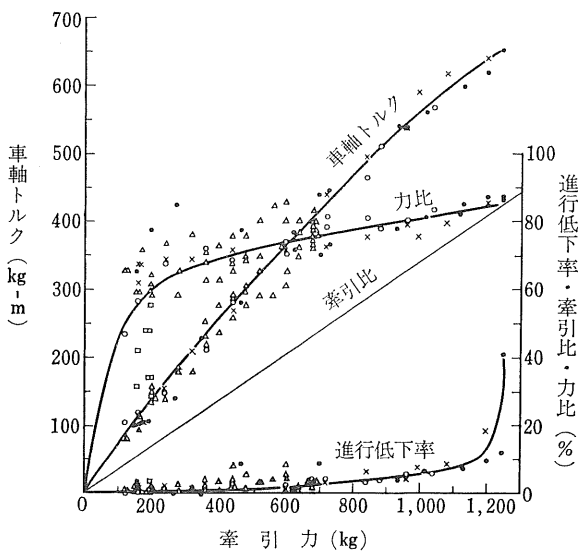
(a) 4 輪駆動デクロック



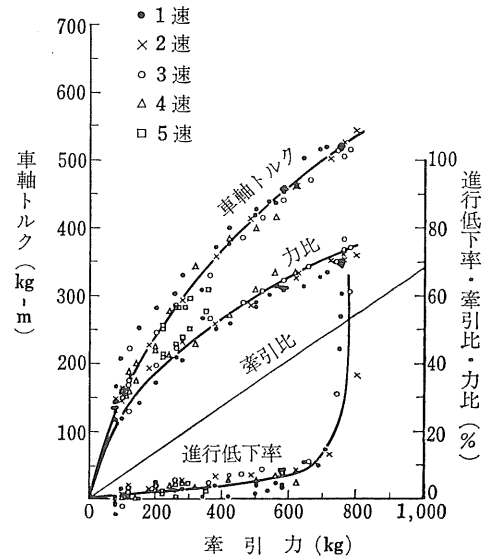
(c) 2 輪駆動デフロック



(b) 4 輪駆動デフロックせず



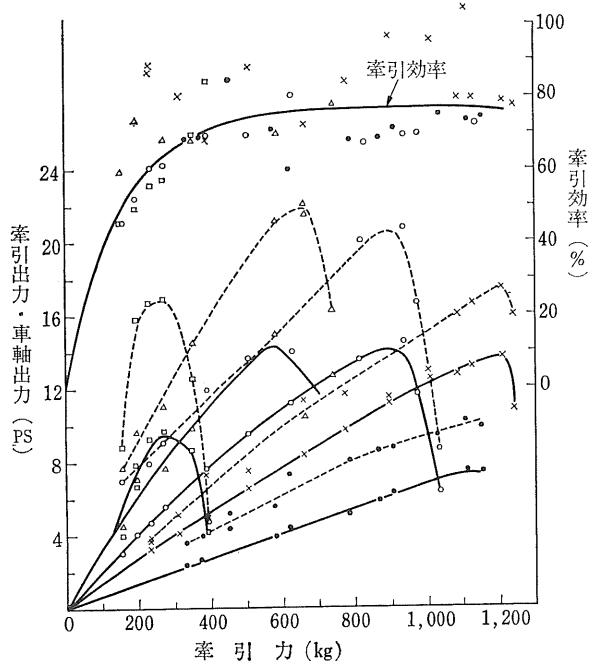
(d) 2 輪駆動デフロックせず



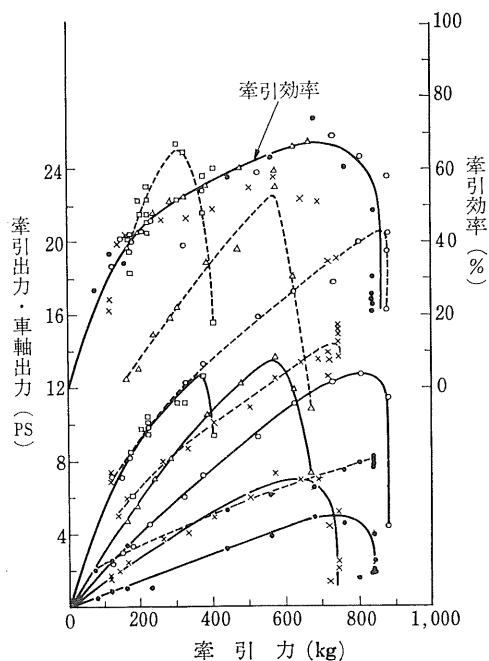
第Ⅱ-73図 進行低下率、牽引比、力比、車軸トルクの比較

(Fig. II-73. Travel reduction, traction ratio, force ratio and wheel shaft torque)

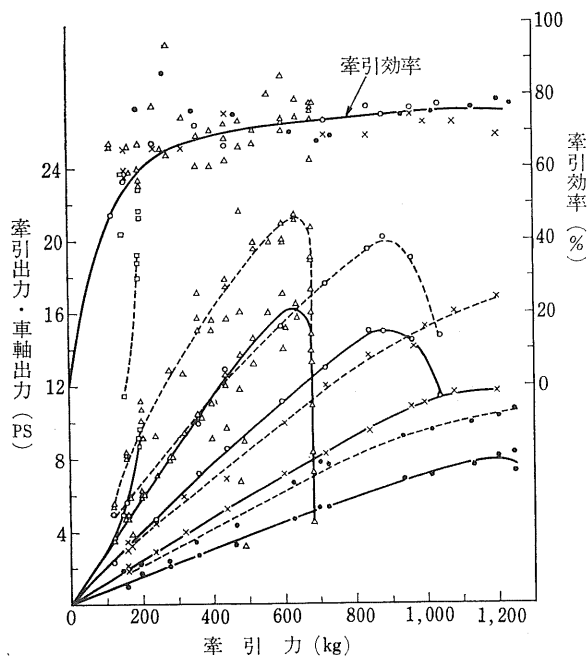
(a) 4 輪駆動デフロック



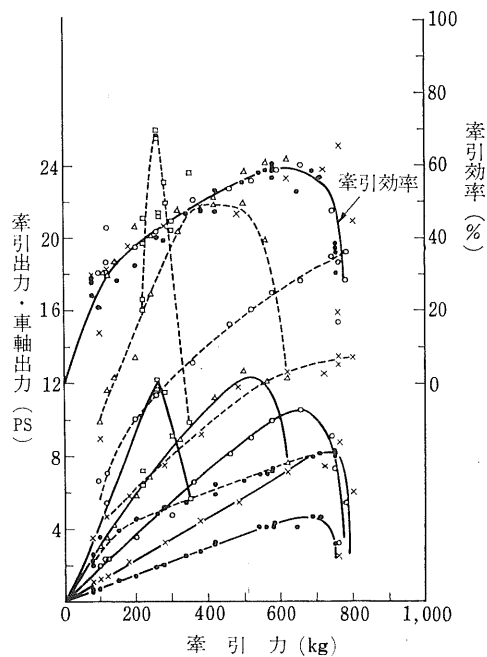
(c) 2 輪駆動デフロック



(b) 4 輪駆動デフロックせず



(d) 2 輪駆動デフロックせず



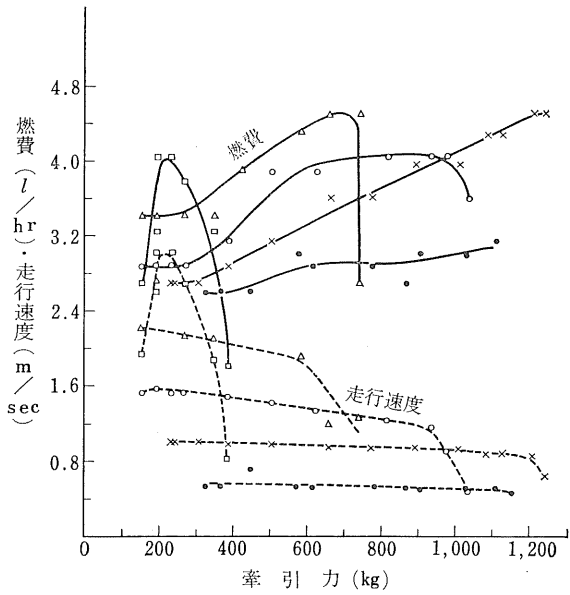
●—● 1 速牽引出力
 ●—● 1 速車軸出力
 ×—× 2 速牽引出力
 ×—× 2 速車軸出力
 ○—○ 3 速牽引出力
 ○—○ 3 速車軸出力

▲—▲ 4 速牽引出力
 ▲—▲ 4 速車軸出力
 □—□ 5 速牽引出力
 □—□ 5 速車軸出力

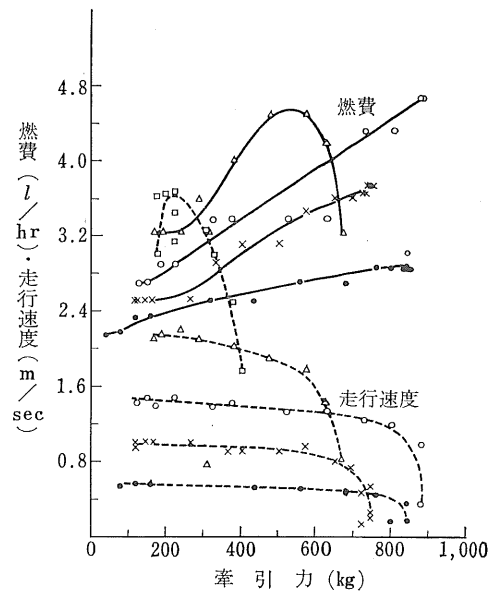
第Ⅱ-74図 牽引馬力, 車軸馬力, 牽引効率の比較

(Fig. II-74. Drawbar and wheel shaft torque, and tractive efficiency)

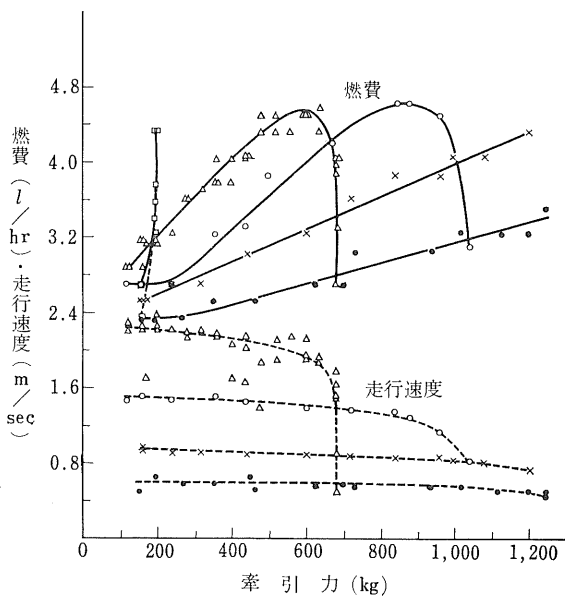
(a) 4 輪駆動デフロック



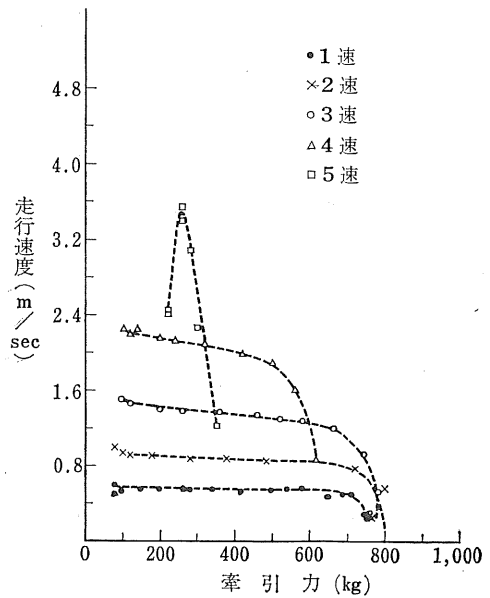
(c) 2 輪駆動デフロック



(b) 4 輪駆動デフロックせず



(d) 2 輪駆動デフロックせず



第Ⅱ-75図 燃料消費量および走行速度の比較
(Fig. II-75. Fuel consumption and travelling speed)

ものと、車軸ハウジングによっておおわれている場合の2種類がある。車軸トルクの測定はむき出し型の場合は車軸に直接歪ゲージをはるることができるが、他の場合は不能、または車軸ハウジングの中にゲージをはらなければならなくなり、シールその他の点で困難な問題があるので、本実験では第Ⅱ-71図および第Ⅱ-72図のような車軸トルクピックアップを作製した。

図において、①および②は一体に熔接したフランジおよび主軸であり、トラクタ車軸の延長として取り付ける。また③のカバー・フランジは②の軸にはめ込んで、これにオイル・ディスクを取り付ける。②および③のはめ込み部は6角はめ込みとし、トルクを十分に伝えるようにしてあるが、後述の第Ⅲ章の試験に供したトルクピックアップの場合は加工過程でこの部分にわずかながらガタを生じたので、はめ込み部にテーパを付けることが望ましい。カバー・フランジの外側の延長軸には、軸のテーパ部および④のテーパリングによってスリップリングを取り付け、さらにその外側には回転数測定ピックアップを取り付けることができる。

i) 2輪駆動との比較およびデフロクの効果

(a) アスファルト路面上における牽引性能

アスファルト路面上において、差動装置を固定した場合(デフロク)および固定しない場合につき、2輪駆動および4輪駆動の牽引性能を、走行変速1速~5速にわたって測定した結果を第Ⅱ-73~76図に示す。

これらのうち牽引力と進行低下率、車軸トルク、力比、牽引効率を摘出して1図にまとめたのが第Ⅱ-77図である。

この図から各駆動方式別の最大値を求めると第Ⅱ-13表のようになる。

これらの図および表から、次のようなことがいえる。

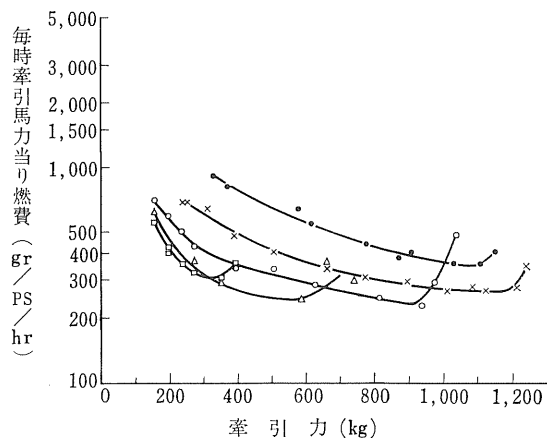
- (i) 進行低下率は4輪駆動の場合が2輪駆動のものよりはるかに少なく、等しい進行低下率における牽引力は2輪駆動の約2倍に達する。

第Ⅱ-13表 駆動方式別牽引性能(アスファルト路面)
(Table II-13. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on asphalt road)

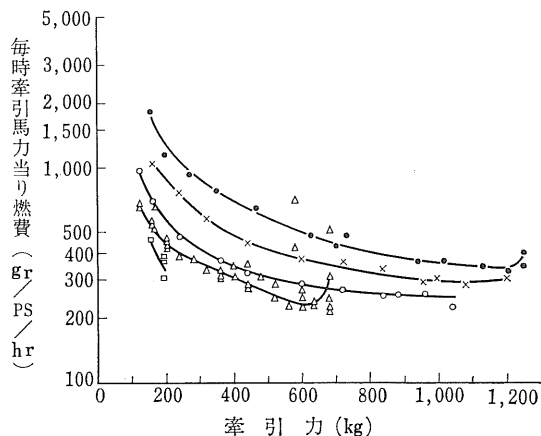
項 目	4 D L	4 N	2 D L	2 N
最大牽引力(kg)	1,250	1,250	870	780
最大牽引比(%)	85	85	59	53
最大力比(%)	84	85	75	74
最大牽引効率(%)	77	76	67	60

注: 4 D L: 4輪駆動デフロク。4 N: 4輪駆動デフロクせず。
2 D L: 2輪駆動デフロク。2 N: 2輪駆動デフロクせず。

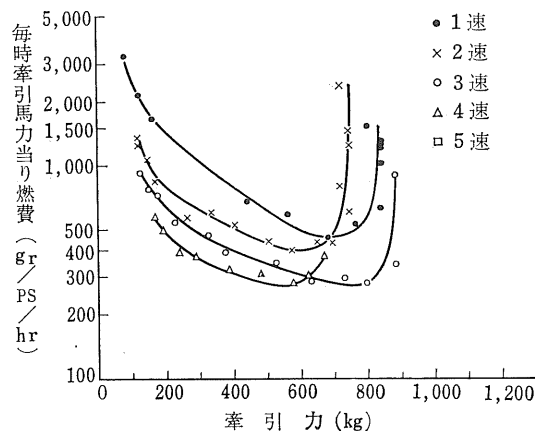
(a) 4輪駆動デフロク



(b) 4輪駆動デフロクせず

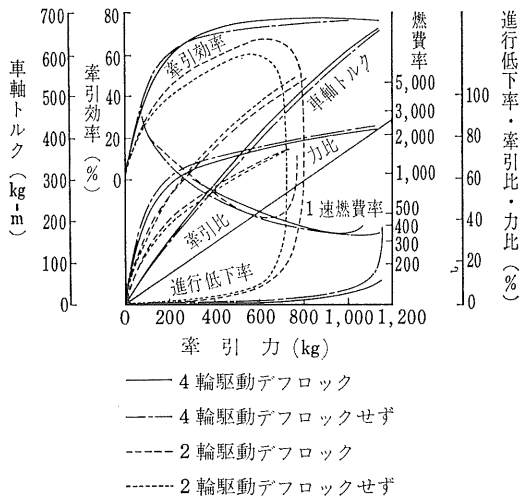


(c) 2輪駆動デフロク



第Ⅱ-76図 燃料消費率の比較

(Fig. II-76. Specific fuel consumption)



第Ⅱ-77図 各種駆動方式の牽引性能比較(アスファルト)

(Fig. II-77. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on asphalt road)

- (ロ) 最大牽引力は2輪駆動の1.4～1.6倍である。最大牽引比に換算すれば、2輪駆動の50～60%に対し、4輪駆動では85%に及んでいる。
- (イ) 最大力比は2輪駆動の75%内外に対し、4輪駆動は85%程度である。4輪駆動はとくに牽引力の小さい場合の力比の低下が少ない。
- (ニ) 牽引効率は2輪駆動の場合は牽引比40～50%で最大値60～70%となり、以後急激に減少する。これに対し4輪駆動の場合は牽引比50～70%のあいだ牽引効率はほとんど変化せず70～80%を保っている。
- (ホ) 毎時毎牽引馬力当り燃料消費率は等しい牽引力については差は認められないが、最小燃費率は4輪駆動の場合のほうが少ない。
- (ヘ) 総合的にいえば、アスファルト上における4輪駆動の牽引性能は2輪駆動よりはるかに良好である。
- (ト) デフロクの効果は、4輪駆動の場合には明らかには認められなかったが、2輪駆動の場合には明瞭であった。デフックはこのような舗装路面では効果が少なくむしろ有害である。

b) 土壌面上における牽引性能

供試トラクタの柔軟地における性能を検討するため、研究所内人工圃場 pl. 1 (砂壤土)、pl. 2 (軽埴壤土) および pl. 5 (埴壤土) において測定台車により牽引負荷を与えて試験を行なった。

各圃場はあらかじめ耕起、碎土したのち湛水し、板により均平にして数日間放置し、試験直前に落水して実験

に供した。試験時における各土壌の条件は第Ⅱ-78、79図の通りであった。

各圃場において走行変速1速の場合について牽引試験を行なった結果を第Ⅱ-80～82図に示す。

これらの図からそれぞれの最大値を摘出したものが第Ⅱ-14表である。

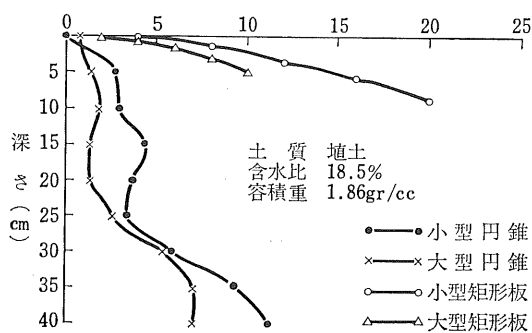
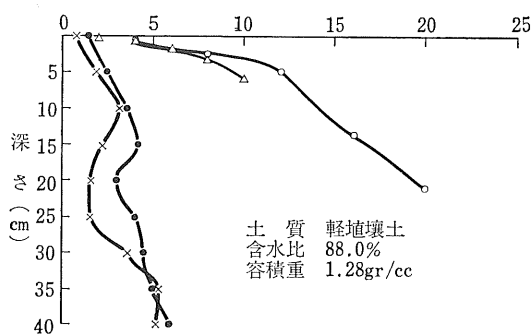
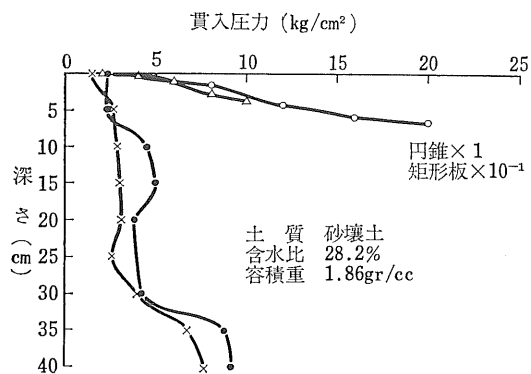
これらの図および表から、柔軟な土壌面上における4輪駆動の効果に関して次のことがわかる。

