

로우터리 耕耘시스템이 所要動力에 미치는 影響⁺

Effects of Rotary Tilling Systems on Power Requirement

金 聲 來*·張 東 日*·權 純 球*·安 英 鎬**

Kim, Soung Rai ·Chang, Dong Il ·Kwon, Soon Goo ·Ahn, Young Ho

Summary

Using the soil bin systems, this study was carried out to analyze the effects of the angular and tilling speed of the rotary shaft with the edge curves which were 30° and 40°, and the edged blade which were single and double, on the torque requirement of rotary tillage.

In the analyses, we developed the mathematical models for the torque requirements of rotary tillage, and analyzed the optimum conditions of each variable for the minimum tillage torque requirements.

The results of the study were summarized as follows.

1. The required tilling torque by one rotary blade has the minimum value when the tilling speed of the rotary blade was low, and the revolution of the rotary blade was fast, in general.
2. The torque requirements of single edged blade was decreased to about 81% in comparing with that of double edged blade of which the edge curved angle was 40° and the tilling speed was 29.40 cm/sec. But, for the mean values, the maximum torque requirements were decreased to 45%, and the mean torque requirements were decreased to 35%.
3. For the edge curved angle, the torque requirements of $\theta = 40^\circ$ were 48% more than that of $\theta = 30^\circ$ in the maximum tilling torque in case that the rotary blade were double edged blade. but, there was not a difference when the rotary blades were single edged blade. The mean tilling torques of $\theta=40^\circ$ were 6% more when the rotary blade was double edged blade, and were 11% less at single edged blade, than that of $\theta=30^\circ$.
4. In order to reduce the torque requirements for tilling, the optimum revolutions of the rotary shaft were analyzed as that 204-240 rpm for the double edged blade and 280-320 rpm for the single edged blade.

1. 서 론

정부의 강력한 경제개발정책으로 우리나라는 제 2 3차 산업이 괄목하게 성장하였다. 따라서 양질의 농촌 노동력은 제 2, 3차 산업에 흡수되게 되었으며, 이에 따라 농촌의 노동력 부족현상은 해가 갈수록 가속화되고 있다.

이러한 노동력 부족현상과 건전한 영농후계자의 육성 및 확보를 위해서 정부에서는 농작업의 일관기제와 작업체제와 단위 생산성의 향상을 목적으로 농업기계화 사업을 적극 추진하고 있다.

우리나라 농업기계화 사업의 핵심 기종의 하나인

동력경운기는 농가의 운반작업과 경운 및 정지작업을 목적으로 발달하였으며, 농작업 중 가장 많은 동력이 소요되는 경운작업은 크게 쟁기작업과 로우터리작업으로 대별되나, 점차 로우터리 경운작업의 경향으로 발전되고 있다.

특히, 로우터리 경운작업은 경운과 동시에 씨토의 정도가 높아 작물재배를 위한 파종상의 준비에 알맞으며, 작업시간을 절감시킬 수 있는 작업방법이나, 소요동력이 큰 것이 결점으로 지적되고 있다.

이에 선진 농업국에서는 농업노동력 및 농용에너지의 절감 등을 목적으로 로우터리 경운 소요동력 감소에 대한 연구가 아직까지 미흡한 실정이다.

+ 본 연구는 한국과학재단 연구지원에 의하여 이루어졌음

* 忠南大 農大 農業機械工業科

** 忠南大學校 大學院 農業機械學科

본 연구에서는 로우터리 경운날의 회전속도, 로우터리 작업속도, 로우터리 경운날의 형상각, 그리고 날의 단면형상이 경운 소요동력에 미치는 영향들을 분석하기 위하여, soil bin system에서 strain gauge system을 이용하여 각종 로우터리날의 경운소요동력을 측정하였다. 측정 data는 변수 인자들간에서 교호작용이 있는 것으로 분석되어, 반응표면분석(Response surface analysis)을 실시하여 수학적 모형(Mathematical Model)을 개발하였으며, 이를 근거로 다중회귀방정식(Multiple regression equation)을 유도 하였다.

본 연구의 목적은 로우터리 경운작업에 필요한 적정회전속도, 로우터리 경운날의 단면형상에 따른 소요동력의 차를 究明하여 경운소요동력을 절감시킬 수 있는 로우터리 경운장치의 개량설계와 적정작업 조건 究明을 위한 기초자료를 제공하는데 있다.

2. 연구사

로우터리 경운장치중 서구에서는 트랙터用 rotavator에 관한 연구가 활발한데 반하여, 일본에서는 경작면적 및 작물의 종류, 작부체계 등을 고려하여 소형트랙터用의 로우터리 경운장치에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Hendric 등(7, 8, 9, 10)은 로우터리 경운날 설계 요인으로서 ① 회전방향, ② 경심, ③ 로우터리 경운날의 전진속도와 원주속도의 비, ④ 로우터리 경운날의 각종 간극에 대해서 모든 자료를 수집 정리 보고한 바 있다. 이에 의하여 rotor의 직경과 경심의 비가 1.1~1.4일때 경운 소요동력이 최소가 된다고 하였다.

土屋功位, 穂波信雄(17, 18, 19)은 로우터리 경운동력의 경감을 위해서 경운날의 sharpiness, 각각의 경운날에 작용하는 load를 가능한 한 같게 하고, 전체적인 경운소요동력은 경운날의 부착 수를 감소시키고 절삭폭을 증가시킬수록 감소시킬 수 있다고 발표하였다.

또한 형상각을 감소시킬수록 유리하며 적당한 back angle을 취하는 것이 중요하다고 보고한 바 있다.

古池壽夫 등(12)은 경운날의 부착 수가 증가할수록 토양의 교반작용은 양호하며, 2회 경운작업시와 1회 경운작업을 실시하였을 때의 교반작용의 정도는 거의 유사하게 나타났고, 로우터리측에 부착한

경운날과 회전속도의 증가는 경운 소요동력을 증가시킨다고 발표하였다.

B·N·GHOSH(4)는 경운 토오르는 경심과 전진속도에 비례하며, 회전속도가 증가함에 따라서는 감소한다고 보고하였다.

