

ISSN 0387-8139

農業機械化研究所報告

第 19 号

Technical Report
of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)
Omiya, Saitama, Japan
No. 19 March 1985

農機研報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Mach.

19: 1-66
1985

昭和60年3月

農業機械化研究所

埼玉県大宮市日進町1丁目

農業機械化研究所

(Institute of Agricultural Machinery)

編集委員会

石川 秀 勇 (委員長)

藤岡 澄 行

伴 敏 三

入江 道 男

平田 孝 三

金津 豊 彦

Editorial Committee

Hideo ISHIKAWA (Chief)

Sumiyuki FUJIOKA

Toshizo BAN

Michio IRIE

Kozo HIRATA

Toyohiko KANATSU

農業機械化研究所報告 第19号(昭和60年3月)

目 次

1. 木谷収・季基明・岡本嗣男・三浦恭志郎・森本國夫：振動耕うんの自動制御に関する基礎研究(英文) 1
2. 福森功・道宗直昭：レコーダジャーでの乳量計測法の研究..... 19
3. 山名伸樹・瀧川具弘・奥井和致・北村誠：簡易草地更新用機械の試作研究(第1報) 31
4. 平田孝三・長木司・小川幹雄：わい性台リンゴを対象とした果樹園用中耕装置の試作研究(第1報) 53

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)
No. 19 (March 1985)

CONTENTS

1. Osamu KITANI · Kimyung LEE · Tsuguo OKAMOTO · Kyoshiro MIURA ·
kunio MORIMOTO : Basic Studies on the Automatic Control of Vibratory
Tillage 1
2. Isao FUKUMORI · Naoaki DOSHU : Research on Methods of Measuring
Milk Yield of Cow by the Use of Recorder Jar in the Milking Parlor
Pipe-Line System19
3. Nobuki YAMANA · Tomohiro TAKIGAWA · Kazutomo OKUI · Makoto
KITAMURA : Development of Rotary Tilling Type Pasture Renovator
(Part 1)31
4. Kozo HIRATA · Tsukasa NAGAKI · Mikio OGAWA : Development of the
Offset Type Orchard Cultivator for Dwarfed-Apple Orchards (Part 1).....53

Basic Studies on the Automatic Control of Vibratory Tillage

Osamu KITANI*, Kimyung LEE**, Tsuguo OKAMOTO*,
Kyoshiro MIURA*** and Kunio MORIMOTO****

Abstract

Osamu KITANI, Kimyung LEE, Tsuguo OKAMOTO, Kyoshiro MIURA and Kunio MORIMOTO : Basic Studies on the Automatic Control of Vibratory Tillage, Tech. Rep. Inst. of Agric. Mach., No. 19 : 1—18

In order to develop a tillage device which automatically search for optimum vibratory conditions, this study was conducted. A hydraulic vibratory test device was constructed at first, and a series of tests revealed that the draft was minimum at the vibratory frequency of twice the soil shearing frequency. A small soil bin test equipment was then constructed, and soil stress and strain under various conditions were measured to find the effects of soil texture and moisture as well as cutting angle and depth. The hydraulic vibratory tillage device was connected with a computer and blade vibration was controlled in three control modes : 1) minimum draft mode, 2) minimum power mode, and 3) shearing frequency mode. In the shearing frequency mode the blade was vibrated at the frequency twice the soil shearing frequency which was obtained from FFT computation of the draft. This mode was superior to the others in control stability on the basis of test results and computer simulations.

1. Introduction

Vibratory tillage sometimes drastically reduces draft in the tilling of soil. Rate of draft reduction, however, differs according to the soil conditions and vibratory devices used. Simultaneous reduction of the power and draft is difficult since considerable power is required for idling vibration. Therefore, the aim of this study was to develop an automatically controlled vibratory tillage system which determines the optimum vibratory conditions for a given soil, and achieves the minimum draft and power.

This study was conducted when the first author was Guest Researcher with the Institute of Agricultural Machinery and most of the research was done there.

Some of the study, however, such as those in Chapters 3 and 5 were conducted at the Laboratory of Agricultural Power, Energy and Machinery of the University of Tokyo with a financial aid of a Special Research Project Grant for Energy from the Ministry of Education, Science and Culture.

2. Conditions for draft reduction

2.1 Object of study

It has been reported that the draft reduction of vibratory tillage varies from 10 to 90% according to the soil and vibratory conditions^{1),11),40)}. However, the optimum conditions for a

* Faculty of Agriculture, University of Tokyo

** Faculty of Agriculture, University of Tokyo (at present ; College of Agriculture, Kyungpook National University, Korea)

*** 1st Research Division (at present; Farm Technology Division, National Tohoku Agricultural Experiment Station)

**** 1st Research Division

given soil to achieve the minimum draft are not really known. In this study, experiments and analyses were conducted to determine the relationship between vibratory conditions and soil behavior and to learn the mechanism of draft reduction.

2.2 Kinematics of the vibratory blade

It has been reported that the wave pattern of vibration has little effect on the draft⁹⁾. In this study a sinusoidal vibration was assumed. The movement of the blade can be expressed as follows; the displacement in x-direction X is,

$$X = A \cos \theta \sin \omega t + v_0 t \tag{1}$$

Forward velocity v is,

$$v = A \omega \cos \theta \cos \omega t + v_0 \tag{2}$$

Then the acceleration α is

$$\alpha = -A \omega^2 \cos \theta \sin \omega t \tag{3}$$

where, A : amplitude, ω : angular velocity, θ : direction of vibration in degree, v_0 : travel velocity.

If we make the equation of the dimensionless blade displacement X_{dless} , it is expressed as follows by a function of velocity ratio λ which is defined as the ratio of the maximum velocity of the blade to the travel velocity;

$$\lambda = A \omega \cos \theta / v_0 \tag{4}$$

$$X_{dless} = \frac{X}{v_0 / \omega} = \lambda \sin \omega t + \omega t \tag{5}$$

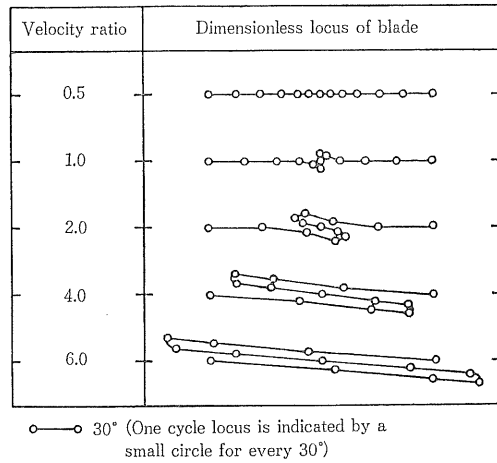


Fig. 1 Dimensionless locus of blade in terms of the velocity ratio

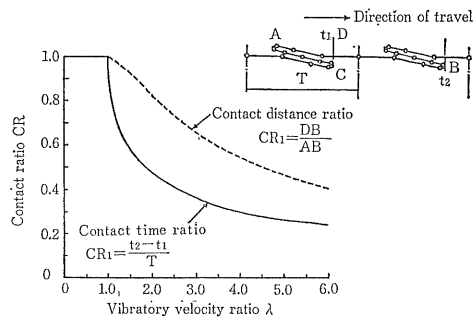


Fig. 2 Relation between velocity ratio and contact ratio

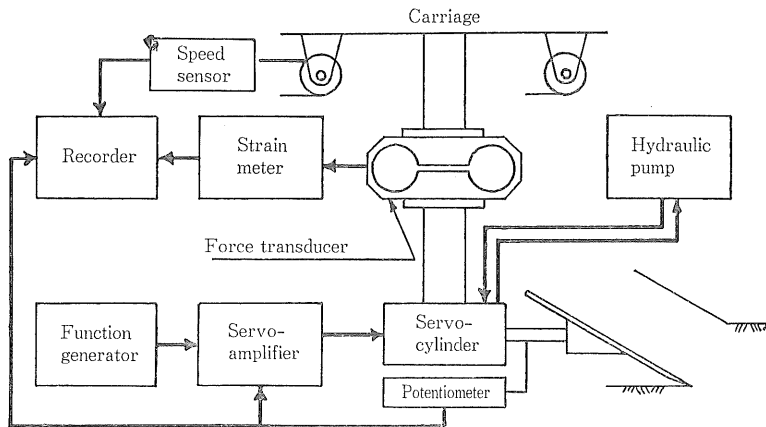


Fig. 3 Schematic diagram of experimental equipment for vibratory tillage

Figure 1 shows a one-cycle orbit of the vibrating blade. As known from equation (5), the orbit is a function of λ . If $\lambda \leq 1$, there is no backward movement of the blade. If $\lambda > 1$, backward movement occurs; in this case the contact time ratio varies. This ratio is defined as the forward moving time divided by the cycle period. The contact ratio as the function of velocity ratio decreases with the increase of λ , as indicated in Fig. 2.

Vibratory pitch P_v is defined as the forward travel distance in one cycle, and expressed by the following formula;

$$P_v = v_0 / f \tag{6}$$

where, $f = \omega / (2\pi)$.

Vibratory pitch and velocity ratio are the main parameters controlling vibratory tillage as reported in existing papers^{13), 32), 33)}.

2.3 Experimental device and method

(1) Experimental device

The test device consisted of a vibratory blade with a hydraulic oscillator (Fig. 3). The frequency and amplitude of the vibratory blade were controlled by a servo-amplifier, servo-valve and a hydraulic cylinder. Blade direction was controlled by changing the setting angle of the hydraulic cylinder. The resistance force to the blade was measured by an elongated octagonal force transducer¹⁷⁾. The force components were recorded on a data recorder through strainmeters. Displacement of the blade was measured by a potentiometer attached to the hydraulic cylinder. Tests were conducted in a soil bin (length: 8.2m, width: 1.3m, depth: 0.5m).

(2) Experimental method

Tests were conducted under constant soil conditions (texture, moisture content and hardness of soil A in Table 1), and travel speed (0.2m/s) as well as a constant cutting-depth (15cm), -width (20cm) and -angle (30°). The vibratory velocity ratio, vibratory pitch and direction of vibration were varied. Draft measurement was carried out for each test, and non-vibratory tillage test was made and compared with each vibratory test.

2.4 Experimental results and discussion

(1) Soil failure in vibratory tillage

Three types of soil failure have been reported in soil cutting; shearing type, flow type and crack type¹⁴⁾. Test results revealed that all of the soil cutting in this experiment belonged to the shearing type. The shearing pitch P_s could be defined as travel velocity v_0 divided by shearing frequency f_s ; $P_s = v_0 / f_s$ (7)

The variation coefficient of the shearing pitch was defined as the standard deviation of P_s divided by the mean of P_s . The frequency ratio f_r was calculated by the blade frequency f_b divided by the soil frequency f_s . Figure 4 shows that variation coefficient was minimal when the frequency ratio f_r was 2.0, implying that the blade movement matched well with soil shearing action at $f_r = 2.0$. In the other vibratory conditions the variation coefficient became greater (Fig. 4), because the blade movement did not match the shearing action of the soil and the shearing became unstable. This kind of phenomenon was also reported in metal cutting.

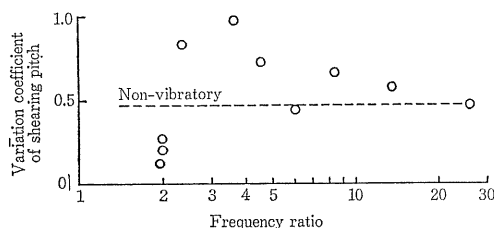


Fig. 4 Relation between frequency ratio and variation coefficient of soil shearing pitch

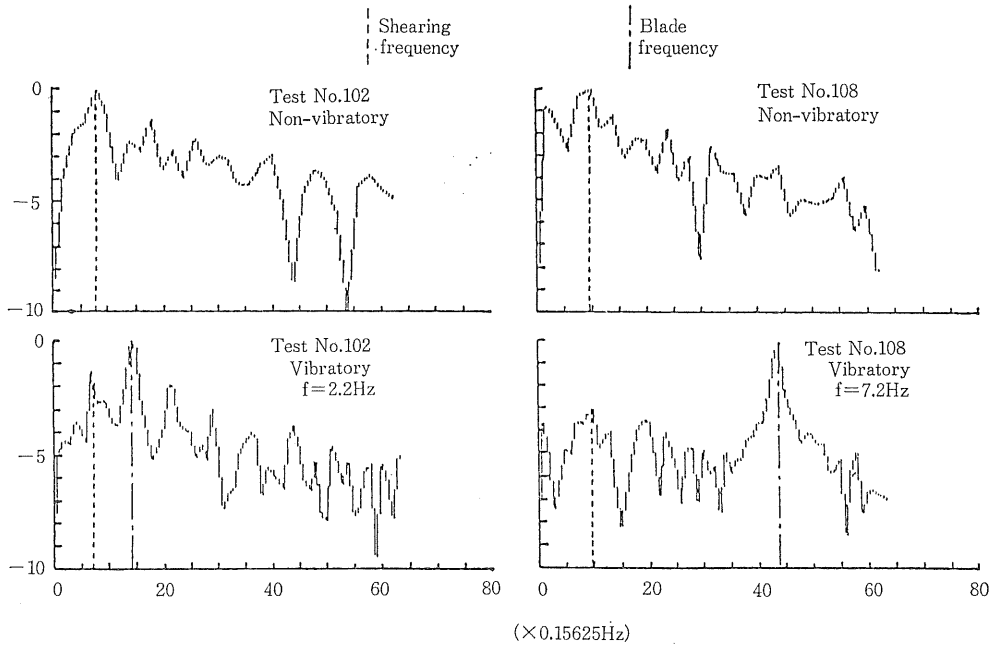


Fig. 5 Power spectrum density of tillage draft curve

The soil shearing frequency was obtained by transforming the draft curve with a Fast Fourier Transformation (FFT) into power spectrum density (PSD); Figure 5 is an example of the power spectrum on a logarithmic scale. Non-vibratory test of No. 102 in Fig. 5 indicates that at the maximum PSD shearing occurred. In contrast, the maximum PSD of the vibratory tillage of No. 102 (bottom) corresponded to the blade frequency, and the second peak matched the shearing frequency. This was also true with the higher frequency of test No. 108.

(2) Draft of vibratory tillage

Figure 6 indicates the draft reduction in terms of the shearing pitch and vibratory velocity ratio. The reduction here was defined as the rate of the draft of vibratory to non-vibratory tillage. A-lines in Fig. 6 correspond to a vibratory pitch of 20mm. The draft reduction increased to velocity

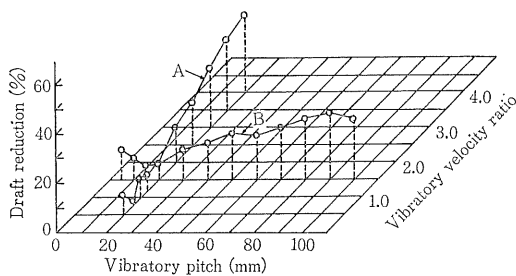


Fig. 6 Draft reduction in terms of vibratory pitch and velocity ratio

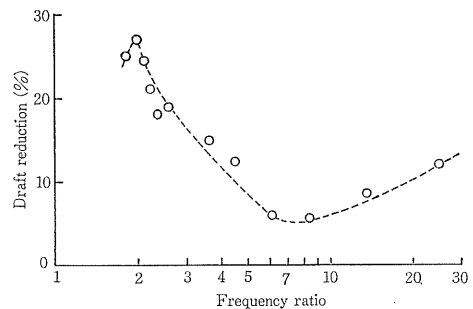


Fig. 7 Relation between frequency ratio and draft reduction

ratio of 4.0, and no peak appeared within this range.

B-lines of Fig. 6 correspond to a velocity ratio of 1.5. This curve reached a maximum draft reduction of 27% at the vibratory pitch of 80-90mm, which corresponded to half of the soil shearing pitch of 160-180mm.

When frequency ratio f_r (the ratio of blade frequency to shearing frequency) was changed, the draft reduction reached a minimum point at $f_r=7$, and attained the maximum value at $f_r=2.0$ (Fig. 7). $f_r=2.0$ also corresponded to the minimum point of variation coefficient of the shearing pitch as previously mentioned.

(3) Energy requirement of vibratory tillage

The power required for vibratory tillage L is defined as follows ;

$$L = v_0 F_0 + \frac{1}{2} A \cdot B \cdot \omega \sin \phi \quad (8)$$

where, F_0 : mean draft, B : amplitude of draft curve, ϕ : phase angle between draft curve and blade movement.

Power ratio was also defined as the ratio of power required in vibratory tillage to that in non-vibratory tillage. Figure 8 shows that the power ratio was minimum at the vibratory pitch of 80-90mm and the velocity ratio of 1.5. This corresponded to the same point of the maximum draft reduction ratio or the minimum draft in Fig. 6 as pointed out earlier.

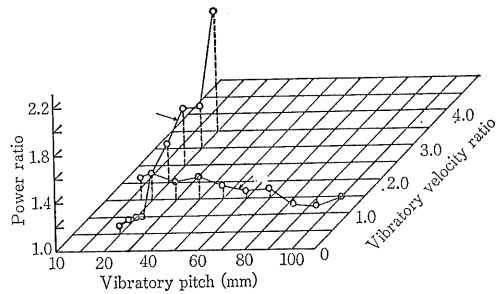


Fig. 8 Power ratio in terms of vibratory pitch and velocity ratio

3. Deformation, stress and failure in soil cutting

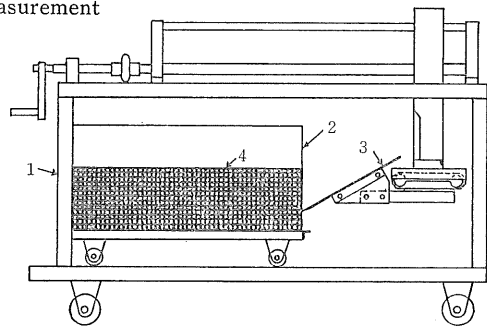
3.1 Purpose of experiment

In a comparatively large soil bin such as in the test of Chapter 2, it is difficult to change soil texture and moisture content. In this chapter, soil cutting tests were required which were carried out under various soil- and cutting-conditions, and the draft as well as soil deformation and stress were measured in a very small soil bin. Special interest was focused on the soil shearing process under various conditions.

3.2 Experimental equipment and method of measurement

(1) Experimental equipment

Figure 9 shows a schematic view of a small soil bin test device. The soil bin (length: 80cm, width: 15cm, height: 25cm) was placed in a frame, and the bin walls were coated with teflon so that soil did not stick to the walls. The front wall was made of glass. A plane blade cut the soil through a manually driven screw shaft. Draft was measured by an octagonal force transducer which was attached behind the 15cm wide blade. Cutting angle of the blade could be varied between 30° and 45°. The dis-



1 Frame, 2 Soil bin, 3 Blade, 4 Soil with grating

Fig. 9 Schematic diagram of experimental equipment

placement of the blade was measured by a revolving sensor attached to the driving screw shaft.

(2) Soil stress meter

The soil stress meter in Fig. 10 was developed based on earlier works^{14), 20)}. To measure the two principal stresses and their directions, three pressure sensors were attached to the meter at the angle of 120°. An inclination sensor, which was composed of a weight and beam with strain gages on it, was also attached to the meter to measure its angular displacement in soil.

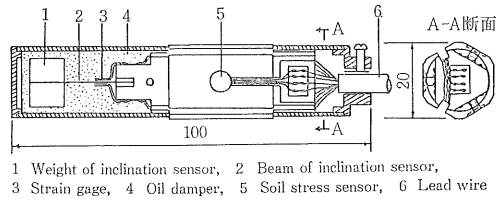


Fig. 10 Soil stress meter

(3) Soils

Textures and physical properties of the soils in this test are tabulated in Table 1. Soil A was used in the test of the previous chapter. Soil B was added in this test.

Table.1 Physical properties of the tested soils

Cases		Soil	
		A	B
Soil texture ¹⁾	Clay	15.0%	9.0%
	Silt	48.5	19.5
	Fine sand	26.5	54.0
	Coarse sand	10.0	17.5
Soil type ¹⁾		Silty loam	Sandy loam
Plastic limit		28.1%	20.9%
Liquid limit ²⁾		46.1	29.5
Plastic index		18.0	8.6
Specific gravity		2.69	2.71

1) International method

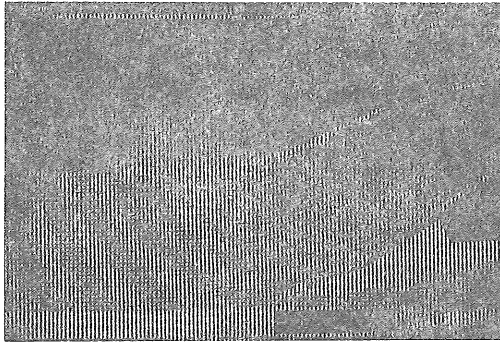
2) Fall-cone method

(4) Method of experiment

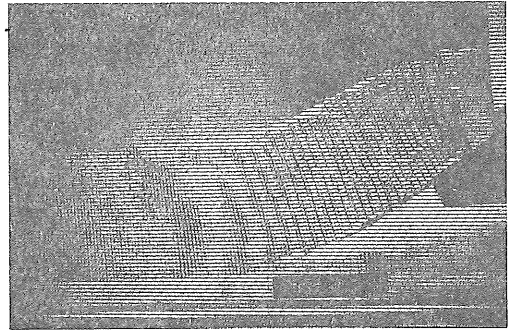
Moiré method was used for the measurement of soil deformation. After packing soil in the bin, the front glass wall was removed from the soil bin. Then a grating was painted on the soil using a grating mask and water paint. Photographs were taken during the soil cutting process by a motor-driven camera.

The deformed soil grating photographs were projected on a semitransparent screen with master gratings of U- and V-field, and the Moiré fringe (Fig. 11) appeared on the screen. Soil deformation and strain were calculated from these fringe patterns. Stress sensors buried at three different soil depth picked up the soil stress during the cutting process.

Tests were conducted under various conditions of cutting depth (100, 75 and 50mm), cutting angle (30° and 45°), moisture content (18.3, 21.0 and 27.4%) and soil texture (SiL and SL).



a. U-field



b. V-field

Fig. 11 Example of Moiré fringe

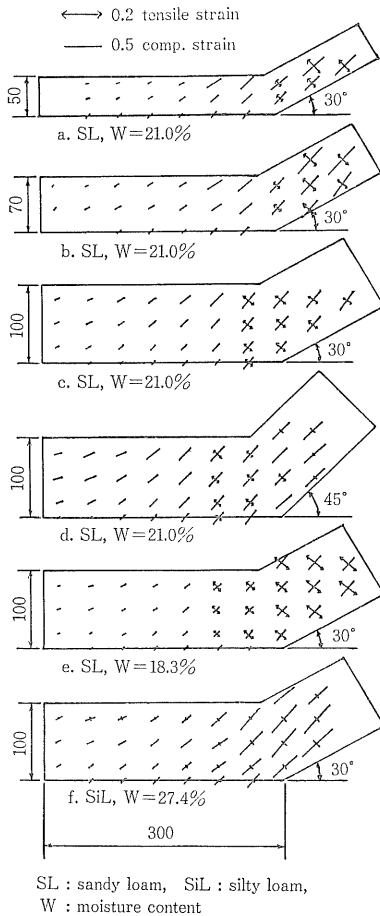


Fig. 12 Distribution of principal strain in furrow slices under various experimental conditions

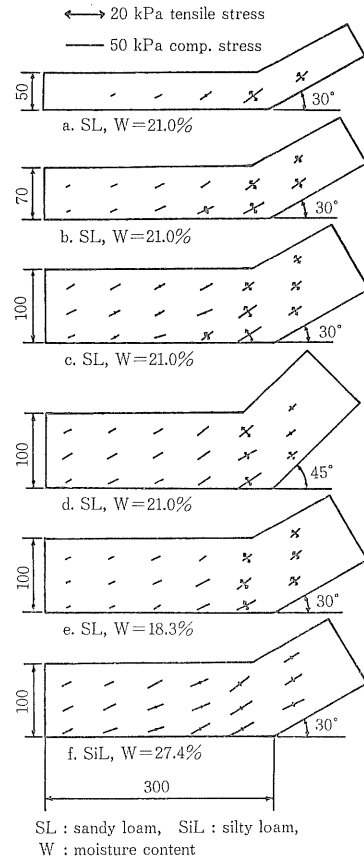


Fig. 13 Distribution of principal stress in furrow slices under various experimental conditions

3.3 Test results, analysis and discussion

(1) Soil deformation in the cutting process

For the Moiré analysis of the fringe patterns the following equations were used^{7),9)};

$$\left. \begin{aligned} \text{horizontal strain } \varepsilon_x &= P\partial N/\partial x \\ \text{vertical strain } \varepsilon_y &= P\partial N'/\partial y \\ \text{distorsional strain } \gamma_{xy} &= P(\partial N/\partial y + \partial N'/\partial x) \\ \text{principal strains } \varepsilon_{1,2} &= \frac{1}{2} [(\varepsilon_x + \varepsilon_y) \pm \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\gamma_{xy}/2)^2}] \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

where, P : grating pitch, N , N' : Moiré fringe numbers in U- and V-fields respectively.

Figure 12 was the principal strain distribution obtained in the Moiré analysis. This strain distribution was measured when the blade cut as far as 20cm into the soil. Conditions of each test are tabulated in Table 2. The directions of the principal strains did not vary greatly under the different soil- and cutting-conditions. As the cutting depth deepened and the cutting angle increased, soil deformation was more prevalent. The soil strain in front of the blade became greater up to

Table 2 Experimental conditions

Test conditions Cases	soil texture	Moisture content (%)	Cutting depth (mm)	Cutting angle (°)
a	Sandy loam	21.0	50	30
b	"	21.0	70	30
c	"	21.0	100	30
d	"	21.0	100	45
e	"	18.3	100	30
f	Silty loam	27.4	100	30

a certain depth. Within this test range, the maximum principal strain increased with higher moisture of clay content.

(2) Soil stress in cutting

The principal stress was calculated from the measured values of the soil stress sensor (σ_α , σ_β , σ_γ) and inclination of the sensor ϕ by using the following formulae;

$$\left. \begin{aligned} \text{maximum principal stress } \sigma_1 &= \sigma_0 + \gamma \\ \text{minimum principal stress } \sigma_2 &= \sigma_0 - \gamma \\ \text{direction of principal stress } \omega &= \phi - \theta \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\text{where, } \sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_\alpha + \sigma_\beta + \sigma_\gamma) \quad \theta = \begin{cases} \sigma_\alpha - \sigma_0 \geq 0 & ; \\ \frac{1}{2} \sin^{-1} \frac{1}{\sqrt{3}\gamma} (\sigma_\beta - \sigma_\gamma) \\ \sigma_\alpha - \sigma_0 < 0 & ; \\ 90^\circ - \frac{1}{2} \sin^{-1} \frac{1}{\sqrt{3}\gamma} (\sigma_\beta - \sigma_\gamma) \end{cases}$$

$$\gamma = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_0)^2 + (\sigma_\beta - \sigma_0)^2 + (\sigma_\gamma - \sigma_0)^2}$$

As shown in Fig. 13, the directions of principal stresses did not greatly vary, and showed a tendency similar to the strain directions. The maximum principal stress became greater as the cutting depth increased, but there seemed almost no effect of cutting angle. As the soil moisture and clay content became greater, the maximum principal stress increased. The stress distribution

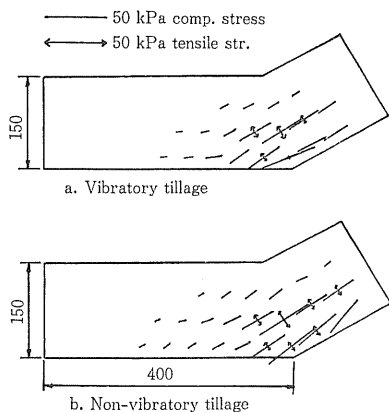


Fig. 14 Comparison of principal stress distributions in furrow slices between vibratory and non-vibratory tillage methods

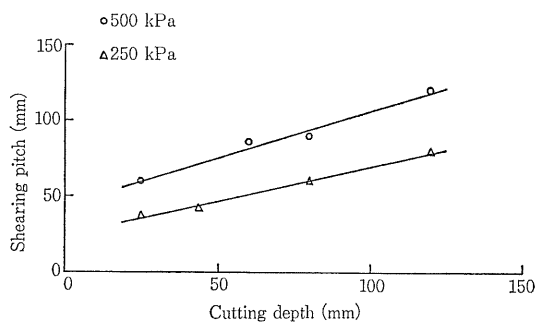


Fig. 15 Relation between depth of tillage and pitch of soil shearing in terms of soil hardness

according to the soil depth was more or less equalized when the clay content was higher. Using the test device in Chapter 2, the same stress measurements were made and an example of results is presented in Fig. 14. The vibratory conditions were 10Hz in frequency and 4.8mm in amplitude. As the measured stress fluctuated, the mean was calculated from the recorded oscillogram. The results of vibratory cutting were compared with non-vibratory cutting, and the direction of principal stresses and general stress distribution tendency of the two were almost the same. However, the magnitude of the maximum principal stress of the vibratory cutting was smaller implying less shearing resistance.