- (イ) 進行低下率は4輪駆動の場合が2輪駆動のものよりはるかに少なく、等しい進行低下率における牽引力は2輪駆動の2～3倍に達する。
- (ロ) 最大牽引力は2輪駆動の1.2～2.4倍(平均1.8倍)であって、最大牽引比に換算すれば、2輪駆動は16～31%、4輪駆動は26～60%である。
- (イ) 最大力比は2輪駆動の23～52%に対し4輪駆動は29～70%であって、2輪駆動の0.9～1.7倍(平均1.4倍)である。
- (ニ) 最大牽引馬力は2輪駆動の1.8～4.0倍(平均2.7倍)に達する。
- (ホ) 最大牽引効率は2輪駆動は2～28%であるが、4輪駆動は6～42%であって、2輪駆動の1.3～3.0倍(平均1.8倍)である。

第Ⅱ-14表 駆動方式別性能(人工圃場)

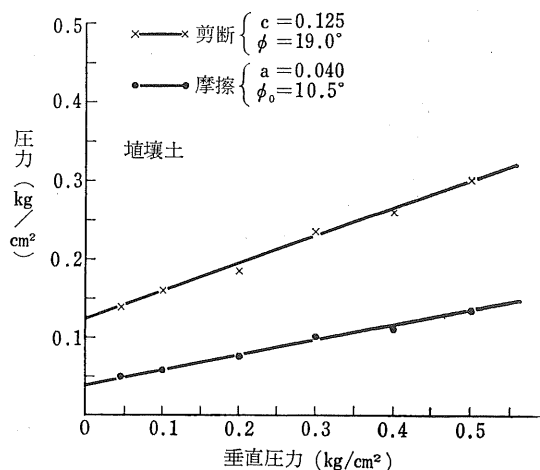
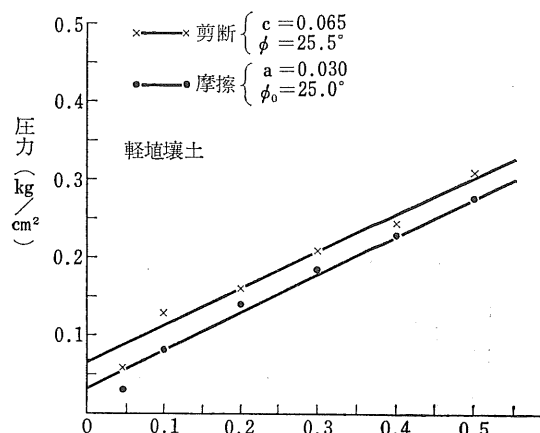
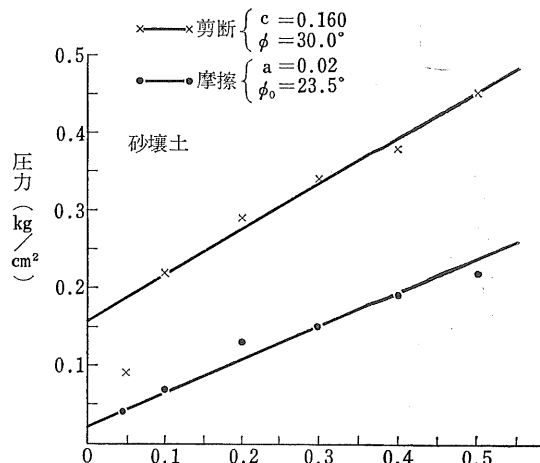
(Table II-14. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on wet soil)

圃場	項 目	4 D L	4 N	2 D L	2 N
砂 壤 土	最大牽引力 (kg)	880	720	460	390
	最大牽引比 (%)	60	49	31	27
	最大力比 (%)	70	63	47	42
	最大牽引馬力 (PS)	2.6	2.4	1.0	0.7
	最大牽引効率 (%)	41	42	23	21
軽 埴 壤 土	最大牽引力 (kg)	620	500	500	300
	最大牽引比 (%)	42	34	34	21
	最大力比 (%)	49	46	52	34
	最大牽引馬力 (PS)	2.0	1.4	0.8	0.8
	最大牽引効率 (%)	40	28	28	21
埴 土	最大牽引力 (kg)	545	380	225	225
	最大牽引比 (%)	38	36	16	16
	最大力比 (%)	42	29	25	23
	最大牽引馬力 (PS)	0.9	0.4	0.5	0.1
	最大牽引効率 (%)	16	6	10	2



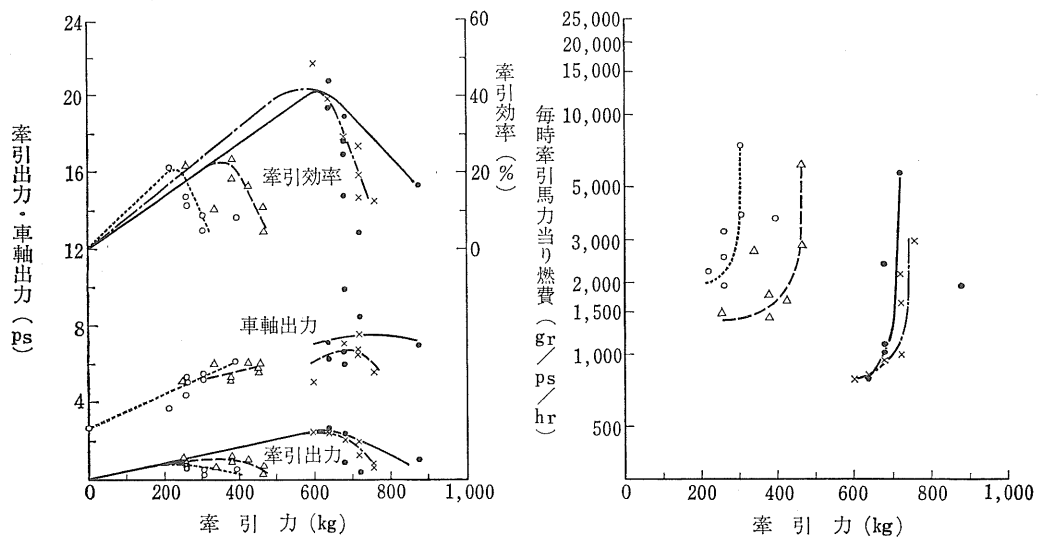
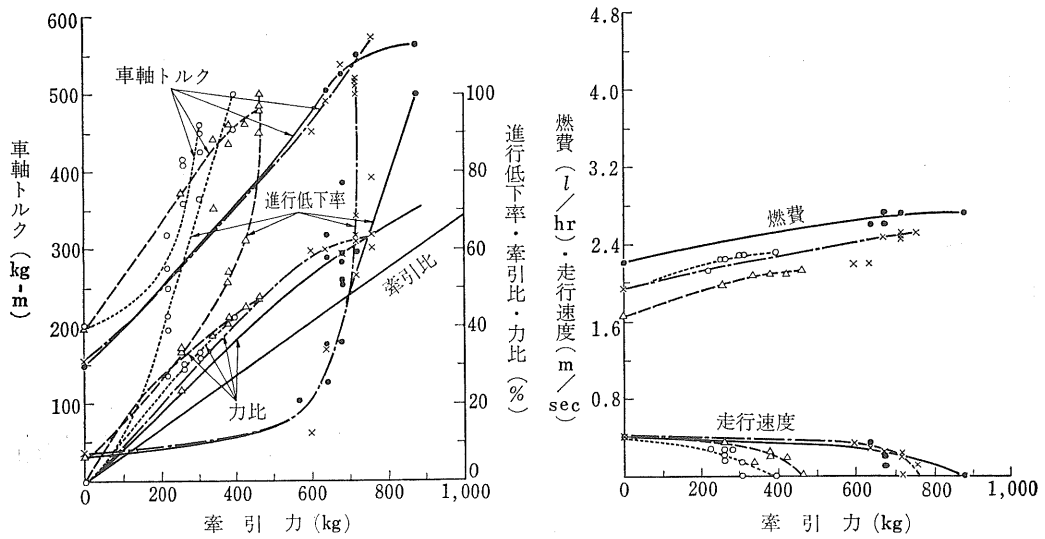
第Ⅱ-78図 円錐貫入抵抗および矩形板沈下量

(Fig. II-78. Diagram of cone index and rectangular plate sinkage of tested field)



第Ⅱ-79図 供試圃場の剪断および摩擦抵抗

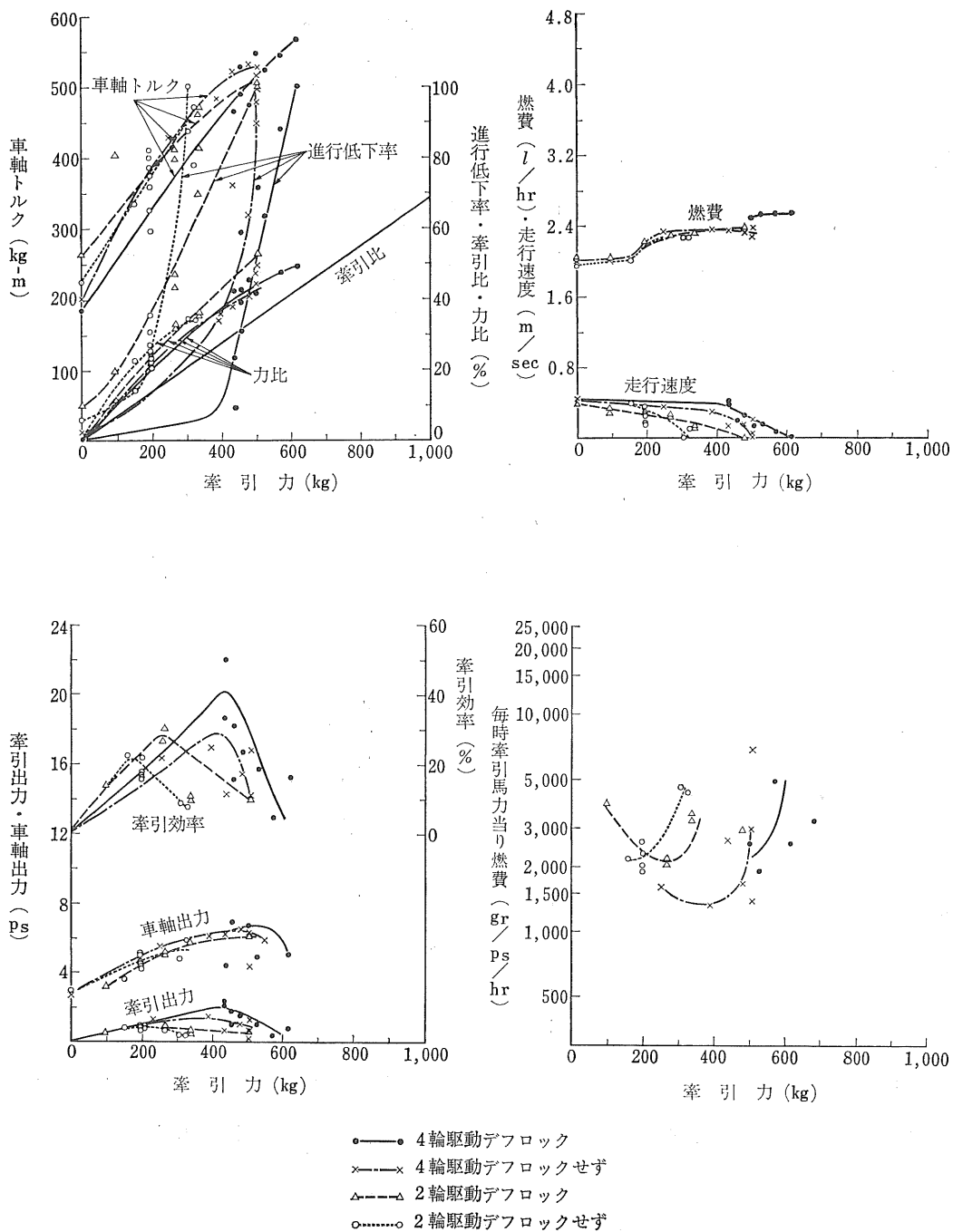
(Fig. II-79. Shear and friction resistance of tested field)



- 4輪駆動デフロック
- ×—× 4輪駆動デフロックせず
- △—△ 2輪駆動デフロック
- 2輪駆動デフロックせず

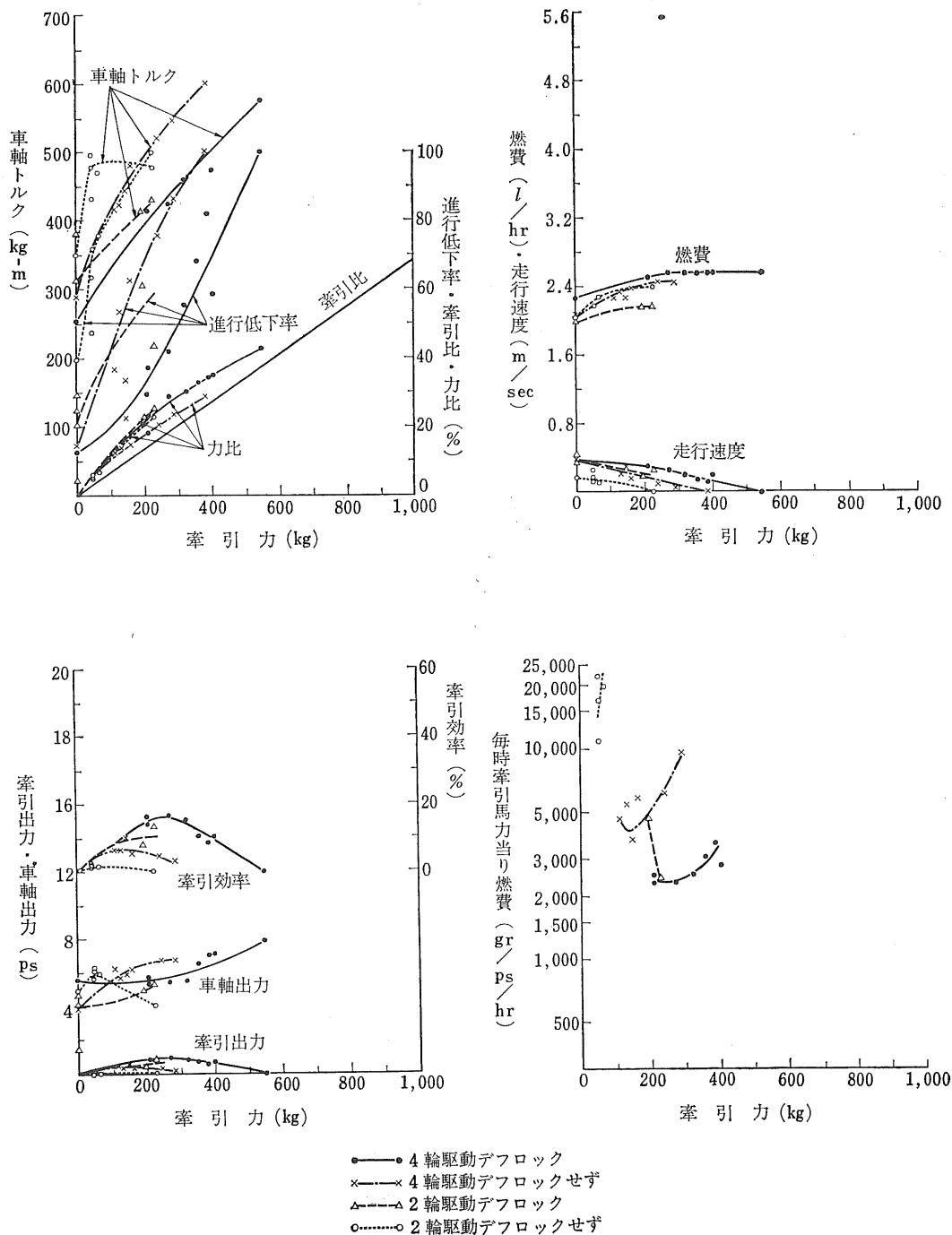
第Ⅱ-80図 各種駆動方式の牽引性能比較(砂壤土)

(Fig. II-80. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on wet sandy loam)



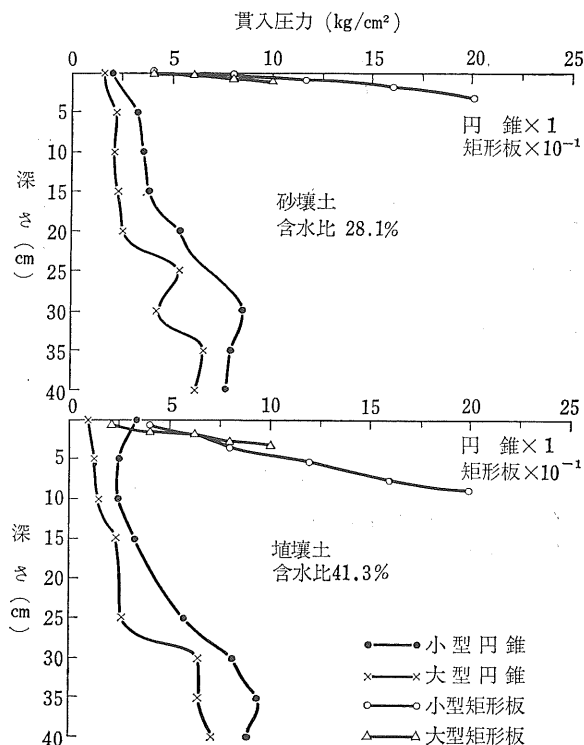
第Ⅱ-81図 各種駆動方式の牽引性能比較 (軽埴壌土)

(Fig. Ⅱ-81. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on wet light clay loam)



第Ⅱ-82図 各種駆動方式の牽引性能比較 (埴壤土)

(Fig. II-82. Tractive performance of two and four wheel drive with and without differential lock on wet clay loam)



第Ⅱ-83図 円錐貫入抵抗および矩形板沈下量

(Fig. II-83. Diagram of cone index and rectangular plate sinkage of tested field)

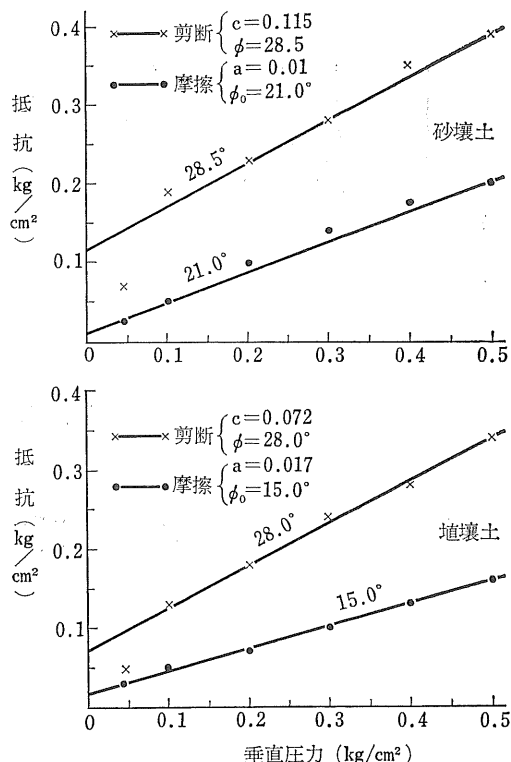
- つぎに柔軟な土壌面上のデフロックの効果を見ると、
- (イ) 最大牽引力はデフロックしない場合の1.0~1.7倍(平均1.3倍)である。
 - (ロ) 最大力比はデフロックしない場合の1.1~1.5倍(平均1.2倍)である。
 - (ハ) 最大牽引馬力はデフロックしない場合の1.0~5.0倍(平均2.0倍)である。
 - (ニ) 最大牽引効率率はデフロックしない場合の1.0~5.0倍(平均2.1倍)である。

以上の結果から考察すると、4輪駆動およびデフロックの効果は、柔軟地においてはかなり顕著であるが、牽引力の増加もさることながら、進行低下率の低減による牽引馬力の向上も見逃しえない効果であるといえよう。

ii) セミクローラおよびクローラとの比較

2輪および4輪駆動デフロックの場合の柔軟地における牽引性能を、セミクローラ(フォードソン・スーパー・デキスタ、標記出力39.5 PS、機体重量1,800kg)およびクローラ(シバウラ K-20、標記出力33 PS、機体重量2,550kg)と比較検討した。

供試圃場の土壌条件は第Ⅱ-83、84図の通りであった。



第Ⅱ-84図 剪断および摩擦抵抗

(Fig. II-84. Shear and frictional resistance of tested field)

