



Title	駆動形ディスクティラーの耕うん性能に関する研究
Author(s)	南部, 悟; NAMBU, Satoru; 端, 俊一 他
Citation	北海道大学農学部農場研究報告, 27, 27-35
Issue Date	1991-03-25
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/13405">https://hdl.handle.net/2115/13405</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	27_p27-35.pdf



## 駆動形ディスクティラーの耕うん性能に関する研究

南部 悟・端 俊一・高井 宗宏

酒井 憲司・今野 繁雄

(北海道大学農学部農業機械学教室)

若沢 幸夫

(北海道大学農学部附属農場)

(1990年11月13日受理)

### 緒 言

駆動形ディスクティラーは1911年において、英誌<sup>1)</sup>に Landrin motor disc plough として紹介され、直径690 mm、4枚の円板を1軸ギャングとし、バリ郊外で4輪トラクタでけん引し、耕深28 cm、耕幅1.43 mという成績であったと報じている。1976年には、米誌<sup>2)</sup>に P. E. YOUNG が Dyna Til の研究成果を発表した。すなわち、複列形ディスクハローを油圧モータで駆動する方式であり、直径600 mmの花形円板(円板間かく275 mm)で、耕深15 cm、耕幅4.04 mであった。非駆動に比較してタイヤすべり率が低減し、地表の残茎を埋込み切断する効果が認められ、特に湿潤土壌において顕著であると報告している。

わが国においては、1983年にT社から駆動形ディスクの製品発表があり、その後、数社でも製品化された。それらの形態は、水田用として単列ディスクハロー(ディスクギャング左右各1台)形で、円板は4～10枚、畑用としては、1軸ギャングのディスクハロー形で、円板は4～8枚で、直径は51、56、61、66 cmである。常用耕深は水田用が12～20 cm、畑用が15～30 cmである。この作業機の主張するところでは、水田では(ア)乾土効果によるれき土全窒素の有効利用、(イ)秋耕による有機物の分解促進、(ウ)しろかき後の合理的土塊分布、(エ)過剰水分の排除であり、畑では(ア)25 cmまでの耕深の達成、(イ)秋耕の反転による団粒構造の維持と雑草の防除、(ウ)耕盤形成の防止等である。さらに、タイヤすべり率が

小さいのでエネルギー減となり、作業能率が高められる利点を強調している。

本研究においては、畑用1軸のディスクハロー形で、円板は平滑及び分割の2種を供試し、非駆動時並びに駆動時の特性を明かにすることを研究の目的とした。そのために、三点ヒッチ動力計を試作し、特に駆動時におけるギャングによる押出し力を計測比較した。

### 研究方法

#### 1. 供試機の諸元 (Table 1)

供試機は、平滑ブレードの直径が610 mmで7枚のものをA機とし、分割ブレードの直径560 mmで5枚のものをB機と称した。両者ともトラクタ直装形で、ディスクギャングはPTO駆動方式を採用している。

#### 2. 土壌条件

##### (1) 圃場 (北海道大学附属農場)

供試圃場は、短辺15 m、長辺165 mの平坦な畑地であり、前年秋に耕深25 cmまでプラウ耕し、春作業にディスクハローを2回がけの後、ロータリハローで碎土・均平にした。青刈エンバクを春まきし、実験前日の7月25日にフォレージハーベスタで青刈し、細断した茎葉は地表に散布した。土性はシルト質ロームで、含水比は34～58%と若干湿っていた。深さ15 cmまでの土壌の仮比重は1.23～1.56であった。NT4形のコーンペネトrometerによる小コーンでの円錐指数(C.I.)はFig. 1aに示すように、深さ10 cm付近での硬い地点で

Table 1. Specification of tested machines

Type		A (24×7)	B (22×5)
Length	mm	2,000	1,510
Width	mm	2,050	1,270
Height	mm	1,224	1,110
Weight	kgf	465	350
Working width	cm	175	115
Working depth	cm	15-30	10-23
Travel speed	km/h	2-5	2-6
Blade diameter	mm	610 plain disk	560
Blade number		7	5 (blade divides 3 parts)
Disk angle	deg	27	28
Tractor power	PS	30-50	25-35
PTO shaft rpm		540	540
Reduction ratio	Disk/PTO	117/540	105/540
Travel of tractor wheel		out of furrow	in the furrow