(3) Shearing characteristic

The test results in Chapter 2 indicated that the soil shearing pitch was an important factor for minimizing draft and energy. Therefore, a

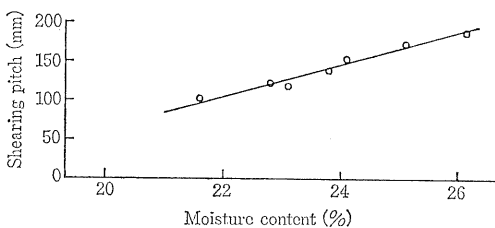
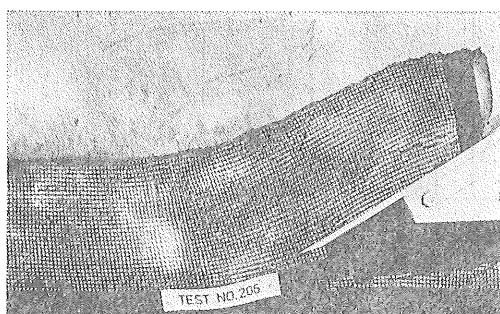
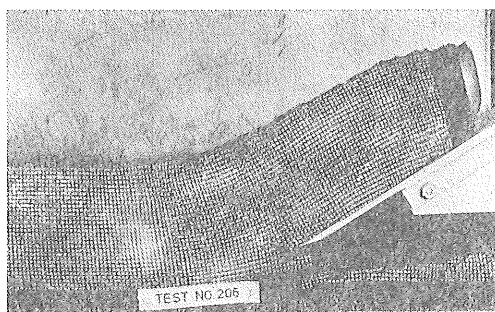


Fig. 16 Relation between moisture content and shearing pitch of soil



a. Forward process



b. Backward process

Fig. 17 Soil deformation in cutting process

series of tests were made examining the effect of cutting depth and soil moisture on the shearing pitch. Figure 15 shows the effect of cutting depth on shearing pitch. At two levels of soil hardness, the pitch increased proportionally with the cutting depth.

The relation between shearing pitch and moisture content is shown in Fig. 16. In a range of moisture content of 21 to 27%, the shearing pitch increased linearly with the moisture content. However, it decreased again when the moisture content became much greater and, as a result, soil hardness also decreased. Figure 17 illustrates soil deformation in a forward cutting process. A tensile crack is detected near the edge point in the backward process.

4. Experiments on the automatic control of vibratory tillage

4.1 Purpose of experiments

The optimal vibratory condition in which minimum draft and power are achieved is automatically computed and a blade is then vibrated in this condition. It was the aim of this experiment to develop this kind of automatic control system. Experiments were carried out combining the hydraulic vibratory tillage device in Chapter 2 with a computer, and three kinds of computer algorithms were developed for the control system. Almost no other effort is known of on the automatic control of vibratory tillage.

4.2 Experimental devices

The hydraulic vibratory tillage device was modified and connected with a computer (MELCOM 70) as shown in Fig. 18. Optimum vibratory conditions were determined through an A/D converter and a computer from the resistance force components which were picked up by an octagonal force sensor and a strain meter. Based on the results of computation, vibratory frequency and amplitude were controlled by a D/A converter, a function generator, a servo-amplifier and a servo-valve.

4.3 Control modes

Three control modes as shown in Figs. 19-21 were used in the tests. Figure 19 is a flow-chart for the achievement of the minimum draft. The control steps are as follows; 1) Initial values are given, namely initial frequency F , increment of frequency DF , velocity ratio VR , travel velocity V_0 and amplitude A . The amplitude is calculated by the definition $A = VR \cdot V_0 / F$. 2) The blade

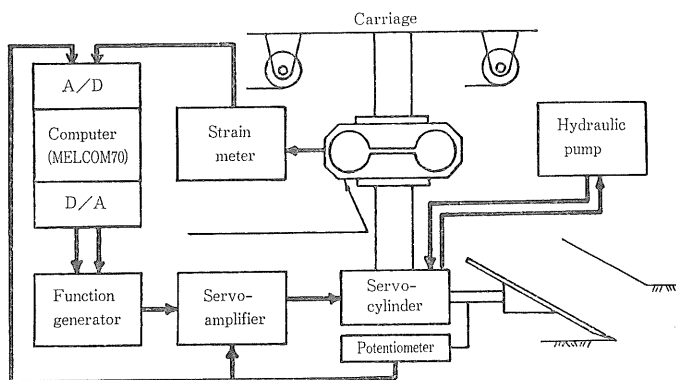


Fig. 18 Schematic diagram of experimental equipment for the automatic control of vibratory tillage

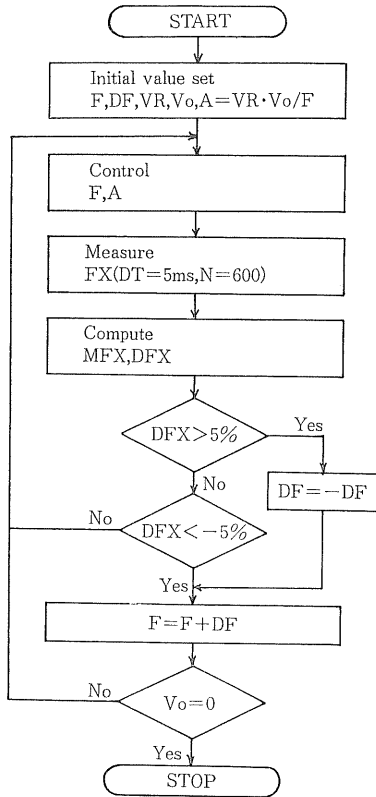


Fig. 19 Flow-chart of automatic vibratory tillage control for minimum draft

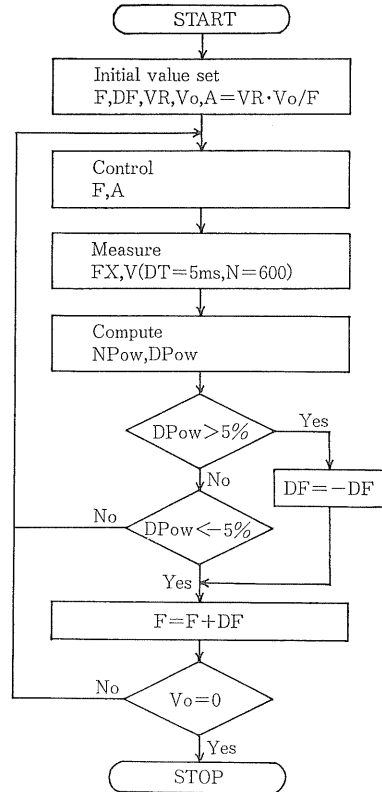


Fig. 20 Flow-chart of automatic vibratory tillage control for minimum power

is oscillated according to the initial data. 3) Tillage resistance in the first control stage is measured. Measurement is carried out for 600 points with a sampling interval of 5 ms. 4) Mean draft value is calculated and the differentiation in terms of the previous stage DFX is obtained. At the end of the first control stage, however, the frequency is given as $F = F + DF$, since there is no differentiation yet. 5) If the differentiation of the draft is less than 5%, the same vibratory conditions are used for the next stage. If the draft differentiation is greater than 5%, the frequency of the next stage is given by $F = F - DF$, and if less than -5%, the frequency is given by $F = F + DF$.

Figure 20 shows a flow-chart of the control to minimize the power. This is similar to the minimum draft mode, but the measurement of blade velocity is added for the calculation of power. The control steps are as follows; 1) and 2) are the same as the minimum draft mode. 3) The blade velocity is obtained by $V = V_0 - dX/dt$, where the blade displacement X is measured by a potentiometer and the differentiation with respect to time t is achieved. 4) The mean power $MPow$ as the product of draft FX and velocity V is obtained, and the differentiation in terms of the previous stage $DPow$ is computed. 5) The vibratory conditions are controlled on the basis of 5% $DPow$ in the same way as the minimum draft mode.

Figure 21 shows a flow-chart of the control mode in which shearing frequency of soil is obtained and the blade is vibrated at frequency twice as large as the soil shearing frequency. This is based on the test results in Chapter 2. The control steps are as follows; 1) Initial values of frequency F , velocity ratio VR , travel velocity V_0 and amplitude A are given. 2) The system is controlled by these initial values. 3) The wave form of the draft is measured at 128 points with a sampling interval of 35ms. The sampling interval was obtained from a preliminary test in which the minimum travel distance and time were pursued. 4) Soil shearing frequency F_s is obtained from the power spectrum density through the Fast Fourier Transformation (FFT) process. 5) Then the blade is vibrated at a frequency twice the soil shearing frequency derived through the FFT, and minimum draft and power are achieved.

4.4 Method of experiment

Tests were conducted in the soil conditions same as in Chapter 2. The tillage depth was 15cm, cutting width 20cm, cutting angle 30° and travel velocity 20cm/s. Vibratory direction was kept horizontal. Velocity ratio was kept at 1.5 based on the test results of Chapter 3. Comparisons were made of the three control modes under the conditions above stated.

4.5 Test results and discussion

Figure 22 shows blade vibrations of the three control modes in each stage. The soil shearing frequency mode in which the blade was vibrated at twice of the shearing frequency started with a vibratory frequency of 6Hz. The amplitude A was 8mm. This was computed from $A=VR \cdot V_0/F$, where $VR=1.5$ and $V_0=0.2\text{m/s}$. In control stage 2, frequency was altered to 3.125Hz which was twice of measured soil shearing frequency in the previous control stage. Soil shearing frequency was obtained from the FFT process of the measured vibration of the blade. The frequency and amplitude were controlled in the same way in the following control stages.

As shown in Fig. 23 (Line A), the vibratory condition was well controlled at the optimum level in all the control stages except the first. However, if the soil condition is not constant, this soil shearing frequency control mode may encounter some trouble; this problem will be analyzed in the following chapter on system simulation.

The minimum draft control mode was started with a frequency of 4.0Hz and an amplitude of 12.0mm. Starting frequency was decided in consideration of the comparatively short length of the soil bin. In control stage 2, a frequency of 4.4 Hz was given, which was determined by the

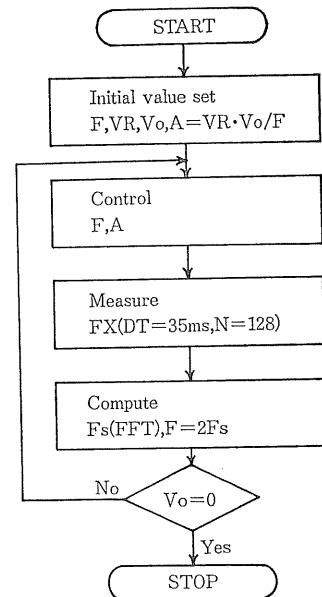


Fig. 21 Flow-chart of automatic vibratory tillage control by means of soil shearing frequency

Control stage Control mode	1	2	3	4	5
Shearing frequency mode	F 6.00Hz A 8.00mm	3.125Hz 15.36mm	2.78Hz 17.32mm	2.78Hz 17.32mm	3.125Hz 15.36mm
Minimum draft mode	F 4.00Hz A 12.00mm	4.40Hz 10.91mm	4.00Hz 12.00mm	3.60Hz 13.33mm	3.20Hz 15.00mm
Minimum power mode	F 4.40Hz A 10.91mm	4.80Hz 10.00mm	4.00Hz 12.00mm	3.60Hz 13.33mm	3.20Hz 15.00mm

Fig. 22 Blade vibration patterns for various control modes

formula $F_2 = F_1 + DF = 4.0 + 0.4 = 4.4$ Hz. This control stage showed an increase in draft. Therefore, the frequency of the third stage was given as $F_3 = F_2 - DF = 4.4 - 0.4 = 4.0$ Hz. In this control stage, the draft was decreased. In stage 4, the frequency was $F_4 = F_3 - DF = 4.0 - 0.4 = 3.6$ Hz and the draft was further decreased. In stage 5, the frequency was $F_5 = F_4 - DF = 3.6 - 0.4 = 3.2$ Hz and the draft converged to the minimum.

The minimum power control mode started with $F = 4.4$ Hz, $A = 10.91$ mm. In control stage 2, frequency $F_2 = F_1 + DF = 4.4 + 0.4 = 4.8$ Hz, but since the power was increased, a new frequency of $F_3 = F_1 - DF = 4.4 - 0.4 = 4.0$ Hz was given to the following stage and the power was decreased. In control stage 4, frequency was given by $F_4 = F_3 - DF = 4.0 - 0.4 = 3.6$ Hz. The power became stable or converged to stage 5, where the frequency was given as $F = F - DF$.

The draft reduction (rate of draft at vibration/draft at non-vibration) of each control mode is illustrated in Fig. 23. Line A represents soil shearing frequency mode. From control stage 2 on, the draft reduction exceeded 20%, and the power ratio (power at vibration/power at non-vibration) approached 1.0. Line B indicates the minimum draft control which is over 20% of the draft reduction and less than 1.1 of the power ratio, only from control stage 4. It converged to the final stage in control stage 5. Line C of the minimum power mode shows a tendency similar to the minimum draft control mode. Thus the soil shearing frequency mode reached the final state much quicker than the other two control modes.

5. Simulation of vibratory tillage

5.1 Objectives of the simulation

The tests reported in the previous chapters were conducted in a soil bin with soil conditions which were quite stable and homogeneous. However, in an ordinary field, soil surface is more or less irregular and soil moisture and soil hardness are also changeable. As a result the change of draft and power due to the change of vibratory conditions is not the same as in a soil bin. It was, therefore, the purpose of this simulation to examine the performance of this control system under diverse soil conditions.

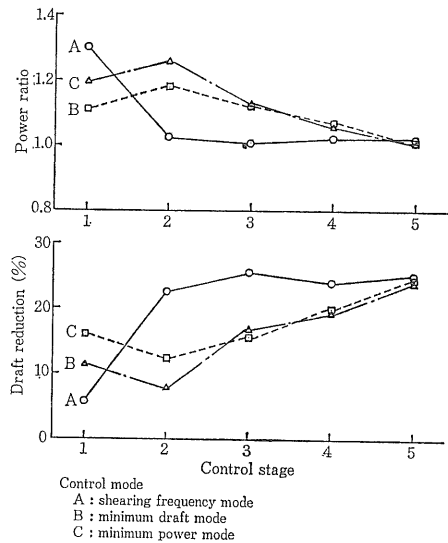


Fig. 23 Comparison of draft reduction and power ratio in terms of control modes

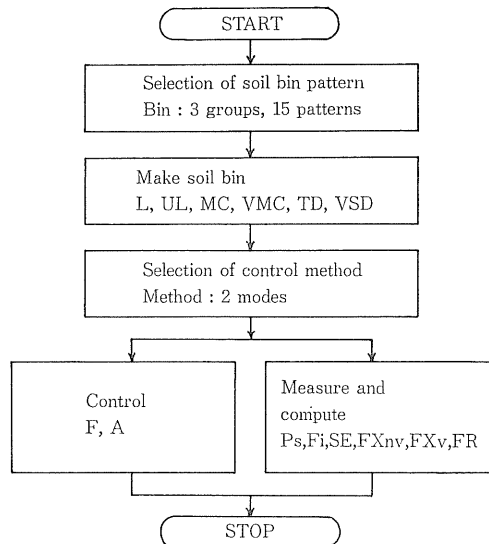


Fig. 24 Flow-chart of simulation in vibratory tillage

Soil pattern		Items Control mode	Draft reduction ratio		Square error of frequency	
			SFM	MDM	SFM	MDM
Type ∧	150 100 mm		26.3	23.2	0.57	4.48
∨	150 100		26.2	19.8	0.61	14.52
□	150 100		26.3	23.2	0.79	4.47
└	150 100		26.0	23.3	0.96	4.94
Random surface	150 100		24.4	22.0	2.52	7.04
Moist ∧	% 25 20		25.4	19.1	1.73	10.54
Dry ∨	25 20		25.1	16.8	2.42	22.01
Moist □	25 20		24.9	17.5	2.53	10.59
Dry └	25 20		24.4	16.8	5.78	20.69
Random moisture			21.4	17.9	5.49	15.76
Composite A			19.4	17.8	15.12	15.93
Composite B			24.2	20.7	5.34	10.90
Composite C			26.2	23.4	0.97	4.85
Composite D			24.3	19.1	6.13	13.04
Composite E			26.6	24.8	1.83	4.79
Average			24.7	20.4	3.52	10.97

SFM : shearing frequency mode, MDM : minimum draft mode. In the soil pattern, upper curve : soil surface, lower curve : moisture.

Fig. 25 Results of simulation in terms of control mode

5.2 Method of simulation

Simulation was carried out as shown in the simulation flow-chart of Fig. 24. Surface irregularities were modelled in five patterns with a constant soil moisture. Change of moisture content with a flat surface was symbolized in the five patterns and the composite effects of both surface and moisture were also examined with these patterns.

Each pattern corresponded to a test field or a hypothetical soil bin of 11 m in length; unit length for a vibration control process was 0.6 m at a travel velocity of 0.2 m/s and the data sampling period was 3 seconds. It was assumed that within each unit length the soil surface and moisture content remained constant. Standard moisture content was 24%, and unit variation was assumed +2.5%. Standard tillage depth was 125 mm, and unit variation of the surface level was +25 mm. The soil shearing frequency mode and the minimum draft control mode which had a tendency similar to the minimum power mode were used.

Measurement and data processing were conducted in the same way as indicated in the previous chapters. The assumed process was; soil shearing pitch P_s was measured, the optimum vibratory frequency F and the squared error SE were obtained. The draft of vibratory tillage FX_v and non-vibratory tillage FX_{nv} as well as the draft reduction were computed.

5.3 Results of simulation and discussion

Figure 25 shows the results of simulation for 15 patterns of various soil conditions. In soil shearing frequency control mode, the draft reduction was large and the squared error of frequency was small. The draft reduction in the shearing frequency control mode averaged 24.7%, whereas in the minimum draft control mode it was 20.4% on an average. The squared error of frequency was 3.52% for the shearing frequency control mode and 10.97% for the minimum draft control mode.

Thus simulation showed that the soil shearing frequency control mode was superior to the minimum draft control mode, because the former was less susceptible to external disturbances such as soil moisture and irregularity of the field surface.

6. Conclusions

In order to develop a vibratory tillage device which automatically searches for optimum vibratory conditions, the authors constructed a hydraulic vibratory tillage test device. Experimental analyses on soil failure, soil resistance and required power were carried out, and the following results were obtained.

(1) The soil in vibratory tillage failed in the same manner as in non-vibratory tillage; the average shearing pitch of the soil remained almost unchanged.

(2) The optimum vibration frequency was twice the shearing frequency to the soil with constant velocity ratio. Under this vibratory condition the movement of the blade matched the soil and the shearing pitch became constant, resulting in minimum resistance and power.

As the second step, a small bin test device for Moiré analysis and soil stress meters were designed and constructed to clarify the deformation, stress and failure pattern of the soil. From a series of experiments using these devices the following conclusions were made.

(3) The Moiré method made it possible to analyze the soil deformation under an orthogonal cutting. The cutting conditions affected the soil deformation range, and soil conditions affected the magnitude of the principal strain of the soil.

(4) The cutting and soil conditions had considerable effect on the magnitude of the principal

stress as well as the stress distribution along the shear plane. Vibratory tillage reduced the soil stress on the shear plane in comparison to non-vibratory tillage; this resulted in less shearing force.

(5) The shearing pitch increased proportionally with the cutting depth and soil hardness within a soil moisture range of 21-27%.

In the final step, computer-controlled automatic vibratory tillage test equipment which attained minimum draft and power was developed. Three control program modes were developed and tested with this equipment. A computer simulation investigated the control performances of the above modes with the following primary results.

(6) All of the three control modes converged to the same steady state when the velocity ratio was kept constant.

(7) The control mode in which the blade frequency was twice the soil shearing frequency (frequency control mode) showed optimum control with minimum draft and power, and also had greatest velocity convergence.

(8) Results of the simulations showed the frequency control mode to have achieved the best control performance. The fluctuation of the draft reduction was less than 10% at various cutting depths and soil moistures.

Reference

- 1) Bilotta, W. F. et al. : Upward Cutting Vibratory Plowing, SAE Pa, 710729, 1971.
- 2) Boyd, R. J. and Nalezny, C. L. : A Model of Vibratory Soil Cutting, SAE Pa, 670-750, 1967.
- 3) Boyd, R. J. and Nalezny, C. L. : Simple Model Simulates Soil Cutting of Vibrating Plow, SAE, J. 76, 79-82, 1968.
- 4) Brixius, W. W. and Weber, J. A. : Soil Failure Characteristics for Oscillating Tillage Tool and Bulldozer Blade Models, Tr. ASAE, 18(4), 633-637, 1975.
- 5) Carter, O. L. : Vibrating Plows, U. S. Patent No. 3,339,641, Sept. 5, 1967.
- 6) Chancellor, W. J. : Efficiency Differences between Resonant Oscillating Tools and Those Driven by Inertial Propulsion, Tr. ASAE, 17(4), 593-596, 1974.
- 7) Chiang, F. P. : Moiré Methods of Strain Analysis, Manual on Experimental Stress Analysis, 22(2), 290-308, 1979.
- 8) Choa, S. L. and Chancellor, W. J. : Optimum Design and Operation Parameters for a Resonant Oscillating Subsoiler. Tr. ASAE, 16(6), 1200-1208, 1973.
- 9) Durelli, A. J. and Parks, V. J. : Moiré Analysis of Strain, Prentice Hall, Inc., 1970.
- 10) Eggenmüller, A. : Schwingende Bodenbearbeitungswerkzeuge, G. d. Landtechn., Heft 10, 55-69, 1958.
- 11) Eggenmüller, A. : Versuche mit Gruppen gegeneinander Schwingender Hackwerkzeuge, G. d. Landtechn., Heft 10, 70-88, 1958.
- 12) Fujiura, T., Kawamura, N. and Phu Si Gia : Automatic Control of Rotary Tilling Tractor (IV), Jour. JSAM 43(1) 39-44, 1981.
- 13) Gunn, J. T. and Tramontini, V.N. : Oscillation of Tillage Implements, Ag. Eng., 36(11), 725-729, 1955.
- 14) Hatamura, Y. and Chijiwa, K. : Study on Cutting Mechanism of Soil(I), Trans. JSME 40(181) : 1396-1404, 1961.
- 15) Hendrick, J. G. : An Annotated Bibliography on Vibratory Soil Dynamics(1969-1979), NTML U. S., 1979.
- 16) Hendrick, J. G. and Buchele, W. F. : Tillage Energy of a Vibrating Tillage Tool, Tr. ASAE, 6(3), 213-216, 1963.
- 17) Ito, N., Kitani, O. and Senda, Y. : Photoelastic Analysis of a Stress Concentration Type Force Transducer, Bul. Faculty of Agriculture, Mie University 42 : 69-102, 1971.
- 18) Kawamura, N. and Fujiura, T. : Automatic Control of Rotary Tilling Tractor(I), Jour. JSAM 39(4) : 439-445, 1978.
- 19) Kim, Y. and Kawamura, N. : Study on Balanced Type Oscillating Mole Drainer, Jour. JSAM 39(3) : 299-314, 1977.
- 20) Kitani, O. : Fundamental Studies on Tillage Machinery(II), Jour. JSAM 24(4) : 163-170, 1963.

- 21) Lamb L. F.: Vibrating Plow, U.S. Patent No. 3,103,250. Sept. 10, 1963.
- 22) Lee, K., Kitani, O. and Okamoto, T. et al.: Automatic Control of Vibratory Tillage(I) Jour. JSAM 44(2): 275-280, 1982. (II) Jour. JSAM 44(3): 417-422, 1982. (III) Jour. JSAM 44(4): 605-610, 1983.
- 23) Leo, I. A.: Powered Plow, U.S. Patent No. 3,167,134, Jan. 26, 1965.
- 24) Okamoto, T. and Kawamura, N.: Torque Control of Rotary Tiller(III), JSAM 30(3): 159-163, 1968.
- 25) Oldenburg, D.: Loader Bucket with a Vibrating Blade, U. S. Patent No. 3,238,646, March 8, 1966.
- 26) Rhoten, C. M.: Heating and Vibrating Means Plow Moldboards, U.S. Patent No. 2,641,173, June 9, 1954.
- 27) Rogers, T. A.: Vibrating Plow, U.S. Patent No. 3,336,985, Aug. 22, 1967.
- 28) Seifert, A.: Die Gleichmäßigkeit der Furchentiefe beim Pflügen, Landtechnik, 17(7), 226-230, 1962.
- 29) Shelton, D. L.: Oscillating Plow and Fertilizing Apparatus, U.S. Patent No. 3,296,985, Jan. 10, 1967.
- 30) Shelton, D. L.: Vibrating Tillage Implement, U.S. Patent No. 3,425,946, Feb. 4, 1969.
- 31) Shimizu, K.: Moiré Fringes and Their Application
(I) Study on Machinery 16(4): 501-506, 1964
(II) Study on Machinery 16(5): 629-636, 1964
- 32) Smith, J. L., Hillman, K. and Flikke, A. M.: Experimental Analysis of Vibratory Tillage, Tr. ASAE, 15(5), 834-837, 1972.
- 33) Smith, J. L., Dais, J. L. and Flikke, A. M.: Theoretical Analysis of Vibratory Tillage, Tr. ASAE, 15(5), 831-833, 1972.
- 34) Sommer, M. S. and Weber, J. A.: Model Study of Vibrating Tines-Bulldozer Blade System, Tr. ASAE, 20(1), 18-20, 1977.
- 35) Tompkins, F. D. and Bledse, B. L.: Vibratory Furrow Opening Tool for Minimum Tillage Planters, Tr. ASAE, 22(3), 498-503, 1979.
- 36) Verma, B. P.: Oscillating Soil Tools—A Review, Tr. ASAE, 14(6), 1107-1115, 1971.
- 37) Yaremenko, M. K.: The Investigation of the Influence of Vibrations on the Draft of a Two-Moldboard Plow and Working Tools of a Drainage Plow in a Soil Bin, Trudy Vim, 24, 67-100 (NTML Translation), 1957.
- 38) Yong, R. N. and Hanna, A. V.: Finite Element Analysis of Plane Soil Cutting, J. Terr., 14(3), 103-125, 1977.
- 39) Yow, J. and Smith, J. L.: Sinusoidal Vibratory Tillage, J. Terr., 13(4), 211-226, 1976.

