

動力耕耘機の 傾斜地牽引 및 走行特性에 關한 研究(Ⅲ)

—動力耕耘의 傾斜地 牽引性能—

Study on the Travel and Tractive Characteristics of the Two-Wheel Tractor on the General Slope Land (Ⅲ)

—Tractive Performance of Power Tiller—

宋 鉉 甲 · 鄭 昌 柱
Song, Hyun Kap · Chung, Chang Joo

Summary

To find out the power tiller's travel and tractive characteristics on the general slope land, the tractive power transmitting system was divided into the internal and external power transmission systems. The performance of power tiller's engine which is the initial unit of internal transmission system was tested. In addition, the mathematical model for the tractive force of driving wheel which is the initial unit of external transmission system, was derived by energy and force balance. An analytical solution of performed for tractive forces was determined by use of the model through the digital computer programme. To justify the reliability of the theoretical value, the draft force was measured by the strain gauge system on the general slope land and compared with theoretical values.

The results of the analytical and experimental performance of power tiller on the field may be summarized as follows;

(1) The mathematical equation of rolling resistance was derived as

$$Rr = \frac{W_z - AC \left[1 + \frac{K}{Sl} \left(e^{-\frac{sl}{K}} - 1 \right) \right] \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sl} \left(e^{-\frac{sl}{K}} - 1 \right) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}}$$

and angle of rolling resistance as

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left[\frac{2T(AcrS_0 - T) + \sqrt{(T - AcrS_0)^2 (2T)^2 - 4(T^2 - W_z^2 r^2) \times \{(T - AcrS_0)^2 - W_z^2 r^2 S_0^2 \tan^2 \phi\}}}{2(T^2 - W_z^2 r^2) S_0 \tan \phi} \right]$$

and the equation of draft force was derived as

$$P = (AC + R \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{Sl} \left(e^{-\frac{sl}{K}} - 1 \right) \right] \cos \theta_1 - \frac{W_z - AC \left[1 + \frac{K}{Sl} \left(e^{-\frac{sl}{K}} - 1 \right) \right] \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sl} \left(e^{-\frac{sl}{K}} - 1 \right) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}} - W_1 \sin \alpha$$

The slip coefficient K in these equations was fitted to approximately 1.5 on the level lands and 2 on the slope land.

(2) The coefficient of rolling resistance R_n was increased with increasing slip percent S and did not influenced by the angle of slope land. The angle of rolling resistance θ_1 was increasing sinkage Z of driving wheel. The value of θ_1 was found to be within the limits of $\theta_1=2^\circ\sim 16^\circ$.

(3) The vertical weight transferred to power tiller on general slope land can be estimated by use of the derived equation:

$$R_{pz} = \frac{\sum_{i=1}^4 W_i}{l_T} \left\{ (l_T - l) \cos \alpha \cos \beta - h \sin \alpha \right\} - W_1 \cos \alpha \cos \beta$$

The vertical transfer weight R_{pz} was decreased with increasing the angle of slope land. The ratio of weight difference of right and left driving wheel on slope land, $\lambda = \frac{W_{Lz} - W_{Rz}}{W_z}$, was increased from $\lambda=0$ to $\lambda=0.4$ with increasing the angle of side slope land ($\beta=0^\circ\sim 20^\circ$).

(4) In case of no draft resistance, the difference between the travelling velocities on the level and the slope land was very small to give 0.5m/sec, in which the travelling velocity on the general slope land was decreased in curvilinear trend as the draft load increased. The decreasing rate of travelling velocity by the increase of side slope angle was less than that by the increase of hill slope angle α ,

(5) Rate of side slip by the side slope angle was defined as $S_r = \frac{S}{l_s} \times 100(\%)$, and the rate of side slip of the low travelling velocity was larger than that of the high travelling velocity.

(6) Draft forces of power tiller did not affect by the angular velocity of driving wheel, and maximum draft coefficient occurred at slip percent of $S=60\%$ and the maximum draft power efficiency occurred at slip percent of $S=30\%$. The maximum draft coefficient occurred at slip percent of $S=60\%$ on the side slope land, and the draft coefficient was nearly constant regardless of the side slope angle on the hill slope land. The maximum draft coefficient occurred at slip percent of $S=65\%$ and it was decreased with increasing hill slope angle α . The maximum draft power efficiency occurred at $S=30\%$ on the general slope land. Therefore, it would be reasonable to have the draft operation at slip percent of $S=30\%$ on the general slope land.

(7) The portions of the power supplied by the engine of the power tiller which were used as the source of draft power were 46.7% on the concrete road, 26.7% on the level land, and 13~20% on the general slope land ($\alpha=0\sim 15^\circ$, $\beta=0\sim 10^\circ$), respectively. Therefore, it may be desirable to develop the new mechanism of the external power transmitting system for the general slope land to improved its performance.

要 約

動力耕耘機가 一般 傾斜地에서 牽引走行하는 경

우 牽引性能과 走行特性을 究明하기 위하여 土壤의 種類 및 狀態는 一定하게 하고 地面의 幾何學的 條件과 牽引走行速度 및 牽引荷重을 變數로 하여 外部動力傳達系의 始點인 左右車輪과 土壤間에 發生

하는 車輪驅動力 및 굴림저항과 Engine에서 驅動輪까지 内部傳達系를 通하여 傳達된 動力의 理論值와 實驗值와의 附合與否를 檢定하고 附加的으로 動力耕耘機가 傾斜地機械化의 動力機로써의 可能性與否와 問題點을 찾으려 한다.

1. 牽引理論

動力耕耘機의 車輪과 耕地面과의 接觸面에서 發生하는 力學的 平衡關係로 부터 牽引을 分析하기 위하여 Fig. 17과 같이 驅動車輪과 土壤과의 關係를 하나의 動力 傳達系로 생각하였다.

이 系에 供給된 動力은 有用 및 無用 Energy로 이 系를 떠나며 이들 出入動力은 항상 平衡을 이룬다.

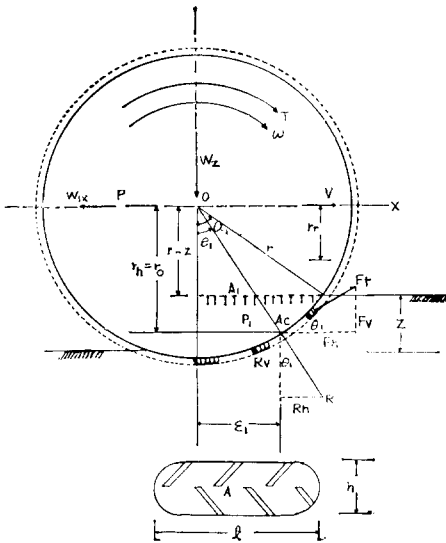


Fig. 17. Proposed force diagram of a pneumatic traction wheel on a deformable soil surface.

機械의 動力은 Fig. 18과 같은 内部動力 傳達系를 通하여 熱機關으로부터 回轉速度 w와 回轉偶力 Tw의 形態로 車輪軸에 供給된다.

外部 轉達系의 始點인 驅動車輪과 土壤과의 接觸面에는 Fig. 17과 같이 車輪 回轉方向과 反對 方向의 接線力과 車輪中心을 向하는 法線力의 二方向力이 모든 接觸點에 作用한다.

1.5kg/cm²의 공기壓을 가지고 있는 고무 tire의 變形은 耕地面의 土壤變形에 比하여 대단히 적기때문에 動力耕耘機 車輪을 剛體로 생각할 수 있으며 앞에서 말한 二方向 分布力이 어느 한점에 集中하

는 것으로 생각하면 Fig. 17에서 보는 바와 같이 이들 合力의 作用點은 法線反力方向과 x軸이 이루는 角 theta_1에 依하여 그 位置가 決定되며 이 點이 着力點이 된다.

이와 같은 狀態에서 作動하는 外部 動力 傳達系는 力部 傳達系로 부터 供給받은 動力을 기초로 有效動力으로는 牽引力을 發生하며 나머지 動力은 미끄럼과 흠다짐管 여러가지 損失要因에 依하여 無用 Energy로 바뀐다.

이들 損失은 驅動輪 進行方向과 反對의 方向으로 作用하는 土壤反力의 水平分力으로 정의⁽²²⁾ 되는 구름 抵抗으로 생각할 수 있다.

또한 一般傾斜地에서는 耕耘機 自重을 移動하는데 많은 動力이 所要된다.

이와같은 力學的 現象을 考慮하여 單位時間동안의 에너지 平衡式으로 表示하면 다음과 같다.

$$T_w \times w = pv + w_{1x}v + SS \dots\dots\dots(46)$$

여기서

- T_w \times w = 供給動力
- SS = 非可用性動力
- pv = 可用性動力(牽引力)
- W_{1x}v = 動力耕耘機의 自重을 移動시키는데 所要되는 動力
- T_w = 驅動輪의 軸偶力(kg-m)
- p = 牽引力(kg)
- v = 動力耕耘機의 走行速度(m/sec)
- w = 驅動輪의 回轉角速度(rad/sec)
- W_{1x} = 動力耕耘機自重의 x方向分力(kg)

(46) 式을 힘의 平衡式으로 整理하면 다음式을 얻는다.

$$F_h = p + W_{1x} + R_h \dots\dots\dots(47)$$

(47) 式을 牽引力 p에 關하여 정리하면 다음과 같다.

$$p = F_h - R_h - W_{1x} \dots\dots\dots(48)$$

- R_h = 구름抵抗力 (kg)
- F_h = 水平方向의 soil thrust (kg)
- W_{1x} = W \sin \alpha

(48) 式中 F_h와 R_h를 土壤剪斷應力-變形量關係式⁽²⁸⁾

$$J = (c + p \tan \phi) (1 - e^{-k/J}) \dots\dots\dots(49)$$

을 利用分析코져 한다.

가. 牽引方向의 soil thrust (F_h)

驅動車輪이 土壤과 接觸하여 牽引走行할때 tire

tread에 의한 토양의 剪斷變形은 Fig. 17의 接地部에서 보는 바와같이 接地面位置 x 에 따라 연약地盤을 除外하고는 $\varepsilon = s \cdot x^{(6)}$ 와 같이 走行低下比 s 와 土壤變形量과는 線型 關係를 갖는다.

(49)식을 任意的 接地長 x 에 關하여 積分하면 土壤剪斷力 F_t 는 다음 式으로 表示된다.

$$F_t = b \int_0^l J dx = b \int_0^l (c + p \tan \phi) (1 - e^{-\frac{sx}{k}}) dx$$

$$F_t = (AC + AP \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \dots \dots (50)$$

Fig. 17을 參考하면 다음 式이 成立한다.

$$F_h = F_t \cos \theta_1 \dots \dots \dots (51)$$

(50) 式을 (51) 式에 代入하면 다음 式이 된다.

$$F_h = (AC + AP \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \cos \theta_1 \dots \dots \dots (52)$$

- 여기서, $\varepsilon = Sx$: Displacement of soil (cm)
- S = Travel reduction (%)
- K = Modulus due to displacement (cm)
- b = width of tire (cm)
- r = Rolling radius (cm)
- l = Contact length between soil and driving wheel (cm)
- x = 車輪과 토양간의 접촉시점을 기준으로 한 접촉장의 임의의 위치
- F_v = Vertical friction force (vertical component of F_t) (kg)
- θ_1 = Angle of rolling resistance (degree)
- $A = 0.98bl$: Contact surface area between soil and driving wheel (cm²)
- C = Cohesion of soil (kg/cm²)
- ϕ = Internal friction angle of soil (radian)
- P = Radial pressure on the wheel (kg/cm²)
- AP = Soil reaction force in radial direction of the driving wheel

나. 구름抵抗(R_h)

半徑方向的 土壤反力 R 의 水平分力이 구름抵抗이 된다. Fig. 17에서 Z 軸方向 分力の 平衡關係를 맺으면

$$W_z = R \cos \theta_1 + F_t \sin \theta_1 \dots \dots \dots (53)$$

(53) 式에 (50) 式을 代入하고 R 에 關하여 整理하면 다음과 같다.

$$R = \frac{W_z \sec \theta_1 - AC \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \tan \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \tan \theta_1 + 1} \dots \dots \dots (54)$$

$$R_h = R \sin \theta_1 \dots \dots \dots (55)$$

(55) 式에 (54) 式을 代入하면 구름抵抗에 關한 다음 式을 얻는다.

$$R_h = \frac{W_z = AC \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}} \dots \dots \dots (56)$$

다. 牽引力(P)

(48) 式에 (52)과 (56) 式을 代入하면 牽引力에 關한 다음 式을 얻는다.

$$P = (AC + R \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \cos \theta_1$$

$$\frac{W_z - AC \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}} - W_1 \sin \alpha \dots \dots \dots (57)$$

(57) 式에 포함되어 있는 K, l, A, θ_1, W_z 를 既知項과 關係를 맺으면 다음과 같다.

1) 미끄럼 係數(K)

미끄럼 係數 K 를 求하기 위하여 (49) 式을 土壤變形量 ε 로 微分하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{dJ}{d\varepsilon} \right)_{\varepsilon=0} = \frac{1}{K} (C + P \tan \phi) \dots \dots \dots (58)$$

(58) 式은 土壤剪斷應力-變形量 曲線의 원점에서 的 接線 기울기이다.

이 關係를 利用하여 實驗園場의 土壤을 對象으로 土壤變形量에 따른 剪斷應力 曲線을 만들어 Fig. 19와 같이 미끄럼 係數 K 를 求한다.

2) 驅動車輪의 沈下量(Z)

(1) 靜的沈下量(Z_1)

V.V. Kacigin⁽⁸⁷⁾과 V.V. Guskov에 依하면 土壤의 沈下抵抗과 靜的沈下量 Z_1 과의 關係는 다음과 같다.

$$P_1 = P_0 \tan k \frac{h}{P_0} Z_1 \dots \dots \dots (59)$$

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \frac{Z_{10}}{y} \\ k &= \frac{P_{10}}{Z_{10} y} \tanh^{-1}(y) \\ y &= \sqrt{\left(\frac{2P_{10}}{P_{15}} \right) - 1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (60)$$

$(\frac{k}{P_0}Z_1)$ 의 값이 적은 경우 (59)식은 다음과 같이 쓸수 있다.

$$P_1 \doteq P_0 \left(1 - e^{-\frac{kZ_1}{P_0}} \right) \dots\dots\dots(61)$$

Fig. 17에서 軸方向 接地壓 P_1 를 求하면 다음과 같다.

$$A_1 = b \sqrt{r^2 - (r - Z_1)^2} = bZ_1^{\frac{1}{2}} (2r - Z_1)^{\frac{1}{2}}$$

$$P_1 = \frac{W_z}{A_1} = \frac{w_z}{b} Z_1^{-\frac{1}{2}} (2r - Z_1)^{-\frac{1}{2}}$$

여기서 A_1 는 車輪接地面의 投影面積이다.

여기서 靜的 沈下量 Z_1 은 meter 單位로 $0 \leq Z_1 \leq 1$

범위에 있게 되므로 $(2r - Z_1)^{-\frac{1}{2}} \doteq (2r)^{-\frac{1}{2}}$ 이 된다.

$$\therefore P_1 \doteq \frac{W_z}{b} Z_1^{-\frac{1}{2}} (2r)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(62)$$

(62)식을 (61)식에 代入하고 Z_1 에 關하여 整理하면 다음과 같다.

$$\frac{W_z Z_1^{-\frac{1}{2}}}{b} (2r)^{-\frac{1}{2}} = P_0 \left(1 - e^{-\frac{kZ_1}{P_0}} \right) \dots\dots\dots(63)$$

따라서,

$$Z_2^{\frac{1}{2}} + e^{\frac{kZ_1}{P_0}} = \frac{W_z}{b \sqrt{2r}} \dots\dots\dots(64)$$

(64)式中 $\frac{k}{P_0}$ 값은 貫入試驗을 通하여 求할 수 있

으며 本實驗에서는 다음과 같이 求하였다.

$$Z_{10} = 10\text{cm}, P_{10} = 9\text{kg/cm}^2$$

$$Z_{15} = 15\text{cm}, P_{15} = 9.68\text{kg/cm}^2$$

이 實驗值를 (60)식에 代入하여 $\frac{k}{P_0} = 0.126$ 을 求하였다.