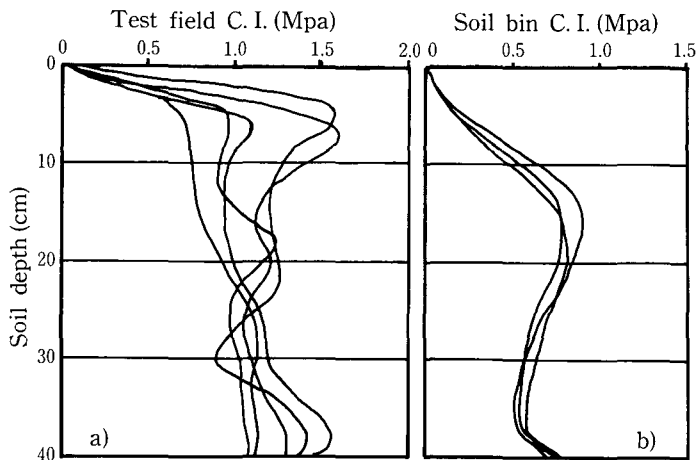


Fig. 1. Soil depth and cone index (C. I.).

1.18 MPa (12 kg f/cm<sup>2</sup>) であり、軟かい地点で 0.65~0.83 MPa (6.6~8.5 kg f/cm<sup>2</sup>) であった。

#### (2) 屋内土槽 (農機特別実験室)

土性はシルト質ロームであり、含水比は 22~27%、深さ 15 cm までの仮比重は 1.24~1.56 であった。円錐指数は Fig. 1b に示すように、深さ 20 cm までの平均値は 0.47~0.56 MPa (4.8~5.8 kg f/cm<sup>2</sup>) であり、深さ 10~20 cm における平均値は 0.69~0.78 MPa (7~8 kg f/cm<sup>2</sup>) である。硬い地点で 0.88~0.98 MPa (9~10 kgf/cm<sup>2</sup>) を示した。軟かい畑地に相当している。

### 3. 実験方法

(1) トラクタ 圃場実験では、ファーガソン

MF 65 形 2 輪駆動トラクタを使用した。機関標記出力は 43 kW であり、機関 1500 rpm での PTO 回転数は 540 rpm である。屋内土槽では、けん引車として総重量 10 トンの電動トレーリングカーを使用し、作業速度は 2 m/s まで変化させた。

#### (2) 計測装置

a. 三点ヒッチ動力計 (Fig. 2) 八角リング方式の荷重変換器によって水平並びに垂直分力を検出し、水平分力ではけん引抵抗力とディスクギャングの押し出し力が、垂直分力ではディスクギャングの浮上がり力が計測できる。八角リングの容量は 980 N·m (100 kg f·m) である。なお、フレーム構造については、生研機構森本国夫氏の動力計

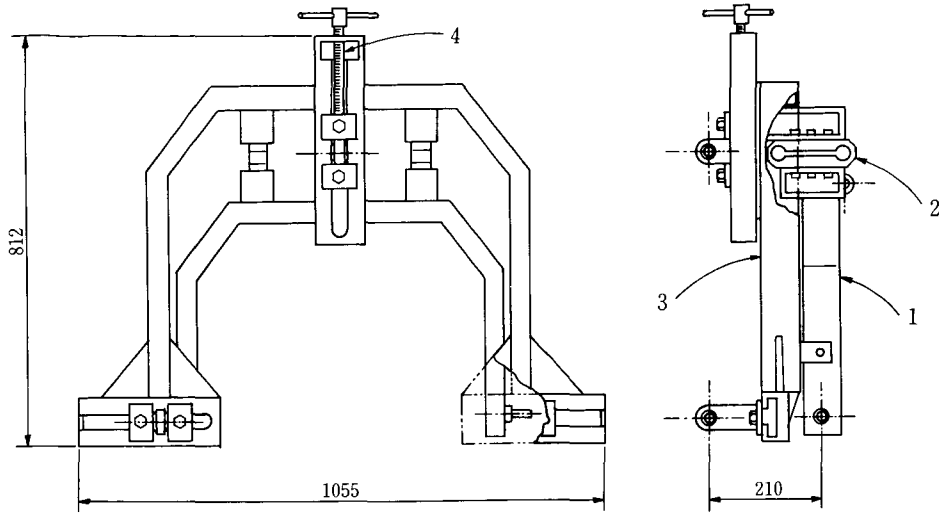


Fig. 2. Three-point hitch dynamometer.