坂井純 등(11, 13)은 Japanese type인 C形 경운날의 토오르 곡선은 토피상표면, 날의 배열 위치 등의 경제조건에 의해서 크게 영향을 받으며, 최대 토오르를 다음과 같은 다중회귀방정식으로 표현했다.

$$T_m = -2.17Pa + 0.226 S \dots\dots\dots (1)$$

여기서, T_m = 최대토오르(kg·m)

Pa = 경운 피치(cm)

S = 토피상표면 면적(cm^2)

또한 soil bin에서 실험한 quadrilateral 模型은 rotary 측에 다수의 날을 부착시킨 전체토오르를 추정하는데 효과적 이었다고 발표하였다.

芝野保徳(14, 15, 16)은 경운 소요동력을 절감시킬 수 있는 방법의 하나로 경운날과 전인절삭도를 조합하여 실험한 결과 소요동력은 로타리 경운작업에서 필요한 동력의 0.6~0.8배 였다고 보고 하였으며, 토양의 교반작용도 양호하였다고 보고하였다.

權·金(1)은 로우터리 耕耘날의 回轉速度 및 作業速度가 所要동력에 미치는 영향에 대해서 보고한 바 있으며, 金 등(2)은 맥류과종기用 로우터리 耕耘날의 改良試驗을 실시하였으며, 安(3)은 로우터리 耕耘의 所要動力을 감소시킬 수 있는 耕耘날의 斷面形狀에 대한 연구를 하였다.

3. 실험재료 및 방법

가. Soil bin system.

로우터리날의 경운소요동력을 측정하기 위한 대부분의 실험은, 자연토양에서는 토양의 물리적 특성과 기후 등의 제요인을 인위적인 방법으로는 제어할 수 없기 때문에, 室内에서 인공토양을 제조하여 soil bin system 을 이용하는 것이 일반적인 방법이다.

본 실험에 사용된 soil bin system은 이동식 soil bin으로, 경운장치와 soil bin을 별도의 동력으로 구동하였다.

그 개략도는 그림 1과 같고 주요제원은 표 1과 같다.

Table 1 Specification of the soil bin system.

System	Specification
Soil bin	Width (mm) : 450
	Depth (mm) : 300
	Length (mm) : 4800
Driving system	Motor : 3.7KW, V. S Motor
	Transmission : power tiller transmission
Rolling system	Roller : Weight (kg) - 58 Width (mm) - 330 Dia. (mm) - 270

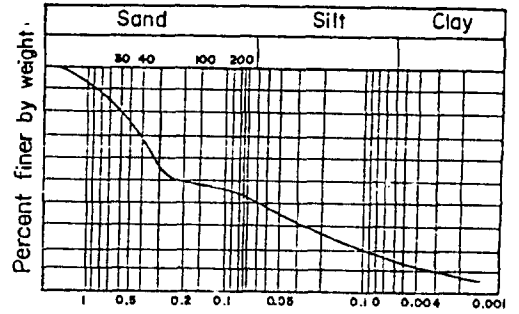
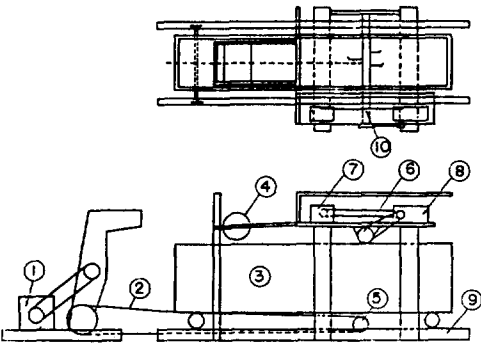


Fig 2 Grain size distribution curve for the mixture of bentonite and sand.



- 1. V. S. Motor
- 2. Manila rope
- 3. Soil bin
- 4. Roller
- 5. Idle pulley
- 6. Torque meter
- 7. Motor
- 8. Rotary transmission
- 9. Rail
- 10. Rotary shaft

Fig 1 Schematic diagram of the soil bin system.

나. 인공토양의 제조

실험토양의 물리적 특성을 일정하게 유지하기 위하여 김 등 (2)과 같은 방법으로 벤토나이트, 모래, SAE 10w윤활유를 42.31%, 44.31%, 44.19%, 13.50%의 중량비로 인공토양을 제조하였다.

인공토양을 입도분석 하기위하여 토양내에 함유되어 있는 윤활유의 추출은 Gill (5)이 보고한 soxhlet 장치를 使用하였으며, 윤활유를 추출한 시료는 KS F2302에 규정된 토양의 입도분석 방법으로 분석한 결과, 입도분포곡선과 토양의 삼각분류에 의한 결과는 각각 그림 2와 표 2와 같으며, 인공토양의 비중은 2477kg/m³ 이었다.

Table 2 Triangular classification of the artificial soil.

Classification	Percent by weight (%)
Coarse	48
Fine sand	15
Silt	24
Clay	13
Classification	Sandy loam

제조된 인공토양의 혼합균일도를 측정하기 위하여 시료는 인공토양조에서 30cm간격의 4개 지점에서 각각 깊이 10cm, 20cm, 30cm에서 채취하였으며, bulk density를 이용하여 혼합균일도를 측정하여 분석한 결과, 표 3과 같이 처리간 깊이간의 균일도 차이에 유의성이 인정되지 않아, 인공토양의 혼합은 균일한 것으로 나타났다.

Table 3 ANOVA table of soil uniformity.

Source	df	SS	MS	F
A(Treatment)	3	1.6 × 10 ⁻³	5.33 × 10 ⁻⁴	0.799
B(Depth)	2	2.7 × 10 ⁻³	1.35 × 10 ⁻³	2.024
A × B	6	2.7 × 10 ⁻³	4.50 × 10 ⁻⁴	0.674
Error	24	0.016	6.67 × 10 ⁻⁴	
Total	35	0.023		

본 실험에서는 로우터리 경운작업시 경운소요동력에 크게 영향을 미치는 토양경도를 일정하게 유지하기 위하여, 인공토양조에 인공토양을 3회로 나누어 토양조의 상부 표면과 수평이 되도록 가득 채웠

다.