摘 要

振動耕うんの自動制御に関する基礎研究

木谷 取, 李 基明, 岡本嗣男, 三浦恭志郎, 森本國夫

けん引抵抗と所要エネルギーを最小にするような振動条件を自動的に求めて耕うんする機械を開発することを目的として本研究を行った。まず油圧式振動耕うん実験装置を試作し、土壌槽における一連の試験から、土のせん断周波数の2倍で振動させると抵抗が最小になることを見出した。次いで小土壌槽における土の切削試験で、モアレ法による土の変形計測と3方向土圧計による土の応力計測を行い、土壌条件や作業条件の差異による切削特性の変化をしらべた。さらに油圧式振動耕うん実験装置をコンピュータで制御し、抵抗最小法、動力最小法、せん断周波数法の3種の制御モードによる試験を行った。

この結果、振動波形の高速フーリエ変換によってせん断周波数を求め、その2倍の周期で振動耕うんさせるせん断周波数法が、もっとも収束が早く、安定性も高く優れていることが分かった。また一連のコンピュータシミュレーションによって、土壌水分や圃場表面の凹凸が制御系に与える影響を調べ、ここでもせん断周波数法の性能が優れていることを確認した。

なお、この研究の主要部分は、筆頭報告者が農業機械化研究所の招へい研究員である時に李、岡本の協力を得て、研究所研究第1部トラクタ耕うん整地用機械研究単位と共に行ったものである。

レコーダジャーでの乳量計測法の研究

福森 功*・道宗直昭*

1984—10—29 受理

抄 録

福森 功・道宗直昭：レコーダジャーでの乳量計測法の研究。農機研報19：19—30（1985）

ミルクユニットを通して牛乳が集められるレコーダジャーの支持金具部や、ジャー下部の生乳排出管部に荷重変換器および圧力変換器を付設し、ジャー内に溜る生乳の重量とその変化量を荷重および水頭で把握する試験装置を試作した。装置の計量精度を求めするために水を用いて試験し、荷重変換器ではその精度も高く実用化の可能性が認められたが、圧力変換器ではその精度は前者と比べて低く、計器自体の安定性にも問題を残した。実搾乳による精度試験では、荷重変換器の精度は高く、ペンレコーダによる記録からも各々の搾乳牛の搾乳曲線を求めることができた。

1. 緒言

近年酪農経営の合理化を図るためにコンピュータ等の導入が試みられており、搾乳牛の乳量を的確に把握して個体別給餌を行う方向へ進みつつあるのが現状と言えよう。しかし、この個体別の乳量を常時正確にかつ容易に計量する技術はまだ確立されていない。

バケットミルクによる搾乳では、バケットを吊秤・台秤等で計量することができる。酪農経営の規模拡大とともに普及が大きく伸びたパイプラインミルク搾乳方式の場合は、搾られた生乳はミルクパイプにより直ちに牛乳処理室のバルククーラへ送られるために経営全体の乳量を知ることは容易であるが、搾乳牛の個体別乳量はパイプライン用の専用の乳量計を用いることにより計量している。パイプライン用の乳量計には国産のものは少なく輸入品が多数販売されており、これらについては上野^{1),2)}らが行った測定精度や問題点に関する報告がある。

前述の搾乳方式とは別に、畜舎に付随して専用の搾乳室（ミルクングパーラ）を設け、多頭数の乳牛を追い込んでまとめて同時に搾乳する方式は、搾乳作業強度の軽減が図られるために、近年普及しつつある。ミルクングパーラ方式において搾られた生乳はミルクングユニットを通してレコーダジャー⁵⁾に集められる。そしてジャー表面に刻印された目盛を目視することにより乳量を読み取る方式となっている。このレコーダジャーでの測定精

度については市川^{3),4)}が報告している。それによると、7機種21台を供試して実搾乳を行った結果、平均誤差率が±3%以内のもので16台、±3.01～5%未満のもので4台、5%以上のものが1台あり、乳量および搾乳速度と計量誤差の原因と考えられる泡の発生量の関係、および泡の量との関係における乳量の誤差率を求めている。その結果、泡の量と誤差率との間には有意な正の相関が認められ、泡の量が多いほど誤差率が大きくなる傾向を認めている。このように、レコーダジャーに溜る生乳の表面に発生する泡の量によってその測定精度が大きく影響を受け、人間による目視ではその読み取り精度が問題となるとともに、実搾乳作業で乳量を記帳するという煩わしさがある。この泡の影響を受けず、かつ乳量もデジタル値として表示し得る方法について研究を行い、望ましい結果を得たので、以下に報告する。なお、この研究に関しては大宮市の遠藤牧場の全面的なご協力を得たことを記し、ここに感謝の意を表わす次第である。

2. 構想および目標

真空により生乳を搬送する現在の搾乳方式では、少量ではあるが、必ず空気をミルクチューブやミルクパイプ内に送り込んで生乳を搬送するという原理によっている。したがって、レコーダジャーに生乳が送り込まれる場合、ミルクチューブ内等を生乳で一旦満たし、生乳はその後から流入してくる空気に圧送されてチューブ内を移動しジャー内に流入することになる。この生乳のチューブ内の移動は間欠的に行われるために、流入する生乳

* 研究第3部

はジャー内に溜っている生乳と激しく接触し、その際に多量の泡が発生することになる。この泡の発生量を少なくするか、または全くなくしてしまえばジャーでの測定精度の向上は望めるが、前述のような原理で搬送される限りそれは困難であり、別途搾乳方式を考え直す必要があるものと思われた。そこで泡の発生による影響を受けない方式について種々検討し、搾乳後の洗浄作業が困難にならない検出機構として乳量検出部と生乳とが直接接触しない方式(非接触型)か、または接触しても現状の洗浄などの保守管理作業が容易なものとするべきである。また、精度は現状の乳量計(レコーダジャー方式)と同程度以上のことが要求されるが、乳量は目で目盛を読む方式ではなく、数字で表示され、かつ搾乳速度の変化も記録できる方式(図1)とすることが望ましい。さらに、硬質ガラス製のジャーを改造することなく、かつ一般にこのジャーが多く用いられているので、これにも容易に取り付けられる検出方式にするべきであるとの結論に至った。

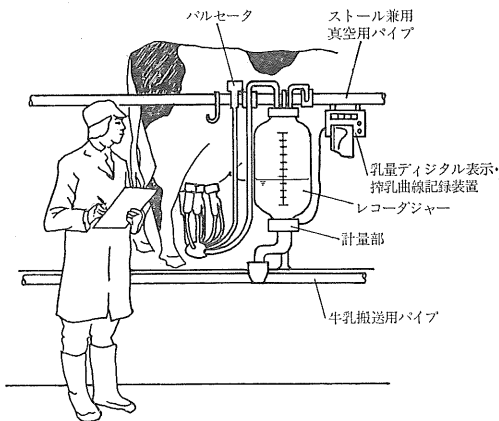


図1 ミルキングパーラへ設置した場合の予想図
Fig. 1 Expected diagram of the new milk meter used in the milking parlor

3. レコーダジャーでの試作乳量計測装置の概要

以上のような考え方で図2のようにジャー下部の支持金具部と生乳排出部とを改造し、荷重変換器と圧力変換器とを付設した。

レコーダジャーはミルキングパーラ用として一般に市販されている乳量計であり、通常は図2の左側(改造前)に示すように上部および下部の支持金具で固定されている。特に上部の支持金具はジャーの前後左右の振れを防

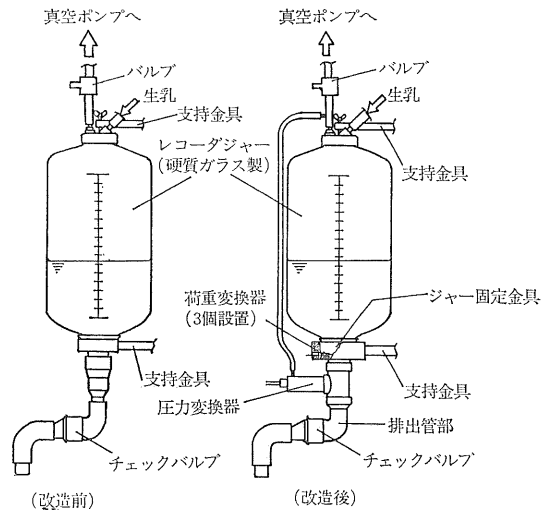


図2 改造前後の乳量計

Fig. 2 Recorder jar (left) and the new type milk meter equipped with the load-cell and the pressure-head (right)

止するとともに、ジャーを垂直に保持・固定するための調節機能も持っている。

このジャーでの乳量計測の手順は次のとおりである。ジャー内を真空ポンプで設定真空圧〔通常、 -50kPa (-375mmHg)程度〕にし、その真空圧によりジャー下部のチェックバルブが閉状態となる。また、設定真空圧を利用してミルクキングユニットが稼動し、搾られた生乳はジャー内に流入する。この生乳のジャー内への流入が終了した時に、ジャー内の乳量を目で読みとる。そしてジャー内をジャー上部に設けたバルブで大気開放して圧力を大気圧とすると、設定真空圧により閉状態となっていたチェックバルブが生乳の重量で押されて開状態となり、溜った生乳がジャーから流出する構造となっている。そしてジャー上部のバルブを閉にし、ジャー内を設定真空圧にして次の搾乳作業を行う手順となっている。

3.1 荷重変換器式乳量計

ジャー下部の支金具を図3のように改造し、品質の揃った3個の荷重変換器(共和電業, LM-20KA, 1個の定格荷重20kgで計60kg)で硬質ガラス製のジャー(8.5kg), その固定金具(2.0kg), 排出管部(3.4kg)およびジャー内に溜る生乳の重量を受ける。デジタル指示計の電気回路で前の三つの重量(約14kg)を消去してジャー内に溜る生乳の重量のみを計量する方式とした。

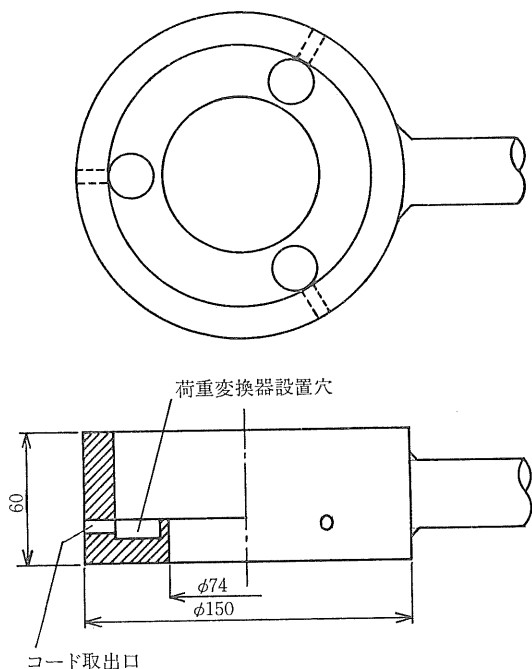


図3 レコーダジャー支持金具の改造

Fig. 3 Remodeled supporter of the recorder jar for installing the load-cell

3. 2 圧力変換器式乳量計

ジャー下部の生乳排出管部の途中に図4のようなステンレス製の圧力変換器固定管および圧力変換器〔共和電業, PC-100G DM100, 定格容量: 9.8kPa (0.1kgf/cm²)〕を設け, ジャー内に溜る生乳の水頭を測定してその重量を知ることができる方式とした。なお, ジャー内部は前述のように約-50kPaもの真空圧がかかるので, 図2の右側(改造後)のように圧力変換器内部にもジャー内と同一の圧力変動を受けられるように, ジャー上部の真空パイプと圧力変換器内部とを厚肉のプラスチックチューブで結び, 圧力変換器ではジャー内に溜る生乳の水頭のみを測定するものとした。なお, このような方式としたのはジャー内部の圧力変動と予想される水頭(約40cm水柱≒4kPa≒30mmHg)の大きさが極端に異なるため, 圧力変換器で両者の圧力を受けると計量精度は低下することが考えられたからである。

3. 3 計測装置

図5のような計測装置(デジタル指示計: 共和電業, S D T-303 B 動歪計: 共和電業, D P M-110 B ペンレコーダ: 東亜電波, F B R-252 A)を用いたが,

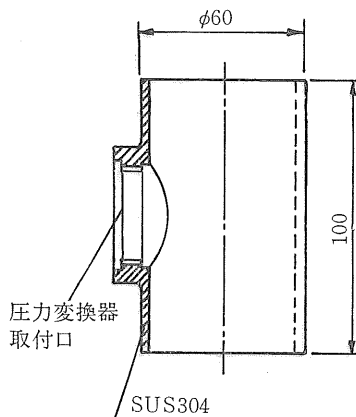
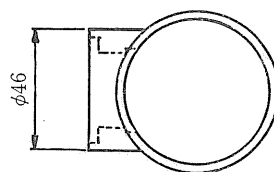


図4 排出管部の圧力変換器固定管

Fig. 4 Structure of fixing part of the pressure-head

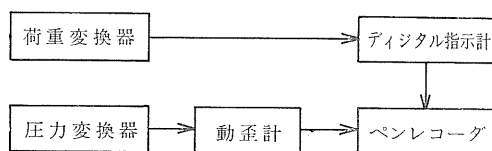


図5 計測装置

Fig. 5 Measuring apparatus of the new milk meter

荷重変換器式ではジャー内に溜る生乳の重量をデジタル表示するとともに, その変化をペンレコーダで記録できるようにし, 圧力変換器式ではジャー内に溜る生乳の水頭の変化を連続記録できるようにした。なお, ペンレコーダの記録から個々の搾乳中の乳量を把握することもできる。

以上の装置を組み込んだ乳量計測試験装置の概要を図6, 乳量検出部の組立図を図7に示す。なお, 図7のレコーダジャー固定金具はジャー等の重量が3個の荷重変換器に均等にかかるようにしたものである。なお, 実際

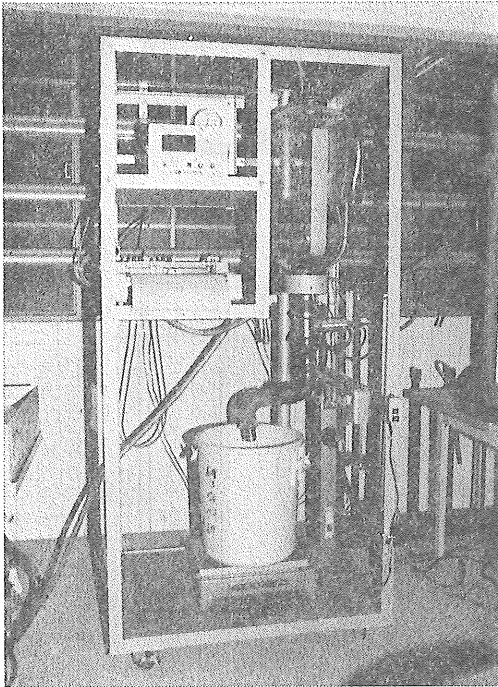


図6 乳量計測試験装置の概要

Fig. 6 Measuring apparatus for milk yield of cow by use of the recorder jar

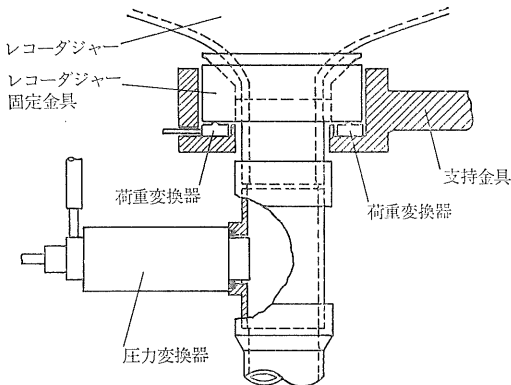


図7 乳量検出部の組立図

Fig. 7 Diagram of the attached sensors for measuring the milk yield

の牛舎においても搾乳試験を容易に行うために、装置自体は可動式とした。予備試験として、荷重変換器の場合は一級分銅を用い、指示計の読みを校正して正しく指示することを確認した。ペンレコーダの読みについても較

正を行い、実測値との高い相関が得られることを確かめた。圧力変換器の場合はジャー内に一定の水を溜め、水頭からジャー内の水の重量が得られることを確かめた。

4. 乳量計測装置の精度試験

4.1 室内精度試験

4.1.1 試験方法

図8に示すように吸水量設定装置から一定流量の水をミルクユニットを通してジャーに投入し、表1のように設定真空圧、設定吸水速度、総吸水量などを変えて試験した。荷重変換器ではデジタル指示計の数字とペンレコーダの記録を読み、圧力変換器ではペンレコーダの記録を読みとり、ジャーから排出された生乳をジャー下部に設けた台秤(秤量50kg, 最小目盛0.02kg)で正確に秤量した値(以下実測値と呼ぶ)との相関を求めてから誤差、誤差率を算出した。なお、これらの試験は装置を水平に保って行い、装置の傾きを3°, 5°にした試験では設定真空圧を-50kPa, 設定吸水速度を7.5kg/min程度にして総吸水量を表1に示す7段階に変え、さらにその傾きを4方向(前後左右)に設定した。

4.1.2 試験結果および考察

装置を水平に保って試験を行い、実測値と荷量変換器および圧力変換器の読みとの相関係数、回帰係数を求めた結果を表2に示す。荷重変換器のデジタル表示値(表2のA)およびそのペンレコーダの読み(表2のB)と実測値との相関は高かったが、圧力変換器の読み(表2のC)と実測値との相関は前者ほど高い値は得られなかった。

荷重変換器のデジタル表示値および荷重変換器と圧力変換器のペンレコーダの読みを表2の回帰係数を用いて換算した重量(以下換算値と呼ぶ)と台秤で計測した実測値とからの誤差、誤差率を次式により求めた。

$$Ei = Mi - mi$$

$$ei = \frac{Ei}{Mi} \times 100 = \frac{Mi - mi}{Mi} \times 100$$

ここに Ei : 誤差 (kg)

Mi : 実測値 (台秤で計測した値, kg)

mi : 換算値(読みとり値を換算した値, kg)

ei : 誤差率 (%)

なお、デジタル表示値の場合も表2の回帰係数を用いて換算したが、表示値そのものを換算値として誤差、誤差率を求めた結果も併せて表3に示す。

表3の誤差率の分布割合をみると、圧力変換器では

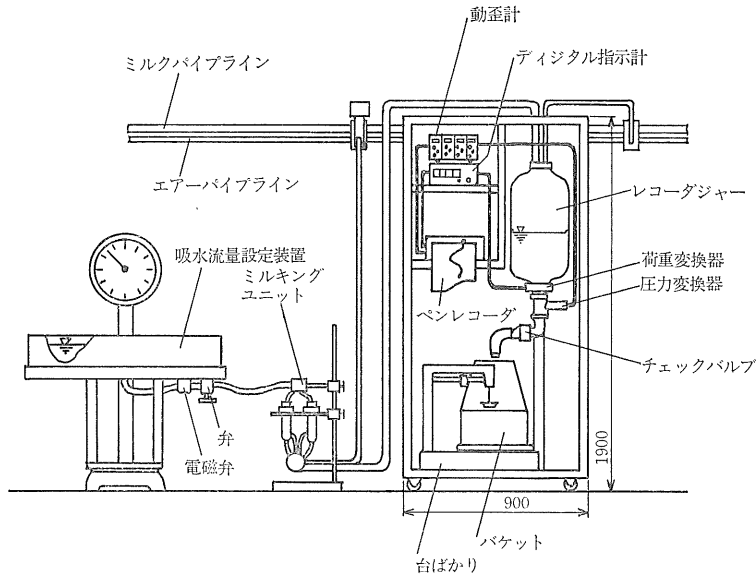


図8 室内精度試験装置配置図

Fig. 8 Schematic drawing of the accuracy test method by water

表1 試験条件

Table 1 Fixed conditions in the experiment; the vacume pressure, the water flow rate and the water quantity

設定真空圧 [kPa(mmHg)]	-38(-285) , -40(-300) , -44(-330) , -50(-375)
設定吸水速度 (kg/min)	1 , 3 , 5 , 7.5
総吸水量 (kg)	5 , 7.5 , 10 , 12.5 , 15 , 17.5 , 20

表2 試作乳量計の値(x)と実測値(y)との相関係数と回帰係数(水を用いた場合)

Table 2 Correlation coefficients and the regression coefficients between measured values and actual water quantities

	A ¹⁾	B ²⁾	C ³⁾
相関係数	0.99996	0.99992	0.998
回帰係数 {			
a	0.9941	0.1988	0.1635
b	0.0769	0.0658	-11.77

注 1) A: 荷重変換器とデジタル指示計で表示した場合

2) B: 荷重変換器とペンレコーダで記録した場合

3) C: 圧力変換器とペンレコーダで記録した場合

4) 測定点数: 112

5) $y=ax+b$

表3 試作乳量計の精度試験結果(水を用いた場合)
Table 3 Results of the accuracy test of the new milk meter using water

換算に用いた 回帰係数		荷 重 変 換 器			圧 力 変 換 器
		A		B	C
		a = 0.9941 b = 0.0769	a = 1 ¹⁾ b = 0	a = 0.1988 b = 0.0658	a = 0.1635 b = -11.77
誤差及び誤差率					
誤差の平均値と標準偏差 (kg)		0.00±0.047	-0.00±0.06	0.00±0.07	0.00±0.28
誤差率の平均値と標準偏差 (%)		0.006±0.51	-0.16±0.63	0.03±0.59	-0.04±3.59
誤差率の分布割合 (%)	0.1%未満	23.2	68.8	9.8	6.6
	0.1~1.0%	75.0	21.4	78.5	28.5
	1.0~2.0%	1.8	5.3	10.5	27.5
	2.0~3.0%	0	4.5	0	14.3
	3.0%以上	0	0	0	23.1

注 1) $y=x$ としたとき

2) 測定点数はA, Bが112, Cが91

3.0%以上のものが約23%も占めており、荷重変換器の場合と比べて高い値を示した。これは圧力変換器内の圧力をジャー内圧と同一になるようにしたが、ジャー内に溜った水を排出し、その終了後にまたジャー内の圧力を設定真空圧に戻す操作を何回も繰り返して行い、ジャー内の圧力を一瞬の間に大気圧から高真空圧、または高真空圧から大気圧へと変化させた折に変換器受圧面の内・外の圧力変化に差が生じ、その受圧面が繰り返しの力を受け、変換器の指示が不安定になる傾向を示したためと考えられた。

荷量変換器の場合は、いずれの方式で換算してもその誤差率は3.0%以下に収まり、1.0%以下のものが約85%以上を占め高い精度が得られた。

ジャー内に溜る水の総量、すなわち総吸水量別の誤差と誤差率およびその標準偏差を表4に示す。荷重変換器および圧力変換器の両者ともに誤差はあまり変化しないが総吸水量が増加するにつれ、誤差率は減少する傾向を示している。

乳量計試験装置を前後左右に傾斜させ、水を用いて

精度試験を行った結果を表5に示す。なお、指示計およびペンレコーダの読みを重量に換算する場合の回帰係数は装置を水平にして求めた値を用いて換算値を求め、実測値と比較した。

圧力変換器の水頭利用により重量を求める方法では、当然ジャー内に溜る水位がジャーの傾斜により大きく変化するため、誤差率の分布割合は3.0%以上を示すものが3度傾斜で46.4%、5度傾斜で92.8%であった。また誤差率は最大20%程度を示す場合もあった。しかし、荷重変換器では全て誤差率は2.0%以下となり、この方式の乳量計ではその設置に当って多少の傾きがあっても精度に影響を及ぼさないことが確かめられた。なお、一般に用いられているレコーダジャーではそれを垂直に設置しないと精度に大きく影響を及ぼすことは報告されている³⁾。

4.2 実搾乳作業での精度試験他

室内精度試験で使用した圧力変換器についてはよい結果が得られなかったので実用化は困難と考え、実搾乳試験では荷重変換器についてのみ測定を行った。なお、実

表4 総吸水量別の試作乳量計の誤差・誤差率の平均値およびその標準偏差（水を用いた場合）

Table 4 Means and standard deviations of error(kg) and accuracy(%) of the graduated scale of the new milk meter tested, using water

換算に用いた 回帰係数	荷 重 変 換 器			圧 力 変 換 器
	A		B	C
	a = 0.9941 b = 0.0769	a = 1 b = 0	a = 0.1988 b = 0.0658	a = 0.1635 b = -11.77
総吸水量				
5 (kg)	0.00±0.05	-0.05±0.05	0.02±0.04	-0.05±0.37
	0.003±1.00	-0.99±0.99	0.30±0.86	-0.96±7.37
7.5 (〃)	0.01±0.04	-0.02±0.04	-0.01±0.06	-0.04±0.31
	0.15±0.51	-0.25±0.51	-0.06±0.74	-0.55±4.13
10 (〃)	-0.01±0.04	-0.03±0.04	0.01±0.06	0.09±0.26
	-0.05±0.43	-0.25±0.43	0.09±0.59	-0.86±2.53
12.5 (〃)	-0.02±0.04	-0.02±0.04	-0.02±0.06	0.10±0.25
	-0.15±0.31	-0.15±0.31	-0.13±0.44	-0.79±1.98
15 (〃)	-0.01±0.04	0.02±0.04	-0.01±0.04	0.05±0.22
	0.06±0.26	-0.12±0.26	-0.03±0.25	-0.32±1.45
17.5 (〃)	-0.01±0.05	0.04±0.05	0.01±0.10	-0.04±0.26
	0.08±0.28	0.25±0.28	0.06±0.57	-0.25±1.45
20 (〃)	-0.01±0.06	0.03±0.06	0.00±0.08	-0.10±0.23
	-0.04±0.29	0.16±0.29	0.003±0.38	-0.50±1.13

注 1) 各総吸水量での測定点数はA, Bが16, Cが13

注 2) 各欄内の上段は誤差 (kg), 下段は誤差率 (%)

表5 試験装置を前後・左右方向に傾斜させたときの試作乳量計の精度
(水を用いた場合)

[設定真空圧: -50kPa(-375mmHg), 吸水速度: 7.5kg/min]

Table 5 Results of the accuracy test of the new milk meter
using water, when the meter was inclined

換算に用いた 回帰係数	荷 重 変 換 器			圧 力 変 換 器	
	A		B	C	
	a=0.9941 b=0.0769	a=1 b=0	a=0.1988 b=0.0658	a=0.1635 b=-11.77	
誤差及び誤差率					
誤差の平均値と標準偏差 (kg)	-0.04±0.07 -0.07±0.10	-0.04±0.07 -0.08±0.09	-0.01±0.07 -0.02±0.09	-0.33±0.20 -0.91±0.27	
誤差率の平均値と標準偏差 (%)	-0.19±0.64 -0.47±0.74	-0.36±0.58 -0.63±0.70	-0.14±0.66 -0.09±0.66	-2.87±1.44 -8.67±4.34	
誤差率の 分布割合 (%)	0.1% 未満	10.7 7.1	50.0 39.3	17.9 28.6	0 0
	0.1~1.0%	82.2 75.0	39.3 28.6	71.4 53.6	10.7 0
	1.0~2.0%	7.1 17.9	10.7 32.1	10.7 17.8	25.0 3.6
	2.0~3.0%	0 0	0 0	0 0	17.9 3.6
	3.0% 以上	0 0	0 0	0 0	46.4 92.8

注 1) 上段: 3度傾斜させた場合で測定点数は28
2) 下段: 5度傾斜させた場合で測定点数は28

搾乳では搾乳牛から搾られる生乳の流出速度は時間の経過とともに変化するので搾乳速度の変化も把握する目的も含めて試験した。

4. 2. 1 試験方法

大宮市の遠藤牧場(搾乳牛50頭)で図9に示す配置で搾乳牛18頭を供試して精度試験を行った。搾乳牛の乳房

を清拭したのちティートカップを装着して搾乳を開始し、搾った生乳をレコーダジャーに流入させた。搾乳終了は当牧場主がミルクチューブ内を流れる生乳の量で判断して乳房からティートカップを取りはずし、そして後搾りを手作業で行った。搾乳開始とともにペンレコーダでの記録を開始したが、この試験では荷重変換器のみか

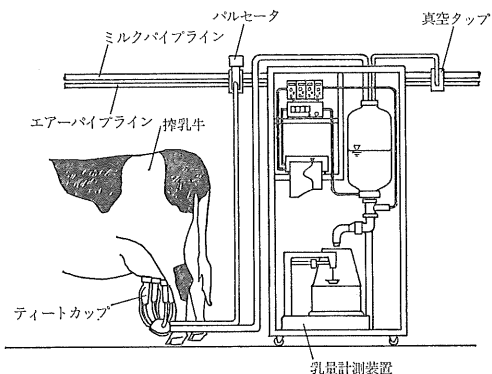


図9 実搾乳作業での試験装置配置図
Fig. 9 Schematic drawing of the actual milking test in dairy barn

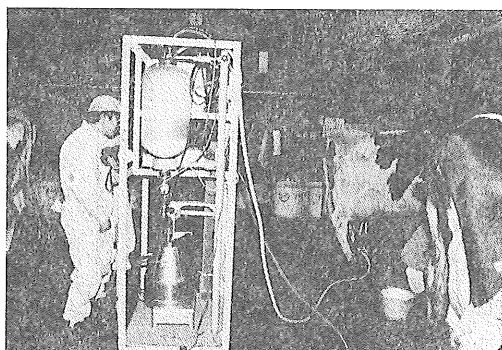


図10 試験装置の配置の概要
Fig. 10 Test in dairy barn

らの信号を記録するとともに、搾乳終了後はデジタル指示計の数値を読みとった。次にジャー内の真空圧を大気に開放してジャー下部に設けたバケツ内に生乳を落下させ前記の台秤で実測値を計測した。なお、試験装置は牛舎内の通路に置き、特にレコーダジャーの傾きを補正する処置はとらなかったが、その傾きは±3度以内に収まっていた。試験装置の配置の概要を図10に示す。

4. 2. 2 試験結果および考察

実搾乳での精度試験結果を表6に示す。デジタル指示計の表示値をそのまま換算値としたものでは、誤差率0.1%以下のものが77.8%も占め、乳量計としては高い精度が得られることが確かめられた。また、室内精度試験で得られた回帰係数を用いて指示計の表示値およびベン

表6 実搾乳での誤差および誤差率
(荷重変換器を使用)

Table 6 Means and standard deviations of error(kg)and accuracy(%)of the load-cell type milk meter tested in dairy barn and distribution of the individual accuracy

換算に用いた回帰係数	A		B	
	a = 0.9941 b = 0.0769	a = 1 b = 0	a = 0.1988 b = 0.0658	
誤差及び誤差率				
誤差の平均値と標準偏差(kg)	0.03 ± 0.04	0.00 ± 0.05	-0.02 ± 0.05	
誤差率の平均値と標準偏差(%)	0.37 ± 0.59	-0.04 ± 0.61	-0.30 ± 0.67	
誤差率の分布割合(%)	0.1% 未満	5.6	77.8	22.2
	0.1~1.0%	83.3	5.5	38.9
	1.0~2.0%	11.1	16.7	38.9
	2.0~3.0%	0	0	0
	3.0% 以上	0	0	0

注 1) 実施場所：遠藤牧場
2) 測定頭数：18
3) 搾乳時間：17:00~18:30

レコーダの記録値を乳量に換算したものでは、誤差率として1.0%以下のものがそれぞれ88.9%、61.1%を占め、全ての誤差率が2.0%以下という高い精度が得られた。

表7には計測装置から読みとって換算した乳量(換算乳量)と台秤で計測した実測値(実測乳量)との回帰直線式の回帰係数と相関係数を示す。

ベンレコーダに記録されたジャー内に溜る生乳の積算乳量曲線から、搾乳開始から終了までの間の20秒間ごとの生乳増加量(搾乳速度)を個々の供試搾乳牛ごとに求めた搾乳曲線の例を図示したのが図11、12である。

同程度の乳量であっても搾乳時間が異なり、早く搾り終る牛とその約2倍の時間がかかる牛とがいることが確かめられた(図12)。また、最高搾乳速度が同程度であってもそれがかなり持続する牛やすぐにその搾乳速度が

表7 荷重変換式乳量計の値(x)と実測乳量(y)との相関係数と回帰係数(実搾乳の場合)