第Ⅱ-15表 セミクローラおよびクローラとの牽引性能比較

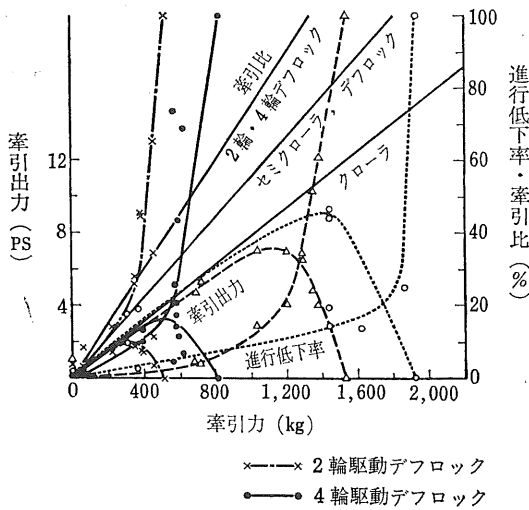
(Table II-15. Tractive performance with two and four wheel drive, semi-crawler and crawler)

圃場	項 目	2DL	4DL	SC	CR
砂 壤 土	最大牽引力 (kg)	510	810	1,530	1,920
	最大牽引力比 (%)	39	61	85	75
	最大牽引馬力 (PS)	2.0	3.3	7.2	9.2
	その時の進行低下率 (%)	24	16	16	14
	最大牽引馬力×100 機関標記馬力 (%)	8.0	13.2	18.2	27.8
埴 壤 土	最大牽引力 (kg)	700	850	1,440	2,150
	最大牽引力比 (%)	53	64	80	85
	最大牽引馬力 (PS)	2.6	3.2	7.0	10.8
	その時の進行低下率 (%)	68	28	15	20
	最大牽引馬力×100 機関標記馬力 (%)	10.4	12.8	17.7	32.8

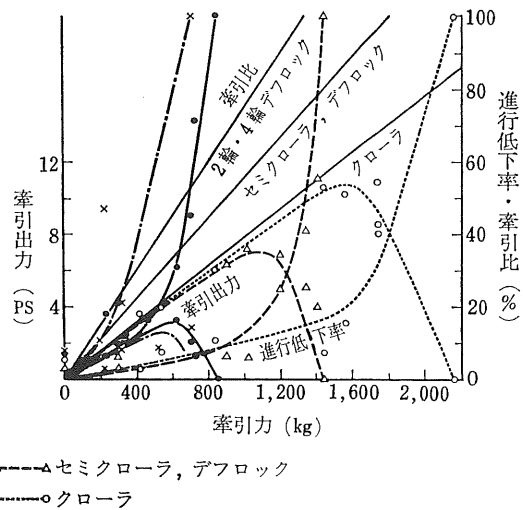
注: SC: セミクローラ, CR: クローラ。

試験の結果を第Ⅱ-85図に示す。これらの図から最大値を抽出すれば第Ⅱ-15表の通りである。

(a) 砂壤土



(b) 埴壤土



第Ⅱ-85図 セミクローラおよびクローラとの牽引性能比較

(Fig. Ⅱ-85. Tractive performance of two and four wheel drive, semi-crawler and crawler)

各トラクタの標記馬力および機体重量が異なるので、最大牽引力および最大牽引馬力を比較するのは適当でないが、最大牽引比、最大牽引馬力発現時の進行低下率、および最大牽引馬力と機関標記馬力を比較すれば、4輪駆動は2輪駆動とセミクローラのはほぼ中間にあり、クローラが最も良好な性能を示していることがわかる。

Ⅲ) 駆動力の前後輪分布状態

4輪駆動の場合における前後輪の駆動力の分担比は、ウェイト・トランスファーによる前輪分担荷重の減少により低下する。

アスファルト路面上においては、第Ⅱ-86図に示すように牽引力0のときは前輪駆動力は全駆動力の約46%であって、静止時の前輪荷重分担率にほぼ等しいが、牽引力が増加するに従って前輪駆動力の割合は直線的に減少する。牽引力1,300kg(牽引比93%)における前輪駆動力の分担率は20%に低下する。

柔軟な土壌においては、牽引力0の場合でも走行抵抗がかなり大きいため、ウェイト・トランスファーにより前輪の駆動力分担率は30~40%程度であって、アスファルト上と同様この分担率は牽引力の増加に従って低下する(第Ⅱ-87図)。

3) 走行性能

供試トラクタを柔軟な土壌面上を無負荷走行させた場合の走行部沈下量と小型矩形板(25mm×100mm)に30kgの垂直荷重を加えた場合の沈下量との関係を第Ⅱ-88

図に示す。

これによれば沈下係数(走行部沈下量と矩形板沈下量との比)はいずれも約1.5で4輪駆動およびデフロックによる差は認められなかった。

しかし牽引負荷を与えた場合の沈下係数は第Ⅱ-89図に示すように、4輪駆動のほうがはるかに少なかった。またデフロックした場合に比べ、わずかではあるが沈下係数が小さかった。

次に4輪および2輪駆動の沈下係数をセミクローラおよびクローラと比較すれば、第Ⅱ-90図に示すように、クローラが最も小さく、ついでセミクローラ、4輪駆動および2輪駆動の順に大きかった。

4) 操縦性能

ⅰ) 最小旋回半径

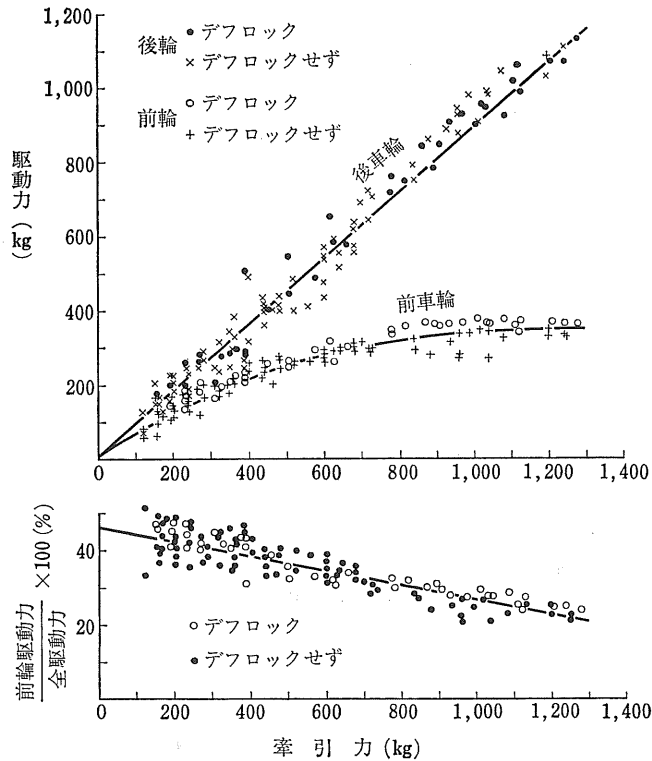
アスファルトおよび乾燥した水稲刈跡地において最小旋回半径を測定した結果を第Ⅱ-16表に示す。

この表から次のことがわかる。

(イ) 4輪駆動時の最小旋回半径は2輪駆動時よりわずかに大きい。アスファルト上では平均1.02倍、圃場内では1.09倍であった。

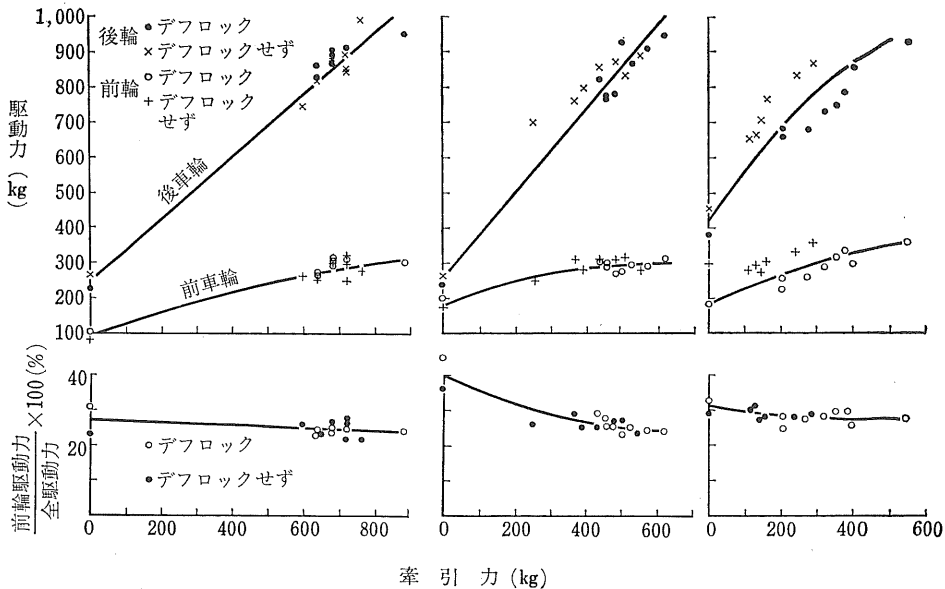
(ロ) 旋回時に内側車輪のブレーキを使用した場合は当然旋回半径が小さくなる。ブレーキを使用しない場合は、使用した場合に比べ、アスファルト上で1.21倍、圃場内で1.17倍であった。

(ハ) アスファルト上と圃場内では旋回半径に明瞭な差



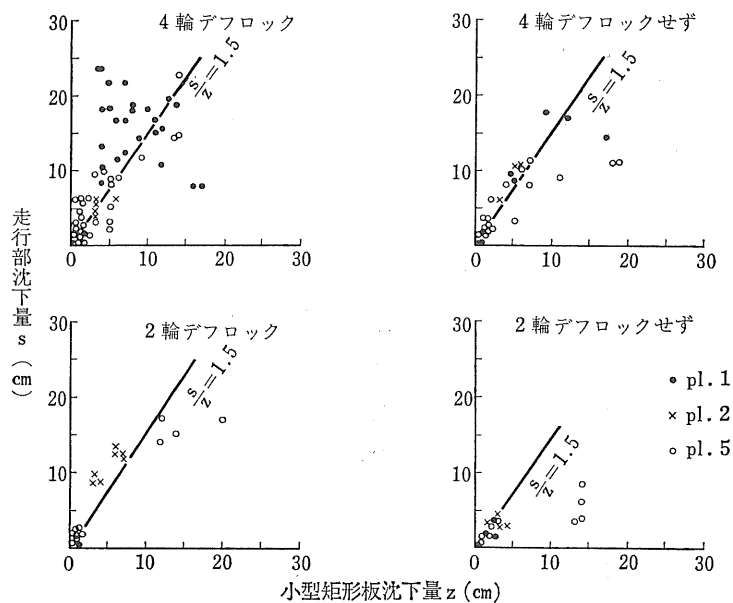
第Ⅱ-86図 牽引力と駆動力の分布との関係 (アスファルト)

(Fig. II-86. Distribution of driving force on front and rear wheel in relation to drawbar pull on asphalt road)

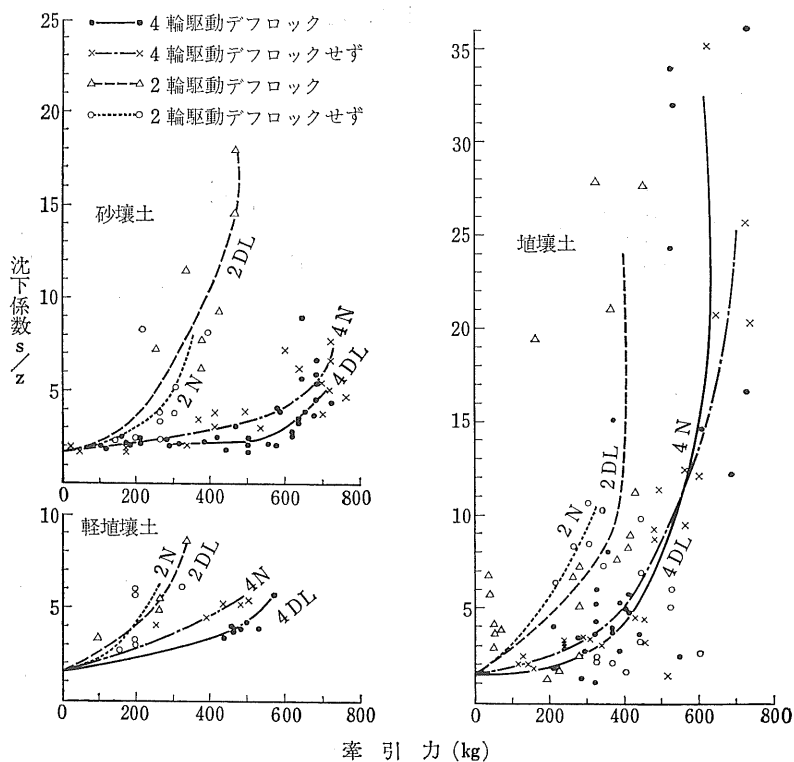


第Ⅱ-87図 牽引力と駆動力の分布との関係 (柔軟土壌)

(Fig. II-87. Distribution of driving force on front and rear wheel in relation to drawbar pull on soft soil)



第Ⅱ-88図 駆動方式別沈下量
(Fig. II-88. Sinkage of running gear)



第Ⅱ-89図 牽引力と沈下係数との関係
(Fig. II-89. Relation between drawbar pull and sinkage coefficient)

第Ⅱ-16表 最小旋回半径
(Table Ⅱ-16. Minimum turning radius)

(走行変速位置：低1速，車輪空気圧：1.3kg/cm²)

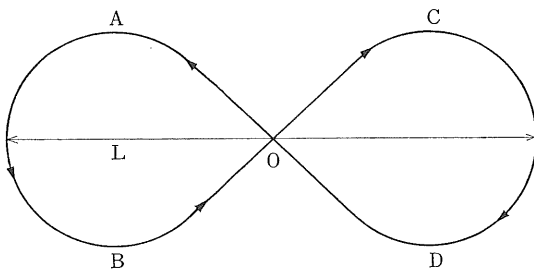
銘柄形式	駆動方式	場所	左旋回		右旋回	
			外側半径 (m)	内側半径 (m)	外側半径 (m)	内側半径 (m)
サメトVDT	4輪駆動 ブレーキせず	アスファルト	3.13	1.73	3.11	1.74
"	2輪駆動 ブレーキせず	"	3.02	1.62	3.05	1.62
"	4輪駆動 ブレーキ使用	"	2.87	1.50	2.30	1.11
"	2輪駆動 ブレーキ使用	"	2.53	1.11	2.53	1.07
"	4輪駆動 ブレーキせず	圃場	3.17	1.76	3.10	1.72
"	2輪駆動 ブレーキせず	"	2.93	1.52	2.90	1.49
"	4輪駆動 ブレーキ使用	"	2.76	1.33	2.68	1.20
"	2輪駆動 ブレーキ使用	"	2.56	1.09	2.40	0.97
フォードソン・スーパー・デキスタ	ブレーキせず	アスファルト	3.12	1.15	3.08	1.19
"	ブレーキ使用	"	2.81	0.88	2.83	0.90
"	ブレーキせず	圃場	3.00	1.20	3.17	1.22
"	ブレーキ使用	"	2.69	0.74	2.60	0.64

第Ⅱ-17表 操舵力および保舵力
(Table Ⅱ-17. Steering force)

(走行変速位置：低1速，車輪空気圧：1.3kg/cm²)

試験番号	銘柄形式	場所	駆動方式	左回り操舵力				右回り操舵力				保舵力				L A B C D		
				D O	O A	平均	平均トルク	B O	O C	平均	平均トルク	A B	C D	平均	平均トルク	(m)	(m)	(m)
				(kg)	(kg)	(kg)	(kg-m)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg-m)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg-m)			
1	サメトVDT	アスファルト	4輪駆動 ブレーキせず	22.0	8.4	15.2	2.87	9.0	10.1	9.6	1.81	4.8	3.0	3.9	0.74	13.30	6.20	6.40
2	"	"	2輪駆動 " "	4.5	7.8	6.2	1.17	3.6	10.2	6.9	1.30	1.7	3.0	2.4	0.45	13.05	6.02	6.18
3	"	"	4輪駆動 ブレーキ使用	13.5	7.0	10.2	1.93	8.1	10.8	9.4	1.78	2.2	3.2	2.7	0.51	12.99	6.07	5.70
4	"	"	2輪駆動 " "	3.6	7.2	5.4	1.02	2.4	10.2	6.3	1.19	1.2	4.2	2.7	0.51	10.26	5.22	5.08
5	"	圃場	4輪駆動 ブレーキせず	13.0	8.6	10.8	2.04	10.8	10.3	10.6	2.00	4.3	2.2	3.2	0.60	12.80	6.29	6.39
6	"	"	2輪駆動 " "	5.4	3.2	4.3	0.81	11.9	4.3	8.1	1.53	2.2	2.2	2.2	0.42	11.80	6.03	5.94
7	"	"	4輪駆動 ブレーキ使用	6.5	8.3	7.4	1.40	9.7	5.4	7.6	1.44	3.2	2.2	2.7	0.51	11.16	5.33	5.52
8	"	"	2輪駆動 " "	4.7	4.3	4.5	0.85	9.7	3.2	6.4	1.21	2.2	0.9	1.6	0.30	11.80	5.03	5.14
1	フォードソン・スーパー・デキスタ	アスファルト	ブレーキせず	2.5	7.5	5.0	0.95	3.8	10.0	6.9	1.30	—	1.7	1.7	0.32	12.57	5.99	6.01
2	"	"	ブレーキ使用	4.6	7.7	6.2	1.17	4.2	7.5	5.8	1.10	1.7	3.3	2.5	0.47	11.69	5.40	5.48
3	"	圃場	ブレーキせず	8.3	1.7	5.0	0.95	5.7	4.2	5.0	0.95	0.5	2.5	2.5	0.47	12.48	6.15	6.13
4	"	"	ブレーキ使用	2.9	6.3	5.0	0.95	4.6	3.3	4.0	0.76	0.8	1.4	1.1	0.21	10.35	5.48	5.22

走行軌跡：サメト，ハンドル直径378mm

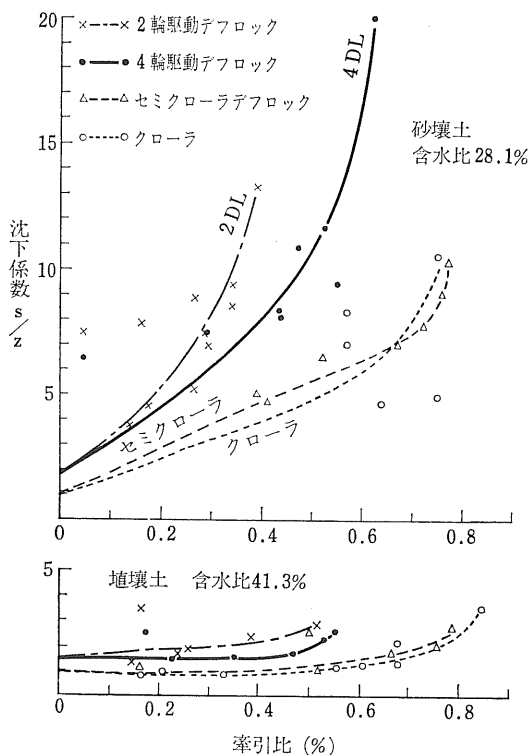


が認められなかった。

- (=) 4輪駆動式トラクタ（軸距 1,420mm）を2輪駆動にした場合と，2輪駆動式トラクタ（軸距 1,870mm）の最小旋回半径を，軸距を加味して考えれば，4輪駆動式トラクタの半径は約1.3倍である。

ii) 操舵力および保舵力

最小旋回半径を測定したと同じ場所において，最小旋回半径で8字形に旋回するときの操舵力および保舵力を



第Ⅱ-90図 セミクローラおよびクローラとの
沈下係数比較

(Fig. Ⅱ-90. Sinkage coefficient of two and four wheel drive, semi-crawler and crawler)

測定した結果を第Ⅱ-17表を示す。これによれば、

- (イ) 4輪駆動時の操舵力は2輪駆動時の約1.8倍である。
- (ロ) 旋回時に内側車輪のブレーキを使用しない場合の操舵力は、使用した場合の約1.2倍である。
- (ハ) アスファルト上の操舵力は圃場内の約1.2倍である。
- (ニ) 4輪駆動式トラクタを2輪駆動にした場合の操舵力は2輪駆動式トラクタの約1.1倍であった。
- (ホ) 最小旋回半径になるまでの操舵力は、最小旋回半径を維持するための保舵力の約3倍であった。

iii) 制動性能

アスファルト上で供試機を初速 20.5~20.7 km/hr で走行させ、合図によって制動した場合の、合図時の地点から停止地点までの距離を測定した結果、第Ⅱ-18表のように制動距離に大差は認められなかった。