처음에는 토양조의 상부 표면과 일치하도록 인공 토양을 채운 후, 중량 58kg의 진압 roller를 이용하여 10회 다졌고, 두번째는 1회 다짐후, 토양의 침하량 만큼 토양을 채운후 8회 다짐을 하였으며, 3번째는 두번째와 같은 방법으로 6회 다졌다.

진압된 인공토양에서 경도의 균일도를 분석하기 위하여 측정구간을 40cm 간격으로 4 점을 선정하여 penetrometer로 토양경도를 3 반복 측정한 결과, 표 4에서와 같이 처리간 반복간의 차이에 유의성이 없이 균일하게 나타났으며, 토양경도는 평균 3.9 kg/cm² 이었다.

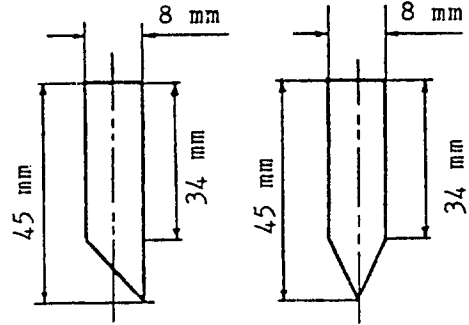
Table 4 ANOVA table of soil hardness.

Source	d. f	SS	MS	F
Treatment	2	2.375	1.188	2.087
Error	9	5.125	0.569	
Total	11	7.500		

다. 공시 로우터리 경운날

본 실험에서 사용한 공시 로우터리 경운날은 KS-B-7142에 규정되어 있는 그림 3 과 같은 형상 각 $\theta=30^\circ$ 인 경운날과 實驗用으로 제약한 $\theta=40^\circ$ 인 2種의 날에 대하여, 경운날의 절삭단면형상에 따른 경운소요동력의 차이를 究明하기 위하여 날의 단면을 그림 4와 같이 양면(double edged blade)과 단면(single edged blade)의 경운날을 각각 제작하여

실험하였다.



(a) Single edged blade. (b) Double edged blade.

Fig 4 . Schematic diagram of the edged blade.

라. 실험방법

본 실험에서는 soil bin의 이동속도를 로우터리 경운작업시의 전진속도로 간주하였으며, 로우터리의 전진속도와 경운축의 회전속도를 변화시키면서 형상 각과 절삭단면이 다른 4 종류의 경운날에 대하여 Dynamic strain gage system으로 경운소요동력을 측정하였다.

스트레인 게이지의 기록지 속도는 50cm/sec 로 하였고, 매회 실험을 인공토양조의 토양경도가 균일한 2 m 구간에서 측정하고, 각 처리는 3회씩 반복하였다.

실험에 사용된 로우터리 축은 우리나라 농촌에 대량 보급되어 있는 동력경운기의 경운축을 사용하였으며, 경운날들간의 토양에 대한 상대운동을 최소화

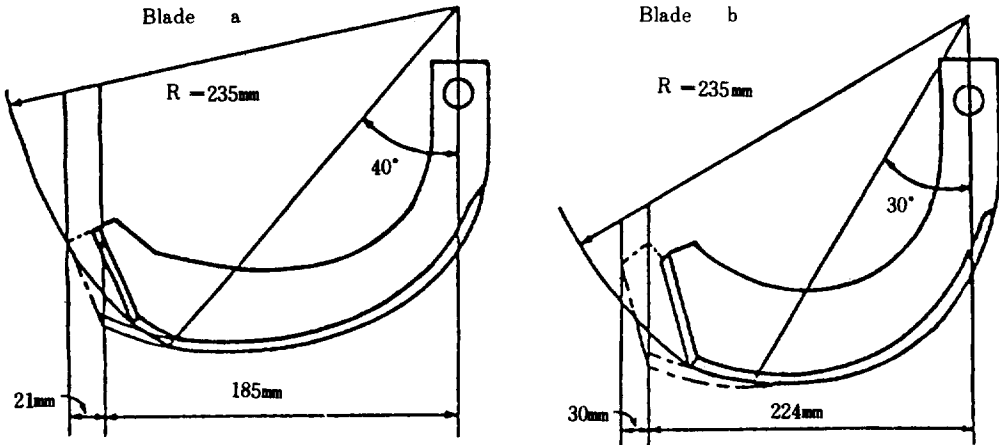
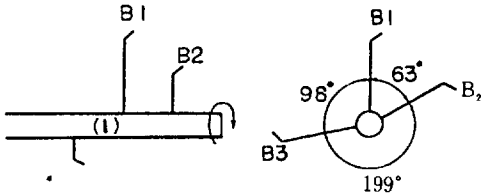


Fig 3 . Schematic diagram of the rotary edge curved angle .

하기 위해서 그림 5 와 같이 로우터리 축에 경운 날 3 개를 부착시키고, B₁ 로우터리 날에 소요된 경운소요동력만을 측정 분석하였으며, 본 실험의 실험설계는 표 5 와 같다.



(1) = Rotary shaft B₁, B₂, B₃ = Rotary blade
Fig 5 . Location of rotary blade in the rotary shaft.

Table 5 . Experimental design .

Item	Variable
Tilling speed (cm / sec)	29.740 46.93
RPM of rotary shaft	204, 243, 285, 360
Type of rotary blade	$\theta=30^\circ$, $\theta=40^\circ$ single edged blade double edged blade
Direction of revolution	forward
Tilling depth (cm)	15

* θ = Edged curve angle

마. 측정장치

Strain gege를 부착한 brushless torquemeter를 사용하여 Dynamic strainage system에서 경운소요토크를 측정하였으며, 실험의 측정항목과 측정 system의 구성은 그림 6 과 같다.