Table 7 Correlation coefficients and the regression coefficients between measured values and actual milk yields using the load-cell type milk meter

換算に用いた回帰係数	A		B	
	a = 0.9941	a = 1	a = 0.1988	
相関係数と回帰係数	b = 0.0769	b = 0	b = 0.0658	
相 関 係 数	0.9998	0.9998	0.9998	
回 帰 係 数	a	0.9971	0.9925	0.9912
	b	0.0022	0.0617	0.0361

注 1) 測定頭数: 18
2) $y = ax + b$

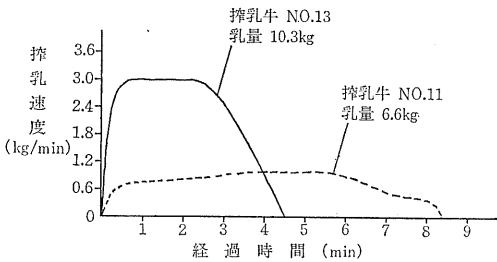


図11 搾乳曲線の一例(1)

Fig. 11 An example of the milking curve (1)

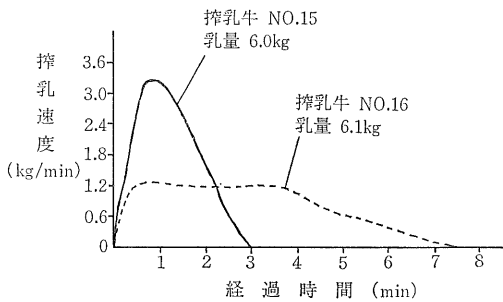


図12 搾乳曲線の一例(2)

Fig. 12 An example of the milking curve(2)

表8 実搾乳での試験結果

Table 8 Results of actual milking test

搾乳牛番号 No.	実測乳量 (kg)	搾乳時間 (min)	最高搾乳速度 (kg/min)	平均搾乳速度 (kg/min)
1	7.8	5.00	2.0	1.6
2	9.0	6.50	1.8	1.4
3	10.0	7.42	1.8	1.3
4	5.0	4.50	2.1	1.1
5	11.7	5.75	2.3	2.0
6	9.5	12.00	1.1	0.8
7	10.3	8.00	2.0	1.3
8	7.5	2.75	4.2	2.7
9	12.3	6.45	2.3	1.9
10	5.5	5.17	1.8	1.1
11	6.6	8.42	1.0	0.8
12	6.2	4.42	2.7	1.4
13	10.3	4.50	3.0	2.2
14	9.6	7.33	2.1	1.3
15	6.0	3.00	3.1	2.0
16	6.1	7.58	1.2	0.8
17	7.6	4.67	2.3	1.6
18	7.1	6.00	2.6	1.2

低下する牛などが存在することも認められた(図11, 図12)。このように、供試乳量計を使用することにより、各々の搾乳牛の搾乳特性を容易に把握できる見通しが得られた。

表8には供試搾乳牛の実測乳量、搾乳時間、最高・平均搾乳速度等の測定結果を示すが、乳量はほぼ同程度でも平均搾乳速度が大きく異なり、搾乳時間に長短がみられる。このことはミルクングパーラで一括して多頭数搾乳する場合、その作業能率は搾りきるまでの時間が長い乳牛により規制を受けることになる。したがって、ミルクングパーラ方式では1回ごとに搾る搾乳牛群の泌乳能力を整えることが重要になる。その場合、搾乳時間や搾乳速度等の変化を常時把握できると一定泌乳能力の搾乳牛を揃えることは容易となるとともに、搾乳牛の系統選択も容易とならう。

以上の結果からみて荷重変換器を用いる方式のものは乳量計としての精度も高く、かつ搾乳曲線等も容易に求められ、十分実用に供しうるものと考えられる。

5. 適 要

乳牛の個体管理の合理化と牛乳生産性の向上を図るためには、個体別乳量を精度よく把握しなければならない。しかし、ミルクングパーラで用いられているレコーダジャーではジャー内に発生する泡等によりその読みとり精度が低下するとともに、人間の目で読みとるといった煩わしさがある。これらの問題を解消するとともに、一般に用いられているレコーダジャーにも容易に組み込める乳量計を開発することを目的として、圧力変換器式乳量計と荷重変換器式乳量計について検討した。

圧力変換器式乳量計は、レコーダジャー下部の生乳の排出管の途中に圧力変換器を設け、ジャー内に溜る生乳の水頭を測ることによりジャー内の乳量を知る方式である。水を用いた精度試験において圧力変換器の安定性に問題があることおよびその精度も高くないことが明らかとなった。また、レコーダジャーを設置した時のその傾きが精度に大きく影響することが判明した。

以上の結果から、この方式の乳量計の実用化は困難であると考えられた。

荷重変換器式乳量計は、レコーダジャー下部のジャー支持金具を改造して3個の荷重変換器を設け、ジャー内

に溜る生乳以外の重量は電気回路の途中で消去してジャー内の生乳の重量のみを測る方式である。水を用いた室内精度試験において高い精度が得られ、5度程度ジャーを傾斜してもその精度に影響を及ぼさないことが明らかとなった。次いで搾乳牛18頭を供試して実搾乳精度試験を行った結果、台秤による実測乳量に対する乳量計からの換算乳量の誤差率の標準偏差、相関係数はそれぞれ0.59~0.67%、0.9998であり、高い精度が得られた。さらに、荷重変換器とペンレコーダとから搾乳牛の搾乳曲線が容易に求められた。したがって、この方式は乳量をデジタル表示する乳量計として十分実用に供しうるものとみられるが、実用化に当たってはその経済性等についても詰める必要があるものと思われる。

引 用 文 献

- 1) 上野克美他：各種乳量計の精度と使用上の問題点、家畜の管理, Vol. 7 No. 2, p. 21~28, 1972.
- 2) 農林水産技術会議：搾乳作業の省力化に関する研究, 研究成果114, p. 182, 1979,
- 3) 市川忠雄：回分式乳量計の測定精度と誤差要因について、家畜の管理, Vol. 19 No. 1, p. 15~17, 1983.
- 4) T. ICHIKAWA: Accuracy of Measurement in Milk Recording Jars and Factors for Error in Reading the Scale, Japanese Journal of Livestock Management, Vol 19 No. 3, p. 74-81, 1984.
- 5) ISO 3918: Milking machine installations-Vocabulary, 1977.

Summary

Research on Methods of Measuring Milk Yield of Cow by the Use of a Recorder Jar in the Milking Parlor Pipe-Line System
Isao FUKUMORI, Naoaki DOSHU

It is indispensable to measure the net milk yield of each milking cow for the rationalization of cow management and the increase of milk yield.

The measurement of milk yield by a recorder jar is commonly accepted in the milking parlor pipe-line system. However, foams occurring in the recorder jar prevent accurate measurement, and visual readings of milk yields are somewhat bothersome.

Therefore, for the purpose of solving the above problems of recorder jar, two new type milk meters which can be attached on the recorder jar were investigated. Those are (1) Pressure-head type and (2) Load-cell type.

In the pressure-head type milk meter, milk yield of cow is calculated by measuring the hydraulic pressure of milk in a recorder jar with the pressure-head which is equipped at the outlet pipe of the recorder jar.

A series of tests on this type milk meter was conducted by using water to examine the measuring accuracy. The results showed that there were some problems in the stability of the pressure-head, and the accuracy of measurement was not high, particularly when affected by the inclination of recorder jar.

In the load-cell type milk meter, weight of the recorder jar containing milk is measured by three load-cells which are equipped at the supporting parts of the jar. Then net milk weight is obtained by eliminating tare weight in electric circuits.

The tests carried out with 18 milking cows on this type milk meter indicated that the standard deviation of measured values was in the range of 0.59-0.67%, and the correlation coefficient between measured values and actual milk yields was 0.9998, and this accuracy of measurement was not affected by the inclination of recorder jar within the limit of five degrees.

In addition, it was shown that the milking curve could be obtained by the use of the load-cell type milk meter and pen-recorder.

As the results of this investigation, it is concluded that the load-cell type milk meter will be able to be used in the milking parlor pipe-line system practically with minor improvements in view of its cost, etc.

簡易草地更新用機械の試作研究（第1報）

山名伸樹*・瀧川具弘*・奥井和致**・北村誠***

1984—10—29 受理

抄 録

山名伸樹・瀧川具弘・奥井和致・北村誠：簡易草地更新用機械の試作研究（第1報）。
農機研報19：31—51（1985）

低収化した草地の生産性向上に寄与するために、トラクタ直装式のロータリをベースとした簡易草地更新機の試作研究を行った。試作機による更新効果の目標を①裸地の減少②土壌物理性の改善に置いた。試作機（作業幅1.8m）は播種部・作溝部・鎮圧部よりなり、基本的には作溝部前方に牧草種子を散播し、直刃を取付けたロータリにより一定間隔で深さ10cm前後に作業しながら薄く全面覆土して鎮圧する。試作1号機によりその機能を確認した後、試作2号機を中心に性能試験を実施した。その結果、作溝間隔は20cm前後が良いと思われ、10cm前後の深さで余裕をもって作業を行うには44kW（60PS）以上のトラクタが必要と判断された。作業能率は草地の状態により異なるが、40～60a/hであった。さらに、各種の草地においてほ場試験を実施した結果、実用性が認められたが、直刃のみでは覆土に十分な飛散土を得ることができない場合もあることがわかった。また、今後本方式を発展させて行くために改良すべき問題点が抽出された。

1. 緒 言

草地更新とは「荒廃した草地を再び生産力の高い草地につくりかえること¹⁾」で、その方法にも牧草の自然下種あるいはほふく茎など自然の力で行う方法（天然更新）、及び機械力を導入して行う方法がある。更新作業の中には通常の草地管理作業との区別が不明確なものもあるが、人工更新の場合には少なくとも追播あるいは耕うんなどの地表面処理を伴うことで他の方法と区別されており、プラウあるいはロータリ等で草地を全面耕起・反転して行う完全更新とディスクハーローあるいはグラスランドドリルなどにより草地表面の部分耕起・追播を行う簡易更新とに区分される²⁾。完全更新は効果が確実であることから一般的な方法として実施されてきてはいるが、①労力がかかる、②経費がかさむ、③草の利用を中断せざるを得ない、④傾斜地で実施した場合土壌流亡を起こす危険性が高いなどの問題があるため、それらの問題がなく、かつ効果の高い簡易更新技術に対する要望が強まってきている。

一方、更新が必要な草地割合は、北海道を例にとる

と、牧草専用地のうち約46%¹⁾（1976年度）という数字も出されており、これを現在のわが国の草地面積約60万ha²⁾にあてはめてみると、わが国で更新の必要な草地は27万ha前後となる。これらすべてが人工更新の対象地であるとはいえないが、自給飼料生産の場における簡易更新技術の重要性をうかがい知ることができる。

そのような現状に鑑み、筆者らはできるだけ完全更新に近い効果が得られて完全更新の問題点を解決しうる方法はないかと考え、1979（昭和54）年度からトラクタ直装式のロータリをベースにした簡易更新機の試作研究に着手した。未だ研究の途上にあるが、試作1号機・試作2号機および試作2号機の改良型を通してある程度の成果を得ることができたので、1982（昭和57）年度までの性能および1983（昭和58）年度までの実証試験の結果を報告する。

なお、本研究を実施するにあたり、草地試験場山地支場・林業試験場・群馬県畜産試験場には各種測定法について、草地試験場・北海道農業試験場・北海道開発局・群馬県畜産試験場・群馬県畜産開発公社・埼玉県秩父高原牧場・東北大学附属農場には実証試験での御指導ならびに御協力を賜った。ここに記して謝意を表する次第である。

* 研究第3部

** 研究第3部（現草地試験場）

*** 研究第3部（現検査部第3検査室）

2. 研究の背景と目的および試作機の構想

2.1 研究の背景

簡易更新には草地表面の浅耕などの土壌処理と追播あるいは追肥を分離して行う方法と、それらを同一行程で行う方法とがある。前者についてはわが国においても古くから研究がなされており、三股らはディスクハローで草地表面を攪拌し追肥する方法の効果が高いことを報告¹⁾し、佐藤らは完全更新と表層の砕土のみを行う方法を比較検討し、表層の砕土のみでもある程度の更新効果は期待できる²⁾としている。また、三井らは老朽化した草地の肥耕は追播を伴わなければ無意味であることを指摘しており³⁾、当時、すでに草地の荒廃化の様相により更新効果も異なることが指摘されていたのではないかと思われる。また、当時の一般農家段階での草地管理はかなり粗放であることも報告されており²⁾、草地管理技術の進んだ今日では草地の荒廃化の状況も異なってきた。近年では、丸山らがロータリにより7~10cmの深さで耕して前植生を攪乱する方法を試みている²⁰⁾が、作業方法から見れば完全更新に近い。

土壌処理と追播を分離して行う方法は工程数が少なくならないために、近年では同時行程で土壌処理・追播のできる更新専用機に対する要望が強くなってきた。そのようなことから、群馬県畜産試験場での外国製市販機の利用試験⁷⁾や、北海道立十勝農業試験場での各種の機械を用いた試験が実施され²⁰⁾、丸山らによっても別の機種の利用試験が行なわれている²⁶⁾。一方、欧米においても種々の方法が検討されてきており、たとえば、T.H. Taylor らはケンタッキーブルーグラス草地内にマメ科牧草を導入する簡易更新法として溝状の耕うん(幅0.6cm、深さ1.9cm)・パラコートの带状散布が有効であると報告し⁵⁾、E.M. Smith らはそれをもとに作溝・溝部への追播・除草剤の散布を同一行程で行う簡易更新機を試作し⁶⁾、その市販機を紹介している¹³⁾。N.R.W. Squires らは2枚のディスクコルタ及びシエアで幅2.5cmの溝を切り、溝に条播して鎮圧する方式のトラクタ直装式の簡易更新機を開発し¹⁴⁾、市販化されたものをN. Lucas が紹介している¹⁹⁾。また、各種の市販機の特徴などについても検討が加えられており¹²⁾、²¹⁾、²⁴⁾、²⁸⁾、E.M. Smith らは試作機をもとにした市販機による簡易更新はディスクハローを用いた従来の方法と比較して燃料消費量は約4倍、作業能率は約6倍になったと報告している¹²⁾。

筆者らが外国で市販化されている簡易草地更新機をカ

タログにより調査した結果³¹⁾、17機種を抽出することができた。そのほとんどのものが浅い溝を切って追播(条播)することを特徴としており、①所要動力が小さい、②高速作業ができるなどの利点があるものと判断されたが、反面緊密化した草地土壌の物理性改善効果は小さいと推察され、面積規模が小さいためにトラクタ等による踏圧頻度が高くなりがちなのが国の草地においてはまだ問題点があると思われた。

2.2 研究の目的と試作機の構想

本研究の目的は低収化した草地の簡易な更新技術の確立にあるが、試作研究を開始するにあたってはできるだけ完全更新に近い効果が得られるような簡易更新機の開発に目標を設定した。

更新を必要とする草地の低収化の原因が土壌の物理性にあるとすれば物理性の改善が必要となる。そのためにはできるだけ深耕するのが一般的に有利である。また、物理性の改善は化学性の面からも投入される土壌改良資材の効果を高める²⁹⁾、³⁷⁾働きもすると思われる。また、植生面に原因があるとするれば、積極的に追播を行う必要があるが、高畑らが指摘しているように粗大有機物の多い草地表面に種子を追播しただけではたとえ土壌水分が十分あっても種子の発芽率は著しく低い⁶⁾ため、十分な覆土と鎮圧が必要である。

草地更新を行う時期のおおよその目安は、最高収量時の60%~70%以上の収量が得られなくなった頃²⁵⁾と言われており、北海道では7~8年、府県では5~6年で実施される例が多い³⁰⁾。草地の荒廃化(低収化)の要因には、①植生面での悪化、②土壌面での悪化があげられ、それらが絡みあって結果的に低収化につながるというのが一般的な現状¹⁶⁾であろう。機械の大型化に伴う土壌の緊密化が一般的な問題として指摘されている現在、筆者らは造成後数年経過して更新が必要な草地はほとんどの場合土壌の物理性も悪化しているとの前提を置き、完全更新に近い効果を得るためには土壌の物理性からは土壌の膨軟化、植生面からは裸地の減少が必要との観点に立った。また、わが国のように高温多湿な気候条件下での草地における裸地の発生は、雑草の進入や優先化を促進させやすく、ひいては草地の低収化・荒廃化を招きやすいとも考え、本研究においては散播を主体とすることとした。

3. 試作機の構造と研究の経過

試作機の機能を試作1号機(PR-0)を例にとりて図

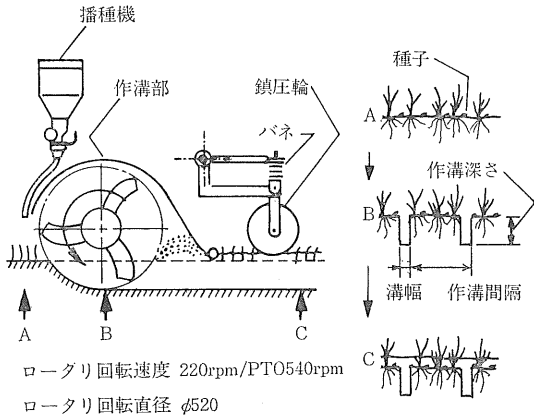


図1 試作機の概要

Fig. 1 Schematic diagram of operation by developed renovator

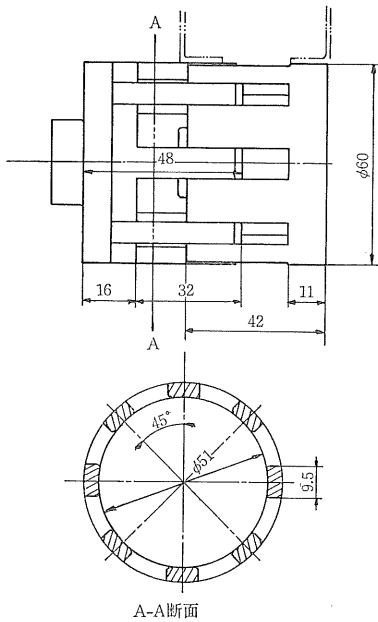


図2 繰り出しロール

Fig. 2 Feeding roll of seeder

1に示した。作溝部前方に牧草種子を散播し、直刃をつけたダウンカット方式のロータリにより一定間隔で深さ10cm程度、幅1~2cm（草地の状態により異なるがPR-0で1cm前後、試作2号機では2cm前後）の作溝を行う。その時に飛散する土で種子を覆土し鎮圧輪で鎮圧すると

表1 試作機の概要

Table 1 Specification of prototype renovator (PR-0 and PR-1)

	PR-0	PR-1
播種方式	作溝部前方散播	作溝部前方散播
ロータリ軸回転速度	固定(220rpm/PTO540rpm)	ギヤの組換えにより可変
作溝部回転直径	φ520	φ530
1フランジ当たり作溝刃取付枚数	3	4
種子ホッパ	独立形(11個)	一体形(仕切りつき)
作業幅	1.8m	1.8m
ロータリ軸の取換え	難	易

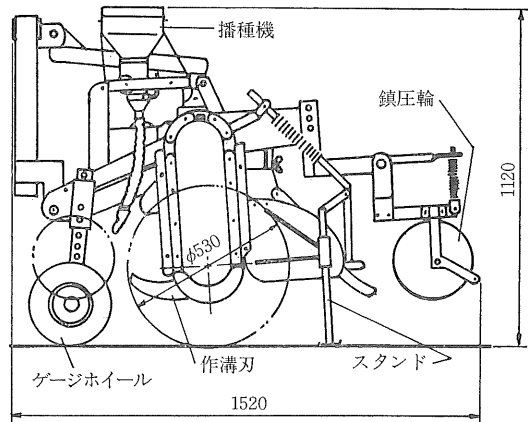


図3 PR-1の側面図

Fig. 3 Side view of prototype 2 (PR-1)

いうもので、鎮圧輪は草地の凹凸に追従できるような数個のユニットに分けそれぞれをバネで加圧する方式をとっている。使用した播種機の繰出しロールを図2に示す。

PR-0により散播と作溝を組合せた方式の簡易更新機としての可能性を検討した(1979~1980年度)後、より詳細な検討を加えるため試作2号機(PR-1)を試作し(1980年度)、作溝間隔・作溝刃の形状・所要動力などについて検討を加えた(1980~1982年度)。また、それ

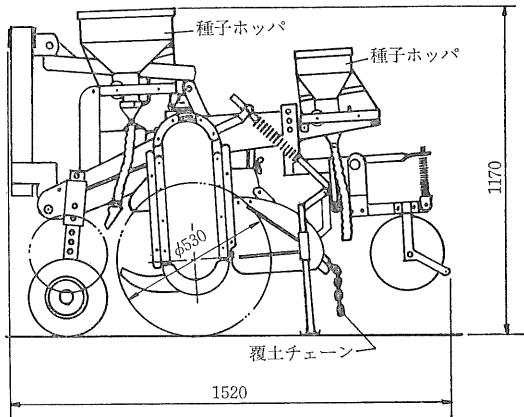


図4 PR-1 (改) の側面図

Fig. 4 Side view of reformed prototype 2 (PR-1')

らと併行して PR-0・PR-1 を供試して、各種の草地で実用性の検討を目的に実証試験を実施した(1980~1982年度)。PR-1 の外観を図3に、PR-0 および PR-1 の主な特徴を表1に示した。

さらに、1983年度にはPR-1 における追播効果をより高めるために後部にも溝の直上に条播する播種機を取りつけ、散播を主体としながら条播を付加する方式に改良し(この改良機をPR-1 (改) と呼ぶ、図4)、それを用いて実証試験を行った。(1983年度)。

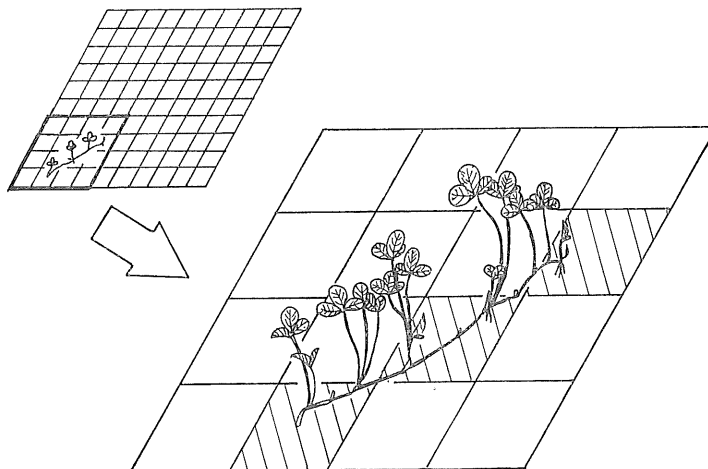


図5 裸地率の測定法(ほふく性のクローバの場合)

Fig. 5 Measuring method for bare ground area ratio (Low hop clover)

PR-0 および PR-1 による実証試験では、本試作機の目標の一つが裸地の減少であるため、植生面では裸地率を中心に追跡調査を実施した。裸地率は一般に

$$(\text{裸地率}) = 100 - (\text{植被率})^{10) \%}$$

または

$$(\text{裸地率}) = 100 - (\text{基底被度}) \%$$

で表わされることが多いが、植被率あるいは被度が観察により実施されるために習熟度に個人差を生じやすいのではないかと考え、10cm×10cmの小枠で区切った1m×1mのコドラートを使用して測定した。この10cm×10cmの小枠内に牧草が確認できない場合、その小枠は裸地であると判断することとし、1m×1mのコドラート内に裸地である小枠が占める割合をもって裸地率とすることとした。なお、ほふく茎をもつ牧草においてほふく茎から根が土中に入り込んでいる場合、その部分に該当する小枠は裸地ではないとした。測定例を図5に示したが、図5における裸地率は97%となる。草種の出現頻度についても同様に測定した。

土壌硬度についてはすべてSR-2型(2cm²円錐)を用いた。

なお、4-1~4-4で供試した草地は農業機械化研究所内の試験用草地である。

4. 試験結果および考察

4.1 草地表面の状態と作業性能との関係

平坦なオーチャードグラス採草地(土壌硬度・剪断抵抗を図6に示す)において、表2のような試験区(1区

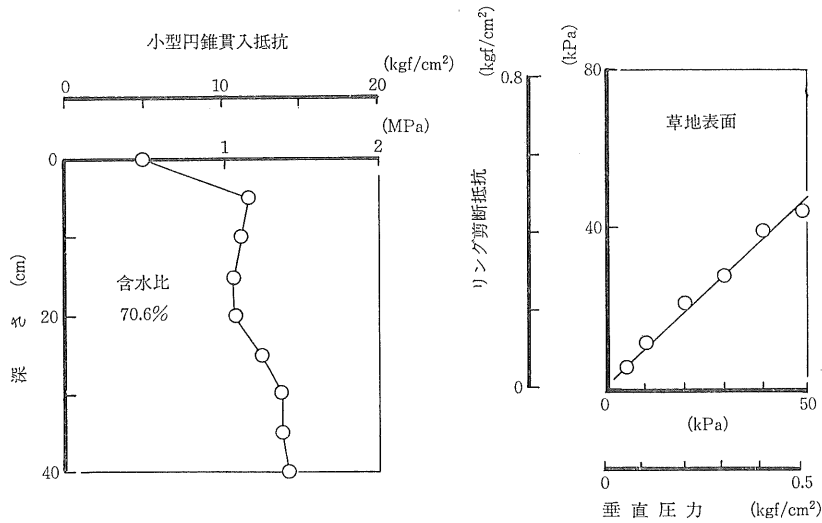


図6 供試は場の土壌硬度と剪断抵抗

Fig. 6 Soil hardness (left) and soil shear resistance (right) of experimental meadow

表2 試験区の概要

Table 2 Assignment of experimental plots

No.	前植生	リター	作溝間隔
1	あり ¹⁾	なし	15cm
2		あり ³⁾	
3	なし ²⁾	なし	9cm
4	あり ¹⁾	なし	
5		あり ³⁾	
6	なし ²⁾	なし	作溝せず ⁴⁾
7	なし	なし	

- 注) 1) 刈取直後に作業，刈高さは約10cm
 2) 人力により植生の地上部を除去
 3) リター量438 g/m² (含水率57%)
 4) 人力により植生の地上部を除去後表層を軽く把耕

当り 3 m × 6 m) をつくり，PR-0を22kW (30PS) の2輪駆動トラクタに装着して作業状態を観察した (1979. 10. 4, 8: 図7参照)。追播種子はオーチャードグラス (普通種) を用い，播種量 3.5kg/10 a とした。作業速度は 0.42~0.45m/s で，作溝深さは作溝間隔15cmで約13cm，

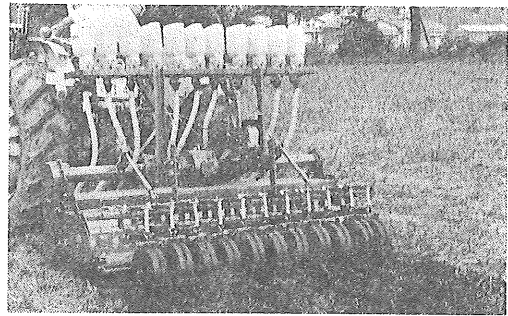


図7 PR-0による作業状況

Fig. 7 Renovation test by prototype 1 (PR-0)

9 cmで約10cmであった。

試験の結果，リターの有無など草地表面の状態にかかわらず十分な飛散土が得られ，散播した牧草種子を覆土することができた。発芽・生育状態は，作溝・追播を実施した区ではどの試験区でも良好であり，各試験区間の差異は明らかでなかったが，単に裸地の表面を把耕して追播したのみの区 (試験区No. 7) との差は明確だった。作溝間隔が前植生の損傷程度に及ぼす影響は 9 cm > 15 cm の傾向が伺われ，9 cmで極端な場合は前植生を軽く引っ



図8 草地の剝離状況
Fig. 8 Stripped grass mat

ばっただけで図8のように草が帯状にはがれるような場面があった。

4.2 作溝間隔と更新後の土壌硬度・覆土厚さ及び裸地率との関係

裸地率が100%となった平坦な草地において、ロータリのフランジ両側に作溝刃を交互に取付けたPR-1によりロータリ軸回転速度を193rpm/PTO入力軸540rpmとして一定作業速度(0.47m/s)で作溝間隔を3段階(15cm, 20cm, 25cm)変えて作溝・追播作業を行い、作溝間隔が更新後の土壌硬度・覆土厚さ・裸地率などに及ぼす影響を調査した(更新作業・1980.10.15~16)。作溝深さは約12cm, 追播種子はオーチャードグラス(普通種, 播種量3kg/10a)で、更新前後の追肥は行わず放任とした。土壌硬度は更新直後および更新50日後に隣接する溝間のほぼ中央と思われる部分で測定した。また、覆土厚さは作業直後に形状を崩さないように配慮を加えながら断面を作成し、その高さを鋼製の直尺を用いて測