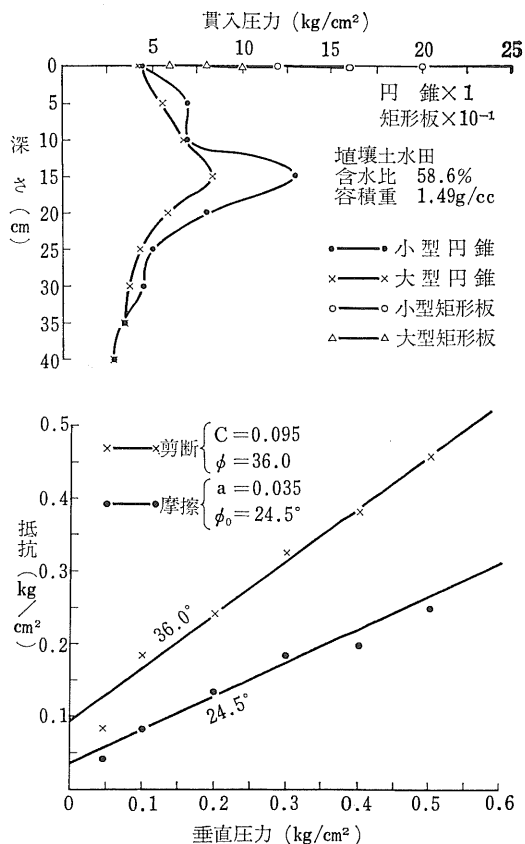
5) 作業性能

沖積層埴壌土水田において、プラウおよびロータリ耕耘装置により作業試験を行なった。

第Ⅱ-18表 制動性能 (アスファルト上)

(Table Ⅱ-18. Braking performance on asphalt road)

駆動方式	変速位置	走行速度	制動距離
4輪駆動	6速	20.5 km/hr	2.64 m
2輪駆動	6速	20.7	2.60



第Ⅱ-91図 作業試験時の土壌条件

(Fig. Ⅱ-91. Soil condition of test field)

供試圃場の土壌条件は第Ⅱ-91図の通りであった。

i) プラウ作業

12" プラウにより耕起作業を行なった場合の性能を第Ⅱ-19表に示す。この結果から次のことがわかる。

- (イ) 進行低下率は4輪駆動の場合は著しく少なく、デフロックも若干の効果がある。
- (ロ) 4輪駆動は後車軸の馬力は2輪駆動の場合より小さいが、前後車軸の合計は4輪駆動のほうが大きい。
- (ハ) 毎時耕耘体積は4輪駆動およびデフロックの効果が著しい。
- (ニ) 10a 当り燃費は4輪駆動デフロックが最も少ない。

第Ⅱ-19表 ブラウ作業負荷特性
(Table Ⅱ-19. Plowing performance)

(走行変速：低1速)

項	目	4 D L	4 N	2 D L	2 N
耕	深 (cm)	15.6	15.5	15.4	15.3
耕	幅 (cm)	41.4	42.2	45.2	42.9
耕	起断面積 (cm ²)	645	653	693	659
走	行速度 (m/sec)	0.60	0.52	0.43	0.44
進	行低下率 (%)				
{	左後車輪	5.8	6.1	21.8	15.6
	右後車輪	5.7	6.2	21.1	23.9
	平均	5.8	6.2	21.4	19.8
車	軸馬力 (PS)				
{	前車軸	0.79	0.92	—	—
	右	0.93	1.04	—	—
	計	1.72	1.96	—	—
{	後車軸	1.27	1.34	1.88	1.57
	右	1.18	1.27	1.73	1.78
	計	2.45	2.61	3.61	3.35
車	軸馬力合計	4.17	4.57	3.61	3.35
毎	時耕耘体積 (m ³ /hr)	139	122	107	104
毎	時車軸馬力当り				
耕耘	体積 (m ³ /PS-hr)	33.4	26.8	29.7	31.2
燃	料消費量 (l)	2.64	2.76	2.77	2.56
10a	当り燃費 (l/10a)	2.96	3.50	3.95	3.79

く、デフロクしない場合がこれに次ぎ、2輪駆動の燃費はかなり多い。

- (※) 4輪駆動によりブラウ作業を行なう場合の前後車軸馬力の分布は42.0:58.0であって、無負荷走行時のそれは41.4:58.6であるから、無負荷時と大差ないといえよう。

第Ⅱ-20表 ロータリ耕耘作業負荷特性
(Table Ⅱ-20. Rotary tilling performance)

(走行変速：低速、ロータリ変速：170rpm/PTO550rpm)

項	目	4 D L	4 N	2 D L	2 N
耕	深 (cm)	12.1	11.7	11.7	13.0
耕	幅 (cm)	138	138	138	138
耕	耘断面積 (cm ²)	1,670	1,615	1,615	1,795
走	行速度 (m/sec)	0.26	0.34	0.40	0.36
進	行低下率 (%)	1.8	0.0	3.8	0.0
車	軸馬力 (PS)				
{	前車軸	0.19	0.33	—	—
	後車軸	0.36	0.38	0.90	0.80
	計	0.55	0.71	0.90	0.80
P	T O軸回転速度 (rpm)	298	375	422	394
P	T O軸馬力 (PS)	11.4	15.3	16.5	12.8
総	馬力 (PS)	11.9	16.0	17.4	13.6
毎	時馬力当り耕				
耘	体積 (m ³ /PS-hr)	13.1	12.2	13.3	17.1
燃	料消費量 (l)	2.74	4.32	3.78	3.49
10a	当り燃費 (l/10a)	2.11	2.55	1.89	1.93

ii) ロータリ耕耘作業

ロータリ耕耘作業の負荷特性を第Ⅱ-20表に示す。碎土程度は篩別により求めたが、平均土塊径は3.9cmであった。この表によれば、4輪駆動およびデフロクの効果はロータリ耕耘作業に関しては認められないといえよう。なお PTO 軸馬力と車軸馬力の分布割合は約95:5であった。

(3) 結 論

4輪駆動式トラクタは2輪駆動に比べ、牽引性能、柔軟地での走行性能がすぐれているが、操縦性について改善する必要がある。

Ⅲ

駆 動 耕 耘 性 能

ブラウまたは和型による耕起作業は、圃場が中高になり均平が困難なこと、砕土作業と2工程に分かれているため能率が低いこと、および耕起後の砕土が困難なことなどから、水田においてはロータリ耕耘を主体とすることが適当である。また使用者も、これまで小型トラクタでロータリ作業に非常になじんでいるので、わが国ではロータリ作業機が非常に重要な意義をもっている。また諸外国においても多数ロータリ作業機が生産されているが、外国製のロータリ作業機は水田耕起作業を考慮して

いないので、何らかの改造あるいは部分的交換をしなければわが国で耕起用として使用するのには十分でない。

さいわい、小型トラクタ用のロータリについては多数の研究があり、大型トラクタ用の場合に適用できる面も多々あるが、これらの研究が体系化されていないことと、本質的に異なる場所も少なくないなどの理由で小型トラクタの研究をそのまま利用することはできない。ここに大型トラクタ用ロータリ作業機の諸特性を試験する意義がある。

1. 試 験 方 法

(1) 土壤篩別法

耕耘性能のうち、砕土性能を明らかにするために、簡易迅速かつ正確に測定できるよう、あらかじめ次の篩別装置を試作した。

1) 試作装置

篩目 1, 3, 5 cm の 3 種類の真鍮製網篩を円筒状にして、第Ⅲ-1図のように内側より 5 cm 篩, 3 cm 篩, 1 cm 篩の順に重ねて、これを水平面に対して 6 度傾斜させ、上方に土壤供給箱を取り付け、篩の流出口下部に土壤受箱を 4 個置いたもので、篩ハンドルにより静かに回転すれば、土壤は崩壊することなく篩別され、下方の土壤受箱に分類される。重量は本体 109kg, 受箱 13kg, 総量 122kg である。

次に上記の装置を用いて、人工圃場の第Ⅲ-1表の条件のときに、篩別した例を示すと第Ⅲ-2表および第Ⅲ-2図の通りである。

平均土塊径の求め方は篩別される各級の土塊径の中央値を代表値とし、それぞれ d_1, d_2, d_3, d_4 (cm) とし、それに対応する土塊の重量百分率をそれぞれ f_1, f_2, f_3, f_4 (%) とし次式によった。ただし、最大篩目以上の土塊径の代表値は個々の土塊の平均径を実測して、その平均値

第Ⅲ-1表 土 壤 条 件

(Table Ⅲ-1. Field soil conditions)

		pl. 2	pl. 4
平均耕深までの平均円錐貫入抵抗 (kg/cm ²)	大型円錐	5.6	13.7
	小型円錐	4.7	14.7
垂直圧力 0.3kg/cm ² の時の 剪断および摩擦抵抗 (kg/cm ²)	剪断抵抗	0.325	0.552
	摩擦抵抗	0.150	0.195
含 水 比 (%)		64.4	28.2

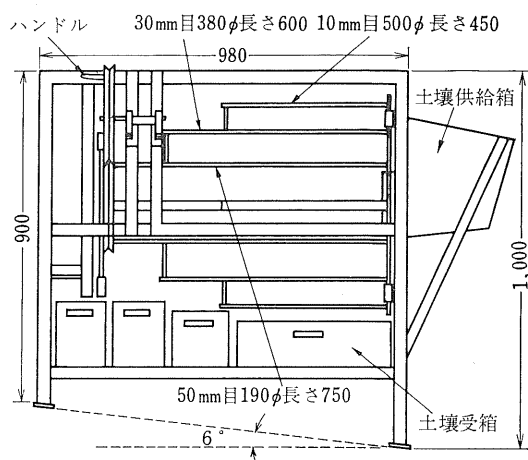
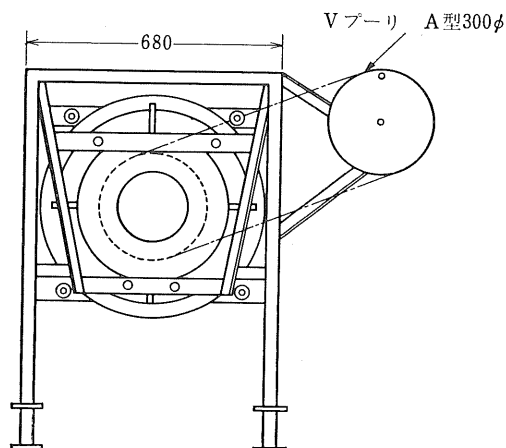
をとった。すなわち平均土塊径を $\bar{d}$ とすれば

$$\bar{d} = \frac{\sum_{i=1}^4 d_i f_i}{\sum_{i=1}^4 f_i} = \frac{\sum_{i=1}^4 d_i f_i}{100} \text{ (cm)} \dots\dots\dots (\text{Ⅲ-1})$$

第Ⅲ-2図からもわかるように砕土された土塊の分布状態は土の性質によって独特の形となる。なお、このときの作業機はロータベータに L 型爪を付けたもので、トラクタはフォードソン・スーパー・デキスタである。また作業条件、作業能率等は第Ⅲ-3表の通りであった。

2) 手篩による篩別

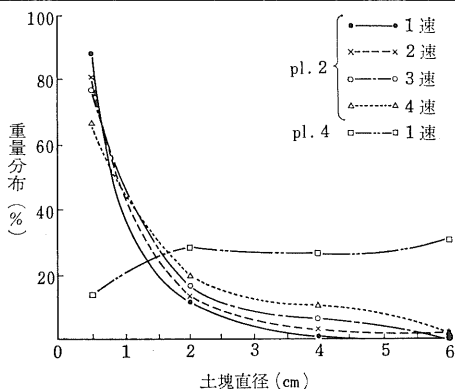
以上のように試作した第Ⅲ-1図の篩別機は実用に供し



第Ⅲ-1図 土 壌 篩 別 機
(Fig. III-1. Schematic drawings of soil sieving machine)

第Ⅲ-2表 耕耘土塊の篩別結果例
(Table III-2. Sieved result of clods produced)

変 速	pl. 2				pl. 4
	1 速	2 速	3 速	4 速	1 速
土塊の径	kg	kg	kg	kg	kg
1 cm 以下	14.4	13.4	13.7	11.1	3.6
1 ~ 3 cm	2.0	2.3	3.0	3.3	7.3
3 ~ 5 cm	0.1	0.6	1.2	1.8	6.8
5 cm 以上	0.0	0.3	0.0	0.3	7.8
計	16.5	16.6	17.9	16.5	25.5
	%	%	%	%	%
1 cm 以下	87.3	80.8	76.6	67.3	14.1
1 ~ 3 cm	12.1	13.8	16.7	20.0	28.6
3 ~ 5 cm	0.6	3.6	6.7	10.9	26.7
5 cm 以上	0.0	1.8	0.0	1.8	30.6
計	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
平均土塊径 (cm)	0.703	0.932	0.985	1.281	3.547



第Ⅲ-2図 土塊径の重量分布
(Fig. III-2. Typical distribution of produced clods size)

第Ⅲ-3表 耕深・耕幅および所要動力
(Table III-3. Tilling depth, width and power requirement on sieving test)

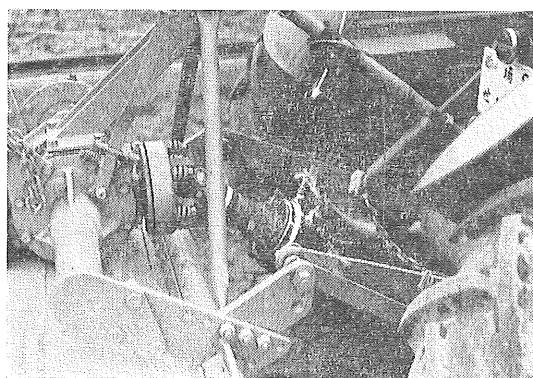
区 変 速		pl. 2				pl. 4
		1 速	2 速	3 速	4 速	1 速
走 行 速 度 (m/sec)		0.58	0.86	1.53	1.59	0.59
耕 深 (cm)	右	18.3	16.1	21.5	17.5	16.7
	左	20.8	20.1	20.6	18.3	17.3
	平 均	19.6	18.1	21.1	17.9	17.0
耕 幅 (cm)		129.0	129.0	129.0	129.0	129.0
耕 耘 断 面 積 (cm ²)		2,528	2,335	2,722	2,309	2,193
PTO 回 転 速 度 (rpm)		532	428	450	390	503
耕耘軸回 転 速 度 (rpm)		245	198	208	180	232
ト ル ク (kg-m)		15.1	20.9	31.9	34.6	31.8
単位断面積 当たりトルク (kg-m/cm ²)		0.0060	0.0090	0.0117	0.0150	0.0145
馬 力 (PS)		11.2	12.5	20.0	18.8	22.4
単位断面積当 り馬力 (PS/cm ²)		0.0044	0.0054	0.0073	0.0081	0.0102
耕耘ピッチ (m/rpm)		0.142	0.260	0.442	0.540	0.153

第Ⅲ-4表 篩による篩別の階級
(Table III-4. Sieves classification for manual sieves)

篩 名	篩 の 目	篩 別 さ れ る 土 塊 径 (d _i)	代 表 径 (f _i)
No.1	1cm	1cm 以下	0.5cm
No.2	2	2~1	1.5
No.3	3	3~2	2.5
No.4	4	4~3	3.5
No.5	5	5~4	4.5
No.6	7	7~5	6.0
No.7	8	8~7	7.0
No.8	10	10~8	9.0
		10 以上	実測に基づく



第Ⅲ-3図 手篩による篩別
(Fig. Ⅲ-3. Manual sieving)



第Ⅲ-4図(a) ロータリ・トルクの測定(ピックアップ部)
(Fig. Ⅲ-4(a). Measuring apparatus for rotary torque)



第Ⅲ-4図(b) ロータリ・トルクの測定

(Fig. Ⅲ-4(b). Measuring method of rotary torque)

うるものであったが、圃場が遠い場合、また圃場から圃場への移動などに際し運搬に非常に不便であった。また区分の数も十分とはいえないので、第Ⅲ-4表のような篩目の手篩を作製し、以下の実験の篩別を行なった。ただし10cm以上の土塊については前述のように実測結果から代表径を決めた。

平均値の求め方は(Ⅲ-1)式と同様である。

(2) 測定法

作業方法等については個々の場合に述べるが、本章の試験に独特の測定項目は次の通りである。

1) ロータリ・トルクおよび回転数の測定

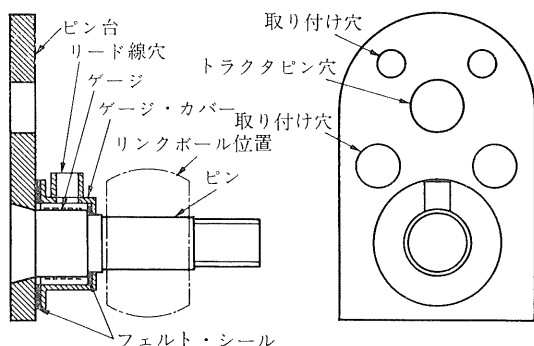
ロータリ軸にかかるトルクは、PTO 軸のトルクを測定し、これにロータリ作業機の PTO 軸に対する減速比を乗じて求めた。PTO 軸のトルクは、プロペラシャフトに抵抗線歪ゲージをはり、スリップリング、歪計を通じてペン書きオシログラフ、または直記式電磁オシログラフに記録させた。ただしペン書きオシログラフの場合で波形について論じない場合は、ロー・パス・フィルタを使用した場合もある。以下の各種ピックアップの場合についても全く同様である。歪計は共和電業製 DM-6 H, DM-3 H, 新興通信製 DS 6 /MTH を単独、あるいは組み合わせて(6 素子以上を測定する場合)用い、記録計は三栄測器製の12素子ビジグラフ FR-102あるいは渡辺測器製の6 素子および3 素子のペン書きオシログラフ EO-6, EO-3 を使用した。

2) ヒッチ推力の測定

ロータリ耕耘作業においては、トラクタは作業機から推力を受けることが予想されるので、ロータリ・トルクとの関連を求めるため3点リンク・ダイナモメータを作製した。

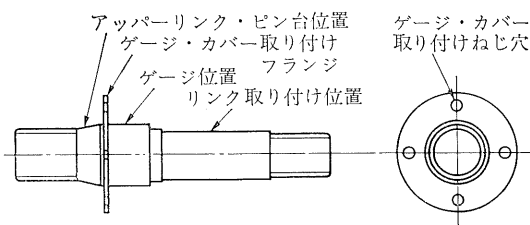
これまで3点リンクによって装着される作業機の牽引負荷を測定するためには、増田¹⁾、川村²⁾、安田³⁾等のようにリンクに直接歪ゲージをはりつける場合と、これまでの当研究所の方法のように作業機側リンクピンに「コの字型」のピックアップを使う方法とがある。しかし前者の場合にはリンクから検出される出力が少なく、現在の市販の 10^{-6} を限度とする歪計では高い精度が期待されないので、リンクを細くするなどの工作をするか、あるいは 10^{-6} 以下の歪を測定しうる歪計を自作するかしなければならない。またリンクは作業中にその姿勢をたえず変化させているので、これを記録し水平分力だけを取り出す解析は実用としては困難である。一方「コの字型」ピックアップも歪感度は十分に取れるが、リンク姿勢の変化による解析の困難さ、あるいは精度の低下は前者の場合と同様である。またピックアップを取り付けるため作業機とトラクタの相対位置が変化する等の難点がある。

そこでトラクタと作業機との相対的位置関係をできるだけ変えることなく、また、推力の水平分力だけを測定するために、Reece⁴⁾ にならってトラクタ側のヒッチピンを利用する3点リンク・ダイナモメータを試作した。ただし供試機のフォードソン・スーパー・デキスタのト



第Ⅲ-5図(a) 3点リンク・ダイナモメータ
(ローワーリンク)

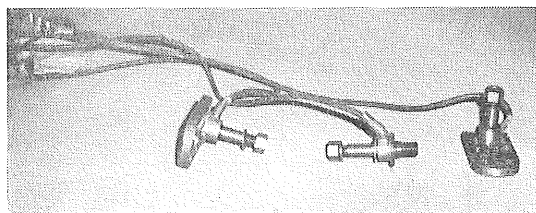
(Fig. Ⅲ-5(a). Three-point linkage dynamometer
[lower link])



第Ⅲ-5図(b) 3点リンク・ダイナモメータ
(アッパーリンク・ピン)

(Fig. Ⅲ-5(b). Three-point linkage dynamometer
[upper link pin])

左リンク 上リンク 右リンク



第Ⅲ-6図 3点リンク・ダイナモメータ

(Fig. Ⅲ-6. Three-point linkage dynamometer
[complete])

ラクタ側ピンは取り外すことが困難であるので、第Ⅲ-5図のようなピンを新たに作り、それぞれピン台を介してトラクタに取り付けた。このため作業機はダイナモメータを取り付けない時よりも53mm後方に取り付けられるが、リンクと作業機の幾何学的関係位置は変わらない。ピックアップの全体の図は第Ⅲ-6図に見る通りである。

