

최 중
연구보고서

에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발

Development of Energy Saving Rotary
Blade for Farm Tractor

주관연구기관

충 남 대 학 교

농 립 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발” 과제 (세부과제 “로타리날 설계 및 1차 시작기 제작”, 협동과제 “기존 로타리날의 분석 및 개선방향 구명”, 협동과제 “이물질 감김 방지 장치 개발”)의 최종보고서로 제출합니다.

2002 년 12 월 28 일

주관연구기관명 : 충 남 대 학 교
총괄연구책임자 : 김 기 대
세부연구책임자 : 김 기 대
연 구 원 : 이 현 동
연 구 원 : 서 동 현
연 구 원 : 김 성 환
연 구 원 : 나 건 영

협동연구기관명 : 농업기계화연구소
협동연구책임자 : 박 우 풍
연 구 원 : 정 인 규
연 구 원 : 김 상 철
연 구 원 : 성 제 훈
연 구 원 : 이 충 근
연 구 원 : 황 성 준

협동연구기관명 : (주) 우성정공
협동연구책임자 : 성 재 용
연 구 원 : 성 현 석
연 구 원 : 허 민 호
연 구 원 : 이 덕 용

참 여 기 업 명 : (주) 국제단조
대표 : 김 용 우
(주) 진형금속
대표 : 진 형 길

요 약 문

I. 제 목

에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발

II. 연구개발의 목적 및 필요성

■ 최종 목적

에너지 절감형 트랙터 로타리날의 개발

1. 연구개발의 목적

1) 로타리날 설계 및 1차 시작기 제작

- 트랙터 로타리 경운부하에 영향을 주는 인자를 분석하여 에너지를 절감할 수 있는 형상을 정하고, 에너지 절감형 로타리날의 배열을 설정한다.

2) 기존 로타리날의 분석 및 개선방향 구명

- 기존 로타리날의 성능, 제원 등을 면밀히 분석하여 미지의 오류를 파악하고 구조상의 문제점을 분석하여 신규 로타리날의 설계 및 개발에 반영한다.

3) 이물질 감김 방지 장치 개발

- 트랙터 로타리 경운시 잡초 및 이물질에 의한 로타리날 및 경운축에 이물질이 감기는 현상을 분석하고, 감김 방지장치를 개발한다.

2. 연구개발의 필요성

1) 기술적 측면

- 우리나라는 1998년 현재 약 160,000여대의 트랙터가 공급되어 있고, 이들 트랙터가 대부분 로타리 부착후 경운, 정지 등의 농작업을 수행하고 있다.
- 현재 우리나라에는 약 18개의 로타리 공급업체와 11개의 제조업체가 있으며, 로타리날 업체는 약 5개사가 있으나 이들 날 제조업체 대부분이 중소기업들로 이들이 생산 및 제작하고 있는 로타리날은 설계 및 제작에 있어

서 기본적이고, 근본적인 표준과 기준이 확립되어 있지 않아 보다 더 혁신적이고 적극적인 로타리날 개발에 많은 어려움을 겪고 있다.

- 본 연구를 통하여 기존 로타리날의 메카니즘 및 형상적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명하여 혁신적으로 에너지를 절감할 수 있는 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 배열기준을 에너지를 절감할 수 방안으로 정립하며, 로타리작업시 발생하는 이물질 감감을 방지할 수 있는 이물질 감감 방지 장치를 개발하여 이로 인한 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하고자한다.

2) 경제·산업적 측면

- 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준을 확립함으로써 향후 로타리날에 대한 연구 및 개발에 있어서 기본적인 근거를 제시할 수 있다.
- 계속적으로 유가가 상승하고 있는 상황에서 현재 공급된 로타리날의 형상을 변경하고 에너지절감형 로타리날 배열기준을 정립하여 로타리 작업에 소요되는 에너지 비용을 절감케 하여 농업생산비 절감을 유도할 수 있다.
- 로타리에 이물질 감감 방지 장치를 개발, 부착함으로써 작업 후 세척 및 정비 시간을 단축하여 비용절감을 이룩할 수 있다.

3) 사회·문화적 측면

- 로타리 작업시 소요되는 에너지를 절감함으로써 우리나라 농업생산비 절감을 유도하여 궁극적으로 농산물 가격 경쟁력을 제고할 수 있다.
- 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준과 표준을 설정함으로써 향후 로타리날에 대한 연구의 기초 자료로 활용하게 할 수 있고, 로타리날 제조업체들의 설계 및 제작 기준으로 활용케 하여 향후 동제품의 연구 및 개발에 소요되는 인적, 물적 자원의 불필요한 낭비를 배제할 수가 있다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

세부과제 1 : 로타리날 설계 및 1차 시작기 제작

- 1차년도

- 기초 이론 연구 및 연구사례 문헌조사
- 기존 로타리날의 분석

- 구조, 형상 및 에너지 소비량 분석
- 배열상태 분석
- 설계 및 개발 방안 설정
 - 에너지절감형 로타리날의 형상 및 구조
 - 에너지 절감형 배열방안 설정
- 설계 및 개발
- 1차 시작품의 제작
- 2차년도
 - 1차 시작기의 실증시험
 - 시작기의 문제점 분석
 - 시작기의 수정 보완(재설계, 재제작)
 - 최종 시작기의 제작

세부과제 2 : 기존 로타리날의 분석 및 개선방향 구명

- 1차년도
 - 로타리날 관련 기초조사
 - 관련문헌 및 연구사례 조사
 - 경운작업시 문제점 분석
 - 기존 로타리날의 에너지 소요(비)량 조사분석
 - 기존 로타리날의 문제점 및 특성분석
 - 개선방향 구명
- 2차년도
 - 시작기의 포장 성능시험 및 특성분석
 - 로타리날, 배열, 이물질 감김 방지 장치
 - 시작기의 제원 설정
 - 시작기의 작업표준 설정

세부과제 3 : 기존 로타리날의 분석 및 개선방향 구명

- 1차년도
 - 관련 문헌 및 연구사례 조사
 - 이물질 감김 관련 실태 및 문제점 조사
 - 이물질 감김 방지 장치 설계 및 개발
 - 이물질 감김 방지 장치 1차 시작기 제작
- 2차년도
 - 1차 시작기의 실증시험

- 시작기의 문제점 분석 및 수정보완(재설계)
- 최종 시작기의 완성

IV. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

1. 연구개발 결과

본 연구에서는 기존 로타리날의 운동 메카니즘 및 형상적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명하여 혁신적으로 에너지를 절감할 수 있는 트랙터용 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 배열기준을 에너지를 절감할 수 방안으로 정립하며, 로타리 작업시 발생하는 이물질 감김 및 흙 부착을 방지할 수 있는 부수장치를 개발하여 이로 인한 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하기 위하여 본 연구를 수행하였으며, 그 구체적인 결과는 다음과 같다.

1. 기존 로타리날의 운동분석을 통하여 경운작업시 로타리날이 토양에 작용하는 상태를 분석하였다. 대표적인 국내산 a, b, c, d type 로타리날을 임의로 선정하여 로타리날의 운동분석을 실시한 결과, 각 로타리별 배면이 토양에 닿는 트랙터 전진속도와 로타리 회전속도의 비율인 임계 λ 값은 3.29, 3.36, 3.86, 3.12 으로 나타났으며, 임계 λ 값시 토양에 닿는 로타리부위는 e와 f부분에서 토양과의 접촉이 많은 것으로 나타났다.
2. 수동식 토양경도계의 일정하지 않는 관입속도, 부정확한 관입방향, 수동식에 따른 측정자간의 차이 등으로 인한 토양경도측정의 부정확성을 개선하기 위하여 트랙터에 부착하여 기동하는 자동 토양경도 측정 시스템을 개발하였다. 0.3m까지 토양에 관입하며 경도를 측정할 수 있으며 40kg 이상 계측될 때에는 시스템의 안전을 고려하여 측정을 중단하고 관입봉을 적출할 수 있도록 하였다. 성능시험결과 수동형에 비해 정확한 토양 경도값을 측정할 수 있는 것으로 나타났다.
3. 기존 로타리날의 경운 소요동력을 측정하여 형태에 따른 소요동력의 차이를 분석하기 위해 4종류의 기존 로타리날 경운부하 측정시험을 실시하였다. b type의 날이 비토크, 비일에서 가장 적은 $164.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$, $3698.62 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$ 의 값이 측정되었으며, c type의 날이 비토크, 비일에서 가장 많은 $178.21 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$, 3967.82 kgf

· m/m³ 의 값이 측정되었다. 평균 비토크, 비일은 각각 171.63 kgf · m/m³, 3842.48 kgf · m/m³ 으로 나타났다.

4. 로타리날 설계에 영향을 주는 요인을 분석하여 요인시험을 실시함으로써 각 요인에 따른 경운부하의 차이를 비교 분석하였다. 설계 요인으로는 만곡부 형상, 단면 θ 각을 설정하였다. 만곡부가 곡면인 경우가 평면인 경우보다 비일이 약 13.76 % 정도 감소하는 것으로 나타났다. 단면 θ 각 시험에서는 θ 각이 플러스인 경우가 마이너스인 경우보다 약 12% 정도 감소하는 것으로 나타났다.
5. 로타리 경운작업시 로타리날 및 회전축에 이물질이 감기는 현상과 로타리 커버에 흙이 부착되는 현상이 나타나 경운부하 증가의 원인이 되기에 이물질 감김 및 흙 부착 방지장치를 장착한 로타리를 개발하였다. 성능시험결과 이물질 감김장치의 경우 약간의 효과는 있었으나 통계적 가설검정에 의한 분석에서는 효과가 없는 것으로 나타났다. 흙부착 방지장치의 경우 일반 로타리에 비해 소요동력은 약 11%, 흙 부착량은 약 52% 정도의 감소효과가 있는 것으로 나타났다.
6. 에너지 절감형 트랙터 로타리날을 개발하였다. 날의 고정부 폭은 70mm, 두께는 8mm, 홀 지름은 15mm, 홀 간격은 51.5mm로 설계하였다. 로타리날의 단면형상은 단면날로 설계하고, 날끝각은 2°, 날끝 두께는 2.5 mm로 설계하였다. 만곡부 형상은 곡률 반경이 140mm인 곡면으로 설계하였고, 만곡부 굴곡각도는 80°, 굴곡부 곡률 반경은 75mm로 설계하였다. 로타리날 단면의 θ 각은 0.5° 로 설계하였으며, 경심 170mm가 가능하면서 경운토크가 작아지도록 로타리날의 최대 회전반경을 247 mm로 설계하였다. 날의 재질은 SUP6으로 하고, 경도가 HRC 40~45가 되도록 하여 최종 설계를 완료하였다.
7. 개발된 로타리날의 포장 성능시험결과 기존의 로타리날에 비해 경운 소요동력은 약 8~9 % 정도 감소하는 것으로 나타났으며, 쇄토성은 2cm 이하로 쇄토하는 능력이 5 ~ 7% 정도 높은 것으로 나타났다.
8. 이상의 결과를 종합해 보면, 본 연구에서 개발한 흙 부착 방지장치를 장착한 로타리를 사용하여 로타리 경운을 할 때 경운 소요동력을 측정된 결과 기존보다 약 11 % 의 감소효과를 나타냈으며, 설계, 개발한 로타리날을 장착하여 로타리 경운 소요동력을 측정된 결과 기존보다 약 8~9 % 의 감소효과를 나타냈다. 따라서 본 연

구에서 개발된 흙부착 방지장치 및 개발 로타리날을 산업화 할 경우 연간 경운 소요에너지를 크게 절감할 수 있을 것이라 사료된다.

2. 연구개발의 활용에 대한 건의

본 연구에서는 트랙터 로타리날의 운동 및 기구학적 분석을 통한 설계요소별 문헌연구 및 시험결과를 통하여 날의 소요동력 절감요소를 구명하였으며, 로타리날에 대한 설계 및 제작기준을 확립함으로써 트랙터 로타리날 연구 및 개발에 있어서 근본적인 근거를 제시하였다 할 수 있다.

본 연구는 협동연구기관 2곳과 참여기업 3곳 등 총 6개의 기관이 참여하여 진행한 연구과제이다. 연구 과정동안 계속적으로 각 기관의 기술진과 협의에 의한 연구를 진행하여 왔으며, 이 분야의 학·연·산 협동연구의 기초를 이루었다고 하겠다. 로타리날의 분석을 위한 실내 시험은 농촌진흥청 농업기계화연구소의 soil bin에서 이루어졌으며, 이물질 감김 및 흙부착 방지 장치의 개발은 (주)우성정공社에서 하였고, 로타리날의 개발에는 (주)국제단조, (주)우성정공社, (주)진형금속 등에서 참여하였다. 본 연구에서 얻어진 에너지 저감형 로타리날의 설계이론은 이미 위와 같은 회사의 기술진과 협의하여 산업현장에서 활용하기 시작하였으며, 앞으로 본 연구를 토대로 계속적인 협동연구를 통한 로타리 및 로타리날의 성능향상에 기여할 것이며 농업현장에 보급하여 농업생산비 절감에 활용하고자 한다.

SUMMARY

(영문요약문)

I. Title of Study

Development of an Energy-Saving Rotary Blade for Farm Tractor

II. Objectives and Necessity of Study & Development

■ Objectives of Study

Development of an Energy-Saving Rotary Blade for Farm Tractor

1. Objectives of Study & Development

- 1) Designs of Rotary Blade & Manufacturing of First prototype
 - Designs the most energy-saving shape of rotary blade through analysis of the factors affecting the rotary tilling load, and determines the most energy-saving arrangement of rotary blades.
- 2) Analysis of Existing Rotary Blades & Further Study for Their Improvement
 - Performs an analysis of the performance and specifications of conventional rotary blades in order to identify possible unknown errors and shape problems, which will be reflected in the design and development of a new rotary blade.
- 3) Development of Foreign material-Winding Prevention Device
 - Examines alien substance, such as weeds, that tend to wind around rotary blades or the rotary shaft at time of rotary tilling, and develops a device to prevent alien substance from winding around blades.

2. Necessity of Study & Development

- 1) Technological Aspect

- In the year of 1998, there were approximately 160,000 tractors at work around the country. Most tractors are commonly equipped with a rotary for farm operation such as tillage operation or soil preparation.
- There are 18 rotary suppliers, 11 manufacturers and 5 rotary blade makers currently around the country. However, they, most of them small-to-medium sized companies, have yet to establish basic and fundamental standards and criteria for the design and manufacturing of rotary blade, reporting great difficulty in their effort to develop a more innovative rotary blade.
- This study therefore aims to; develop an innovative energy-saving rotary blade by way of identifying and improving the problems of existing rotary blades through a kinematics and shape analysis of them; determine the most energy-saving arrangement of developed rotary blades; and develop a device to prevent alien substance from winding around blades at time of rotary tilling so as to eliminate the waste of required energy and labor power.

2) Economic and Industrial Aspect

- The establishment of standards for the design and manufacturing of rotary blade can provide a basic foundation for future study and development on rotary blade.
- The constant increase in oil prices requires to change the shape of currently conventional rotary blades and determine the most energy-saving arrangement of rotary blades. By doing this, farm production costs can be reduced, e.g. by reducing the cost of energy required for rotary operation
- The development of a foreign material winding prevention device which is equipped on a rotary may lead to an annual cost reduction, e.g. by reducing the washing and maintenance time taken after operation.

3) Social and Cultural Aspect

- The reduction of the energy required for rotary tillage can lead to reduction in the nation's farm production costs, ultimately enhancing the competitive price of farm products.
- The establishment of standards and criteria for the design and

manufacturing of rotary blade can provide a basic foundation for future study on rotary blade. The developed standards and criteria can be used for rotary blade manufacturers to establish their own criteria and diminish unnecessary waste of human and material resources.

III. The Results of Study

1. Study & Development Results

The purpose of this study is to develop an energy-saving rotary blade by way of identifying and improving the problems of conventional rotary blades through kinematic and shape analysis of them; and determine the most energy-saving arrangement of developed rotary blades; develop an additional device to prevent alien substance from winding around blades as well as check soil attachment to blades at time of rotary tilling so as to eliminate the waste of required energy and labor power. The results of this study are summarized as follows:

1. A mechanical analysis of conventional rotary blades was conducted to see how a rotary blade acts upon the soil at time of rotary tilling. Rotary blades of a, b, c, d types produced by domestic manufacturers were selected on a random basis for the kinematical analysis of them. As a result of the analysis, The critical λ values of each rotary blade's contact with the soil were shown at 3.29, 3.36, 3.86 and 3.12. At each critical λ value, each rotary blade showed its highest amount of contact with the soil at e and f parts.
2. The manual type soil hardness tester is not well suited for accurate measurement of soil hardness because of irregular penetration speed, inaccurate penetration direction and deference of between operators. In order to improve accuracy in measurement of sil hardness, an automated soil hardness measuring system has been developed, which is equipped on a tractor for operation. For soil hardness testing, it is penetrated into the soil as deep as 0.3m. When compressive load is over 40kg, the testing is stopped and the draft shape is

taken out for the safety of the system. As a result of a performance test, the automated system was shown to predict more accurate soil harness than the manual counterpart.

3. The tilling loads of the 4 types of rotary blades were measured for analysis of differences in power requirement. The b type blade showed the lowest values of specific torque and specific work at $164.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ and $3698.62 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$, while the c type blade showed the highest values at $178.21 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ and $3967.82 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$. The average values of specific torque and specific work were measured at $171.63 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ and $3842.48 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$, respectively.
4. A factor test through analysis of factors affecting the design of rotary blade was used to compare and analyze differences in tilling load according to each factor. The shape of side blade and the end line angle were considered as design factors. specific work was shown to decrease by 13.76 % when the side blade is curved compared to when it is flat. Similarly, specific torque was also shown to decrease by 12 % when the end line angle is plus compared to when it is minus.
5. An increase in tilling load is due to alien substance that tend to wind around blades and the rotary shaft and the soil attached to the rotary cover at time of rotary tillage. To settle this problem, a rotary was developed which was equipped with a foreign material winding prevention device and a soil adherence prevention device. As a result of a performance test, the foreign material winding prevention device was shown to be somewhat effective in preventing foreign material winding but, in an analysis by statistical hypothesis test, it proved little effective. For the soil attachment prevention device, it was shown to have the effect of reducing power requirement by 11% and the amount of soil adherence by 52%, compared to when a general was used.
6. For the purpose of this study, an energy-saving rotary blade for farm tractor was developed. It was designed to have a fixed width of 70mm, a thickness of 8mm, a hole diameter of 15mm, and a hole interval of 51.5mm. In sectional

shape, the rotary blade was designed to be single-edged, with an edge angle of 2° and an edge thickness of 2.5 mm. The side blade was designed to have a curved shape with a curvature radius of 140mm and a bending angle of 80° , while the bending blade was designed to have a curvature radius of 75mm. The end line angle of the rotary blade was designed to be 0.5° . It is also designed to allow a tilling depth of 170mm and have a maximum radius of rotary blade of, 247 mm in order to decrease the tilling torque. SUP6 was selected as the material for blade. The final design of the rotary blade was completed with its hardness of H_RC 40~45.

7. As a result of a field performance test on the developed rotary blade, it showed the effect to reduce power requirement by 8~9 %, compared to conventional rotary blades, while its ability to harrow the soil to below 2cm was shown to be 5~7% higher than that of conventional rotary blades.
8. Considering all results above, this study has shown that the use of a rotary equipped with the soil adherence prevention device developed through this study has the effect of reducing power requirement by 11% compared to when using conventional rotaries and that the power requirement for rotary tilling was measured 8~9 % less when using rotary blades designed and developed through this study compared to when using conventional rotary blades. It is therefore deemed that the industrialization of the soil attachment prevention device and the rotary blades developed through this study can lead to great reduction in the annual power requirement for rotary tilling.

CONTENTS

List of Tables	17
List of Figures	19
Chapter 1 Introduction	23
Para. 1 Necessity and objectives Study & Development	23
Para. 2 History of Study	24
Para. 3 Theoretical Analysis	30
Para. 4 Realities of Rotary Tilling Operations in Central Region	43
Chapter 2 Analysis of Conventional Rotary Blades	49
Para. 1 Introduction	49
Para. 2 Materials and Method	49
1. Material Used	49
2. Shaped Analysis of Rotary Blade	49
3. Kinematical Analysis of Rotary Blades	50
Para. 3 Results and Discussion	54
1. Results of System Performance Test	54
2. Results of Structural Analysis of Rotary Blade	55
3. Results of Mechanical Analysis of Rotary Blade	56
Para. 4 Summary and Conclusion	60
Chapter 3 Automated Soil Hardness Measuring System	61
Para. 1 Introduction	61
Para. 2 Materials and Method	61
1. Material Used	61
2. Hardware Design	62
3. Software Design	66
4. Performance Test	66
Para. 3 Results and Discussion	68
1. Results of Calibration of Soil Hardness measuring system	68
2. Results of Performance Test	68
Para. 4 Summary and Conclusion	75
Chapter 4 Measurement of Power Requirement Conventional Rotary Blades & Factor Test of Rotary Blade	77
Para. 1 Introduction	77
Para. 2 Material and Method	77

1. Material Used	77
2. Hardware Design	77
3. Performance Test	82
Para. 3 Results and Discussion	86
1. Results of Calibration of Torque Meter	86
2. Results of Measurement of Power Requirement Conventional of Existing Rotary Blades	87
3. Results of Factor Test of Rotary Blade	89
Para. 4 Summary and Conclusion	95
Chapter 5 Alien substance Winding Prevention Device & Soil Adherence Prevention Device	96
Para. 1 Introduction	96
Para. 2 Material and Method	97
1. Material Used	97
2. Torque Meter	98
3. Alien Substance Winding Prevention Device	101
4. Soil Adherence Prevention Device	103
5. Performance Test	107
Para. 3 Results and Discussion	110
1. Results of Calibration of Torque Meter	110
2. Results of Performance Test of Alien Substance Winding Prevention Device	111
3. Results of Performance Test of Soil Adherence Prevention Device	122
Para. 4 Summary and Conclusion	141
Chapter 6 Energy-Saving Rotary Blade for Farm Tractor	142
Para. 1 Introduction	142
Para. 2 Materials and Method	142
1. Design of Optimum Arrangement of Rotary Blades	142
2. Design of Optimum Rotary Blade	145
3. Performance Test	145
Para. 3 Results and Discussion	147
1. Results of Design of Optimum Arrangement of Rotary Blades	147
2. Results of Design of Optimum Rotary Blade	152
3. Results of Performance Test	154
Para. 4 Summary and Conclusion	162
Chapter 7 Conclusion and Summary	163
References	165
Appendix	171

목 차

표 목차	17
그림 목차	19
제 1 장 서 론	23
제 1 절 연구개발의 필요성 및 목적	23
제 2 절 연구사	24
제 3 절 이론 분석	30
제 4 절 중부지방 로타리 경운작업 실태	43
제 2 장 기존 트랙터 로타리날의 분석	49
제 1 절 서언	49
제 2 절 재료 및 방법	49
1. 공시재료	49
2. 로타리날의 형태분석	49
3. 로타리날의 운동분석	50
제 3 절 결과 및 고찰	54
1. 시스템 성능시험 결과	54
2. 로타리날의 형태분석 결과	55
3. 로타리날의 운동분석 결과	56
제 4 절 요약 및 결론	60
제 3 장 자동 토양경도 측정 시스템	61
제 1 절 서언	61
제 2 절 재료 및 방법	61
1. 공시재료	61
2. 하드웨어 설계	62
3. 소프트웨어 설계	66
4. 성능시험	66
제 3 절 결과 및 고찰	68
1. 토양경도 측정부 캘리브레이션 결과	68
2. 성능시험 결과	68
제 4 절 요약 및 결론	75
제 4 장 기존 로타리날의 경운부하 측정 및 로타리날의 요인시험	77
제 1 절 서언	77

제 2 절	재료 및 방법	77
1.	공시재료	77
2.	하드웨어 설계	77
3.	소프트웨어 설계	82
제 3 절	결과 및 고찰	86
1.	측정대차 캘리브레이션 결과	86
2.	기존 로타리날 경운부하 측정결과	87
3.	로타리날 요인시험 결과	89
제 4 절	요약 및 결론	95
제 5 장	이물질 감김 방지장치 및 흙부착 방지장치	96
제 1 절	서언	96
제 2 절	재료 및 방법	97
1.	공시재료	97
2.	로타리 소요동력 측정장치	98
3.	이물질 감김 방지장치	101
4.	흙부착 방지장치	103
5.	성능시험	107
제 3 절	결과 및 고찰	110
1.	로타리 소요동력 측정장치의 캘리브레이션 결과	110
2.	이물질 감김 방지장치 성능시험 결과	111
3.	흙부착 방지장치 성능시험 결과	122
제 4 절	요약 및 결론	141
제 6 장	에너지 절감형 트랙터 로타리날	142
제 1 절	서언	142
제 2 절	재료 및 방법	142
1.	로타리날 최적 배열설계	142
2.	로타리날 최적설계	145
3.	성능시험	145
제 3 절	결과 및 고찰	147
1.	로타리날 최적 배열설계 결과	147
2.	로타리날 최적설계 결과	152
3.	성능시험 결과	154
제 4 절	요약 및 결론	162
제 7 장	종합결론 및 요약	163
참고문헌		165
부록		171

LIST OF TABLES

Table 1.1	The specifications of experimental rotary blade	36
Table 1.2	The ratio of mechanization by farm working (unit : %)	43
Table 1.3	The basic statistics of sample	43
Table 1.4	The actual conditions of tillage	46
Table 1.5	The present conditions of tractor possess	46
Table 1.6	The patterns of tilling and ground leveling of tractor	47
Table 1.7	The areas of tilling area by tractor in a year	47
Table 1.8	The areas of exchange of tractor rotary blade	48
Table 1.9	The periods of exchange of tractor rotary blades	48
Table 2.1	Specification of the system for analysis of revolution motion characteristics of rotary blade	51
Table 2.2	The design parameter of rotary blade	55
Table 2.3	The position of rotary blade contacted with soil according to tilling depth	59
Table 2.4	The result of analyzing revolution motion characteristics of rotary blade	59
Table 3.1	Hardware components used for the automatic soil hardness measuring system	63
Table 3.2	The results of measuring soil hardness with manual-type device (kPa)	71
Table 3.3	The results of measuring soil hardness with automatic device (kPa)	72
Table 3.4	The result of statistics hypothesis testing	75
Table 4.1	The soil physical character of man-made soil bin	78
Table 4.2	The specifications of measurement car	79
Table 4.3	The experimental arrangement on soil bin	85
Table 4.4	The schematic diagram of experimental arrangement about man-made soil bin	85
Table 4.5	The result of calibration of torque meter	86
Table 4.6	The experimental results	90
Table 4.7	The experimental results	93
Table 5.1	Field condition and average moisture content	97
Table 5.2	The specification of device measuring rotary power requirement	98

Table 5.3	The results of performance test with general rotary	112
Table 5.4	The results of performance test with rotary preventing an alien substance to be wound	116
Table 5.5	The results of hypothesis testing in performance	119
Table 5.6	The results of performance test with no material preventing soil adherence	123
Table 5.7	The results of performance test with stainless steel material preventing soil adherence	127
Table 5.8	The results of performance test with rubber material preventing soil adherence	131
Table 5.9	The results of performance test with PE material preventing soil adherence	135
Table 5.10	The results of hypothesis testing in performance	138
Table 6.1	The experimental arrangement about artificial soil bin	144
Table 6.2	Field condition and average moisture content	145
Table 6.3	The experimental result	151
Table 6.4	The results of performance test for comparing rotary power requirement (A type)	156
Table 6.5	The results of performance test for comparing rotary power requirement (B type)	157
Table 6.6	The results of performance test for comparing rotary power requirement (C type)	158
Table 6.7	Breaking performance of the developed and the conventional blades	161