1. Front frame (for tractor)
2. Octagonal load transducer
3. Rear frame (for implement)
4. Adjust screw for upper link pin

を参考にした。

b. PTOトルク 容量  $980 \text{ N} \cdot \text{m}$  のトルクピックアップを PTO 軸に装着し、近接スイッチにより回転数を検出した。

c. タイヤすべり率 トラクタ後輪リムに取付けた近接スイッチと第 5 輪により、タイヤ 1 回転の距離を求め、すべり率を算出した。なお、実測も併用した。

d. 作業速度 供試機に第 5 輪を取付け、ロータリエンコーダによって作業距離と作業速度とを検出した。

e. 耕深と耕幅 れき溝上縁の未耕土の角を基準とし、耕深定規及び耕幅定規によって、計測区間の 5 か所の測定点の平均値を求めた。

(3) 地表の状況 作業の地表の状況は、写真による観察に止めた。

(4) ディスクの速度比 ディスクの周速度を  $V_D(\text{m/s})$ 、作業速度を  $v(\text{m/s})$  とし、速度比  $\lambda$  は次式によって求めた。

$$\lambda = V_D/v$$

(5) 比抵抗 耕深を  $d(\text{m})$ 、耕幅を  $w(\text{m})$  とし、けん引水平分力  $F_H$  をけん引抵抗 (N) と見なせ

ば、比抵抗  $k$  は次式で示される。

$$k = F_H/d \cdot w \quad [\text{Pa}]$$

(6) 単位断面積当り PTO 動力  $L_P$

$$L_P = \frac{2 \pi nT}{60 \cdot 1000 \cdot d \cdot w} \quad [\text{kW/m}^2]$$

ここで、 $n$ : PTO 回転数 (rpm)、 $T$ : PTO トルク ( $\text{N} \cdot \text{m}$ )、 $d$ : 耕深 (m)、 $w$ : 耕幅 (m) とする。

(7) 単位体積当り全仕事 (所要エネルギー)

単位断面積当りの水平抵抗動力  $L_H$  及び PTO 動力  $L_P$  の総計を全動力  $L_H + L_P$  と呼び、これを作業速度  $v(\text{m/s})$  で除した値を全仕事 ( $\text{J/m}^3$ ) で表す。

## 結果と考察

### 1. 圃場実験

(1) 耕起断面積と PTO トルク

A 機では、耕深  $9.8 \sim 14.5 \text{ cm}$ 、耕幅  $1.67 \sim 1.78 \text{ m}$  に対し、PTO トルクは  $393 \sim 447 \text{ N} \cdot \text{m}$  ( $40.1 \sim 45.6 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ) であり、耕起断面積との関係は明白とはならなかった。耕深が  $10 \text{ cm}$  以内では、ディスク間に残耕を生じる。PTO 回転数を  $400$

rpmから600 rpmに上げると、耕深は14 cmから11 cmへと3 cm浅くなった。作業速度を上げると、浅くなり、PTOトルクの変動は小さくなる。

B機では、耕深15~21 cm、耕幅1.1~1.2 mに対して、PTOトルクは225~300 N·m(23~30.5 kgf·m)であり、耕起断面積にほぼ比例して変化する。

## (2) 比抵抗

作業速度を上げると、比抵抗も増加する。比抵抗はプラウのそれのおよそ半分に相当し、ディスク駆動による押し出しの効果によるものと認められた。B機の場合、C. I.=1.27 MPa(13 kgf/cm<sup>2</sup>)

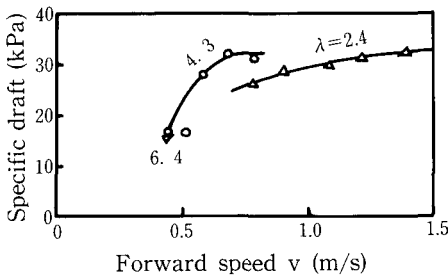


Fig. 3. Forward speed and specific draft of type B (Field).  $\lambda$ =Disk gang speed ratio