(2) Slip沈下量 (Z_2)

牽引走行時 驅動車輪은 slip를 일으키며 이때 tire tread는 흙을 파고 沈下하게 된다.

實點을 通하여 다음과 같은 slip沈下量 關係를 얻었다.

$$Z_2 = b_1 S + C_1 \dots\dots\dots(65)$$

여기서 $Z_2 = \text{Sinkage by slip}$

b_1, C_1 는 土壤의 種類에 따라 달라지는 常數이다.

本實驗에서는 $b_1 = 0.05, C_1 = 2$ 이였으며 Z_2 는 다음과 같다.

$$Z = 0.05S + 2 \dots\dots\dots(66)$$

以上과 같은 靜的 沈下量과 slip沈下量을 考慮한 全沈下量 Z 는 다음과 같이 된다.

$$Z = Z_1 + Z_2 = Z_1 + 0.05S + 2 \dots\dots\dots(67)$$

3) 車輪 接地面積(A)

車輪 接地長 l 및 接地面積 A 는 車輪의 크기과

沈下量에 依하여 다음과 같이 沈할 수 있다.

Fig. 17를 參考하여

$$l = r \alpha_1 \dots\dots\dots(68)$$

$$Z = r - r \cos \alpha_1$$

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{180} \cos^{-1} \left(1 - \frac{Z}{r} \right) \text{ (rad)} \dots\dots\dots(69)$$

(68)식에 (69)식을 代入하면,

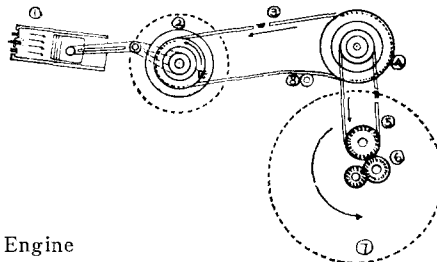
$$l = 0.01744 r \cos^{-1} (1 - Z/r) \dots\dots\dots(70)$$

$$A = 0.986l \dots\dots\dots(71)$$

(71)에 (70)을 代入하면,

$$A = 0.0176 r \cos^{-1} \left(1 - \frac{Z}{r} \right) \dots\dots\dots(72)$$

여기서 $\alpha_1 = \text{Sinkage angle}$



- ① Engine
- ② Crank shaft, fly wheel, V belt pulley
- ③ V belt
- ④ V belt pulley, chain sprocket
- ⑤ Chain
- ⑥ Transmission gear
- ⑦ Traction wheel
- ⑧ Tension pulley
- ⑨ Clutch and brake

Fig. 18. Internal power transmitting system of power tiller.

4) 구름抵抗 驅(θ_1)

驅動車輪 接地面에서는 接線方向과 半徑方向의 土壤反力이 分布되어 作用한다. 이 分布力이 點에 集中하여 作用하는 것으로 생각하여 그 點을 着力點으로 하였으며 半徑方向 土壤反力이 Z 軸과 이루는 角을 구름抵抗角 θ_1 이라고 定義하였다.

車輪 中心을 지나고 地面에 垂直한 Z 軸과 着力點에 作用하는 半徑方向 土壤反力 R 과 이루는 구름抵抗角 θ_1 을 分析하여야 비로소 구름저항 R_k 와 牽引力 P 를 地面 傾斜角 α, β 와 走行抵下比 S 만의 函數로 表示할 수 있게 될 것이다.

Fig. 17을 參考하여 驅動車輪의 偶力 및 垂直力의 平衡式을 利用하면 θ_1 을 얻을 수 있다.

$$T = F_t \cdot r \dots\dots\dots(73)$$

$$F_t \sin \theta_1 + R \cos \theta_1 = W_z \dots\dots\dots(74)$$

(74)식에 (73)식과 (54)식을 代入하면 다음 關係式을 얻는다.

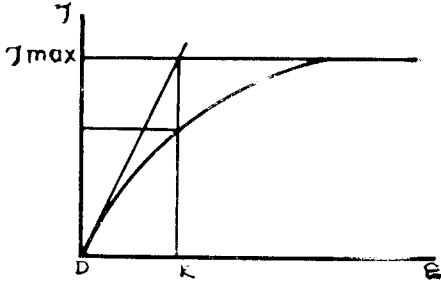


Fig. 19. Typical shear stress-displacement curve to determine K.

$$\left(\frac{T}{r} \sin \theta_1 - W_z\right) \tan \phi \left[1 + \frac{K}{SI} (e^{-\frac{SI}{K}} - 1)\right] \tan \theta_1 + \left[\frac{T}{r} - AC \left\{1 + \frac{K}{SI} (e^{-\frac{SI}{K}} - 1)\right\}\right] \sin \theta_1 = 0 \dots (75)$$

여기서 $1 + \frac{K}{SI} (e^{-\frac{SI}{K}} - 1) = S_0$ 로 하고 θ_1 에 關하여 정리하면 다음과 같다.

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left\{ \frac{2T \times (ACrS_0 - T) + \sqrt{(T - ACrS_0)^2}}{2(T^2 - W_z^2 r^2) S_0 \tan \phi} \right. \\ \left. \frac{(2T)^2 - 4(T^2 - W_z^2 r^2) \{(T - ACrS_0)^2 - W_z^2 r^2 S_0^2 \tan^2 \phi\}}{\dots} \right\} \dots (76)$$

5) 구름저항 距離(ϵ_1)

着力點과 Z 軸間的 地面에 對한 水平距離를 구름저항 距離 ϵ_1 라 하면 다음 關係를 갖는다.

$$\epsilon_1 = r \sin \theta_1 \dots (77)$$

라. 驅動車輪에 作用하는 動的荷重

Fig. 20와 같은 動力경운기-트레일러系가 一般傾斜地를 牽引走行하는 경우 地面에 垂直으로 作用하는 驅動車輪 反力은 牽引 性能에 決定的인 影響을 주므로 (57)式中 차륜 反力에 影響을 받는 諸項을 全體系의 幾何學的 寸수와 地面 경사각 α, β 로 表示하기 위하여 다음과 같이 이를 求하였다.

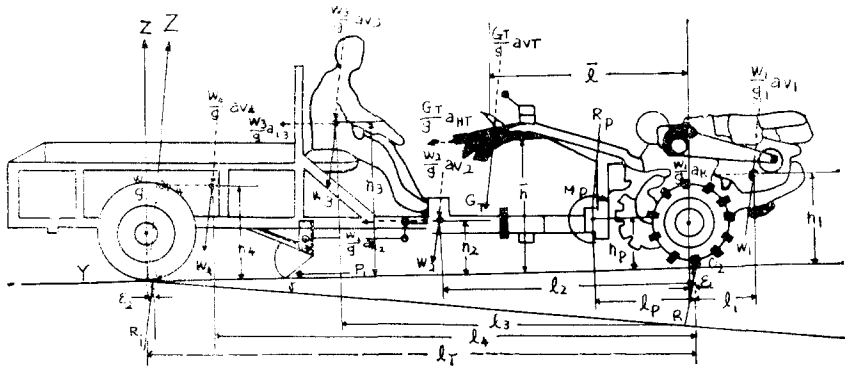


Fig. 20. The geometric configuration and forces exerted on power tiller-trailer system

- 1) 動力 耕耘機의 車輪反力(R_0)
傾斜地面이 平坦하여 垂直 方向 加速度 $a_v = 0$ 이고

$$l = \frac{\sum_{i=2}^n W_i l_i - W_1 l_1}{\sum_{i=1}^n W_i}$$

$$\bar{h} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i h_i}{\sum_{i=1}^n W_i} \dots (78)$$

$$G_T = \sum_{i=1}^n W_i$$

牽引走行速度를 一定하게 유지하여 地面에 平行한 加速度 $a_H = 0$ 인 條件下에서 車輪反力을 分析하였다 全體系의 自重 G_T 의 作用點 位置는 다음과 같다. (Fig. 20 참고).

여기서 l = 경운기 車輪軸에서 全體系의 重心까지의 x 方向 距離 (m)

\bar{h} = 地面에서 全體系의 重心까지의 Z 方向거리 (m)

Trailer 車輪의 着力點 0_1 을 中心으로 moment vector 를 取하면 다음 式을 얻는다. (여기서 $\epsilon_1 \doteq \epsilon_2$ 로 假定함)

$$l_T \hat{i} \times (R_{01} \hat{j} + R_{02} \hat{j} + R_{03} \hat{k}) = \{(l_T - l) \hat{i} + \bar{h} \hat{k}\} \times (G_T x \hat{i} + G_T y \hat{j} + G_T z \hat{k}) \dots (79)$$

二方向 傾斜地에 놓인 全體系의 自重 G_T 의 x, y, z 分力은 앞에서 誘導한 (10)式에 의하여 다음과 같 이된다.

$$\left. \begin{aligned} G_{Tx} &= \sum_{i=1}^4 W_i \sin\alpha \\ G_{Ty} &= \sum_{i=1}^4 W_i \cos\alpha \sin\beta \\ G_{Tz} &= \sum_{i=1}^4 W_i \cos\alpha \cos\beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (80)$$

(79)式에 (80)式을 代入하고 驅動車輪의 各方向反力 R_{ox}, R_{oy}, R_{oz} 에 關하여 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} R_{ox} &= \frac{\sum_{i=1}^4 W_i}{l_T} \{ (l_T - \bar{l}) \cos\alpha \cos\beta - \bar{h} \sin\alpha \} \\ R_{oy} &= \frac{(l_T - \bar{l})}{l_T} \sum_{i=1}^4 W_i \cos\alpha \sin\beta \\ R_{oz} &= W_i \sin\alpha + P \end{aligned} \right\}$$

여기서 $P = P_1 + \sum_{i=2}^4 W_i \sin\alpha$ (Fig. 20 참고)
 $P_1 =$ 牽引 抵抗車의 抵抗
 $P =$ Hitch point에 作用하는 牽引方向反力 (牽引力)

2) 荷重 轉移 (Weight transfer)

動力耕耘機-트레일러 系가 一般傾斜地를 牽引走 行하는 경우 hitch점에는 Fig. 21과 같이 6分力이 作用 하게 되며 이들 分力은 左右驅動車輪의 接地部에 x, y, z 方向分力으로 轉移된다.

그中 z 方向 分力은 驅動力 增加에 큰 영향을 준다.

hitch점에 作用하는 3分力 R_{px}, R_{py}, R_{pz} 를 求하면 다음과 같다 (Fig. 20參考)

$$\begin{aligned} \vec{R}_p + \vec{W}_1 - \vec{R}_0 &= 0 \\ R_{px}\hat{i} + R_{py}\hat{j} + R_{pz}\hat{k} &= (R_{ox}\hat{i} + R_{oy}\hat{j} + R_{oz}\hat{k}) \\ - (W_{1x}\hat{i} + W_{1y}\hat{j} + W_{1z}\hat{k}) &\dots\dots\dots (82) \end{aligned}$$

(82)式을 R_p 에 關하여 정리하고 (81)式과 (10)式을 代入하면 다음 式을 얻는다.

$$\left. \begin{aligned} R_{pz} &= \frac{\sum_{i=1}^4 W_i}{l_T} \{ (l_T - l) \cos\alpha \cos\beta - \bar{h} \sin\alpha \} - W_{1z} \\ &\quad \cos\alpha \cos\beta \\ R_{py} &= \frac{(l_T - l)}{l_T} \sum_{i=1}^4 W_i \cos\alpha \sin\beta - W_{1y} \cos\alpha \sin\beta \\ R_{px} &= \sum_{i=2}^4 W_i \sin\alpha + P_1 = P \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (83)$$

hitch점 P 에 作用하는 3方向의 모멘트를 M_{px}, M_{py}, M_{pz} 라고 하면 이들 各各의 關係式은 Hitch point를 中心으로 한 各方向의 모멘트를 取하여 구할 수 있다 (Fig. 20參考)

$$\vec{M}_p = (l_p \hat{i} - h_2 \hat{k}) \times \vec{R}_0 - (l_p + l_1) \hat{i} + (h_1 - h_2) \hat{k} \times \vec{W}_1 \dots\dots\dots (84)$$

(84)式에서 M_{px}, M_{py}, M_{pz} 에 關하여 整理하면, 傾斜地面이 平坦하다는 假定에 依하여

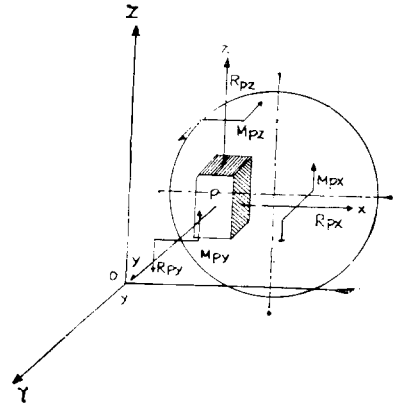


Fig. 21. Three moments and three force components at the hitch point of power tiller when the tiller-trailer system is travelling on the general slope land.

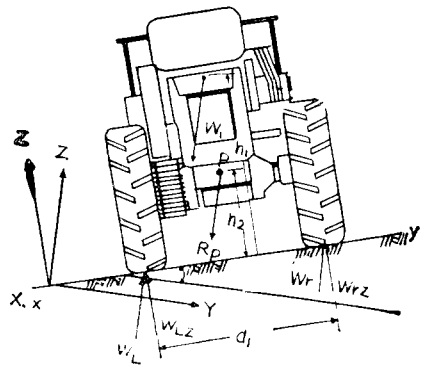


Fig. 22. The figure shows the geometry and forces for the tiller on the general slope land.

$$\left. \begin{aligned} M_{px} &\doteq 0, \\ M_{py} &= (l_p + l_1) W_{1z} - (l_p \vec{R}_{oz} + h_2 R_{cx}) - (h_1 - h_2) W_{1x} \\ M_{pz} &= l_p R_{oy} - (l_p - l_1) W_{1y} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (85)$$

以上の 6分力中 左右 驅動車輪에 實際로 轉移된 荷重은 R_{py} 와 R_{pz} 이었다.

3) 左右 驅動車輪의 垂直反力(W_{Lz} , W_{Rz})

Fig. 22에서 R_p 는 트레일러 部位에서 耕耘機로 移動하여온 轉移荷重이며 W_1 은 耕耘機 自重이다.

動力耕耘機의 溪谷側車輪(左側車輪)과 山側車輪(右側車輪)의 地面에 對한 垂直反力을 分析하면 다음과 같다(Fig. 22參考)

$$d_1 \hat{i} \times \bar{W}_L + \left(-\frac{d_1}{2} \hat{j} + h_2 \hat{k}\right) \times \bar{R}_p + \left(-\frac{d_1}{2} \hat{i} + h_1 \hat{k}\right) \bar{W}_1 = 0, \text{ 다시 整理하면}$$

$$\begin{Bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & d_1 & 0 \\ W_{Lx} & W_{Ly} & W_{Lz} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & -\frac{d_1}{2} & h_2 \\ R_{px} & R_{py} & R_{pz} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & -\frac{d_1}{2} & h_1 \\ W_{1x} & W_{1y} & W_{1z} \end{Bmatrix} = 0$$

윗 式을 정리하고 垂直力의 平衡을 取한다.

$$\left. \begin{aligned} W_{Lz} &= \frac{1}{2} (R_{pz} + W_{1z}) + \frac{h_1}{d_1} W_{1y} + \frac{h_2}{d_1} R_{py} \\ W_{Rz} &= \frac{1}{2} (R_{pz} + W_{1z}) - \frac{h_1}{d_1} W_{1y} - \frac{h_2}{d_1} R_{py} \\ W_z &= R_{pz} + W_{1z} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (86)$$

윗 式을 다른 項으로 整理하면

$$\left. \begin{aligned} W_{Lz} &= \frac{1}{2} R_{oz} + \frac{h_1}{d_1} W_{1y} + \frac{h_2}{d_1} (R_{oy} - W_{1y}) \\ W_{Rz} &= \frac{1}{2} R_{oz} - \frac{h_1}{d_1} W_{1y} + \frac{h_2}{d_1} (R_{oy} - W_{1y}) \\ W_z &= R_{oz} = W_{Lz} + W_{Rz} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (87)$$

4) 左右驅動車輪의 分擔牽引力(P_L , P_R)

平地에서는 左右車輪의 驅動力이 같으나 傾斜地에서는 左右車輪의 垂直反力이 다르기 때문에 左右車輪 驅動力 및 구름抵抗이 다르며 同時에 分擔牽引力이 傾斜度에 따라 달라진다.