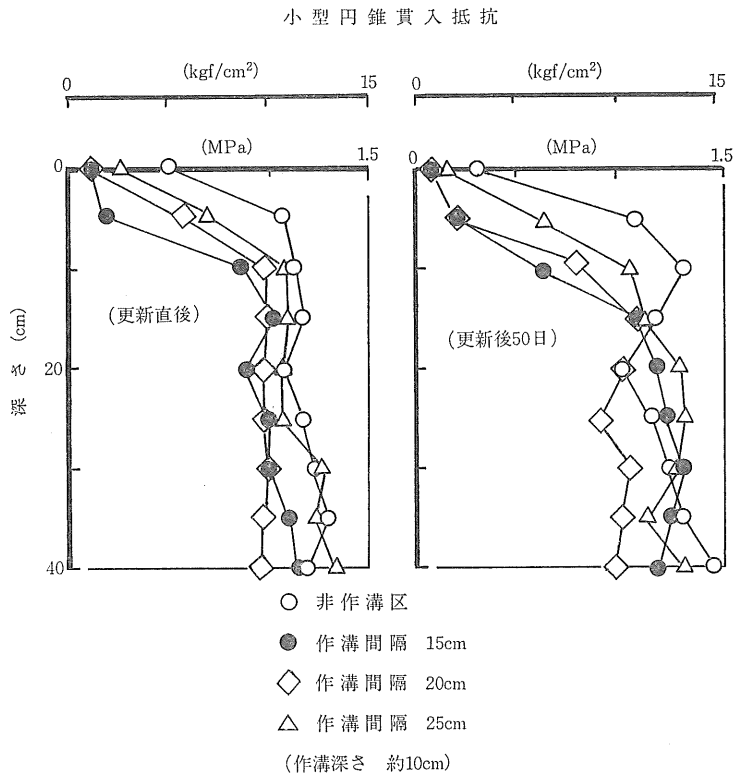


図9 作溝間隔と土壌硬度

Fig. 9 Relationship between soil row spacing and soil hardness

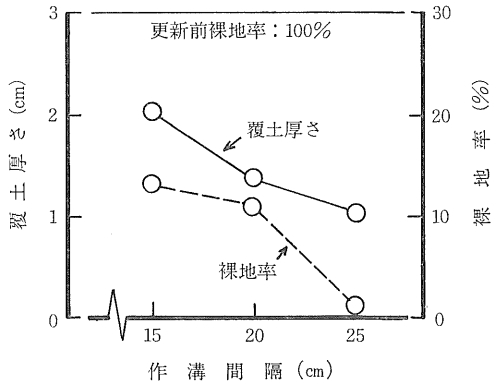


図10 作溝間隔と覆土厚さ・裸地率

Fig. 10 Relationship between row spacing and bare ground area ratio, moulding depth

定した。

作溝間隔を変えた場合の土壌硬度の変化を図9に示した。更新直後における地表から深さ10cm程度までの土壌硬度は作溝間隔のいかんにかかわらず非作溝区より小さく、作溝間隔と比較した場合には作溝間隔が狭いほど小さくなる傾向を示した。更新後50日経過してもその傾向はほとんどかわらず、作溝による土壌の膨軟化効果が認められた。なお、更新50日後による土壌の孔隙率は非作溝区72.5%に対し、作溝間隔15cm, 20cm, 25cmではそれぞれ73.6%, 75.7%, 73.4%であった。

作溝間隔と、覆土厚さ・裸地率の関係を図10に示した。覆土厚さは作溝間隔が広くなるにつれて薄くなり、作溝間隔15cmで2cm, 20cmで1.4cm, 25cmで1.1cmとなった。裸地率は作溝間隔が15cm, 20cm, 25cmでそれぞれ13%, 11%, 1%となったが、散播された種子のうち溝の部分にあたる種子が作溝時に飛散したために溝の部分の発芽状況が悪くなり、従って作溝間隔が広いものほど（即ち溝の本数が少ないものほど）裸地率が低くなる傾向を示したものと思われる。

更新後の草地管理作業におけるトラクタを中心とした各種作業機の走行を考えた場合、土壌が膨軟化しすぎると草地の剝離を起す危険性が大きくなる。また、寒地型牧草における一般的な適正播種深さは0.5~1cm程度である⁴⁾こと、および、供試した草地がやわらかく飛散土が比較的得やすかったことなどを考えあわせて、本方式における作溝深さは20cm前後が適切であると判断され

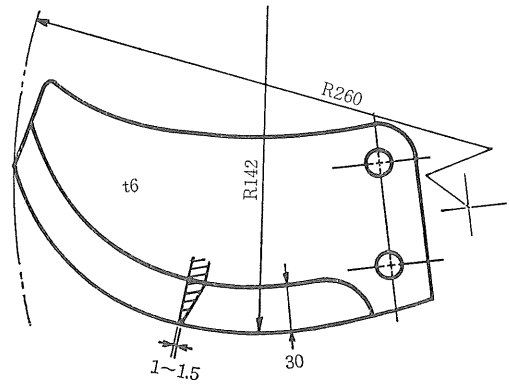


図11 供試作溝刃（花形刃）

Fig. 11 Tillage blade (Constant curvature type : single edge)

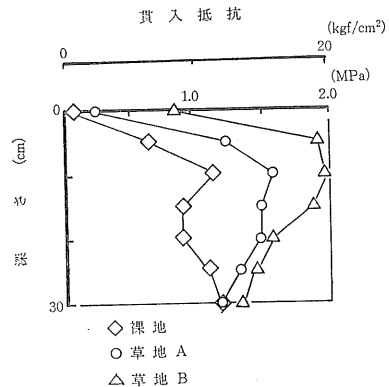


図12 供試ほ場の土壌強度

Fig. 12 Soil hardness of experimental plots

た。

4.3 作溝深さ・作業速度と所要動力との関係

本方式により更新作業を実施する場合の利用トラクタ選定の目安を得るために、図11に確す作溝刃を取付けたPR-0を供試し、裸地および土壌硬度の異なる2種のオーチャードグラス採草地において、作溝深さ・作業速度をかえてトラクタPTO軸における平均所要動力を測定した(1981.4.16~19)。供試した測定区の長さは7~10mで、作溝深さは作溝直後溝の部分に鋼製の直尺をさし込み、1測定区当たり約40点測定した。供試ほ場の含水比は裸地56%、土壌のやわらかい草地A57%、土壌の硬い草地B58%であった。供試ほ場の土壌硬度を図12に示すが、草地Bは造成後7年以上経過して土壌の緊密化が進

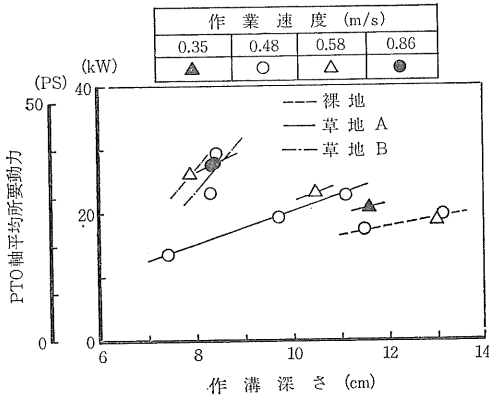


図13 作溝深さ作業速度と所要動力

Fig. 13 Relationship between tilling depth, speed and power required

み、深さ5、10cmでSR-2型による小型円錐の貫入が不可能なところが測定点数の半分を占めたため、土壌硬度はそれらの点を除外して表示した。

試験結果を図13に示す。

所要動力は作溝深さが深くなるにつれ、また作業速度が速くなるにつれて増大し、たとえば、草地Aにおいて、作業速度0.48 m/sのとき作溝深さ約7 cmで13.2 kW (17.9 PS) に対し、11 cmで22.5 kW (30.6 PS) となり、作溝深さ11 cm前後で比較すると作業速度 0.35 m/s で20 kW (27.3 PS)、0.58 m/s で22.3 kW (30.3 PS) となった。また土壌の緊密化が進んだ草地Bにおいては同様の傾向がみられるものの、所要動力の変動が大きく、走行速度0.48 m/s、作溝深さ8.3 cmで22.4 kW (30.5 PS)、8.4 cmで29 kW (39.4 PS) となった。

牧草根の約80%は地表から0~5 cmに集中している¹⁵⁾といわれており、牧草のルートマットを十分切断できると考えられる7 cm以上の作溝深さで余裕をもって作業を行うには少なくとも44 kW (60 PS) 以上のトラクタが必要であると判断された。

なお、簡易草地更新機は、丸山らが検討している²⁷⁾ようにとうもろこし跡地を草地に転換する場合でも利用できよう。この場合、ほ場には強いルートマットがなく、土壌硬度も緊密化した草地ほど硬くないものと考えられることから、緊密化した草地での更新作業よりも少ない動力で作業できるものと思われる。

4.4 作溝刃の形状・打込みピッチと所要動力との関係

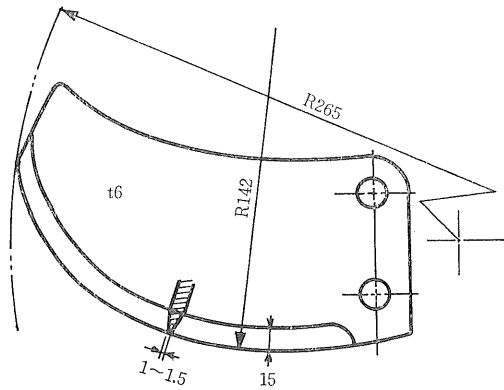


図14 供試作溝刃(花形刃:両刃)

Fig. 14 Tillage blade (Constant curvature type : double edge)

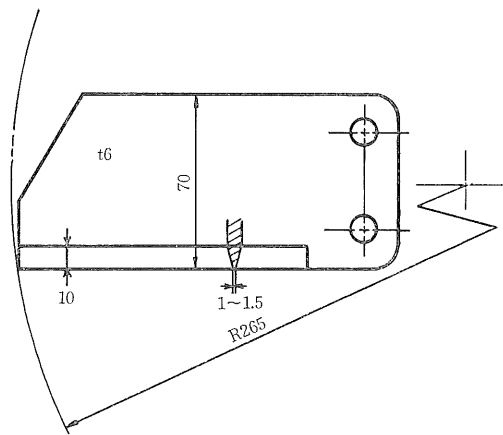


図15 供試作溝刃(直線刃)

Fig. 15 Tillage blade (Rectangular type)

PR-0 で用いた図11の作溝刃は片刃であるために長期間の使用により作溝刃が湾曲する傾向を示してきた。また、試作機の所要動力を左右する機械的な要因に、作溝刃の形状および作溝刃の土壌との接触面積があるとの考えから、作溝刃の湾曲化を防止するねらいも含めて図14~16に示す両刃の作溝刃4種を試作し、作溝刃の形状が所要動力に及ぼす影響を調査した。

図14は刃縁がほぼ一定の曲率半径をもった作溝刃(以下花形刃とする)、図15は直線刃、図16は刃縁の任意の点Pとロータリ軸心を結んだ線と点Pにおける接線のなす角が常に一定(55°とした)の作溝刃(広幅と狭幅の

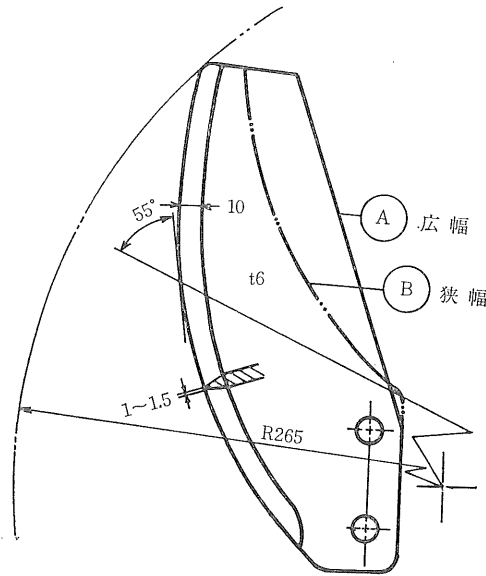


図16 供試作溝刃（等角らせん刃：両刃）

Fig. 16 Tillage blade (Equiangular spiral type : double edge)

2種類、以下等角らせん刃と呼ぶ）である。

作溝速度・作溝刃の打込みピッチを一定（作業速度：0.69 m/s, 打込みピッチ：4.4~4.5cm）として花形刃、直線刃および広幅等角らせん刃による所要動力をイタリアアンライグラス跡地において比較した（1981.9.17, 21）。作溝間隔は15cmで、作溝後の溝深さはいずれも約12cmであった。その結果、花形刃では23.3 kW (31.7PS), 直線刃で23.7kW (32.2PS), 広幅等角らせん刃で21.7kW (29.5PS) となり大差なかったが、観察による前植生に与える損傷程度は直線刃>花形刃>広幅等角らせん刃となった。また、リター等の刃先からみつく程度は直線刃>花形刃>広幅等角らせん刃となり、リター等が刃先からみつくことにより前植生に損傷を与えていると考えられた。これらのことから、本試作機で用いる作溝刃は等角らせん刃が良いと判断された。

等角らせん刃を PR-1 に装着し、作溝刃の打込みピッチが所要動力に及ぼす影響を調査した（1981.9.18）。なお作溝間隔は20cmとし、作溝深さは10cmに設定した。供試ほ場の土壌硬度を図17に、試験結果を図18に示した。

作業速度をほぼ一定（0.7 m/s）とした場合、打込みピッチが大きくなるにつれて所要動力は減少し、打込みピッチ2.2cmのとき約40 kW (54PS) であったものが、打

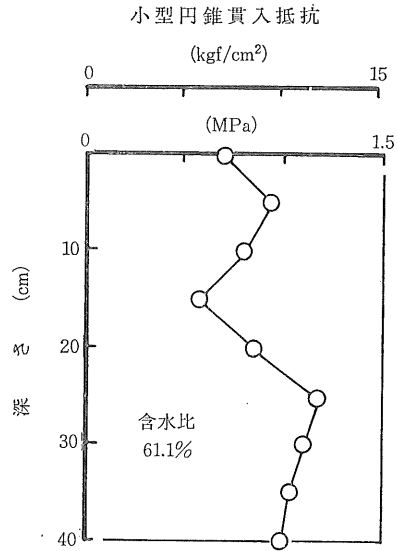


図17 供試ほ場の土壌硬度

Fig. 17 Soil hardness of experimental grassland

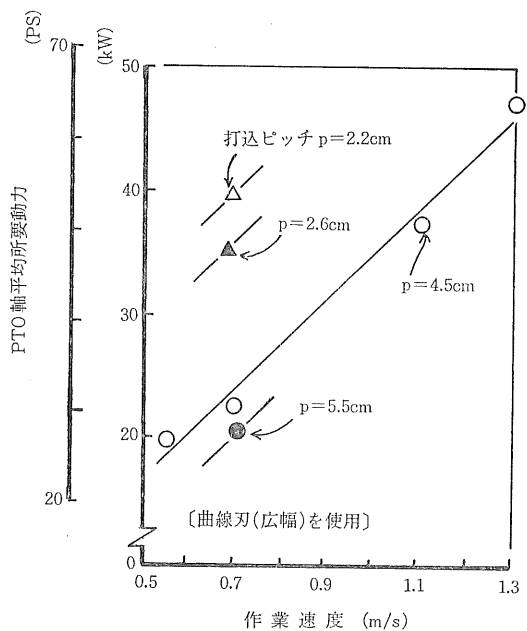


図18 打込みピッチと所要動力(1)

Fig. 18 Tilling pitch and power required (1)

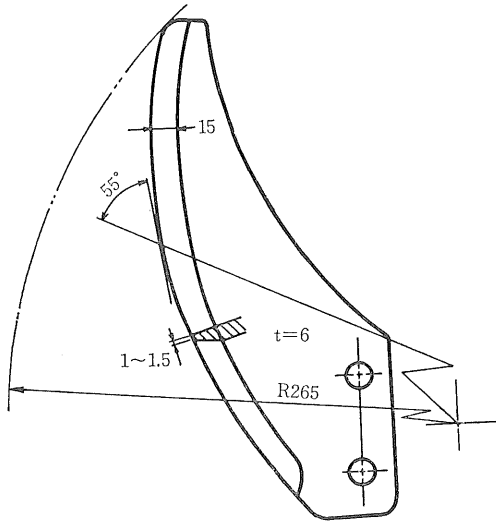


図19 供試作溝刃(等角らせん刃:片刃)

Fig. 19 Tillage blade (Equiangular spiral type : single edge)

込ピッチ5.5cmでは約半の20.6 kW (28PS)となった。供試ほ場は毎年1回耕起されているために土壌硬度もやわらかく、緊密化した草地での使用を想定した場合より低い所要動力の値が得られていると推定される。しかし、前述(4.3)の結果をも考慮に入れると44kW (60PS)以上のトラクタを用いて打込ピッチ5cm前後を採用すれば、作業速度0.5~0.7m/sでの作業は可能ではないかと考えられる。ただし、緊密化した草地では覆土を行うに十分な飛散土が得られない可能性もあり、単に所要動力の面からのみではなく、作業精度の面からも今後検討を加える必要がある。

所要動力を左右するもう一つの機械的な要因として刃縁部の断面形状がある⁹⁾との考えから、さらに片刃の狭幅等角らせん刃(図19)を試作し、3種(図16の2種を含む)の作溝刃により土壌との接触面積および刃縁部の断面形状が所要動力に及ぼす影響を調査した(1982.9.22)。供試した草地の土壌硬度を図20に示す。図21は両刃の等角らせん刃による所要動力の測定結果である。狭幅と広幅の2種の作溝刃による所要動力の差はほとんどみられなかった。これは広幅等角らせん刃を実証試験などで多用してきたために刃の側面の磨耗が進み、土壌との摩擦抵抗が少なくなったことによるものではないかと考えられる。作溝間隔20cmのロータリ軸に両刃および片

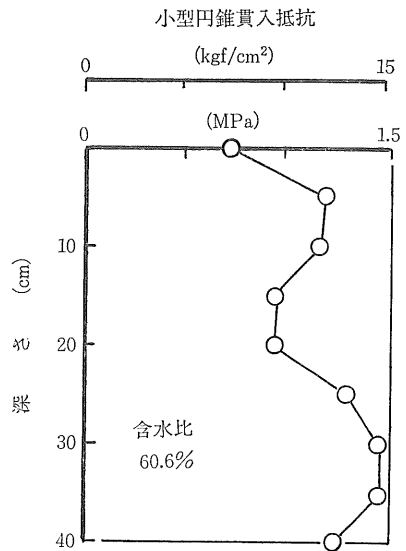


図20 供試ほ場の土壌硬度

Fig. 20 Soil hardness of experimental grassland

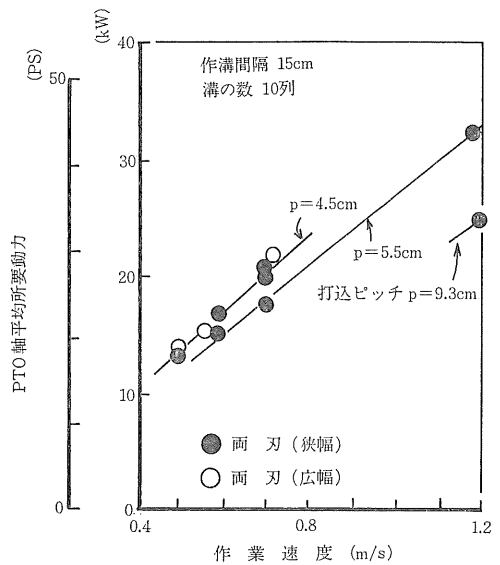


図21 打込みピッチと所要動力(2)

Fig. 21 Tilling pitch and power required (2)

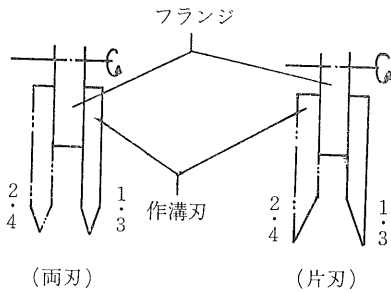


図22 作溝刃の配列

Fig. 22 Fitting method of tillage blades

刃を図22のような配列で3フランジだけ取付け、打込ピッチ・作業速度を一定（それぞれ4.5~4.7cm, 0.68~0.70m/s）として所要動力を測定したところ、片刃で7.9kW（10.8PS）、両刃で7.5kW（10.2PS）となり、ほとんど差は認められなかった。

4.5 実証試験

散播と深さ10cm前後の作溝を主体とした試作簡易更新機の実用性を検討するため、PR-0、PR-1あるいはPR-1（改）を供試して各種の草地で簡易更新作業を実施した。実証試験Ⅰでは作溝・追播効果の確認に重点を置き、実証試験Ⅱでは作業精度・作業能率等も測定した。また、実証試験Ⅲではルートマットがよく発達した草地での作溝状況の観察に重点を置き、実証試験Ⅳでは試作機による優先草種の組換えの可能性について検討を加えた。さらに、実証試験Ⅴでは、北海道開発局により実施された草地開発技術調査に参加して試作機の実用性を検討した。

4.5.1 実証試験Ⅰ

赤城山の中腹にある群馬県畜産開発公社牧場のわずかに傾斜をもったオーチャード主体の放牧草地（火山灰土壌）において、PR-0を供試して更新作業を実施した（1980.9.5）。以後1年間、裸地率・土壤硬度などを調査した。

試験区はそれぞれの幅×長さが4m×20mの未更新区（作溝も追播も行わない区）、作溝・追播区、追播区、作溝区とし、さらにそれらを追肥区（刈取直後、1985.5.20および1981.7.28に化成肥料15-15-15を50kg/10a施用）無追肥区（ただし、1981.7.28に化成肥料15-15-15を50kg/10a施用）に分けた。更新前のは場には約200g/m²（乾物重）のリターがあった。

供試したトラクタは57kW（78PS）の4輪駆動トラク

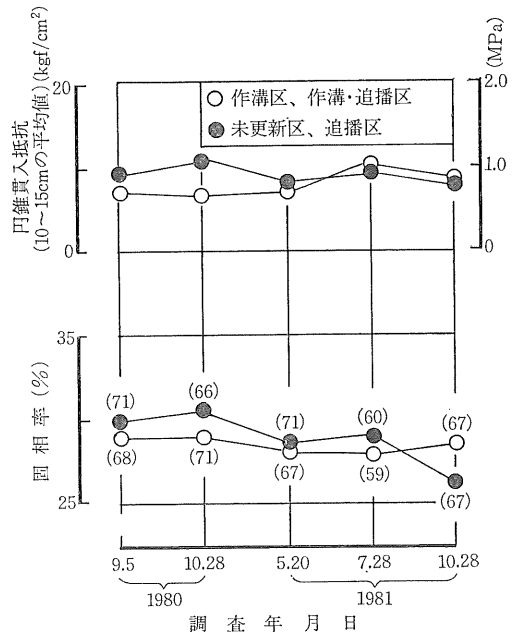


図23 土壤硬度と固相率の変化

図中の（ ）は土壤の含水比を示す

Fig. 23 Transition of soil hardness and solid phase ratio of soil

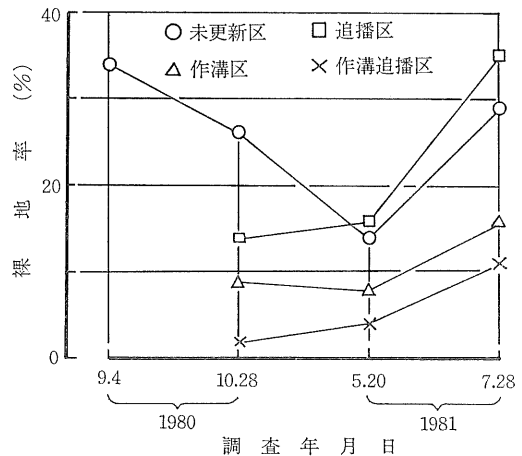


図24 裸地率の推移（無追肥）

Fig. 24 Transition of bare ground area ratio (without additional fertilizer)

タで作業速度は0.43~0.44m/s, 播種量は3.8kg/a 10(オーチャードグラス), 作溝深さは11cm前後であった。

土壌硬度および土壌の固相率の変化を図23に示した。土壌硬度は深さ0~15cmの平均値で示したが, 未更新区および追播区に比べて作溝区, 作溝追播区ともに1981. 5. 20時点までは低い値を示した。固相率も未更新区, 追播区に比べて低くなる傾向を示し, 土壌膨軟化の面から作溝の効果が認められた。

更新53日後(1980. 10. 28), 溝の部分から前植生の新根が伸びているのを確認することができ, 作溝による草地の若返りについてもその可能性を立証することができた。

無追肥区における裸地率の変化を図24に示す。追肥を実施しなかった区における7. 28調査時点での未更新区, 追播区の裸地率は, 作溝区, 作溝追播区の16%, 11%と比べて28%, 35%と高くなった。作溝区においても裸地率が低くなっているのは自然下種した前植生の種子にPR-0での作溝により十分な覆土鎮圧が行えたためではないかと考えられる。なお, 追肥区においては未更新区を除いて低い裸地率を示しており(未更新区20%, その他5%前後), これらのことは, 簡易更新後の草地管理の重要性をも示唆しているものと思われる。

4. 5. 2 実証試験II

埼玉県秩父高原牧場の草地(褐色森林土壌)約30aを図25のように区切り, 広幅の両刃等角らせん刃を取付けたPR-1(作溝間隔20cm)を50kW(68PS)の4輪駆動トラクタに装着して簡易更新を実施した。(1980. 9. 24)

播種した牧草はオーチャードグラス(普通種)50%, ペレニアルライグラス20%, ケンタッキーブルーグラス20%, ハイブリッドライグラス(テトリライト)10%の4種混播で, 目標播種量は3kg/10aとした。更新直後

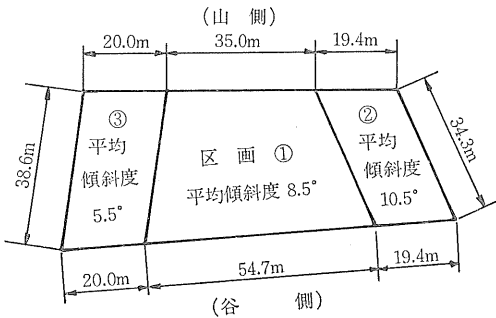


図25 供試区画の形状

Fig. 25 Figures of experimental plots

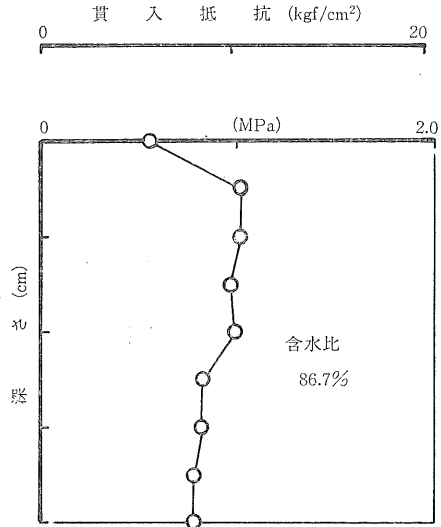


図26 供試ほ場の土壌硬度

Fig. 26 Soil hardness of grassland

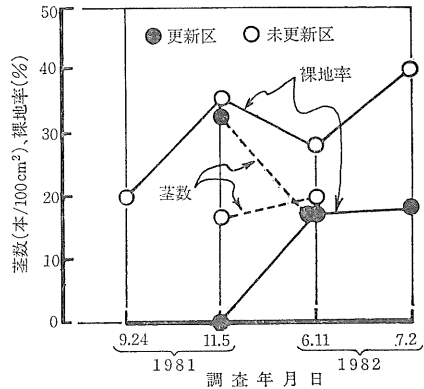


図27 裸地率と茎数の推移

Fig. 27 Transition of bare ground area ratio and number of stands

の草地はフレールモアで掃除刈が実施され, 切断長15cmぐらゐの牧草残査が2cmぐらゐの厚さで表面に堆積していた。また更新前の裸地率は自然下種によるものと思われる植生のため, 平均20%であった。なお, 供試ほ場には更新前に草地用尿素化成7-10-8が40kg/10a散布されていた。

供試ほ場の土壌硬度を図26に, 作業能率等の調査結果を表3に示す。いずれの試験区においても作溝深さ8~8.6cmで円滑な作業ができ, 覆土厚さは1cm前後であつ

表3 作業能率
Table 3 Rate of work

区画番号	供試面積 (a)	実作業幅 (m)	走行速度 (m/s)	作業時間(min.)			作業能率(a/h)		備考
				正味作業時間	巡回時間 ¹⁾	合計	正味	総合	
1	15.7	1.84	0.92	15.4	9.7	25.1	61.2	37.6	等高線作業
2	6.3	1.81	1.00	5.8	6.3	12.1	65.2	31.5	上下作業
3	7.4	1.63	1.01	7.5	5.9	13.4	59.0	33.0	

注) 1) 巡回は供試区画外で行った。

た。

正味作業能率は60~65 a/hであったが、巡回に多くの時間を要したため総作業能率は31~38 a/hとなった。なお播種量は3.3kg/10aであった。

更新後の裸地率・茎数の調査結果を図27に示す。茎数は5cm×5cmに区切った25cm×25cmのコドラートで測定した。更新区の茎数は、1981.11.5調査では33本/100cm²であったが、1982.6.11の調査では17本/100cm²に減少し、未更新区の茎数とほぼ同程度となった。牧草間の競争により弱小個体が死滅したためと思われる。裸地率は1982.7.2では更新区18%に対し未更新区40%となり、裸地の減少の面からは試作機による更新の効果が認められた。