ただし、この3点リンク・ダイナモメータによって測定するときは、ドラフト・コントロールで作業すること、またスタビライザを使用するなど、リンクに余分の

外力をかけることは避けなければならない。この種の3点リンク・ダイナモメータの精度についての解析はScholtz⁵⁾が試みている。なお、このピックアップの校正結果によれば直線性も十分に障害になる履歴現象も認められなかった。

3) 車軸トルクの測定

ロータリ作業機から推力を受けるときのトラクタ車軸トルクの変動を求めるため、第Ⅱ-71図に示したようなトルク・ピックアップを、供試機フォードソン・スーパー・デキスタに合わせて作製した。スリップリングは新興通信製 R-3 型で、その他の計器類はリンク推力測定の場合と同様である。

(3) 用語および計算式

ロータリ作業機の諸性能を表わす用語および計算式は次の通りである。

$$\text{耕耘ピッチ } p = \frac{60v}{nz} \quad (\text{cm}) \dots\dots\dots (\text{Ⅲ-2})$$

$$\text{比馬力 } \eta_P = \frac{P}{A} = \frac{P}{bh} \quad (\text{PS/cm}^2) \dots\dots\dots (\text{Ⅲ-3})$$

$$\text{比トルク } \eta_{Tr} = \frac{Tr}{A} = \frac{Tr}{bh} \quad (\text{kg-m/cm}^2) \dots\dots (\text{Ⅲ-4})$$

毎時毎馬力当り作業量(体積能率)

$$Q_1 = \frac{bh}{100^2} \times \frac{3,600}{v} \times \frac{1}{P} = \frac{bh}{vp} \times 0.36 \quad (\text{m}^3/\text{PS-hr}) \dots\dots (\text{Ⅲ-5})$$

10a 当り馬力時

$$Q_2 = \frac{100P}{3,600 \cdot vb/100} = \frac{P}{vb} \times 27.8 \quad (\text{PS-hr}/10a) \dots\dots (\text{Ⅲ-6})$$

ここで、

v : トラクタの走行速度(m/sec)

n : ロータリ軸回転速度(rpm)

z : 同一垂直面内にある爪の数

P : 耕耘馬力(PS)

b : 耕幅(cm)

h : 耕深(cm)

A : 耕耘断面積(cm^2)

Tr : 耕耘軸トルク(kg-m)

比馬力、比トルクについては η_P, η_{Tr} をさらに作業距離、すなわちピッチで除したものをいう場合もあるが⁶⁾、後述のように作業機の性能はピッチをパラメータとして諸性能を同時に表わすことが便利であるので、上述の表現で十分である。毎時毎馬力当り作業量は、作業機が単位時間、単位馬力当りに耕耘する土の体積で、本来の意味の作業能率であるが、実際には面積についてだけいこうほうが便利であり、あるいは実感に近い数値が必要な場

合がある。また耕深を一定に行なう試験の場合も面積についてだけ考えればよいから、10a当りの馬力時についても計算する。すなわち作業面積当りの消費動力である。

このほか、稲株露出率は耕耘前の表面稲株に対する、耕耘後の露出株数の割合で、土の反転の程度を表わすものとする。また平均土塊径についてはすでに説明した。

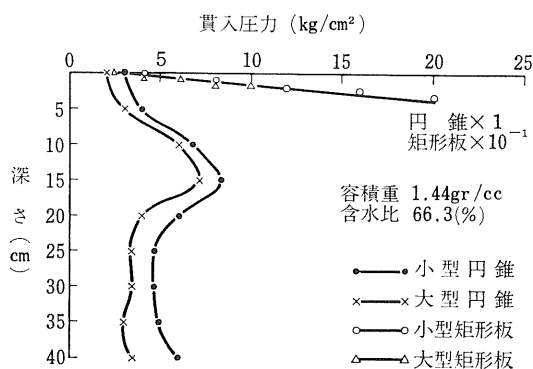
2. 土の物理性との関連および負荷特性

ロータリ作業機の耕耘負荷特性をトラクタとの関連において求め、さらに土の物理的性質との関連を求めるため次の実験を試みた。

(1) 試験方法および圃場条件

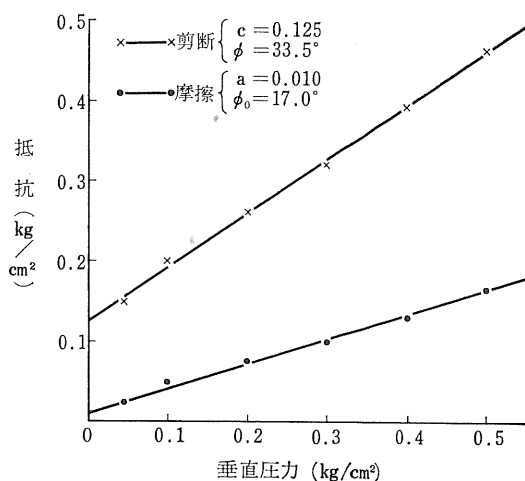
供試トラクタはフォードソン・スーパー・デキスタ(39PS)で、これに後述のハワード・ロータベータE型を装着し、走行変速位置を1速ないし2速とし、歯車交換によってロータリ軸回転速度を変えて作業し、前述の各測定器によってロータリ軸トルク、回転数、リンク推力および車軸トルクを測定し、これと同時に耕深、耕幅、碎土状態、作業速度、進行低下率等の作業性能をも測定した。なお耕深は16cmを目標としてできるだけこれに近くなるように作業をした。

供試圃場は川里村の農業機械化研究所附属農場の沖積壇土の水田裸地で、9月初旬に落水し、以後圃場の乾燥とともに変化する土の物理性の変化を追って9月24日、11月11日、12月16日の3回にわたって上記の試験をした。このときの土の物理性を表示するものとしてはSR-2型土壌測定器の測定値をとり、その結果は第Ⅲ-7～9図の通りである。



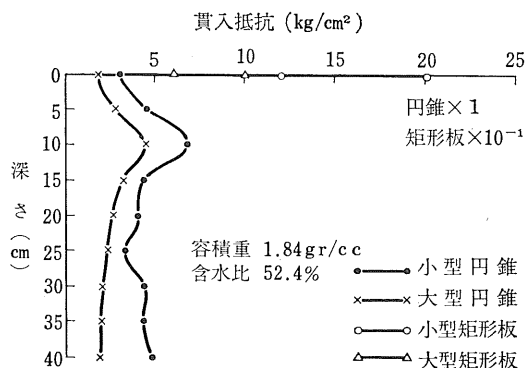
第Ⅲ-7図(a) 9月27日の土壌条件(円錐・矩形板)

(Fig. Ⅲ-7(a). Field soil conditions on Sep. 27 [cone and rectangular plate])



第Ⅲ-7図(b) 9月27日の土壌条件(剪断・摩擦抵抗)

(Fig. Ⅲ-7(b). Field soil conditions on Sep. 27, [shearing and frictional resistance])



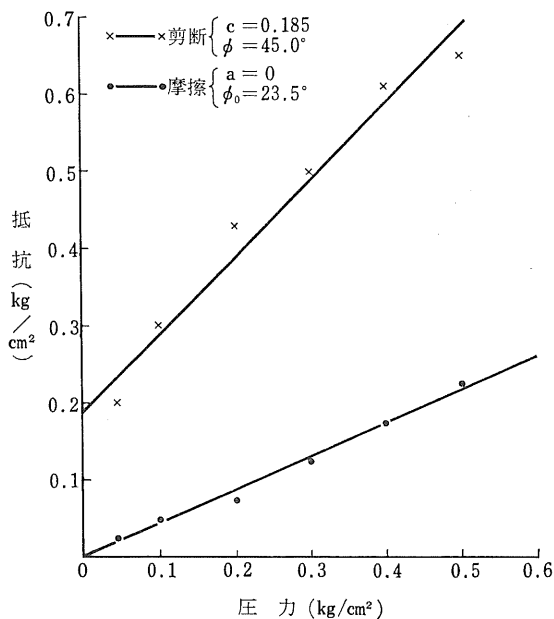
第Ⅲ-8図(a) 11月11日の土壌条件(円錐・矩形板)

(Fig. Ⅲ-8(a). Field soil conditions on Nov. 11 [cone and rectangular plate])

(2) 土の物理的性質との関連

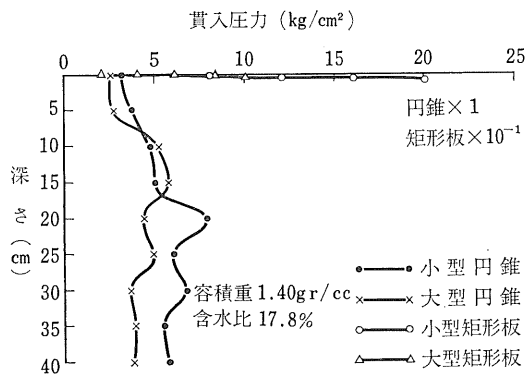
1) 所要動力と土の剪断抵抗

耕耘軸の回転速度を140～198rpmとしたときの含水

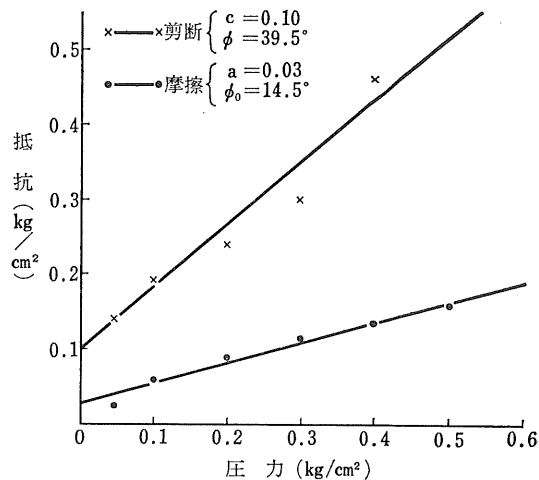


第Ⅲ-8図(b) 11月11日の土壌条件(剪断・摩擦抵抗)
(Fig. Ⅲ-8(b). Field soil conditions on Nov. 11
[shearing and frictional resistance])

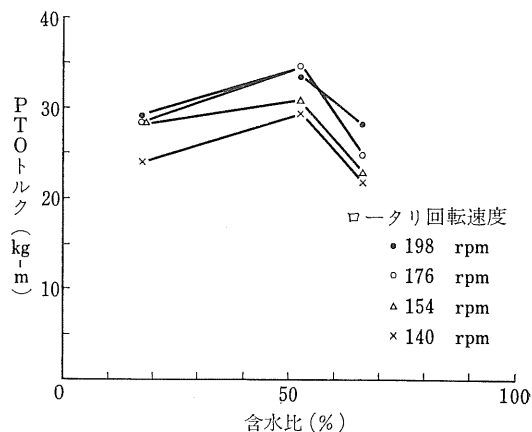
量と PTO 軸トルクとの関係は第Ⅲ-10 図の通りで、含水比が50%の近辺で最大の負荷となる。しかし、土壌の剪断抵抗と PTO 軸トルクとの関係を見ると第Ⅲ-11図のようにロータリ軸回転速度ごとにほぼ直線的な関係があり、所要動力を予測するには土壌の剪断抵抗を測ればよいことが推定される。ただし、土壌の剪断抵抗値はSR-2型の垂直荷重 20kg としたときの値である。また、あらかじめ作業機が求められていれば、後述のように土壌剪断抵抗を求めて作業に最も適した耕耘ピッチを決めることができる。



第Ⅲ-9図(a) 12月16日の土壌条件(円錐・矩形板)
(Fig. Ⅲ-9(a). Field soil conditions on Dec.16
[cone and rectangular plate])



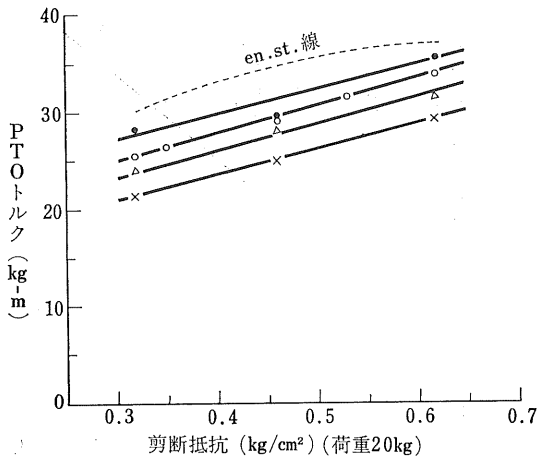
第Ⅲ-9図(b) 12月16日の土壌条件(剪断・摩擦抵抗)
(Fig. Ⅲ-9(b). Field soil conditions on Dec. 16
[shearing and frictional resistance])



第Ⅲ-10図 含水比と PTO 軸トルク
(Fig. Ⅲ-10. Relation between soil moisture content and PTO torque)

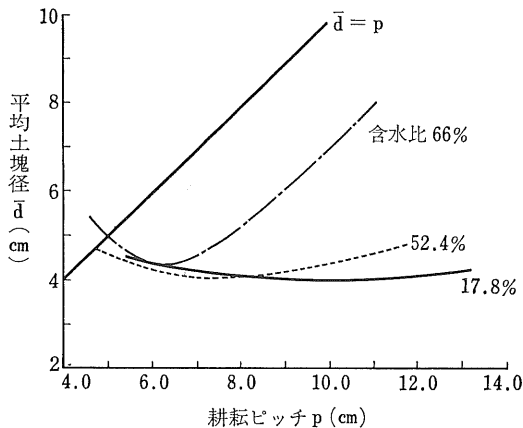
2) 砕土効果

ロータリ作業機に期待される重要な作業性能の1つである砕土効果について、土の物理性との関連を見ると、作業後の平均土塊径は第Ⅲ-12図のように含水比が非常に高く、剪断抵抗が小さい場合はほぼ直線 $\bar{d} = p$ に平行に、すなわち耕耘ピッチに比例した平均土塊径になっている。しかし、通常の含水比では耕耘ピッチと平均土塊径とはほとんど無関係である。これは後述の試験においても、第Ⅲ-26図に見られるように共通の現象である。すなわち、これは砕土効果が耕耘ピッチの大小によって決まるものではなく、主として耕耘部カバーや均平板



第Ⅲ-11図 剪断抵抗と PTO 軸トルク

(Fig. Ⅲ-11. Relation between soil shearing strength and torque)



第Ⅲ-12図 含水比別の耕耘ピッチと平均土塊径

(Fig. Ⅲ-12. Effect of soil moisture content to the relation between tilling pitch and average size of clods)

(エブロン) 等に伴うものであることを示しているものと思われる。

(3) 負荷特性

1) 負荷の変動

PTO 軸トルク、回転数、リンク・ピンで測定した作業機の推力、および車軸トルクのオシログラムの例を第Ⅲ-13 図に示す。これに見られるように PTO 軸トルクは非常に複雑な変動をしているが、詳細に見ると、これらの変動は非常に振幅が大きく PTO 軸の 1 回転に対してほぼ 2 回の振動をする波、さらにその間に見られる非常に微細な波、および非常にゆるやかな周期の全体的な変動の波の 3 種類に分けられることがわかる。

この中で、第 1 の波は爪軸回転数のいかにかわらず PTO 軸の回転数の 2 倍に相当する振動数があり、また供試作業機がプロペラシャフトに十字型ユニバーサルジョイントを使っていることから、明らかにこの波はユニバーサルジョイントの影響と思われる⁷⁾。また、この波だけの変動範囲は平均値に対して 40~150% に達し、Boony 等のロータリカルチペータの実験⁸⁾でジョイント角が 15° を越えたときにはほぼ相当するが、本試験では実験中のジョイント角を測定しなかった。しかし静置の状態からの作業中の推定角度は 10° を越えない。

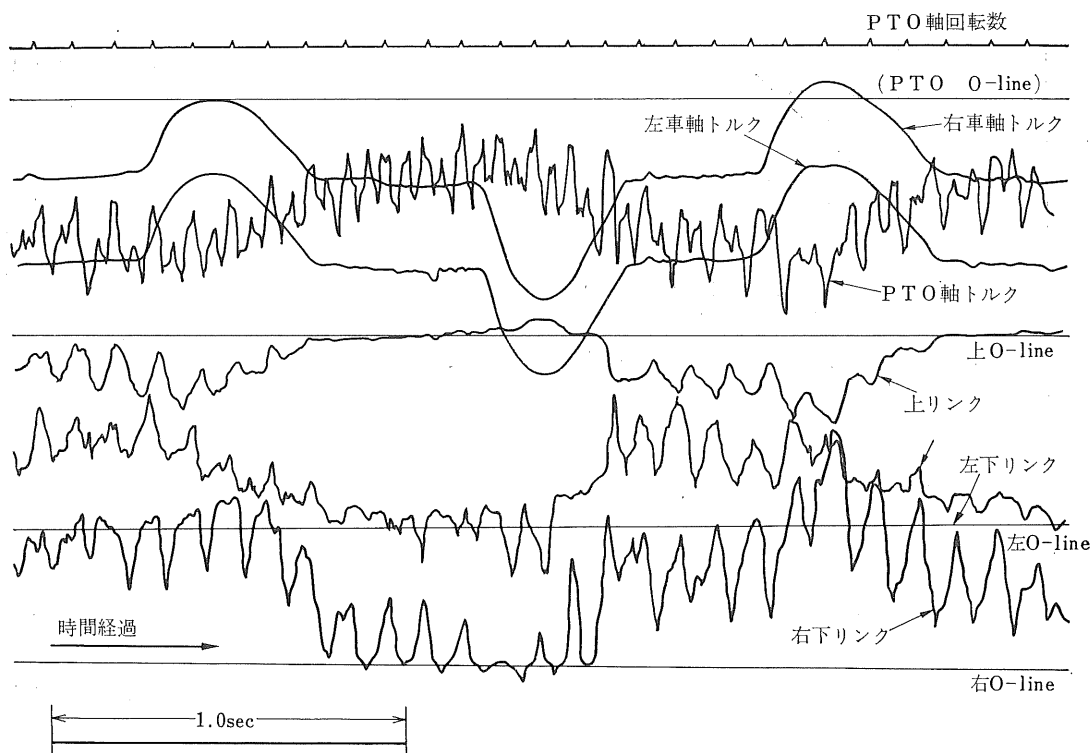
第 2 の微細な波は爪軸回転数によって振動数、大きさともに異なり、全く認められないときから、振動数で PTO 軸 1 回転に対して 6~7 回、大きさにして平均値の 10% 程度に達するまでの各種の場合があり、これらは爪の配列や、土壌内の礫等の局所的な圃場の影響によるものと思われる。しかし、爪の配列等による変動がこの程度の大きさであることは Söhne 等の研究^{9), 10)}からもわかるように、かなり負荷変動の少ない配列である。

最後に、全体的なゆるやかな変動は明らかに車軸トルク変動と一致しており、後に詳述するが、トラクタの走行状態と関係している。また、本実験には現われなかったが、圃場内で部分的に土の硬さが異なれば、この波にさらに加わるものと思われる。

結局この 3 種類の波を加えると PTO 軸トルクの変動は平均値の 0% から 200% に相当する。とくにユニバーサルジョイントの影響は大きく、作業機を取り付けたときの両軸の角度をできるだけ小さくとる必要がある。本試験での作業中の PTO の持続トルクの平均値は 18~40 kg-m であった。

作業機の推力は前述のように 3 点リンク・ヒッチによって、すなわち左右の各ローワーリンク、およびアッパーリンクのトラクタ側ピンで求められる水平分力の和とした。各リンクの推力は第Ⅲ-13 図のように、いずれも PTO 軸トルクに鋭敏に追従して変動するが、ローワーリンクは主として圧縮側として働きアッパーリンクは引張り側の荷重となる。作業機の推力は持続作業の平均値としては 500~90kg であるが瞬間的には 640kg を越える。ただし、これを各リンクごとに見ると変動範囲はさらに広く第Ⅲ-5 表のように瞬間 1,700kg を越えることがある。ここで全体的に右リンクの推力のほうが大きいのは、供試作業機が右にオフセットされているためであると思われる。

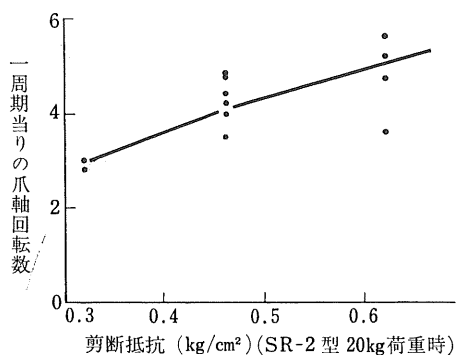
車軸トルクは、PTO 軸トルクの全体的な大きな変動に伴い、正負にわたって大きく変動し、はなはだしい時には外見的にもトラクタがぜん動運動をする。もちろん、推力も PTO 軸トルク変動に伴って変動するから、



第Ⅲ-13図 オッシログラムの例
(Fig. Ⅲ-13. Example of oscillogram)

第Ⅲ-5表 ヒッチの推力
(Table Ⅲ-5. Propulsion at each link)
(単位: kg, 推力を正とする)

リンク位置	持続作業平均値	瞬間最大値	瞬間最小値
アッパーリンク	-930~-150	-1,740	+240
右ローワーリンク	130~590	1,250	-70
左ローワーリンク	90~530	700	-100