LIST OF FIGURES

Fig. 1.1	The rotary blade of Meyenburg type	24
Fig. 1.2	Meyenburg's garden rotary cultivator	25
Fig. 1.3	Typical rotary tiller in japan	26
Fig. 1.4	Two kinds of rotary blades	26
Fig. 1.5	The graph of the path of a point forward-turning rotary tillage.	30
Fig. 1.6	The names of every part and angle factors of rotary blade.	32
Fig. 1.7	Cutting operation of sectional shapes along lengthwise blades.	34
Fig. 1.8	The section form of bending part.	35
Fig. 1.9	The contrast photo shapes of rotary blade.	35
Fig. 1.10	The measuring schematic diagram of shape factors of rotary blade (I).	37
Fig. 1.11	The measuring schematic diagram of shape factors of rotary blade (II).	38
Fig. 1.12	The contrast diagram of scoop angle between rotary blade which the bending part is plane and curved surface of bending part when they cut in soil.	39
Fig. 1.13	The enlarged figure of part I.	39
Fig. 1.14	The enlarged figure of part II.	40
Fig. 1.15	The figure of θ made by the end surfaces of rotary blade.	41
Fig. 2.1	Schematic diagram of system for analyzing revolution motion characteristics of rotary blade	50
Fig. 2.2	Photo of system for analysis of motion characteristics of rotary blade	51
Fig. 2.3	Photo of actuator used by tractor forward direction axis	52
Fig. 2.4	Photo of revolution motion part of rotary blades	52
Fig. 2.5	The main window of control program of system for analyzing revolution motion characteristics of rotary blade	53
Fig. 2.6	Photo of testing for analysis of motion characteristics	54
Fig. 2.7	Schematic diagram of design parameter of rotary blade	55
Fig. 2.8	The graph of edged-curve of rotary blade in each type	56
Fig. 2.9	3D simulation of revolution of rotary blade	57
Fig. 2.10	Analysis of rotary blade coordinates according to revolution angle	57

Fig. 2.11	The result of rotary blade coordinates according to revolution angle	58
Fig. 2.12	Schematic diagram of C type rotary blade	58
Fig. 3.1	Schematic diagram of a tractor-attached automatic soil hardness measuring system	62
Fig. 3.2	A view of sensor part for measuring soil hardness	64
Fig. 3.3	A view of driving part of the measuring system	64
Fig. 3.4	A view of Photo of attaching part of the measuring system	65
Fig. 3.5	The flow-chart of the control system for measuring soil hardness	65
Fig. 3.6	Performance test bed	67
Fig. 3.7	A view of performance test of the measuring system	67
Fig. 3.8	Calibration chart for the load cell	68
Fig. 3.9	The example of measuring soil hardness by penetration depth with automatic device	70
Fig. 3.10	The result of measuring soil hardness with manual-type device (kPa)	73
Fig. 3.11	The result of measuring soil hardness with automatic device (kPa)	74
Fig. 4.1	The section figure of man-made soil bin	78
Fig. 4.2	The measurement car	79
Fig. 4.3	The construction of measuring system	79
Fig. 4.4	The photo of experimental rotary	80
Fig. 4.5	The schematic diagram of dynamic transmission of rotary	80
Fig. 4.6	The schematic diagram of adhesive position of strain gauge	81
Fig. 4.7	The photo of rotary shaft after processing	81
Fig. 4.8	The photo of fixed rotary shaft	82
Fig. 4.9	The method of soil hardness control	83
Fig. 4.10	Test section of soil bin	84
Fig. 4.11	The Photo of device in the experiment	84
Fig. 4.12	Test section of soil bin	84
Fig. 4.13	The results of calibration of torque meter	86
Fig. 4.14	The results of measuring tillage power in each type	88
Fig. 4.15	The results of measuring tillage power in each condition	91
Fig. 4.16	The result of average power	94
Fig. 4.17	The result of specific torque	94
Fig. 5.1	The photo of rotary power requirement measuring device	99

Fig. 5.2	The photo of device in the experiment	100
Fig. 5.3	Block diagram of the data acquisition and analysis system	100
Fig. 5.4	The drawing of developed rotary tiller for preventing an alien substance being rolled	101
Fig. 5.5	The photo of developed rotary tiller for preventing an alien substance being rolled	103
Fig. 5.6	The drawing of rotary tiller for preventing soil adherence	104
Fig. 5.7	The device for preventing soil adherence	105
Fig. 5.8	The photo of rotary tiller for preventing soil adherence	106
Fig. 5.9	The photo of system calibration	107
Fig. 5.10	The photo of rotary for preventing an alien substance to be wound in performance test	108
Fig. 5.11	The photo of rotary for preventing soil adherence in performance test	109
Fig. 5.12	Calibration curve of torque meter	110
Fig. 5.13	The signal from torque meter and proximity sensor with general rotary in performance test	114
Fig. 5.14	The state of an alien substance wound with general rotary in performance test	114
Fig. 5.15	The signal from torque meter and proximity sensor with rotary preventing an alien substance to be wound in performance test	118
Fig. 5.16	The state of an alien substance wound with rotary preventing an alien substance to be wound in performance test	118
Fig. 5.17	The result of performance test in each material	120
Fig. 5.18	The signal from torque meter and proximity sensor with no material preventing soil adherence	125
Fig. 5.19	The state of soil adherence with no material preventing soil adherence	125
Fig. 5.20	The signal from torque meter and proximity sensor with stainless steel material preventing soil adherence	129
Fig. 5.21	The state of soil adherence with stainless steel material preventing soil adherence	129
Fig. 5.22	The signal from torque meter and proximity sensor with rubber material preventing soil adherence	133
Fig. 5.23	The state of soil adherence with rubber material preventing soil adherence	133
Fig. 5.24	The signal from torque meter and proximity sensor with PE material preventing soil adherence	137
Fig. 5.25	The state of soil adherence with PE material preventing soil adherence	137
Fig. 5.26	The result of performance test in each material	139

Fig. 6.1	The program for designing rotary blades arrangement	143
Fig. 6.2	The schematic diagram of overlap of rotary	144
Fig. 6.3	The photo of rotary tilling in performance test	146
Fig. 6.4	The photo of lattice frame for analysis of breaking performance	147
Fig. 6.5	The pattern and order of rotary blades of cutting soil-surface	148
Fig. 6.6	Torque and revolution signal from torque-meter and proximity sensor	148
Fig. 6.7	Torque curve from the torque-meter and the FFT graph	149
Fig. 6.8	The result of overlap experiment	150
Fig. 6.9	Drawing of the developed rotary blade	153
Fig. 6.10	The photo of energy saving rotary blade developed	154
Fig. 6.11	The results of performance test for measuring power requirement	155
Fig. 6.12	The results of breaking performance of the developed and the conventional blades	160

제 1 장 서 론

제 1 절 연구개발의 필요성 및 목적

농림부 농업관련 주요 통계에 따르면 우리나라 농가 비율은 '90년도 총 가구 11,355천호 중 농가는 15.6%인 1,767천호 이었으나 '00년도에 총 가구 14,391천호 중 농가는 9.6%인 1,383천호로 감소하였다. 농촌 인구의 연령별 분포 중 60세 이상의 분포를 살펴보면 '90년도 31.3%에서 '00년도 51.0%로 증가하고 있으며, 이에 따라 농촌의 고령화 시대에 따른 심각한 노동력의 질적 저하가 우려되고 있다. 이에 노동력 부족을 해소하고 농작업의 효율성을 높이기 위하여 급속한 농업기계화가 추진되었으며, '00년 기준 동력경운기는 72%, 트랙터는 15.4% 보급되어있는 실정이다.

동력경운기나 트랙터를 이용하는 농작업중에서 경운작업은 포장작업과정에서 가장 먼저 실시하는 작업으로서 1차 쟁기작업과 2차 쇄토작업으로 크게 나눌 수 있다. 쟁기작업은 쟁기를 이용하여 굳어진 토양을 절삭, 반전, 파괴하여 큰 덩어리로 파쇄하는 작업을 가리키며, 쇄토작업은 동력경운기나 트랙터 로타리를 이용하여 1차 쟁기작업으로 파쇄된 토양을 다시 작은 덩어리로 파쇄하는 로타리작업을 가리킨다.

트랙터 로타리를 이용한 경운작업은 경운과 쇄토의 정도가 높아 그 이용이 점차 증대되고 있으나 소요동력이 큰 것이 가장 큰 결점으로 꼽히고 있다. 따라서, 소요동력의 감소를 위하여 외국에서는 트랙터 로타리 경운장치에 관한 연구가 꾸준히 계속되고 있으나, 국내에서는 이에 대한 연구가 그다지 활성화되지 않고 있는 실정이다.

현재 우리나라에는 약 18개의 로타리 공급업체와 11개의 제조업체가 있고, 로타리날 제작 업체는 약 5개사가 있으나 이들 날 제조업체 대부분이 중소기업들로 이들이 생산 및 제작하고 있는 로타리날은 설계 및 제작에 있어서 기본적인 표준과 기준이 확립되어 있지 않아 보다 더 혁신적이고 적극적인 로타리날 개발에 많은 어려움을 겪고 있다.

따라서 우리나라 실정에 맞는 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준을 확립함으로써 향후 로타리날에 대한 연구 및 개발에 있어서 기본적인 근거를 제시하며, 계속적으로 유가가 상승하고 있는 상황에서 현재 공급된 로타리날의 구조 및 형상을 변경하고, 에너지 절감형 트랙터 로타리날 배열기준을 정립하여 로타리 작업에 소요되는 에너지

비용을 절감케 하여 농업생산비 절감을 유도할 필요성이 대두되고 있는 실정이다.

또한, 로타리 작업시 소요되는 에너지를 절감함으로써 우리나라 농업생산비 절감을 유도하여 궁극적으로 농산물 가격 경쟁력을 제고할 수 있으며, 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준과 표준을 설정함으로써 향후 로타리날에 대한 연구의 기초 자료로 활용하게 할 수 있고, 로타리날 제조업체들의 설계 및 제작 기준으로 활용케 하여 향후 동제품의 연구 및 개발에 소요되는 인적, 물적 자원의 불필요한 낭비를 배제하는데 기여하고자 한다.

이에 본 연구에서는 기존 로타리날의 구조적, 메카니즘적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명함으로써 혁신적으로 에너지를 절감할 수 있는 트랙터용 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 배열기준을 에너지를 절감할 수 방안으로 정립하며, 로타리 작업시 발생하는 이물질 감김을 방지할 수 있는 이물질 감김 방지장치를 개발하고 경운작업시 로타리 커버에 흙이 부착되어 경운 소요동력이 증가되는 현상을 방지하기 위한 흙부착 방지장치를 개발하여 이로 인한 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하고자 하는데 본 연구의 목적이 있다.

제 2 절 연구사

1. 로타리날 개발 및 로타리 경운 소요동력

실용적인 로타리 경운기구는 1910년 스위스의 Von Meyenburg가 탄성날의 원리를 적용하여 특허를 얻는 것을 시초로 하여 급속히 발달하였다.

그림 1.1과 같은 초기의 로타리날은 Meyenburg식이라 하는 스프링 타입 경운날로서, 이 날이 사용된 기계는 그림 1.2와 같은 소형기계였다.

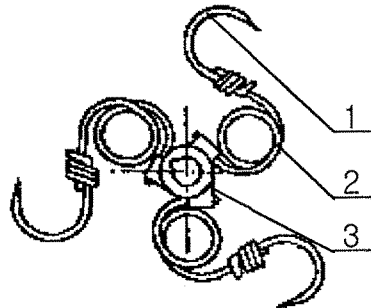


Fig. 1.1 The rotary blade of Meyenburg type

1. hook; 2. spring; 3. sleeve

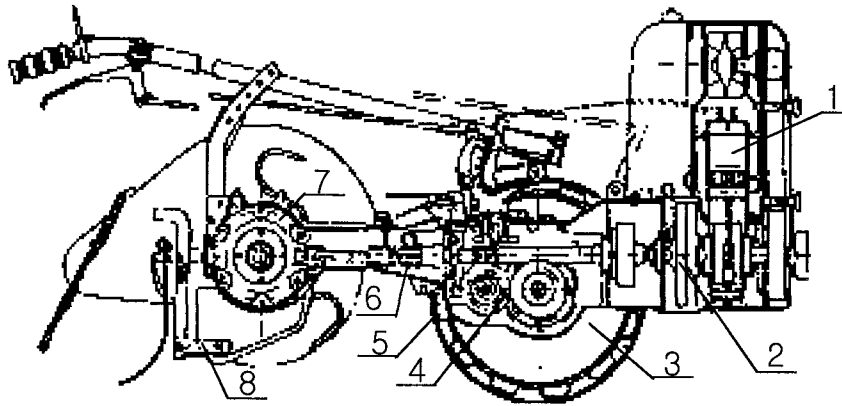


Fig. 1.2 Meyenburg's garden rotary cultivator

(1) single cylinder engine, (2) main coupling, (3) wheels of rotary cultivator, (4) gear transmission, (5) worm gear, (6) coupling of the shaft driving the drum of rotary cultivator, (7) bevel gear, (8) blade for controlling cultivation depth

이 기계가 독일로 소개된 것은 1910년대부터이며 그 후 유럽에 소개되어 개량연구와 함께 이론적 연구가 추진되었다. 특히 독일의 Soehne와 폴랜드의 Bernaick등의 로타리에 관한 연구는 현재의 유럽식 L형 로타리날과 그 날의 배열에 대한 연구로 대단한 성과를 얻었다.

농용 트랙터의 발달과 함께 소형이었던 로타리 경운 기구는 영국을 중심으로 대형화되었다. 특히 Howard사의 대형 트랙터용의 로타리식 경운 장치는 Rotavator라는 제품명으로 각 국에 재 소개되었는바 현재 한국에서는 트랙터용의 것을 로타베이터, 동력경운기용의 것을 로타리라고 부르고 있는데 이는 앞으로 동력경운기용이든 트랙터용이든 로타리로 통일되는 것이 바람직하다고 사료된다.

1930년대에 미국으로 전파된 로타리 경운기구는 플라우 쟁기에 비하여 많은 소요동력을 필요로 하고 과도한 쇄토성 때문에 일부에서만 이용되었으나 1935년 국립 경운 기계연구소(National Tillage Machinery Laboratory)가 설립되면서 로타리에 관한 연구가 급진전하여 최근에는 파종상을 만들거나 제초제 혼용 경운작업에 이용되고 있다.

가. 일본의 경우

제1차 세계대전 이후 일본의 농촌은 노동력이 도시로 유출되기 시작하여 노동력 부족과 노임 폭등, 소작쟁의 빈발 등의 문제에 봉착하였다. 이에 대한 대책의 일환으로서 농업기계화, 특히 경운작업 기계화 운동이 진행되어 農林省이 주도하여 구미로부터

터 여러 종류의 가든 트랙터가 수입되기 시작하였다.

일본 최초의 로타리 경운기는 1921년 스위스의 Simer사로부터 수입한 것으로 스프링 날이 장착된 보행 구동형 가든 트랙터이고, 같은 시기에 미국의 Utiliter사에서 견인형이 수입되어, 구미와 다른 일본의 경작조건에서 적용 가능성 등을 조사하기 위한 시험이 여러 지역에서 실시되었고, 당시 일본의 무논조건에서 실용성이 인식됨으로써 일본 동력경운기(power tiller)개발의 母體가 되었다.

일본에서 로타리 경운기가 처음 자체 생산된 것은 1926년이며 1935년에 최초의 보행형 트랙터(동력경운기)와 이에 볼트로 장착시킨 로타리 경운장치가 시장에 등장하였다. 그림 1.3은 1940년대에 등장한 전형적인 형태로, 보통날이라 불리는 경운날이 사용되었다. 무논에서 동력경운기를 사용하면서 제기된 문제점들을 개선함으로써 획기적인 기계적 발전이 있었다. 무논에서의 사용에 따른 밀봉 구조와 바퀴 구조의 발전과 더불어 로타리날의 개발이 이루어졌다. 특히 로타리날은 이전의 그림 1.4 (a)에서 나타낸 Pick tine 형식의 보통날에서 1951년부터는 쥘의 감김을 방지하도록 고안된 그림 1.4 (b)와 같은 작두형 경운날이 개발되어 1960년대 이후 오늘날까지 거의 대부분의 경운기를 이용한 경운작업에 이러한 작두형 경운날이 사용되고 있다.

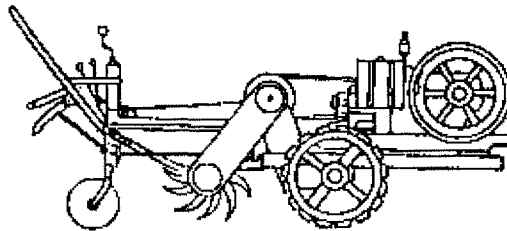


Fig. 1.3 Typical rotary tiller in japan

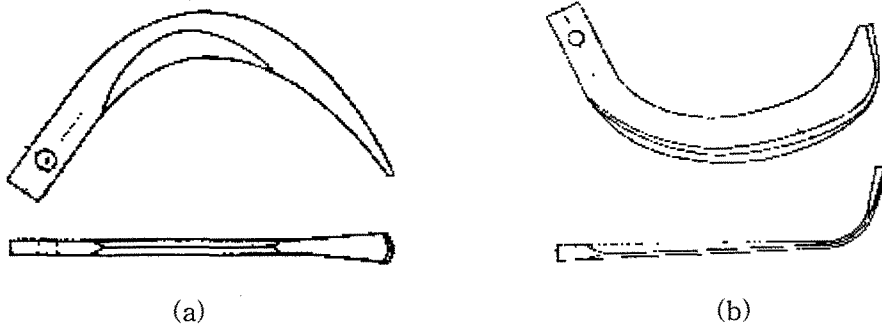


Fig. 1.4 Two kinds of rotary blades

(a) a pick tine; (b) a Japanese rotary blade(NATA-ZUME, in Japanese)

일본에서 로타리에 관한 연구에 대해 간단히 요약하면 아래와 같다.

坂井는 1962년 로타리날의 작업과 함께 경운날의 반경과 선단 만곡부의 각도에 관한 설계이론을 제시하였고 1974년에는 일본식 로타리날의 각도 요소를 運動面으로부터 분석한 결과로 기본적인 경운날 주요부의 각종 설계 이론을 제안하였다. 또한 도연곡선의 각도에 따른 풀, 짚 등의 감김에 관한 시험을 실시한 결과를 토대로 논의 로타리날의 설계로서 일본식 경운날의 개념과 경운 홀더의 강도 및 날 선단 만곡부의 설계, 각도 요소의 고찰 등에 관한 보고를 하였으며, 특히 만곡부 곡면의 설계이론을 상세히 보고하였다. 또한 로타리날의 경우 양면날 보다 단면날이 우수함을 보고하였다.

守島는 경운축 추진속도를 고려하여 작두형날에 대한 해석식을 제시하고, 궤적각과 작업시 절입각, 절입되는 날과 측면 날의 절곡 곡선에 대해 분석했으며, 날 형태의 차이에 의한 저항력, 짚·풀의 감김에 대한 종래의 연구결과를 정리하여 절입각이 변화되는 형상의 경운날 해석식을 제시하였다고 보고하였다.

川村등은 경운날 규격통일위원회를 통하여 경운날의 일본공업규격(JIS B 9210, 1978)을 제정하였다. 그 주요내용은 경운날의 교환성에 관계 있는 取附部の 치수와 회전반경 등의 규격화와 함께 날의 형상, 재질, 강도 등에 관하여도 표준을 작성하고 경운특성에 관하여 시험을 실시하여 특성을 명확히 하였다고 보고하였다.

坂井(1982)등은 날의 절삭 단면형상과 토양절삭의 매카니즘을 분석하여 일본식 경운날의 直刀部の 각도요소를 분석한 결과에 의해 단면날의 경우가 耕耘抵抗減少에 유효함을 시험적으로 증명하였다. 또 坂井등은 로타리날의 기획설계과정으로부터 부품도의 작성과 재질, 마크 및 끝마감 지정까지를 포함한 일본식 로타리날의 설계 전 과정에 관한 종합적인 설계이론을 정리하여 제안하였다고 보고하였다.

람반하이는 일본형 로타리날 설계이론을 종합하여 정리하고 경운날의 기초적인 시험을 실시한 결과로 농업기계 부품으로서의 처음으로 로타리날의 CAD를 개발하였다고 보고하였다.

櫻井과 坂井은 로타리 경운용 작두형날 설계에 관해서 과거 20년 간에 행해진 연구 및 시험의 성과를 모두 컴퓨터용 설계용의 수리모델로 종합하여, 29가지의 설계조건을 선택해 작두형날을 설계하는 기법을 제시하였다. 이들 조건을 대별하면 “장착부 형상, 연결부 형상, 도연곡선, 최선단부의 형상 및 만곡 조건, 수명, 외관, 열처리 등에 관계되는 조건”으로 나누어진다. 이들 조건을 인간의 사고 프로세스를 따라 설계 이론식에 대입해, 전문한 각부 형상요소의 기획 계산을 컴퓨터로 행하고, 그 결과를 X-Y 플롯에 의해 제도 완료할 때까지의 순서도와 컴퓨터 프로그램을 개발하였다고 보고하였다.

土屋는 경운날의 최대토크는 경운날이 토양에 삽입되기 시작하는 초기라고 하였으며 경운날의 형상각을 작게하고 경운날의 절삭폭을 크게 할수록 경운 소요동력은 감소하는 것으로 보고하였다.

坂井은 로타리날의 형상각이 커짐에 따라 경운 소요동력은 증가하며 포장상태가 균일하지 않고 짚과 같은 이물질이 많을 때 로타리날의 형상각이 작으면 경운날에 검붙이 감기게 되어 소요동력이 증가하게 되므로 적당한 형상각을 유지해야 한다고 보고하였다.

나. 국내의 경우

국내에서는 1959년 구미와 일본에서 동력경운기가 도입되어 국내 적응시험이 실시됐으며, 1961년에는 일본으로부터 소량 수입되어 주로 지방 자치단체와 농업관계 연구기관에 공급되었다. 1963년 대동공업이 국산화된 동력경운기를 생산하면서부터 동력경운기가 본격적으로 공급되기 시작하였다. 농업용 트랙터는 1971년부터 생산되기 시작하였으며, 1990년대 초부터 밭작물에 대한 기계화가 추진되면서부터 트랙터 로타리에 의한 경운·정지 작업이 증가되는 추세를 보이기 시작하였다. 지금은 거의 대부분의 경운작업은 트랙터 로타리를 이용하고 있으며, 2001년에 충청남도 아산시 인주면 29개 마을 대상으로 실시한 실태조사에 의하면 99%가 트랙터 로타리를 이용하고 있는 것으로 나타났다.

국내에서 로타리에 대한 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

김등은 “로타리 경운 소요 시스템이 소요동력에 미치는 영향”에서 양면날과 단면날 형상각 30° 와 40° , 및 회전속도별 소요동력을 측정하여 분석한 결과를 보고하였다.

권등은 “로타리날의 회전속도 및 작업속도가 경운 소요동력에 미치는 영향”에 관한 연구에서 경운날의 회전속도 및 전진속도의 변화에 따른 소요동력측정 시험결과를 분석하여 적정 회전속도 및 전진속도에 관하여 보고하였다.

김등은 로타리날의 곡선형태와 회전방향에 따른 경운 특성을 규명하기 위해 경운날의 절곡각도와 곡선형태를 다르게 제작하여 실내 토양조 시험을 통해 작업조건에 따른 경운축 토크와 경운 소요동력을 측정·분석하였다고 보고하였다.

김은 로타리 경운부의 설계이론을 CAD에 응용하였고, 또 김과 김은 로타리날의 금형 설계와 제작 자동화를 위한 CAD/CAM 기법을 제안하였다고 보고하였다.

김등은 “로타리날의 개량연구”에서 형상요소가 서로 다른 3가지 경운날로 인공토양조에서 경운토크를 측정 및 분석하여 경운날의 형상요소에 따른 경운 부하특성을 규명하였다고 보고하였다.

이등은 “단면형 로타리날의 경운 특성”에서 단면형과 관행의 양면형 경운날을 실내

토양조와 포장시험을 통하여 주행속도, 경운축 회전속도, 경심 등의 변화에 따른 경운 특성을 분석하였다고 보고하였다.

다. 기타 외국의 경우

Hendric 등(1971, 1974, 1978)은 로타리 설계요인으로서 ①로타리날의 회전방향 ②로타리날의 직경과 경심의 비 ③로타리 시스템의 주행속도에 대한 로타리날 선단의 원주속도와의 비 ④로타리날의 여러 가지 각도 ⑤로타리의 기구학 등에 관하여 많은 사람들이 연구한 것을 수집 정리하여 보고하였다.

Kinzel 등(1981)은 로타리날의 운동을 나타내기 위해 행렬방정식을 이용하였고, 이 방정식을 이용하여 날부분의 바퀴모양 경로에 관한 로타리날의 상대적인 운동을 표현하기 위해 임의의 로타리날의 단면을 그래픽으로 프로그래밍화 하기 쉽게하였다고 보고하였다.

Mclaughlin 등(1993)은 97kW급 농용트랙터에 적용할 수 있는 범용의 측정장치와 데이터 수집 시스템을 개발하여 포장시험을 할 수 있도록 하였다. 트랙터에는 연료소비량, 엔진, 차륜, 주행속도, 앞차축, 뒤차축 토크와 무게, 3점 링크히치에 걸리는 힘을 측정하기 위한 변환기가 장착되었고, 변환기에서 나오는 신호는 분리, 증폭 또는 필터링 되어서 데이터 수집장치에 저장되도록 하였다고 보고하였다.

2. 이물질 감김 및 흙부착 방지장치

世良田和寛(1990) 등은 로타리 경운장치의 커버에 흙이 부착되는 요인은 흙의 수분에 영향을 많이 받는다고 하였다. 그리고 토양분사장치를 설계 및 제작하여 시험한 결과 경운 작업 중 로타리 커버 내부에 부착되는 다른 요인중에는 토양구조, 수분함량 및 토양표면과 절단물질(금속, 테프론, 폴리에틸렌 및 수지)표면과의 절삭각도 등이 중요한 요인이라고 보고하였다.

王秀崙(1993) 등은 로타리 커버에 흙의 부착을 방지하기 위하여 기초시험으로 진동을 이용한 시험장치를 제작하여 시험을 실시하였다. 시험장치는 철판, 주파수 발진기 및 토양분사장치로 구성되었고, 주파수 발진기를 이용하여 철판에 진동을 발생시킨 후 토양(미사질양토)을 젯트 노즐을 이용하여 철판에 분사하도록 하였다. 시험결과 진동의 진폭이 가장 크게 일어나는 철판의 중앙부에서는 주파수 발진기가 60에서 100Hz 사이로 진동을 발생시킬 때 흙의 부착성이 가장 적은 것으로 조사되었다고 보고하였다.

王秀崙(1999)등은 로타리 경운 커버에 흙의 부착을 방지를 위한 시험을 실시하였다.

시험장치는 로타리 후레임에 모터와 편심캠을 장착하고 로타리 경운 커버를 진동시킬 수 있도록 구성하였다. 시험장치를 시험포장에서 모터의 회전수를 변화시켜 로타리 경운 커버에 진동을 발생시켜 작업하고 일정시간 작업 후 로타리 경운 커버에 부착된 흙의 분포와 중량을 측정하여 분석하였다. 시험결과 발진주파수가 25Hz, 30Hz 및 50Hz에서 토양의 부착성이 작은 것으로 조사되었고 그 중에서 특히 30Hz에서 가장 토양 부착성이 가장 작은 것으로 조사되었다고 보고하였다.

제 3 절 이론 분석

1. 트랙터 로타리날의 운동방정식

일반적으로 동력경운기 및 트랙터가 포장에서 주행할 때 타이어와 포장 표면 사이에는 슬립이 발생하며, 경운작업시 로타리 경운축의 부하변화가 극히 심하다. 이러한 원인으로 인하여 기체의 전진속도 및 경운축의 회전속도는 시시각각 변화가 발생하고

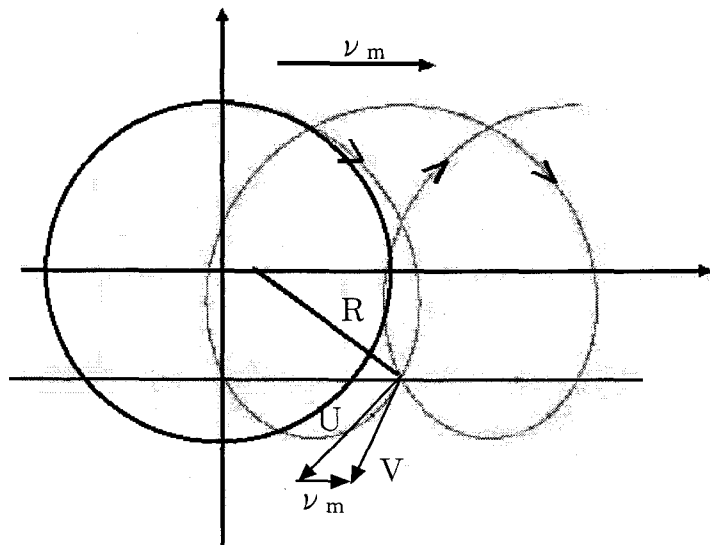


Fig. 1.5 The graph of the path of a point forward-turning rotary tillage.

있지만 어느 한 구간에서의 이들의 평균값은 거의 일정하다고 생각할 수 있다. 아래에서 진행한 로타리날의 운동분석은 이러한 조건을 전제로 한 기초에서 진행한다.