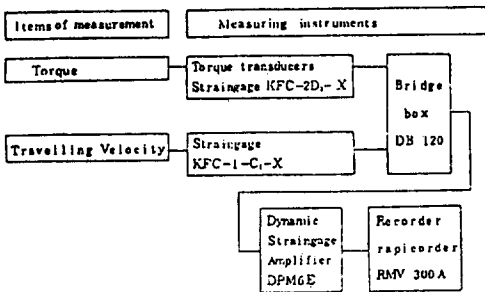
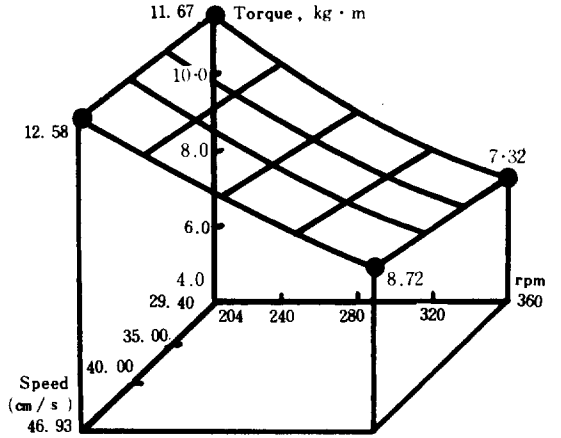


Fig 6 Block diagram of measuring instruments arrangement.

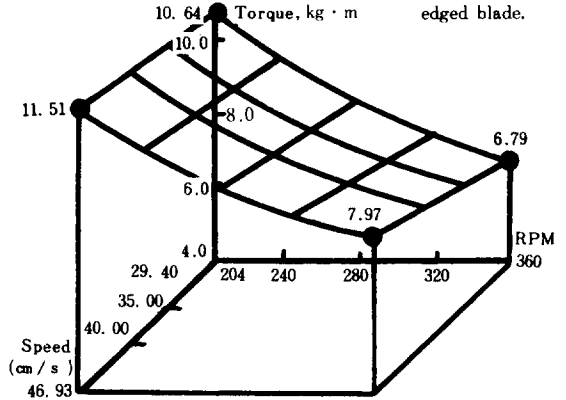
4. 결과 및 고찰

가. 경운 소요 토크의 측정

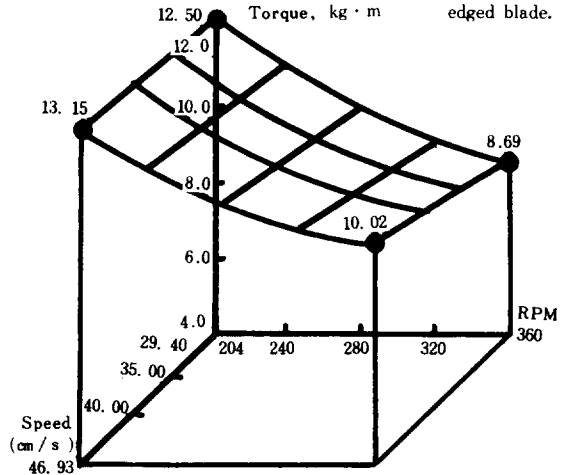
로우터리 경운작업시 경운소요토크에 크게 영향



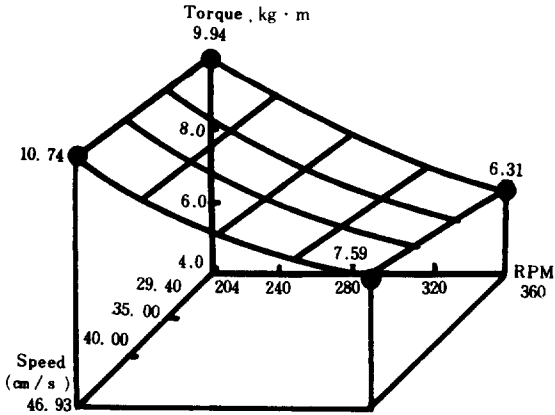
7 - a. For 30° of the edge curved angle and double edged blade.



7 - b. For 30° of the edge curved angle and single edged blade.



7 - c. For 40° of the edge curved angle and double edged blade.



7 - d. For 40° of the edge curved angle and single edged blade.

Fig. 7 Response surface for the maximum tilling torque as a function of the revolution and tilling speed of the rotary shaft.

을 미치는 경운날의 전진속도, 회전속도, 날의 형상 각 및 경운날의 절삭단면형상을 변화시키며, 최대경운소요토크 및 평균경운소요토크를 측정하여 분석한 결과는 그림 7, 8 과 같다.

나. 최저경운소요토크의 수학적 모형

본 실험에서 측정된 data를 반응표면분석(Response surface analysis)방법으로 분석한 결과,

로우터리 경운날의 전진속도와 회전속도가 경운소요동력에 교호작용을 하는 것으로 나타났으며, 그 결과 수학적모형을 다음과 같이 유도하였고,

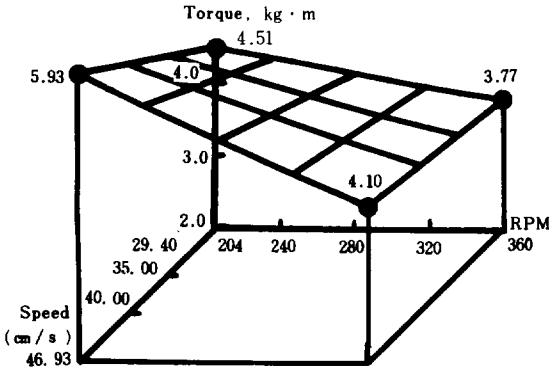
$$T = f(V, R) \dots \dots \dots (2)$$

여기서 T = 경운 소요토크 (kg, m)

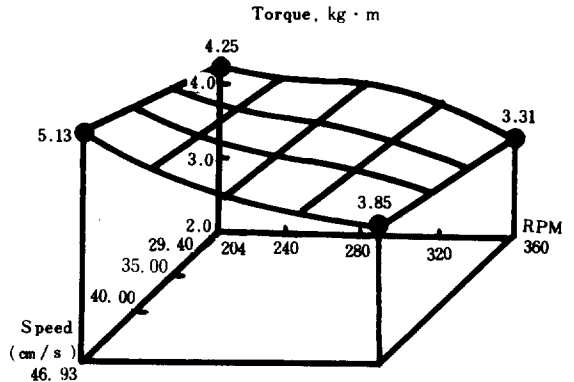
V = 전진속도 (cm/sec)

R = 회전속도 (rpm)

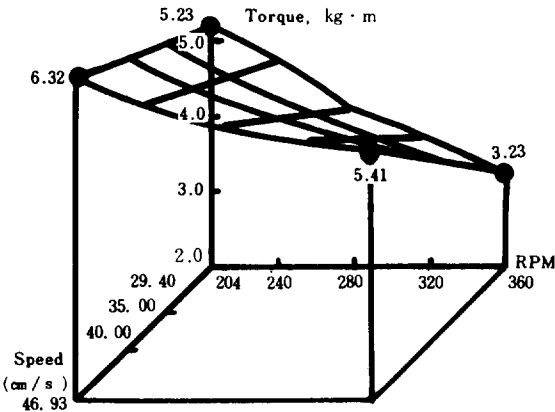
각각의 다중회귀 방정식을 표 6 과 같이 구하였다.