4.5.3 実証試験Ⅲ

ルートマットがよく発達した草地試験場のレッドトップ主体の傾斜草地（5°、10°、15°、20°：褐色森林土壌）においてPR-1を37.5kW（51PS）の4輪駆動トラクタに装着して作溝作業を行い、その時の作業状態を観察した（1982.8.5）。その結果、供試トラクタによる作業では馬力不足気味であった。また、等高線方向に作溝したあと登降坂方向に作溝するなど交叉して作業を行うと草地がブロック状に剝離する場面が見られた。さらに、広幅等角らせん刃のみでは十分な飛散土を得ることはできず、このような草地において飛散土を得るためには別途方法を考える必要があると判断された。

更新約1か月後（1982.9.2）における土壌硬度を傾斜15°および傾斜20°の草地において測定した。作溝区（隣接する溝のほぼ中央で測定）と非作溝区の深さ0~10cmの平均値はいずれの傾斜度においても非作溝区>作溝区となり、土壌の膨軟化については直刃のみでも効果があるものと判断された。

4.5.4 実証試験Ⅳ

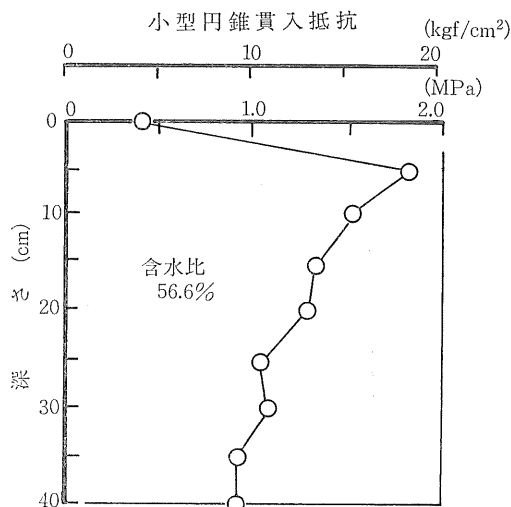


図28 供試場の土壌硬度

Fig. 28 Soil hardness of grassland



図29 作業状況

Fig. 29 Field test by prototype 2 (PR-1)

ラジノクロバが優先した東北大学附属農場オーチャードグラス・ラジノクロバ混播草地（草地番号18-1 火山灰土壌）でのオーチャードグラスの優先化を図るた

表4 作業能率
Table 4 Rate of work

試験区 No.	作業の内容	供試面積 (a)	平均作業速度 (m/s)		スリップ率 ¹⁾ (%)		平均作 溝深さ (cm)	作業時間(min.)			作業能率 (a/h)	
			上り ²⁾	下り ²⁾	上り	下り		正味	巡回	その他	正味	総合
1	作溝のみ	20.4	1.24	1.29	-4.3	-7.7	6.8	14	6	0	87	61
2	作溝・追播	38.2	1.25	1.26	-4.7	-5.5	7.9	25	12	11 ³⁾	92	62 ⁴⁾

- 注) 1) 後輪タイヤ5回転で測定。
2) 圃場は5°以内のゆるやかな傾斜をもっていた。
3) 種子の補給。
4) 種子の補給時間を除く。

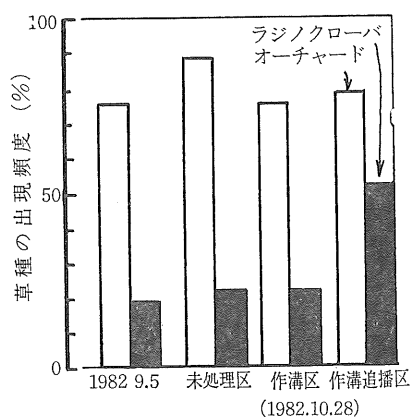


図30 草種の出現頻度

Fig. 30 Frequency of grown ladino clover and orchard grass

表5 発芽・生育本数

Table 5 Number of seedling
(東北大学附属農場調査)

調査年月日	平均本数 (標準偏差) 本/314cm ²
1982. 10. 6	17.45 (6.3)
1983. 4. 18	14.55 ¹⁾ (4.2)

注 1) 分けつのため本数が確認できない所もあるので株数を調査した。

め、57kW (76PS) の4輪駆動トラクタにPR-1を装着して更新作業を実施した(1982.9.7)。広幅の両刃等角らせん刃を用い、作溝間隔を20cm、ロータリ軸回転速度を232rpm/PTO540rpmとした。供試は場の土壌硬度を図28、作業風景を図29、作業能率を表4に示す。

1 m/sを越える速度で作業を行ったため作業能率は巡回時間を含めても61~62 a/hと高くなった。作業時

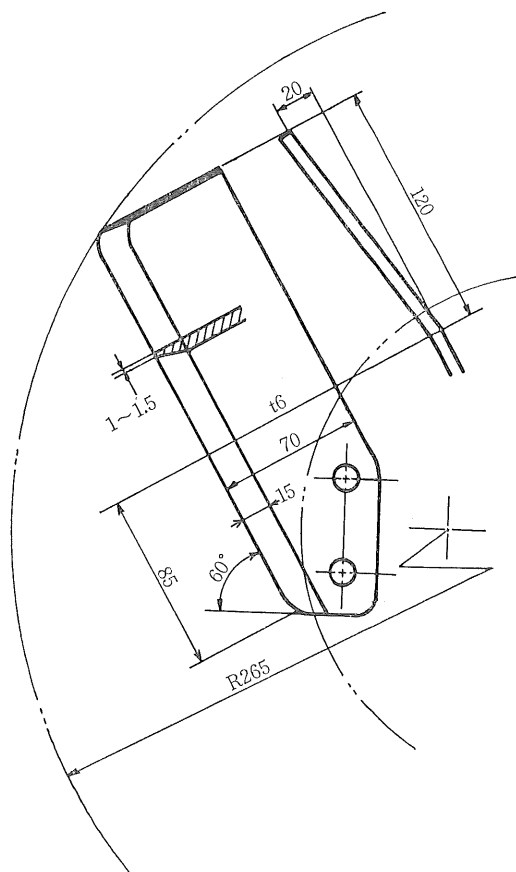


図31 供試作溝刃(く形刃)

Fig. 31 Tillage blade (Slightly angled type)

のトラクタのスリップ率(数回測定した平均値)は試験区1の上り作業で-4.3%, 下り作業で-7.7%となった。また、平均覆土厚さは試験区1で約8 mm, 試験区2で約6 mmとなったが、土壌の緊密化が進んでいるため十分な飛散土が得られず、草地表面が露出している部分が多くみられた。

表6 作業能率測定結果

Table 6 Rate of work

(北海道農業試験場調査)

供試面積 (a)	平均作業速度 (m/s)		平均スリップ率		平均 作業幅 (m)	作業時間 (min.)					作業能率 (a/h)	
	上り	下り	上り	下り		正味	移動	旋回	その他 ³⁾	計	正味	総合 ⁴⁾
	24	0.61 ¹⁾		-2.0 ¹⁾		1.87 ¹⁾	28.8	2.3	5.0	16.5	56.2	50
0.58 ²⁾		0.61 ²⁾	3.2 ²⁾	-9.4 ²⁾	2.10							

- 注 1) 傾斜度0~1°での測定結果
 2) 傾斜度約13°での測定結果
 3) 種子の補給, 故障など
 4) (供試面積) / {(正味作業時間) + (旋回時間)}

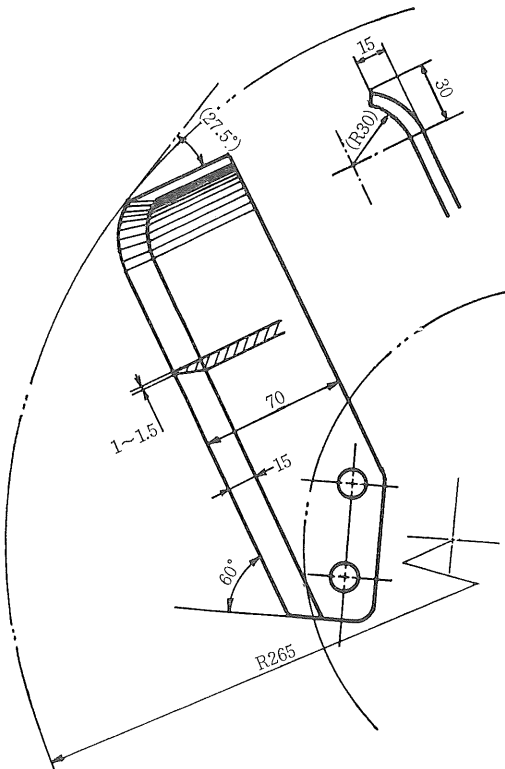


図32 供試作溝刃 (L刃)

Fig. 32 Tillage blade. (Clipped L type)

播種量は2.24 kg/10 aであったが、作溝追播区に直径20cmの円の固定調査点を20点つくり、追播した牧草の発芽本数を調査した結果、表5に示すように、更新25日後の10.2では平均17.45本の発芽しか確認できなかった。更新53日後に調査した各草種の出現頻度を図30に示し

た。更新前のオーチャードグラスの出現頻度が18%であったのに対し、1982.10.28の調査では作溝・追播により51%まで増加し、十分とはいえないが、試作機による簡易更新の効果を認めることができた。

4.5.5 実証試験V

実証試験の一環として、数機種簡易草地更新機を用いて実施された北海道開発局による草地開発技術調査³⁴⁾に参加し、北海道浜益村群別牧場において、PR-1(改)を59kW(80PS)の4輪駆動トラクタに装着して作溝間隔20cm、ロータリ軸の回転速度232rpm/PTO540rpmとして作業を行った。

供試草地(褐色森林土壌)はオーチャードグラスが優先化した石礫の多い傾斜草地で、土壌の緊密化が進み、ルートマットも強いように見うけられた。そのため新たに試作した図31, 32の作溝刃を2枚ずつ各フランジに取付けて直刃+L刃および直刃+く形刃の組合せとして作溝追播を行い、土塊は大きかったもののほぼ十分な飛散土量を得た。

作業能率の測定結果³⁴⁾を表6に示したが、正味作業能

表7 前植生の抑制方法と更新区の収量

Table 7 Methods of suppression of existing grass and yield after renovation

(北海道農業試験場調査) (kg/10 a)

前植生の抑制方法	完全更新区 ¹⁾		PR-1(改)	
	平坦	傾斜	平坦	傾斜
なし	856	857		
掃除刈			1,035	1,192
パラコート			558	928
グリホサート			1,389	927

- 注) 1) ディスクプラウで耕起後、整地、播種、覆土。

表8 所要動力

Table 8 Power required for renovation

(北海道農業試験場調査)

作業速度 m/s	スリッ 率 %	平均 溝深 cm	平均所要動力 kW (PS)
0.64	-2.28	9.3	25.1 (34.2)
0.64	-1.14	6.8	16.4 (22.3)
0.64	-1.25	5.9	15.0 (20.4)
0.78	-1.94	5.7	16.7 (22.7)
0.66	-1.14	5.3	11.8 (16.0)
0.78	-1.37	4.6	12.4 (16.8)

注) 直刃+L刃および直刃+く形刃の組合せによる

率は50 a/h, 総作業能率は約43 a/hとなった。

牧草種子はオーチャードグラス(オカミドリ), ペレニアルライグラス(ピートラ), シロクロバ(グラスランドフィア)の3種混播で, 目標播種量3.3kg/10aに対し, ほぼ所定量を播種することができた。

この試験においては前植生の抑制方法にも検討が加えられており, PR-1(改)を用いた区の抑制方法の相違による牧草収量(1983.10.17)を表7に示した。PR-1(改)による更新区は「作業体系中もっとも高収で雑草収量が少なかった。とりわけ, 前植生と競合がないグリホサート散布区では, 平地地・傾斜地とも慣行の耕起区を大きく上廻る高収を示した。また掃除刈およびパラコート散布区の再生草を含めた牧草収量も, 作業体系中もっとも高い収量となった。この理由は, おそらく, PR-1*では溝内の新播牧草が早期に発芽, 定着しさらに地表に播種された種子も覆土されたため, 全体の発芽率を高めた結果によるものと思われる³⁶⁾」とされている。

この草地開発技術調査の一部として北海道農業試験場内の草地において実施された所要動力測定試験(1983.7.29, 8.5)では, 直刃のみでは十分な飛散土が得られず, 所要動力も大きくダッシング**も著しかった。そこで直刃+L刃および直刃+く形刃の組合せにしたところ, 飛散土量も得られて, 負荷も軽くなる傾向が認められた。直刃+L刃および直刃+く形刃を組合せた場合の所要動力³⁵⁾を表8に示した。また, PR-1(改)とは異なった作溝機構(トラクタ PTO 軸から動力が供給されるカタホイールにより草地表面を削るように作溝する方式)

* PR-1(改)を示す

** 作業時にトラクタが前方に強く押されて, 著しく大きな負のスリッ率を示すような現象

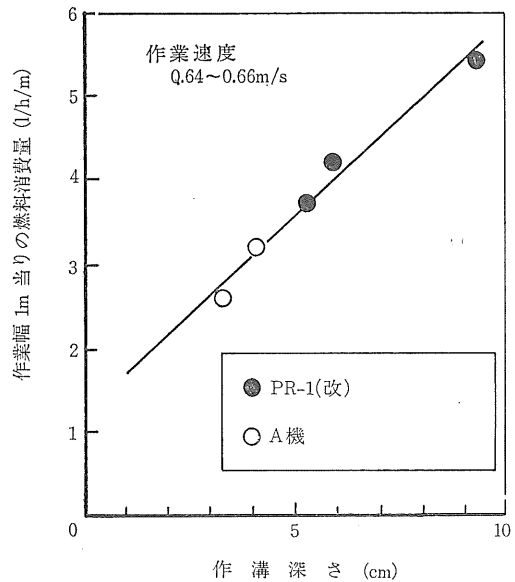


図33 作溝深さと燃料消費量

Fig. 33 Relationship between tilling depth and fuel consumption rate

をもつ駆動形の市販機と直刃+L刃および直刃+く形刃とした PR-1(改)で作業を行った場合の作業幅1m当りの燃料消費量^{34), 35)}(供試トラクタ: Ford 5000)をほぼ同じ作業速度で比較したのが図33である。PR-1(改)では作溝深さが深いだけ燃料消費量も多いという傾向がみられた。

4.6 水食についての検討

試作機による簡易更新が傾斜地での水食に及ぼす影響を調査することを目的として, 鉄板を10cmの深さに打込んだ幅1m, 長さ1.8mの図34に示すような試験区を所内の新規造成地(傾斜15°)につくり, 山側より散水装置により5分間散水して谷側の深さ0~10cmから流出する水(表層流出水と呼ぶことにする)の量および流出する土砂の量を測定した(1982.10.27)。この方法は志水らの報告²⁶⁾を参考としたが, ここでは, 散水部には水が静かに流れるように木綿布をとりつけ, 出口側には断面の崩壊を防ぐため孔径2mm開口率30%の有孔鉄板を配置した。

使用した散水装置の散水精度を図35に示す。

試験区は裸地区・等高線方向作溝区・上下方向作溝区とし, 作溝間隔, 作溝深さはそれぞれ20cm, 約8cmとし

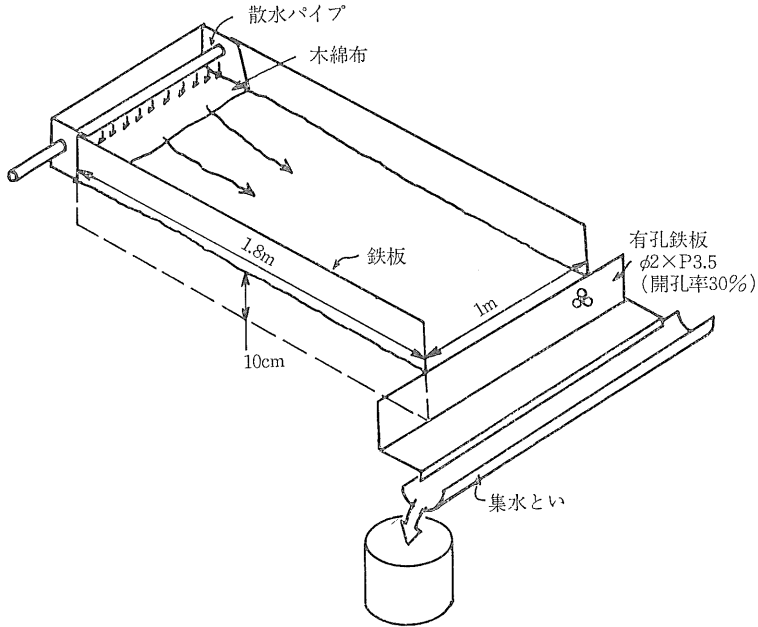


図34 水食測定の方法

Fig. 34 Soil erosion test in small plot

表9 試験区の土壤条件

Table 9 Soil condition of experimental grassland

		裸地区	等高線方向作業区	上下方向作業区
0 ~ 5 cm	実容積	74.8 ml	69.6 ml	71.8 ml
	含水比	61.6%	59.4%	64.9%
5 ~ 10 cm	実容積	81.6 ml	81.3 ml	82.0 ml
	含水比	68.1%	63.0%	70.7%

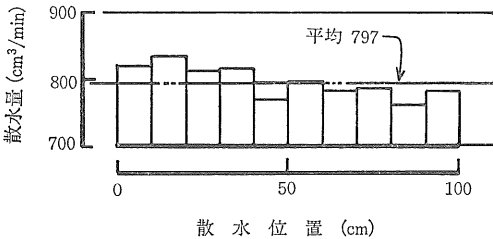


図35 水食実験装置の散水精度

Fig. 35 Distribution of sprinkled water weight

た。各区の土壤条件を表9に、試験結果を表10に示す。
 なお、流出土砂量は、流出した泥水を重量測定後48時間静置して土砂を沈澱させ、うわずみ液をすてたのち約70℃で予備乾燥し、それを105℃-24時間法で乾燥させて求めた。表面流出水は、流出土砂量（乾土重）と0~10cm深さにおける土壤の含水比から求めた湿重を泥水重

量から差し引いて求めた。

表層流出水は裸地区>上下方向作溝区>等高線方向作溝区となり、裸地区では散水した水のうち約80%が表層流出水となった。また、流出した土砂の量は、上下方向作溝区>裸地区>等高線方向作溝区となり、土壤保全の面から、等高線方向の作溝は完全更新に優ると判断された。

実際の簡易更新を考えた場合、前植生も土壤流亡に影響を及ぼすものと考えられ、そのような草地での効果に

表10 水食の測定結果

Table 10 Results of small scale soil erosion test

試験区	表層流出水 ¹⁾	流出土砂量 ²⁾	散水開始後、水が始まるまでの時間
裸地区	36.3kg (84%) ³⁾	1.905kg	37秒
等高線方向作溝区	10.1kg (23%) ³⁾	0.941kg	3分47秒
上下方向作溝区	16.7kg (39%) ³⁾	2.492kg	2分19秒

注) 1) 流出した泥水より土砂を除去した水の重量

2) 乾土重

3) () 内は散水量に対する割合

についても検討する必要がある。

5. 試作機における問題点

一般に、ダウンカット方式のロータリにおいては耕うん軸トルクが増大するにつれ作業機推力が大きくなり、本試作機においても同様のことがいえる。この推力は、傾斜草地での更新作業を考えた場合、トラクタの暴走を招きやすい危険性をはらんでおり、何らかの対策が必要である。

本試作機の特徴の一つに、直刃を用いてルートマットを切断できるだけの深さの溝を切ることがある。深い作溝は土壌の物理性改善に役立つが、土中に石礫が埋まっている場合には機械に大きな衝撃が加わることになり、機械の破損につながる危険性が大きい。

また、直刃のみでは、いくつかの実証試験で十分の飛散土が得られない場合もあることが明らかになっており、今後、所要動力の低減をも含めて作溝刃形状についてさらに検討を加える必要がある。

本方式では追播・作溝に主体を置いたため、追肥は別行程で行わなければならない。このことも試作機による簡易更新作業の高効率化をはかって行くためには問題点の一つにあげられよう。

これらの問題点の一部については、現在検討を加えているので、次報で報告したい。

6. 摘要

できるだけ完全更新に近い効果が得られるような簡易草地更新機の開発をねらいとして、トラクタ直装式のロ

ータリをベースにした作業幅1.8mの簡易更新機を試作した。

試作機は播種部・作溝部・鎮圧部より成り、基本的には作溝部前方に牧草種子を散播し、直刃を装着した作溝部で深さ10cm前後、幅2cm前後の溝を切りながら作溝時に飛散する土で種子を覆土し鎮圧輪で鎮圧を行うというものである。

牧草種子の散播は裸地の減少をねらいとし、深さ10cm前後の作溝は覆土用の土を確保するとともに、土壌の膨軟化による物理性の改善をねらいとしている。

試作1号機(PR-0)により本方式の効果を確認した(1979)後、2号機(PR-1)を試作し、作溝間隔・所要動力などについて検討を加えた(1980~1982)。また、各種の草地において、PR-0・PR-1およびPR-1の改良型を供試しては場試験を実施した(1980~1983)。

以下に本研究により得られた結果を列記する。

- 1) PR-0を用いた所内採草地での試験では、リターの有無など草地表面の状態にかかわらず十分な覆土量が得られ、発芽状態も良好であった。また、草地表面を粗耕して散播したのみのものの発芽状況は劣った。
- 2) 作溝間隔と裸地率の関係を調査した結果、作溝間隔が狭くなるにつれ裸地率は増加した。これは散播された種子のうち、溝にあたる部分の種子が作溝時に飛散しているためと思われた。
- 3) 作溝間隔が狭くなるにつれ、土壌が膨軟化し覆土厚さも増す傾向が認められた。
- 4) 裸地率・覆土厚さ・土壌の膨軟化効果などから、本式による作溝間隔は20cm前後が良いと判断された。
- 5) PR-1による所要動力測定の結果、本方式により余裕をもって作業を行うには少なくとも44kW(60PS)以上のトラクタが必要と判断された。
- 6) 所要動力の軽減をねらいとして、種々の形状の作溝刃を試作したが、今回の試験範囲内では作溝刃形状による所要動力の差は認められなかった。
- 7) 直刃のみでの作溝では、ルートマットのよく発達した草地あるいは土壌の緊密化が進んだ草地などで十分な飛散土が得られない場合もあったが、作溝により土壌が膨軟化する傾向は認められた。
- 8) L刃およびく形刃を直刃と組合せることにより、緊密化した草地でもほぼ満足できる飛散土量が得られた。
- 9) 発芽状況改善のため作溝後溝部に条播する播種機を取付けたPR-1の改良型によるは場試験では、溝部においても良好な発芽状態が得られた。

10) 傾斜15°の裸地における水食を検討した結果、等高線方向の作溝が有利であると思われたが、実際の草地での確認が必要である。

11) 試作機を50 kW (68PS) ~ 59 kW (80PS) のトラクタに装着して作業を実施した結果、作業能率は40~60 a/hであった。

以上のように、一連の試験で本試作機の性能が明らかになり、実用性もほぼ認められたが、作業機推力および所要動力などの面でさらに検討を加える必要がある。

引用文献

- 1) 三股正年・高野信雄：低位生産草地の更新に関する研究（第1報），日本草地研究会誌，No. 3，4（合併号），p. 12-19，1956.
- 2) 佐藤拓次郎・松野正・及川憲：荒廃草地の更新に関する研究（第1報），日草誌，第9巻2号，p. 129，1962.
- 3) 三井豊穂・平野孝雄・嶋村匡俊・高畑滋：牧草地の更新法に関する研究，日草誌，第9巻2号，p. 130，1962.
- 4) 大泉久一・渡辺潔・関村栄・桂勇：牧草の播種深さが発芽ならびに初期生育におよぼす影響，東北農試研究速報，第3号，p. 31-35，1963.
- 5) T. H. Taylor E. M. Smith W. C. Templeton Jr. : Use of minimum tillage and herbicide for establishing legumes in kentucky bluegrass (*Poa pratensis* L.) sward, *Agron J*, Vol. 61 Sept. -Oct., p. 761-766.
- 6) 高畑滋・早川康夫：不耕起草地造成における発芽と定着に関する研究（第1報），北農試彙報，第97号，p. 1-7，1970.
- 7) 一：パスタチャー・ドリームに関する試験，群馬畜試年報（昭和45年度），p. 119-120，1972.
- 8) E.M. Smith・T.H. Taylor・J.H. Casada・W.C. Templeton, Jr. : Experimental grassland renovator, *Agron J*. Vol. 65, p. 506-507, 1973.
- 9) 坂井純・柴田安雄：トラクタ用ロータリ耕うん刃の設計論（第3報）—角度要素の考察—，三重大学農学部学報，第51号，p. 145-155，1976.
- 10) 沼田真編：草地調査法ハンドブック，東京大学出版会，1978，p. 18.
- 11) 酪農総合研究所編：不耕起直播方式による草地更新，とくにイギリスにおける研究と実例を中心として，酪農研（昭53）海外資料第7号，1979，p. 6.
- 12) E.M. Smith・G. Benock ; Power tillage compared with conventional tillage tool for grassland renovation, *Trans. ASAE*, Vol. 22 No. 4, p. 710-714, 1979.
- 13) E.M. Smith・D.H. Bucher・J.B. Hochensmith : A grassland renovator with a unique tillage device, *Trans. ASAE*, Vol. 24 No. 5, p. 968-971, 1979.
- 14) N.R.W. Squires・R.J. Haggan・J.G. Elliot : A one pass seeder for introducing grasses, legumes and fodder crops into swards, *J. Agric. Eng. Res.* Vol. 24 No. 2, p. 199-208, 1979.
- 15) 土壌物理研究会編：土壌の物理性と植物生育，第1版，養賢堂，1979，p. 277.
- 16) 同上：同上，p. 281.
- 17) 三井計夫監修：飼料作物・草地ハンドブック，第17版，養賢堂，1980，p. 320.
- 18) 同上：同上，p. 320-321.
- 19) N.Lucas : Slot seeder speeds swards improvement, *Power Farming*, Vol. 59 May, p. 33-35, 1980.
- 20) 丸山純孝・福永和男・大部善之・高橋義明・村井信仁：機械力を用いたオーチャードグラス主体草地の簡易更新，北海道草地研究会報，Vol. 14, p. 37-39, 1980.
- 21) N.Lucas : Verdicts on slot seeder, *Power Farming*, Vol. 59 Sept., p. 8-9, 11, 1980.
- 22) 志水俊夫・菊谷昭雄・河野良治・藤枝基久：山地傾斜地の畜産利用に伴う地表流出水の変化，33回日林関東支論，p. 129-130，1981.
- 23) 一：草地の再生技術開発に関する機械化試験，十勝農試農業機械科農業機械試験成績，p. 149-151，1981.
- 24) I.Howie : Sod seeder on trial, *Power Farming*, Vol. 60 Nov., p. 28-29, 1981.
- 25) (社)日本草地協会編：昭和55年度草地管理指標策定調査実績報告書—草地管理指標試案—，1981，p. 233.
- 26) 丸山純孝・斉藤英治・福永智男・及川博・佐藤文俊：化学薬品を用いた草地更新，北海道草地研究会報，Vol. 16, p. 72-74，1982.
- 27) 丸山純孝・川瀬貴晴・太田三郎・福永智男・及川博・佐藤文俊：初冬および春期におけるデントコーン栽培跡地の簡易草地造成，北海道草地研究会報，Vol 16, p. 74-76，1982.
- 28) I.Howie : Sod seeder on trial, The results, *Power Farming*, Vol. 61 Sept., p. 28-29, 1982.
- 29) W.E.Taylor et al. : Equipment for aerating bermudagrass pasture, *Trans ASAE*, Vol. 26 No. 2, p. 352-353, 1983.
- 30) (株)日本農業機械化協会編：傾斜草地の実態と今後の課題，56資料 No. 773, 1983. p.52
- 31) 奥井和政・山名伸樹・瀧川具弘：簡易草地更新用機械に関する調査研究，農機研研究成績58-5，p. 1-59，1984.
- 32) 農林水産省統計情報部編：昭和58年耕地及び作付面積統計，1984，p. 23.
- 33) 北海道開発局：昭和58年度草地開発技術調査報告（草地の整備改良工法—浜益地区），p. 1-112，1984.
- 34) 同上：同上，p. 20.
- 35) 同上：同上，p. 42.
- 36) 同上：同上，p. 78.
- 37) 高玉精一・佐々木邦男・増淵尊重・佐藤伸洋：牧草地の簡易更新に関する研究（第1報），農作業研究，第51号，p. 6-12，1984.

Summary

Development of a Rotary Tilling Type Pasture Renovator (Part 1)

Nobuki YAMANA, Tomohiro TAKIGAWA, Kazutomo OKUI
and Makoto KITAMURA

To recover the productivity of deteriorated grassland with an easy operation economically without interrupting forage production, a PTO powered grassland renovator, which performs broadcasting of grass seeds and tilling (ditching) to make narrow furrows in one trip, was designed and improved through a series of field tests.

The machine is a three point hitch type, which bases on the frame of a rotary cultivator, and consists of a grass seeder, a tillage device and press rollers. The machine seeds just in front of a tilling device which opens furrows of 2cm wide and about 10cm in depth at an equal spacing between each furrows with straight tillage blades. The sown seeds are covered with fine soil particles thrown up by the tillage blades and then pressed by the rollers.