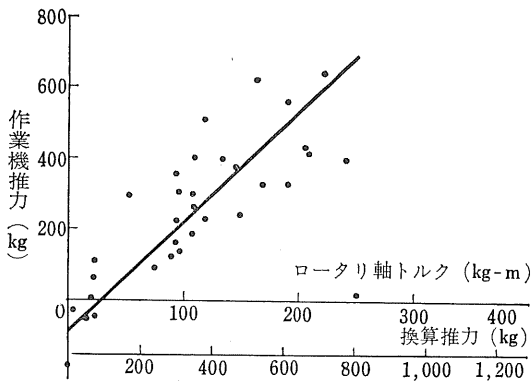


第Ⅲ-14図 剪断抵抗と車軸トルクの周期との関係
(Fig. Ⅲ-14. Shearing strength (20 kg normal load by SR-2 soil resistance tester) and the period of wheel shaft torque oscillation)

直接的には車軸トルクは作業機の推力に伴う変動と思われる。この変動の周期は、安田等が耕耘機について測定した場合¹⁰⁾と定性的には同じ傾向であるが、定量的には同氏の実験の周期の1/50秒より著しく長く、第Ⅲ-13図等のようにロータリ軸回転数の3~4.8倍であり、時間にして2.5~5.0秒である。この周期の差は第Ⅲ-14図に見るように土の剪断抵抗によるところもあると思われる。

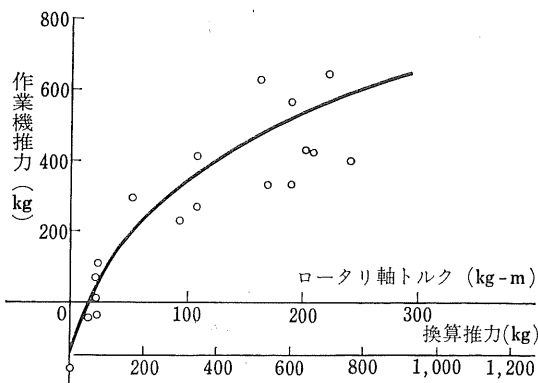
作業機の推力は第Ⅲ-15図(a)に示すように、ロータリ軸トルクにはほぼ比例している。ただし同図中の換算推力とはロータリ軸トルクを耕耘爪半径で除して推力の形で表わしたものである。また同図は本実験で測定した推力とロータリ軸トルクのすべての場合についてであるが、これを1つの土壌条件についてだけ見ると、第Ⅲ-15図(b)のように、むしろロータリ軸トルクの3/4乗内外に比例していることが推定される。しかし、いずれの場合にしてもロータリ軸トルクが20 kg-m程度に達するまでは作業機の推力となることはない。

ところで坂井¹¹⁾のいう不可耕耘半径以上に耕耘する場合や、カバー内にたまった土のために生じるトルクあるいは機械的摩擦は推進力とはなりえないから、ロータリ軸トルクが大きくなるほど推力となる割合が低下するのが当然であり、定性的にはロータリ軸トルクと推力との



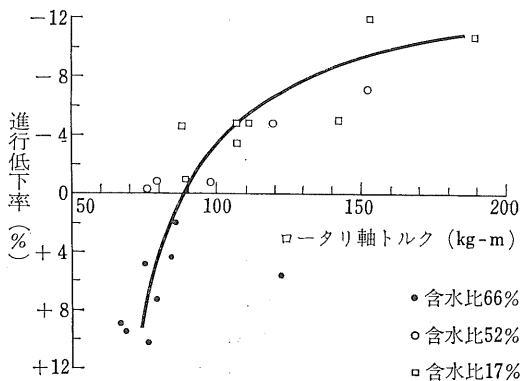
第Ⅲ-15図(a) ロータリ軸トルクと作業機推力

(Fig. Ⅲ-15(a). Relation between rotary shaft torque and propulsion of implement)



第Ⅲ-15図(b) ロータリ軸トルクと作業機推力 (同一土壌条件について)

(Fig. Ⅲ-15(b). Relation between rotary shaft torque and propulsion under the same soil condition)



第Ⅲ-16図 ロータリ軸トルクと進行低下率

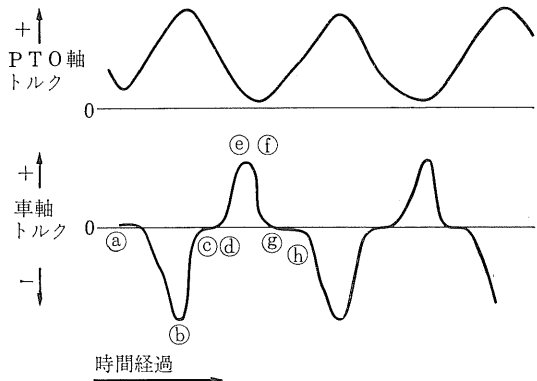
(Fig. Ⅲ-16. Relation between rotary shaft torque and travel reduction)

関係は第Ⅲ-15図(b)のようになるべきものと思われる。

進行低下率とロータリ軸トルクとの間にも、同様な関係が認められ、第Ⅲ-16図のように含水量によって、それぞれ異なる領域を占めるが第Ⅲ-15図と同様な関係がある。図は土道上の無負荷走行に対する進行低下率であって、各圃場内での無負荷走行に対する進行低下率をとれば、ほとんどが負の値をとり最大のものでも+3%程度であり、トラクタの牽引性能曲線とはなめらかに接続するものと考えられる。

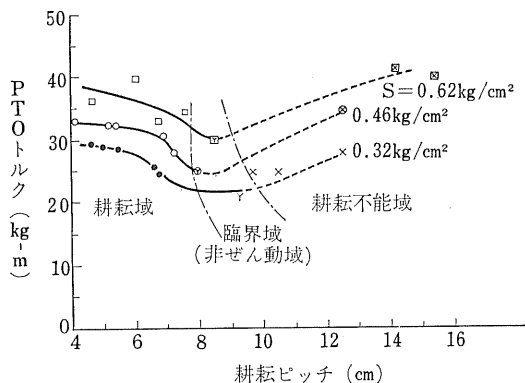
PTO 軸トルクの大きな変動と車軸トルクの変動は模式的に第Ⅲ-17図のように表わされ、次の過程を経ているものと思われる。

- ①—② ロータリトルクが増大し、推力が増す。トラクタは前進。
- ③ ロータリトルクは限界に達し、したがって推力も限界に達し、車軸トルクは増加し始める。トラクタは速度減少。
- ④—⑤ 耕耘ピッチは減少し、ロータリトルクが減少するとともに車軸トルクは増加。
- ⑥—⑦ ロータリトルクがさらに減少し、車軸トルクは負から正(駆動力)となる。この間歯車のバックラッシュとトルクピックアップのギャップに相当する車輪回転の間だけトラクタは停止する(外見的にもぜん動運動をする)。
- ⑧—⑨ 車軸トルクは正となり、トラクタは前進し、ピッチが増大する。⑥~⑦に相当するタイムラグがロータリトルクと車軸トルクの間にある。
- ⑩ ピッチ増大に伴いロータリトルクも増大し、車軸トルクは減少する。
- ⑪—⑫ 車軸トルクは正から負になる。トラクタは停



第Ⅲ-17図 PTO 軸トルクと車軸トルクの関係

(Fig. Ⅲ-17. Typical relation between PTO and wheel shaft torque)



第Ⅲ-18図 耕転ピッチと PTO 軸トルク (S は SR-2 型で20kg荷重時の剪断抵抗)

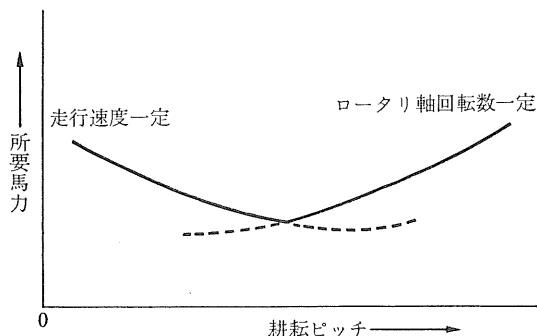
(Fig. Ⅲ-18. Relation between tilling pitch and PTO shaft torque)

止しない。

2) 耕転特性

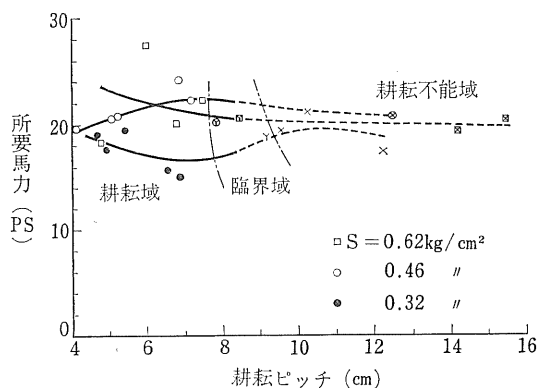
本試験での PTO 軸トルクと耕転ピッチとの関係を土の硬さ別に見ると、第Ⅲ-18図のようになる。これによれば、耕転ピッチを非常に小さいところから次第に増していくと、PTO 軸トルクは初めは次第に減少するが、やがて限界に達し、ふたたび上昇し耕転不能となる。第1の領域では耕転は比較的容易であるが車軸トルクは正負にわたる交番荷重となる。第2の、トルクが最小になる領域では交番荷重を生じることもなく、したがって、ぜん動運動を起こすこともない。またピッチをさらに増大すると持続作業が不能になるが、完全に不能になるまでの短時間に交番荷重がかかったり、あるいはまた、ぜん動運動を起こすこともない。以下これらの各領域を、それぞれ耕転域、臨界域、および耕転不能域と呼ぶ。

ここで、トルクの極小値を生じる理由について考察すると、本試験では耕転ピッチを変化させる場合に、初めにロータリ軸の回転数を減少させてピッチを大きくし、さらに走行速度を1速から2速に変えて変化させている。しかるに、Söhne⁶⁾、⁹⁾、¹²⁾、土屋¹³⁾、鳥山¹⁴⁾等が、室内試験あるいは耕転機等によって行なった研究からも推定されるように、走行速度を一定にしたときの耕転所要馬力は回転数が小さいほど、すなわちピッチが大きいほど小さくなるか、わずかに上に凹になる傾向があり、一方耕転軸回転数を一定にして走行速度を増してピッチを増せば所要馬力は減少する。これを同時に描けば



第Ⅲ-19図 耕転ピッチと所要馬力の一般的関係 (室内実験、小型の場合)

(Fig. Ⅲ-19. Typical relation between pitch and power requirement)



第Ⅲ-20図 耕転ピッチと所要馬力

(Fig. Ⅲ-20. Relation between pitch and power requirement)

第Ⅲ-19図の実線のように所要馬力はピッチの変化に伴い上に凹の変化をすることになる。第Ⅲ-18図もこの過程を追っているものと思われる。

ただし、本試験では耕転速度や、ロータリ軸回転数はエンジンの低下、スリップあるいは作業機の推力等によって変化するので一定とはならない。したがって耕転ピッチと所要馬力との関係は第Ⅲ-20図のように PTO 軸トルクの場合と多少異なり、ピッチの変化に対して無関係、あるいは、わずかに上に凸の関係となっている。すなわち、トルクが大きくなるところではエンジン回転数が低下し、所要馬力そのものとしては高くならないためと思われる。

3. 作 業 性 能

各種ロータリ作業機の諸条件下における作業特性を測定し、使用上の資料を得るとともに、耕耘作業性能の向上をはかることを目的として次の試験を行なった。

(1) 試験方法

試験方法は負荷特性試験の場合と同様であるが、作業機の推力およびトラクタの車軸トルクは測定せず、また走行速度は1速だけを使用し耕深は15cmとした。測定は耕耘軸変速歯車によりロータリ軸回転数を変え、歪ゲージ等により PTO 軸のトルク、回転数をペン書きオシログラフに記録するとともに、そのときの耕深、耕幅、碎土状態、土壌反転状況、走行速度および進行低下率を測定した。なお、エンジン速度は PTO 軸回転数が 540 rpm になるような回転数（フォードソン・スーパー・デキスタの場合 1,800 rpm、ドイツ D40 L の場合 2,100 rpm）に作業前に設定した。

1) 供試トラクタ

① フォードソン・スーパー・デキスタ

(39.5PS/1,800 rpm)

② ドイツ D40 L

(42 PS/2,400 rpm)

2) 供試作業機

① ハワード・ロータベータ E 型

諸元	駆動方式	サイドドライブ
	全 幅	1,570 mm
	重 量	444kg
	耕耘幅	1,260 mm
	耕耘爪本数	30本
	耕耘回転半径	310 mm
	回転速度	PTO 540rpm 時に 125, 155, 175, 215 rpm

供試爪の種類

L 型爪

なた爪

② コーキ式 KR-1600

諸元	駆動方式	センタードライブ
	全 幅	1,730 mm
	重 量	300kg
	耕耘幅	1,600 mm
	耕耘爪本数	32本
	耕耘回転半径	275 mm
	回転速度	PTO 540 rpm 時に 188,

256 rpm

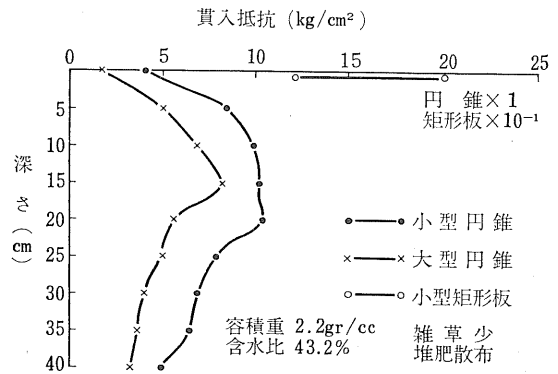
供試爪の種類

なた爪

普通爪

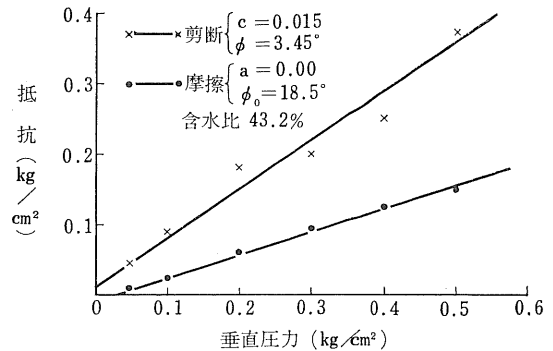
③ 小橋ロータ RA-1700 型

諸元	駆動方式	センタードライブ
	全 幅	1,750 mm
	重 量	350kg
	耕耘幅	1,700 mm
	耕耘爪本数	(標準) 34本
	耕耘回転半径	275 mm



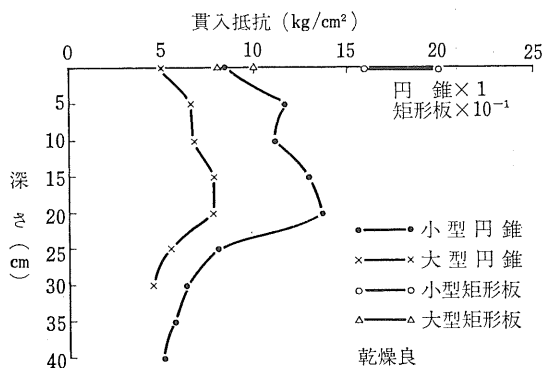
第Ⅲ-21図(a) ロータベータ試験圃場の土壌条件 (円錐・矩形板)

(Fig. Ⅲ-21(a). Soil conditions in the Rotavator test field [cone and rectangular plate])



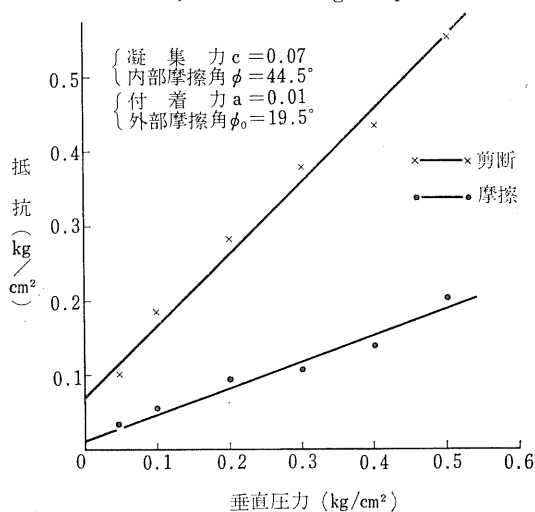
第Ⅲ-21図(b) ロータベータ試験圃場の土壌条件 (剪断および摩擦抵抗)

(Fig. Ⅲ-21(b). Soil conditions in the Rotavator test field [shearing and frictional resistance])



第Ⅲ-22図(a) コーキロータ試験圃場の土壌条件 (円錐・矩形板)

(Fig. Ⅲ-22(a). Soil conditions in Kohkirotor test field [cone and rectangular plate])



第Ⅲ-22図(b) コーキロータ試験圃場の土壌条件 (剪断および摩擦抵抗)

(Fig. Ⅲ-22(b). Soil conditions in Kohkirotor test field [shearing and frictional resistance])

回転速度 PTO 540 rpm 時に 115,
135, 171, 200 rpm

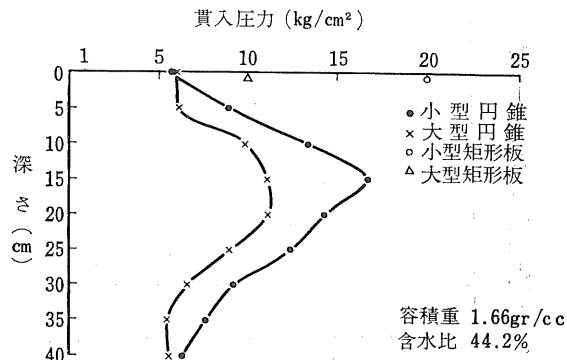
供試爪の種類

なた爪 180°対向34本方式

なた爪 複数(4本組)24本方式

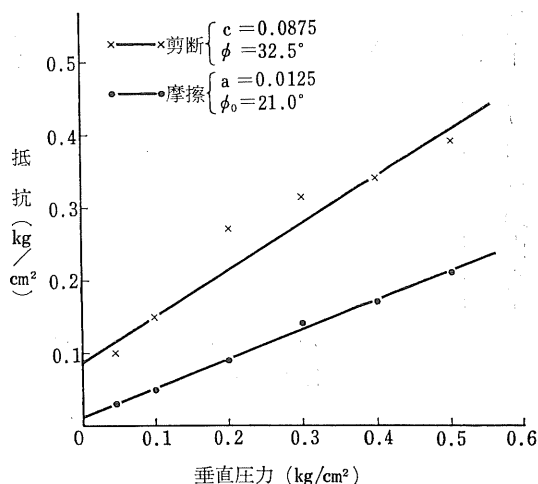
3) 試験圃場

供試圃場は鴻巣市笠原および川里村農業機械化研究所附属農場の埴壤土水田水稻刈跡で、圃場と作業機の組合せは第Ⅲ-6表の通りであり、また圃場の土壌条件をSR-2型土壌測定器で測定した結果は第Ⅲ-21~23図の通りである。



第Ⅲ-23図(a) コハシロータ試験圃場の土壌条件 (円錐・矩形板)

(Fig. Ⅲ-23(b). Soil conditions in the Kohashirota test field [cone and rectangular plate])



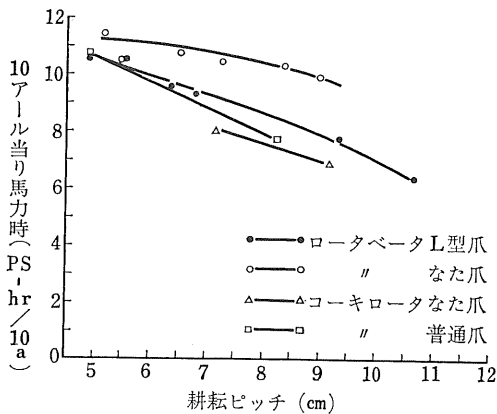
第Ⅲ-23図(b) コハシロータ試験圃場の土壌条件 (剪断および摩擦抵抗)

(Fig. Ⅲ-23(b). Soil conditions in the Kohashirota test field [shearing and frictional resistance])

第Ⅲ-6表 供試作業機と圃場の組合せ

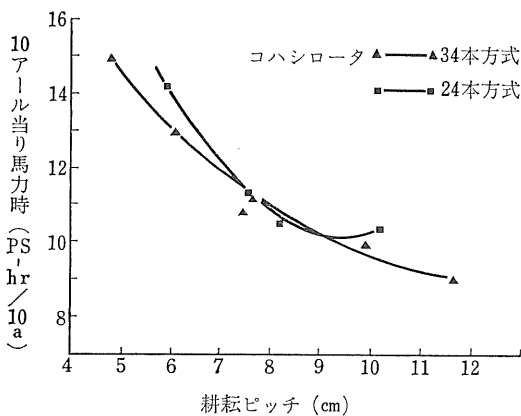
(Table Ⅲ-6. Tested implements and fields)