の地点では、比抵抗は29.4 kPa(0.3 kgf/cm<sup>2</sup>)を超えた (Fig. 3)。

## (3) トラクタタイヤのすべり率

A機の場合、トラクタ変速ギヤ位置が1~3速において、すべり率は-2.2~-4.5%となり、押し出し効果が認められた。B機の場合、全体で3~6%のすべり率となっており、2速でPTO回転が590 rpmのとき、耕深20 cmにおけるすべり率はゼロとなった。

## (4) れき土の反転状況 (Fig. 10~12)

A機では、PTO回転400~460 rpmにおいて良好な反転状況を示し、1速で安定した耕深の地点でのれき土反転角は90度以上となる。しかし、軟かい地点では、2速にすると浅くなり、れき土の反転は不十分となった。

1速でPTO回転520 rpmの場合に、れき土の破碎効果が現れた。

B機では、 $\lambda=0.23$ の場合にれき土の反転は不

整一となり、PTO回転500 rpm以上では、部分的な破碎と放てき作用のため、地表の凹凸が目立つ。 $\lambda=4.3$ の場合には、整一な反転状況となり、エンバク茎が地表に筋状に残される。

## 2. 屋内土槽実験

### (1) 比抵抗

A機の場合、非駆動時では $k=3.9\sim4.9$  kPa(0.04~0.05 kgf/cm<sup>2</sup>)となり、540 rpmの駆動時は硬い地点(硬軟については(7)参照)で $k=0$  kPa、軟かい地点で $k=-1\sim-4$  kPaとなった。 $v=1.2$  m/sまでは、押し出し力が強まることが認められ、この速度以上では $k$ の値はほぼ一定となった。

B機の場合に、 $v=0.4\sim1.8$  m/sにおいて、非駆動時の $k=16.7\sim20.6$  kPa(0.17~0.21 kgf/cm<sup>2</sup>)に対し、400 rpmの駆動では $k=0.98\sim13.7$  kPa(0.01~0.14 kgf/cm<sup>2</sup>)となり、 $k$ の値は1/4~1/2に減少している。しかし、540 rpmではそれほどの差は出ていない。この現象は、駆動時にギャングに沈下する力が作用し、 $F_H$ が大きくなることに原因するものと考えられる。

### (2) 単位面積当り水平抵抗動力 $L_H$ (Fig. 4a, b)

A機では、非駆動時に $L_H=1.83\sim7.72$  kW/m<sup>2</sup>(2.5~10.5 PS)となり、 $v$ に正比例して $L_H$ も増

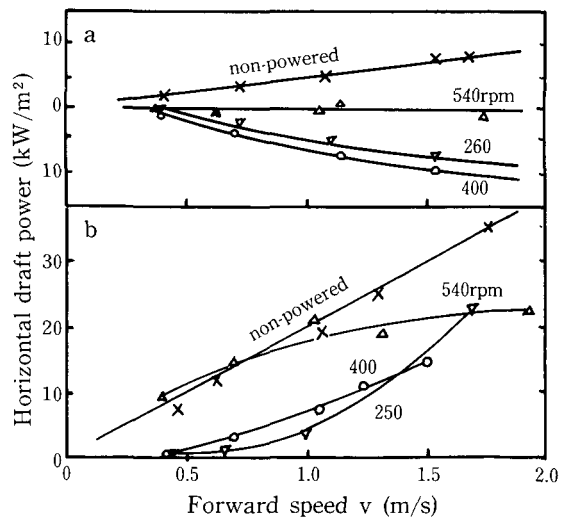


Fig. 4. Forward speed and horizontal draft power (Soil bin). a : Type A, b : Type B