(1) 左右車輪의 驅動力(F_{hL} , F_{hR})

(86)式의 W_{Lz} 와 W_{Rz} 를 (64)式에 代入하여 Z_{1L} , Z_{1R} 를 求하고 이를 (72)式에 代入하여 左右車輪 接地面積 A_L , A_R 를 求한 다음 (76)式에서 θ_{1L} , θ_{1R} 를 求하여 (52)式에 代入하면 左右車輪의 驅動力 F_{hL} , F_{hR} 은 다음과 같다.

$$F_{hL} = (A_L C + A_L P \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{S L_L} (e^{-\frac{S L_L}{K}} - 1) \right] \cos \theta_{1L}$$

$$F_{hR} = (A_R C + A_R P \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{S I_R} (e^{-\frac{S I_R}{K}} - 1) \right] \cos \theta_{1R} \dots (88)$$

(2) 左右車輪의 구름抵抗(R_{hL} , R_{hR})

앞에서와 같은 方法으로 A_L , A_R 및 θ_{1L} , θ_{1R} 을 求하여 (56)式에 代入하면 左右車輪 구름抵抗 R_{hL} 와 R_{hR} 은 다음과 같다.

$$R_{hL} = \frac{W_{Lz} - A_L C \left[1 + \frac{K}{S I_L} (e^{-\frac{S I_L}{K}} - 1) \right] \sin \theta_{1R}}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{S I_L} (e^{-\frac{S I_L}{K}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_{1L}}}$$

$$R_{hR} = \frac{W_{Rz} - A_R C \left[1 + \frac{K}{S I_R} (e^{-\frac{S I_R}{K}} - 1) \right] \sin \theta_{1R}}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{S I_R} (e^{-\frac{S I_R}{K}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_{1R}}} \dots (89)$$

(3) 分擔牽引力 (P_L , P_R)

左右車輪의 分擔牽引力은 (88)式과 (89)式으로 表現하면 다음과 같다.

$$P_L = F_{hL} - R_{hL} \dots\dots\dots (90)$$

$$P_R = F_{hR} - R_{hR} \dots\dots\dots (91)$$

$$P = P_L + P_R - W_1 \sin \alpha \dots\dots\dots (91)$$

(91)式은 二方向 傾斜角 α , β 와 走行低下比의 S 의 數로된 平地 및 一般傾斜地에서의 動力耕耘機의 牽引力에 關한 數學的模型이다.

여기서 R_{px} 는 헛치짐에 作用하는 x 方向 分力(kg)

$$R_{py} = \dots \dots y \dots \dots \text{ (kg)}$$

$$R_{pz} = \dots \dots z \dots \dots \text{ (kg)}$$

$$M_{px} = \dots \dots x \text{ 方向모멘트 (kg-m)}$$

$$M_{py} = \dots \dots y \dots \dots \text{ (kg-m)}$$

$$M_{pz} = \dots \dots z \dots \dots \text{ (kg-m)}$$

$$R_0 = \text{경운기 車輪反力(kg)}$$

$$W_{Lz} = \text{左側 車輪의 垂直反力(kg)}$$

$$W_{Rz} = \text{右側 " " (kg)}$$

$$P_L = \text{動力耕耘機의 左側 車輪分擔牽引力 (kg)}$$

$$P_R = \text{右側 " " (kg)}$$

$$P = \text{全견인력 (kg)}$$

$$A_L = \text{경운기 左側 車輪의 接地面積(m}^2\text{)}$$

$$A_R = \text{右側 " " (m}^2\text{)}$$

$$L_L = \text{左側 " 接地長 (m)}$$

$$L_R = \text{경운기 右側 車輪의 接地長 (m)}$$

$$\theta_{1L} = \text{左側 " 구름抵抗角(degree)}$$

$$\theta_{1R} = \text{右側 " 구름抵抗角(degree)}$$

$$R_{hL} = \text{左側 " 구름抵抗(kg)}$$

R_{AR} = " 右側 " " " (kg)
 F_{AL} = " 左側 " 驅動力(kg)
 F_{AR} = " 右側 " " " (kg)
 Z_{iL} = " 左側 " 靜的沈下量(m)
 Z_{iR} = 경운기 右側 車輪의 靜的 沈下量(m)

擊力を 實驗하기 위하여 動力耕耘機-트레일러系를 實驗機構로 擇하고 hitch點 部位에 Fig. 23과 같은 gauge system을 製作부착하여 x, y, z 의 三軸方向力을 測定할 수 있도록 하였다.

트레일러를 牽引抵抗車로 하고 그 車輪外側面에 트레일러 車輪直徑보다 10cm 더 크고 두께가 5mm 인 철판으로된 圓板을 부착하여 傾斜地面에서 動力 경운기와 트레일러가 동시에 溪谷側으로 미끄러져 내려 가는것을 방지하고 y 軸方向分力을 測定할 수 있도록 하였으며 橫滑동과 충격력을 測定하는 경우에는 橫滑防止 철판을 분리할 수 있도록 하였다.

2. 實驗裝置 및 方法

가. 實驗裝置

一般 傾斜地에서 牽引性能 및 走行特性과 制動衛

- ① Tension load cell to measure draft force (X component)
- ② Compression load cell to measure vertical force (Z component)
- ③ Tension load cell to measure side sliding force (y component)
- ④ Frame of gauge system
- ⑤ Roller bearing
- ⑥ Compression load cell to measure the horizontal impact force

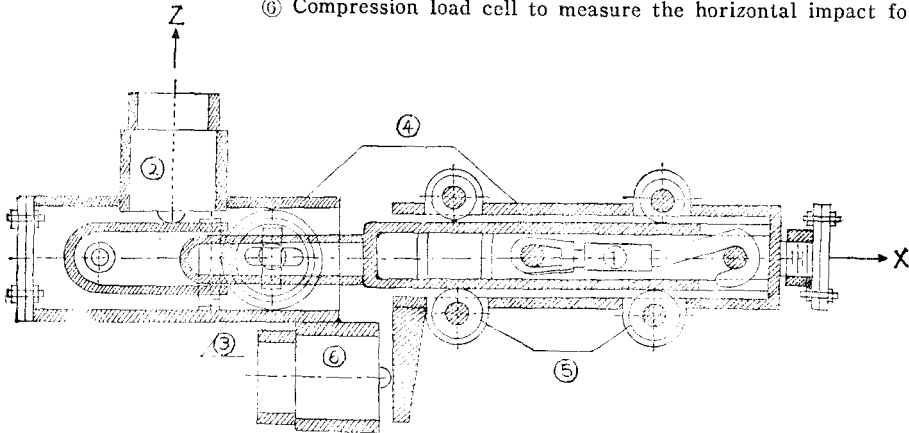


Fig. 23. Measuring gauge system equipped with four load cells.

驅動車輪의 回轉數를 測定하기 위하여 Fig. 24와 같이 12個의 가느다란 棒과 2個의 圓板으로된 回轉速度 測定輪을 만들어 動力 경운기 右側車輪 內側에 부착하고 얇은 철판으로된 cantilever beam을 이들 棒에 垂直한 方向으로 coil spring에 의하여 계속 접촉하도록 하였다.

이 beam위에 strain gage를 접촉시켜 車輪이 一回轉하는 동안 bending strain에 의한 pulse가 12회 일어나도록 하므로써 車輪의 1/12回轉까지 測定할 수 있게 하였다.

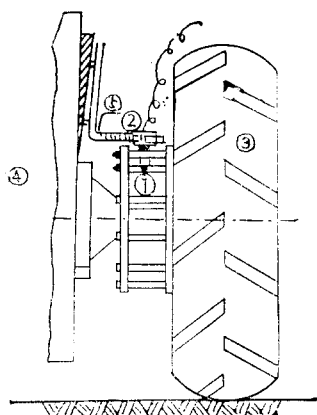
以上과 같은 實驗裝置 및 測定 gauge는 Fig. 25와 같으며 測定項目과 使用된, gauge의 構成은 Fig. 26과 같이하여 實驗結果가 recorder에 의하여 감광기록지에 연속해서 記錄되도록 하였다.

動力耕耘機의 牽引性能을 測定하기 위한 牽引抵

抗車로는 앞에서 말한바와 같이 트레일러를 擇하였으며 Fig. 27과 같이 트레일러 低面부에 부착한 地面接觸 制動裝置와 既存 트레일러 車輪制動裝置를 이용하였으며 이 두 制動裝置를 組合하여 牽引荷重을 4段階로 變化시킬 수 있도록 하였다.

나. 實驗方法

動力경운기(D會社製 8ps/2400rpm)의 走行速度 및 牽引力에 영향을 주는 要因은 機體의 幾何學的 條件, 圃場의 트양 條件과 地面의 幾何學的 條件(地面傾斜度) 등이 있으며 이 외에도 많은 要因들의 영향을 받고 있지만 本實驗에서는 表 2와 같은 트양 條件에서 Fig. 7 및 8과 같이 造成된 二方向 傾斜度 α, β 와 4단계 牽引荷重에 의한 走行低下比 S 를 變數로 하고 다시 走行速度를 1, 2, 3, 4速으로 變化시켜 牽



- ① Transducer of wheel revolution
- ② Cantilever beam
- ③ Driving wheel of power tiller
- ④ Frame of power tiller
- ⑤ Torsional retaining spring

Fig. 24. Apparatus for measuring the revolution of driving wheel.

Table 2. Soil properties of thst field

Sieve Analysis				
gravel (%)	sand (%)	silt (%)	clay (%)	soil type
3.0	58.8	24.9	16.3	sandy loam
Physical properties				
Specific gravity (g/cm ³)	Moisture content (%)	Wet unit weight (g/cm ³)	Cohesion (kg/cm ²)	Angle of cone inter frictional fr (kg/iciton m ²) (deg)
2,714	15.9	1.65	0.2	30
				10.03

引력을 測定하였다.

이들 變數 要因의 組合은 表 3에 나타낸바와 같고 實驗時의 走行거리는 10m로 하여 3반복으로 施行하였다.

그리고 一回 走行에 의한 トラ양 條件變化가 牽引 走行에 영향을 주지 않도록 하기 위하여 一回走行 한 곳을 피하였다.

Table 3. Combinations of the experimental variables

θ , (degree)	ϕ ($''$)	α ($''$)	β ($''$)	variables of drafting load and slip percent	Gear sets														
Concrete surface	0	0	0	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>load size</th> <th>slip %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>10~30</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>30~50</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>50~70</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>70~100</td> </tr> </tbody> </table>	load size	slip %	1	10~30	2	30~50	3	50~70	4	70~100	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tbody> <tr> <td>Low-1st speed</td> </tr> <tr> <td>Low-2nd "</td> </tr> <tr> <td>Low-3rd "</td> </tr> <tr> <td>High-1st "</td> </tr> </tbody> </table>	Low-1st speed	Low-2nd "	Low-3rd "	High-1st "
load size	slip %																		
1	10~30																		
2	30~50																		
3	50~70																		
4	70~100																		
Low-1st speed																			
Low-2nd "																			
Low-3rd "																			
High-1st "																			
Soil surface	0	0	0																
"	5°	0	5°																
"	5°	30°	4.3°																
"	5°	60°	2.5°																
"	5°	90°	0																
"	10°	0	10°																
"	10°	30°	8.3°																
"	10°	60°	4.5°																
"	10°	90°	0																
"	15°	0	15°																
"	15°	30°	13°																
"	15°	60°	7.4°																
"	15°	90°	0																
"	20°	0	20°																
"	20°	90°	0																

Each combinations of (α and β) slope angle was tested for levels of draft loads given above.

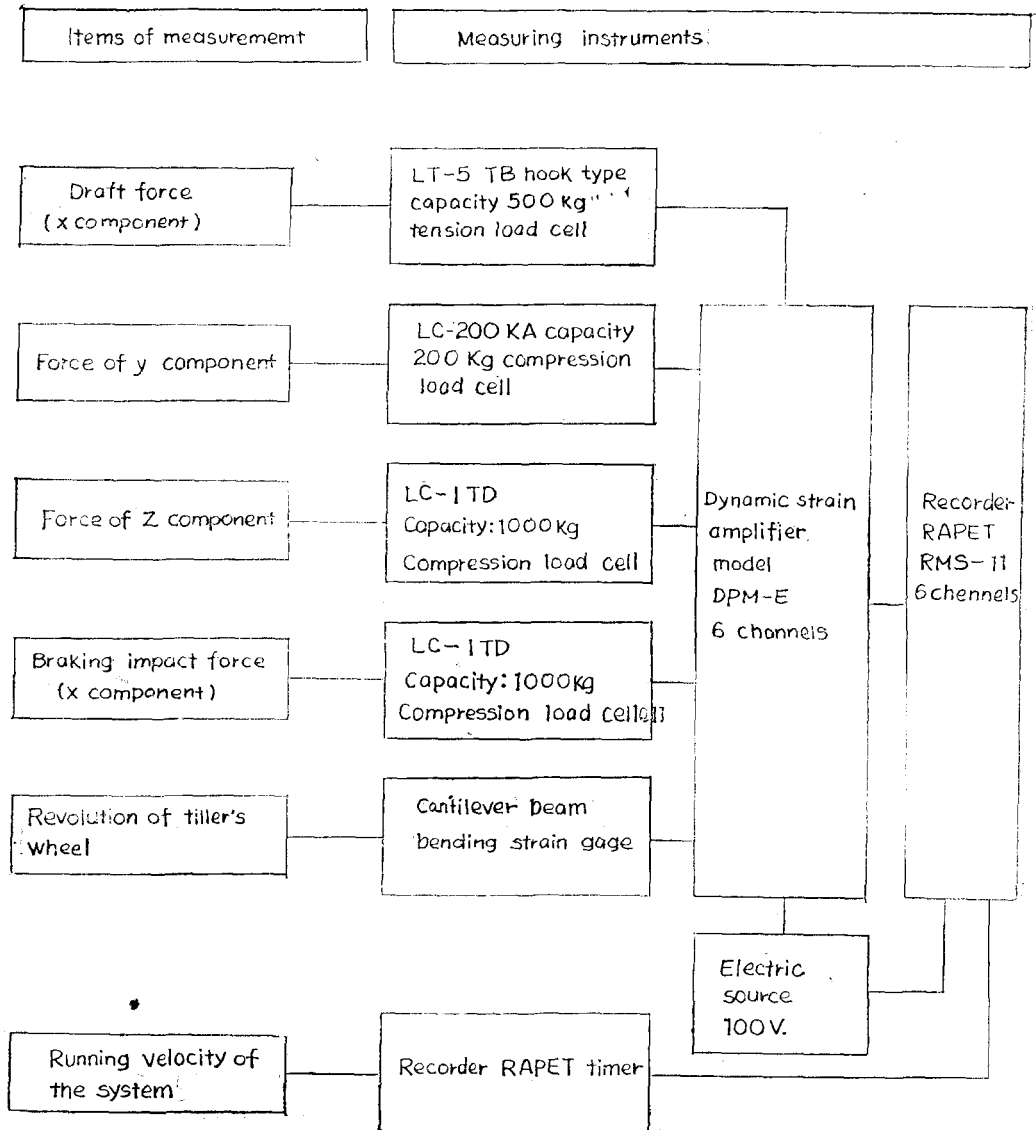


Fig. 26. Details of measuring instruments.