試験番号	作業機	トラクタ	圃場
1	ロータベータL型爪	フォードソン	笠原
2	なた爪	"	"
3	コーキ KR-1600なた爪	"	"
4	普通爪	"	"
5	コハシRA1700 34本方式	ドイツD40L	川里
6	" 24本方式	"	"



第Ⅲ-24図 耕耘ピッチと消費動力 (笠原)

(Fig. Ⅲ-24. Relation between tilling pitch and power in Kasahara field)



第Ⅲ-25図 耕耘ピッチと消費動力 (川里)

(Fig. Ⅲ-25. Relation between tilling pitch and power in Kawasato field)

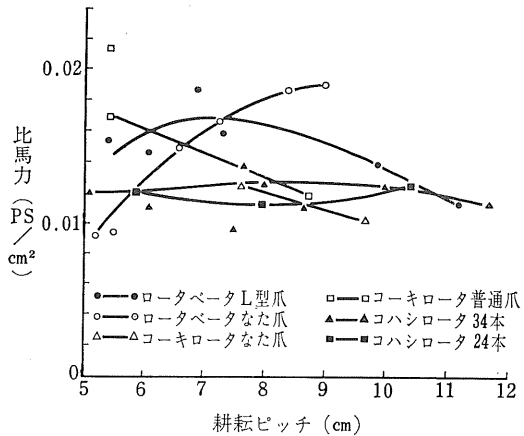
(2) 試験結果および考察

1) 耕耘ピッチと消費動力

各作業機の消費動力を圃場別に見ると、第Ⅲ-24, 25図のようになり、いずれの場合もピッチが大きいくほうが作業面積当り消費動力は少ない。これは前に説明したように走行速度を変えなければ PTO 軸トルクはピッチの増大とともに減少するためである。比馬力、比トルクについても第Ⅲ-26図のようにほぼ同様な傾向がある。

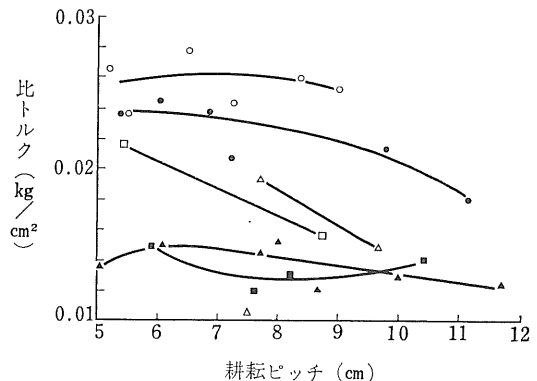
2) 砕土効果

耕耘作業後の平均土塊径は第Ⅲ-27図のように普通爪の場合を除けば、Ⅲ-2(2)-2)において述べたように、耕耘ピッチとほとんど無関係であり、各作業機間の差はきわめてわずかである。すなわち、通常の作業状態ではピッチを変えても砕土効果を上げることは困難で、カバーあるいは均平板等の操作によらねばならない。同様に



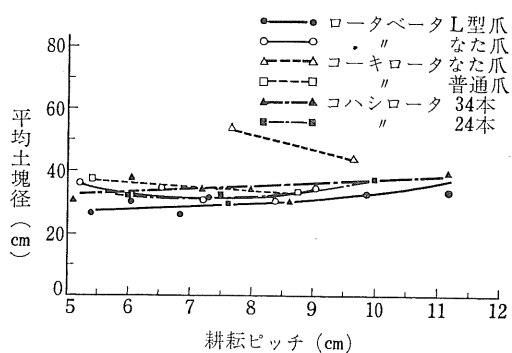
第Ⅲ-26図(a) 耕耘ピッチと比馬力

(Fig. Ⅲ-26(a). Tilling pitch and specific horsepower)



第Ⅲ-26図(b) 耕耘ピッチと比トルク

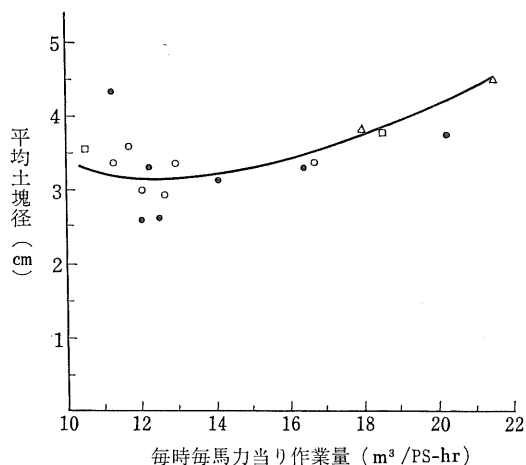
(Fig. Ⅲ-26(b). Tilling pitch and specific torque)



第Ⅲ-27図 耕耘ピッチと平均土塊径

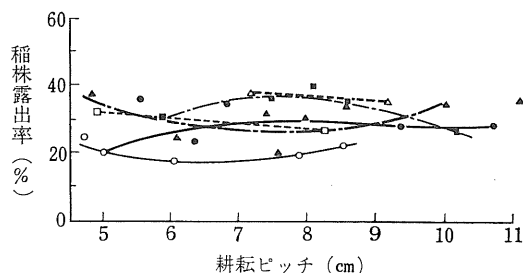
(Fig. Ⅲ-27. Tilling pitch and average diameter of produced clods)

能率と平均土塊径との関係を見ても、第Ⅲ-28図のように各機種間の差はほとんどなく、極端に能率を上げたときに、わずかに土塊径が大きくなるだけである。



第Ⅲ-28図 作業能率と平均土塊径 (笠原)

(Fig. Ⅲ-28. Working efficiency and average diameter of clods)



第Ⅲ-29図 反転性能

(Fig. Ⅲ-29. Soil turning performance and tilling pitch)

3) 反転の程度

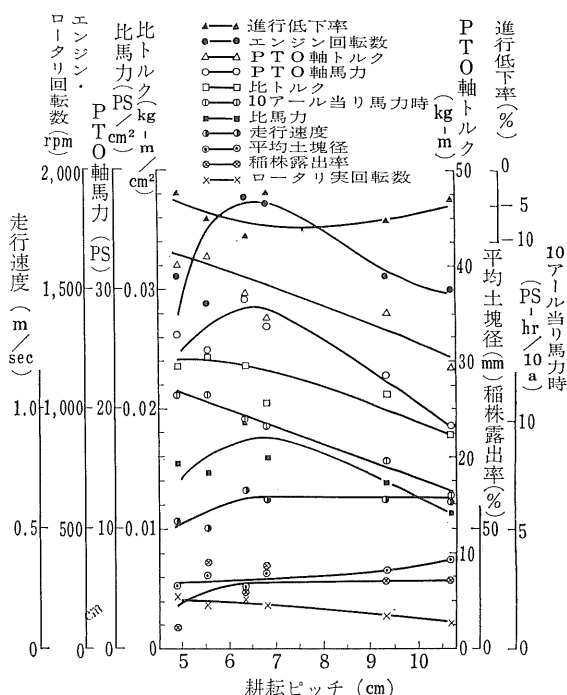
土の反転の程度を稲株露出率によって見ると、第Ⅲ-29図のように作業機の違いは認められるが、耕耘ピッチによって反転の程度が異なることはない。

4. 総合性能

以上を総合して考えると、ロータリ作業機は、走行速度の変速位置を変えないときには、耕耘ピッチを大きくするほど作業能率が高くなり、所要馬力あるいは所要トルクも低下する。しかも、ピッチを増大しても、通常の土壌条件では碎土効果や、反転の程度に影響を与えることなく、とくに碎土効果はロータリ軸の回転数による場合よりもカバー等の影響のほうが大きいと思われる。また走行速度の変速位置を変え、速度を上げてピッチを増大すると所要動力は増大し、通常の作業機では耕耘作業が困難ないしは不能となる。したがって、ロータリ作業機には所要動力を最も少なくし、能率を最大にする耕耘ピッチが存在し、その最適ピッチの範囲は土壌の剪断抵抗によって決まる。

作業機の諸性能を1つの図にして示すことが、作業機の性能を理解し比較するために必要であるが、上述の事項などから耕耘ピッチをそのパラメータとすることが便利である。この方法で、前節において性能別に比較した各作業機の性能を各機種ごとに総合的に図示したものが第Ⅲ-30～34図で、これをロータリ作業機の性能線図とよぶ。

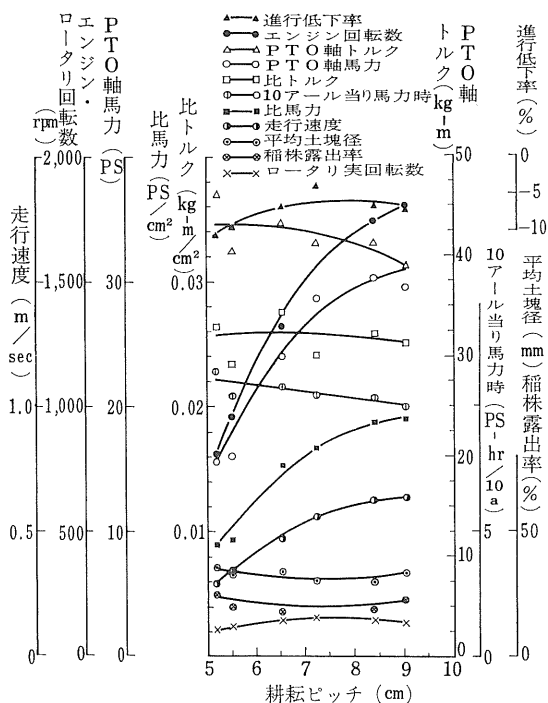
また PTO 軸トルクをはじめ、ロータリ作業機が受ける荷重は常識的なものよりもはるかに大きく、しかもその変動が非常に激しいのが特徴である。また大型のロータリ作業機が開発されてから日が浅いために、土壌が非常に堅い所では破損事故例も少なくない。これはロータリ作業機だけの問題にとどまらず、これとともに使用するトラクタへの影響も大きい。したがって、今後は作業



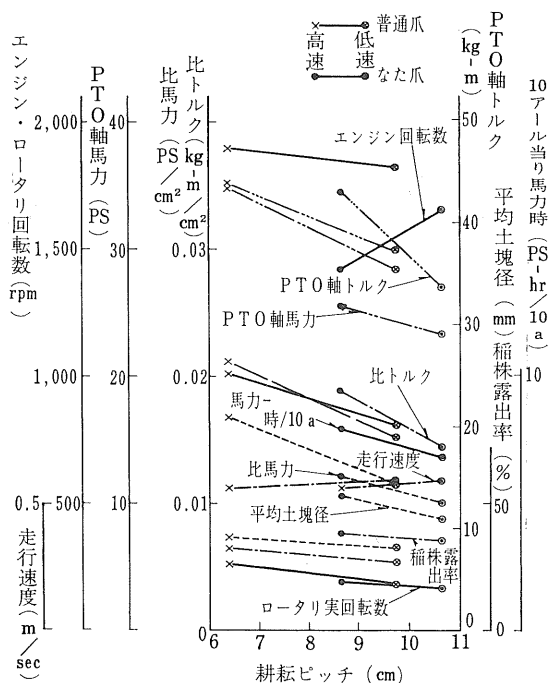
第Ⅲ-30図 ロータベータ (L型爪) の性能線図

(Fig. Ⅲ-30. Characteristic curves of Rotavator [L shaped tine])

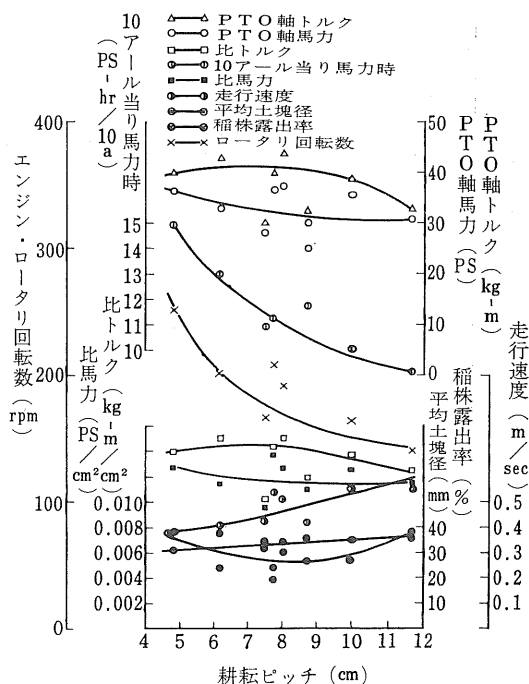
機、トラクタの両面で、その強度、耐久性についての研究を進める必要がある。



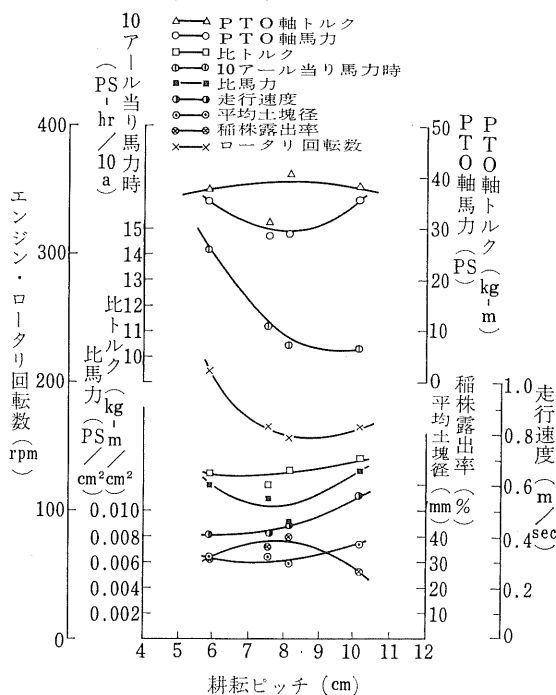
第Ⅲ-31図 ロータベータ(なた爪)の性能線図
(Fig. Ⅲ-31. Characteristic curves of Rotavator [knife tine])



第Ⅲ-32図 コーキロータの性能線図
(Fig. Ⅲ-32. Characteristic curves of Kohkirotor)



第Ⅲ-33図 コハシロータ(34本方式)の性能線図
(Fig. Ⅲ-33. Characteristic curves of Kohashirota [34 tines])



第Ⅲ-34図 コハシロータ(24本方式)の性能線図
(Fig. Ⅲ-34. Characteristic curves of Kohashirota [24 tines])

IV

摘 要

乗用トラクタについてその走行性予知の可能性を検討するとともに、牽引および走行性能ならびに駆動耕耘性能についての実験的研究を行なった。

1. 柔軟地における走行性予知法

1) 柔軟地におけるトラクタ等の走行可能性と土壌の物理的性質との関連を把握するために、携帯に便利で簡易迅速に測定しうる SR-2 型土壌抵抗測定器を試作した。本器は円錐貫入抵抗、矩形板沈下抵抗、剪断および摩擦抵抗などを現地で測定しうる計器である。

2) SR-2 型の貫入速度および貫入角度による測定値の変動は、実用の範囲内ではきわめて少ない。

3) 先端が30°および90°の円錐ならびに円板の貫入抵抗 p と底面積 A との関係は次式で表わされる。

$$p = \frac{2.7}{A} + q$$

q の値は土壌の状態および先端部の形状によって変わる。

4) 地表面から深さ 15cm までの円錐貫入抵抗の平均値と走行部沈下量との間には、ほぼ双曲線的な関係が認められた。

5) 矩形板沈下量と走行部沈下量との間には、ほぼ直線的な関係が認められた。とくに小型矩形板 (25×100 mm) に 30kg の垂直荷重を加えた場合の沈下量が、走行部沈下量と最も密接な関係を有することが判明した。

6) 沈下係数 (走行部沈下量と小型矩形板沈下量との比) は機体の諸元を知れば、第 (I-19), (I-28), (I-26) 式により算出することができる。したがって或るトラクタの沈下係数を求めておけば、任意の土壌面におけるそのトラクタの沈下量は、矩形板沈下量を測定することにより直ちに推定することができる。

7) トラクタ車輪の駆動力は SR-2 型土壌抵抗測定器による剪断試験および矩形板沈下試験により求められ、走行抵抗は矩形板沈下試験によって算出することができ

る。したがって駆動力と走行抵抗の差である牽引力は SR-2 型により推定することが可能である。

8) 小型矩形板に 30kg の荷重を加えたときの沈下量 z と、トラクタの牽引比 F/W との間には次の関係が認められた。

$$\frac{F}{W} = \frac{2}{z+4} - 0.13$$

9) 小型矩形板沈下量および円錐指数によるトラクタの無負荷走行、駆動耕耘作業および牽引作業の難易の判定区分、およびこれに基づく土壌分級案を第 I-17 表に示す。

2. 牽引および走行性能

1) 乗用トラクタの牽引性能の究明と所要動力の測定を行なうために、電磁リターダ式負荷装置および電源装置等を有する 4 輪駆動式ダイナモメータ・カーを試作した。本機により牽引力、走行速度、機関回転数、燃料消費量等を自記録できるほか、デジタル回転比計を改良した進行比測定装置により瞬時のスリップの直読およびデジタル記録が可能となった。

2) 人工走路上におけるトラクタの牽引試験に関する資料を得るため、諸因子の影響を実験的に究明した。

i) コンクリート舗装においては、アスファルトおよび簡易舗装に比べて牽引力がかなり劣り、とくにグラインダ仕上げおよびこて仕上げを施した路面は、ほうき仕上げ路面の 83% 程度にすぎなかった。

ii) グラインダ仕上げを施したコンクリート路面がぬれた状態での牽引力は、乾燥時のそれに比べて、進行低下率 10% 程度までは両者の間に差が認められないが、それ以上になるとぬれた路面の牽引力が 2 ~ 7 % 劣るようになる。

iii) ヒッチの高さを 40 ~ 60 cm に替えても牽引力に差が認められなかった。

iv) 空気圧を 0.30 ~ 1.47 kg/cm² に替えた場合、牽引

力は空気圧の高いほど大きかったが、空気圧 1.47 kg/cm² の場合は進行低下率 30% 付近でリズムカルな跳躍現象を示した。

3) 柔軟な水田に適する乗用トラクタを設計するための基礎資料を得ることを目的として、機体の基本的諸元が牽引性能に及ぼす影響を調べた。

i) コンクリート上では機体重量が大きいほど牽引力は大となるが、柔軟土壌では重量の大きいものは走行抵抗が大きいため牽引力は小さい。

ii) コンクリート上では前後車軸荷重比による差は認められないが、柔軟土壌では荷重比の小さいものが牽引力は大きかった。

iii) コンクリート上ではタイヤ・サイズの大きいものがわずかにすぐれていたが、柔軟土壌ではその差が著しかった。

4) 数種の形状のラグを有する水田車輪を試作し、各種土壌条件における走行および牽引性能を測定した。

i) 砂壤土では 50° のラグの水田車輪の性能が良好で、重粘土の土地では 30° のラグがすぐれている。

ii) ラグの高い車輪ほど牽引力は増大するが、高すぎると耕盤を破壊するおそれもあるので、10cm 程度の高さが適当と思われる。

5) 4 輪駆動式トラクタの性能を 2 輪駆動式、セミクローラ型、およびクローラ型と比較した。

i) アスファルト上における牽引性能は次の通りであった。

(i) 進行低下率は 4 輪駆動の場合が 2 輪駆動よりはるかに少なく、等しい進行低下率における牽引力は 2 輪駆動の約 2 倍に達する。

(ii) 最大牽引力は 2 輪駆動の 1.4~1.6 倍である。最大牽引比に換算すれば、2 輪駆動の 0.5~0.6 に対し、4 輪駆動では 0.85 に及んでいる。

(iii) 最大力比は 2 輪駆動の 75% に対し、4 輪駆動は 85% 程度である。4 輪駆動はとくに牽引力の小さい場合の力比の低下が少ない。

(iv) 牽引効率率は 2 輪駆動の場合は牽引比 0.4~0.5 において最大値 60~70% となり、以後急激に減少する。これに対し 4 輪駆動の場合は牽引比 0.5~0.7 のあいだ牽引効率はほとんど変化せず、70~80% を保っている。

(v) 毎時毎牽引馬力当り燃料消費率は等しい牽引力については差は認められないが、最小燃費率は 4 輪駆動の場合のほうが少ない。

(vi) 総合的にいえば、アスファルト上における 4 輪駆動の牽引性能は 2 輪駆動よりはるかに良好であ

る。

ii) 柔軟な土壌面上における牽引性能は次の通りであった。

(i) 進行低下率は 4 輪駆動の場合が 2 輪駆動のものよりはるかに少なく、等しい進行低下率における牽引力は 2 輪駆動の 2~3 倍に達する。

(ii) 最大牽引力は 2 輪駆動の 1.2~2.4 倍 (平均 1.8 倍) であって、最大牽引比に換算すれば、2 輪駆動は 0.16~0.31、4 輪駆動は 0.26~0.60 である。