로타리날의 회전 속도와 전진 속도는 경운 성능에 큰 영향을 미친다. 따라서 로타리날의 운동 분석은 로타리날을 설계하는 데 필요한 자료를 제공할 수 있다. 로타리날은 회전운동과 병진운동이 동시에 이루어지는 하나의 평면운동이다. 경운날의 회전 방향은 위에서 아래로 토양을 절삭하는 하향 切削式과 반대로 아래에서 위로 절삭하는 상향 切削式이 있으나, 일반적으로 하향 切削式이 널리 채택되고 있다. 경운날의 회전 중심을 원점으로 하고 진행 방향을 x축, 연직 상향을 y축이라고 하면, 경운날 선단의 궤적은 두 형식에서 그림 1.5와 같이 모두 트로코이드(trochoid) 곡선으로 나타나며, 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} x &= \nu_m t + R \cos \omega t & \dots \dots \text{eq. (1.1)} \\ y &= R \sin \omega t \end{aligned}$$

Where, R = radius of rotor, cm

ν_m = forward velocity of machine, cm/s

ω = angular velocity of rotor, rad/s

t = time, sec

위의 식(1.1)을 시간 t에 대하여 미분하면 x, y 축의 속도 성분을 구할 수 있다. 즉,

$$V_x = \dot{x} = \nu - R\omega \sin(\omega t) \quad \dots \dots \text{eq. (1.2)}$$

$$V_y = \dot{y} = +R\omega \cos(\omega t) \quad \dots \dots \text{eq. (1.3)}$$

이때 날 선단의 절대속도 V는

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad \dots \dots \text{eq. (1.4)}$$

이다.

속도를 t에 대하여 미분하면 x, y 축의 가속도 성분을 구할 수 있으며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_x = \ddot{x} = -R\omega^2 \cos(\omega t) \quad \dots \dots \text{eq. (1.5)}$$

$$A_y = \ddot{y} = -R\omega^2 \sin(\omega t) \quad \dots \dots \text{eq. (1.6)}$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad \dots \dots \text{eq. (1.7)}$$

그림 1.6 (a)는 C형 트랙터 로타리날의 각부 명칭을 나타내었으며, 그림 1.6 (b)는 만곡부 각도요소를 나타냈다. 편평부에 평행인, 등고면으로 만곡부를 절단한 단면도이며, A_0 는 만곡부 도연선 위의 한 점이다. 등고면은 로타리날의 고정부(홀더)가 놓여진 평면에 평행인 면을 가리킨다. 만곡부의 형상을 연구함에 있어서, 등고면을 많이 이용하는데, 그 원인은 로타리날이 토양을 절삭할 때 만곡부는 편평부에 평행인 등고면을 따라서 토양을 절삭하기 때문이다.

그림 1.6 (b)에서 나타낸 여러 가지 각도요소들이 나타내는 의미는 다음과 같다.

ξ 는 형상각으로서, 로타리날 회전중심에서 고정부 두 구멍(hole)사이의 중심을 맺는 선과 최선단을 맺는 선이 이루는 각이고, β 는 궤적돌입각으로서, 도연선 위의 한 점 A_0 점을 지나는 등고면에서 회전중심과 A_0 점을 맺는 선과 A_0 점을 지나는 궤적곡선의 접선이 이루는 각이며, β_1 은 배각으로서, 도연선 위의 한 점 A_0 점을 지나는 등고면에서 회전중심과 A_0 점을 맺는 선과 A_0 점을 지나는 배면의 접선이 이루는 각이다.

δ 는 회피각으로서, 도연선 위의 한 점 A_0 점을 지나는 등고면에서 배면의 접선과 궤적곡선의 접선이 이루는 각이다.

여기에서 β , β_1 및 δ 사이에는 아래와 같은 관계가 있다.

$$\delta = \beta - \beta_1 \quad \dots \text{eq.(1.8)}$$

식(1.8)에서, β_1 의 값은 일정한데, β 가 경운 작업조건에 따라서 변화가 크기에 δ 도 경운 작업조건에 따라서 변화가 일어난다. 일반적으로 회피각 δ 가 매우 작아지게 되면, 배면이 전진방향의 미경토와 마찰이 일어날 가능성이 존재하며, 이 마찰에 의하여 마찰저항이 증가하게 된다. 따라서 절삭저항도 증가하게 된다. 이러한 현상이 일어나지 않게 하기 위하여 적절한 회피각이 형성되게끔 하려면 β 가 변화하는 범위를 연구할 필요가 있다. 이 범위를 연구함으로써, 경운작업시 적절한 δ 각이 형성되게끔 함으로써 소요동력을 감소시킬 수 있다.

ϵ 은 날끝각(tip angle)으로서, 도연선위의 한 점 A_0 점을 지나는 등고면에서 배면의 접선과 궤적곡선의 접선이 이루는 각이고, ψ 는 절삭각으로서, 그림 1.6 (b)에 나타낸 것처럼 날끝각과 회피각의 합을 가리킨다. 절삭각 ψ , 날끝각 ϵ 및 회피각 δ 사이에는 아래와 같은 관계가 존재한다.

$$\psi = \epsilon + \delta = \epsilon + \beta - \beta_1 \quad \dots \text{eq.(1.9)}$$

절삭저항과 절삭각 사이의 관계에 대한 이론적·시험적 연구결과에 의하면 일반적으

로 절삭각이 작을수록 절삭저항이 감소된다고 보고되었다. 식(1.9)에서 볼 수 있는 바와 같이 경운저항을 감소시키려면 날끝각 ϵ 과 회피각 δ 를 감소시켜야 한다. 그런데 날끝각은 칼날의 강도 및 제작상 너무 작게는 할 수 없다. 작두형날의 경우는 경운날의 재질이 스프링강일 경우 20° 정도는 되어야 한다. 날끝각이 최소한의 강도를 만족하여 만들어진 다음에는 경운저항을 절감시키기 위하여(이때 ϵ 은 일정하다고 봄) 최소한의 회피각이 이루어지게끔 하면 경운저항을 감소시킬 수 있을 것으로 사료된다.

3. 트랙터 로타리날의 형상

가. 단면형상

트랙터 로타리 날의 단면형상에는 작두형 날과 마찬가지로 그림 1.7에서 나타낸 것과 같이 양면날과 단면날 두 가지가 있다. 이 그림은 경운작업의 진행방향과 수직인 수평 측면에서 본 단면도이다. 그림에서 나타난 것과 같이 양면날 형식의 단면에서는 직선날 부의 수직방향 운동에 따라 날끝의 미경지 축의 토립자는 거리 S만큼 압축되어야 한다. 그러나 단면날인 경우에는 토립자의 미경지 축에 대한 압축이 아주 작고, 미경지 축과의 마찰 자체가 감소하기에 단면날의 경우 경운저항이 감소된다고 보고되었다.

이 연구결과를 이용하여 트랙터 로타리날 설계시 토양 절삭저항을 감소시키기 위하여 칼날부분을 단면날로 제작하면 소요동력의 절감에 유리하다고 사료된다.

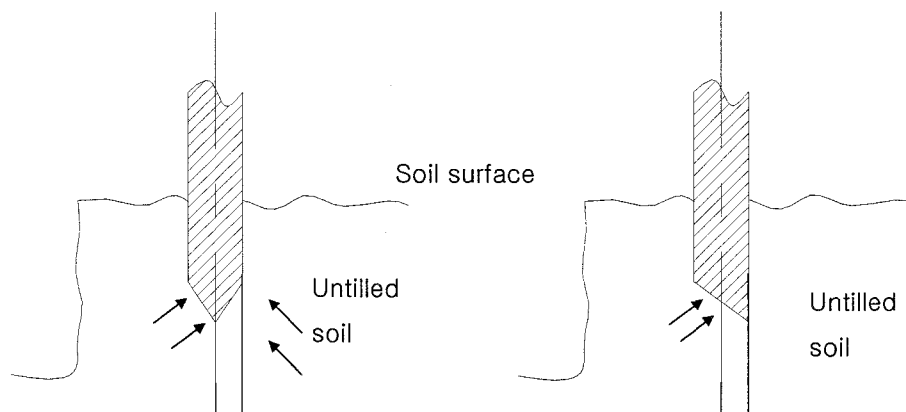


Fig. 1.7 Cutting operation of sectional shapes along lengthwise blades.

나. 만곡부 형상

트랙터 로타리날의 만곡부 형상에는 그림 1.8에 나타난 것과 같이 크게 두가지가 있다. 즉 만곡부를 만곡시켜 곡면으로 제작한 날과 만곡시키지 않고 평면으로 제작한 날로 구분된다. 이 그림은 경운작업 진행방향과 수직인 수평 측면에서 본 단면도이다.

이 그림에는 만곡부가 평면으로 제작된 것과 곡면으로 제작된 로타리날의 만곡부 각도요소의 차이점에 대하여 설명하였다. 만곡부가 평면일 때 날끝각 ϵ 은 칼날부와 배면이 등고면과 교차되어 이루는 두 직선사이의 각을 가리키지만, 만곡부가 곡면일 경우에는 칼날부가 등고면 위에서 이루는 직선(직선이 아닐 경우 직선이라고 가정)과 배면이 등고면과 교차되어 이루는 곡선의 도연선 위의 한 점에서의 접선이 이루는 각이다.

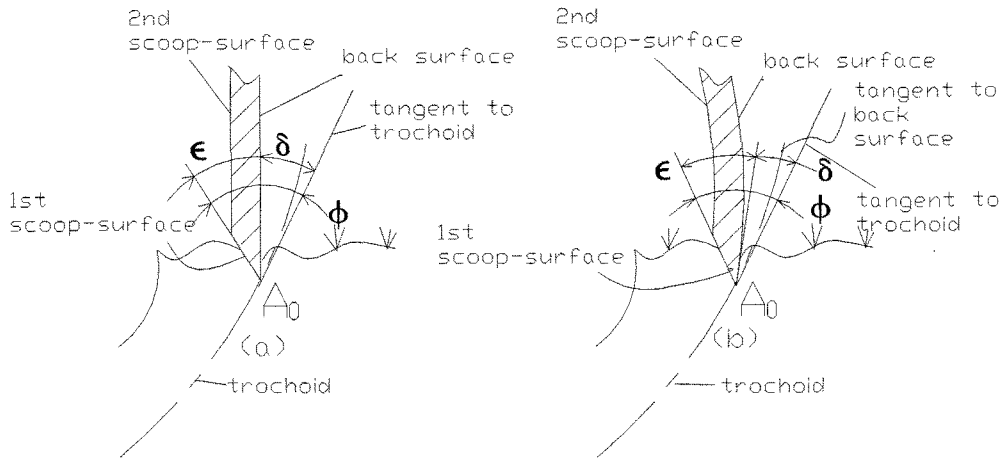


Fig. 1.8 The section form of bending part, where (a) shows the form of flat surface, and (b) shows the form of curved surface.

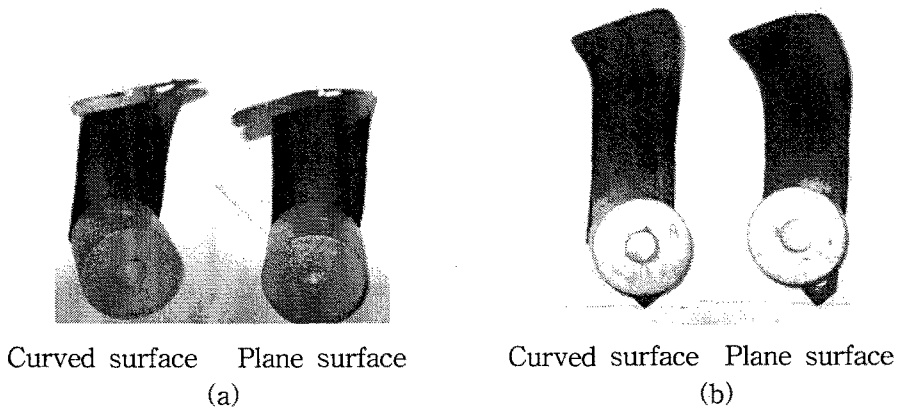


Fig. 1.9 The contrast photo shapes of rotary blade.

Table 1.1 The specifications of experimental rotary blade

Item		Blade of rotary	
		a type	b type
Shape angle, ξ (deg)		31.16	27.33
θ (deg)		8.52	8.24
Max. rotation radius, R_{\max} (mm)		263.32	263.70
Cutting width, w(mm)		137.98	139.47
Tip angle(deg)		13.56	14.01
Thickness(mm)		7.83	7.96
Diameter of hole		14.53	14.62
Distance of hole		51.29	51.75
Width of holder		70.48	70.31
120mm contour surface	R_1 (mm)	256.47	252.57
	R_2 (mm)	225.43	223.74
	X_{120} (deg)	26.94	31.92
70mm contour surface	R_1 (mm)	246.67	244.52
	R_2 (mm)	215.05	214.68
	X_{70} (deg)	31.59	33.69
20mm contour surface	R_1 (mm)	222.22	217.71
	R_2 (mm)	190.65	183.27
	X_{20} (deg)	36.41	34.16

본 연구에서는 트랙터 로타리날 설계시 만곡부 단면형상에 대하여 이론적인 분석을 진행하기 위하여 다른 설계요소들은 동일하고, 만곡부가 평면과 곡면으로 제작된 국내 b사의 로타리날을 구입하여 만곡부 형상에 대한 이론적 분석을 진행하였다.

그림 1.9는 시험에 사용된 로타리날의 사진을 나타냈으며, (a)는 단면에 수직인 방향에서 찍은 사진이고, (b)는 편평부에 수직인 방향에서 찍은 사진이다. 표 1.1은 날 제원을 나타낸 것이다.

표 1.1에서 a 타입은 만곡부가 평면형상인 로타리날이고, b 타입은 만곡부가 곡면형상인 경운날을 나타낸다. X, R₁, R₂가 나타내는 의미를 설명하기 위하여 아래와 같이 형상요소 측정방법에 대하여 설명한다.

그림 1.10에서는 공시 로타리날의 형상요소를 측정할 때 사용한 방법을 나타내었다. 여기에서 X축은 경운작업의 진행방향을 가리키며, Y축은 토양 표면에 수직인 상하방향을 가리킨다. 그림에서 나타낸 것과 같이 공시 로타리날 홀더부 홀 사이의 센터를 연결한 직선이 트랙터 진행방향과 수직되게끔 로타리날을 고정시키고, 고정시킨 면에 평행인 등고면과 만곡부가 교차되어 이루는 20, 70, 120mm 높이의 세가지 단면을 연구대상으로 하였다. 등고면을 연구대상으로 한 원인은 로타리날이 실제로 토양을 경운할 때는 등고면을 따라서 토양을 파헤치기 때문이다. 본 연구에서는 20, 70, 120mm 높이의 등고면을 연구대상으로 하였는데 그 원인은 국내에서 생산되는 로타리날의 두께가 10mm보다 작고 또 연구대상인 공시 로타리날들이 20mm좌우에서 만곡되기 시작되었기 때문에 20mm를 택하였으며, 최선단 높이가 135~140mm 범위에 있었기에 시험에 제공된 로타리날들에 공통으로 존재하는 120mm 높이의 등고면을 택하였으며, 만곡부가 변화하는 과정을 관찰하기 위하여 20mm와 120mm높이의 중간인 70mm의 높이도 연구대상으로 하였다.

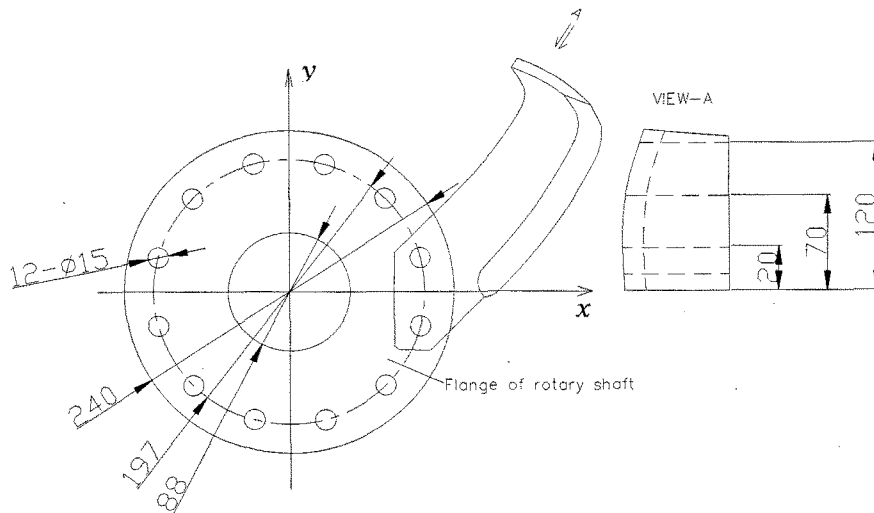


Fig. 1.10 The measuring schematic diagram of shape factors of rotary blade (I).

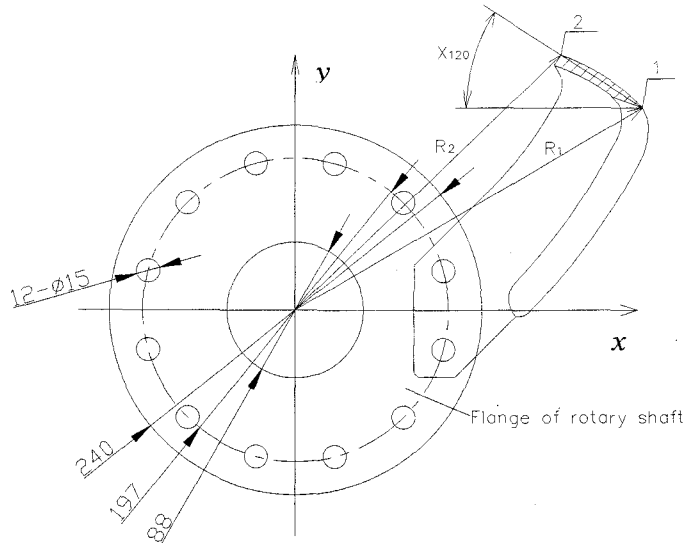


Fig. 1.11 The measuring schematic diagram of shape factors of rotary blade (II).

그림 1.11에서는 표 1.1에서 나타낸 R_1 , R_2 및 X_{120} 이 표시하는 의미를 설명하였다. 이 그림에서 나타낸 단면도는 120mm의 등고면으로 만곡부를 절단하였을 때 생기는 단면을 플랜지가 있는 평면에 투영하여 나타낸 것이다. 점 1은 120mm의 등고면과 만곡부의 배면이 교차되어 이루는 곡선에서 칼날곡선 위에 있는 점이며, 점 2는 배부 위에 있는 점이다. 점 1, 2와 로타리날 회전중심을 맺은 선분을 각각 R_1 , R_2 라고 하였으며, 라인 1-2와 기체 진행방향인 X축이 이루는 각을 X_{120} 라고 하였다. X각은 로타리날이 비틀어진 정도를 나타내는데, X각이 클수록 비틀어진 정도는 작다. 두 날이 비틀린 정도가 다르기 때문에 토양을 절삭할 때 절삭각이 다르다고 사료되어, 작도법으로 a형과 b형이 토양에 삽입될 때 절삭각을 비교하였다.

그림 1.12는 A형과 B형 날을 지름이 240mm인 플랜지에 장착하고, 100mm의 경심으로 경운작업을 진행할 때 120mm 등고면에서 도연선 위에 있는 점이 토양과 접촉할 때 날끝각 ϵ 과 회피각 δ 를 나타낸 것이다. 그림에서 점선으로 나타낸 원 1은 B형날의 120mm 등고면에서 도연선 위에 있는 점이 회전 시 나타내는 궤적이고, 원 2는 a형날의 120mm 등고면에서 도연선 위에 있는 점이 회전 시 나타내는 궤적이다. 그림의 I에 나타낸 단면은 로타리날을 그림에서의 위치에 고정시켰을 때 120mm 등고면에 의해서 절단된 면이 XY평면에서의 투영이다.

그림 1.13은 그림 1.12에서 I 부분을 확대한 것을 나타냈다. 그림에서 나타난 것과 같

이 A형과 B형날은 최대회전반경이 다르므로 120mm 등고면에 의해 절단된 도연선 위의 점이 회전반경이 조금 다르다. 표 1.1 및 그림 1.13에서 만곡부가 곡면인 로타리 날의 X각이 큰 것을 알 수 있다. 즉 만곡부가 평면인 날에 비해 적게 비틀어졌다.

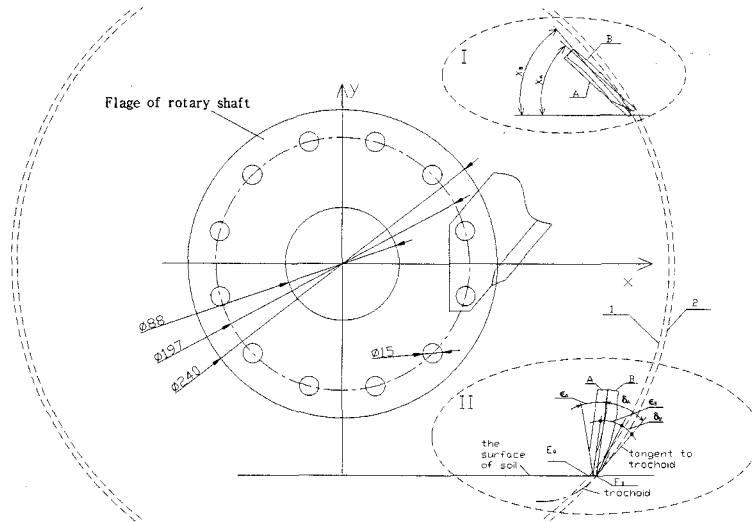


Fig. 1.12 The contrast diagram of scoop angle between rotary blade which the bending part is plane and curved surface of bending part when they cut in soil.

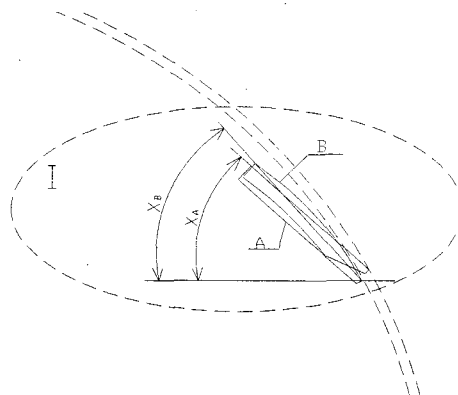


Fig. 1.13 The enlarged figure of part I.

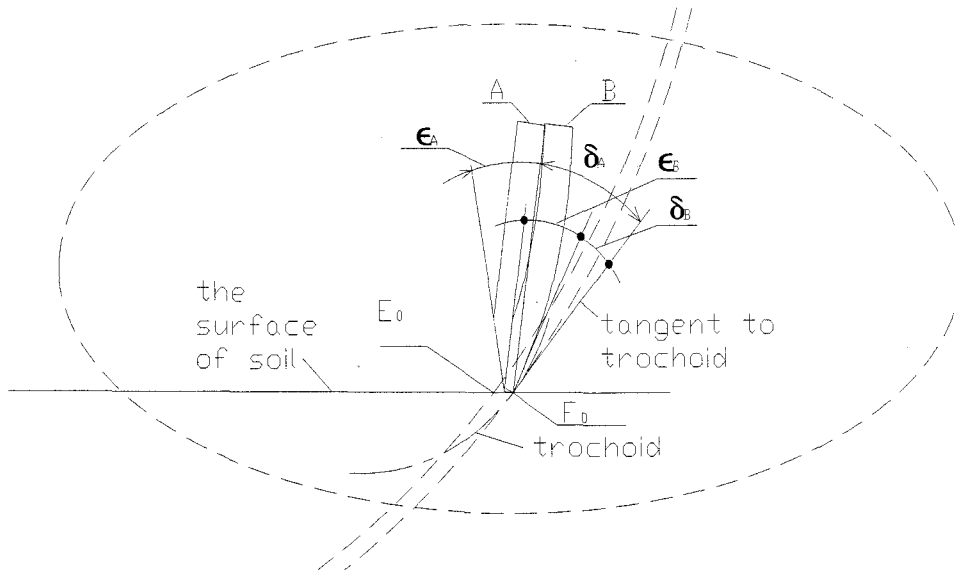


Fig. 1.14 The enlarged figure of part II.

그림 1.14는 A형과 B형날이 토양과 접촉하는 순간의 날끝각 ϵ 과 회피각 δ 를 나타낸 것이다. 그림에서 F_0 , E_0 은 A형과 B형 날이 회전하여 토양과 접촉할 때 120mm 등고면에서 도연선 위의 점이 토양과 접촉하는 점인데, 두 타입의 날의 절삭각을 비교하기 위하여 A형날을 E_0 점을 기준으로 F_0 점으로 수평 이동시켰다. 그림에서 나타난 것과 같이 토양에 절입되는 순간에 B형 날의 회피각 δ_B 가 A형 날의 δ_A 보다 작은 것을 알 수 있다. A형과 B형은 날끝각 $\epsilon_A = \epsilon_B$ 이므로, 토양에 절입시 B형날의 절삭각 ϕ_B 가 작다.

구 러시아의 파블로브⁵⁶⁾ 등이 절삭각이 17° , 30° , 42° 인 로타리날을 가지고 경운부하를 측정 한 결과, 절삭각이 30° 인 로타리날이 절삭각이 17° 인 로타리날에 비해서 소요동력이 60~80%증가하는 것으로 나타났으며, 절삭각이 42° 인 로타리날이 절삭각이 17° 인 로타리날에 비하여 두 배정도 증가되는 것으로 보고되었다.

위에서 서술한 연구결과를 이용하면 본 연구에서 비교한 두 날은 토양 절입시, X각이 큰 B형날(적게 비틀림)의 절삭각이 X각이 작은 A형날(상대적으로 많이 비틀림)에 비하여 작으므로, 경운작업을 진행할 때 경운부하가 감소될 것으로 사료된다. 이 이론 연구결과는 만곡부가 평면인 것과 곡면인 날의 비교 결과지만, 다른 설계요소는 동일하고 만곡부가 평면이며, 비틀어진 정도가 다른 두 날의 경운부하 비교에도 적합하다

고 사료된다.

다. 단면 θ 각

트랙터 로타리날의 端面형상은 θ 각의 값에 의하여 θ 각이 플러스인 날과 마이너스인 날로 크게 두 가지로 나눌 수 있다. θ 각은 그림 1.15에 나타낸 것과 같이 로타리날의 최선단을 지나는 등고면과 端面이 이루는 각이다. 본 연구에서는 로타리날 端面이 최선단을 지나는 등고면 위를 초과하였을 때 이루는 각의 부호를 마이너스로 지정하였으며 등고면 아래에 있을 때 이루는 각의 부호를 플러스로 지정하였다. 따라서 로타리날의 端面형상은 θ 각이 플러스인 경우와 θ 각이 마이너스인 경우로 나누어진다. θ 각이 마이너스인 경우에는 경운작업시 로타리날 단면이 미경지 측의 토양을 압축하고 마찰하기에 경운부하가 증가될 것이라고 사료되며, 플러스인 경우에는 로타리날이 뒤로 떠내는 흙의 양은 조금 감소가 되지만 미경지 측과 마찰이 발생하지 않기에 소요동력 절감에는 유리하다고 사료되었다. 본 연구에서는 θ 각이 마이너스 값을 나타내는 로타리날을 가공하여 플러스 값을 나타내게 하였으며, 가공하기 전의 θ

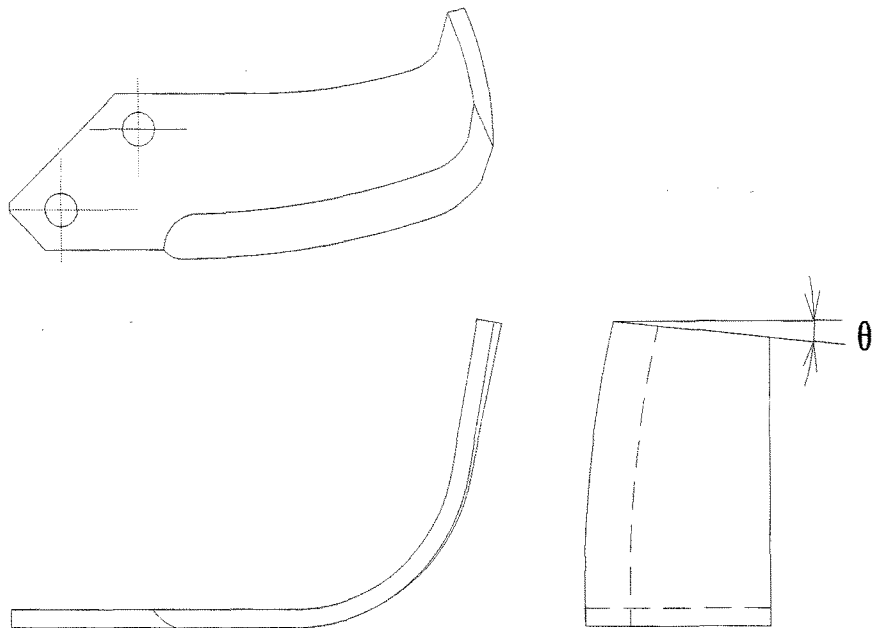


Fig. 1.15 The figure of θ made by the end surfaces of rotary blade.