車輪의 구름저항을測定하기 위하여서는 engine을 정지시킨 후 車輪回轉을 自由롭게 하였고 한편 경운기 tire와 土壤間의 摩擦力을測定하기 위하여서는 車輪을 固定하였다.

이 두 경우 모두 牽引力 實驗에서와 같은 토양條

件에서 다른 動力경운기로 동력경운기-트레일러系를 反對方向으로 牽引하므로써 구름저항과 摩擦力이 hitch 部位에 설치된 strain gauge를 통하여, recorder에 記錄되도록 하였다.

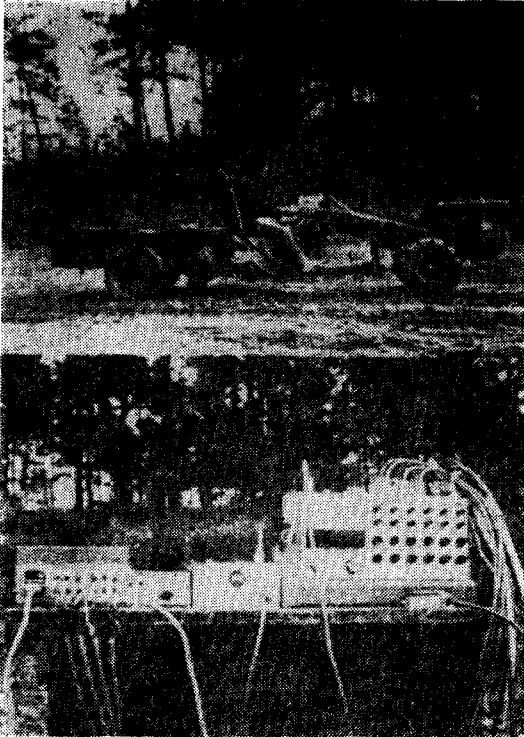


Fig. 25. Experimental tiller-trailer system installed with force measuring device (above) and the amplifying and recording units (below).

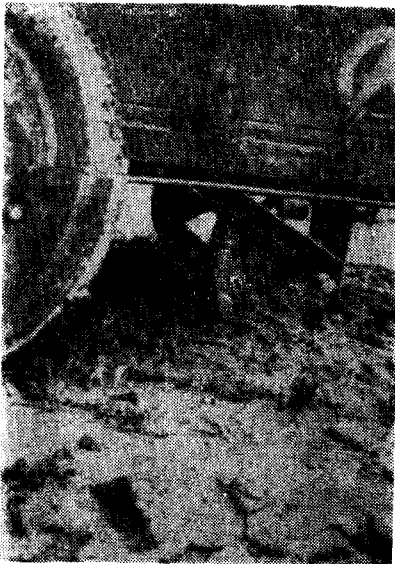


Fig. 27. Brake system installed in the trailer to give the increased draft resistance.

3.

動力경운기가 一般 傾斜地에서 牽引 走行하는 경우 牽引力은 理論分析에서 제시한 바와같이 엔진에서 공급된 車輪軸 動力에서 驅動輪接地面의 여러가지 損失抵抗을 除外한 나머지 動力으로 이루어지며 특히 傾斜地 牽引 走行의 경우 左右 車輪의 垂直反力 差異에 依한 驅動力 差異와 橫滑動으로 말미암아 平地에서의 경우와는 큰 차이가 있다.

Fig. 28에서 보는 바와 같이 엔진에서 驅動車輪軸까지의 動力 傳達系統을 内部傳達系로 하고, 驅動車輪接地面에서 견인저항車까지의 動力 傳達系統을 外部傳達系로하여 一般 傾斜地에서 走行 및 견인性能을 實驗分析한 結果는 다음과 같다.

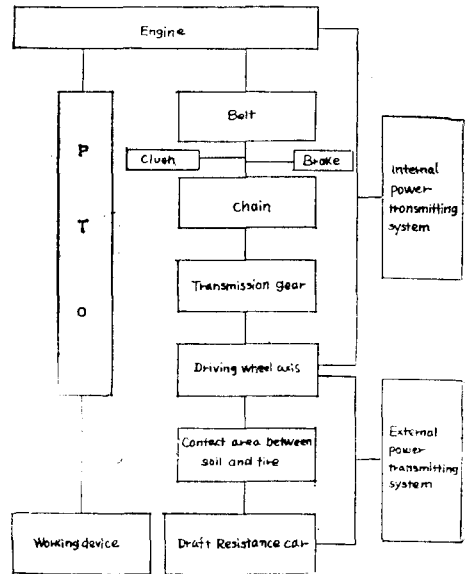


Fig. 28. Power transmitting system of power tiller.

가. 搭載엔진의 性能

動力耕耘機의 搭載 엔진은 全體系의 動力源이며 Fig 28에서 보는 바와같이 内部 動力 傳達系의 始點이 된다.

이 엔진의 性能을 알기 위하여 throttle valve 를 全開하고 크랭크軸 偶力 T_E 와 回轉速度 N_E 를 測定하여 엔진 馬力公式 $ps=0.001396T_EN_E$ 에 依하여 엔진 馬力を 求하였다.

内部傳達系の終點인 車輪軸 偶力 T_E 는 車輪軸 回轉速度 N_w 을 測定하여 $T_E = \frac{N_E}{N_w} \times T_E \times \eta_m$ 式으로 求하였으며 이 때 軸馬力은 $P_w = 0.001396 T_E N_w$ 式으로 求하였다.

여기서 全機械 效率은

$\eta_m = \eta_{\text{bearing}} \times \eta_{\text{belt}} \times \eta_{\text{chain}} \times \eta_{\text{gear}}$ 로 하였으며

$\eta_{\text{bearing}} = 98\%$, $\eta_{\text{belt}} = 95\%$, $\eta_{\text{chain}} = 93\%$,

$\eta_{\text{gear}} = 98 \pm 1\%$ 로 하면 $\eta_m = 84 \pm 1\%$ 이었다⁽¹⁰⁾.

Fig. 29-a는 엔진의 크랭크軸 偶力 T_E , 엔진出力 P_E , 연료소모량 F_C , 연료소모율 F_s 를 表示한 것이다.

엔진 軸回轉速度 $N_E = 2250\text{rpm}$ 에서 엔진은 最大出力을 보였으나 이것은 指示馬力 8PS에 미달하는 7.7PS이었다.

한편 crank軸 最大偶力 $T_{E_{max}}$ 은 $N_E = 2225\text{rpm}$ 에서 2.45kg-m이었다.

이 부분에서 燃料 消耗量 F_C 는 最大가 되었고 이 때 연료소모율은 最小가 되었다.

Fig. 29-b는 驅動車輪軸에 對한 偶力 T_w , 馬力 P_w , 回轉速度 N_w , 車輪의 주변速度 v_o , 엔진軸回轉速度와 車輪軸 回轉速度比 N_r 를 表示하고 있다.

驅動輪軸 馬力은 車輪軸 回轉速度 變化에 큰 영향을 받지 않고 6.4~7PS의 작은 變化幅을 보였으며 變速기어 저속 3단인 3速에서 最大 馬力에 이르렀으며 5속에서 最小值를 보였다. 여기에서 엔진 馬力을 全인 動力으로 가장 많이 利用할 수 있는 速度는 제 3속임을 알 수 있었다.

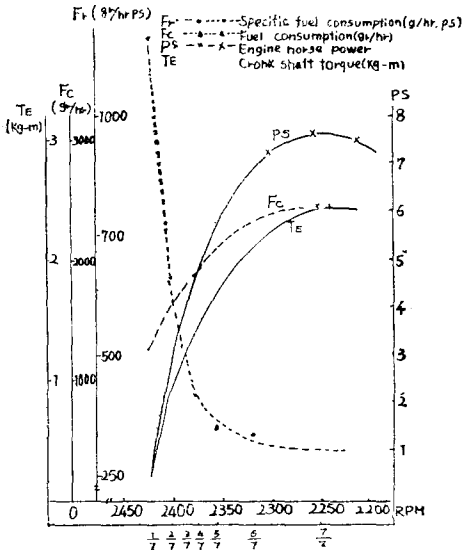


Fig. 29-a. Performance curve of power tiller engine (8PS/2400rpm).

나. 車輪軸 回轉速度와 走行速度

8 PS/2400rpm의 동력경운기 搭載 엔진의 크랭크軸 速度는 V belt pulley, chain sprocket과 transmission gear에 依하여 低速 1, 2, 3단과 高速 1, 2, 3단 및 後進 2단으로 車輪軸 回轉速度를 1속에서 6속까지 變速시킬 수 있도록 되어 있다.

車輪軸 角速度 ω 와 車輪 주변 速度 v_o 와의 關係는 $v_o = r\omega$ 이며 走行速度는 $v = (1-s) r\omega = (1-s)v_o$ 가 된다.

여기서 S 는 走行低下比이고 v_o 는 無負荷 自走時 走行速度이며 r 는 無負荷 自走時의 車輪半徑이다.

Fig. 30-a, b는 變速 gear段別(1-4속)는 一般 傾斜地에서 實測한 走行速度와 車輪回轉 角速度이다.

위의 走行速度 關係式에서 제시한바와 같이 走行低下率 S 에 對한 走行速度는 S 에 反比例하는 直線的 變化를 보였으며 回轉角速度는 走行低下率에 거의 無關한 값을 보였으나 牽引荷重 P 에 對한 傾斜度別 走行速度는 Fig. 31과 같이 같은 牽引荷重에서 傾斜度가 增加함에 따라 減少하였고 같은 傾斜面에서 牽引力 增加에 따라 走行速度는 역시 漸次로 감소하였다.

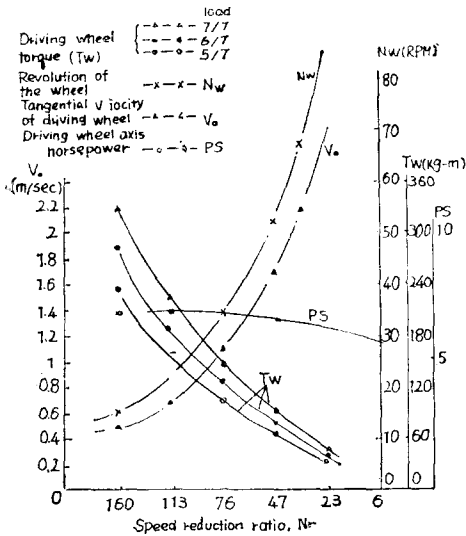


Fig. 29-b. Performance curve of driving wheel axis.

제 3 速을 基準으로 分析한 結果 牽引力 114kg 일 때 concrete 路面에서의 速度는 $v=1.03\text{m/sec}$ 로 가장 컸으며 그 다음이 平地에서의 速度로써 $v=0.96\text{m/sec}$ 이었다.

$\alpha=0$, 이고 $\beta=0$ 인 橫傾斜地에서의 走行速度는 平地 다음으로 컸으며 橫傾斜角 β 의 增加에 따른 走行速度 減少幅이 작은데 비하여 $\alpha=0$, $\beta=0$ 인 언덕 경사지에서는 α 각 增加에 따른 走行速度 減少幅이 컸으며 가장 작은 速度를 보였다.

이것은 언덕 경사지에서는 牽引荷重 外에 耕耘機 自重을 移動하는데 動力이 소모되기 때문인 것으로 생각된다.

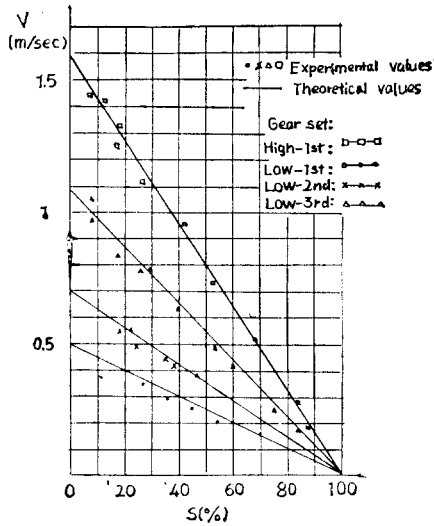


Fig. 30-a. Relation between travelling velocity and slip percent for various speeds on the general slope land.

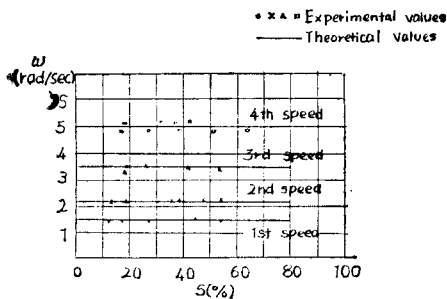
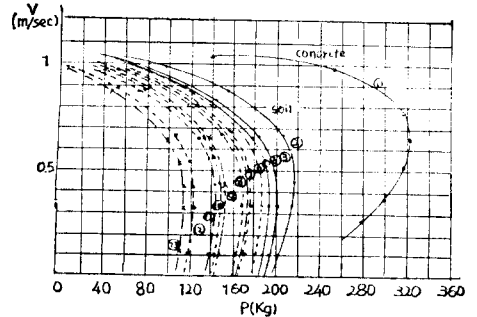


Fig. 30-b. Relation between angular velocity of driving wheel and slip percent for various gear sets.

變速 gear 3段으로 concrete 路面에서 牽引走行 할때 最大牽引力(322kg)에 對한 走行速度는 $v=0.7\text{m/sec}$ 이었으며 平地에서는 最大 견인력(216kg)에 對하여 $v=0.5\text{m/sec}$, 傾斜地에서는 最大 견인력下에서 走行速度가 $0.35\sim 0.45\text{m/sec}$ 범위에 있었다.

一般的으로 傾斜地에서는 같은 견인 荷重에서 平地에서 보다 견인 走行速度가 크게 減少하였으나 無 負荷時의 平地와 경사지의 走行速度 差는 0.05m/sec 정도로 아주 작았다.



- ① Concrete road
- ② $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ$
- ③~④ $\alpha=0^\circ, \beta=5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$
- ⑤ $\alpha=2.5^\circ, \beta=4.33^\circ$
- ⑥ $\alpha=4.33^\circ, \beta=2.5^\circ$
- ⑦ $\alpha=5^\circ, \beta=0^\circ$
- ⑧ $\alpha=5^\circ, \beta=8.6^\circ$
- ⑨ $\alpha=7.44^\circ, \beta=13^\circ$
- ⑩ $\alpha=8.6^\circ, \beta=5^\circ$
- ⑪ $\alpha=10^\circ, \beta=0^\circ$
- ⑫ $\alpha=13^\circ, \beta=7.44^\circ$
- ⑬ $\alpha=15^\circ, \beta=0^\circ$

Fig. 31. Relation between draft force and travelling velocity on the general slope land at the speed of low-3rd gear set.

그러므로 現在 製作 使用되고 있는 平地用耕耘機를 傾斜地 牽引作業에 使用하려면 견인장치를 改良 하여야 할 必要性을 제시하여 주었다.

다. 橫滑率(S_s)

傾斜地 및 平地走行간의 特徵의인 차이는 橫滑動有無라할 수 있으므로 平地用 경운기를 傾斜地에서 使用할 경우 橫滑動은 커다란 문제점이 된다.

橫滑動은 機械의 條件과 토양條件, 地面 傾斜度와 走行速度의 影響을 받는다.

橫滑率을 $100 \times \frac{S_s}{l_s} = S_s(\%)$ 로 定義하고 走行거리 l_s 와 橫滑動거리 S_s 를 測定하여 Fig. 32에 地面 橫傾斜角 β 와 走行速度에 따른 橫滑率 S_s 를 表示하였다. 그림에서 보는바와 같이 低速走行에서 보다 高速走行에서 橫滑率이 적었으며 橫傾斜角 β 가 增加함에 따라 橫滑率은 曲線의으로 增加하였다.