The purpose of the tillage to the depth of 10cm is to obtain covering soil for the seeds as well as to improve of soil physical conditions by softening and aerating.

Prototype 1 (Fig. 1, named PR-0) was designed and made in 1979.

After the effect of the PR-0 to recover deteriorated grasslands was recognized, prototype 2 (Fig. 3, PR-1) was developed in 1980.

Improvement of the PR-1 was continued for the following 4 years through a number of field tests at various grasslands in Japan.

Following results were obtained by the tests.

(1) A test to renovate an experimental meadow in the Institute of Agricultural Machinery was carried out using the PR-0 in 1979. In the experiment, broadcasted seeds were found to be covered with tilled soil to a proper depth irrespective of differences of grassland surface condition such as with or without litter. While satisfactory seedling establishment was not obtained by limited tillage and broadcast done by hand, the sufficient number of normal seedling was observed in the plot renovated by the PR-0.

(2) However, only a quite few seedlings were observed on the furrows, because the seeds which had been sown there were splashed by the tilling blades. Therefore, when the furrow spacing is narrow, the number of furrows and hence the total area of the furrows become large, and it results in an increase of bare ground area remaining on the fields.

(3) On the other hand, narrow spacing between furrows brought about better soil softening and an increased depth of covering soil for seeds. (Figs 9 and 10)

(4) From these test results it was concluded that the adequate furrow spacing for the machine was about 20 cm.

(5) The measurement of power required by the PR-1 showed that the tractor power needed for its smooth operation was over 44 kW (60 PS).

(6) To reduce the power requirement, two types of blades which have different shapes were designed. (Fig. 16) But the significant power reduction could not be obtained by changing the shape. (Fig. 21).

(7) In the grasslands having strong root mats and intensively compacted soil, the straight tillage blades could not throw up enough amount of soil over the sown seeds. However, the seeds were covered with sufficient volume of tilled soil by using the straight blades together with clipped L shape blades and/or slightly angled blades. (Figs 31 and 32)

(8) An additional drill seeder was attached to the PR-1 to sow seeds onto tilled furrows in 1982. (Fig. 4) The field test by the use of reformed machine showed a satisfactory seedling emergence on the furrows.

(9) A small-scale soil erosion test was carried out on a bare slope of 15 degrees. The result indicated that the renovation by the PR-1 along the contour was effective in preventing soil erosion caused by run off.

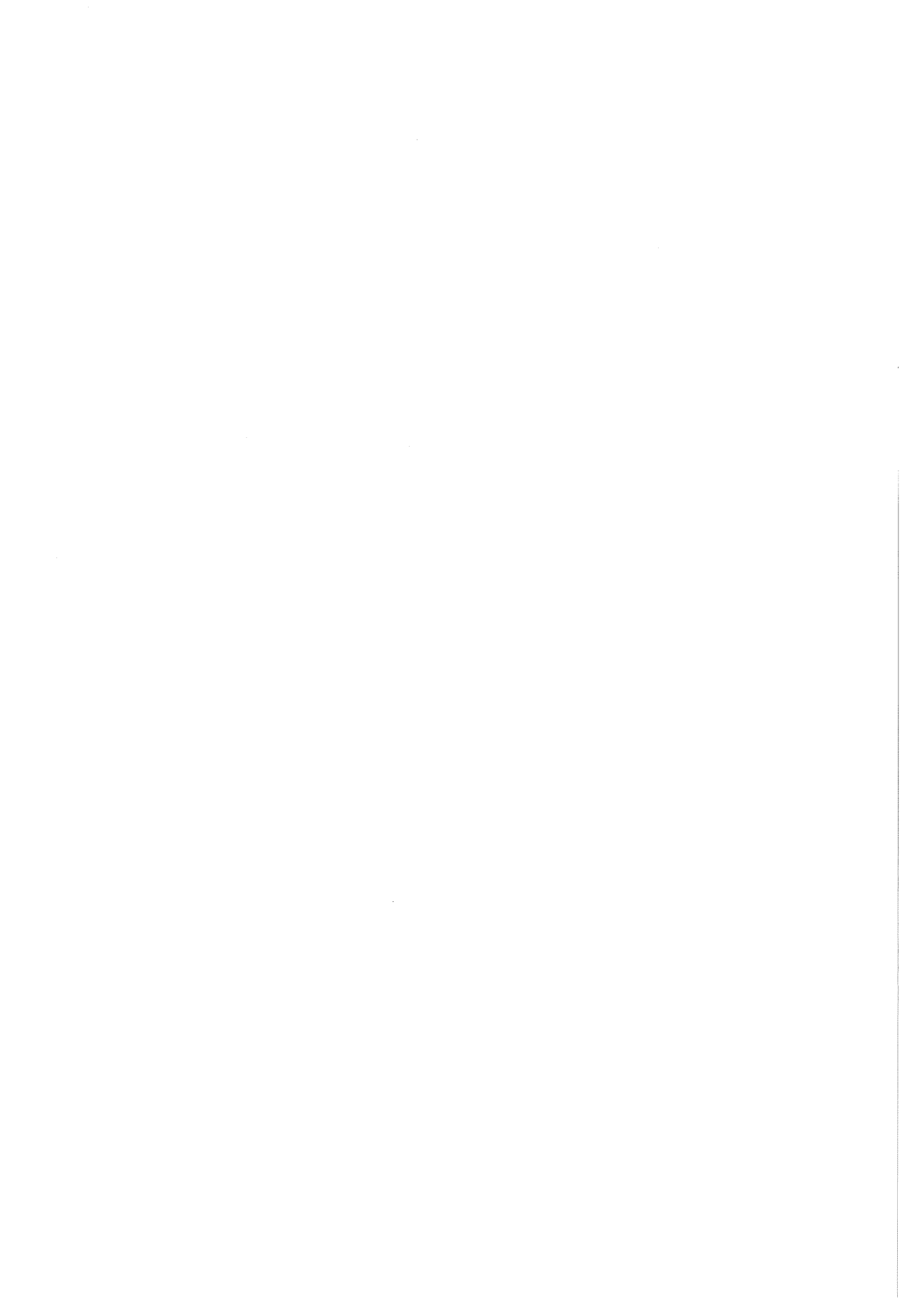
(10) Rate of work of the PR-1 was measured, when tractors of 50-59 kW were used. It was in the range of 40-60 a/h.

On the basis of these field tests, it is considered that the machine will be able to be used for practical grassland renovation.

For further study, the following problems are left.

- (1) Reduction of power requirement.
- (2) Reduction of propelling force acting on tractor during renovating operation.
- (3) Confirmation of soil erosion preventive effect by field test.

Tech. Rep. Inst. of Agric. Mach. 19 : 31-51 (1985)



わい性台リンゴを対象とした果樹園用中耕装置の試作研究 (第1報)

平田孝三*・長木司*・小川幹雄*

1984—10—29 受理

抄 録

平田孝三・長木 司・小川幹雄：わい性台リンゴを対象とした果樹園用中耕装置の試作研究 (第1報)。農機研報 19：53—66 (1985)

近年普及が進んでいるわい性台リンゴ園での地表面管理は、樹冠下を深耕にし、樹列間部分は草生にするのが標準になっている。しかし、下枝が低いために既存の作業機では樹冠下の中耕は困難で、現状では除草剤の利用が多い。この研究は、わい性台リンゴの樹冠下を能率的に中耕する装置の開発を目的に行ったものである。昭和54年度に研究を開始し、57年度に試作したOC—40型において基本的な設計目標をほぼ満足する性能が得られた。試作機はトラクタに直装するオフセット型のロータリ式中耕装置である。その特徴は全高の低い耕うん部が樹冠下に入し、オフセット量を自動調節して、樹幹との衝突を回避しながら中耕を行う機能をもっていることである。またロータリを3個の案内車輪で支持するなど、圃場の起伏に追従して安定した耕深を保つための機能を有している。OC—40型の圃場試験の結果、わい性台リンゴ成木園での作業速度は0.4m/sで所用動力は4kW程度であった。

1. 緒言

わが国の果樹栽培における地表面管理は、現在ほとんどが草生法であり、リンゴ栽培も例外ではない。草生栽培が現在のように広く普及しているのは、土壌中の栄養分の流出防止、有機物の補給、土壌の保全等の利点によるものであるが、土を耕す作業に比べて草刈りの作業の方がはるかに能率的に行えることが、大きな要因となっている。中耕の必要性を実感しながらも、能率的な手段がないために、そこまで手が回らないという現実的な問題があることも事実である。

一方、近年リンゴのわい化栽培の普及が進み、その栽培技術も次第に確立されつつある。そしてわい化栽培ではこれまで以上に土壌管理の徹底が必要であるといわれており、そのための能率的な機械の開発が要望されている。本研究は従来の機械では作業が困難なわい性台リンゴの樹冠下を、能率的に中耕する装置の開発を主題にしたものである。昭和54年に研究を開始し、現在も継続中であるが、本報では試作4号機(OC—40型)に至るまでの研究成果について記述した。

本論文は緒言と結語を含めて8つの章から構成した。

* 研究第4部

つぎの2ではわい化栽培の普及など研究の背景と目的を述べ、3では試作機的设计目標を記した。4では試作の経過をたどりながら試作機の構造概要を説明した。5及び6ではそれぞれOC—40型の構造と作業性能について記述し、7では試作と並行して行った周年利用試験について記述した。

本研究を行うにあたり、農林水産省果樹試験場、青森県りんご試験場、岩手県立農業短期大学には、試験圃場の提供や研究に対する御助言、栽培面からの検討など多大の御協力をいただいた。また、試作にあたっては松山株式会社に御協力をいただいた。ここに深く感謝の意を表する次第である。

なお、この研究は平田孝三・長木 司・小川幹雄が協力して行い、小川幹雄が本論文をとりまとめた。

2. 研究の背景と目的

わい性台リンゴは、従来からの普通台木のものに比べて根の張りが弱く、養水分吸収の効率が低いと考えられている。このため主要なリンゴ生産県では、わい化栽培の指導指針の中で土壌管理の徹底を重要な項目として位置付けており、有機物補給による地力増進や、樹冠下

の中耕除草の実施を指導している³⁾。実際、青森県経営研究所の調査事例では、10a当たりの労働時間が合計ではわい化園の方が12.7%普通台木の園を下回っているものの、土壌管理だけについて見ると、逆に3.7倍もの時間を費やしている³⁾。

草生栽培の草刈りは比較的構造の簡単な機械で能率的な作業が可能であり、刈払機からトラクタ用作業機まで市販機の種類も多い。さらに農業機械化研究所で開発された幹周草刈機を利用することによって、樹冠下の草刈りも大幅に能率化することが可能になった⁴⁾。一方、果樹園用の中耕機としては、アップカットロータリを前装した歩行型管理機が市販され普及している。しかし、わい性台リンゴの場合は、下枝が低いと春先の剪定直後の時期を除けば難しく、枝が伸長しさらに果実が肥大して枝が下垂してくると作業は不可能になってくる。

欧米には樹冠下の中耕を目的としたトラクタ用作業機がかなり見られ、それらのいくつかは果樹試験場など一部の試験研究機関に導入されている。しかし、一般に大型のものが多く、機能面あるいは取扱性の点でわが国の果樹栽培向きとはいえない。導入した試験研究機関においても十分利用されていないのが実情である。このように能率的な手段がないため、現場では葉害や地力の低下等を懸念しながらも、除草剤に頼らざるを得ないのが現状である。

以上のような背景に基づき、わい性台リンゴを主な対象にして、樹冠下の中耕を能率的に行うことのできる装置を開発するのがこの研究の目的である。これによって、収量及び品質の向上をはかるための、より効率的な土壌管理技術の確立に寄与しようとするものである。

3. 設計目標

主としてわい性台リンゴを対象とするので、試作を開始するに当たって次のような構想及び目標を設定した。

① 15kW程度のトラクタ用作業機とする。

わい性台リンゴは省力や土地利用効率の観点から並木植えにするのが原則である。栽植距離は木の間隔を2m、各列間隔を4mとするいわゆる4m×2mの栽植様式が概ね標準となっている。従って樹列間には車幅が1.2m程度の15kW級トラクタであればほぼ問題なく走行可能な空間が確保されている。草刈りなど他の作業を考えると、トラクタを中心とした作業体系が効率的である。

② オフセット量が自動調節できる作業機とする。

わい性台リンゴは下枝が低く、トラクタは樹列間の中央部しか走行できない。従って作業部をトラクタ側方にオフセットするとともに、その高さを極力低くしなければならぬ。また、樹冠の中心部まで中耕するためにはオフセット量を可変にし、トラクタが直進のまま樹幹を回避できる機能を有する必要がある。さらに、作業を容易にするためにはオフセット量の調節操作を自動化する必要がある。

③ 精度の高い作業ができる。

ここでいう精度とは、特に耕深と残耕についてである。わい性台リンゴの根群は非常に浅い所から分布する。従って根を傷めずに中耕するためには耕深を必要最小限にとどめ、圃場の起伏に追従して安定した耕深を保つことが不可欠である。また、樹幹や根への損傷を防ぐために幹周部に残耕が生じることは避けられないが、ねずみや病虫害を防止するためにも極力少なくしなければならない。

4. 試作研究の経過

果樹園用中耕装置の開発研究は、昭和54年に開始した。まず、試作機の備えるべき機能及び性能の目標を設定するために、農林水産省果樹試験場に導入されているイタリア製機種(HELLI HO-06型)の調査を行った。そして同年にOC-10型及びOC-20型を試作し、55年度にそれらの圃場試験と改良をくり返して、主に基本的な技術的蓄積を行った。OC-10型では縦軸式の耕うん方法を検討するため、スクリュ刃など数種の爪を試作して試験を行った。しかし、ロータリを用いたOC-20型の方が土壌条件の変化に対する適応性が高く、抑草効果の点でも優れていた(表1)。その後これらの結果をふまえて、昭和55年及び56年にそれぞれロータリを用い

表1 中耕3週間後の樹冠下草量

Table 1 The amount of grass under a dwarfed-apple tree crown three weeks after intertillage by two types of trial cultivator.

試験区	中 耕		草 刈
	OC-20型	OC-10型	
草 量 (kg/m ²)	0.20	0.80	1.48

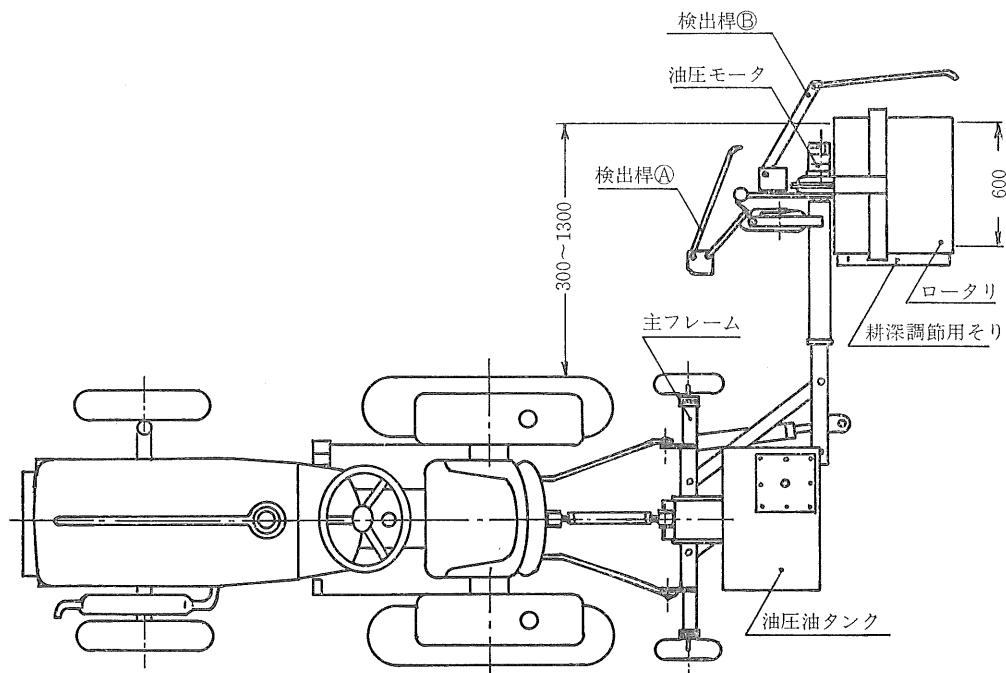


図1 OC-20型の概要

Fig.1 Top view of Type OC-20.

たOC-30型，OC-40型を試作し，試験をくり返しながら下記問題点の解決に努めた。

- ① 構造の簡略化と機体の軽量化
- ② 作業精度，主として耕深の安定
- ③ オフセット量自動調節装置の機能向上
- ④ 動力伝動装置の効率化

4.1 OC-20型の試作

OC-20型は事実上の試作1号機である。

4.1.1 試作機の構造概要

図1に試作機の概要を示したが，OC-20型はトラクタの三点ヒッチに装着するオフセット型ロータリである。試作機はトラクタに装着するための主フレーム，オフセット量調節を行う平行四辺形リンク及び耕うん部から成る。オフセット量は車幅1200mmのトラクタに装着した場合，最大1300mm，最小300mmで，この間で油圧シリンダにより無段階に調節可能である。さらに耕うん部前部に樹幹等の障害物を検出する検出棒を設け，オフセット量を自動的に縮小拡大して幹周部の中耕を行う方式にした。

試作機には直径350mmのロータリを用いたが，トラクタの直進性を考慮して耕幅を600mmにした。また，作業中に耕うん部のオフセット量が変わるため，ロータリの駆動には，動力の伝導が容易な油圧モータを用いた。このため主フレーム上に油圧油タンクを設け，トラクタPTOによってタンクに内蔵された油圧ポンプを駆動して油圧を供給した。オフセット量調節用の油圧はトラクタの油圧PTOを用いた。

4.1.2 試作結果

試作機の各部が一応機能し，連続作業が可能になった時点で圃場試験を実施した。試験の結果，幹周部の中耕の場合，0.29m/sが作業速度の限界であった。これ以上ではオフセット量の調節が追従できず，樹幹に衝突した。

また，耕深が安定せず，特にトラクタが傾いたり幹周部の地表面が盛上っている場合は必要以上に深くなり，根を傷める場合があった。この現象は円滑なオフセット量調節にも支障をきたした。OC-20型では，図2に示すようにロータリカバー側板に設けたそりを上下して耕

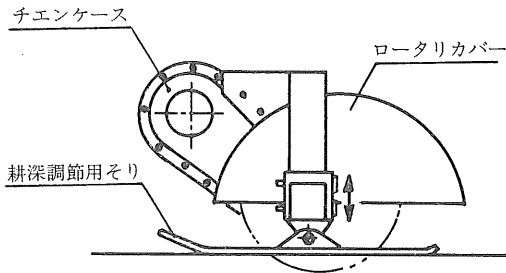


図2 耕深調節装置

Fig. 2 Skid for tilling depth control.

深を調節する方式である。しかし、主フレームと耕うん部が、平行四辺形リンクを介してほぼ一体となっているため、トラクタの横方向への傾きが耕深に大きく影響する結果になった。

さらにオフセット量の自動調節機能が十分でなく、幹周部でロータリが左右に激しく振動する場合があった。この現象は検出桿に用いたマイクロスイッチが動作、復帰をくり返すために生じたもので、検出桿の構造を再検討する必要があった。

4.2 OC-30型の試作

上述のOC-20型の欠陥を是正するために、引き続きOC-30型を試作した。

4.2.1 試作機の改良点と構造概要

図3に示したOC-30型は、基本的な構造はほぼOC-20型と同様であるが、特に次の点について改良を加えた。

1) 耕幅を1000mmに拡大し、能率の向上を図った。

わい性台リンゴ園において清耕にするのは樹幹中心からほぼ1mの範囲であり、耕幅600mmのOC-20型では2行程ずつ作業しなければならない。OC-20型の試作から耕幅を十分拡大できる見通しが得られたので、30型では1000mmにし、1行程で作業を完了できるようにした。

2) ロータリの支持方式を改良し、耕深の安定性向上を図った。

OC-30型ではロータリと平行四辺形リンクの結合部に屈曲点を設け、両端に自在車輪をもつ角パイプにロータリを吊り持ちする構造にした。これによってトラクタの傾きが直接耕深に影響することを避け、地表面の起伏への追従性向上を図った。

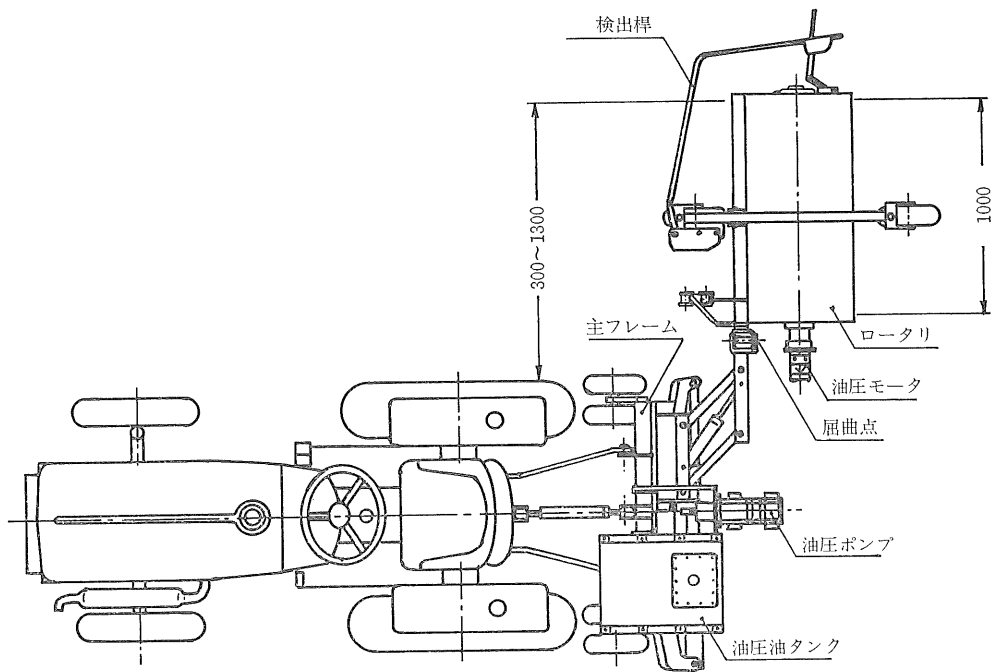


図3 OC-30型の概要

Fig. 3 Top view of Type OC-30.

3) 検出桿の構造と機能を改善した。

OC-20型では検出桿の機能が不十分なため、幹周部でオフセット量が伸縮をくり返す現象が発生した。このため検出桿の形状及び構造を変更し、機能の安定性向上を図った。

4) オフセット量の調節機構を変更した。

オフセット量の調節範囲は、OC-20型と同じ1000mmである。このうち平行四辺形リンクによる調節範囲を500mmにし、残りの500mmはリンクの基部が、主フレームをガイドにしてスライドする方式にした。これはリンクのアーム長さを短縮し、円滑なオフセット調節を可能にするためである。

以上の点の他に、油圧油タンクを耕うん部のオフセット方向と反対側の、主フレーム左寄りに設け、左右の重量の均衡を図った。また、オフセット調節用の油圧も作業機側で供給し、作業機の着脱の際に、トラクタに油圧ホースを着脱する操作を不要にした。

4.2.2 試作結果

OC-20型で生じた各部の問題点を改良した結果、OC-30型は作業速度0.31~0.33m/sで安定した作業を行うことが可能になった。しかし、耕幅を拡大したために

機体重量が438kgと大きくなり、目標とする15kW級のトラクタでは前輪の分担荷重が小さ過ぎて作業が困難であった。

また、耕うん部とその支持方式を改良した結果、耕深はOC-20型に比べて安定した。しかし、屈曲点が1箇所構造では、トラクタの傾き等による影響が残るため、改良の余地があるものと考えられた。

オフセット量の自動調節機構については、検出桿の改良、耕深の安定化に伴って円滑に機能するようになった。この結果、作業速度がOC-20型に比べて向上した。また、OC-30型では作業中のオフセット量自動調節は主にリンク機構を用い動きの緩慢なスライド機構は圃場条件に合わせて最大オフセット量を設定する場合に用いた。リンクによる調節範囲は500mmであるが、若干不足する場合があった。

以上のようにOC-30型では果樹園用中耕装置としての機能が向上したが、15kW級トラクタに適應させるための重量の軽減、耕深の安定性をさらに向上させるための耕うん部支持方式の改良が問題点として残された。

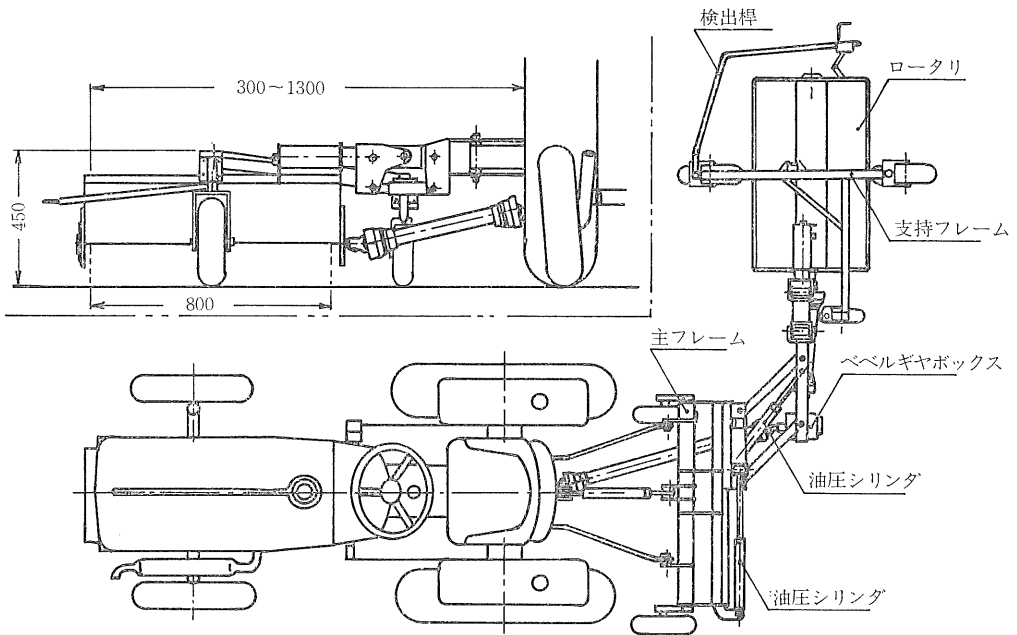


図4 OC-40型の概要

Fig. 4 Top and front view of Type OC-40.

表2 OC-40型の主要諸元
Table 2 Specification of Type OC-40.

項 目	諸 元
形 式	オフセット型中耕ロータリ (ダウンカット式)
全 長 ¹⁾	4,030mm
全 幅 ¹⁾	2,550mm
全 高 ¹⁾	1,330mm
オフセット量 ¹⁾	300~1,300mm
質 量	241kg
耕 幅	800mm
ロータリ直径	350mm
爪 本 数	26本

1) 国産17kWトラクタ(二輪駆動)に装着時

5. OC-40型の試作研究

OC-30型の試作では機体の軽量化と耕深の安定性向上が、問題点として残された。そこでこれらを改善し、設計目標の達成を図るためOC-40型の試作を行った。

5.1 試作機の構造

OC-40型の構造概要及び主要諸元をそれぞれ図4, 表2に示した。OC-20型及び30型と最も異なる点は、重量の軽減と動力伝動の効率化を図るために、ロータリの駆動を油圧から自在継手軸を用いた機械式に改めたことである。さらに耕幅を800mmに縮小するなど、各部の軽量化に努めた。

また、ロータリを3個の自在車輪で支持し、平行四辺形リンクとの結合にも改良を加えるなど、耕深の安定性向上を図った。

5.1.1 トラクタへの装着

OC-20型及び30型と同様、主フレームをトラクタの後部三点ヒッチに直装する方式にした。図4に示すように主フレームの左右には小形の車輪を設け、作業時にはこれによって自重を支持する構造にした。これはトラクタの前輪分担荷重を適度に保って直進性を維持するとともに、オフセット調節時に反力によって生じる衝撃がトラクタに及ぶのを軽減するためである。

5.1.2 オフセット量調節機構

OC-30型と同様、平行四辺形リンクとスライド機構を併用し、調節範囲は合計で1000mmにした(図5参照)。しかし、OC-30型の試作結果からリンクによる調節範囲を拡大する必要性を認めたため600mmに変更し、スラ

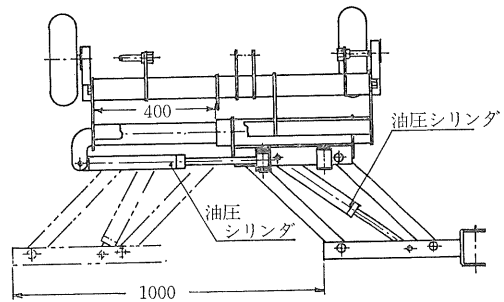


図5 主フレーム及びオフセット量調節機構
Fig. 5 Moving device mounted to three-point hitch.