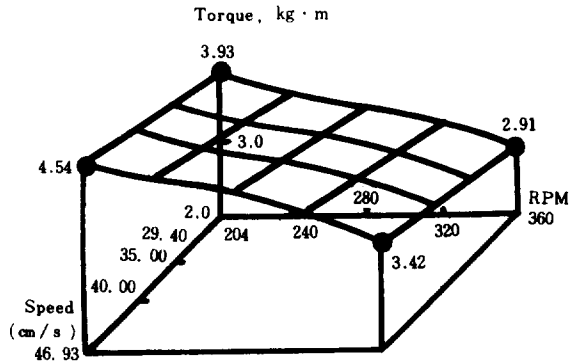
8 - a. For 30° of the edge curved angle and double edged blade.



8 - b. For 30° of the edge curved angle and single edged blade.



8 - c. For 40° of the edge curved angle and double edged blade.



8 - d. For 40° of the edge curved angle and single edged blade.

Fig. 8 Response surface for the mean tilling torque as a function of the revolution and tilling speed of the rotary shaft.

Table 6 . The multiple regression equation of the torque requirements for tilling as a function of the angular and forward velocities of the rotary shaft.

Torque	θ	E. B	The multiple regression equation
maximum	30°	double	$T = 23.566 - 0.085 V - 0.073 R + 0.172 \times 10^{-4} R^2 + 0.789 \times 10^{-3} VR - 0.280 \times 10^{-4} VR^2$
		single	$T = 21.534 - 0.046 V - 0.067 R + 0.154 \times 10^{-4} R^2 + 0.552 \times 10^{-3} VR - 0.158 \times 10^{-4} VR^2$
	40°	double	$T = 22.652 - 0.024 V - 0.060 R + 0.116 \times 10^{-4} R^2 + 0.312 \times 10^{-3} VR - 0.268 \times 10^{-4} VR^2$
		single	$T = 16.882 + 0.043 V - 0.043 R + 0.592 \times 10^{-7} R^2 - 0.231 \times 10^{-4} VR + 0.822 \times 10^{-5} VR^2$
mean	30°	double	$T = 0.202 + 0.186 V + 0.011 R - 0.757 \times 10^{-4} R^2 - 0.587 \times 10^{-3} VR + 0.351 \times 10^{-4} VR^2$
		single	$T = 0.113 + 0.368 V - 0.478 \times 10^{-1} R + 0.161 \times 10^{-3} R^2 - 0.361 \times 10^{-4} R^2 - 0.237 \times 10^{-2} VR + 0.398 \times 10^{-4} VR^2$
	40°	double	$T = 5.902 + 0.080 V - 0.517 \times 10^{-2} R - 0.345 \times 10^{-4} R^2 - 0.366 \times 10^{-3} VR + 0.136 \times 10^{-4} VR^2$
		single	$T = 11.289 - 0.030 V - 0.080 R + 0.242 \times 10^{-3} R^2 - 0.253 \times 10^{-4} R^2 + 0.522 \times 10^{-3} VR - 0.993 \times 10^{-4} VR^2$

* θ = Edge curved angle
E. B = Edged blade

다. 전진속도와 회전속도가 경운토크에 미치는 영향

표 6의 경운소요토크의 회귀방정식을 각각 전진속도, 회전속도의 분석인자에 대하여 편미분을 취하여 분석하였다.

1) 형상각 $\theta=30^\circ$ 인 경운날의 경우

경운날의 형상각이 30° 일때 날의 절삭단면형상별로 최대 경운소요토크와 평균 경운소요토크의 방정식을 로우터리 회전속도 및 전진속도에 대하여 각각 편미분하여 경운축의 회전속도 및 전진속도와 경운 소요토크와의 관계를 표시하면 그림 9, 10, 11, 12와 같다.

2) 형상각 $\theta=40^\circ$ 인 경운날의 경우

표 6의 $\theta=40^\circ$ 인 경운날의 경운소요토크의 회귀방정식을 로우터리 회전속도와 전진속도에 대하여 각각 편미분을 한 후,

회전속도 및 전진속도와 경운소요토크의 관계를 표시하면 그림 13, 14, 15, 16과 같다.

라. 최소 경운토크의 최적조건 분석

로우터리 축의 전진속도, 로우터리 날의 회전속도

날의 형상각, 절삭단면형상의 인자와 Fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16에 의하여,

- ① Response surface graph상의 최저토크 부분을 분석
 - ② $\partial T / \partial V$ 의 graph상에서 감소구간을 분석
 - ③ $\partial T / \partial R$ 의 graph상에서 증가구간을 분석
- 한 다음 ①, ②, ③의 결과를 종합한 공통구간 중 최소토크를 발생시키는 조건을 Optimum conditions로 분석하였으며, 그 결과는 표 7, 8, 9, 10, 11, 12와 같다.

5. 결론

인공토양조에서 로우터리 경운시 형상각 $\theta=30^\circ$, $\theta=40^\circ$ 인 날에 대하여 절삭단면형상이 양면과 단면인 4 종류의 로우터리날을 대상으로, 로우터리축의 전진속도 및 회전속도를 변화시켜 실험을 실시하고, 수학적 모델을 개발하여 최소경운토크를 얻는 각 변수의 최적조건하에서, 각 실험처리간의 경운소요토크를 분석 비교한 결과는 다음과 같다.