각이 마이너스인 날과 함께 인공토양조에서 경운부하 측정시험을 진행하고, 그 결과를 비교·분석하여 소요동력 절감에 유리한 θ 각의 부호를 제시하려고 한다.

제 4 절 중부지방 로타리 경운작업 실태

2000년도 기준 농작업별 기계화율을 살펴보면 경운·정지작업의 경우 평균 98.5%에 이르고 있다. 그 중 트랙터의 이용비율이 약 73%에 이르는 것으로 조사되어(표 1.1) 실제 현지에서의 트랙터 이용실태를 파악하여 경제적인 이용방안 마련을 위한 기초자료를 얻고자 충남 아산시 일대의 44농가를 대상으로 농작업 중 경운·정지 작업유형 및 연간 작업실태를 농가방문 설문을 통하여 조사 분석하였다. 조사지역의 주요통계는 표 1.2 및 1.3과 같다.

Table 1.2 The ratio of mechanization by farm working (unit : %)

classification	'99	'00		
		total	walking	riding
tillage & soil preparation	98.7	98.5	25.9	72.6
a rice paddy	99.6	99.7	20.1	79.6
a dry field	96.7	96.0	37.1	58.9
rice transplanting	97.5	98.2	75.4	22.8
pest control	98.5	98.9	92.3	6.6
harvesting	97.0	98.4	5.3	93.1
threshing	99.7	100	6.3	93.7

Table 1.3 The basic statistics of sample

population (persons)	185,847 (farmer : 40,743 farm : 12,606)			
farm area (ha)	19,775 (a rice paddy : 13,400 a dry field : 6,375)			
possession farm machine (EA)	a power tiller	a farm tractor	combine	rice planting machine
	8,659	2,548	1,096	4,100
total : 16,403				

① 경운·정지작업의 기계구분

경운·정지작업의 기계구분결과 쟁기작업 중 트랙터에 의한 작업이 98%의 높은 비율을 차지하였고, 경운기에 의한 작업이 2%의 비율을 차지하였다. 로타리 작업에서 트랙터 로타리 작업이 98.5%의 높은 비율을 나타냈고, 경운기 로타리 작업이 1.5%를 나타내었다(표 1.4).

② 트랙터 보유현황

농가별 트랙터 보유현황은 40마력 미만인 18.2%, 40마력~50마력 미만인 18.2%, 50마력~60마력이 40.9%, 60마력 이상이 22.7%를 차지함으로써 트랙터의 보급추세가 중대형 기종 위주인 것으로 나타났다(표 1.5).

③ 트랙터 경운·정지작업 유형

트랙터 경운·정지작업에서 1유형(추경→1차쇄토→2차쇄토)이 38.6%, 2유형(추경→1차쇄토)이 6.8%, 3유형(춘경→1차쇄토→2차쇄토)이 40.9%, 4유형(춘경→1차쇄토)이 9.1%, 5유형(1차쇄토→2차쇄토)이 4.5%, 6유형(1차쇄토)이 0%로서 1차쇄토 후 2차쇄토를 하는 유형이 79%의 높은 비중을 차지하였다(표 1.6).

④ 트랙터 연간 로타리 작업면적

설문조사 결과 트랙터 연간 로타리 작업면적은 17ha 미만인 36.4%, 17ha~33ha가 31.8%, 33ha~66ha가 27.3%, 66ha 이상이 4.5%를 차지하였다(표 1.7).

⑤ 트랙터 로타리날 교환부담 면적

트랙터 로타리날 교환 부담면적(작업면적/1회교환)은 17ha 작업후 교환 비율이 27.9%, 17ha~33ha 작업후 교환 비율이 25.6%, 33ha~66ha 작업후 교환 비율이 11.6%, 66ha 작업후 교환 비율이 34.9%로서, 33ha 작업후 교환하는 농가가 46.6%를 차지하였다(표 1.8).

⑥ 트랙터 로타리날 교환주기

트랙터 로타리날 교환주기(년/1회교환)는 1년 미만이 11.6%, 1년~2년이 32.6%, 2년~3년이 18.6%, 3년 이상이 37.2%로서 2년/1회교환 이상인 농가가 절반이상을 차지하고 있었다(표 1.9).

⑦ 흙부착으로 인한 작업성능저하의 손실비용

로타리 경운작업시 로타리 및 로타리 커버에 흙이 부착되면 보통의 경우 로타리를

3~5분정도 고속으로 공회전시켜 흙을 제거하나, 흙이 부착된 정도가 심한 경우에는 로타리를 물속에 로타리축이 잠길정도로 담구어 공회전시켜 제거하는것으로 조사되었다. 흙이 부착되면 흙을 제거하고 다시 작업을 하기까지 약 10여분이 소요되며, 이를 비용으로 환산하면 주행속도 2.88km/h (0.8m/s), 작업폭 1.75m, 그리고 돌머리 선회 및 포장슬립을 고려한 작업효율을 0.8로 설정하였을 때 작업능률은,

$$\text{작업능률} = 2.88\text{km/h} \times 1.75\text{m} \times 0.8 = 4,032\text{m}^2/\text{h} \text{ (} 67.2\text{m}^2/\text{min} \text{)}$$

이므로 10분지연시 672m²(203.3평)의 면적을 작업하지 못한다. 로타리 작업단가는 농촌진흥청 농업경영관실의 자료에 따르면 3.24m²(1평)당 95원으로 나타나있다. 따라서 분당 67.2m²의 작업손실이 있으므로 흙부착으로 인한 작업성능저하의 손실비용은 19,310원이 되며, 3~5분 공회전에 관한 유류 손실비 약 200원이 발생하게 되어, 총 손실비는 19,510이 되는 것으로 나타났다.

Table 1.4 The actual conditions of tillage

classification	plow tilling		rotary tilling		explanatory
	fram no. (house)	rate(%)	farm no. (house)	rate(%)	
a farm tractor	1,705	98	1,715	98.5	
a power tiller	35	2	27	1.5	29 villages
total	1,742	100	1,742	100	

Table 1.5 The present conditions of tractor possess

classification	farm no.(house)	rate (%)
under 40 hp	8	18.2
40 hp~50 hp	8	18.2
50 hp~60 hp	18	40.9
above 60 hp	10	22.7
total	44	100

Table 1.6 The patterns of tilling and ground leveling of tractor

classification				farm household (EA)	rate (%)
autumn tilling	spring tilling	1st soil harrowing	2nd soil harrowing		
○		○	○	17	38.6
○		○		3	6.8
	○	○	○	18	40.9
	○	○		4	9.1
		○	○	2	4.5
		○		0	0.0
total				44	100

Table 1.7 The areas of tilling area by tractor in a year

classification	farm no. (house)	rate (%)
under 17ha	16	36.4
17ha~33ha	14	31.8
33ha~66ha	12	27.3
over 66ha	2	4.5
total	44	100

Table 1.8 The areas of exchange of tractor rotary blade

classification	farm no. (house)	rate (%)
under 17ha	12	27.9
17ha~33ha	11	25.6
33ha~66ha	5	11.6
over 66ha	15	34.9
total	43	100

Table 1.9 The periods of exchange of tractor rotary blades

classification	farm no. (house)	rate (%)
under 1 year	5	11.6
1 ~ 2 years	14	32.6
2 ~ 3 years	8	18.6
over 3 years	16	37.2
total	13	100

제 2 장 기존 트랙터 로타리날 분석

제 1 절 서 언

로타리날의 경우, 가장 중요하다고 판단되는 것이 토양에 작용하는 로타리날의 운동 특성이라 사료된다. 즉, 토양에 작용하는 운동특성에 따라 경운 소요 동력의 크고 작음이 나타나게된다. 로타리날의 형상에 따른 로타리날이 토양에 닿는 순서와 로타리날 배면이 토양에 닿는 임계 λ 값, 그리고 로타리날 선단면과 토양과의 접촉여부가 로타리 경운 작업시 소요동력을 결정하게 된다.

본 연구는 트랙터용 로타리날의 운동특성을 분석하는 연구로서, 로타리날 운동특성 분석장치를 이용하여 기존에 국내에서 사용되는 로타리날로 경운 작업을 할 경우, 로타리날의 운동 및 형상, 구조에 따른 운동특성을 정밀 분석하는데 목적이 있다.

제 2 절 재료 및 방법

1. 공시재료

본 시험에 사용한 로타리날은 우리나라의 대표적인 로타리날 회사 4곳과 외국기업 1개사의 제품 중 트랙터 50~60마력용 C형 로타리날을 무작위로 선정하여 시험에 사용하였다. 또한 시험용 인공 토조는 800mm×300mm×200mm의 간이 토조를 제작하여 사용하였으며, 인공 토양은 중량비 42.31%의 벤토나이트, 44.19%의 모래 및 13.50%의 SAE 10W 윤활유로 제조하여 시험에 사용하였다.

2. 로타리날의 형태분석

본 시험에서는 우리나라의 대표적인 로타리날 회사 4곳과 외국기업 1개사의 로타리날을 기하학적으로 분석하였다. 로타리날 각부의 치수를 측정·분석하였고, 기하학적 형태를 분석하였다. 치수 측정은 1/100 정밀도의 디지털 버니어캘리퍼스 및 height gauge를 이용하였으며 각 로타리날 도연선의 좌표를 실측하여 비교 분석하였다.

3. 로타리날의 운동분석

가. 하드웨어 설계

본 연구에서 개발한 트랙터 로타리날 운동특성 분석장치는 미세 제어를 하기 위하여 트랙터 진행방향으로의 진행과 로타리날이 회전을 할 수 있도록 각각의 축에 서보모터를 장착하여 로타리 작업과 같은 형태로 미세하게 구동할 수 있게 하였다. 그림 2.1은 로타리날 운동특성 분석 시스템의 구성도를 나타낸 것이고, 그림 2.2는 운동특성 분석을 하는 모습을 나타낸 것이다. 표 2.1에는 시스템의 제원을 나타내었다.

1) 트랙터 진행방향 구동부

본 연구에서 연구·개발한 로타리날 운동특성 분석 시스템의 한 구동부인 트랙터 진행방향의 구동은 (주)인컴기술사의 고하중용 액츄에이터를 사용하였다. 이 액츄에이터는 전체 스트로크가 1,300mm이며, 모터의 회전운동을 직선왕복운동으로 변환시키는 볼 스크류의 피치는 5mm이다. 상하좌우의 큰 하중 및 모멘트에 견딜 수 있도록 직선왕복부가 설계되었으며 구동 모터로는 Panasonic社의 200W AC servo motor를 사용하였다. 그림 2.3은 시험에 사용된 고하중용 액츄에이터를 나타낸 것이다.

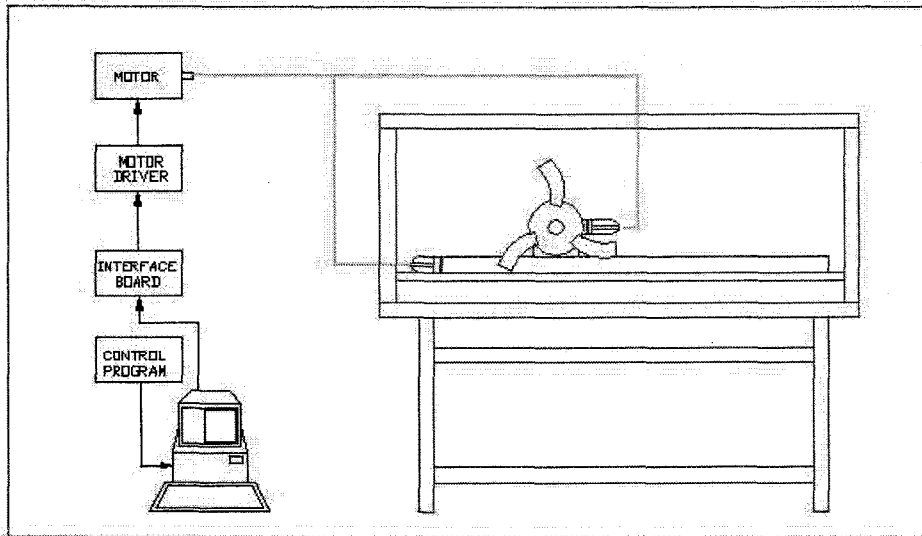


Fig. 2.1 Schematic diagram of system for analyzing revolution motion characteristics of rotary blade

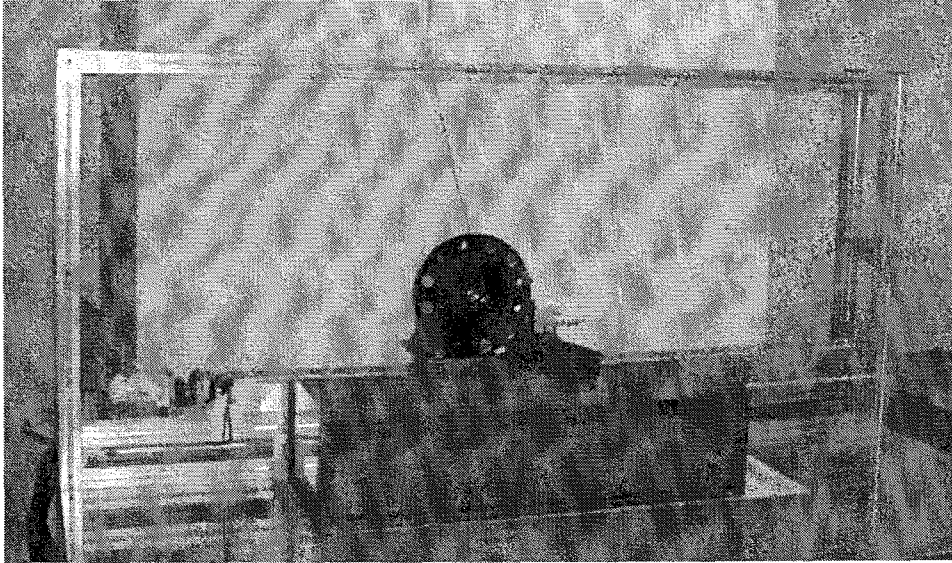


Fig. 2.2 Photo of system for analysis of motion characteristics of rotary blade

Table 2.1 Specification of the system for analysis of revolution motion characteristics of rotary blade

Item	Specification
Servo Motor	200W, 400W, 100V
Motor Driver	200W, 400W, 100V, 50/60Hz
Motor Interface Board	2 axes control, I/O 8 channels
Actuator	1,300 stroke
Speed reducer	reducing ratio : 1/15, 0.4kw
PC	Pentium II

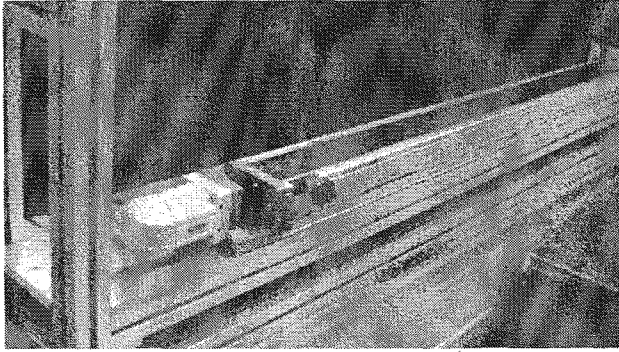


Fig. 2.3 Photo of actuator used as tractor forward direction axis

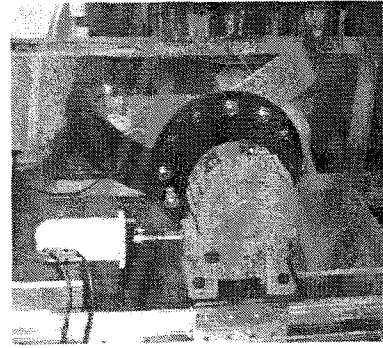


Fig. 2.4 Photo of revolution motion part of rotary blades

2) 로타리날 회전구동부

로타리날 회전 구동부로는 모터의 회전축을 90°로 변환할 수 있고, 모터의 회전속도를 1/15의 감속비로 감속할 수 있는 일본 平井減速機製作所 제품의 400W 워엄감속기를 사용하였는데, 이는 모터의 힘으로 인공토양을 절단하고 플랜지와 로타리날을 구동하기엔 무리가 있다고 사료되었기에 워엄감속기를 사용하였다. 워엄감속기 구동용 모터는 Panasonic社의 400W AC servo motor를 사용하였다. 플랜지는 국내 J社에서 시판하고 있는 플랜지형 로타리의 플랜지와 동일하게 가공하여 워엄감속기 축에 장착될 수 있도록 하였고, 로타리날을 장착할 수 있도록 역시 J社의 플랜지와 동일하게 제작하여 시험에 사용하였다. 그림 2.4는 로타리날 회전구동부를 나타낸 것이다.

나. 소프트웨어 설계

본 연구에서 개발된 로타리날 운동특성 분석시스템의 구동용 프로그램은 Visual Basic 6.0 프로그래밍 언어가 사용되었다. 로타리날의 회전속도에 대한 트랙터 전진속도의 비인 λ 값(eq.(2.1))을 변화시키면서 인공토양을 절단하며 운동특성을 분석할 수 있도록 하였다. 미리 계측한 최대 회전 반경과 로타리날의 회전속도, 트랙터 전진속도 등을 설정하여 λ 값에 따른 각 로타리날의 운동특성을 분석할 수 있게 하였다. 그림 2.5는 로타리날 운동특성 분석시스템 구동 프로그램을 나타낸 것이다.

$$\lambda = \frac{U}{V} = \frac{R\omega}{V} \quad \dots \dots \dots \text{eq.(2.1)}$$

where, R = rotor radius
 ω = rotational velocity of rotor
 V = machine forward velocity

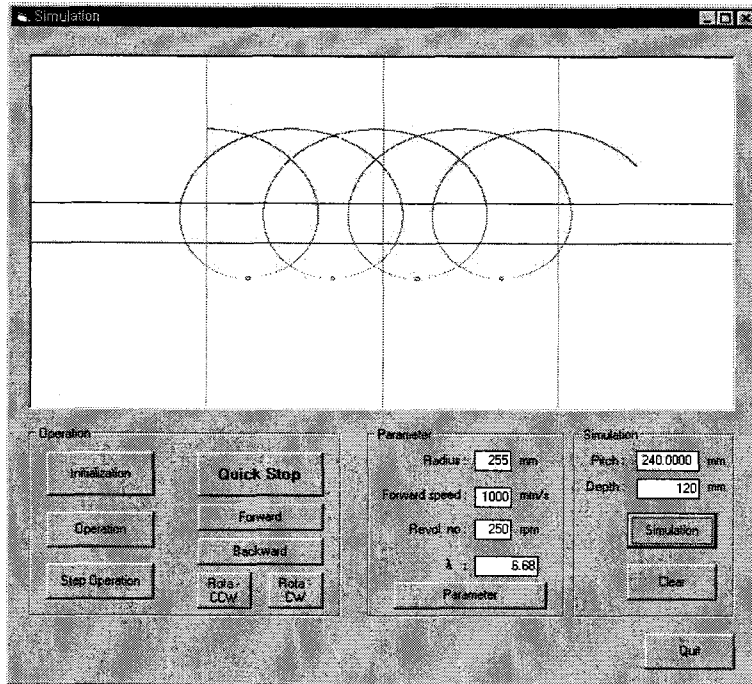


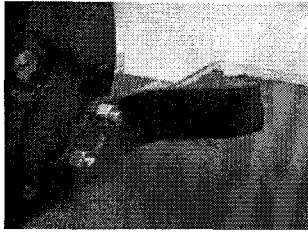
Fig. 2.5 The main window of control program of system for analysis of revolution motion characteristics of rotary blade

다. 시스템 성능시험

본 연구에서 개발된 로타리날 운동특성 분석시스템은 컴퓨터의 제어에 의해 모든 동작과 계측이 이루어진다. 따라서 컴퓨터 제어 프로그램에 의해 시스템이 정확히 작동되는지를 주안점으로 삼아 시스템 성능시험을 실시하였다.

라. 로타리날 운동특성 분석

로타리날의 운동특성 분석은 로타리날의 회전속도에 대한 트랙터 전진속도의 비인 λ 값에 따라, 각 제조회사별로 로타리날이 인공토양과 접촉하면서 일어나는 현상을 분석하였다. 각 제조회사별 로타리날의 3차원 배면(flank) 좌표를 얻어, 운동특성 분석 결과와의 비교 분석을 통하여 로타리날 설계 인자의 문제점 및 보완점을 찾았으며, 그에 따른 트랙터용 로타리날 개발 방향을 설정하였다. 그림 2.6에서 운동특성 분석을 하고 있는 모습을 보여주고 있다.



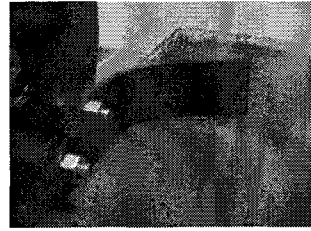
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 2.6 Photo of testing for analysis of motion characteristics
(a) a type, (b) b type, (c) c type, (d) d type

제 3 절 결과 및 고찰

1. 시스템 성능시험 결과

본 연구에서 개발된 로타리날 운동특성 분석시스템의 성능시험은 로타리날의 회전속도에 대한 트랙터 전진속도의 비인 λ 값의 변화에 따른 시스템의 동작시험을 회전속도를 측정할 수 있는 타코메타를 사용하여 시스템의 정확도를 측정하였다. 본 시험에 사용된 타코메타는 일본 YEW社의 pocket tachometer를 사용하였으며, 이 계측기의 측정오차는 측정범위의 0.01%이었다. 구동 프로그램에 의해 구동되는 모터의 회전속도를 측정하여 전진속도로 환산하여 분석하였다. 또한 로타리날 회전부의 모터 또한 동일 방법으로 회전수를 측정하여 시험하였다. 시험결과 측정범위 내에서는 오차가 없었으며, 회전속도 및 이동거리가 제어상 거리와 일치하였다.

2. 로타리날의 형태분석 결과

그림 2.7 및 표 2.2에 각 로타리날의 설계인자를 나타내었다.

설계인자를 살펴보면 먼저, $\theta 1$ 은 플랜지 중앙과 토양면사이의 거리가 13cm 이고 로타리날 도연선이 토양표면에 접촉하는 순간 수직축과 첫 번째 로타리날 고정볼트 구멍중앙과 플랜지 중앙을 연결한 선분 사이에 이루는 각을 나타낸 것이고, $\theta 2$ 는 수직축과 단면이 이루는 각, $r 1$ 은 로타리날 회전반경, $h 1$ 는 최선단 높이, $h 2$ 는 로타리날을 세웠을 때 지면에서부터 도연선 끝점까지의 수직거리, $t 1$ 은 로타리날의 두께, $w 1$ 는 로타리날 폭, $w 2$ 는 로타리날 중간 폭, $w 3$ 는 로타리날 단면 폭을 나타낸 것이다.

Table 2.2 The design parameter of rotary blade

	$\theta 1$ ($^{\circ}$)	$\theta 2$ ($^{\circ}$)	$r 1$ (mm)	$h 1$ (mm)	$h 2$ (mm)	$t 1$ (mm)	$w 1$ (mm)	$w 2$ (mm)	$w 3$ (mm)
a type	21.7	7.76	255	136.8	28.3	8	70	72.3	66.7
b type	21.9	3.8	255	138	11.5	8	70	72.1	68.6
c type	21.5	2.88	255	138.2	12.1	8	70	73.2	73.5
d type	21.2	9.04	250	135	23.3	8	70	73.9	66.6

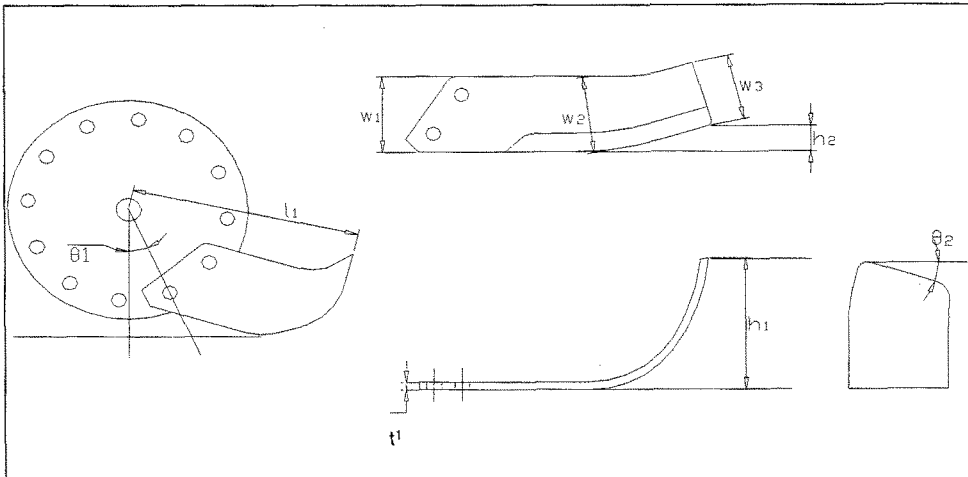


Fig. 2.7 Schematic diagram of design parameter of rotary blade

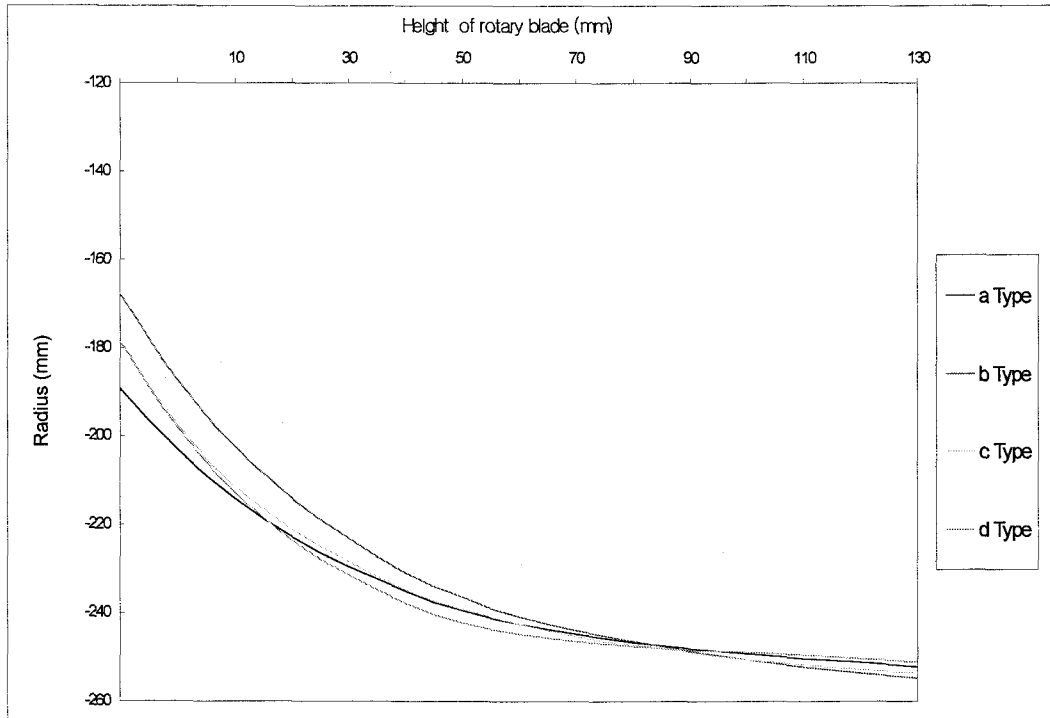


Fig. 2.8 The graph of edged-curve of rotary blade in each type

로타리날 형태를 보면 $\theta 2$ 값은 b, c type 로타리날이 적고, a, d type 로타리날이 크게 나타났다. w3값은 c type 로타리날이 다른날에 비해 상대적으로 크게 나타났다.

그림 2.8은 각 로타리날의 가상 절삭단면을 비교하기 위해 xcnrdpsms 경운날의 높이를 y축에는 경운날의 해당 회전반경을 나타내었다. 위의 그림 2.8을 보면, b type의 로타리날이 다른날에 비해 로타리날 높이당 회전반경이 작아 로타리 경운시 경운부하가 적게 측정되리라 사료된다.