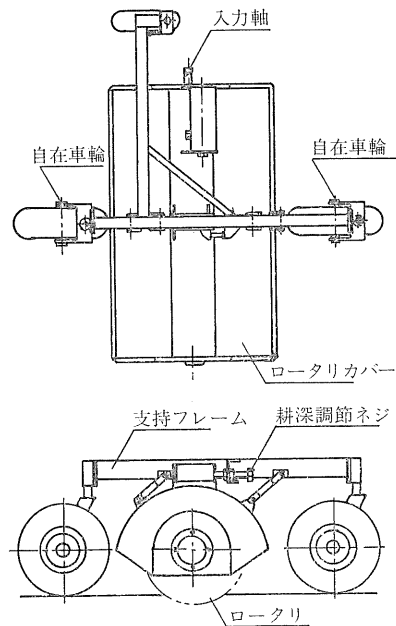


図6 耕うん部
Fig. 6 Tilling unit.

イド部分は400mmにした。また、スライド機構にはストローク200mmの油圧シリンダを用い、シリンダ端部の固定位置を2箇所設けることで400mmスライドする方式にした。

5.1.3 耕うん部

ロータリは直径350mmのダウンカット式であるが、耕

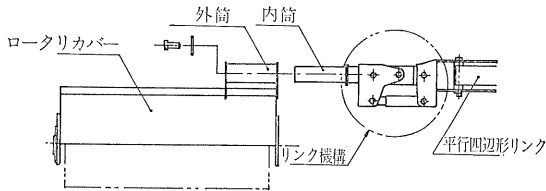


図7 耕うん部の結合方法

Fig. 7 Connecting mechanism of tilling unit to moving device.

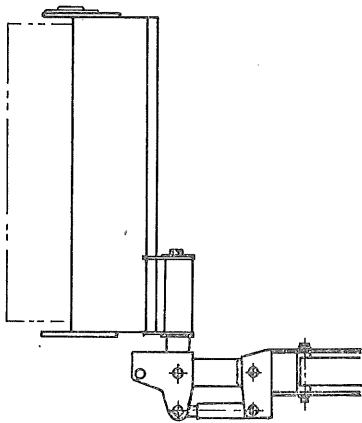


図8 耕うん部を上方に曲げた状態

Fig. 8 Tilling unit lifted in a vertical position.

幅をOC-30型の1000mmに対して800mmに縮小した。さらにロータリカバーも軽量化し、爪の本数も減らすなど重量の軽減に努めた。

また、図6に示すように、各端部に自在車輪を有するT字形の支持フレームに吊り持ちする構造にした。自在車輪はいずれも空気入りタイヤで、サイズは前後2輪が、3.50-5、他の1輪は2.50-4である。この構造によって起伏への追従性向上を図った。耕深の調節は支持フレームに対してロータリを上下する方式にした。

また、OC-30型では、耕うん部と平行四辺形結合部に屈曲点を1個所設けた。OC-40型ではさらにこれを発展させ、図7に示すような四辺形リンク機構を介して結合した。この機構によって、作業中にはロータリが完全に支持フレームの3個の案内車輪で支持される方式にした。またトラクタの移動や収納時には図8のように耕うん部を上方に折り曲げて、ほぼトラクタの車幅内に納

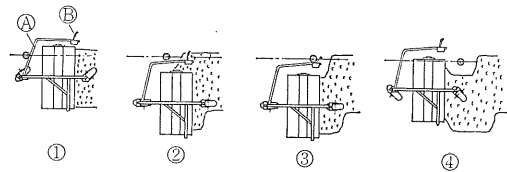


図9 検出桿の機能と耕うん部の動き

Fig. 9 Movement of tilling unit.

めることができる。

5.1.4 動力伝達装置

動力の伝達は、トラクタの後部PTOから自在継手軸とベベルギヤボックスを介して、ロータリ側方から爪軸に直接入力する方式にした。まずPTOから自在継手軸を介して、減速比1.8のベベルギヤボックスに入力する。減速後さらに自在継手軸を介してロータリを駆動した。ベベルギヤボックスの取付け位置は、通常の作業状態にオフセットしたときに自在継手に大きな角度が付かないよう考慮して、平行四辺形リンク左端部に決めた。

5.1.5 検出桿

樹幹位置を検出する検出桿の構造及び機能は、OC-30型のものと同じである。その作用を図9の①～④に示した。検出桿は「く」の字形をした部分Aと、その後端部に設けたBとから成る。Aが樹幹等の障害物に当たると後方に押されてオフセット量は縮小する(図9-①)が、Aがもとにもどるとオフセット量はそのままの状態に保持される(図9-②)。機体の進行に伴ってBが後方に押されながら樹幹を通過すると(図9-③)、オフセット量は元の状態にまで拡大する(図9-④)方式である。検出桿は直径17mmの鋼管製であるが、樹幹と接触する部分には緩衝材を取付けた。

5.2 試作結果

OC-40型は機械式の動力伝達方式を採用し、ロータリや他の部分の軽量化を図った結果、OC-30型と比較して約200kg軽い241kgになった。これによって目標とする15kW程度のトラクタに装着して作業することが可能になった。また、ロータリの支持方式を改良したことによって、設定した耕深を安定して保つことが可能になった。

6. 試作機の圃場試験

試作機の作業性能を把握する目的で能率、所要動力、

作業精度に関する圃場試験を実施した。

6.1 作業能率試験

順調な連続試験が可能になったOC-30型及び40型について実施した。

6.1.1 供試圃場及び供試トラクタ

OC-30型の試験は青森県りんご試験場で行い、40型は岩手県立農業短期大学の圃場で実施した。いずれも平坦なわい性台りんご圃場であるが、前者は定植後間もない2年生の幼木であり、後者は成木園である。また、樹列の長さが青森の30mに対して岩手は100mと長い。

供試したトラクタはOC-40型が17kWの二輪駆動である。OC-30型は重量が大きいので同じトラクタに装着することが困難であったため、23kWの四輪駆動を用いた。

6.1.2 作業及び調査方法

試験では、各樹列の樹冠下だけを一往復で作業した。そして作業開始から終了までの総作業時間と、回行等に要した雑時間を測定し、平均作業速度と作業能率を求めた。ここでいう作業能率とは総作業時間を単純に圃場面積10a当りに換算した値である。

6.1.3 試験結果

表3に作業能率の試験結果を示したが、OC-40型の平均作業速度は0.39m/sで、能率は10a当たり23.4分であった。これをOC-30型と比較すると極めて高い能率となっている。これはOC-40型では耕うん部の軽量化によってオフセット量の自動調節が円滑に行われ、圃場も成木園のために速い速度で作業できたことがあげられる。また樹列が長いために雑時間割合が小さく、効率的な作業ができたことも要因であった。

試作機において作業速度の制限因子は、オフセット量の調節速度と樹令であった。作業速度に対して調節速度

が低過ぎると耕うん部が幹に接触した。また、作業速度が速いほど検出桿が樹幹に与える衝撃は大きく、幹の太さや根の張りが十分でない幼木では、この衝撃に抗しきれない場合があるからである。したがって成木園ではオフセット量調節速度を速くすれば、作業速度の向上は可能と考えられた。しかし速くすればロータリの動きに伴って土が横に移動する現象がはなはだしくなり、トラクタへの衝撃も大きくなった。また、後部装着のオフセット型作業機であるため、速度が速くなるにつれてハンドル操作が難しくなった。

以上の結果からOC-40型による幹周部の作業では0.4m/s程度が実用上のほぼ限界と考えられた。今後さらに作業速度の向上を図るためには、作業機を運転操作の楽なトラクタ前部又は腹部に装着する方法や、現在のように耕うん部を横移動させず、幹周部の中耕ができる機構も検討する必要があると判断された。

6.2 所要動力試験

OC-40型について耕うんに要する動力及びオフセット調節に要する油圧動力を把握する目的で試験を行った。また、試験ではオフセット量の変化も同時に測定し、耕うん部が横に動くことによって、所要動力にどのような影響があるかを解析した。

6.2.1 供試トラクタ

15kWの二輪駆動トラクタを用いた。

6.2.2 試験方法

農業機械化研究所内で土壌表面の硬さが異なる3箇所の圃場を選定し、作業速度0.33m/s、深さ約3cmに設定して試験を行った。各圃場の条件を表4に示したが、わい性台りんごが植栽されたA圃場以外は、樹幹を想定して直径76mmの鋼管を2m間隔で打込み作業を行った。こ

表4 所要動力試験の圃場条件
Table 4 Conditions of test field.

圃場名	土壌含水比 (%)	円すい貫入抵抗 ¹⁾ (MPa)	備考
A	61.2	0.95	清耕法のわい性台りんご樹冠下
B	74.8	1.80	草生法の果樹園
C	92.4	1.95	車両の通行で踏圧された圃場

1) 深さ10cmまでの平均値

表3 試作機の作業能率
Table 3 Tilling rate of Type OC-40.

項目 / 供試機	OC-30型	OC-40型
圃場寸法(m)	24×30	16×100
栽植距離(m)	4×2	4×2
樹令(年生)	2	7
総作業時間(min)	31.6	37.5
雑時間割合(%)	23.4	8.9
作業能率(min/10a)	43.8	23.4

表5 OC-40型の所要動力試験結果
Table 5 Required power of Type OC-40.

圃場名	A	B	C
PTO軸トルク(N・m)	10.2	16.6	31.5
PTO軸動力(kW)	0.65	1.11	2.36
油圧動力(kW)	3.24	3.19	3.18
所要動力(kW)	3.89	4.20	5.54

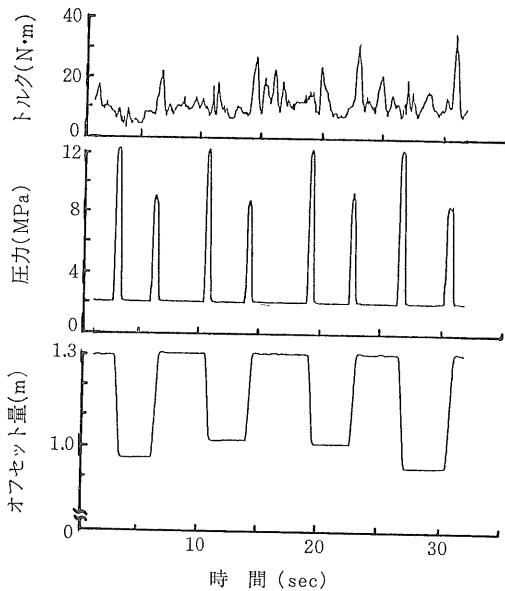


図10 所要動力試験結果

Fig. 10 Record of a test for power requirement.

の試験の測定項目及び測定方法は次のとおりである。

1) PTO軸トルク

トラクタPTO軸と自在継手軸の間に、歪ゲージ式トルク検出器を用いて測定した。

2) PTO軸回転速度

電磁式回転検出器を用いた。PTO軸トルク測定用のトルク検出器の軸に取り付けられた、歯数120枚の歯車により発生するパルスを検出した

3) 油圧圧力

歪ゲージ式の圧力変換器を用いた。

4) 流量

油圧回路に油圧モータ（オービットモータ18cc/rev）を組込み、電磁ピックアップを用いて測定したモータの

表6 わい性台リンゴ圃場の円錐貫入抵抗
Table 6 Soil hardness in dwarfed-apple orchards.

測定場所	りんご試		農 業 大	農機研
	1	2		
含水比 (%)	26.5	—	33.1	61.2
円すい貫入抵抗 ¹⁾ (MPa)	1.02	1.48	0.69	0.95

1) 深さ10cmまでの平均値

回転速度を流量に換算した。

5) オフセット量の変化

測定範囲500mmの歪ゲージ式変位変換器を用いて測定した。

これらの測定データは圃場でデータレコーダに収録し、その後X-Yプロッタで作図して解析した。また、軸トルクのデータは、データレコーダからA-D変換器を介してコンピュータに入力し、平均値を求めた。

6.2.3 試験結果

表5及び図10が所要動力試験の結果である。表に示したように、PTO軸動力は土壤の硬さによって異なり、0.7~2.4kWであった。また、PTO軸トルクの測定波形を見ると、オフセット量調節時に比較的高いピーク値が表われており、ロータリが左右に動く際に大きな動力を要した。

オフセット調節用の油圧動力は、オフセット量縮小時（油圧シリンダの縮み側）に大きく、リリーフ弁が作動したため土壌条件にかかわらず3.2kWを要した。したがってこの試験で最も表面の硬い圃場でも所要動力は5.5kWであった。表6は青森県りんご試、岩手県立農業短大及び農業機械化研究所内のわい性台リンゴ圃場で測定した土壤の円錐貫入抵抗であるが、通常はこの程度の範囲と考えられる。したがって実際のわい性台リンゴ圃場では4kW前後の動力で十分作業が可能であると考えられた。試作に先だてて調査した外国製機種（CHELLI HO-06、耕幅600mm）では約10kWを要した⁹⁾のに対し、試作機ではその半分以下であった。これは耕うん部の支持方式によって耕深が浅く安定していることと、油圧動力が小さいことが主な要因であった。

6.3 作業精度

作業精度に関しては、耕起面の均平度、耕深、幹周部に生じる残耕を調査した。

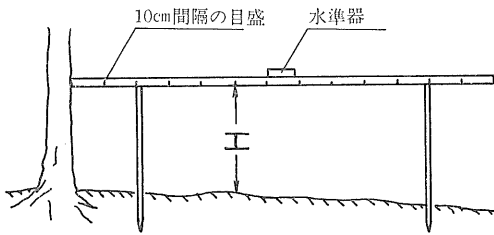


図11 均平度測定用水準器

Fig. 11 Measurement of soil surface flatness.

6.3.1 調査方法

均平度の調査は図11に示すように、「門」形の水準器を地面から35cm程度上方に設置し、水準器から地表までの垂直距離を測定した。調査は同じ場所で中耕前と後の2回行い、樹列中心線から耕作道側に向かって10cm間隔で調査した。中耕前の調査の際に、その時の水準器の高さに合わせて樹幹又は支柱に目印を付け、中耕後の調査ではこれに合わせて水準器を同じ高さに設置した。耕深は、中耕後の均平度調査と同時に樹列中心から25, 50, 75cmの地点に鋼尺を差込んで測定した。

また、残耕の調査は、平坦な地面に打込んだ直径76mmの杭の周辺に生じた残耕の大きさを測った。

6.3.2 調査結果

均平度の調査結果の一例が表7である。調査部位は樹幹の真横で、ロータリが直進状態の時である。この部分

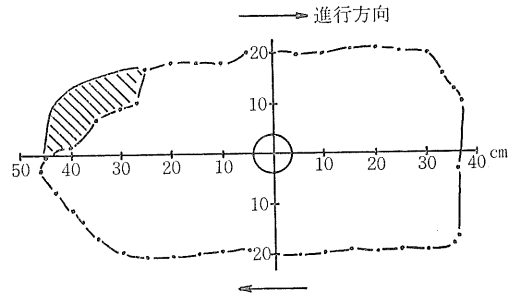


図12 幹周部の残耕形状

Fig. 12 Area around a trunk remaining untilled after intertillage.

では均平度、耕深の安定性ともに良好であった。しかし、オフセット量調節によってロータリが横方向に動く際にその方向に土が移動し、図12の斜線部分が他の部分よりも2~3cm低くなった。そして、この現象は耕深を深くするほど著しい傾向があった。この現象が作物の生育等に支障をきたすという指摘は受けていないが、根の露出を防ぎ、仕上りを良好にすることも今後に残された課題の一つである。

また、残耕については図12に示すように、ほぼ40cm×80cmの長方形に近い形状であった。この残耕部の寸法は調査した外国製機種(CHELLI HO-06型)とほぼ同程度のものであった。作業中にロータリカバーが樹幹に触れることは絶対に避けなければならないが、しかも実用的な作業速度を確保するためには、余裕をもって回避動作を

表7 耕起面の均平度及び耕深

Table 7 Soil surface flatness before and after tilling, and the tilling depth.

樹幹からの距離 (cm)		0	10	20	25	30	40	
水準器からの 垂直距離 (cm)	中 耕 前	32.5	34.0	35.0	—	34.0	35.0	
	中 耕 後	32.5	34.0	34.0	—	33.5	34.5	
耕 深 (cm)					2.0			
50	60	70	75	80	90	100	110	120
35.0	35.5	36.0	—	37.5	36.5	37.5	38.0	36.5
33.5	34.5	36.0	—	35.5	34.5	37.0	37.5	36.5
3.0			3.0					

注) 樹幹からの距離0, 10, 110, 120cmの部分は未耕起である。

始動しなくてはならない。したがって試作機の構造ではこの程度の残耕は避けられないものと判断された。しかし、この部分は手作業で補うことになるため、今後も残耕を極力少なくする方策を検討していく必要がある。

6.4 取扱性

試作機はいずれもトラクタの後部3点ヒッチ装着式でオフセット量で後車輪外側から1300mmである。通常はこのオフセット量で樹冠中心部まで作業が可能であったが、特に長い側枝がある場合は、オペレータが手で枝を

避ける必要があった。

また、試作機が後部装着式で、後方への張り出しも比較的大きいため、トラクタの運転にはやや熟練を要した。例えばトラクタの右後方に位置する耕うん部が幹に近づき過ぎた場合、これを避けようとしてハンドルを左に切ると、その直後は逆に近づく結果となるような現象が起るためである。また、作業中に耕うん部を見るために、オペレータが後方を向くことが多く、特に首に疲労を感じるが多かった。したがって実用化のためには、今後さらに取扱性の向上を図る必要がある。

表8 周年利用試験の概要

Table 8 Items of year-round tests.

	56年	57年	58年
供試機	OC-20型	OC-30型	OC-40型
利用時間 (延べ, h)	16.2	20.6	26.4
圃場面積 (延べ, a)	—	123	133
主な調査項目	① 作業速度 ② 耕深 ③ 取扱い性 ④ 樹体の損傷 ⑤ 根部及び樹体の生育状況 ⑥ 収量 ⑦ 利用上の問題点		

表9 OC-20型による樹幹の損傷程度

Table 9 Percent of damaged trees crashed by the tilling unit of Type OC-20.

樹令	幹の直径 (cm)	傷の程度別割合 ¹⁾ (%)			
		無	小	中	大
2年生	1~2	74.2	16.7	6.5	2.7
6年生	5~10	100.0	0	0	0

1) 傷の程度

小：幅1cm, 長さ1~2cmに樹皮がはく離されているが生育に影響がないと思われるもの

中：幅1.5cm, 長さ5cm以上で木部が露出し, 生育に影響すると思われるもの。

大：折損あるいは枯死したもの

7. 周年利用試験

果樹園用中耕装置の周年利用試験は青森県りんご試験場に委託して実施し、現在も継続中である。試験は昭和56年に開始し、主としてわい性台リンゴの樹冠下土壌管理に中耕装置を用いた場合、樹体の生育等にどのような影響があるか、また、草生法や除草剤利用との違い等に

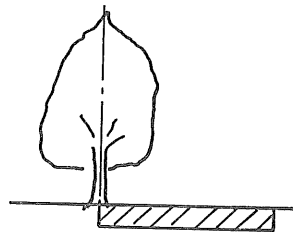
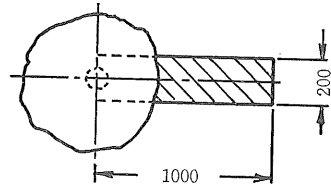


図13 根群分布の調査部位

Fig. 13 A soil layer used for examining root distribution.

表10 直径0.5mm以上の根の分布(3樹の合計)

Table 10 Distribution of roots with diameter greater than 0.5 mm.

深さ (cm)		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
本数(本)	中耕区	0	0	0	0	0	0	1	2	0	6	3	1	1
	除草剤区	2	0	1	1	1	1	0	1	—	—	—	—	—

ついて検討を行った。

7.1 試験方法

表8に各年毎の供試機、調査項目等を示した。なお、57年に供試したOC-30型は、17kWのトラクタに適応させるために、耕幅を800mmに縮小し、さらに油圧油タンクを作業機と切離してトラクタ前部に取付ける等の改良を加えて試験に供試した。

7.2 試験結果

7.2.1 樹体の損傷

樹体の損傷は56年のOC-20型で発生したが、原因は検出桿の機能が十分でなく、特に若木の細い樹幹では作動が不良だったためである。表9がその調査結果であるが、2年生の木では25.8%に何らかの傷が付き、2.7% (3本)が折損などのために枯死した。しかし、OC-30型及び40型では検出桿が改良されたため、この問題は解消した。

7.2.2 根の分布に与える影響

2年間中耕装置によって樹冠下を中耕した区と、除草剤利用区で根群の分布を比較したのが表10である。図13に示すように樹幹から1mまでの部分を幅20cmで掘り、直径0.5mm以上の根の本数を調査したものである。これによると中耕区では深さ7~11cmの範囲に多く、除草剤区では比較的地表近くに分布していた。これは中耕によって表層部の根が切られたためと考えられるが、この分

布の相違による影響は明らかではなかった。また中耕区では、7cm以下の部分も土壌が膨軟であることが観察された。

7.2.3 樹体の生育及び収量に与える影響

樹体の生育と収量の推移を、中耕区と除草剤区で比較した結果が表11である。両区とも56年から処理を開始したものであるが、幹周の肥大、樹高、樹幅などの樹体の生育については、両区に著しい差は認められなかった。収量は、57年までは除草剤区の方が多く、58年はほぼ同じになった。また55年からの推移を見ると、中耕区では毎年増加する傾向にあった。

以上のように3年間の周年利用試験では、試作機による樹冠下の中耕の栽培的な効果は明らかにならなかった。

8. 結語

わい性台りんごを対象にして、樹冠下作業を能率的に行う、果樹園用中耕装置の試作研究を行った。研究は現在継続中であるが、試作4号機(OC-40型)の試作で、基本的な設計目標をほぼ満足する性能が得られた。圃場試験の結果明らかになったOC-40型の諸性能と残された問題点は以下のとおりであった。

1) 適応トラクタ

表11 樹体生育及び収量の調査結果

Table 11 Growth increment of dwarfed-apple trees during a period of three years and average yield per tree.

試験区	年次	幹周 ³⁾ (cm)	樹高(cm)	樹幅 ⁴⁾ (cm)	収量 ⁵⁾ (kg)
中耕区 ¹⁾	昭55	11.8 (100)	248 (100)	169 (100)	13.9 (100)
	56	13.3 (112)	260 (105)	176 (104)	13.3 (96)
	57	14.7 (125)	263 (106)	182 (108)	14.8 (106)
	58	16.8 (142)	260 (105)	125 (74)	15.5 (112)
除草剤区 ²⁾	昭55	13.0 (100)	242 (100)	205 (100)	16.1 (100)
	56	14.9 (115)	251 (104)	187 (91)	18.5 (115)
	57	15.6 (120)	263 (109)	183 (89)	18.7 (116)
	58	18.4 (142)	242 (102)	161 (79)	15.6 (97)

1) 中耕は5月(58年は6月)、7月、8月の年3回。

2) 除草剤はシマジン、パラコート、レグロックスを混用。散布回数は56年2回、その後は年3回。

3) 地上30cmの幹の太さ。

4) 樹列と直角方向に測定した樹冠の広がり。

5) 1樹当たりの平均収量。

機体の軽量化に努めた結果241kgまで軽減され、15kW程度のトラクタで作業可能になった。

2) 作業速度及び能率

わい性台リンゴの成木園では、0.39 m/s で作業が可能であった。樹列間距離4 mの圃場において樹冠下を1行程で作業した場合、この作業速度で10 a 当り23.4分の能率であった。

3) 所要動力

P T O軸動力として0.7~2.4kW、オフセット調節時の油圧動力として3.2kWを要し、合計で3.7~5.5kWであった。土壌表面の硬さが通常のわい性台リンゴ圃場の範囲であれば、4kW前後の所要動力で作業が可能であると考えられた。

4) 作業精度

中耕後の均平度、耕深の安定性については、実用上はほぼ問題のない程度であったが、オフセット調節時に生じる起伏を改善することで、均平度をさらに向上させることができると考えられた。

また、幹周部の残耕は構造上避けられないものであるが、今後できる限り少なくする方法を検討する必要がある。

5) 取扱性

わい性台リンゴの成木園では、1300mmのオフセット量では十分でない場合があった。また、運転操作には慣れを必要としたが、これは試作機が後部装着式のオフセット型作業機であることに起因するものであった。取扱性の向上も、残された課題の1つである。

6) その他

栽培的な評価は、3年間の周年利用試験ではまだ明らかになっていない。

引用文献

- 1) 三上敏弘, 横田 清: リンゴ栽培の実際, 農山漁村文化協会, 1982, p 220.
- 2) 吉田義雄, 川島東洋一 編著: リンゴわい化栽培の新技術, 誠文堂新光社, p 52—110, 1982.
- 3) 工藤仁郎: 昭和58年度寒冷地果樹に関する特定課題研究会資料, p 25, 1984.
- 4) 長木 司 他 2名: トラクタ用幹周草刈機の開発研究, 農機研報 15, p 85—95, 1981.
- 5) 農業機械化研究所: 昭和54年度事業報告, p 145—146, 1980.

参考文献

- 1) 菅原富雄, 横山達平: わい性台リンゴ園の土壌管理法, 農及園, Vol. 57 No.10, p 1269—1274, 1982.
- 2) 熊谷徹郎 他 2名: わい性台リンゴ園の新植法の確立, 昭和51年度寒冷地果樹に関する試験研究打合せ会議資料, p 209, 1977.
- 3) 佐藤幸平 他 2名: わい性台リンゴ園の新植法の確立, 昭和52年度寒冷地果樹に関する試験研究打合せ会議資料, p 251—252, 1978.
- 4) 菅原富雄 他 2名: わい性台リンゴ園の新植法の確立, 昭和54年度寒冷地果樹に関する試験研究打合せ会議資料 (土壌・肥料), p 25—26, 1980.
- 5) 菅原富雄 他 2名: わい性台リンゴ園の新植法の確立, 昭和55年度寒冷地果樹に関する試験研究打合せ会議資料 (土壌・肥料), p 33—34, 1981.
- 6) 菅原富雄 他 2名: わい性台リンゴ園の新植法の確立, 昭和56年度寒冷地果樹に関する試験研究打合せ会議資料 (土壌・肥料), p 59—60, 1981.

Summary

Development of the Offset Type Orchard Cultivator for Dwarfed-Apple Orchards (Part 1)

Kozo HIRATA, Tsukasa NAGAKI, Mikio OGAWA

The sod culture system has been the most popular method of soil management in orchards in Japan, because this method is effective in controlling soil erosion, supplying organic matter and especially in saving labor for soil management. Recently, the dwarfed-apple culture by the use of dwarfing rootstocks has been increasing in area in Japan, and as a result it becomes difficult for ordinary machines to carry out intertillage efficiently under the dwarfed-apple tree crown.

The purpose of this study is to design and develop a cultivator which can be most effectively and efficiently used for the intertillage under the dwarfed-apple tree crown. This study has been

carried out since 1979 and is still in progress. However, we report here the results obtained by 1982.

During this period, the authors developed three types of orchard cultivator, i. e., Type OC-20 (Fig. 1), Type OC-30 (Fig. 3) and Type OC-40 (Fig. 4). After repeated tests on the Type OC-20 and OC-30, the Type OC-40 was designed. On the bases of a series of field tests, it was concluded that the Type OC-40 could be adopted for practical use in dwarfed apple orchards.

The outline of the Type OC-40 is as follows. The machine consists of a tilling unit and a hydraulic moving device mounted at the three-point hitch of a tractor. The tilling unit is a rotary tiller supported by the flame having a wheel at the each three ends of it. As the tilling unit runs, following the uneven soil surface without being interfered by the attitude of the tractor, tilling depth can be kept constant.

And there is a sensing arm having a microswitch at the front end of the flame. When this arm touches a trunk of apple tree and is pushed backward by the trunk, the moving device shifts the position of the tilling unit to avoid the crash of the tilling unit to the trunk (Fig. 9). After passed by the tree trunk, the tilling unit returns to the original position.

In this way, by controlling automatically the distance from the tractor outside to the outer end of the tilling unit, this machine can perform intertillage between each tree in a row under the dwarfed-apple tree crown. An electric-hydraulic system is adopted for this automatic moving mechanism.

Field test on the Type OC-40 were carried out in dwarfed-apple orchards, and the results were as follows :

- (1) The optimum tilling speed was 0.39m/s, and the rate of work was 23.4 minutes per 10 a in the fields where the inter-row spacing was 4m.
- (2) When the tilling depth was about 3cm, the required power was 3.7-5.4kW.
- (3) The stability of tilling depth and the flatness of soil surface after tilling was almost satisfactory for practical use.
- (4) The area around each tree trunk, about 80cm in length and 40cm in width, was remained untilled (Fig. 13).
- (5) Some skill is needed to operate the tractor, because the tilling unit is rear-mounted as an offset to the tractor.

農業機械化研究所報告 第19号

Technical Report of Institute of
Agricultural Machinery No.19

昭和60年3月20日 印刷・発行

価額 1,250円

〒330 埼玉県大宮市日進町1丁目
Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 0486-63-3901~4

農業機械化研究所
Institute of Agricultural Machinery

印刷・製本／信陽堂印刷(株) 東京都板橋区坂下3丁目37番5号