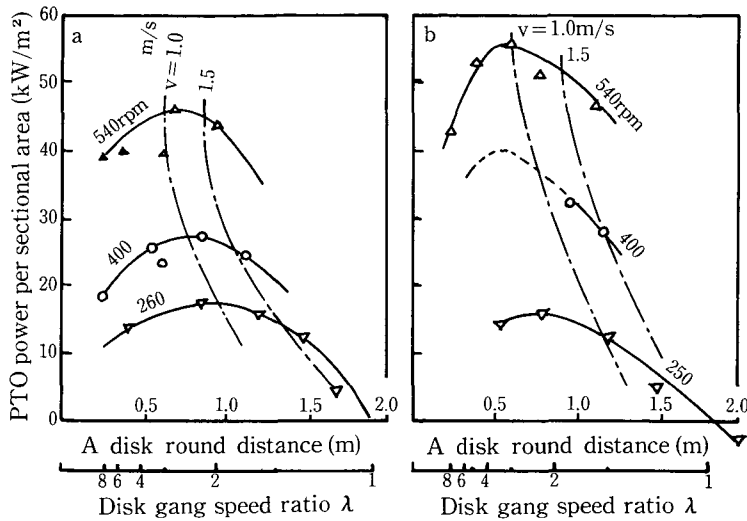


Fig. 5. PTO power per sectional area and disk gang speed ratio (Soil bin). a : Type A, b : Type B

加する。駆動時には、540 rpm において、硬地点で  $L_H$  はゼロとなり、軟地点では  $v$  の増加に反比例して  $L_H$  は減少してゆく。その原因は押し力による。

B機では、非駆動の場合に、 $L_H$  が  $v$  の増加に正比例して増加するのに対し、駆動時には 250 及び 400 rpm の場合に  $L_H$  は 1/3~1/2 に減少している。540 rpm になると、 $v$  が 1 m/s 以下では  $L_H$  は非駆動の値に近づき、1 m/s 以上としても  $L_H$  はほとんど増加しない。

(3) PTO トルク

A機では、540 rpm において 206~245 N・m (21~25 kgf・m)、400 rpm で 118~196 N・m (12~20 kgf・m)、260 rpm で 44~186 N・m (4.5~19 kgf・m) となった。

B機では、540 rpm で 132~176 N・m (13.5~18 kgf・m)、400 rpm で 98~118 N・m (10~12 kgf・m)、250 rpm で 29.4~98 N・m (3~10 kgf・m) へと減少している。

(4) 単位断面積当り PTO 動力  $L_p$  (Fig. 5a, b)

A機では、540 rpm で 36.7 kW/m<sup>2</sup> 前後、400 rpm では 18.7~27.9 kW/m<sup>2</sup>、260 rpm では 4.8~17.6 kW/m<sup>2</sup> であった。PTO 回転ごとの  $L_p$  が最大値を示す位置は、540 rpm では  $\lambda=3.2\sim4$ 、400 rpm では  $\lambda=2.6$ 、260 rpm では  $\lambda=2.3$  付近

であった。

B機では、540 rpm では 42.6~55.9 kW/m<sup>2</sup>、400 rpm では 27.9~40.4 kW/m<sup>2</sup>、250 rpm では 4.7~15.8 kW/m<sup>2</sup> となった。 $v=1$  m/s 付近において最大値を示した。250 rpm では、 $v=1.43$  m/s において  $\lambda=1$  となり、 $L_p$  はゼロとなる。これは、 $v$  の増加にともない、ブレードとれき土との摩擦によって、ギャング軸が強制的に回されるためと推定される。各 PTO 回転で  $L_p$  が最大値を示す  $\lambda$  の位置は、540 rpm で  $\lambda=3$ 、400 rpm で  $\lambda=4$ 、250 rpm で  $\lambda=2.5$  付近であった。

(5) 単位断面積当り全動力  $L_H+L_p$  (Fig. 6a, b)

A機では、非駆動時において全動力は  $v$  の増加に正比例して増加する。540 rpm では、硬い地点で  $v$  の増加とともに若干増加するが、軟かい地点では  $v$  の増加にともない若干減少する傾向が認められる。260 rpm では、 $v=1.3$  m/s において非駆動の線と交差し、これ以上の速度になると降下する。その原因としては、 $v$  の増加によって  $\lambda=1$  付近となり、ギャング軸が非駆動のけん引状態に近くなるためと考えられる。

B機では、 $v=1$  m/s における全動力を比較すれば、540 rpm で 70 kW/m<sup>2</sup>、400 rpm で 44 kW/m<sup>2</sup>、250 rpm で 18 kW/m<sup>2</sup> となった。非駆動時では、 $v$  の変化に比例して全動力は変化する。 $v=$