3. 로타리날 운동분석 결과

본 연구에서는 각 로타리날 제작회사의 로타리날 배면의 3차원 입체좌표를 획득하여 로타리날에 의한 토양 경운시 로타리날의 도연선(edge line) 부분이 토양에 접할 때의 투영 형상 및 위치를 판단하였으며, 실질 시험과의 차이점을 분석하였다. 그림 2.9은 로타리날 회전시의 형상을 3차원 이미지 투영 프로그램으로 확인하고 있는 모습의

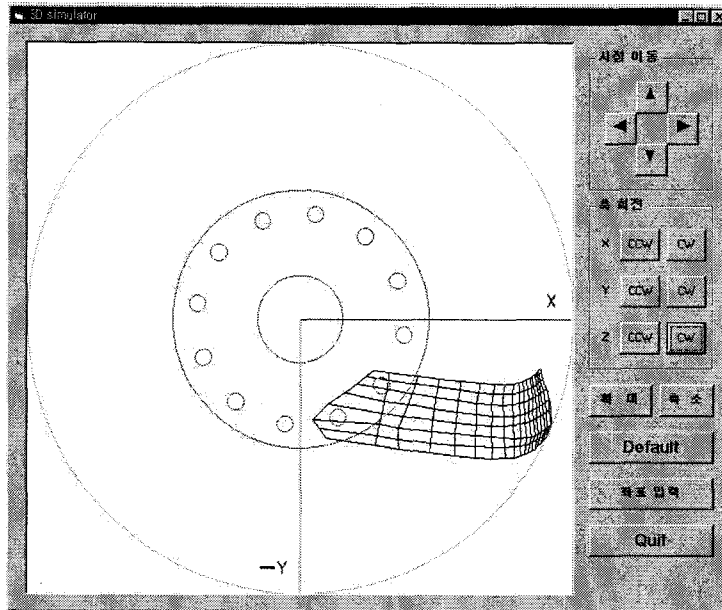


Fig. 2.9 3D simulation of revolution of rotary blade

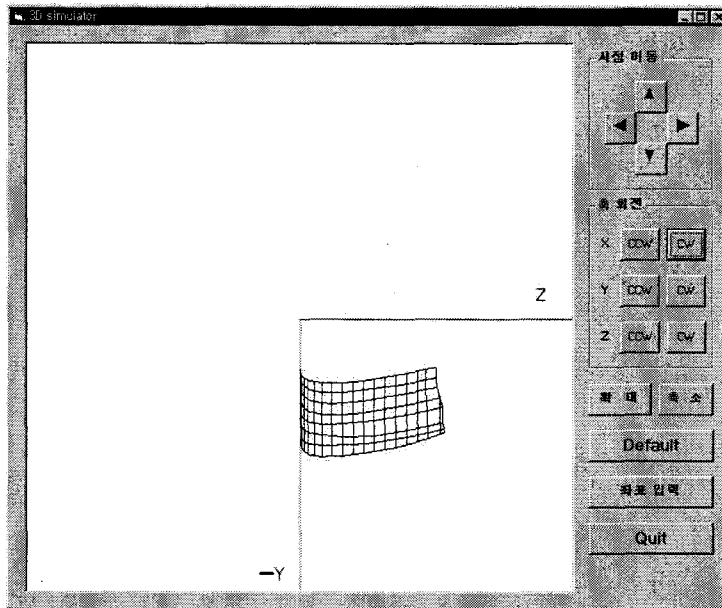


Fig. 2.10 Analysis of rotary blade coordinates according to revolution angle

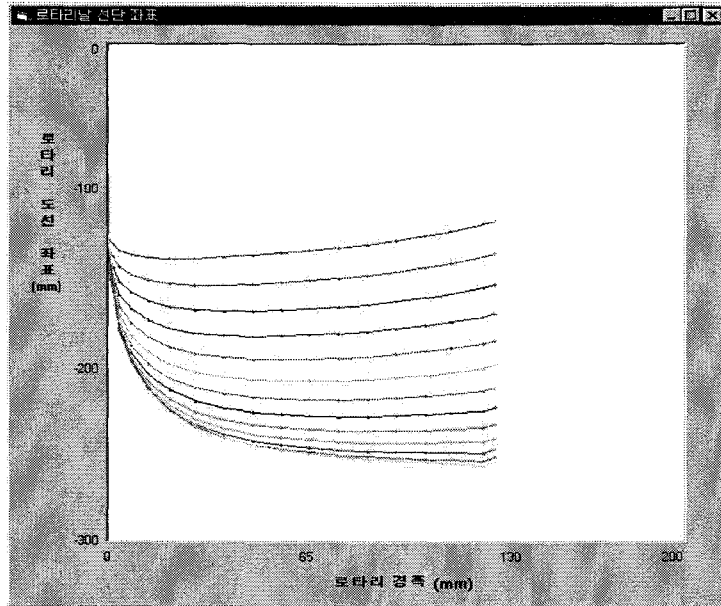


Fig. 2.11 The result of rotary blade coordinates according to revolution angle

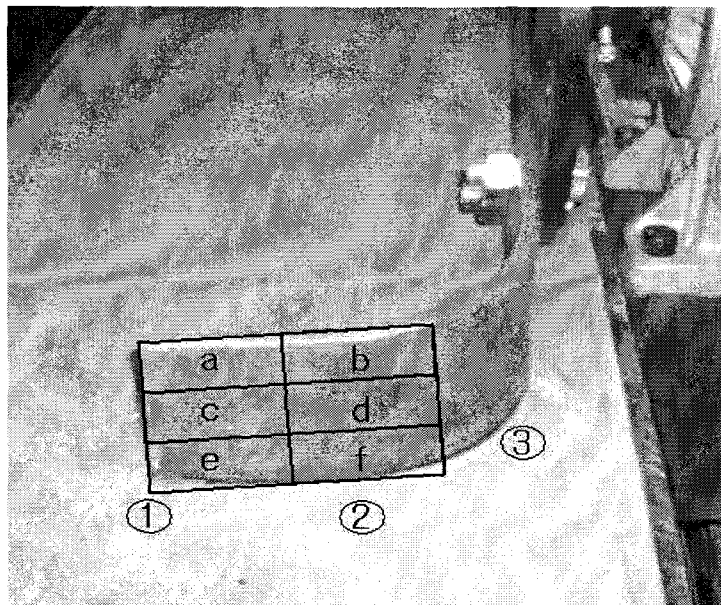


Fig. 2.12 Schematic diagram of C type rotary blade

Table 2.3 The position of rotary blade contacted with soil according to tilling depth

DFS (mm)	a type	b type	c type	d type
130	③	②	②	③
140	②	②	②	②-③
150	②	②	②	②
160	②	②	②	②
170	①-②	②	②	①-②
180	①	②	②	①

※ DFS = distance from flange center to soil surface (cf. Fig. 2.12)

Table 2.4. The result of analyzing revolution motion characteristics of rotary blade

Item	a type	b type	c type	d type
Position contacted with soil	c-e	e-f	e	e-f
End Line contacted with soil	false	false	false	false
Critical λ	3.29	3.36	3.86	3.12

※ distance form center to soil surface = 13 cm (cf. Fig. 2.12)

예이며, 그림 2.10는 로타리날의 회전시 날이 토양에 접하는 형상을 분석하는 모습의 예이다. 그림 2.10에 의해 입력된 도연선 좌표의 예를 그림 2.11에 나타내었다. 시뮬레이션의 결과 및 로타리날 운동특성 분석의 결과를 표 2.3, 2.4에 나타내었다.

그림 2.12와 표 2.3에서 살펴보면, 플렌지 센터와 토양 표면과의 거리가 130~180mm 일때 b, c, 의 제품은 ②부분에서 토양에 닿기 시작하였으며, a, d type의 제품은 ③ 부분에서 토양과 접촉하기 시작했다. 또한, 표 2.4에서와 같이 로타리날의 회전속도에 대한 트랙터 전진속도의 비인 λ 값(eq.(2.1))을 변화시키면서 토양을 절단하는 분석을 실시한 결과로 로타리 배면이 토양에 닿는 임계 λ 값을 찾아내었으며, 이는 로타리 경운 작업시 고려되어야 할 중요한 사항이라 사료된다. λ 값이 크다는 것은 로타리의 회전속도가 같을 때 트랙터 전진속도가 작다는 의미이기 때문에 경운피치가 작아진다는 뜻이 된다.

임계 λ 값에서 배면이 토양에 닿는 부위를 찾아낸 결과, e와 f 부분에서 토양과의 접촉이 많은 것으로 나타났다. 로타리 경운 작업시 단면(end line)과 토양과의 접촉여부를 관찰한 결과 대부분의 제품이 토양과 접촉이 없었다.

제 4 절 요약 및 결론

본 연구는 기존의 트랙터용 로타리날의 형상에 따른 운동특성을 측정, 분석하는 연구로서, 로타리날의 형상을 측정하고, 로타리날 운동특성 분석장치를 이용하여 기존에 국내에서 사용되는 로타리날로 경운 작업을 실시할 경우, 로타리날의 형상 및 구조에 따른 운동특성을 정밀 분석하고자 본 연구를 수행하였으며, 그 구체적인 연구 결과는 다음과 같다.

1. 우리나라의 대표적인 로타리날 회사의 4곳 제품 중 트랙터 50~60마력용 C형 로타리날을 선정하여 시험에 사용하였다
2. 로타리날 운동분석 결과 a, d type의 로타리날이 ③부분에서 토양과 접촉하기 시작하였다.
3. 임계 λ 값에서 로타리날 배면이 토양과의 접촉하는 부분을 분석한 결과 대부분 e-f 부분에서 토양과의 접촉이 이루어졌으며, 이는 로타리 경운 작업시 토양과의 마찰을 적게 하여 소요동력을 감소시키는 원인이라 사료된다.

제 3 장 자동 토양경도 측정 시스템

제 1 절 서 언

노지에서 농기계를 사용할 경우, 노지의 상태가 농기계의 특성 및 성능에 큰 영향을 미치며, 특히 토양의 경도는 각종 노외기계의 주행과 포장작업에 큰 영향을 미치고 있다.

노지에서 경운작업을 실시할 경우 토양경도에 따라 경운부하가 달라지기 때문에 경운시 소요되는 소요 에너지의 차이를 가져올 수 있다. 토양경도를 측정하는 방법으로는 콘 페니트로메타를 이용한 수동식 토양경도 측정기를 사용하는 것이 대부분이며, 이는 일정하지 않는 관입속도, 부정확한 관입방향, 수동식에 따른 측정자에게서 전달되는 진동 등으로 측정값의 부정확성을 가져온다. 이러한 부정확한 측정값은 새로운 기계를 시험하거나 비교시험을 실시할 때 동일 시험조건을 만들어주지 못하기 때문에 정확한 비교 시험을 할 수 없게 만든다.

이에 본 연구에서는 지금까지의 토양경도 측정장치의 부정확성 및 기동성을 개선하여 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템을 개발하는데 목적이 있다.

제 2 절 재료 및 방법

1. 공시재료

본 연구에서 사용된 공시 트랙터는 대동공업(주)에서 제작 생산한 22마력 트랙터이다. 비교적 소형이나 기동성과 개발된 자동 토양경도 측정 시스템의 부착성이 용이하여 본 시험에 사용하였다. 개발된 시스템의 성능 검증을 위해 공인된 수동형 토양경도 측정기와 측정치 비교 시험시 사용한 기기로는 Spectrum Technologies, Inc社의 디지털형 Soil Compaction meter(검출깊이 0.45 m)를 사용하였다. 또한, 본 연구에서 개발된 시스템의 성능시험은 충남대학교 농업생명과학대학 부속농장 시험포장에서 실시하였으며, 시험포장의 평균 함수율은 약 33 %(d.b.)이었다.

트랙터 폭 방향으로 토양경도 측정부를 움직일 수 있게 하였으며 토양경도 측정부에 달려있는 콘이 부착된 봉이 토양으로 관입될 수 있도록 토양과 수직방향으로 상하운동을 할 수 있도록 설계하였다. 시스템의 구동은 트랙터의 유압시스템을 사용할 경우 정밀제어 및 측정에 부적합하므로, 차량용 축전지에서 AC 220V를 발생시킬 수 있는 인버터를 트랙터에 장착하여 시스템의 구동에 필요한 전원을 공급하였다. 그림 3.3에 토양경도 측정장치 구동부를 나타냈다. 트랙터와의 연결부는 J社에서 제작한 플랜지형 로타리의 상부커버에 측정장치 구동부 및 토양경도 측정부를 부착한 후 트랙터의 3점 링크에 연결하도록 제작하였다. 로타리 상부커버에 측정장치 구동부를 지지할 수 있는 지지대를 제작하여 구동부를 지지하였으며, 측정장치 구동에 필요한 컨트롤러, 컴퓨터 등을 탑재할 수 있게 하였다. 그림 3.4는 트랙터와의 연결부를 나타낸 것이다.

Table 3.1 Hardware components used for the automatic soil hardness measuring system

Components	Specification
Servo Motor	200W, 400W, 100V,
Motor Driver	200W, 400W, 100V, 50/60Hz
Motor Interface Board	2 axes control, I/O 8 channels
Load cell	Limit 100 kgf
A/D Convertor	Input 1 channel, DO 4 channels
Actuator	1,600 stroke, 700 stroke
PC	Pentium II
Inverter	In DC 12V, Out AC 220V

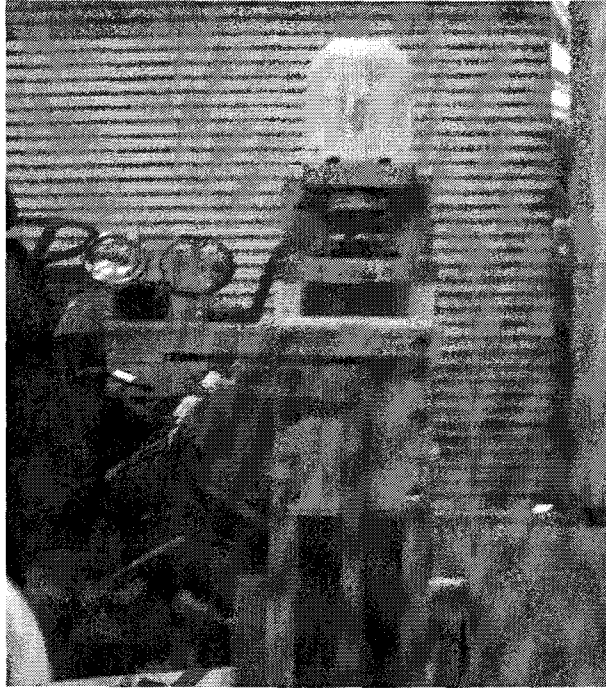


Fig. 3.2 A view of sensor part for measuring soil hardness

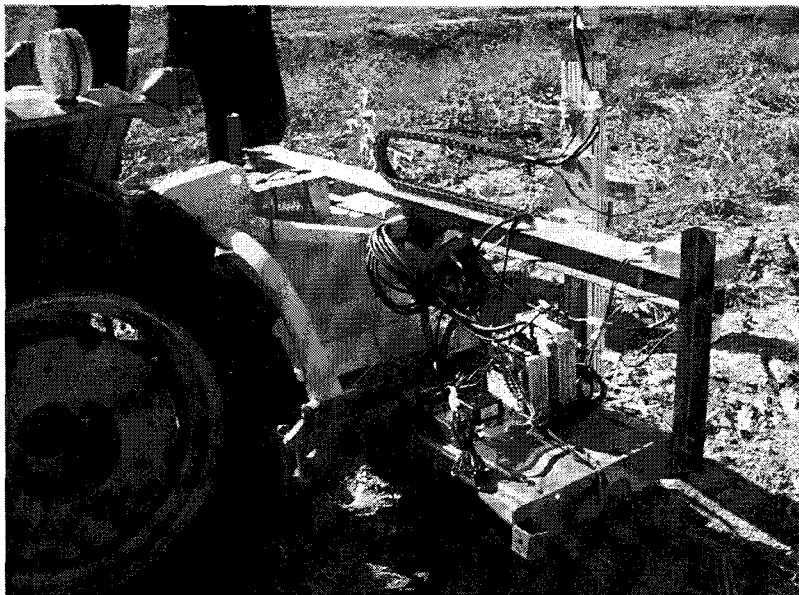


Fig. 3.3 A view of driving part of the measuring system

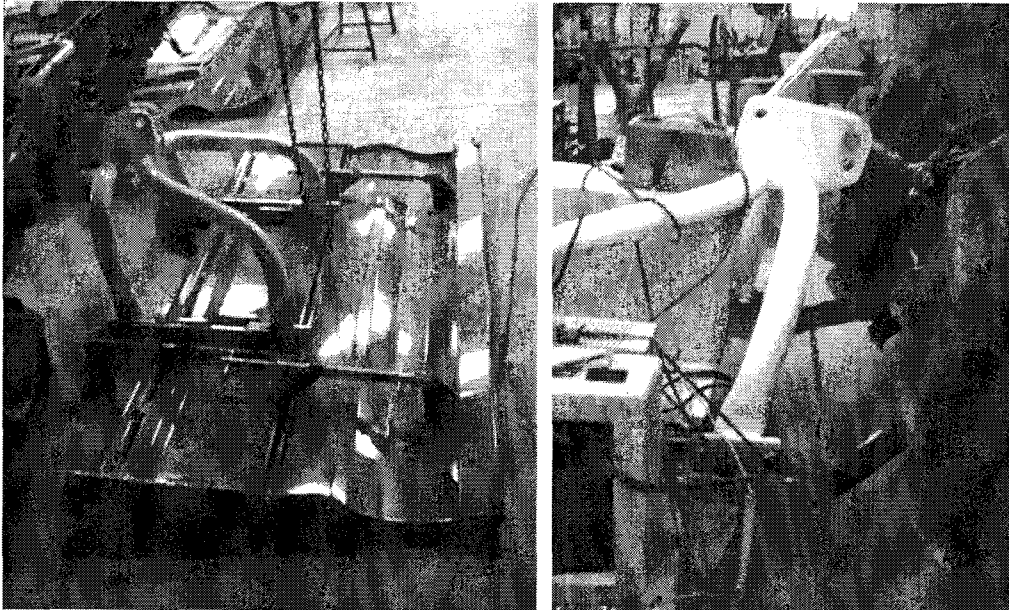


Fig. 3.4 A view of Photo of attaching part of the measuring system

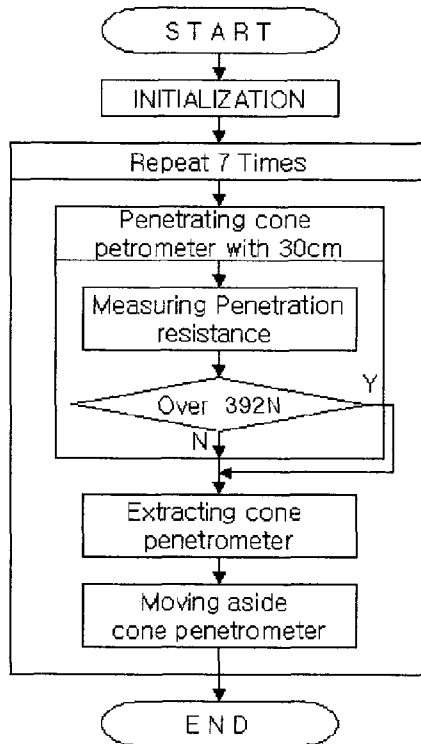


Fig. 3.5 The flow-chart of the control system for soil hardness measurement

3. 소프트웨어 설계

본 연구에서 개발된 토양경도 측정장치 제어용 프로그램으로는 MS社의 Visual Basic 6.0 프로그래밍 언어가 사용되었다. 관입봉의 관입속도는 ASAE standard에서 제시하고 있는 관입속도인 0.03 m/s로 설정하였으며, 경도가 크거나 토양 내부에 돌이나 이물질 등에 의해 관입봉이 토양내부로 관입 되지않아 관입력이 392N 이상의 힘이 걸릴 경우에는 모터 및 커플링 등 시스템의 안정성을 고려하여 관입을 중지하고 붐을 적출하도록 프로그래밍 하였다. 또한 토양경도 측정은 가로방향으로 0.28 m마다 한번씩 7번 경도를 측정할 수 있도록 하였으며, 7번의 측정이 끝나면 트랙터가 일정 간격 전진하여 다시 경도를 측정할 수 있도록 하였다. 그림 3.5는 본 연구에 사용된 제어 프로그램의 흐름도를 나타낸 것이다.

4. 성능시험

본 연구에서 개발된 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템은 컴퓨터의 제어에 의해 모든 동작과 계측이 이루어지도록 하였다. 따라서 실제 포장에서 성능 시험을 실시하여 시스템의 성능을 검증하였고, 측정된 데이터를 이용하여 토양의 경도를 나타내었다.

관입봉이 토양에 접촉하면서부터 관입력이 증가하여 일정속도(0.03 m/s)로 설정 깊이(0.3 m)까지 관입하도록 하였으며 그때의 관입력을 측정하였다. 경도 측정장치가 관입봉을 관입할 때와 적출할 때 올바르게 작동 하는지와 관입력을 정확히 측정하는가에 중점을 두어 성능시험을 실시하였다. 또한, 토양경도 측정은 그림 3.6과 같이 폭 2 m, 길이 15 m의 토양을 가로 간격 0.28 m, 세로 간격 1 m로 총 105부분의 토양경도를 측정하였으며, 그에 따라 측정된 데이터로 분석을 실시하였다. 성능시험 결과분석은, 본 시스템을 이용하여 측정한 토양경도 측정값과 Spectrum Technologies, Inc社의 Soil Compaction meter의 수동형 토양경도 측정기를 이용하여 측정한 토양경도 측정값을 비교 분석하여 성능을 검증하였다. 최초 수동형으로 측정자 2인이 테스트 베드의 인접 관입점(반경 0.02 m內)에서 경도를 측정하여 관입깊이 0.10m, 0.15m에서 각각 측정된 두 데이터를 비교함으로써 수동형으로 측정하였을 때의 토양경도 측정의 정확성을 판단하였고, 다음으로 개발된 시스템을 이용하여 동일한 방법으로 2회 측정하여 얻어진 데이터를 분석하여 시스템을 통한 토양경도 측정의 정확성을 판단하여 시스템의 성능을 검증하였다. 그림 3.7에 성능시험을 하고 있는 자동 토양경도 측정 시스템을 나타내었다.

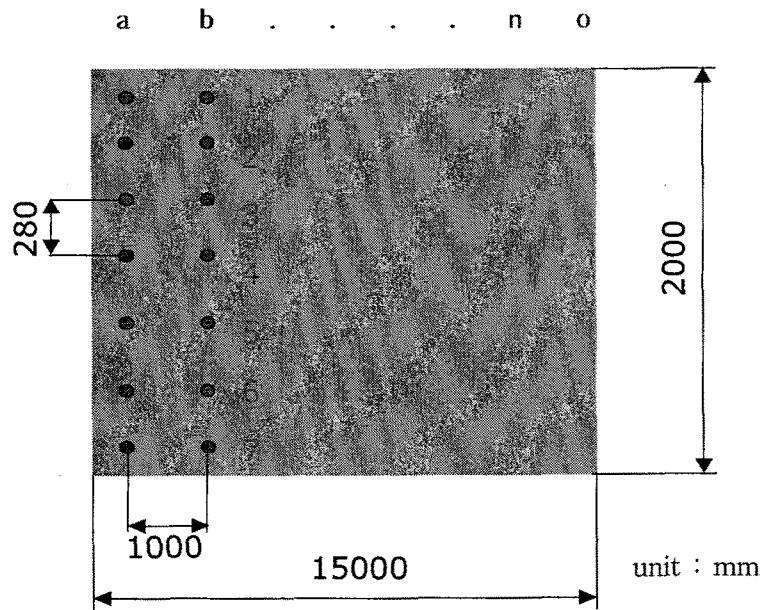


Fig. 3.6 Performance test bed



Fig. 3.7 A view of performance test of the measuring system

제 3 절 결과 및 고찰

1. 토양경도 측정부 캘리브레이션 결과

본 연구의 토양경도 측정부의 캘리브레이션 결과가 그림 3.8에 나타나 있다. 이미 알고 있는 분동을 경도 측정부의 로드셀에 올려놓아 들어오는 전기적인 값을 회귀분석에 의해 나타내었다.

$$Y = 0.241 \times X - 38.364$$

$$R^2 = 0.9999$$

where, Y = weight (N), X = Measured data

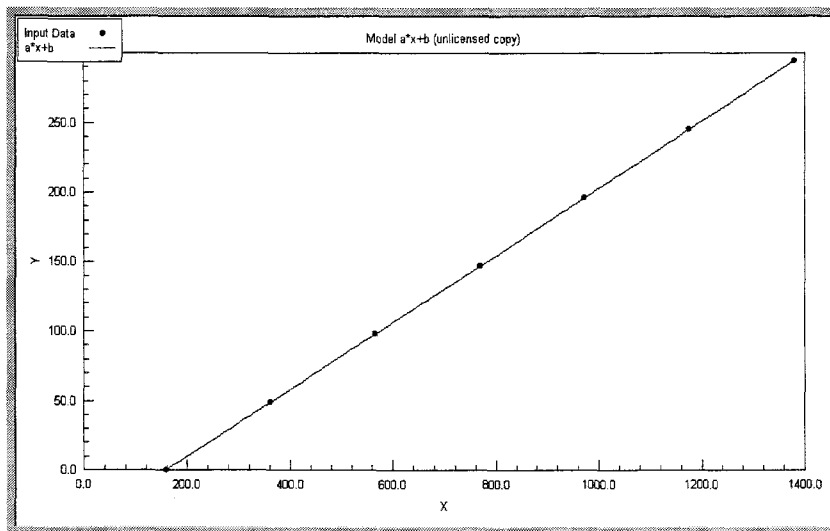


Fig. 3.8 Calibration chart for the load cell

2. 성능시험 결과

가. 시스템 동작성능

본 연구는 포장에서 토양경도를 측정하는 시스템을 개발하는 연구로서 시스템의 작동에 필요한 전원을 트랙터의 12V 배터리로부터 220V로 변환하는 파워 인버터를 장착하여 시험에 사용하였다. 시험결과 전원공급에는 이상이 없었으며, 과부하에 의한 시스템의 이상 현상도 없었다.

토양경도 측정시 토양속에 돌이나 이물질 층이 형성되어있는 경우에 콘 페니트로메타가 관입하다가 큰 관입저항 때문에 관입저항 한계 설정치까지 가기전 더 이상 관입되지 못하는 경우가 발생하였을 때 관입력에 의해 측정 시스템이 들어 올려져 뜨는 현상이 발생하였으며, 이는 시스템과 트랙터와의 연결부 유격에 의한 현상으로 판단하였다. 따라서, 이러한 현상을 막기 위해서 트랙터와의 연결부 유격을 줄이고 시스템에 로드를 걸어, 들어 올려져 뜨는 현상을 방지하였다.

또한, 데이터 입력시 전원공급을 위해 트랙터 시동을 ON 상태로 놓아, 트랙터의 진동에 의해 측정부가 진동하여 측정 데이터에 노이즈가 발생하는 현상이 나타났다. 이는 토양경도 측정 시스템이 단지 트랙터에만 연결되어있어 발생하는 현상이라 사료되었으며, 이를 방지하기 위해서 시스템의 하부에 캐스터를 부착하여 포장에 접촉함으로써 시스템의 진동현상을 방지하였다.

나. 토양경도 측정시험 결과

본 연구에서 개발된 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템의 성능시험 결과를 그림 3.9, 3.10, 3.11 및 표 3.2, 3.3에 나타내었다. 그림 3.9에서는 임의의 관입점의 토양경도를 측정한 한 예를 나타내었다. 그래프에서 보는바와 같이 관입 깊이가 증가할수록 토양경도가 증가하는 것으로 나타났으며, 토양경도가 급격히 증가하는 현상도 나타났는데, 이는 토양속의 돌이나 이물질 등에 의한 관입저항의 증가로 인한 것으로 사료된다. 그림 3.10 및 표 3.2는 수동형 토양경도 측정기로 관입깊이 0.10, 0.15 m에서 측정한 토양경도 값을 나타낸 것이고, 그림 3.11 및 표 3.3은 자동 토양경도 측정 시스템으로 관입깊이 0.10, 0.15 m에서 측정한 토양경도 값을 나타낸 것이다. 표 3.4에는 토양경도 측정 시스템의 검정결과를 나타내었다.