$\beta=10^\circ$ 以上의 경사에서는 10% 以上의 橫滑動이 일어나므로 橫滑動 防止를 위한 裝置를 考察하여야

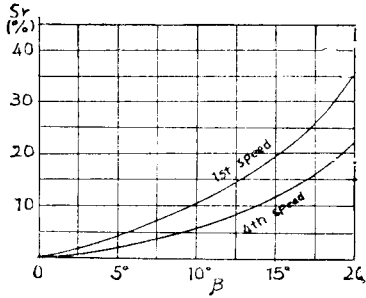


Fig. 32. The relation between the side slip in percent and side slope angle at speeds of lowst and highst gear sets.

10°이상의 경사조에서 動力경운기 使用이 可能할것

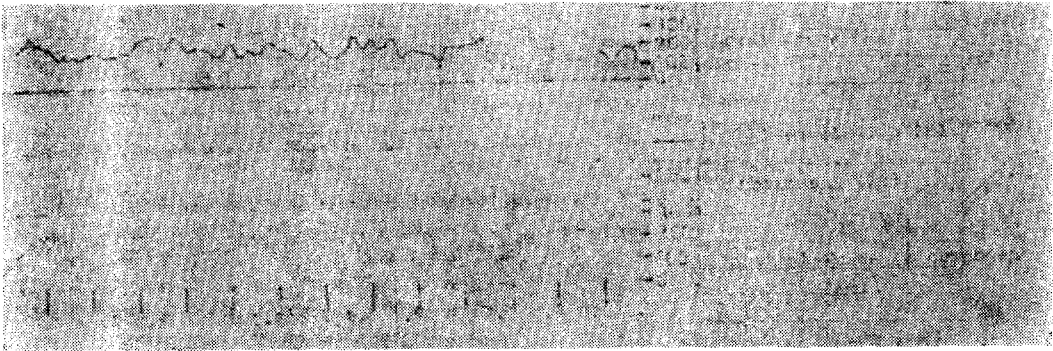


Fig. 33. Example of oscillograph measured for the tiller-trailer system tested.

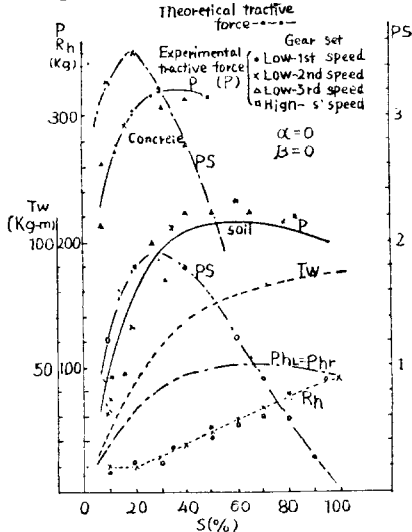


Fig. 34-a. Example of experimental and theoretical values of tractive force P and drawbar horsepower (PS), rolling resistance R_h , and theoretical values of wheel axis torque T_w and left and right wheel tractions P_{hL} and P_{hR} on the slope land.

으로 思料된다.

라. 牽引力과 牽引馬力

牽引力은 内部動力 傳達系의 終點인 驅動車輪軸에 供給된 偶力이 外部動力 傳達系의 始點인 車輪의 接地面을 通하여 牽引作業機에 이르는 地面에 平行한 힘을 받으며 이 힘과 牽引 走行速度는 牽引馬力을 이룬다.

牽引力과 牽引馬力은 動力耕耘機의 가장 重要한 性能의 하나이며 供給動力이 接地面을 通하여 牽引 作業機에 傳達되기 때문에 傳達 構造가 복잡하며 토양조건에 따라 그 變原幅이 크다.

牽引力에 미치는 重要한 基本要因은 車輪軸動荷

重 W_2 , 驅動車輪軸 偶力 T_w , 車輪角速度 ω , 走行速度 v , 토양要因中에서 粘着力 C 와 内部摩擦角 ϕ 이며 二次的 要因으로는 토양의 法線反力 R , 接線反力 F_t , 구름抵抗 R_n , 토양剪斷 抵抗의 水平分力 F_h , 沈下量 Z 等이다.

이들 모든 要因을 考慮한 理論分析에서 誘導된 (56) (57) (64) (67) (72) (76) (86) (90) (91)式에 Table 4에 表示한 경운기-트레일러의 幾何學的 寸수와 토양 要因을 代入하고 走行低下率 S 와 地面傾斜角 α , β 를 變數로하여 digital computer에 의하여 理論견인력을 計算하였다(부록 II의 2참조). 견인의 실험 値는 Fig. 33과 같은 oscillograph를 面積 平均法으로 分析하여 求하였고, 이것을 理論値와 比較하였다. Fig. 34-a, b, c, d와 부록 I에 제시하고 있는 Fig. 34-e~m에서 보는 바와 같이 대부분의 경우 理論値와 實測値는 서로 잘 一致함을 보여주고 있다. 그러나 이와같이 理論値와 實測値가 잘 附合하는 것은 견인 理論式中 미끄럼계수 K 의 값이 같은 토양 조건에서 平地에서는 1.5이고 5° 以上의 傾斜地에서는 大體로 2인 경우에 成立되었다.

Table 4. Dimensions of the power tiller-trailer system and soil factors

Dimension				Soil factor	
l_1	0.097(m)	b	0.15(m)	C	0.2(kg/cm ²)
l_2	1.36(m)	W_1	307.5(kg)	ϕ	30°
l_3	1.9(m)	W_2	81.5(kg)		
l_4	2.84(m)	W_3	63(kg)		
l	1.0(m)	W_4	150(kg)		
\bar{l}	0.48(m)	G_T	620(kg)		

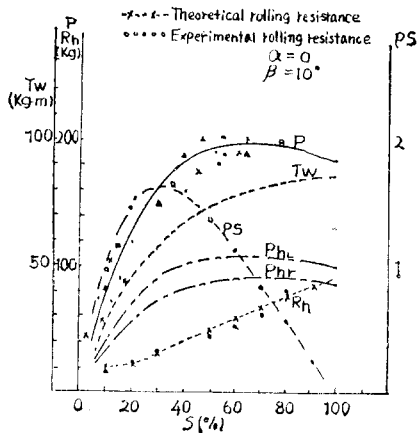


Fig. 34-b. Example of experimental and theoretical values of tractive force P and drawbar horsepower (PS), rolling resistance R_h , and theoretical values of wheel axis torque T_w and left and right wheel tractions R_{hL} and P_h on the slope land.

傾斜地에서 미끄럼계수 K 가平地에서 보다 0.5가 더 커야 하는것은 경사지에서는 橫滑動이 있기 때문인 것으로 思料된다.

Frank⁽¹⁹⁾(1972), Gill과 Vanden Berg⁽²²⁾가 보고한 바와 같이 低 1速에서 高 1速까지의 驅動車輪 回轉角速度 變化에 따른 견인력 變化는 거의 없었다.

그런데 Fig. 35와 같이 견인馬力은 驅動車輪軸 回轉速度增加에 依한 牽引走行速度 增加에 따라 增加하였으며 경사지에서는 動力 소모가 큰것을 보여 주었다.

Fig. 34-a.b.c.d가 보여 주고 있는 바와같이平地에서는 走行低下率 $S=60\%$ 에서 最大牽引力(216kg)이 생겼으며 concrete 路面에서 의견인력은 走行低下率 $S=30\%$ 에서 320kg으로 最大가 되었다.

大部分의 경사지에서는 $S=70\%$ 에서 牽引力이 最

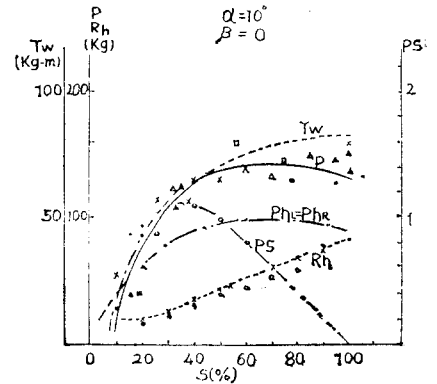


Fig. 34-c. Example of experimental and theoretical values of tractive force P and drawbar horsepower (PS), rolling resistance R_h , and theoretical values of wheel axis torque T_w and left and right wheel tractions P_{hL} and P_h on the slope land.

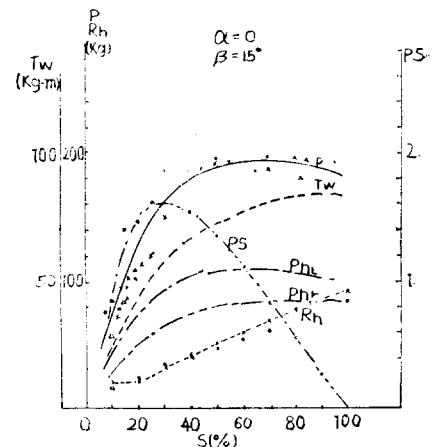


Fig. 34-d. Example of experimental and theoretical values of tractive force P and drawbar horsepower (PS), rolling resistance R_h , and theoretical values of wheel axis torque T_w and left and right wheel tractions P_{hL} and P_h on the slope land.

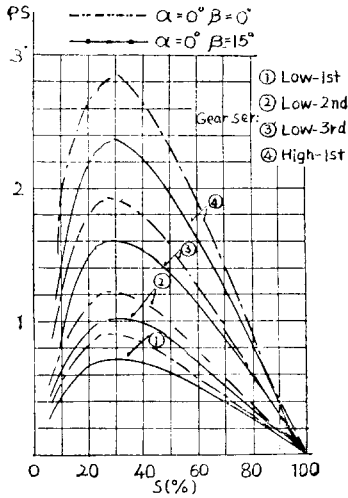


Fig. 35. Draft horsepower-slip percent curves for various speed on level and side slope land.

대가 됨을 알 수 있었다.

平地와 橫方向 單一傾斜地에서는 $S=30\%$ 에서 牽引馬力이 最大가 되었고 前後 從方向 傾斜度 α 가 커짐에 따라 $S=40\%$ 부근에서 牽引馬力이 最大가 되는 것으로 보아 다른 制約條件이 없다면 走行低下率 $=30\%$ 로 牽引作業을 하는것이 가장 效率的임을 알 수 있었다.

$S=30\%$ 에서 平地에서의 견인력은 耕機 自重의 55%에 해당하는 힘이었으며 傾斜地에서는 경운기 자 중의 26~46%에 해당하는 힘이었다.

走行低下率이 30%이상으로 커짐에 따라 走行速度가 작아짐은 無論이고 slip 沈下에 의한 구름저항이 커지기 때문에 牽引效率이 떨어지는 것으로 意料된다.

Fig. 34-a.b.c.d에서 보는 바와같이 左右車輪의 分擔牽引力은 橫方向 傾斜角이 增加함에 따라 그 差가 커졌으며 從方向傾斜角에 依하여서는 影響을 받지 않았다.

한편 左右車輪의 驅動力 差는 山側으로 향하려는 偶力을 型成하기 때문에 경운기 自重에 依한 溪谷 側橫滑動 傾向을 防止하는 效果를 주었다.

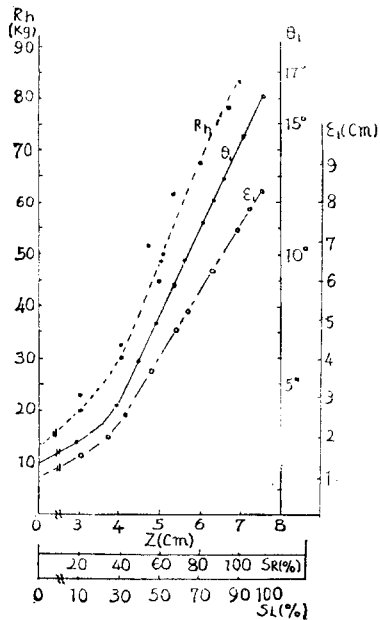
驅動車輪이 接地面에 值給하는 偶力 T_w 는 그림에서 보는 바와 같이 S 가 增加함에 따라 견인력 增加와 같은 모양으로 增加하였으며 구름저항은 모든 경사에서 약간의 差가 있을 뿐이었다.

마. 驅動車輦의 沈下量과 구름저항 및 구름저항각(Z, R_h, θ_1)

Fig. 36은 走行低下率 S 가 增加함에 따라 車輪沈下量 Z , 구름저항 R_h , 구름저항角 θ_1 , 구름저항거리 ϵ_1 이 모두 增加함을 보여주고 있다.

最終 沈下量 Z 는 (64) (67)式으로 R_h 는 (56)式, θ_1 은 (76)式, ϵ_1 은 (77)式으로 計算하였으며 이 중에서 實測이 가능한 Z 와 R_h 의 값을 計算値와 比較한 結果 잘 一致하였다. 따라서 實測이 不可能한 θ_1 과 ϵ_1 의 값을 計算에 依하여 求하여도 큰 差가 없다고 판단된다.

Onafeco⁽⁶⁸⁾는 구름저항은 走行低下率 S 에 比例하여 增加한다고 하였으며 Cheu-Shang Chang⁽⁶⁹⁾은 沈下量과 함수關係를 갖는다고 보고한 바와 같이 구름저항 R_h 는 Z 와 S 의 增加에 比例하여 增加하였으며 沈下量이 전혀 없을 때도 13kg 정도의 저항을 보여 주었다. 이것은 Onafeco⁽⁶⁸⁾가 보고한 바와같이 車



S_R : Travel reduction in percent for right side wheel
 S_L : Travel reduction in percent for left side wheel

Fig. 36. Experimental and theoretical values of rolling resistance R_h , and theoretical values of the angle θ_1 and distance ϵ_1 of rolling resistance for different levels of sinkage Z .

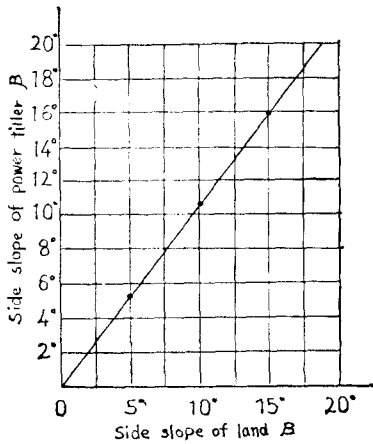


Fig. 37. Relation between the side slope of land and that of power tiller.

輪軸 bearing의 마찰손실, 回轉 및 剪斷變形 및 slip 손실 때문인 것으로 생각되며 本 實驗의 土壤條件에서 $Z=7\text{cm}$ 일 때 84kg 의 最大구름저항을 나타냈다. 구름저항角 θ_1 은 $Z=3\text{cm}$ 에서 約 2° 이었으며 Z 가 增加함에 따라 거의 直線的으로 增加하여 $Z=7.5\text{cm}$ 일 때 最大 구름저항角 θ_1 은 約 16° 이었다.

구름저항 거리는 $\epsilon_1 = r \sin \theta_1$ [Fig. 17참고]의 關係를 가지며 $Z=3\text{cm}$ 에서 $\epsilon_1=0.5\text{cm}$, $Z=7\text{cm}$ 에서 $\epsilon_1=8.27\text{cm}$ 이었다.

變量 Z, θ_1, ϵ_1 의 증가에 따라 구름저항 R_k 는 增加하였으며 따라서 牽引力을 減少시키는 要因이 되었다.

橫傾斜에 依한 左右車輪의 沈下量, Z_L 와 Z_R 의 差異는 地面橫傾斜角 β 에서 機體傾斜角 β' 를 이루었으며 β 와 β' 의 關係는 Fig. 37과 같다.

바. 垂直荷量 轉移

動力 耕耘機가 作業機를 裝着하고 平地 및 傾斜地에서 牽引走行하는 경우 靜的 및 動的荷重에 依하여 作業機로부터 軋點點을 通하여 耕耘機 車輪軸에 荷重이 轉移하여 온다.