가. 로우터리 경운날 1개의 경운소요토크는 작

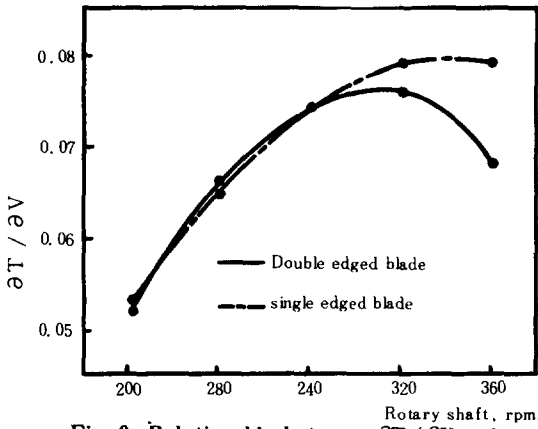


Fig. 9 Relationship between $\partial T / \partial V$ and rpm of rotary shaft for the maximum tilling torque.

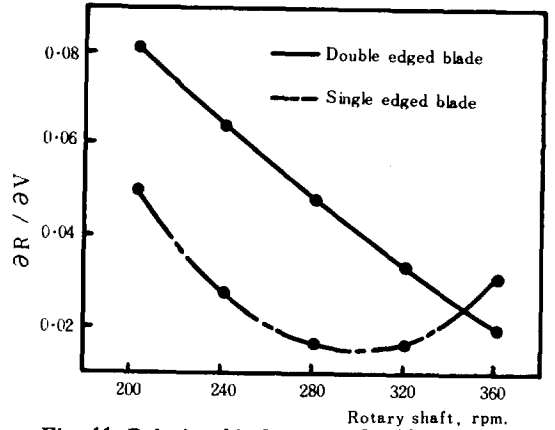
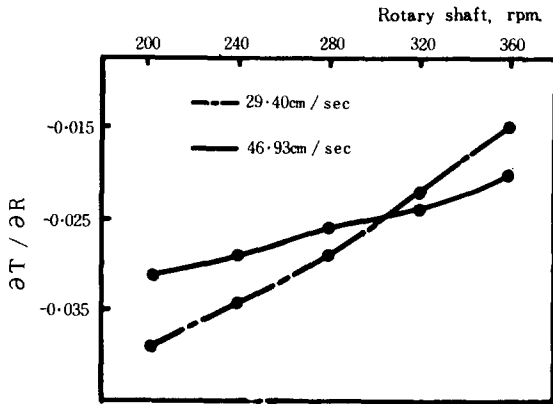
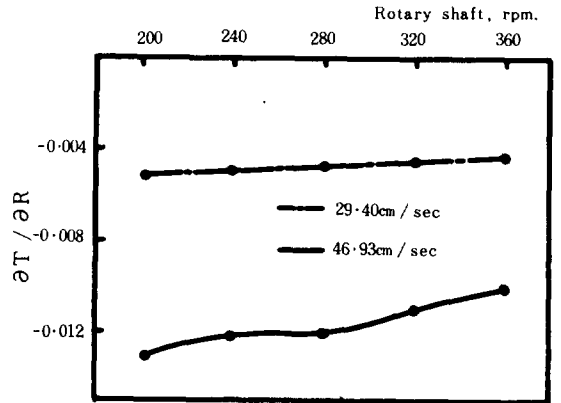


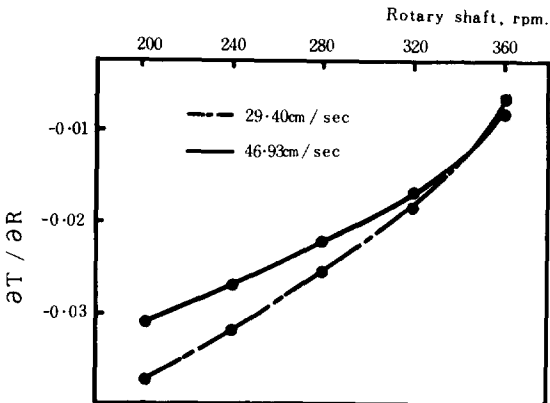
Fig. 11 Relationship between $\partial T / \partial V$ and rpm of rotary shaft for the mean tilling torque.



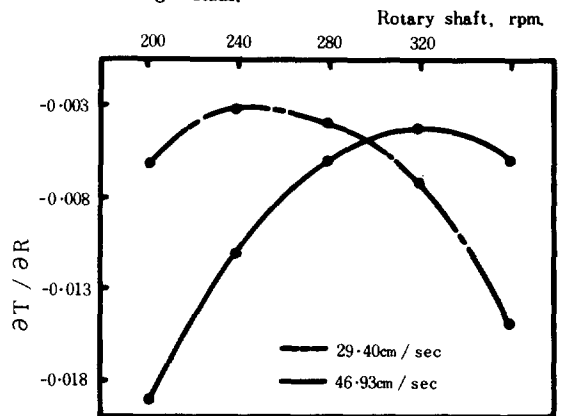
a. For 30° of the edge curved angle and double edged blade.



a. For 30° of the edge curved angle and double edged blade.



b. For 30° of the edge curved angle and single edged blade.



b. For 30° of the edge curved angle and single edged blade.

Fig. 10 Relationship between $\partial T / \partial R$ and rpm of rotary shaft for the maximum tilling torque.

Fig. 12 Relationship between $\partial T / \partial R$ and rpm of rotary shaft for the mean tilling torque.

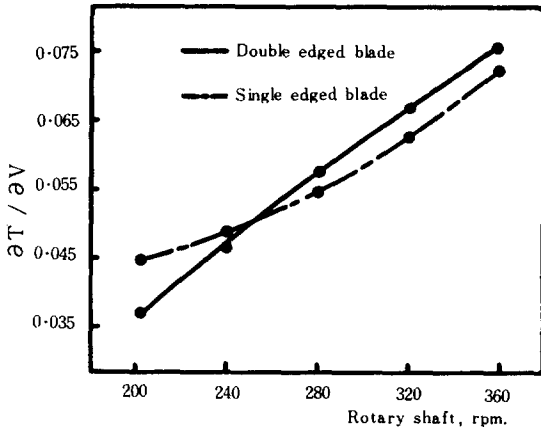


Fig. 13 Relationship between $\partial T / \partial V$ and rpm of rotary shaft for the maximum tilling torque.