먼저, 수동형으로 2인이 측정자를 달리하여 인접 관입점에서 2회 토양경도를 측정하였고, 측정한 데이터를 이용하여 통계적 가설검정을 실시하였다. 검정결과 0.1m 관입깊이의 경우 1회, 2회의 토양경도 표본평균, 표본 편차 값은 각각 -4.736, 14.698로 나타났으며, 검정통계량 t_0 의 값이 -3.302 로 나타나 t -분포표 결과인 $t(104, 0.1)$ 의 값 1.658 보다 t_0 의 절대값이 크게 나타나므로 두 데이터간의 유사성이 존재하지 않는 것으로 분석되었다. 0.15m의 관입깊이의 경우 1회, 2회의 토양경도 표본평균, 표본 편차 값은 각각 -10.484, 56.196 으로 나타났으며, 검정통계량 t_0 의 값이 -1.912 로 나타나 t -분포표 결과인 $t(104, 0.1)$ 의 값 1.658 보다 t_0 의 절대값이 역시 크게 나타나므로 두 데이터간의 유사성이 존재하지 않는 것으로 분석되었다.

다음으로, 개발된 시스템을 통한 토양경도 측정시험을 실시해본 결과를 살펴보면, 수동형과 마찬가지로 인접 관입점에서 2회 토양경도를 측정한 데이터를 이용하여 통계

적 가설검정을 실시하였다. 검정결과 0.1m 관입깊이의 경우 1회, 2회의 토양경도 표본 평균, 표본 편차 값은 각각 5.908, 48.850으로 나타났으며, 검정통계량 t_0 의 값이 1.240으로 나타나 t -분포표 결과인 $t(104, 0.1)$ 의 값 1.658 보다 t_0 의 절대값이 작게 나타나므로 두 데이터간의 유사성이 존재하는 것으로 분석되었다. 0.15m의 관입깊이의 경우 1회, 2회의 토양경도 표본평균, 표본 편차 값은 각각 -1.584, 55.894로 나타났으며, 검정통계량 t_0 의 값이 -0.290으로 나타나 t -분포표 결과인 $t(104, 0.1)$ 의 값 1.658 보다 t_0 의 절대값이 작게 나타나므로 두 데이터간의 유사성이 존재하는 것으로 분석되었다. 따라서 개발된 시스템으로 토양경도를 측정할 경우 정확한 토양경도를 측정할 수 있을 것이라 사료된다.

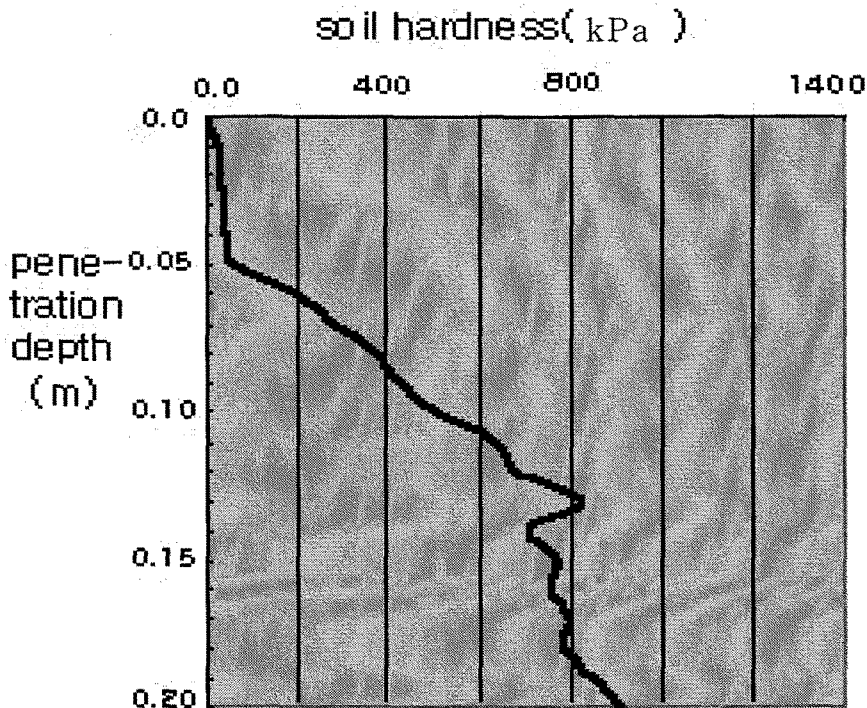


Fig. 3.9 The example of measuring soil hardness by penetration depth with automatic device

Table 3.2 The results of soil hardness measurement with manual-type device (kPa)

(a) penetration depth 0.10m, 1st time, (b) penetration depth 0.10m, 2nd time

(c) penetration depth 0.15m, 1st time, (d) penetration depth 0.15m, 2nd time

(a)

	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	193.82	267.90	50.58	3.78	295.40	56.45	314.35	118.67	438.81	27.90	75.40	66.10	88.28	183.56	62.23
2	368.42	28.71	17.20	71.43	42.80	37.67	16.36	271.24	176.75	67.09	12.54	83.05	322.60	39.70	31.74
3	175.43	84.49	81.67	91.88	288.50	53.94	13.13	74.86	67.76	82.92	96.23	80.68	94.47	75.74	226.81
4	319.53	162.11	187.03	91.67	103.13	13.13	73.80	0.68	98.49	197.96	87.37	166.24	73.45	176.81	78.77
5	117.64	53.45	69.91	103.56	449.83	160.79	221.99	44.33	402.16	192.47	92.26	120.02	87.28	75.40	214.87
6	92.65	4.87	156.21	101.37	241.61	483.41	3.40	40.80	72.10	95.15	411.52	97.71	204.82	39.64	63.90
7	146.47	75.45	362.32	310.80	77.65	17.37	72.09	43.67	304.40	111.20	236.89	99.04	187.38	36.89	193.81

(b)

	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	194.38	261.73	64.17	14.75	286.73	98.44	285.77	126.06	69.50	43.54	86.73	78.27	417.10	185.05	74.75
2	353.11	44.29	33.82	83.12	57.09	293.27	12.40	264.76	42.12	79.17	29.58	93.68	178.87	54.27	47.04
3	177.66	94.99	92.43	101.71	262.27	104.06	15.34	86.24	67.21	93.56	105.67	91.53	79.78	87.04	224.37
4	308.66	165.55	188.21	101.52	111.93	84.95	85.27	18.80	30.12	198.14	97.61	169.31	107.71	178.92	89.79
5	125.13	66.77	81.74	112.32	427.12	97.53	219.99	58.48	164.35	193.15	102.05	127.29	383.78	86.73	213.51
6	102.41	13.76	160.19	110.34	237.83	277.11	21.27	55.28	421.29	104.68	392.29	107.01	83.73	54.22	76.27
7	151.34	86.77	329.38	300.73	88.77	188.53	83.72	55.76	33.97	119.27	233.53	108.22	294.91	16.26	194.37

(c)

	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	243.24	250.81	118.22	154.37	332.81	222.44	88.44	221.07	519.89	230.21	91.27	87.85	302.07	224.28	237.12
2	92.27	259.13	229.61	109.37	118.37	242.62	204.47	278.09	246.08	271.09	259.15	444.37	104.31	398.79	317.87
3	224.70	246.91	237.12	119.11	272.19	236.77	227.65	409.88	218.77	231.00	204.47	227.27	231.55	90.27	209.07
4	319.69	214.93	169.07	114.27	443.39	76.63	229.77	298.21	240.79	338.33	224.21	231.46	227.04	233.28	99.91
5	212.69	88.44	666.27	243.24	128.99	218.92	245.75	104.21	88.37	402.22	231.70	454.37	423.78	117.91	228.56
6	97.27	254.01	116.91	145.59	271.16	159.71	27.59	226.37	229.61	449.27	390.44	280.55	23.67	132.27	234.29
7	238.95	96.24	106.05	319.83	218.37	159.32	237.61	253.71	204.47	113.89	214.93	230.39	298.90	121.74	218.07

(d)

	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	248.24	255.81	123.22	159.37	337.81	227.44	669.28	226.07	524.89	235.21	96.27	92.85	307.07	229.28	242.12
2	97.27	264.13	234.61	114.37	123.37	247.62	209.47	283.09	251.08	276.09	264.15	449.37	109.31	403.79	322.87
3	229.70	251.91	242.12	124.11	277.19	241.77	232.65	414.88	223.77	236.00	209.47	232.27	236.55	95.27	214.07
4	324.69	219.93	174.07	119.27	448.39	81.63	234.77	303.21	245.79	343.33	229.21	236.46	232.04	238.28	104.91
5	217.69	93.44	671.27	248.24	133.99	223.92	250.75	109.21	93.37	407.22	236.70	459.37	428.78	122.91	233.56
6	102.27	259.01	121.91	150.59	276.16	164.71	32.59	231.37	234.61	454.27	395.44	285.55	28.67	137.27	239.29
7	243.95	101.24	111.05	324.83	223.37	164.32	242.61	258.71	209.47	118.89	219.93	235.39	303.90	126.74	223.07

Table 3.3 The results of soil hardness measurement with automatic device (kPa)

(a) penetration depth 0.10m, 1st time, (b) penetration depth 0.10m, 2nd time

(c) penetration depth 0.15m, 1st time, (d) penetration depth 0.15m, 2nd time

(a)

	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	240.78	198.23	107.95	63.02	310.87	139.10	64.26	73.31	112.80	89.20	168.68	193.83	324.60	227.45	117.57
2	344.21	89.87	80.35	34.27	101.52	44.51	60.88	42.74	51.54	121.58	76.51	134.78	30.40	79.42	92.38
3	199.41	135.96	133.64	142.08	71.01	144.22	178.20	37.10	110.72	134.67	145.67	132.82	160.31	128.74	164.98
4	404.03	97.87	231.96	141.91	151.37	35.94	170.93	66.70	76.99	246.15	128.85	204.96	147.54	218.69	194.92
5	217.61	157.57	177.58	151.73	222.61	138.27	277.36	102.78	142.37	179.21	142.39	194.24	30.40	194.22	268.11
6	283.91	62.12	30.62	149.92	302.84	331.65	176.78	99.86	154.59	144.77	163.29	146.89	188.30	190.49	118.95
7	289.21	154.39	184.20	272.99	169.65	124.94	34.81	54.85	80.50	153.87	296.71	147.99	112.64	173.56	168.05

(b)

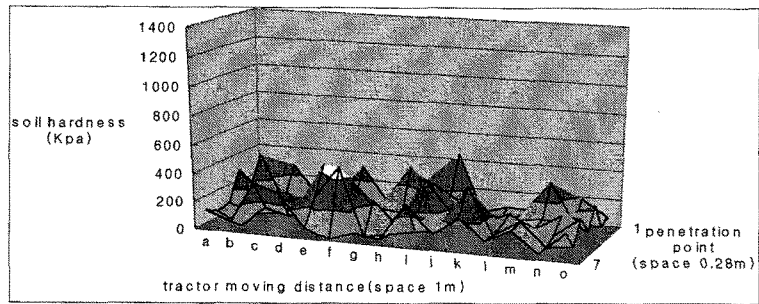
	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	206.92	198.44	99.13	49.71	291.26	133.40	97.09	116.70	193.19	78.51	165.93	193.60	218.69	230.58	109.71
2	197.11	79.25	68.78	18.08	92.05	29.35	47.36	65.70	37.08	114.13	64.54	128.65	13.83	67.75	82.00
3	199.73	129.95	127.39	136.67	58.50	139.03	176.41	92.18	102.18	128.52	140.63	126.49	156.72	122.00	161.86
4	301.06	88.04	175.54	136.48	146.90	19.92	168.40	53.76	65.08	251.15	147.10	205.84	142.68	220.94	194.79
5	114.74	153.71	175.73	147.29	195.15	132.49	285.49	93.45	186.33	177.52	137.02	194.05	330.48	194.03	275.30
6	108.85	48.72	14.07	145.30	214.76	345.20	174.85	90.24	150.43	139.64	160.01	141.97	187.52	189.93	111.23
7	122.58	150.21	183.00	280.67	216.73	193.19	110.81	107.87	68.93	149.64	306.76	143.18	104.30	171.30	165.25

(c)

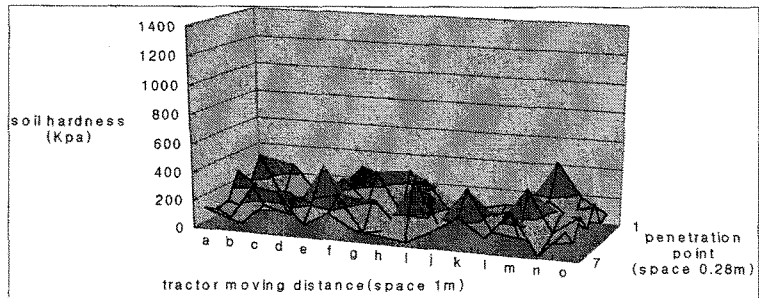
	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	248.21	258.05	206.61	205.63	208.55	221.21	242.94	245.83	192.04	99.86	219.42	240.27	325.84	223.59	206.91
2	248.21	268.86	268.88	491.31	108.17	247.42	197.87	183.30	251.90	338.77	235.43	174.57	263.07	237.09	222.80
3	157.81	252.98	197.87	230.00	106.26	239.81	104.69	240.27	216.44	232.33	101.68	176.51	221.21	238.68	279.99
4	347.51	211.46	269.25	197.87	244.86	234.71	244.87	155.15	245.04	166.80	304.61	275.00	227.18	235.28	232.92
5	208.55	254.13	233.23	248.21	377.88	344.55	251.49	315.92	104.21	223.87	197.87	229.15	224.38	238.68	311.38
6	324.16	262.21	347.51	150.20	284.48	302.85	349.59	329.82	338.77	507.00	102.97	236.60	235.73	303.82	296.67
7	242.65	197.87	211.46	367.37	248.21	197.87	240.91	254.42	197.87	219.50	261.82	229.39	197.87	302.23	231.53

(d)

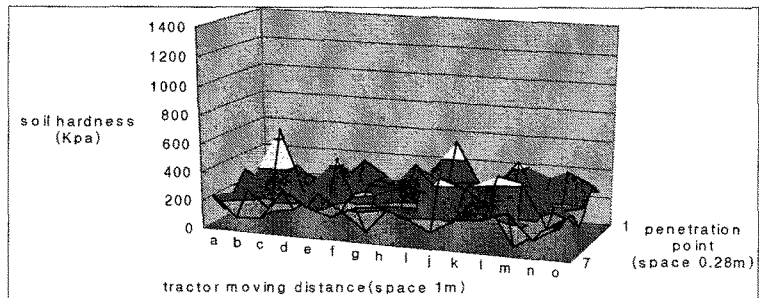
	a	b	c	d	e	f	g	h	I	j	k	l	m	n	o
1	253.42	264.24	250.80	206.58	209.79	223.72	247.62	221.75	191.63	90.23	207.65	207.99	338.81	226.34	244.69
2	253.42	276.13	182.02	559.96	99.37	252.55	198.04	239.36	257.48	293.22	276.16	225.46	269.76	241.19	172.41
3	153.98	258.67	244.69	233.39	97.27	244.18	95.55	92.23	218.47	235.95	198.04	288.37	223.72	242.94	174.55
4	362.64	212.99	151.05	198.04	190.25	477.58	249.74	315.46	249.93	163.87	276.57	236.60	230.29	239.20	282.89
5	209.79	259.93	193.19	253.42	396.05	218.69	257.02	198.04	95.02	226.65	236.94	322.91	227.21	242.94	232.45
6	336.96	268.82	343.19	145.61	293.32	313.52	364.94	93.65	353.03	489.35	212.80	306.72	239.69	314.59	240.65
7	247.31	198.04	260.25	384.49	253.42	198.04	245.39	268.39	198.04	221.84	212.99	235.07	198.04	312.84	232.72



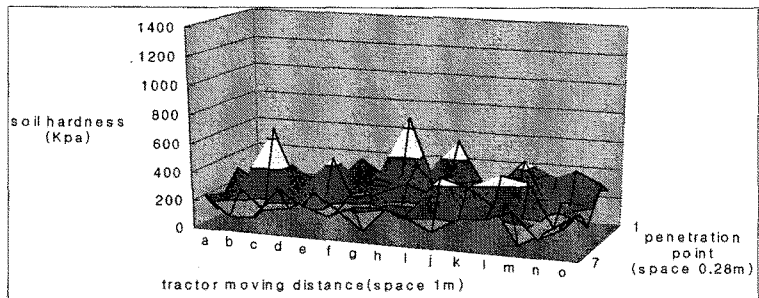
(a)



(b)

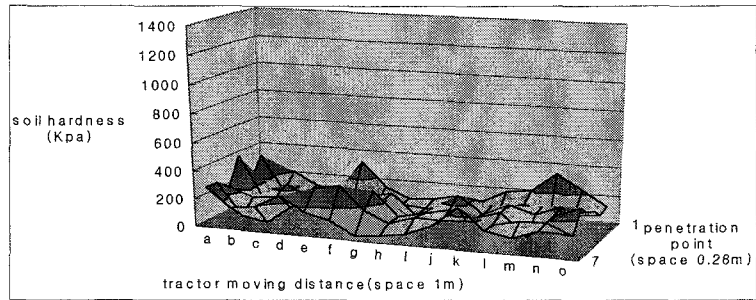


(c)

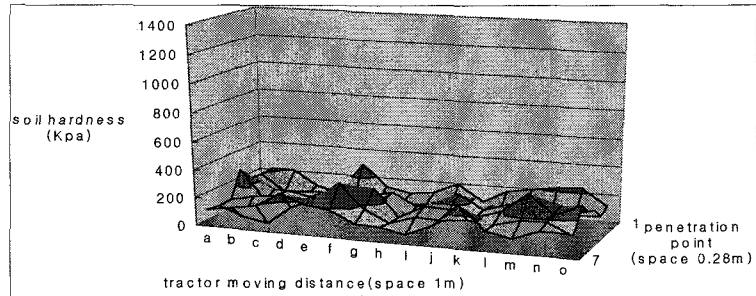


(d)

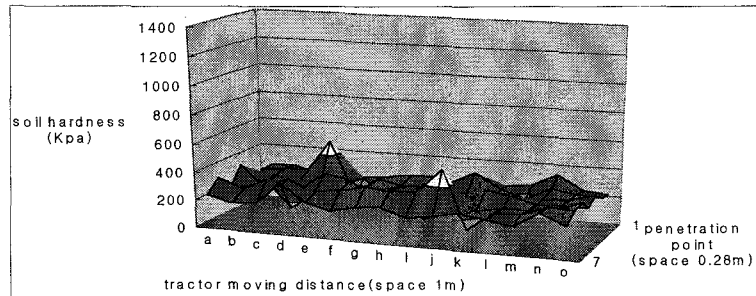
Fig. 3.10 The results of soil hardness measurement with manual-type device (kPa)
 (a) penetration depth 0.10m, 1st time, (b) penetration depth 0.10m, 2nd time
 (c) penetration depth 0.15m, 1st time, (d) penetration depth 0.15m, 2nd time



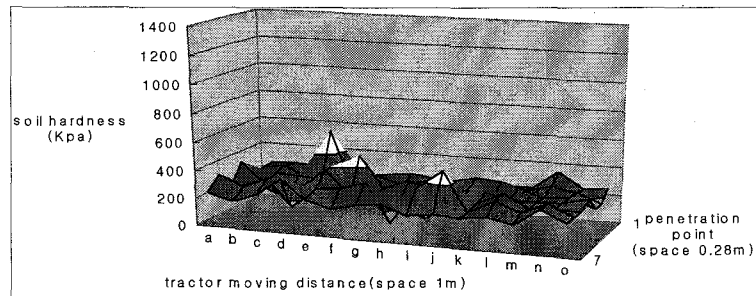
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 3.11 The results of soil hardness measurement with automatic device (KPa)
 (a) penetration depth 0.10m, 1st time, (b) penetration depth 0.10m, 2nd time
 (c) penetration depth 0.15m, 1st time, (d) penetration depth 0.15m, 2nd time

Table 3.4 The result of statistics hypothesis testing

	time	Mean	S.D.	Max.	Min.	\bar{d}	S _D	t ₀	t(104, 0.1)
Mannal -type	0.10	1	133.71	111.49	483.41	0.68	-4.736	14.698	-3.302
		2	138.45	100.93	427.12	12.4			
	0.15	1	225.47	107.52	666.27	23.67	-10.484	56.196	-1.912
		2	235.95	114.89	671.27	28.67			
Automatic	0.10	1	151.57	78.06	404.03	30.4	5.908	48.850	1.240
		2	145.66	69.85	345.20	13.83			
	0.15	1	241.98	68.914	507.00	99.86	-1.584	55.894	-0.290
		2	243.57	76.768	559.96	90.23			

1.658

제 4 절 요약 및 결론

본 연구는 수동식 토양경도 측정기의 일정하지 않는 관입속도, 부정확한 관입방향, 수동식에 따른 측정자에게서 전달되는 진동 등으로 인한 측정값의 부정확성을 개선하여 새로운 기계의 시험이나 비교시험을 위한 동일 시험조건을 제공하는데 필요한 연구라 할 수 있다.

이에 본 연구에서는 지금까지의 토양경도 측정장치의 부정확성 및 기동성을 개선하여 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템을 개발했으며, 그 구체적인 연구 결과는 다음과 같다.

1. 시스템은 토양경도 측정부, 측정장치 구동부, 그리고 트랙터와의 연결부로 구성되었다.
2. 시스템은 서보모터 및 커플링의 안전성을 고려하여 392N을 허용안전한계로 설정하였다.
3. 시스템은 0.3m 까지 토양에 관입하며 토양경도를 측정하였으며, 토양속의 이물질에 의한 허용안전한계 이상의 측정치가 계측될 때는 시스템의 안전을 고려하여 계측을 중단하고 관입봉을 적출하였다.

4. 수동형 토양경도 측정기와 개발된 자동 토양경도 측정 시스템으로 측정한 토양경도 값을 통계적 가설검정으로 비교한 결과, 수동형의 경우 2인의 측정자가 0.1, 0.15m의 깊이에서 측정하였을 때 두 측정값의 유사성이 없게 나타났으나, 개발된 시스템의 경우 0.1, 0.15m의 깊이에서 2번의 측정 모두 유사성이 있는 것으로 나타나, 시스템이 토양경도 측정에 적합한 것으로 나타났다.

제 4 장 기존 로타리날의 경운부하 측정 및 로타리날의 요인시험

제 1 절 서 언

기존에 나와있는 로타리 제조회사별 로타리날의 경운부하를 측정하고 이를 비교 분석하여 본 연구에서 개발하고자 하는 로타리날의 기본자료로 사용하고 이를 개량 보완하는데 본 연구의 목적이 있다.

또한, 트랙터 로타리날 주요 설계요인인 만곡부 형상, 단면각 등을 변화시키며 로타리 경운부하를 측정하여, 본 설계요인이 로타리 경운부하에 미치는 영향을 측정, 분석하는데 본 연구의 목적이 있다.

제 2 절 재 료 및 방 법

1. 공시재료

본 시험에 사용한 로타리날은 우리나라의 대표적인 로타리날 회사 4곳의 제품 중 트랙터 50~60마력용 C형 로타리날을 무작위로 선정하여 시험에 사용하였다. 로타리날의 취부구멍은 $51 \pm 0.5\text{mm}$ 이고 두께가 8mm이다. 로타리날의 구체적인 재원은 2장에 나타낸 그림 2.7 및 표 2.2와 같다.

2. 하드웨어 설계

가. 인공토양조

트랙터 로타리 경운날의 경운부하 특성을 구명하기 위하여 인공토양조를 이용하였다. 시험에 사용한 토양조는 경기도 수원시 소재의 농업기계화연구소에 설치되어 있는 것으로 구조는 길이 20m, 폭이 2m, 깊이 1.64m이다. 표 4.1은 인공토양조의 토양의 물리적 특성을 나타냈으며, 그림 4.1은 단면도를 나타냈다.

Table 4.1 The soil physical character of man-made soil bin

Grain size (%)			Moisture content (% d.b.)	Texture	Soil Hardness (kg/cm ²)
Sand	Silt	Clay			
79.0	16.9	4.1	20.2	Loam Sand (LS)	2..10~7.02

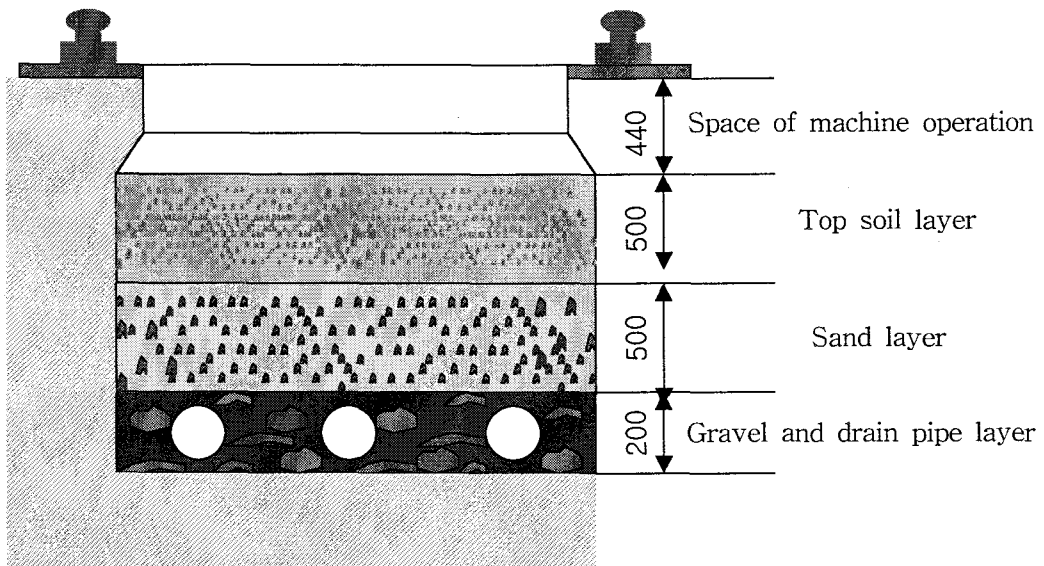


Fig. 4.1 The section figure of man-made soil bin

나. 측정대차 및 계측시스템 구성

표 4.2는 본 시험에 사용된 측정대차의 제원을 나타낸 것이며, 그림 4.2는 실제모습을 나타냈다. 그림 4.3은 Data계측 시스템의 구성을 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이, 토양조에 레일을 설치하였으며, 레일 위를 측정대차가 이동하면서 경운 위치 및 경심, 로타리 회전속도 그리고 전진속도 등을 조절할 수 있도록 설계, 제작하였다.

계측은 측정대차의 전진속도, 로타리의 회전속도, 소요토크 등을 측정할 수 있도록

하였다.

Table 4.2 The specifications of measurement car

Max. traction (kgf)	Traveling speed (m/s)	Distance of acceleration (m)	Distance of brake (m)	Fixed method
2000	0.015~1.5	5	1	3 points link (Ⅱ)

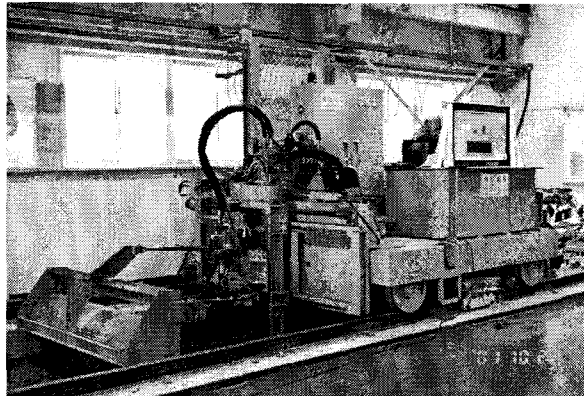


Fig. 4.2 The measurement car

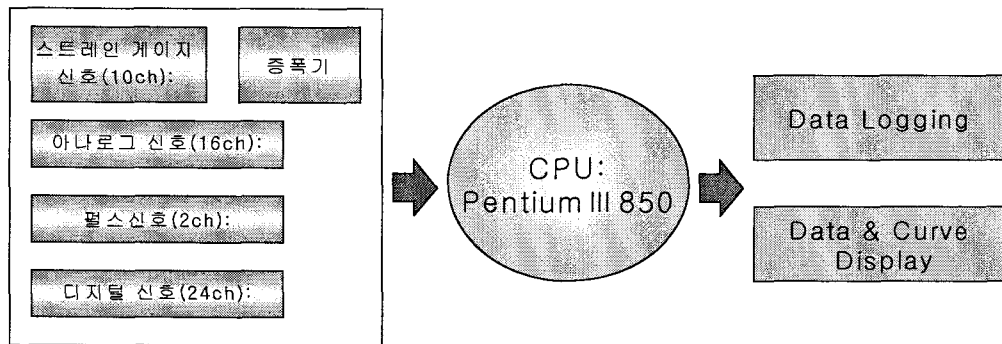


Fig. 4.3 The construction of measuring system

다. 시험용 로타리 및 토크미터

측정대차에 부착된 로타리는 토양조의 폭에 맞추어서 주문·제작한 것으로 구동방식은 사이드 드라이브 방식이고, 경폭은 0.7 m이며, 경운축에는 트랙터 로타리 경운날

을 부착하기 위한 플랜지가 3개 달려있다. 그림 4.4는 측정대차에 연결하여 로타리 경운날 소요토크 및 rpm 측정시험을 하는데 사용되는 로타리의 실제모습을 나타낸 것이고, 그림 4.5는 시험용 로타리의 동력전달 시스템을 나타낸 것이며, 그림 4.6은 가공 치수를 나타낸 것이다.