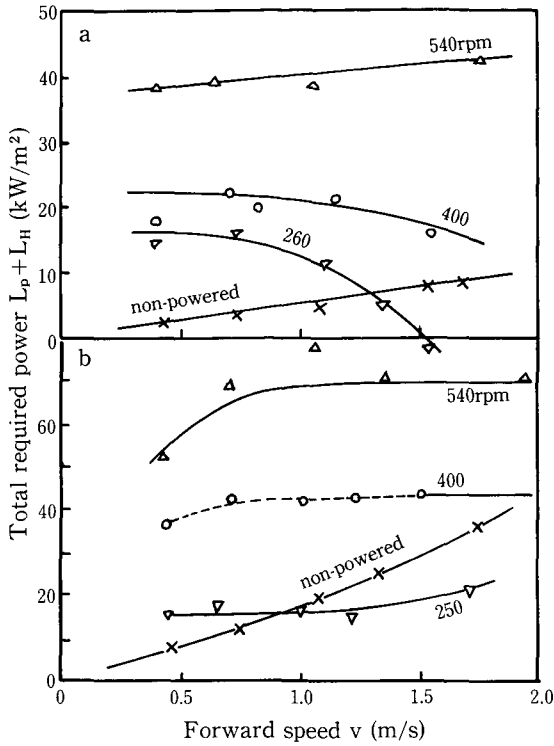


Fig. 6. Forward speed and total required power (Soil bin). a : Type A, b : Type B

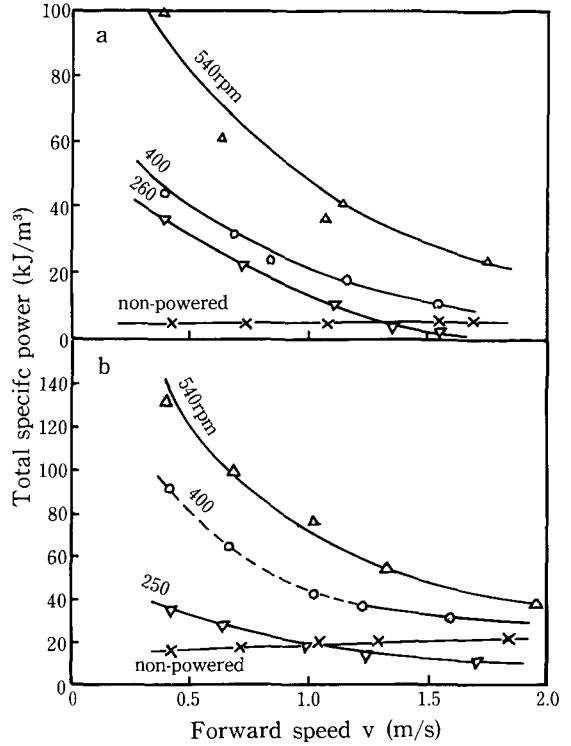


Fig. 7. Forward speed and total specific power (Soil bin). a : Type A, b : Type B

0.9 m/sにおいて250 rpmの線と交差し、 $v$ を上げると250 rpmの線よりも高い値となる。

(6) 単位耕うん体積当り全仕事 (Fig. 7a, b)

A機の場合では、Fig. 7aに示すように、 $v = 1$  m/sの値を比較すると、540 rpmで34.5~48 kJ/m<sup>3</sup>、400 rpmで22 kJ/m<sup>3</sup>、250 rpmで13.2 kJ/m<sup>3</sup>となり、 $v$ を上げると全仕事は低下する。非駆動では、 $v$ に関係なく4.4~5.1 kJ/m<sup>3</sup>であり、 $v = 1.3$  m/sにおいて260 rpmの線と交差した。

B機の増合では、Fig. 7bに示すように、 $v = 1$  m/sの値を比較すれば、540 rpmで70 kJ/m<sup>3</sup>、400 rpmで44 kJ/m<sup>3</sup>、250 rpmで15 kJ/m<sup>3</sup>となり、 $v$ を上げると、全仕事は低下する。非駆動時では、16.1~20.2 kJ/m<sup>3</sup>であり、 $v = 0.9$  m/sにおいて、250 rpmの線と交差した。

(7) 所要動力と土壌硬度との関係

A機において、硬い地点とはC. I.=0.93 MPa、軟かい地点とはC. I.=0.735 MPaのところであ

るが、前者では $L_H + L_P$ が33~40 kW/m<sup>2</sup>と後者より7 kW/m<sup>2</sup>高くなり、全仕事も11~14.7 kJ/m<sup>3</sup>高いことが判明した。