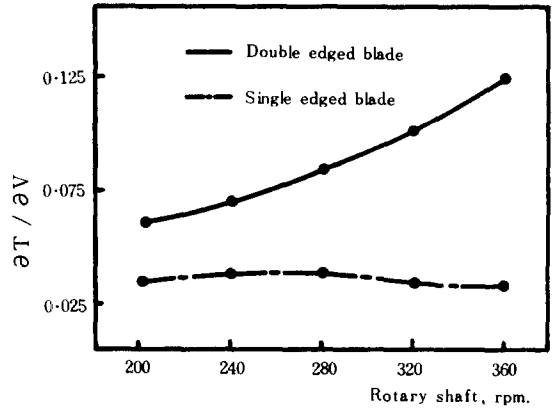
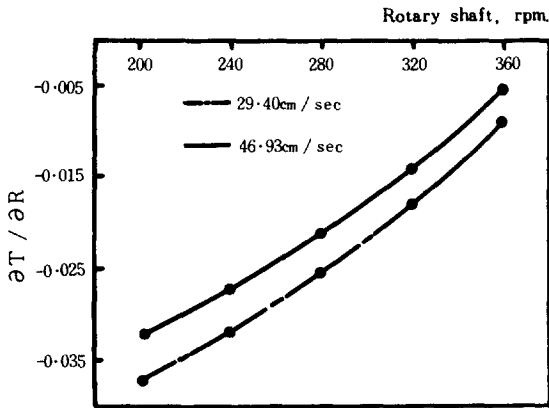
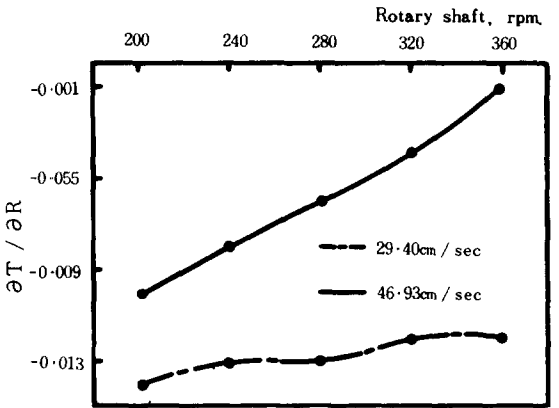


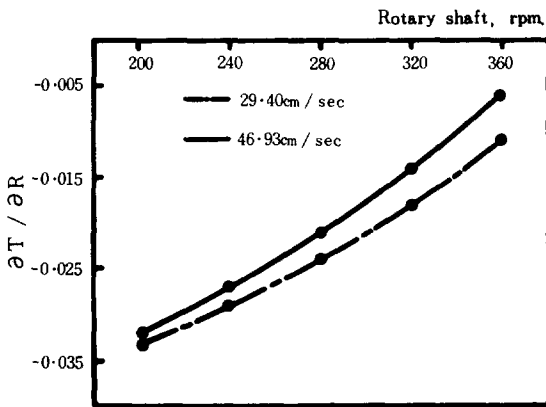
Fig. 15 Relationship between $\partial T / \partial V$ and rpm of rotary shaft for the mean tilling torque.



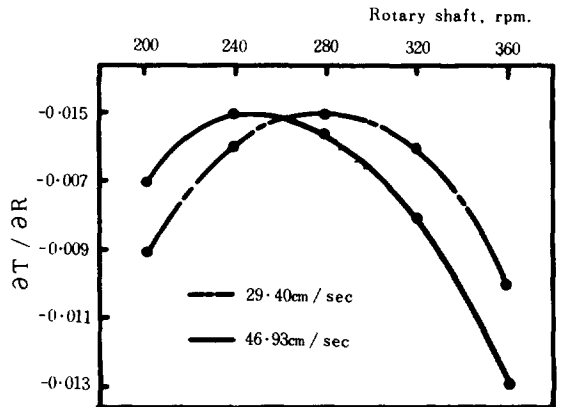
a. For 40° of the edge curved angle and double edged blade.



a. For 40° of the edge curved angle and double edged blade.



b. For 40° of the edge curved angle and single edged blade.



b. For 40° of the edge curved angle and single edged blade.

Fig. 14 Relationship between $\partial T / \partial R$ and rpm of rotary shaft for the maximum tilling torque.

Fig. 16 Relationship between $\partial T / \partial R$ and rpm of rotary shaft for the mean tilling torque.

Table 7 The mean tilling torque of the optimum conditions.

Item	θ		$\theta = 30^\circ$				$\theta = 40^\circ$			
Tilling speed (cm / s)			29.40		46.93		29.40		46.93	
Edged blade			D. E.	S. E.	D. E.	S. E.	D. E.	S. E.	D. E.	S. E.
O. R. S. (rpm)			204	240-280	204	240-280	204	280	204	280
Tilling-torque			4.51	4.09-3.96	5.93	4.58-4.24	4.75	3.43	6.32	4.11

* D. E. = Double edged blade
 S. E. = Single edged blade
 O. R. S. = Optimum revolution of the rotary shaft

Table 8 The maximum tilling torque of the optimum conditions.

Item	θ		$\theta = 30^\circ$				$\theta = 40^\circ$			
Tilling-speed (cm / s)			29.40		46.93		29.40		46.93	
Edged blade			D. E.	S. E.	D. E.	S. E.	D. E.	S. E.	D. E.	S. E.
O. R. S. (rpm)			320	320	320	320	204	320	204	320
Tilling-torque			8.07	6.93	9.40	8.00	12.50	6.90	13.15	8.00

* D. E. = Double edged blade
 S. E. = Single edged blade
 O. R. S. = Optimum revolution of the rotary shaft.

Table 9 Comparison for double edged blade and single edged blade at the optimum condition and $\theta = 30^\circ$.