그림 4.7은 가공을 마친 경운날 소요토크 측정용 센서부착 축을 나타낸 것이며, 그림 4.8은 실제로 시험용 로타리에 장착하고 플랜지와 경운날을 장착한 실제모습을 나타내었다.

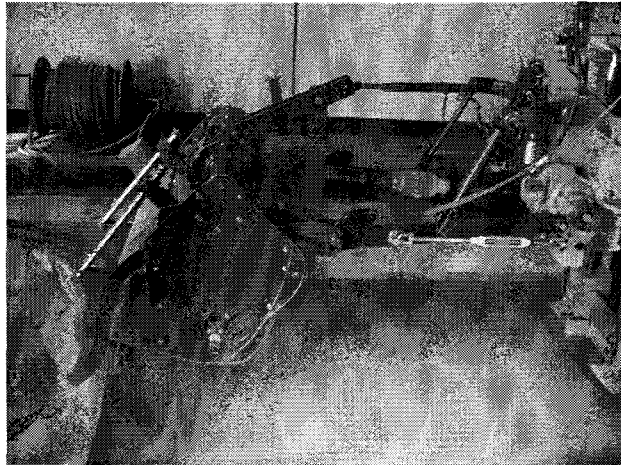


Fig. 4.4 The photo of experimental rotary

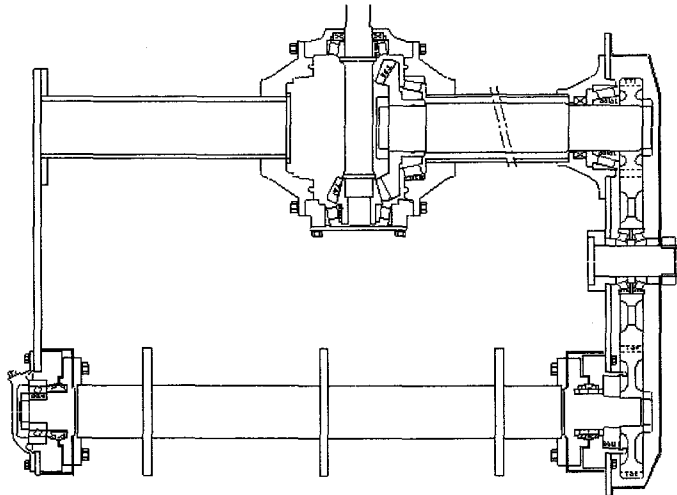


Fig. 4.5 The schematic diagram of dynamic transmission of rotary

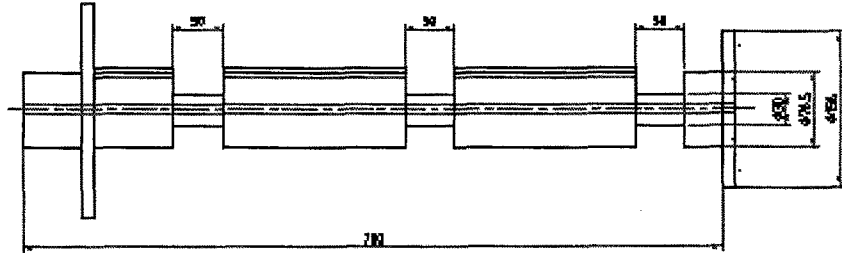


Fig. 4.6 The schematic diagram of adhesive position of strain gauge

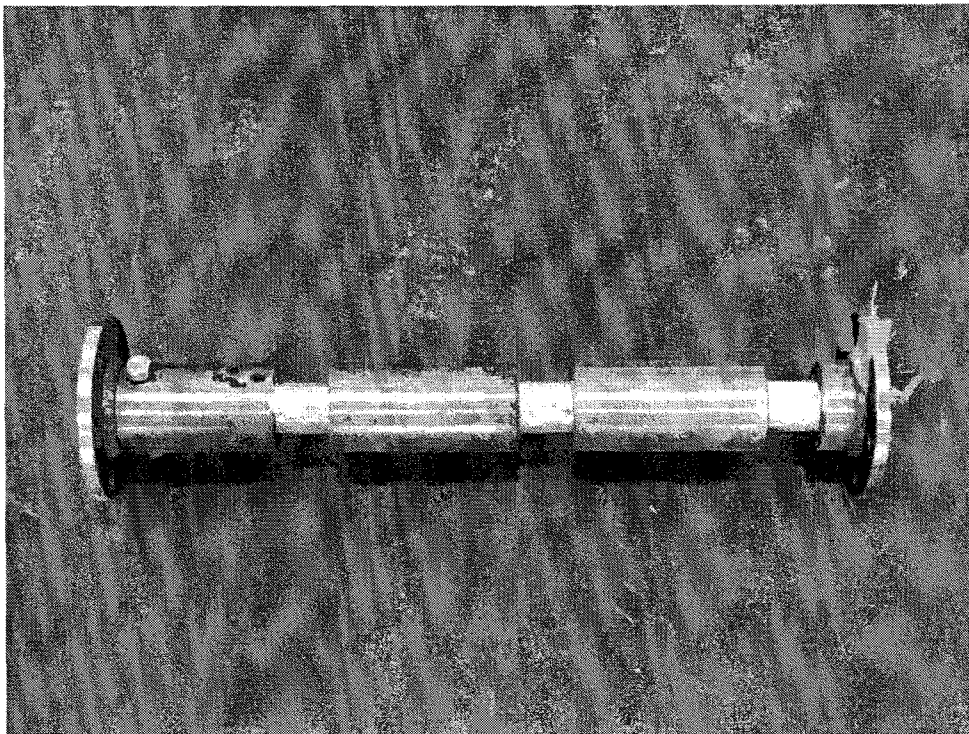


Fig. 4.7 The photo of rotary shaft after processing

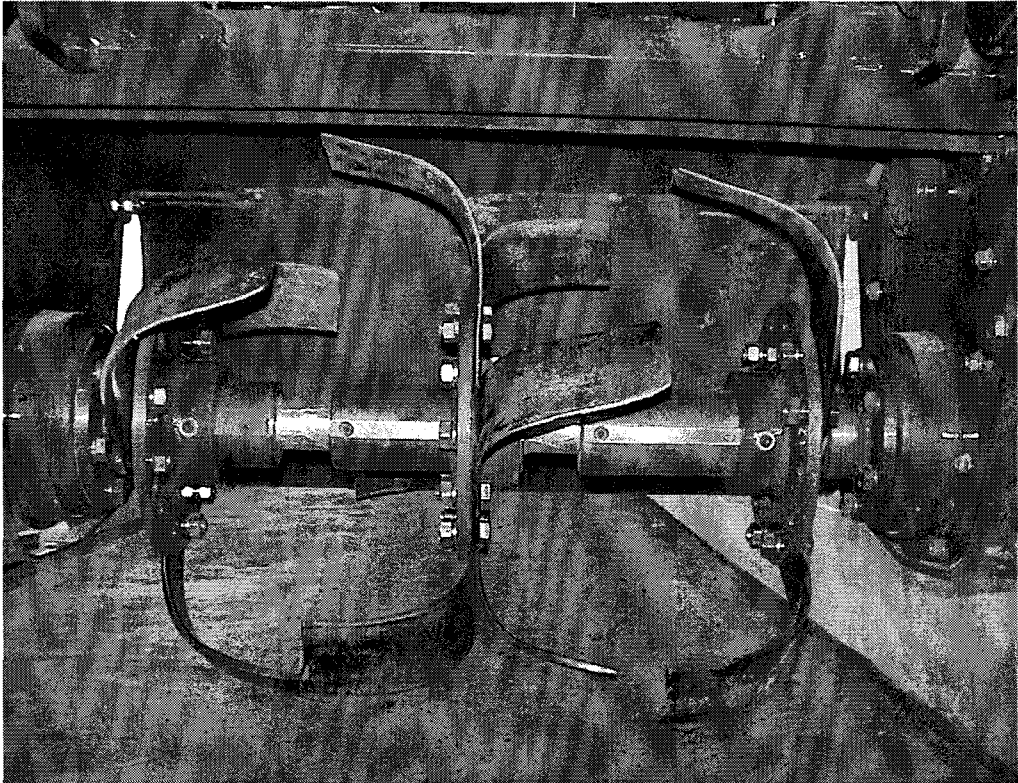


Fig. 4.8 The photo of fixed rotary shaft

3. 소프트웨어 설계

가. 토양조건

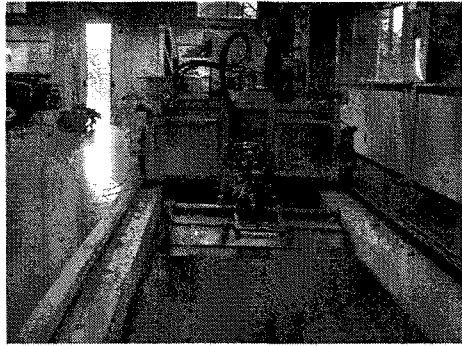
본 시험에서는 로타리 경운부하를 측정하기 위하여 농업기계화연구소에서 기 설치한 인공토양조를 사용하였다. 인공토양조는 길이, 폭, 깊이가 각각 20m, 2m, 1.64m이며 모래 79.0%, 실토 16.9%, 점토 4.1%의 토양으로 구성되어 있고 평균 함수율은 16.23%(d.b.)이다. 본 시험에 앞서 측정의 객관성을 위해 토양경도를 조절하였다. 조절 방법으로는 토양조 폭을 2등분하여(Fig. 4.9 (a)) 한쪽 토양을 경운 깊이 이상(약 15cm) 걷어 낸 후 토양을 조금씩 채워가며 인공토양조 폭의 1/2되는 로울러로 다짐 작업(b)을 실시하였다. 흙은 약 5cm씩 3번에 걸쳐 채웠으며 그때마다 로울러 작업을 두 번씩 실시하였다. 한쪽편의 경도 조절이 끝나면 역시 다른 편도 전과 동일 방법으



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 4.9 The method of soil hardness control

로 다져 토양경도를 조절하였다. 두 쪽 모두 경도 조절을 마친 후 인공토양조 폭과 동일한 폭의 로타리로 토양조의 표면만을 얇게 로타리작업(c)을 하여 토양의 높이를 맞춘 다음 인공토양조 폭과 동일한 로울러로 2번 다짐 작업(d)을 실시하였다. 경도조절 결과 평균 토양 경도는 9.18 kg/cm^2 로 나타났다.

나. 기존 로타리날 경운부하 측정

본 시험에서는 로타리날 제조회사별 로타리 경운부하를 측정하였다. 우리나라의 대표적인 로타리날 회사 4곳의 제품 중 트랙터 50~60마력용 C형 로타리날을 선정하여 시험에 사용하였다. 로타리축 회전속도는 195rpm으로 고정하여 시험하였고 경심은 포장에서의 트랙터 로타리 작업과 동일한 조건으로 시험을 하기 위해서 0.08 m로 설정하였으며, 주행속도 역시 포장에서의 속도인 0.7 m/s로 설정하여 시험하였다. 본 시험에서는 그림 4.10처럼 인공토조를 너비방향을 가상으로 3등분하여 각 로타리날별 3회 반복시험을 하였다. 그림 4.11은 시험을 하고 있는 모습이다.

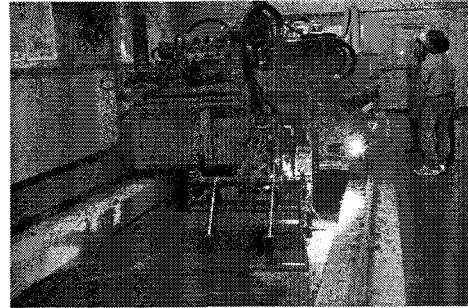
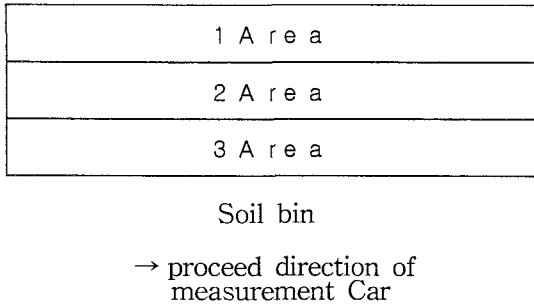


Fig. 4.10 Test section of soil bin

Fig. 4.11 The Photo of device in the experiment

다. 로타리날 요인시험

1) 만곡부 형상 비교시험

본 시험에서는 다른 설계요소가 모두 동일하고 만곡부 형상만 a형날은 평면이고, b형날은 곡면인 경운날의 경운부하를 비교하였다. 시험에서 측정대차의 주행속도는 0.7m/s로 고정시켰으며 경심은 80mm로 고정을 시켰다. 로타리 축 회전속도는 154rpm으로 고정을 시킨 다음 공시 로타리 경운날을 시험용 로타리에 장착하고 경운부하를 측정하였다. 시험에서는 인공토양조를 너비 방향으로 가상으로 2등분 나누었으며, 각 블록에 만곡부 단면형상이 다른 두 로타리 경운날을 랜덤으로 배치하였다. 그림 4.12는 인공토양조 구획을 나타내었다. 본 시험에서는 시험방법을 선택함에 있어서 통계학적인 방법인 반복수가 같은 일원배치법을 이용하여 수준수는 2수준으로, 반복수는 3차로 하였다. 표 4.3은 매차의 시험에서 각 블록에 배치되는 시험조건을 나타내었다.

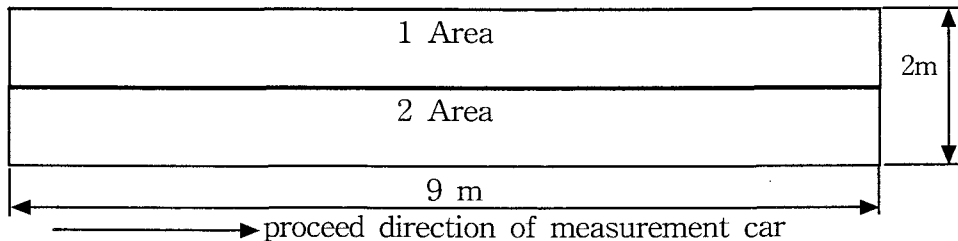


Fig. 4.12 Test section of soil bin

Table 4.3 The experimental arrangement on soil bin

No. of experiment	Block	
	1 Area	2 Area
No. 1	a Type	b Type
No. 2	a Type	b Type
No. 3	b Type	a Type

2) 단면 θ 角 비교시험

본 시험은 로타리 경운시 로타리날의 단면과 토양과의 접촉에 의한 경운부하의 영향을 분석하기 위하여 다른 설계요소가 모두 동일하고 단면 θ (cf. Fig. 2.7)각이 서로 다른 두 로타리 경운날의 경운부하를 측정하였다. 중앙 플랜지에 로타리날을 좌우 3개씩 총 6개를 장착한 후 시험을 실시하였으며, 타 시험조건은 전과 동일하게 설계하였다. 표 4.4는 인공토양조 구획을 나타낸 것이다. 표에서 θ_a 는 로타리날이 토양을 절단하며 회전할 때 최선단이 날 뒷부분에 위치하여 날 단면 전체가 토양에 접촉하는 날을 의미하며, θ_b 는 날의 최선단이 도연선내에 있어 날 단면이 토양과 접촉하지 않는 로타리날을 의미한다. 매차의 시험에서 인공토양조의 토양경도는 위 시험에서와 같은 방법으로 조절하였다.

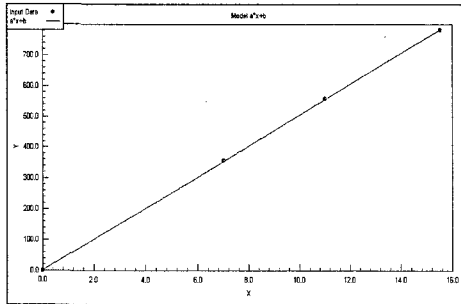
Table 4.4 The experimental arrangement on soil bin

No. of experiment	Block	
	1 Area	2 Area
No. 1	θ_b	θ_a
No. 2	θ_a	θ_b
No. 3	θ_b	θ_a

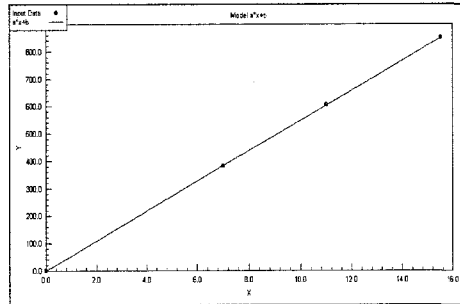
제 3 절 결과 및 고찰

1. 측정대차 캘리브레이션 결과

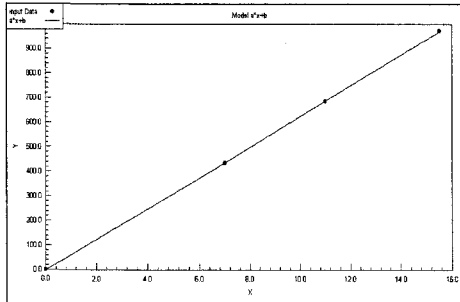
측정대차에 사용된 로타리의 토크미터 캘리브레이션 결과가 그림 4.13 및 표 4.5에 나타나 있다. 로타리를 뒤에서 봤을 때 왼쪽부터 a, b, c 부분에 스트레인 게이지를 부착하였으며 그에 따라 캘리브레이션을 실시하였다.



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 4.13 The calibration result of torque meter
(a) a position, (b) b position, (c) c position, (d) calibration

Table 4.5 The calibration result of torque meter

position	Equation	R ²
a	$y = 50.361x + 1.246$	0.9999
b	$y = 54.835x - 0.949$	0.9999
c	$y = 62.604x - 1.9473$	0.9999

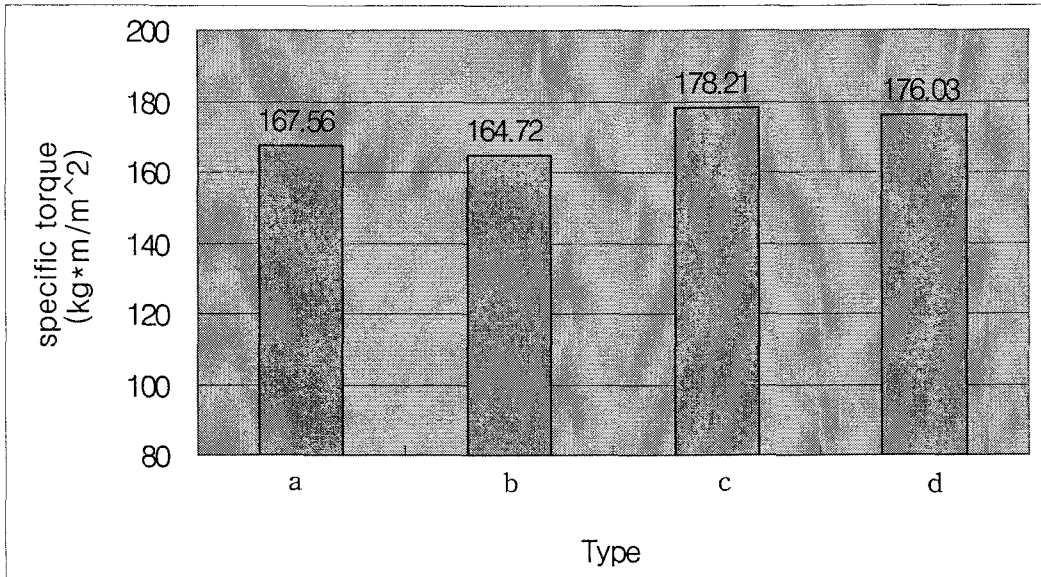
2. 기존 로타리날 경운부하 측정결과

본 시험에서는 우리나라의 대표적인 로타리날 제조회사별 제품을 선정하여 경운부하 측정을 실시하였다. 동일한 토양조건과 경심, 회전속도, 전진속도 등의 동일한 시험조건을 만족시키며 시험을 실시하였고 시험결과가 그림 4.14에 나타나 있다.

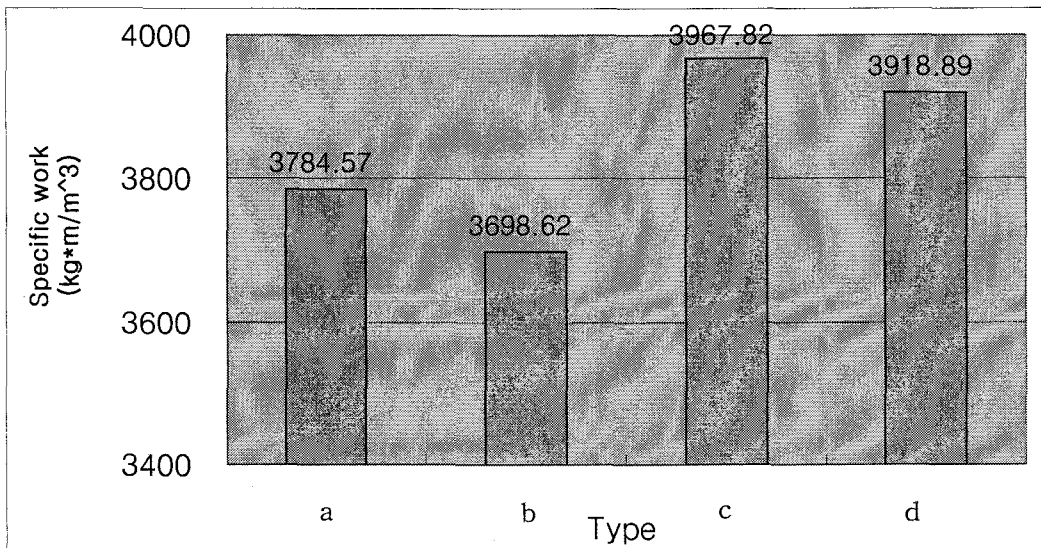
그림에서 보듯이 비토크의 경우는 160에서 180 $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 의 값이 측정되었다. 또한 비일의 경우는 3600에서 4000 $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$ 의 값이 측정되었다.

전체적으로 a, b type의 로타리날이 경운부하가 작게 나왔으며, c, d type의 로타리날이 경운부하가 많이 나왔다. 2장에서 연구한 로타리날의 형태분석과 비교하여 살펴보면, 경운부하가 가장 적게 측정된 b type의 로타리날에 비해 경운부하가 가장 크게 측정된 d type의 로타리날은 날형상에서 $\theta 2$ 값은 상대적으로 작고, $w3$ 는 상대적으로 크다. 이는 로타리날이 토양을 절단할 때 $\theta 2$ 값의 크고 작음이 토양 전단력에 영향을 미치므로 토양 전단력이 b type 로타리날 보다 d type 로타리날이 크게 되어 경운부하가 크게 된것이라 사료된다. $w3$ 값이 크다는 것은 그만큼 경운시 만곡부가 토양과의 접촉 시간이 길어지기 때문에 토양과의 마찰이 크기 때문에 경운부하가 역시 커진 것이라 사료된다.

또한 각 로타리날의 가상 절삭단면을 비교해 보면, b type의 로타리날이 다른날에 비해 로타리날 높이당 회전반경이 작아 로타리 경운시 경운부하가 적게 측정된 것이라 사료된다.



(a)



(b)

Fig. 4.14 The results of measuring tillage power in each type
(a) specific torque, (b) specific work

3. 로타리날 요인시험 결과

가. 만곡부 형상 비교시험

본 시험에서 데이터 수집시 A/D컨버터의 샘플링 주파수를 1000 Hz로 설정하였으며, 데이터 분석은 로타리 경운축 10회전을 기준으로 하여 처리 및 분석하였다.

시험 결과에서 이용한 비토크(Specific torque)와 비일(Specific work)은 경운부하를 나타내는 지표로서, 식 (4.1)과 (4.2)로 나타내었다.

$$K_t = \frac{T}{bh} \dots \dots \dots \text{eg. (4.1)}$$

$$K_w = \frac{75N_r}{bhv} \dots \dots \dots \text{eg. (4.2)}$$

Where, K_t = specific torque ($\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$)

K_w = specific work ($\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$)

T = average torque ($\text{kgf} \cdot \text{m}$)

N_r = average power (PS)

b = tillage width (m)

h = tillage depth (m)

v = forward velocity of machine (m/s)

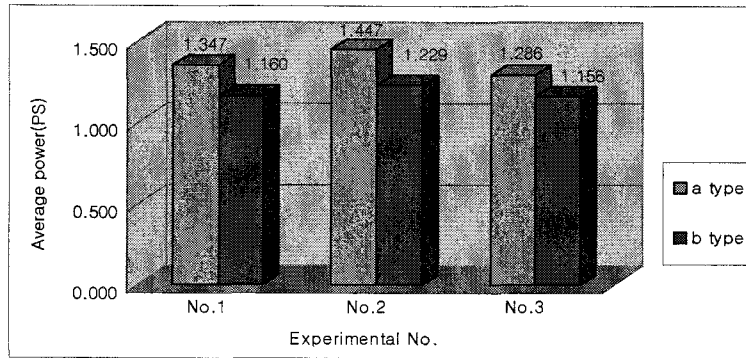
표 4.6 및 그림 4.15는 측정결과 및 평균 마력, 비토크(Specific torque)와 비일(Specific work)계산 결과를 나타낸 것이다.

시험결과에서 나타난 것처럼 만곡부가 평면인 a type과 곡면인 b type인 로타리 날로 인공토양조에서 경운부하를 3차 반복 측정하였을 때 1차 시험에서 평균 소요동력은 각각 1.347, 1.160 PS로 나타났으며, 2차 시험에서는 각각 1.447, 1.229 PS로 나타났고, 3차 시험에서는 각각 1.286, 1.156 PS로 나타났다. 3차 반복시험에서 평균 소요동력은 1.360, 1.182 PS로 나타났으며, 소요동력 감소율은 13.10 %로 나타났다.

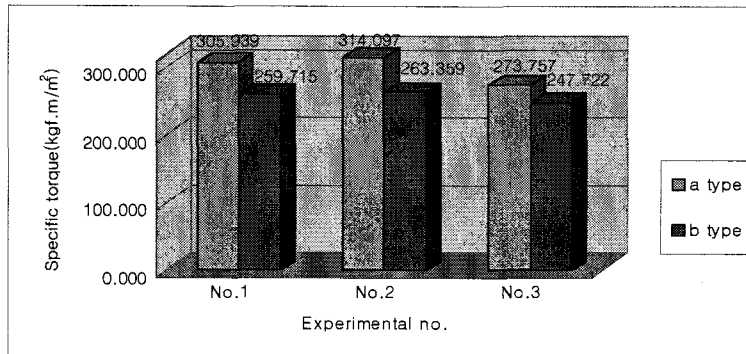
a type과 b type의 비토크는 1차 시험에서는 각각 $305.94, 259.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났으며, 2차 시험에서는 각각 $314.10, 263.36 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났으며, 3차 시험에서는 $273.76, 247.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났다. 3차 반복시험에서 평균 비토크는 297.93, 256.93 $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났으며, 감소율은 13.761 %로 나타났다.