B機において、屋内土槽と圃場での $L_H + L_P$ と比較してみると、 $v = 1$  m/s、540 rpmの場合では、屋内土槽で66~70 kW/m<sup>2</sup>に対し、圃場で $\lambda = 2.4$ 及び4.3のとき、それぞれ103.6及び104.4 kW/m<sup>2</sup>であったから、屋内土槽の値のおよそ1.5倍に相当している。C. I.で比較すると、屋内土槽で0.49~0.54 MPa、圃場で0.70~1.215 MPa (平均1.02 MPa)であった。

(8) 三点ヒッチ動力計の垂直分力 (屋内土槽)

ここでは、直接検出したひずみ量の変化について記述する。A機では、非駆動の場合にすべて上向き力が作用し、駆動の場合に260及び400 rpmでは上向き力であり、540 rpmでは軟地点で $v$ を下げると下向き力から上向き力となり、硬地点ではすべて上向き力となった。すなわち、このギャ



Fig. 8. Field operation of type A (Tractor wheel out of furrow).



Fig. 9. Field test of type B with additional weight (Tractor wheel in the furrow).



Fig. 10. Soil surface after tilth by type A.  
( $v=0.4$  m/s, PTO 460 rpm,  $\lambda=7.7$ )

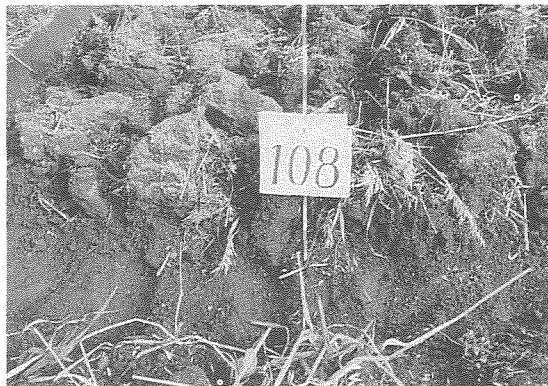


Fig. 11. Turned clods by type A.  
( $v=0.56$  m/s, PTO 460 rpm,  $\lambda=5.1$ )

ングでは  $v$  を高めると上向き力が増し、耕深が浅くなり易い。B機でもほぼ似た傾向がある。 $v$  が  $0.8$  m/s 以下では下向き力となり、 $1$  m/s 以上になると急激な上向き力となって現れる。非駆動の場合は上向きとなり、 $v=1.0\sim 1.7$  m/s ではおよそ  $2$  倍の垂直分力が作用した。



Fig. 12. Soil surface after tilth by type B.  
( $v=0.45$  m/s, PTO 460 rpm,  $\lambda=4.5$ )

## 摘 要

三点ヒッチ動力計を試作し、駆動形ディスクティラー 2 機種について、それらの性能を明かにした。結果をまとめると次のとおりである。

## 1. 圃場実験

- (1) PTO 軸トルクは A 機の場合に、耕深 9.8 ~ 14.5 cm, 耕幅 1.67 ~ 1.78 m において 0.4 ~ 0.45 kN・m である。B 機の場合に、耕深 15 ~ 21 cm, 耕幅 1.1 ~ 1.3 m において 0.225 ~ 0.3 kN・m であり、耕起断面積にはほぼ比例して変化した。
- (2) B 機の比抵抗は、作業速度にはほぼ正比例して増加する。その値は 20 ~ 29.4 kPa で、プラウの比抵抗よりも低い。
- (3) トラクタタイヤのすべり率は、A 機で -2 ~ -4 %, B 機で 0 ~ 3 % となり、ギャング駆動による押し出し効果が認められた。
- (4) ギャングの速度比  $\lambda$  と作業速度  $v$  を考慮したれき土の反転を比較すれば、A 機で  $v=0.56$  m/s,  $\lambda=5.0$  の場合に、B 機で  $v=0.5$  m/s,  $\lambda=4.3$  において良好な反転となった。