Torque	Maximum		Mean	
Speed (cm/s)	29.40	46.93	29.40	46.93
D. E.	8.07	9.40	4.51	5.93
S. E.	6.93	8.00	4.03	4.41
D.E/S.E (%)	116	118	112	134

* D. E. = Double edged blade
 S. E. = Single edged blade

Table 10 Comparison for double edged blade and single edged blade at the optimum condition and $\theta = 40^\circ$.

Torque	Maximum		Mean	
Speed (cm/s)	29.40	46.93	29.40	46.93
D. E.	8.07	13.15	4.75	6.32
S. E.	6.90	8.00	3.43	3.11
D.E/S.E (%)	181	164	138	154

* D. E. = Double edged blade
 S. E. = Single edged blade

Table 11 Comparison for $\theta = 30^\circ$ and $\theta = 40^\circ$ in the double edged blade.

Torque	Maximum		Mean	
Speed (cm/s)	29.40	46.93	29.40	46.93
$\theta_1 = 40^\circ$	12.50	13.15	4.75	6.32
$\theta_2 = 30^\circ$	8.07	9.40	4.51	5.93
θ_1 / θ_2 (%)	155	140	105	107

* θ_1, θ_2 = Edge curved angle

Table 12 Comparison for $\theta = 30^\circ$ and $\theta = 40^\circ$ in the single edged blade.

Torque	Maximum		Mean	
Speed (cm/s)	29.40	46.93	29.40	46.93
$\theta_1 = 40^\circ$	6.90	8.00	3.43	4.11
$\theta_2 = 30^\circ$	6.93	8.00	4.03	4.41
θ_1 / θ_2 (%)	100	100	85	93

* θ_1, θ_2 = Edge curved angle

엃속도가 저속이며 회전속도가 고속일때 단면날, 양면날 공허 최소로 나타났다.

나. 절삭단면형상이 양면인 로우터리날보다 단면의 날이 $\theta=40^\circ$, $V=29.40\text{cm/sec}$ 일때는 81%까지 감소하였으나, 평균적으로 최대경운소요토크는 45%, 평균경운소요토크는 35% 감소하였다.

다. 형상각 $\theta=30^\circ$ 와 $\theta=40^\circ$ 인 경운날의 소요토크를 비교 분석한 결과, $\theta=40^\circ$ 의 날이 $\theta=30^\circ$ 의 날보다 단면형상이 양면인 경우는 최대경운소요토크가 48% 증가하였으나, 단면인 경우는 큰 차이가 없었으며, 평균경운소요토크는 양면인 경우 $\theta=40^\circ$ 의 날이 6% 증가한 반면, 단면인 경우는 11% 감소하였다.

라. 경운날의 경운소요토크를 감소시키기 위한 로우터리 축의 최적회전속도는 절삭단면형상에 따라 양면날은 204~240rpm, 단면날은 280~320rpm 이 적당하다고 분석되었다.

6. 參考文獻

1. 權純球·金聲來·1984. 로우터리 耕耘날의 回轉速度 및 作業速度가 耕耘所要動力에 미치는 影響, 충남대 농기연 보고집11(1):160~175.
2. 金聲來·金文圭·金基大·許潤根·1979. 로우터리 麥類播種機 耕耘날의 改良試驗. 한국농업기계학회지 4(1):1~23.
3. 安英鎬·1984. 로우터리 耕耘날의 繼面形狀이 耕耘所要動力에 미치는 影響. 충남대 대학원 석사학위 논문.
4. Ghosh, B.N. 1967. The power requirement of a rotary cultivator. J. of Agr. Eng. Res. 12(1):5-12.
5. Gill, W.R. 1970. Determination of oil content of artificial soils. Trans. of the ASAE. 13(3):417-18.
6. Gill, W.R. and J.G. Hendric. 1976. The irregularity of soil disturbance depth by circular and rotating tillage tools. Trans of the ASAE. 19(2): 230-233.
7. Hendric, J.G. and W.R. Gill. 1971. Rotary tiller design parameters (I), direction of rotation. Trans of the ASAE. 14(4):669-674, 683.
8. Hendric, J.G. and W.R. Gill. 1971. Rotary tiller design parameters(II), depth of tillage. Trans. of the ASAE. 14(6):675-78.
9. Hendric, J.G. and W.R. Gill. 1971. Rotary tiller design parameters (III), ratio of peripheral and forward velocities. Trans. of the ASAE. 14(4): 679-683.
10. Hendric, J.G. and W.R. Gill. 1974. Rotary tiller design parameters(IV), blade clearance angle. Trans. of the ASAE. 17(1):4.
11. Jun SAKAI. 1978. Designing Process and Theories of Rotary Blades for Better Rotary Tillage (Part 2). JARQ. 12(4):198-204.
12. 古池壽 他. 1973. 로우터리 耕耘機의 碎土性能과 株處理性能의 向上에 關する 研究(第一報). 農機誌. 35(2):163.
13. 坂井純. 紫田安雄. 田口知男. 1976. 트랙터용 로우터리 耕耘날의 緣曲線의 設計について. 農機誌. 38(2):183~190.
14. 芝野保德. 1971. 로우터리 耕耘날과 けん引切削刃との 組合也 耕耘에 關する 研究(第1報). 農機誌. 33(3):245~249.
15. 芝野保德. 1971. 로우터리 耕耘날과 けん引切削刃との 組合也 耕耘에 關する 研究(第2報). 農機誌. 33(4):332~337.
16. 芝野保德. 1972. 로우터리 耕耘날과 けん引切削刃との 組合也 耕耘에 關する 研究(第3報). 農機誌. 34(1):28~33.
17. 土屋功位. 穂波信雄. 1963. 로우터리식의 耕耘動力經減에 關する 研究(第1報). 農機誌. 24(4):207~214.
18. 土屋功位. 穂波信雄. 1963. 로우터리식의 耕耘動力經減에 關する 研究(第2報). 農機誌. 25(3):155~160, 149.
19. 土屋功位. 1967. 로우터리식의 耕耘特性에 關する 研究, 縱ピッチ와 橫ピッチ. 農機誌. 29(2):70~72.