Fig. 38은 谷 方向 轉移荷重들 中에서 車輪驅動力에 가장 큰 影響을 주는 地面에 垂直한 轉移荷重을 表示하고 있으며 이 荷重은 (83)式에 依하여 計算하였다.

垂直 轉移荷重은 驅動輪 接地壓을 增加시켜 主므로 牽引効果를 높여주는 역할을 한다.

이와 같은 荷重轉移는 作業機의 種類와 이것을 動力 耕耘機에 裝着하는 方法에 따라 달라진다.

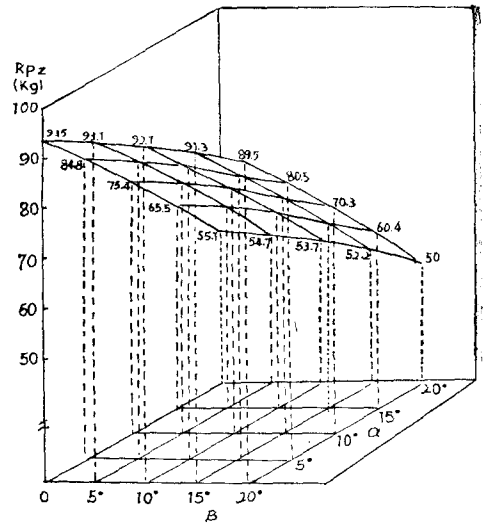


Fig. 38. Weight transfer in direction of Z on the general slope land.

可能限한 作業機로부터 오는 荷重轉移를 크게 하는 것이 바람직하다.

사. 左右車輪의 荷量差率

平地에서는 左右車輪荷重이 같지만 傾斜地 走行에서는 溪谷側 車輪荷重이 增加함에 反하여 山側車輪荷重은 減少하며 그 差率을

$$\lambda = \frac{W_{LZ} - W_{RZ}}{W_z}$$

로 表示하면 Fig. 39에서 보는 바와같이 λ 는 β 란의 함수가되며 $\beta=0^\circ \sim 20^\circ$ 범위에서 $\lambda=0 \sim 0.4$ 이었다.

따라서 λ 는 傾斜地 牽引力 減少의 尺度가 된다.

아. 軋點點에 作用하는 굽힘 Moment

$$(M_{py}, M_{fz})$$

動力耕耘機의 作業機 裝着點인 軋點點에서 x, y, z 方向의 回轉을 固定하고 一般傾斜地에서 牽引走行하던 靜的 및 動的 荷重과 견인력에 依하여 軋點點에는 Fig. 21과 같이 x, y, z 方向偶力 M_{qx}, M_{qy}, M_{qz} 가 作用하게 된다.

理論 分析에서 가장한 바와 같이 경사地面이 平坦하면 $M_{qx}=0$ 가 된다. 이들 偶力을 (85)式에 依하여 計算한 값과 gauge system을 通하여 實測한 값을 Fig. 40에 比較 表示하였다.

그림에서 $S=70\%$ 에서의 M_{py} 는 견인력이 最大일 때의 y 方向 偶力이며 $S=30\%$ 에서의 M_{qy} 는 最大効率로 견인作業을 하는 경우의 y 方向 偶力이다. M_{qz}

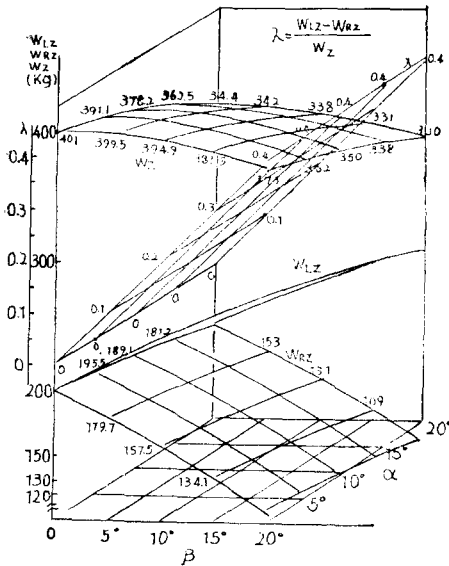


Fig. 39. Three dimensional representation of the wheel loads W_z , W_{Lz} , W_{Rz} and the ratio of the load difference of right and left side driving wheels λ on the general slope land.

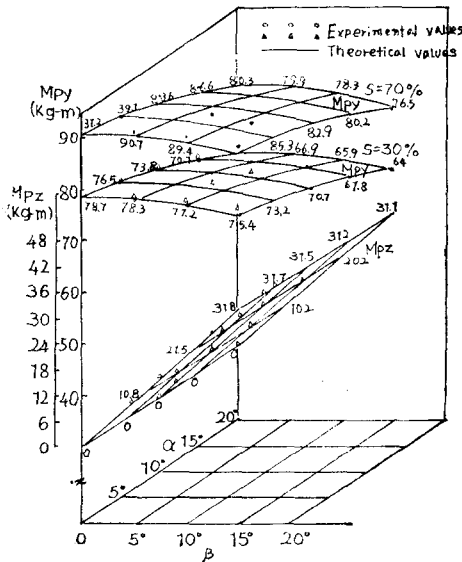


Fig. 40. Moment of y and Z directions at hitch point of power tiller on the general slope land.

는 경운기 自重의 溪谷側 方向의 分力에 의한 偶力이다.

자. 一般 傾斜地의 諸牽引力

本 實驗에서 變數로한 地面의 二方向 傾斜角 α, β 와 走行低下率 S에 따른 諸牽引力을 綜合하여 Fig. 41에 表示하였다.

橫傾斜角 β 의 增加에 따른 牽引力 減少는 적었지만 從方向 경사각 α 의 增加에 따른 牽引力 減少는 훨씬 컸다. 따라서 牽引作業을 할 경우 機體가 橫方向 傾斜단 갖도록 함이 바람직하다.

차. 地面의 傾斜에 따른 牽引力 및 牽引馬力比較

Fig.42-a는 $\alpha=0$ 일 때 橫方向角 β 가 0° 에서 20° 까지 增加함에 따른 牽引力 및 牽引馬力을 比較하여 주고 있다. Fig. 42-b에서는 $\beta=0^\circ$ 일 때 언덕경사각 α 가 0° 에서 15° 까지 增加함에 따른 견인력 및 牽引馬力을 보여주고 있으며 Fig. 42-c는 Fig. 6과 같은 경사地에서 $\theta_s=10^\circ$ 인 경우 走行方向角 $\phi=0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 로 走行方向을 바꾸므로서 생기는 牽引力 및 견인馬力을 보여주고 있다.

Fig. 42-a,b에서 보는 바와 같이 언덕 경사각 $\alpha=0$ 일 때 橫方向角 $\beta(0^\circ \sim 20^\circ)$ 의 增加에 따른 牽引力 및 牽引馬力 減少는 $\beta=0$ 일 때 $\alpha(0 \sim 15^\circ)$ 가 增加함에 따른 牽引力 및 牽引馬力 減少보다 훨씬 적었다.

Fig. 42-a에서 보는 바와같이 最大 牽引力은 $S=55\%$ 에서 그리고 最大 牽引馬力은 $S=30\%$ 에서 발생하였으며 β 角의 變化에도 이들 最大値의 發生位置는 항상 一定한데 反하여 Fig. 42-b의 경우 α 角이 增加함에 따라 牽引力의 最大點 位置가 $S=55\%$ 에서 $S=65\%$ 로 바뀌었으며 牽引馬力의 最大點 位置도 $S=30\%$ 에서 $S=40\%$ 로 變하였다. 따라서 β 각에 의한 橫方向 미끄럼과 α 각에 의한 從方向 미끄럼은 견인力에 서로 다른 影響을 주고 있음을 示唆해 주고 있다.

Fig. 42-c에서 보는 바와같이 같은 單一傾斜地에서 走行方向 $\phi=90^\circ$ 로 走行하는 경우 卽橫傾斜角만을 가지고 走行하는 경우에 가장 큰 牽引力을 나타내었다.

다시 말해서 等高線 方向 牽引 走行이 가장 바람직함을 알 수 있었다.

Fig. 42-a,b,c를 綜合하면 β 각 보다는 각이 牽引力 및 牽引馬力 減少에 더 큰 影響을 준다는 事實을 보여주고 있다.

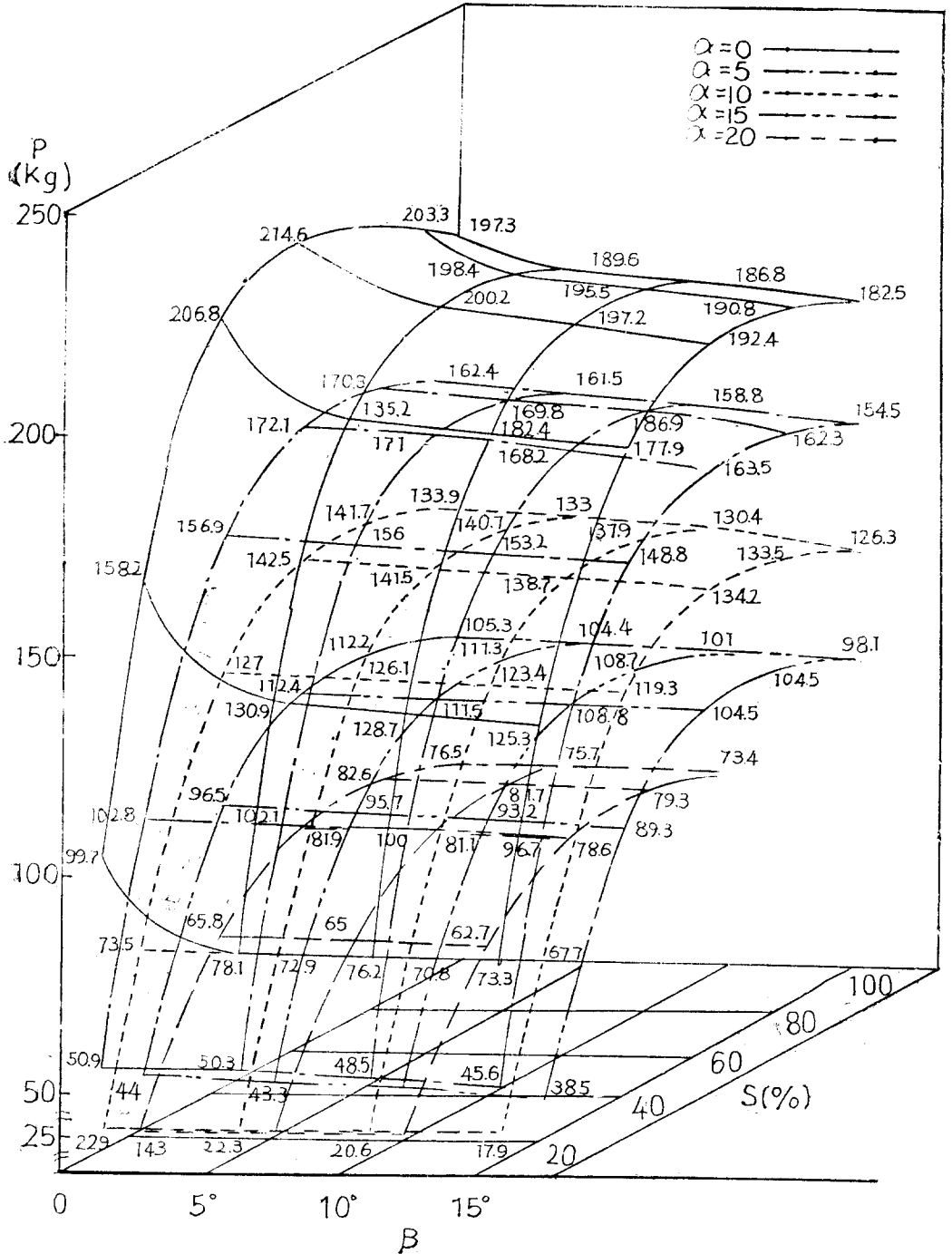


Fig. 41. Three dimensional representation of the tractive force P, slip percent S, cross angle β , and direct angle α .

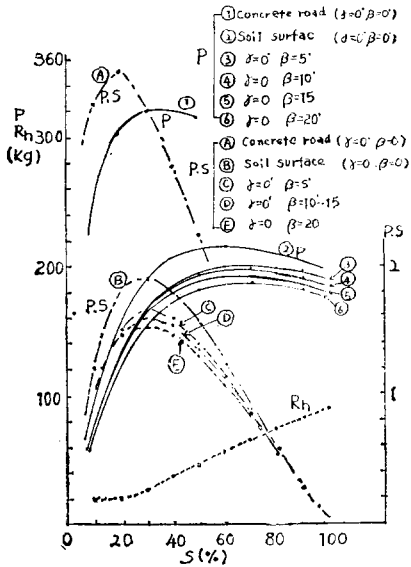


Fig. 42-a. Comparison of tractive forces and tractive horsepower for the angles β and α on the side slope land.

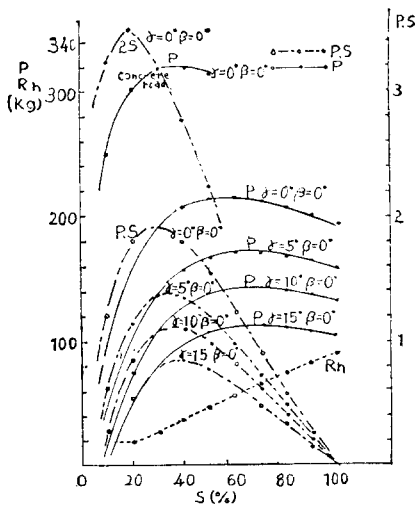


Fig. 42-b. Comparison of tractive forces and tractive horsepower for the angles β and α on the up and downward slope land.

그 이유로는 β 에 의한 左右 車輪荷重 差率 (λ)에 의한 견인력 감소보다는 α 각에 의한 耕耘機 自重的 견인주행 反對方向 分力 $W_1 \sin \alpha$ 때문에 일어나는 견

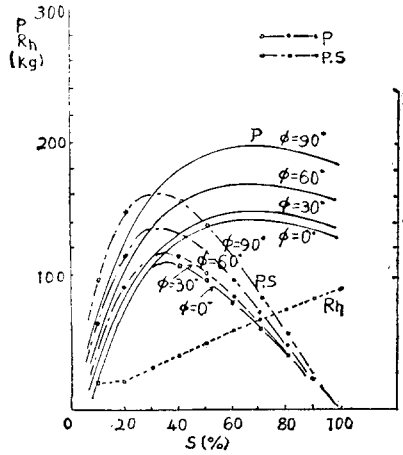


Fig. 42-c. Comparison of tractive forces and tractive horsepower for different motion directions (ϕ) on the general slope land.

인력 감소가 더 크기 때문인 것으로 思料된다.

카. 牽引係數(N), 牽引効率(η), 구름저항 係數(R_n)

앞에서 實驗分析한바 있는 動力耕耘機의 경사지 牽引力 P , 구름저항 R_n 와 走行速度 v , 驅動輪 回轉

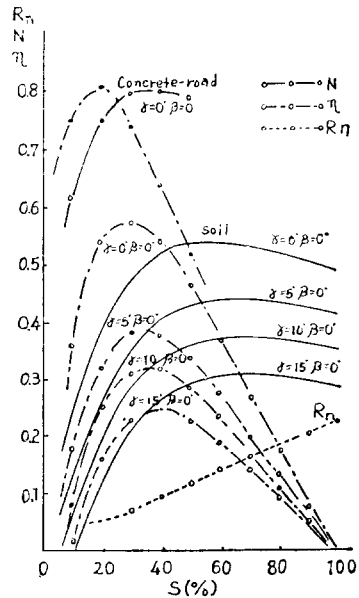


Fig. 43-a. Comparison of tractive coefficients N and tractive efficiency η for the angle β and α on the up and downward slope land.