## 2. 屋内土槽実験

- (1) 比抵抗の値は、A 機の実駆動時で 5 kPa, 540 rpm でゼロとなった。B 機の実駆動時で 17 ~ 20 kPa, 540 rpm で  $v=1.2$  m/s 以上において減少した。
- (2) 水平抵抗動力は、A 機の実駆動時には、作業速度に比例して増加する。駆動時には、540 rpm でゼロとなり、400 rpm ではマイナス値となる。B 機の実駆動時には、250 及び 400 rpm で実駆動時の 1/2 ~ 1/3 に減少した。
- (3) 単位体積当り全仕事は、実駆動時には  $v$  に対してほぼ一定である。駆動時の 400 及び 540 rpm では、 $v$  に反比例して減少する。250 rpm では、A 機で  $v=1.3$  m/s, B 機で  $v=0.9$  m/s のとき、実駆動時の線と交差する。 $v=1.0$  m/s のときの全仕事は、C. I.=0.5 MPa の土槽に対し、C. I.=1 MPa の圃場の方が 1.5 倍の値を示した。

## 引用文献

1. GILBERT, M. P. : The landrin motor disc plough. *The implement and machinery review*, June 1 : 226-227. 1911
2. YOUNG, P. E. : A machine to increase productivity of a tillage operation. *Trans. ASAE* 19(6) : 1055-1061, 1976
3. PERDOK, U. D. and G. V. WERKEN : Power and labour requirements in soil tillage - A Theoretical approach. *Soil & Tillage Research* 3 : 3-25. 1983
4. 北海道中央農試：駆動型ディスクの性能, 昭和 60 年農機施設試験成績書 p.165-168, 1986
5. 権純球・坂井純・井上英二：駆動型ディスクプラウに関する基礎的研究 (第 3 報), 農機誌 52 (4) : 53-60, 1990

## Tillage Performance of Power Driven Disk Tillers

Satoru NAMBU, Shun-ichi HATA, Munehiro TAKAI  
Kenshi SAKAI, Shigeo KONNO

(Laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture, Hokkaido University, Sapporo 060, Japan)

Yukio WAKAZAWA

(Experiment Farms, Faculty of Agriculture, Hokkaido University, Sapporo 060, Japan)

(Received November 13, 1990)

### Summary

Field experiment was conducted to determine the tillage performance of power driven disk tillers. The three point hitch dynamometer was developed to measure the forces acting on tested tillers. These results were obtained as follows.

1. Field Test. (1) PTO torque of the type A varied from 0.4 to 0.45 kN-m at the working depth of 10 to 14.5 cm and the working width of 1.67 to 1.78 m. For the type B, PTO torque varied from 0.225 to 0.3 kN-m at the depth of 15 to 20 cm and the width of 1.1 to 1.2 m.

(2) As forward speed increased, the specific draft of the type B increased linearly. It varied from 20 to 29.4 kPa. These values were lesser than common value of a mouldboard plow.

(3) Tractor wheel slippage of the type A and B varied from -2 to -4% and 0 to 3%, respectively. From these results, it was clearly recognized that the tractor was pushed forward by the power driven disk.

(4) In terms of turning effect of a furrow slice,  $v=0.56$  m/s and  $\lambda=5.0$  were suitable conditions for the type A and  $v=0.5$  m/s and  $\lambda=4.3$  were suitable conditions for the type B.

2. Soil Bin Test (1) Specific draft of the type A was 5 kPa for non-driven operation and was 0 kPa for driven operation of 540 PTO rpm. Specific draft of the type B was 17 to 20 kPa for non-driven operation. And it reduced when  $V$  was large than 1.2 m/s for driven operation of 540 PTO rpm.

(2) For non-driven operation, horizontal draft force of the type of A increased linearly as the forward speed increased. For driven operation, it was zero at 540 rpm and became minus at 400 rpm. Horizontal draft of the type B at driven operation of 250 rpm and 400 rpm was reduced to 1/2 and 1/3 of the one obtained at non-driven operation, respectively.

(3) Specific work of non-driven operation was almost constant as the forward speed increased. For driven operation of 540 rpm and 400 rpm, it decreased with forward speed. At  $v=1.3$  m/s for the type A and  $v=0.9$  m/s for the type B, specific work of non-driven and driven operation showed almost same values for driven operation of 250 rpm. Specific work of C. I. = 1.0 MPa field was 1.5 times greater than that of C.I.=0.5 MPa field.