(iii) 最大力比は 2 輪駆動の 0.23~0.52 に対し 4 輪駆動は 0.29~0.70 であって、2 輪駆動の 0.9~1.7 倍 (平均 1.4 倍) である。

(iv) 最大牽引馬力は 2 輪駆動の 1.8~4.0 倍 (平均 2.7 倍) に達する。

(v) 最大牽引効率は 2 輪駆動は 2~28% であるが、4 輪駆動は 6~42% であって、2 輪駆動の 1.3~3.0 倍 (平均 1.8 倍) である。

(vi) デフロックした場合はしない場合に比較して、最大牽引力は 1.0~1.7 倍 (平均 1.3 倍)、最大力比は 1.1~1.5 倍 (平均 1.2 倍)、最大牽引馬力は 1.0~5.0 倍 (平均 2.0 倍)、最大牽引効率は 1.0~5.0 倍 (平均 2.1 倍) である。

(vii) 総合的にいえば、4 輪駆動およびデフロックの効果は柔軟地においてはかなり顕著であるが、進行低下率の低減による牽引馬力の向上も見逃せない効果である。

iii) 2 輪および 4 輪駆動デフロックの場合の柔軟地における牽引性能を、セミクローラおよびクローラと比較すると、クローラが最も良く、ついでセミクローラ、4 輪駆動および 2 輪駆動の順となった。

iv) アスファルト路面上における前輪駆動力は全駆動力の約 46% であって、静止時の前輪荷重分担率にはほぼ等しいが、牽引力が増加するに従って前輪駆動力の割合は直線的に減少する。牽引比 0.93 における前輪駆動力の分担率は 20% に低下する。

柔軟な土壌においては牽引力 0 kg の場合でも走行抵抗がかなり大きいため、ウエイト・トランスファーにより前輪の駆動力分担率は 30~40% 程度であって、この比率は牽引力の増加に従って低下する。

v) 柔軟な土壌面上を無負荷走行させた場合の沈下係数については、4 輪駆動およびデフロックの効果は認められなかったが、牽引負荷を与えた場合の沈下係数は 4 輪駆動がはるかに小さく、またデフロックの効果はわずかに認められた。

クローラおよびセミクローラと比較すると、沈下

係数の最も小さいのはクローラで、ついでセミクローラ、4輪駆動および2輪駆動の順となった。

- vi) 4輪駆動時の最小旋回半径は2輪駆動時よりわずかに大きい(1.02~1.09倍)程度であるが、4輪駆動式トラクタを2輪駆動にした場合と、2輪駆動式トラクタを比較すると、前者が約1.3倍である。
- vii) 4輪駆動時の操舵力は2輪駆動時の約1.8倍である。また旋回時に内側車輪を制動しない場合の操舵力は制動した場合の約1.2倍である。
- viii) プラウ作業における4輪駆動の進行低下率は著しく少なく、デフロックも若干の効果がある。そのため毎時耕耘体積もかなり多く、10a当り燃費は少ない。またプラウ作業時の前後車軸馬力の分布は42:58であって、後車軸の馬力は2輪駆動の場合より小さいが、前後車軸馬力の合計は4輪駆動のほうが大きい。
- ix) ロータリ耕耘作業においては4輪駆動およびデフロックの効果は認められない。なおPTO軸馬力と車軸馬力の割合は95:5であった。

3. 駆動耕耘作業

わが国の水田ではロータリ耕耘が重要な意義を持っているので、ロータリ作業機の負荷特性について調べた。

1) 土の物理性と所要動力との関連は次の通りであった。すなわち所要動力は土の剪断抵抗と直線的な関係があり、これを求めることによって所要動力を或る程度推定できる(第Ⅲ-11図)。また通常の含水量では耕耘ピッチの大小と平均土塊径とは無関係で、碎土程度はカバー等による効果が大きいと思われる(第Ⅲ-12図)。

2) 作業中の負荷の変動ははなはだしく、その絶対値も非常に大きく、トラクタに及ぼす影響は大きい。

i) PTO軸トルクはユニバーサルジョイントの影響、爪の配列と圃場の局部的条件の影響および車軸トルクなど走行状況との関連などによる3種の波を含む変動をし、その変動範囲は平均値の0~200%に達する。PTOの持続トルクの平均値は18~40kg-mであった。

ii) ロータリ作業機の推力は500~90kgであるが、瞬間的には640kgを越える。推力はロータリ軸トルクのほぼ3/4~1乗に比例する。この関係はロータリ軸トルクと進行低下率との間にも認められる(第Ⅲ-15, 16図)。

各リンクにかかる荷重はアッパーリンクが最大で、持続作業の平均値は930~150kgの引張り力が働き、瞬間的には1,700kgに達する。

iii) 車軸トルクはPTO軸トルク変動の大きな波に伴い、正負にわたって大きく変動する交番荷重となり、はなはだしいときには外見的にもぜん動運動をする。その周期はロータリ軸回転数の3.0~4.8倍である(第Ⅲ-13図)。

3) 耕耘ピッチとPTO軸トルクとの間には第Ⅲ-18図のような関係があり、ピッチの増大に伴ってPTO軸トルクは減少し、さらにピッチを増大するとPTO軸トルクは再び増大し耕耘不能となる。この間にトルクを最小にする臨界域がある。臨界域をとる耕耘ピッチの値は土の剪断抵抗によって決まる。臨界域および耕耘不能域ではぜん動運動をしない。

4) 6種類の作業機によって作業試験を行なったが上記と全く同じ結果を得た。ロータリ作業機の特性は耕耘ピッチを横軸にとり、第Ⅲ-30図~34図のように1図に表わすことができる。

引用文献

Literatures

I 柔軟地における走行性予知法

- 1) Bekker, M.G., "A Definition of Soil Trafficability", Report No.41, LLRL, OTAC, 1958.
- 2) Terzaghi, K., "Theoretical Soil Mechanics", John Wiley & Sons, 1944.
- 3) Dept. of the Army, OTAC, "A Soil Value System for Land Locomotion Mechanics", Research Report No. 5, Land Locomotion Research Lab., OTAC, 1958.
- 4) Bekker, M.G., "Theory of Land Locomotion", Univ. of Michigan Press, 1956.
- 5) Bekker, M. G., "Off-the-Road Locomotion", Univ. of Michigan Press, 1960.
- 6) Knight, S.J. & Freitag, D.R., "Measuring Soil Trafficability Characteristics", 1961 Winter Meeting ASAE.
- 7) Dept. of the Army, "Soils Trafficability", Dept. of the Army Technical Bull., 1959.
- 8) Osman, M.S., "The Measurement of Soil Shear Strength", Jour. of Terramechanics, Vol. 1, No.3, 1964.
- 9) Bailey, A. C. & Weber, J. A., "Comparison of Methods of Measuring Soil Shear Strength Using Artificial Soils", Trans. of the ASAE, 1965.
- 10) Hanamoto, B. & Janosi, Z., "Determination of k_ϕ , k_ψ , n -Values by Means of Circular Footings, Modified Procedure", Report No. 57, LLL, OTA C, 1959.
- 11) 金須正幸, "トラクタの走行可能性に関する研究", 農業機械化研究所, 1964.
- 12) 農業機械化研究所, "昭和39年度研究成績", 1965.
- 13) Dept. of the Army, "Determination of Vehicle Cone Index of John Deere Farm Tractor".

II 牽引および走行性能に関する研究

- 1) SAE Coop. Tractor Tire Test Committee, SAE Trans., Jan., 1938.
- 2) 鍋木豪夫, "トラクタの牽引性能および作業負荷

特性に関する研究", 農事試研究報告, No. 4, 1963.

- 3) 山中勇: 「小型トラクタ用鉄車輪のラグに関する基礎的研究」, 東京教育大学紀要 8 号, 1962.
- 4) 田中孝, 増田正三: 「トラクタのけん引性能に関する研究(第6報), ラグ面上の応力分布ならびに荷重との関係についての理論的考察」, 農機誌, 1964, 26(1).

III 駆動耕耘性能

- 1) 増田正三, 梅田重夫: 「トラクタのけん引性能に関する研究(第3報), 3点リンクの動特性」, 農機誌, 1964, 25(4).
- 2) 川村登: 「3点リンク・ヒッチに作用する力の測定ならびにその動特性」, 農機学会第20回総会講演要旨, 1961.
- 3) 安田与七郎他: 「ホイール型トラクタの計測結果について」, 農機学会第21回総会講演要旨, 1952.
- 4) Reece, A.R.: "A Three-point linkage Dynamometer", J. Agr. Eng. Res., 1961, 6 (1).
- 5) Scholtz, D.C.: "A Three-point Linkage Dynamometer for Mounted Implements", J. Agr. Eng. Res., 1964, 9 (3).
- 6) Söhne, W.: "Einfluß von Form und Anordnung der Werkzeuge auf die Antriebsmomente von Ackerfräsen", Grundlg. d. Landtech., 1957, 9.
- 7) 「機械工学ポケットブック」, オーム社, 1957.
- 8) Boony, J.M., Greid, D.J.: "Performance of Rotary Cultivator", J. Agr. Eng. Res., 1965, 10(1).
- 9) Söhne, W. & Thiel, R.: "Technische Problem bei Bodenfräsen", Grundlg. d. Landtechn., 1957, 9.
- 10) 安田与七郎, 他: 「電気抵抗線歪計利用トルクメータによるハンドトラクタの研究」, 農機学会第15回総会講演要旨, 1954.
- 11) 坂井純: 「ロータリー式動力耕うん機の構造性能に関する理論的考察とその応用」, 農機学会九州支部, 1962.
- 12) 鍋木豪夫: 「トラクタの牽引性能および作業負荷

- 特性に関する研究」, 農事試研究報告第4号, 1963. 3.
- 13) 土屋功位: 「ロータリ式耕耘刀による水田土壌の
耕耘性に関する研究」, 山形大学紀要(農学), 1959, 14) 鳥山正雄, 他: 「ロータベータの所要動力について」, 農機学会誌, 1961, 23 (1).

SUMMARY

The possibility of prediction of trafficability and tractive and rotary tilling performance were experimentally studied.

1. Prediction of trafficability

- 1) The SR-2 soil resistance tester was designed for the purpose of knowing the relationship between the trafficability of tractor and physical properties of soil. Cone penetration, rectangular plate sinkage, shear and friction resistance can be measured *in situ* by this tester.
- 2) The variation of measured value due to the change of penetrating speed and inclination is practically negligible.
- 3) The relation between the penetrating resistance p and base area A of cone (top angle 30° and 90°) and disk is expressed by the following equation.

$$p = \frac{2.7}{A} + q$$

The value of q depends on the soil condition and the shape of probe.

- 4) There is a hyperbolic relationship between the mean value of cone penetrating resistance and the sinkage of running device of tractor.
- 5) Nearly a linear relationship is recognized between the sinkage of rectangular plate and that of running device. The closest relationship is found between the sinkage of running device and that of small rectangular plate (25×100 mm) on which vertical force of 30 kg is applied.
- 6) The sinkage coefficient can be determined from eqs. (I-30)~(I-32) by knowing some specification of tractor. The sinkage of tractor on any soil can be assumed by measuring the sinkage of rectangular plate if the sinkage coefficient of the tractor is known.
- 7) The tractive force of tractor wheel can be calculated from the result of shear and rectangular plate sinkage tests, and the rolling resistance from the rectangular plate sinkage test. Therefore, the drawbar pull which is the difference of tractive force and rolling resistance can be assumed by the SR-2 Tester.
- 8) The following relation is recognized between the traction ratio F/W and the sinkage of rectangular plate (25×100 mm) on which vertical force of 30 kg is applied.

$$\frac{F}{W} = \frac{2}{z + 4} - 0.13$$

- 9) A proposal for the classification of trafficability of soil when the tractor is travelling without load, rotary tilling and plowing by the rectangular plate sinkage and the cone index is shown in Table I-17.

2. Tractive performance

- 1) A four wheel drive dynamometer car which has electro-magnetic retarder type loading apparatus and electric power plant was designed and constructed for the purpose of studying the tractive performance and power requirement of tractor. The drawbar pull, travelling speed, engine speed and fuel consumption can be recorded by the recording apparatus in the car. Direct reading and digital recording of instantaneous travel reduction is also possible.
- 2) The effect of several factors on the drawbar performance of tractor on artificial road was studied experimentally.

i) The drawbar pull on concrete road is considerably inferior to that on asphalt and low cost roads. The drawbar pull on ground and troweled concrete road is only 83% of that on bloomed concrete road.

ii) No difference is seen between the drawbar pull on ground concrete road in wet and dry condition until the travel reduction becomes about 10%, but the pull on wet road becomes inferior by 2 to 7% when the travel reduction is more than 10%.

iii) No difference is recognized in drawbar pull when the height of hitch is changed from 40 to 60 cm.

iv) The higher the tire inflation pressure, the larger the drawbar pull in the range of tire pressure from 0.30 to 1.47 kg/cm². Rhythmic bouncing phenomenon is seen at about 30% of travel reduction when the tire pressure is 1.47 kg/cm².

- 3) The effect of fundamental specification of tractor on the tractive performance on soft paddy field was studied.

i) The heavier the tractor, the larger the drawbar pull on concrete road. On the contrary, the heavier the tractor, the smaller the drawbar pull on soft soil as the rolling resistance increases.

ii) No difference in drawbar pull is observed by changing the front and rear axle weight ratio on concrete road, but the smaller the ratio, the larger the pull on soft soil.

iii) The larger tire is a little superior on concrete,

but the difference is significant on soft soil.

4) The drawbar and travelling performance of some steel wheels with different shape of lugs was studied on several kinds of soil conditions.

i) The steel wheel with 50° angle lugs is superior on sandy loam, but 30° lugs is superior on clay soil.

ii) The higher the lug, the larger the drawbar pull. It can be said that 10cm will be a proper height as the hard pan will be broken by too high lug.

5) The performance of four wheel drive tractor was compared with those of two wheel drive, semi-crawler and crawler tractor.

i) The drawbar performance on asphalt road was as follows.

a) The travel reduction of four wheel drive tractor is considerably less than that of two wheel drive. The drawbar pull of the former is about twice of that of the latter at the same travel reduction.

b) The maximum drawbar pull of four wheel drive tractor is 1.4 to 1.6 times as that of two wheel drive. The maximum traction ratio of four wheel drive is 0.85, while that of two wheel drive is 0.5 to 0.6.

c) Maximum force ratio of two and four wheel drive tractor is 75 and 85% respectively. The reduction of force ratio when the pull is small is less in four wheel drive.

d) The tractive efficiency of two wheel drive reaches its maximum value of 60 to 70% at the traction ratio of 0.4 to 0.5, and decreases rapidly at the larger traction ratio. In the case of four wheel drive the tractive efficiency hardly changes and keep the value between 70 to 80% during the traction ratio of 0.5 to 0.7.

e) No difference is recognized in fuel consumption per hour per drawbar horsepower at the same drawbar pull, but the minimum value is less in four wheel drive.

f) Generally speaking, the drawbar performance of four wheel drive on asphalt road is far better than that of two wheel drive.

ii) The drawbar performance on soft soil was as follows.

a) The travel reduction of four wheel drive is far less than that of two wheel drive. The drawbar pull of four wheel drive is two to three times as that of two wheel drive at the same travel reduction.

b) The maximum drawbar pull of four wheel drive is 1.2 to 2.4 (average 1.8) times as that of two wheel drive. The maximum tractive ratio of two and four wheel drive is 0.16 to 0.31 and 0.26 to 0.60 respectively.

c) The force ratio of two and four wheel drive is 0.23 to 0.52 and 0.29 to 0.70 respectively, the latter being 0.9 to 1.7 (average 1.4) times as that of the former.

d) The maximum drawbar horsepower of four wheel drive is 1.8 to 4.0 (average 2.7) times as that of two wheel drive.

e) The maximum tractive efficiency is 2 to 28 % in two wheel drive and 6 to 42% in four wheel drive, the latter being 1.3 to 3.0 (average 1.8) times as that of the former.

f) When the differential gear is locked the maximum drawbar pull is 1.0 to 1.7 (average 1.3) times, maximum force ratio is 1.1 to 1.5 (average 1.2) times, maximum drawbar horsepower is 1.0 to 5.0 (average 2.0) times and maximum tractive efficiency is 1.0 to 5.0 (average 2.1) times as those when it is not locked.

g) Generally speaking, the effect of four wheel drive and differential lock is remarkable on wet soft soil. In addition, the improvement of drawbar horsepower by the reduction of travel reduction is effective.

iii) When the drawbar performance of two and four wheel drive with differential locked are compared with semicrawler and crawler, the crawler is the best, followed by semicrawler, four wheel drive and two wheel drive.

iv) The front wheel tractive force on asphalt road is about 46% of the total tractive force, which is almost the same percentage as the front wheel weight distribution. The percentage of the front wheel tractive force decreases linearly as the drawbar pull increases, and finally it becomes 20% when the tractive ratio is 0.93.

The percentage of front wheel tractive force on soft soil is around 30 to 40% even if the tractor does not pull at all because of weight transfer as the rolling resistance is large. This percentage decreases as the pull increases.

v) The effect of four wheel drive and differential lock on the sinkage coefficient when the tractor travels on soft soil without pull is not recognized, but the sinkage coefficient of four wheel drive tractor pulling a load is considerably small and the effect of differential lock is recognized a little.

When the sinkage coefficient of two and four wheel drive is compared with crawler and semicrawler, the coefficient of the crawler is the smallest, followed by semicrawler, four and two wheel drive.

vi) The minimum turning radius of four wheel drive is a little longer (1.02 to 1.09 times) than that of two wheel drive. But when the four wheel drive tractor, of which two wheels are driven, is compared with the two wheel drive tractor, the radius

of the former is about 1.3 times as that of the latter.

vii) The force required for steering the four wheel drive is about 1.8 times as that for two wheel drive. The steering force when the inner wheel is not braked is about 1.2 times as that when braked.

viii) The travel reduction of the four wheel drive when plowing is remarkably small, and the differential lock is also effective. Therefore, soil volume tilled per hour is fairly large and the fuel consumption per 10 a is little. The horsepower distribution on the front and the rear axle when plowing is 42 : 58. This means the rear axle horsepower is less than that of two wheel drive, but the total horsepower of front and rear axle of four wheel drive is larger.

ix) The effect of four wheel drive and differential lock is not recognized when rotary tilling. The horsepower distribution on PTO shaft and wheel axle is 95 : 5.

3. Rotary tilling performance

As the power cultivating implement is most important to till the rice paddy fields in Japan, characteristics of rotary tiller was studied.

1) The effects of the soil physical properties on power requirements of PTO are as follows:

i) PTO torque is proportional to the soil shearing strength. But no linear relationship is observed between soil moisture content and the PTO torque (Fig. III-1, 2).

ii) Under usual soil moisture condition, no relation is observed between the length of tilling pitch and average size of tilled clods, except on Konosu clayey loam soil of 70% or more moisture content (dry basis) where nearly a linear relationship is observed (Fig. III-12, 27). Size of produced clods mainly depends on the structure of implement and the setting of hood and tines and not on pitch.

2) Oscillation of load under working is so tremendous, and its absolute value is also so enormous that they badly influence upon tractors.

i) The oscillation of PTO torque contains three kinds of waves under influences of universal joints,

of tine setting, of local conditions of the field and of the wheel shafts torque which alternates in relation to the travelling condition of the tractor. The PTO torque oscillates between 0 and 200% of its average value. Average values of sustained PTO torque are 18~40 kg-m.

ii) Average values of thrust of implement to the direction of travelling are 500~900 kg, but instantaneously the implement adds forward thrust of more than 640 kg to the tractor. The thrust is nearly proportional to rotary shaft torque to the $3/4$ ~1st power. The same relationship is also observed between rotary shaft torque and travel reduction of tractor (Fig. III-15, 16). The upper link is more enormously stressed than lower links. Average values of upper link stress under sustained work are 930~150 kg in tension, but instantaneous stress amount to 1,900 kg. Stresses in other links are shown in Table III-5.

iii) Wheel shaft torque of the tractor alternates between negative and positive value dependent on the slow wave of PTO shaft torque oscillation, and when the alternation becomes pronounced degree the tractor is observed to travel with peristaltic motion. The periods of these motion are 3.0~4.8 times of those of rotary shaft rotation.

3) The relation shown in Fig. III-18 is found between tilling pitch and PTO shaft torque. The PTO shaft torque decreases at first as the pitch increases, and then the torque increases again until the engine stalls if the pitch increases more. Between these two zones there is a critical zone in which PTO torque becomes minimum. The value of pitch that belongs to critical zone is dependent on the soil shearing strength of the field. No peristaltic motion of tractor is observed in the critical zone and engine stall zone.

4) Tests using six kinds of implements showed the same results as 1)~3). A proposal to show the all characteristics of a rotary tiller in one chart as shown in Fig. III-30 to III-34 was made in which the abscissas give pitch and the ordinates all other values.

乗用トラクタの走行・牽引および
耕耘性能に関する研究

—研究所報告—

昭和41年9月10日印刷

頒価 1,300円

埼玉県大宮市日進町1丁目 農業機械化研究所