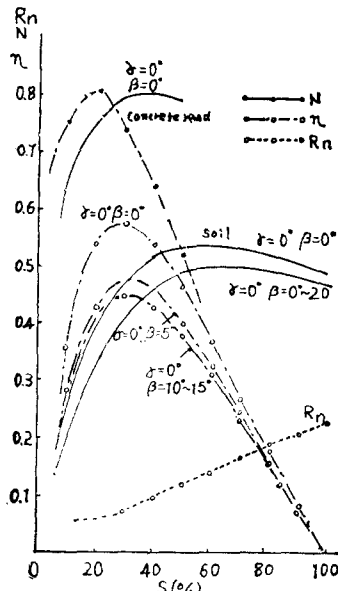


Fig. 43-b. Comparison of tractive coefficients N and tractive efficiency η for the angle β and α on the side slope land.

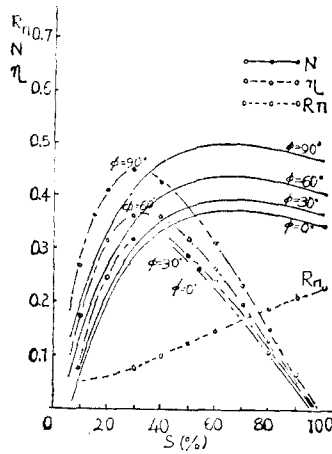


Fig. 43-c. Comparison of tractive coefficients N and tractive efficiency η for different motion direction (ϕ) on the general slope land.

角速度 w , 車輪軸偶力 $T_w = F_L \times r$ 를 基礎로 다음과 같이 定義한 無次元 性能因子에 의하여 動力耕耘機의 性能과 그 特性을 表示하였다.

$$\text{牽引係數 } N = \frac{\text{牽引力}}{\text{車輪軸動荷重}} = \frac{P}{W_z}$$

$$\text{牽引效率 } \eta = \frac{\text{牽引動力}}{\text{供給動力}} = \frac{P \cdot v}{T_w \times w}$$

$$\text{구름저항係數 } R_n = \frac{\text{구름저항}}{\text{車輪軸動荷重}} = \frac{R_t}{W_z}$$

以上の 無次元 性能因子를 走行低下比 S 의 變化에 따라 表示하면 Fig. 43-a, b, c와 같다.

1) 牽引係數(N)

Fig. 43-a에서 보는 바와 같이 concrete 路面에서 最大 牽引係數는 $S=35\%$ 에서 $N=0.8$ 이었고 平地에서의 最大 牽引係數는 $S=55\%$ 에서 $N=0.54$ 이었으며 橫傾斜角 β 만을 갖는 傾斜地에서는 傾斜度의 影響을 받지 않고 모든 경우의 牽引係數가 一定하였다.

이때 最大 牽引係數는 $S=65\%$ 에서 $N=0.5$ 이었다. 이와 같이 平地와 傾斜地間에 最大 牽引係數 差異(0.04)가 생기는 것은 牽引力 理論式에서 平地와 傾斜地間의 K 값이 0.5차이가 있었기 때문인 것으로 생각되며 橫傾斜地의 牽引係數가 모두 같은 것은 理論式 (57)을 車輪軸動荷重 W_z 로 나누면 $N = \frac{P}{W_z} \approx f(\beta)$ 로 되어 N 는 β 와 함수 관계를 갖지 않는 理論的 事實을 實驗的으로 뒷받침하여 주고있다.

Frank⁽¹⁷⁾는 concrete에서 tractor의 最大 牽引效率는 90%이고 最大 牽引係數는 0.8이었다고 하였으며 芝野保德⁽¹⁸⁾은 엔진出力 5ps/1,600rpm인 小型 tractor가 耕地에서 牽引係數는 $S=28\%$ 에서 0.62이었으며 이때의 牽引效率는 57%이었다고 하였다.

機體가 橫傾斜없이 단순 언덕경사만 받는 경우即 $\beta=0$, $\alpha \approx 0$ 인 傾斜에서의 牽引係數는 Fig. 43-b에서 보는 바와 같이 $S=65\%$ 에서 最大가 되었으며 $\alpha=5^\circ$ 에서 $N=0.44$, $\alpha=10^\circ$ 에서 $N=0.375$, $\alpha=15^\circ$ 에서 $N=0.31$ 로서 橫傾斜에서와는 달리 α 角이 增加함에 따라 牽引係數가 크게 減少하였다. 이것은 耕耘機 自重을 移動시키는데 所要되는 $W_z \sin \alpha$ 가 牽引力 減少를 가져오기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 43-c와 같이 走行方向角에 따른 牽引係數를 比較하면 $\phi=90^\circ$ 에서 견인계수 $N=0.5$, $\phi=60^\circ$ 에서 $N=0.44$, $\phi=30^\circ$ 에서 $N=0.4$, $\phi=0^\circ$ 일 때 $N=0.375$ 로서 앞에서 말한 바와 같이 $\phi=90^\circ$ 即 機體가 α 경사없이 β 경사만 받는 等高線方向 走行이 가장 큰 견인 係數를 가졌다.

2) 牽引效率(η)

牽引效率 $\eta = \frac{P \cdot v}{T_w \cdot w}$ 에서 走行速度 v 와 單輪軸角速度 w 는 牽引作業 效率이 높은 3속을 擇하였으므로 이에 따라 牽引效率를 分析한 結果 Fig. 43과 같다.

Fig. 43-a,b에서 보면 concrete路面에서 最大 牽引効率は $S=20\%$ 에서 $\eta=80\%$ 이었고 平地에서 最大値는 $S=30\%$ 에서 $\eta=57.5\%$ 이었다.

$\alpha=0$ 일때 橫傾斜角 β 가 5° 에서 15° 까지 增加할때 $\eta=47.5\%$ 에서 $\eta=45\%$ 까지 減少하였다.

Fig. 43-b에서 보는 바와 같이 $\beta=0$ 일때 역덕경사 α 가 5° 에서 15° 까지 增加할때 牽引最大効率は $\eta=39\%$ 에서 $\eta=25\%$ 까지 減少하였다.

3) 구름抵抗 係數(R_n)

구름저항 係數 $R_n = \frac{R_f}{W_s}$ 는 沈下量 增加에 따라 增加하여 沈下量은 다시 走行低下率 S 에 比例하기 때문에 R_n 은 Fig. 43-a,b,c에서 보는 바와 같이 결국 S 에 比例하여 增加하였다.

$S=25\%$ 까지는 增加率이 적었으나 그이상의 走行低下率에서는 거의 直線의으로 增加하여 $S=100\%$ 에서는 $R_n=0.225$ 가 되었으며 地面의 幾何學的 條件變化는 구름저항 係數에 影響을 주지 못하여 地面 傾斜變化에도 R_n 은 거의 一定한 값을 가졌다.

타. 엔진 出力(PS)과 牽引馬力(PS)

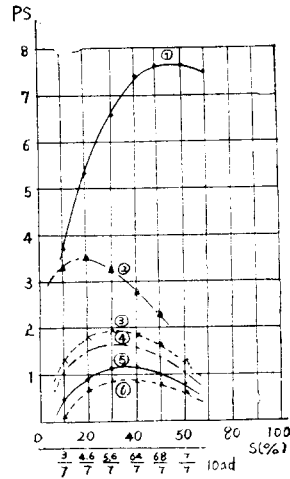
Fig. 44는 負荷荷重別 또는 走行低下率에 對하여 엔진에서 供給된 馬力과 concrete路面, 平地 및 傾斜地에서 牽引力에 使用된 馬力을 比較 表示하고 있다.

엔진에서 供給된 最大 動力이 $6.5 \sim 7.4 PS$ 인데 比하여 走行速度 3速을 擇한 경우 concrete路面에서 牽引 作業에 使用된 最大 動力은 $3.2 \sim 3.5 PS$ 이었고 平地에서는 $2PS$, 傾斜地에서는 $\alpha=0, \beta=10^\circ$ 일때 $1.5 \sim 1.6 PS$, $\alpha=10^\circ, \beta=0$ 일 때 $0.8 \sim 0.9 PS$. 인 $\alpha=15^\circ, \beta=0$ 경우 $0.75 \sim 0.76 PS$ 이었다.

牽引動力 利用率의 경우 concrete路面에서는 供給된 動力中 46.7%가 牽引力에 利用되었고 本 實驗 土壤條件의 平地에서는 最大 26.7%, 傾斜地 ($\alpha=0 \sim 15^\circ, \beta=0 \sim 10^\circ$)에서는 最大 13~20%가 牽引動力으로 이용되었다.

나머지 動力은 여러가지 損失과 경사지에서는 경운기 자중 移動에 必要한 動力으로 使用되었고 그 外的 動力은 土壤의 剪斷抵抗不足 때문에 slip와 더불어 無用 energy로 되었다.

엔진에서 供給된 動力을 牽引作業에 보다 많이 利用하기 위하여서는 효율높은 견인장치를 고안하여 야하며 理想的인 견인장치를 고안한다면 4馬力 정도의 엔진으로도 充分한 牽引作業을 할 수 있을 것으로 思料된다.



- ① Engine horsepower
- ② Tractive horsepower on concrete road ($\alpha=0, \beta=0$)
- ③ Tractive horsepower on level land ($\alpha=0, \beta=0$)
- ④ Tractive horsepower on side slope land ($\alpha=0, \beta=10$)
- ⑤ Tractive horsepower on hill slope land ($\alpha=10, \beta=0$)
- ⑥ Tractive horsepower on hill slope land ($\alpha=15, \beta=0$)

Fig. 44. Comparison of the engine horsepower and the tractive horsepower on the general slope land.

結 論

動力耕耘機가 一般 傾斜地(平地 포함)에서 견인 走行하는 경우 그 性能과 特性을 究明하기 위하여 内部 및 外部 動力 傳達系로 나누어 内部 傳達系의 始點인 搭載엔진의 性能을 測定하였으며 外部 傳達系의 始點인 驅動輪接地面에 發生하는 牽引力에 關하여서는 數學的模型을 만들어 地面 傾斜度 α 및 β 와 走行低下率 S 를 變數로하여 computer로 計算하였으며 이를 實證하기 위하여 strain gauge system으로 牽引力을 測定 分析한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

가. 驅動輪의 구름抵抗 理論式은

$$R_n = \frac{W_s - AC \left[1 + \frac{K}{Sf} (e^{-\frac{Sf}{K}} - 1) \right] \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{Sf} (e^{-\frac{Sf}{K}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}}$$

牽引力 理論式은

$$P = (AC + R \tan \phi) \left[1 + \frac{K}{sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] \cos \theta_1$$

$$\frac{W_z - AC \left(1 + \frac{K}{sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right) \sin \theta_1}{\tan \phi \left[1 + \frac{K}{sl} (e^{-\frac{sl}{k}} - 1) \right] + \frac{1}{\tan \theta_1}}$$

$$- W_1 \sin \alpha$$

구름抵抗角은

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left[\frac{2T \times (ACrS_0 - T) + \sqrt{(T - ACrS_0)^2 - (2T)^2}}{2(T^2 - W_z^2 r^2)} \right]$$

$$\left[\frac{-4(T^2 - W_z^2 r^2) \times \{(T - ACrS_0)^2 - W_z^2 r^2 S_0^2 \tan^2 \phi\}}{S_0 \tan \phi} \right]$$

로 誘導되었으며 平地에서는 미끄럼係數가 $K=1.5$ 이었고 傾斜地에서의 미끄럼係數는 $K=2$ 이었다.

나. 구름抵抗 係數 R_n 은 走行低下率 S 에 比例하여 增加하였으며 地面 傾斜의 影響을 받지 않았다.

구름저항角 θ_1 은 車輪 沈下量 Z 에 比例하여 增加하였으며 本 實驗에서는 $\theta_1=2^\circ \sim 16^\circ$ 범위에 있었다.

다. 靜的 荷重과 地面 傾斜度에 依한 垂直荷重轉移는

$$R_{p_z} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{W}_i}{l_T} \{ (l_T - \bar{l}) \cos \alpha \cos \beta - \bar{h} \sin \alpha \} - W_1 \cos \alpha \cos \beta$$

로 計算이 可能하였으면 二方向傾斜가 增加함에 따라 R_{p_z} 는 93.5kg에서 50kg까지 감소하였다.

Hitch point에 作用하는 x, y, z 方向 偶力中 y 方向 偶力이 가장 컸으며 그 偶力은 $M_{py} = (l_p + l_1)W_{1z} - (l_p R_{0z} + h_2 R_{0x}) - (h_1 - h_2)W_{1x}$ 로 計算이 可能하였고 計算値와 實測値는 一致되었다.

地面傾斜에 依한 左右驅動車輪의 荷重 差率 $\lambda = \frac{W_{Lz} - W_{Rz}}{W_z}$ 은 地面 傾斜 각 α 와 β 가 0° 에서 20° 까지 增加함에 따라 $\lambda=0$ 에서 0.4까지 增加하였다.

라. 無負荷時 平地와 傾斜地의 走行速度 差異는 0.05m/sec 정도로 큰 차이가 없었으나 牽引 荷重이 커짐에 따라 傾斜地 走行速度는 曲線의으로 減少하였다.

牽引荷重이 一定할 때 橫傾斜角 β 의 增加에 따른 走行速度 減少率은 언덕경사각 α 의 增加에 따른 走行速度 減少率보다 훨씬 적었다. 變速 gear 3단을 基準으로 할 때 最大 牽引荷重에 對한 concrete 路面에서의 走行速度는 $v=0.7$ m/sec이었으며 平地에서는 $v=0.5$ m/sec, 傾斜地에서는 $v=0.35 \sim 0.45$ m/sec 범위에 있었다.

다. 橫傾斜角 β 에 依한 橫滑動率은 $S_r = \frac{S_z}{l_r} \times$

100(%)로 定義하였으며 β 각의 增加에 따라 S_r 는 曲線의으로 增加하였고 低速에서의 橫滑率은 高速의 橫滑率보다 큰 값을 가졌다.

바. 變速 gear에 依한 驅動輪回轉速度 變化는 牽引力에 影響을 주지 않았으며 concrete路面에서 走行低下率 $S=35\%$ 일 때 最大 牽引係數 $N=0.8$ 이었고 $S=20\%$ 에서 最大牽引効率 $\eta=81\%$ 임에 比하여 本實驗土壤條件의 平地에서는 $S=60\%$ 에서 最大牽引係數 $N=0.54$ 이었고 $S=30\%$ 일 때 最大 牽引効率 $\eta=57.5\%$ 이었다.

橫方向 傾斜에서는 $S=60\%$ 일 때 最大 牽引係數 $N=0.5$ 이었으며 β 각이 增加하여도 N 값은 一定하였다.

이에 反하여 언덕 경사에서는 α 角이 5° 에서 15° 로 增加함에 따라 $S=65\%$ 에서 最大 靚인係數 $N=0.44$ 에서 $N=0.305$ 로 감소하였고 最大牽引効率이 일어나는 位置가 α 각 증가에 따라 $S=30\%$ 에서 $S=40\%$ 로 變하였으며 最大 牽引効率 $\eta=38\%$ 에서 $\eta=25\%$ 로 감소하였다.

一般 傾斜地에서의 牽引作業은 $S=30\%$ 에서 하는 것이 가장 効率이 높았다.

사. 低速 3段으로 靚인 作業할 때 搭載엔진에서 供給된 動力은 concrete路面에서는 46.7%, 平地에서는 26.7%, 傾斜地($\alpha=0 \sim 15^\circ$, $\beta=0 \sim 10^\circ$)에서는 13~20%가 靚인 動力으로 利用되었다. 卽 보다 많은 供給 動力을 牽引 動力으로 利用할 수 있는 平地 및 傾斜地用의 새로운 牽引裝置 開發이 요청된다.

參考文獻

1. Baird, R.W. 1932. The operation of power machinery on terraced land. Agr. Eng. 13 (11) : 236-287
2. Baker, C.J. and R.M. Collins. 1972. A comparison of tractor rear tyres in their resistance to side slip. J. Agr. Eng. Res. 17(1) : 64-70
3. Balligand, E. 1962. L'équilibre dans l'espace du tracteur agricole et l'amélioration de la traction sur 4 roues motrices. Ph. D. Thesis 1-10. Faulté des sciences agronomiques de l'état-Ga- mbloux Génie Rural
4. Bekker, M.G. 1958. Mechanics of vehicle movility in off-the-road locomotion. Applied Mechanics Review. 11(8) : 409-411

5. Bekker, M.G. 1960. Off-the-road locomotion. University of Michigan Press, Ann Arbor, Michigan: 31-35.
6. Bekker, M.G. 1962. Theory of land locomotion. 263-272.
7. Burt, E.C., R.L. Schafer, and J.H. Taylor. 1974. Similitude of a model traction device. Part I- Prediction of the dynamic traction ratio. Trans. of the ASAE. 17(4) : 658-661.
8. Chang, Cheu-Shang and A.W. Cooper. 1969. A study of mechanics of tractor wheels. Trans. of the ASAE. 12(3) : 384-388.
9. Chin, F.K. 1969. Size and effect of settlement of footing in clay. Proc. 7th int Conf. on SM FE, 2 : 53-57.
10. 青東震 1974. 機械設計便覽(上下). 大光書林 : 1967, 1595-1625.
11. Choi, Jae-Kap. 1975. Study of development process of Korean and Western plows and their draft resistances to a various plowing depth and soil condition. Ph. D. Thesis 日本北海道大學 70-80.
12. 鄭昌柱 譯. 1968. 트랙터 操作法. 大韓教科書株式會社, 281-312
13. 鄭昌柱. 1976. 韓國農業機械化의 促進對策에 關한 研究. 서울大學校 農科大學附設農業開發研究所.
14. 崔圭洪. 1973. 野山開發農地의 機械化作業效率 增進에 關한 研究. 韓國農工學會誌15(1) : 73-81
15. Clark and J.B. Liljedahl. 1969. Model studies of single, dual and tandem wheels. Transactions of the ASAE. 12(2) : 240-245.
16. Cleveland, J.B. and R.L. Hartman. 1971. Tractive characteristics of wheeled skidder tires. Trans. of the ASAE. 14(6) : 1024-1026.
17. Douglas, Bond. 1961. The influence of foundation size on settlement. Geotechnique, 11 (2) : 121-143.
18. Eddie C. Burt, Robert L. Schafer and James H. Taylor. 1974. Similitude of a model traction device. Part II-Prediction of wheel sinkage. Trans. of the ASAE. 17(4) : 662-665
19. Frank, M.Z. 1972. Predicting tractor field performance. Trans. of the ASAE. 15(2) : 249
20. Gibson, H.G. and C.J. Biller, 1974. Side-slope stability of logging tractor and forwarders. Trans. of the ASAE. 19(2) : 245-250.
21. Gilfillan, G. 1967. Attitude of a tractor on slopping land. J. Agr. Eng. Res. 12(4) : 293-296.
22. Goering, C.E. and W.F. Buchele. 1967. Computer simulation of and unsprung vehicle. Trans. of the ASAE. 10(2) : 272-280.
23. 權五植, 李炳旭, 金普泳, 1976. 內燃機關. 三亞出版社. 66-74.
24. Grencenko, A. 1968. Predicting the performance of wheel tractors in combination with implements. J. Agric. Eng. Res. 13(1) : 49-63
25. Habarta, F. 1971. Determination in relation to safety of operation of the minimal load on the front steering axle of a tractor with implements attached. J. Agric. Eng. Res. 16(2) : 126-140.
26. Hanson, T.L., H.P. Johnson and D.F. Young. 1967. Dynamic shearing resistance of soils. Trans. of the ASAE. 10(4) : 439-447.
27. Hegedus, E. 1965. Pressure distribution under rigid wheels. Trans. of the ASAE. 8 (3) : 305.
28. Hegedu, E. 1957. Discussion J. of terramechanics. 4(2) : 59-64.
29. 居垣千尋, 山本博昭. 1968. 小型 Crawlerのけん引性能について(第一報). 日本農業機械學會誌, 30(3)(106)137-141.
30. 伊藤信孝, 増田正三, 1970. 農用車輪のころかり抵抗(第一報). 日本農業機械學會誌 32(1)10-15
31. 伊藤信孝, 1973. 트랙터 驅動輪のすべり沈下について(第一報), 日本農業機械學會誌 35(3, 126) : 238-244.
32. 伊藤信孝, 1974. 트랙터 驅動輪のすべり沈下について第(二報). 日本農業機械學會誌, 35(4, 127) 335-344.
33. 伊藤信孝, 1974. 트랙터 驅動輪のすべり沈下について(第三報), 日本農業機械學會誌36(1, 128) 35-41.
34. 伊藤信孝, 杉山桂一, 1975. 트랙터 驅動輪のすべり沈下について(第五報) 日本農業機械學會誌

- 36(4, 131) 495-504.
35. 伊藤信孝, 1975. トラクタ駆動輪のすべり沈下について(第六報), 日本農業機械學會誌36(4, 131) 505-512.
36. Janosi, Z and B. Hanamoto. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils, proceedings of 1st Int. Conf. on the mechanics of soil-vehicle.
37. Kacigin, V.V. and Guskov 1968. The basis of tractors performance theory, J. of Terra mechanics. 5(3) : 43-66.
38. 上出順, 土屋功位, 1975, トラクタの転倒に関する研究(第二報) 日本農業機械學會誌36(4, 138) 513-517.
39. 姜入默, 朴春洙, 1977. 土質力學, 螢雪出版社 183-214.
40. Kereselidze, S.Y., T.B. Khukhuni, and E.B. Shkolnik. 1959. Investigations into the operation of the automatic stabilizer of the USG-12A hillside tractor. J. Agr. Eng. Res., 4(3) : 267-273.
41. 金熙喆, 李載淳, 1926. 最新自動車工學, 東明社 377-462
42. Knight J. and D.R. Freitag. 1962. Measurement of soil trafficability characteristics. Trans. of the ASAE. 5(2) : 121-125.
43. Koch, J.A., W.F. Buchele, and Marley S.J. 1970. Verification of a mathematical model to predict tractor tipping behavior. Trans. of the ASAE. 13(1) : 67-72, 76.
44. Kolozsi, Z. and T.T. McCarthy. 1974. The prediction of tractor field performance. J. Agr. Eng. Res., 19 : 167-172.
45. 長廣仁藏, 1970. ロタリートラクタの基本設計理論の研究(Tractorの轉倒限界) 125.
46. 長廣仁藏 1970. ロタリートラクタの基本設計理論(Tractor-Trailerの研究の運搬作業性能) 152-162.
47. 長廣仁藏, 1970. ロタリートラクタの基本設計理論の研究. 107-114.
48. Liang, Tung and Ching Youns. 1966. A microscopic study of tractive performance of a lugged tire operating on sand. Trans. of the ASAE. 9(4) : 513-515.
49. Löhr, L. 1955. Landtechnik und landtztung an hängen. Landtechnik. (10) : 706-709.
50. Lwow, E.E. 1954. Theorie des schleppers, veb verlag technik.
51. 松山龍男, 川崎健, 藤岡澄行, 前岡邦彦. 1970. 傾斜地にすける四輪トラクタの横轉倒角(第一報) 32(2, 113) : 111-116.
52. 松山龍男, 川崎健, 前岡邦彦 1970. 傾斜地にすける走行型二輪トラクタの横轉倒角. 日本農機誌 32(1) : 16-22.
53. McKilben, E.G. 1927. The kinematics and dynamics of the wheel type farm tractor. Agri. Eng. 8(1-7) : 15-93, 119-189.
54. Meriam, J.L. 1975. Dynamics Wiley : 145-154, 267-295.
55. Mitchell, J.K. and C.E. Beer, 1965. Effect of land slope and terrace systems and machine efficiencies. Trans. of the ASAE. 8(2) : 235-237.
56. Nuttal, C.J. and R.P. McGowan. 1961. Scale model of vehicles in soil and snow. Proc. 1st Int. Conf. on mechanics of soil vehicles systems, Int. Soc. for Terrain-Vehicle Systems, Turin. 656-677.
57. 笈田昭士, 1975. 土のせん断抵抗力變位曲線表示式に関する考察, 日本農機誌, 37(1, 132) : 20-25.
58. Onafeke, O. 1969. Analysis of the rolling resistance losses of wheels operating on deformable terrain. J. Agr. Eng. Res. 14(2) : 176-182.
59. Onafeke and A.R. Reede. 1967. Soil stress and deformations beneath rigid wheels. J. of Terramechanics. 4(1) : 59-80.
60. Osborne, L.E. 1971. A field comparison of the performance of two and four-wheel drive and track laying tractors. J. Agr. Eng. Res. 16(1) : 46-61.
61. 朴商朝, 1972. 道路工學, 交通堂. 6-21.
62. Pershing, R.L. and R.R., Yoerger, 1969. Simulation of tractor for transient response. Trans. of the ASAE. 12(5) : 715-719.
63. Pope, R.G. 1971. The effect of wheel speed on rolling resistance. J. of Terramechanics

- 8(1) : 51-58.
64. Raney, J.P., J.B. Liljedahl, and R. Cohen. 1961. The dynamic behavior of farm tractors. *Trans. of the ASAE*. 4(2) : 215-218, 221.
65. Reed, I.F., A.W. Cooper, and C.A. Reaves. 1959. Effects of two-wheel and tandem drives on traction and soil compacting stresses. *Trans. of the ASAE*. 2(1) : 22-25.
66. Richardson, B.Y. and A.W. Cooper. 1970. Effects of articulated steering on tractive performance of a rubber-tired logging tractor. *Trans. of the ASAE*. 13(5) : 633-635.
67. Rolfes, M. 1958. Der einfluss von hang lagen auf betriebsorganisation und betriebsfuhrung. *Landtechnik*. 13(10) : 259-261.
68. Rush, E.S. 1968. Trafficability tests with a two-wheel-drive industrial tractor. *Trans. of the ASAE*. 11(6) : 778-782.
69. Rühman, H. 1957. Aubauzonen am Hang Zweckmäßige Grenzen der Schlepperarbeit. *Landtechnik*. 12(9) : 159-262.
70. Ryan, K.E. and C.W. Terry. 1960. Four-wheel tractor braking. *Trans. of the ASAE*. 746-751.
71. Sack, J.W. 1956. Longitudinal stability of the tractors. *Agr. Eng.* 37(5) : 328-333, s
72. Sagi, R., A. Racotch and D.Wolf. 1973. Theoretical considerations in placing the centre of gravity of single-axled trailers. *J. Agr. Eng. Res.* 18 : 159-165.
73. Sela, A.D. and I.R. Ehrlich. 1972. Load support capacity of flat plate of various shapes in soils. *J. of Terramechanics*. 8(3) : 1939-69
74. Schilling, E. 1960. *Landmaschinen Band. A* cherschlepper.
75. Schwanghart, H. 1971. Schlepperumsturz und prüfung von umstnrz-schutz-einrichtnngen. *Landtech, forsch.* 19(1) : 1-5.
76. 芝野保徳. 1970. 小型トラクタの駆動性能に関する研究(第一報) *日本農機誌*. 32(1, 112) : 2-9.
77. 芝野保徳. 1970. 小型トラクタの駆動性能に関する研究(第三報) *日本農機誌*. 32(3) : 163-169.
78. Smith, D.D. 1956. Time study of parallel teerraces, *Agr. Eng.* 37(5) : 342-345.
79. Smith, G.M., L. Gelenn, and Downey. 1968. Advanced engineering dynamics. International Textbook Company 329-334. 67-71. 145-154.
80. Smith, D.W. and J.B. Liljedahl, 1972. Simulation of rearward overturning of farm tractors. *Trans. of the ASAE*. 15(5) : 818-821.
81. Smith, D.W., J.V. Perumpral and J.B. Liljedahl. 1974. The kinematics of tractor sideways overturning. *Trans. of the ASAE*. 17(1) : 1-3.
82. Sohne, W. 1957. Virbesserung der schleppeseitenfuhrung am Hang durch scheidenseiche. *Grundlg. Landtechn.* (9) : 113-118.
83. Southwell, P.H. 1964. An investigation of traction and traction aids. *Trans. of the ASAE*. 7(2) : 190-192.
84. 竹内學, 川崎健, 藤 澄行, 前岡邦彦, 松山龍男 1971. 傾斜地における四輪トラクタの横轉倒角(第二報) *日本農機誌*. 33(3, 118) : 230-238.
85. 田邊一, 中尾清治. 1968. 傾斜状態にする車輪抵抗に関する研究(第三報). *日本農機誌*. 30(3, 106) : 142-147.
86. 田邊一, 中尾清治. 1969. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に関する研究(第六報) *日本農機誌*. 31(2, 109) : 87-92.
87. 田邊一, 中尾清治. 1968. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に関する研究(第四報). *日本農機誌*. 30(3, 106) : 148-152.
88. 田邊一, 中尾清治. 1969. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に関する研究(第五報). *日本農機誌*. 31(1, 108) : 12-15.
89. Taylor, J.H. and E.C. Burt. 1975. Track and tire performance in agricultural soils. 18(1) : 3-6.
90. Timoshenko and Young. *Engineering Mechanics*. McGraw-Hill : 399-406.
91. 土屋功位, 上出順一, 赤瀬究. 1973. トラクタの轉倒に関する研究(第一報). *日本農機誌*. 34(4, 123) : 294-299.
92. Vanden Berg G.E. and I.F. Reed. 1962. Tractive performance of radial-ply and conventional tractor tires. *Trans. of the ASAE*.

- 5(2) : 126-132.
93. Wayne, H. Worthington. 1949. Evaluation of factors affecting the operating stability of wheel tractors. Trans. of the ASAE. 30 (2) : 79-123.
94. Wiendieck, K.W. and K.J. Melzer. 1972. A semiempirical approach to the prediction of pull/load ratio for wheels. Trans. of the ASAE. 15(2) : 239-245.
95. Wismer, R.D. and H.J. Luth. 1974. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. Trans. of the ASAE. 17(1) : 8-10.
96. Worthington, W.H. 1949. Evaluation of factors affecting the operating stability of wheel tractor. Agr. Eng. 30(3-4) : 119-123, 179-183.
97. 吉田勲, 1969. Soil thrust に關する考察. 日本農機誌. 31(3, 110) : 199-201.
98. 吉田勲. 1975. 砂質地盤 におけるホイール型車輛の最適進行低下率と仕事について. 日本農機誌. 37(2, 133) : 164-170.
99. 吉田勲, 1974. 土壤に對する平板貫入曲線に關する考察. 日本農機誌. 36(1, 128) : 45-50.
100. 吉田勲. 1971. 軟弱な地盤上における soil thrust の算出について. 日本農機誌. 32(4, 115) : 262-265.
101. 吉田勲. 1972. 車輪走行に關する實驗的研究 (第三報). 日本農機誌. 34(3, 122) : 5-7.
102. 吉田勲. 1972. 車輪走行に關する實驗的研究 (第四報). (沈下學動). 日本農機誌. 34(3, 112) : 214-219.
103. 吉田勲. 1971. 車輪走行に關する實驗的研究 (第一報). (靜的沈下と走行沈下). 日本農機誌. 33(1, 116) : 15-18.
104. Zoerb, G.C. 1963. A strain gage dynamometer for direct horsepower indication. Agr. Eng. August: 434-437.
105. Zoltan, Janosi. 1962. Theoretical analysis of the performance of tracks and wheels operating on deformable soils. Trans. of the ASAE. 5(2) : 133-146.
106. _____ 1973. Agricultural engineers yearbook of the ASAE.