Table 4.6 The experimental results

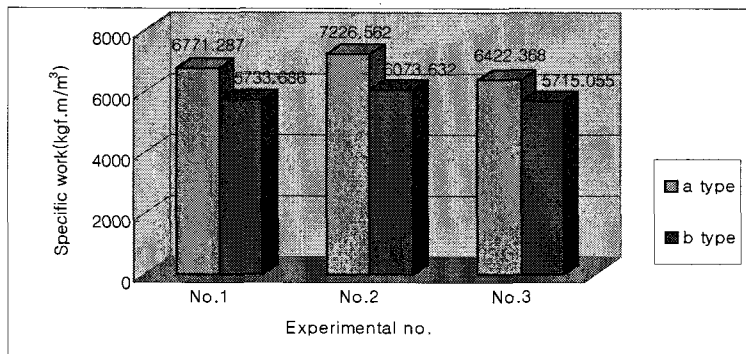
Item	blade type		
	a type	b type	
No. 1	Average power (PS)	1.347	1.160
	Specific torque (kgf · m/m ²)	305.939	259.715
	Specific work (kgf · m/m ³)	6771.287	5733.686
	Average torque (kgf · m)	6.522	5.630
	Max. torque (kgf · m)	6.826	6.343
	Min. torque (kgf · m)	5.852	5.863
	Average rpm	147.9	147.6
No. 2	Average power (PS)	1.447	1.229
	Specific torque (kgf · m/m ²)	314.097	263.359
	Specific work (kgf · m/m ³)	7226.562	6073.632
	Average torque (kgf · m)	6.738	5.709
	Max. torque (kgf · m)	7.312	6.945
	Min. torque (kgf · m)	6.172	5.341
	Average rpm	153.8	154.2
No. 3	Average power (PS)	1.286	1.156
	Specific torque (kgf · m/m ²)	273.757	247.722
	Specific work (kgf · m/m ³)	6422.368	5715.055
	Average torque (kgf · m)	5.872	5.370
	Max. torque (kgf · m)	7.448	6.563
	Min. torque (kgf · m)	4.785	4.614
	Average rpm	156.8	154.2
Total	Power (PS)	1.360	1.182
	Average specific torque (kgf · m/m ²)	297.931	256.932
	Average specific work (kg · m/m ³)	6806.739	5840.791



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.15 The results of measuring tillage power in each condition
 (a) power, (b) specific torque, (c) specific work

a type과 b type의 비일은 1차 시험에서는 각각 6771.29, 5733.69 kgf·m/m³로 나타났으며, 2차 시험에서는 각각 7226.56, 6073.63 kgf·m/m³로 나타났으며, 3차 시험에서는 6422.37, 5715.06 kgf·m/m³로 나타났다. 3차 반복시험에서 평균 비일은 6806.74, 5840.79 kgf·m/m³로 나타났으며, 비일 감소율은 14.19 %로 나타났다.

a type과 b type의 평균 소요동력, 비토크 및 비일을 유의수준 5 %에서 각각 분산분석을 진행한 결과 F₀은 각각 11.51, 9.66, 13.76로 나타났고, F(1, 4 ; 0.05) = 7.71로 나타났다. 평균 소요동력, 비토크 및 비일의 F₀값이 모두 기각치 F보다 커서, 만곡부 단면형상이 경운부하에 영향을 주는 것으로 나타났다. 즉 만곡부 단면형상이 곡면으로 제작된 것이 평면으로 제작된 것에 비하여 경운부하가 감소되는 것으로 나타났다.

나. 단면 θ 각 비교시험

본 시험에는 로타리날의 θ 2각(cf. fig2.7)이 마이너스 값을 나타내던 국내 모사의 로타리 경운날과 그 날을 가공하여 θ 2각(cf. fig2.7)이 플러스 값을 나타내게 한 날을 각각 θ_a , θ_b 으로 설정하고 시험을 실시하였다. 로타리 경운날을 각각 시험용 로타리에 장착하고 경운부하 측정시험을 진행하였으며, 데이터 수집시 A/D컨버터의 샘플링 주파수를 1000 Hz로 설정하였으며, 데이터 분석은 로타리에 경운축 10회전을 기준으로 하여 처리 및 분석하였다. 표 4.7에 시험결과를 나타냈다.

그림 4.16과 그림 4.17은 평균 소요동력과 비토크를 그래프 화한 것이다. 결과에서 나타난 것과 같이 θ_a 와 θ_b 가 1차 시험에서 평균 소요동력은 각각 1.054 PS, 4.312 PS로 나타났고, 2차 시험에서는 각각 0.945 PS, 0.850 PS로 나타났으며, 3차 시험에서는 각각 0.991 PS, 0.861 PS로 나타났다. 3차 시험에서 전체적인 평균 소요동력은 0.997 PS, 0.885 PS로 나타났으며, 감소율은 11.172 %로 나타났다.

θ_a 와 θ_b 비토크는 1차 시험에서는 각각 234.488 kgf·m/m², 205.415 kgf·m/m²로 나타났으며, 2차 시험에서는 각각 209.187 kgf·m/m², 188.424 kgf·m/m²로 나타났으며, 3차 시험에서는 각각 219.580 kgf·m/m², 191.898 kgf·m/m²로 나타났다. 3차 시험에서 비토크의 평균은 221.085 kgf·m/m², 195.246 kgf·m/m²로 나타났으며, 감소율은 11.687 %로 나타났다.

θ_a 와 θ_b 의 평균 소요동력과 비토크를 유의수준 5 %에서 분산분석을 진행한 결과 F₀은 F 기각치 보다 크게 나타났으므로, 만곡부 단면의 θ 각이 경운부하에 유의한 영향을 주는 것으로 판단하였다. 즉 만곡부 단면의 θ 각이 플러스 값을 가지는 날이 마이너스 값을 나타내는 날에 비하여 경운부하가 감소되는 것으로 판단되었다.

트랙터 로타리 경운날 설계시 θ 각이 마모를 고려한, 일정한 플러스 값을 가지게 설

Table 4.7 The experimental results

Item	blade type		
	θ_a	θ_b	
No. 1	Average power (PS)	1.054	0.946
	Specific torque (kgf · m/m ²)	234.488	205.415
	Average torque (kgf · m)	4.896	4.289
	Max. torque (kgf · m)	5.357	4.930
	Min. torque (kgf · m)	4.536	3.496
	Average rpm	154.2	157.9
No. 2	Average power (PS)	0.945	0.850
	Specific torque (kgf · m/m ²)	209.187	188.424
	Average torque (kgf · m)	4.368	3.934
	Max. torque (kgf · m)	4.820	3.945
	Min. torque (kgf · m)	3.940	3.754
	Average rpm	155.0	154.7
No. 3	Average power (PS)	0.991	0.861
	Specific torque (kgf · m/m ²)	219.580	191.898
	Average torque (kgf · m)	4.585	4.007
	Max. torque (kgf · m)	4.979	4.513
	Min. torque (kgf · m)	3.818	3.981
	Average rpm	154.8	153.8
Total	average power (PS)	0.997	0.885
	Average specific torque (kgf · m/m ²)	221.085	195.246

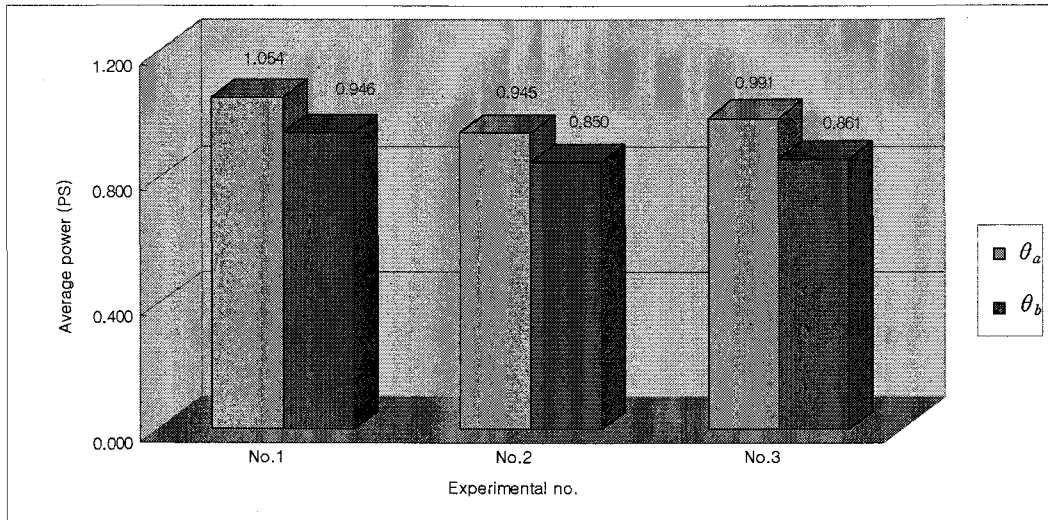


Fig. 4.16 The result of average power

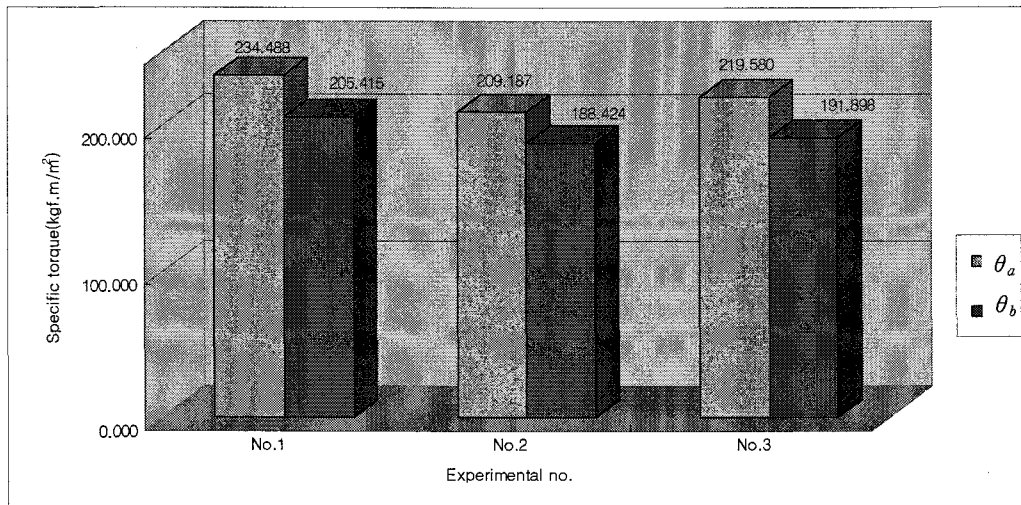


Fig. 4.17 The result of specific torque

계하면, 즉 선단높이가 최선단 높이에 비하여 낮으면 경운부하 절감에 유리할 것으로 판단하였다. 그러나 θ 각이 너무 큰 플러스 값을 나타내면, 즉 선단의 높이가 최선단 높이에 비하여 너무 낮으면 날이 마모가 가속화 될 것이고 따라서 사용수명이 감소될 것으로 사료되며, 경운작업 시 토양의 반전성능에도 일정한 영향을 줄 것으로 사료된다.

제 4 절 요약 및 결론

본 연구는 기존에 나와있는 로타리 제조회사별 로타리날의 경운부하를 측정하고 이를 비교 분석하여 본 연구에서 개발하고자 하는 로타리날의 기본자료로 사용하고 이를 개량 보완하는데 본 연구의 목적이 있다.

또한, 트랙터 로타리날 주요 설계요인인 만곡부 형상, 단면각 등을 변화시키며 로타리 경운부하를 측정하여, 본 설계요인이 로타리 경운부하에 미치는 영향을 측정, 분석하는데 본 연구의 목적이 있으며, 그 구체적인 연구결과는 다음과 같다.

1. 로타리 경운 소요동력을 측정한 결과, a, b, type 로타리날의 소요동력이 비토크의 경우 $160 \sim 170 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$, 비일의 경우 $3,700 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$ 정도로 측정되어 로타리날의 형상에 따른 소요동력의 차가 크게 나타나는 것으로 사료된다.
2. 만곡부 형상 비교시험 결과 로타리 경운날 만곡부 형상이 곡면인 날이 평면인 날에 비하여 평균 소요동력은 13.10 % 감소되는 것으로 나타났고, 비토크는 13.76 % 감소되는 것으로 나타났으며, 비일은 14.19 % 감소되는 것으로 나타났다. 이 결과에 의하여 트랙터 로타리 경운날 설계시 만곡부를 일정한 곡률 반경을 가진 곡면으로 설계하면 경운부하의 절감에 효과가 있을 것으로 사료된다.
3. 단면 θ 각 비교시험 결과 만곡부 단면의 θ 각이 플러스인 값을 가지는 날이 마이너스 값을 가지는 날에 비하여, 평균 소요동력은 11.17 % 감소되는 것으로 나타났으며, 비토크는 11.69 % 감소되는 것으로 나타났다. 이 결과에 의하여 트랙터 로타리 경운날 설계시 만곡부 단면의 θ 각을 경운작업시 마모를 고려하여 일정한 플러스 값을 가지게끔 설계하면 경운부하의 절감에 효과가 있을 것으로 사료된다.

제 5 장 이물질 감김 방지장치 및 흙부착 방지장치

제 1 절 서 언

국내에서 사용되고 있는 트랙터의 로타리는 원판플랜지에 C형 날을 부착한 형태가 대부분으로서, 발뿐만 아니라 물논에서도 작업이 많이 이루어지고 있다.

로타리를 이용하여 밭에서 작업을 할 경우 주변 잡초 및 이물질 등에 의해 경운축 및 로타리날에 이물질이 걸리거나 감기는 현상이 주로 발생하며, 특히 경운축과 로타리 좌우측 측판과의 연결부위에 더 많은 양의 이물질이 감기게 된다. 감기는 이물질로서는 대부분 잡초, 비닐, 끈 등이다.

물논에서의 로타리 작업시에는 수확시 벚집 및 기타 작물을 콤바인 등에 의하여 대부분 절단이 이루어지고 있으며, 이러한 경우 로타리 경운축에 벚집등이 감기는 현상은 거의 없으나, 절단이 이루어지지 않은 곳에서는 경운축에 이물질이 심하게 감기어 올바른 로타리작업이 실시되지 못하고 트랙터에 부하가 증가되는 현상이 발생한다.

또한, 로타리 경운작업시 작업부에 흙이 부착되면 작업성능에 큰 영향을 미치는 것으로 파악되고 있으며, 작업후 부착된 흙처리에 별도의 시간과 노동력이 소요되어 로타리 경운 비용이 증가되는 것으로 파악되었다.

흙이 부착된 모양을 보면 커버 내측, 경운축, 경운날 등에 부착되는데 부착되는 정도가 심할 때에는 세 부분에 부착된 흙이 일체가 되어서 작업성능의 저하는 물론이고, 트랙터의 주행에도 영향을 미친다. 시험적인 관찰에 의하면 흙이 부착되는 부위는 커버 내측에서 시작하여, 그 부분에 부착된 흙의 양이 증가함에 따라서 다른 부위로 확장되었다.

따라서 본 연구는 로타리 경운작업시 이물질 감김 및 흙부착에 따른 경운부하의 증가를 방지하기 위하여 이물질 감김 방지장치 및 흙부착 방지장치를 개발하는데 본 연구의 목적이 있다.

제 2 절 재 료 및 방 법

1. 공 시 재 료

본 연구의 이물질 감김 방지장치 및 흙부착 방지장치의 성능시험 그리고 로타리 경운작업 소요동력 측정시험에 사용된 트랙터는 대동공업(주)에서 제작된 정격출력 55마력 트랙터이다. 트랙터에 부착된 로타리는 우정정공(주)에서 제작된 55마력의 트랙터에 적용 가능한 기어전동방식 로타리로 경폭 1.75m, PTO축 대비 로타리 회전수가 4.25 : 1 이며, 로타리날을 부착시키기 위한 7개의 플랜지가 달려있다. 하나의 플랜지에는 6개의 로타리날을 부착할 수 있도록 되어있으며 양끝의 플랜지에는 각각 3개의 로타리날이 부착되어있고 가운데 있는 5개의 플랜지에는 6개의 로타리날이 부착되어 있다. 근접한 플랜지간에 부착된 로타리날은 15° 간격을 이루고있다. 플랜지에 부착한 로타리날은 우정정공(주)에서 제작한 취부 구멍 중심거리가 57mm인 C형 로타리날이다.

시험에 사용된 포장은 이물질 감김 방지장치의 경우 충남대학교 농업생명과학대학 부속 농장 포장(F1, F2, F3, F4) 4곳에서 시험하였으며, 흙부착 방지장치의 경우 충남대학교 농업생명과학대학 부속 농장 포장(N1, N2) 2곳과 부속 동물사육장의 포장(M1, M2) 2곳에서 시험하였다. 시험포장의 상태와 평균 함수율은 표 5.1에서 보는바와 같다.

Table 5.1 Field condition and average moisture content

Test	Field	Field type	Soil condition	moisture content (%, d.b.)
preventing an alien substance to be wound	F1	a rice paddy	No tilling	38.6
	F2	a rice paddy	No tilling	40
	F3	a dry field	1st plow tilling	17.5
	F4	a dry field	1st plow tilling	19
preventing soil adherence	N1	a dry field	No tilling	25.7
	N2	a dry field	No tilling	33.4
	M1	a dry field	No tilling	18.9
	M2	a dry field	No tilling	22.1

2. 로타리 소요동력 측정장치

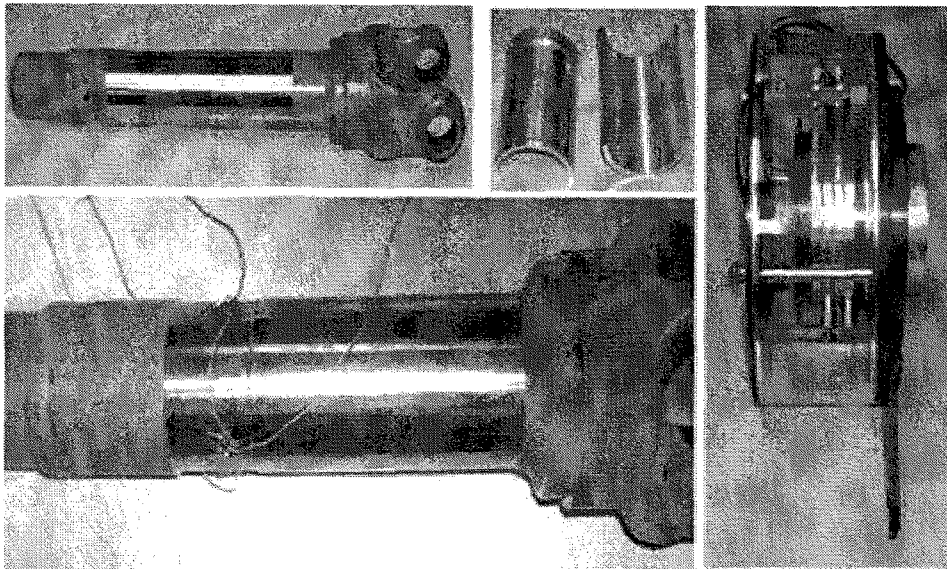
로타리 경운작업시 로타리의 소요동력 및 로타리 커버 흙 부착 방지장치의 성능시험을 위하여 로타리 소요동력을 측정하고 비교·분석할 수 있는 소요동력 측정장치를 개발하여 로타리 이물질 감김 방지장치 및 커버 흙 부착 방지장치의 성능시험을 실시하였다.

본 연구에서 개발한 로타리 소요동력 측정장치는 트랙터 PTO용 유니버설 조인트, 조인트 축 토크를 측정하기 위한 스트레인 게이지, 스트레인 게이지에서 전기적인 신호를 전달해 주는 슬립링(slip ring), 그리고 조인트 축의 회전속도를 측정하기 위한 근접센서 등으로 구성되었다. 표 5.2에 로타리 소요동력 측정장치의 제원을 나타내었다.

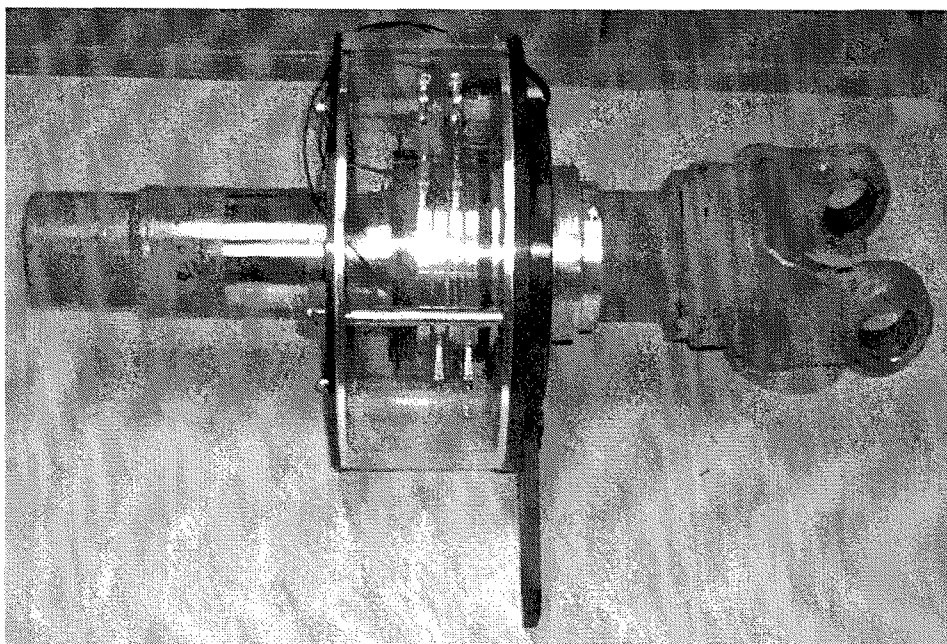
로타리 경운작업시 소요되는 동력은 트랙터 엔진의 PTO 축에서 유니버설 조인트를 통하여 로타리 동력 입력축에 전달되는데 이때 경운부하의 작용으로 인하여 유니버설 조인트 축에 토크가 생성된다. 이 토크를 측정하기 위하여 조인트 축의 일부분을 다른 부분보다 가늘게(96.7%) 가공한 후 원주방향으로 90° 간격으로 축 방향과 ±45° 의

Table 5.2 The specification of device measuring rotary power requirement

Item	Specification	Model	Manufacturer
Device for Power joint	Applied power : under 70ps	Single Type	Daechang
Strain gage	Gage factor : 2.15	KFG-2-120-C1-11	Kyowa
Slip ring	Capacity : 4poles	-	Yunghwa Eng.
Proximity sensor	Response frequency : 400(Hz)	PR12-4DP	Autonics



(a)



(b)

Fig. 5.1 The photo of rotary power requirement measuring device
(a) the parts of the device, (b) the complete unit

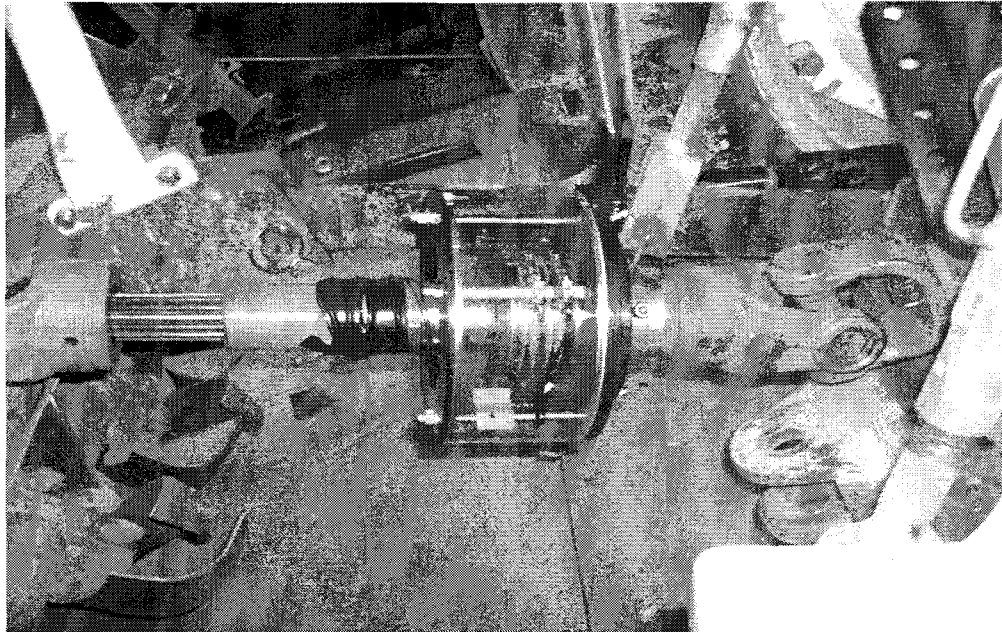


Fig. 5.2 The photo of device in the experiment

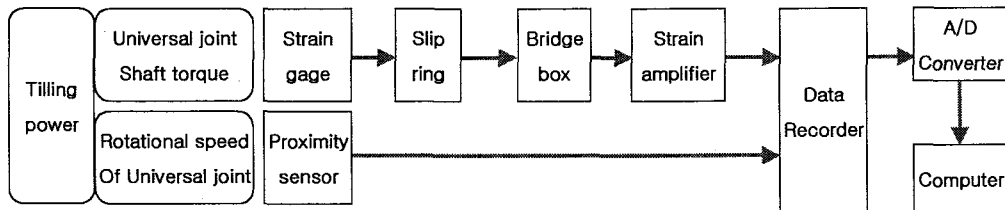


Fig. 5.3 Block diagram of the data acquisition and analysis system

경사로 4개의 스트레인 게이지를 부착하여 휘스톤 브리지(wheatstone bridge) 회로를 구성함으로써 토크변환기를 구성하였다. 스트레인 게이지(strain gauge)에서 나오는 전기적인 신호는 브리지박스(bridge box)와 앰프(amplifier)를 거쳐 증폭시킨 후 데이터 레코더(data recorder)에 저장하였다.

조인트 축의 회전수는 근접센서를 이용하여 전기적인 신호로 바꾸는 방법을 사용하였으며, 센서의 부착위치는 슬립링의 축과 같이 회전하지 않는 바깥 케이스에 고정시켰다. 그림 5.1과 5.2는 개발된 로타리 소요동력 측정장치와 로타리에 실제로 장착을 한 모습을 나타낸 것이고, 그림 5.3은 자료 수집 및 분석 장치의 구성을 나타낸 것이다.

3. 이물질 감김 방지장치

본 연구에서는 로타리 경운작업시 로타리날 및 플랜지, 로타리 회전축 등에 이물질이 감기는 현상을 방지하기 위하여 이물질 감김 방지장치를 설계, 제작하였다. 로타리 축을 중심으로 15도 각도를 이루며 왼쪽 끝 플랜지에서 오른쪽 끝 플랜지까지 환봉을 연결하였다. 이는 로타리 작업시 벚짚, 잡초, 비닐, 끈 등이 플랜지나 로타리 회전축에 감길 때 원심력을 크게 하여 감기지 못하고 떨어져 나가게 하기 위한 것이다. 이물질 감김 방지장치에 사용된 환봉의 재질은 SS41 이며, 직경 $\phi 12$, 길이 1.58m이다. 그림 5.4, 5.5에 제작된 이물질 감김 방지장치가 장착된 로타리를 보여주고 있다.

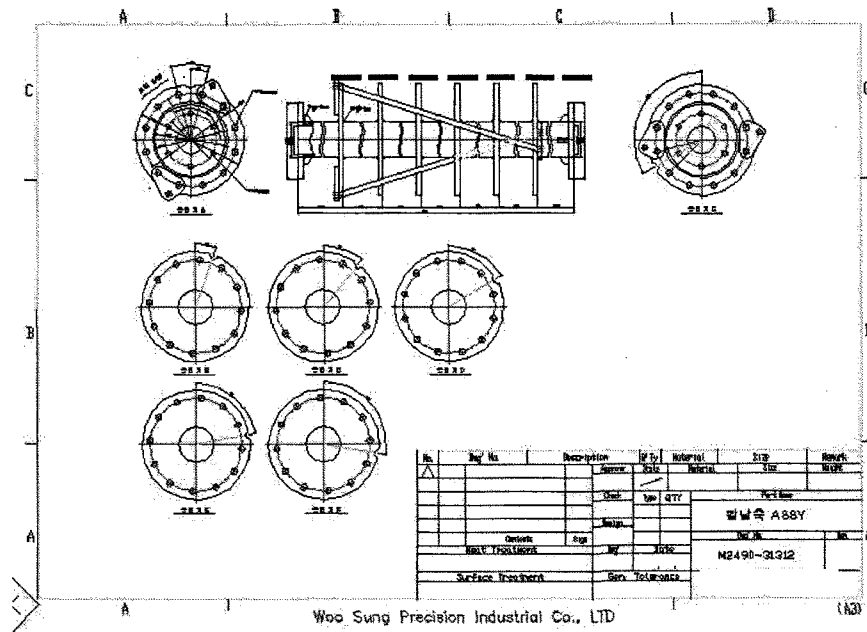
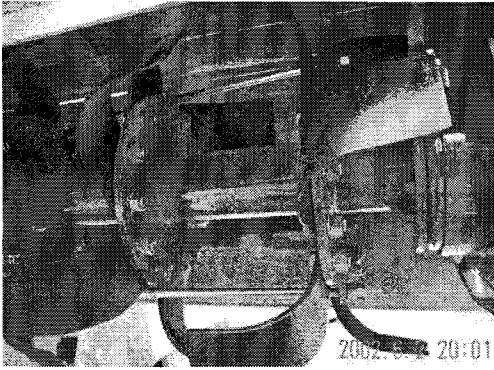
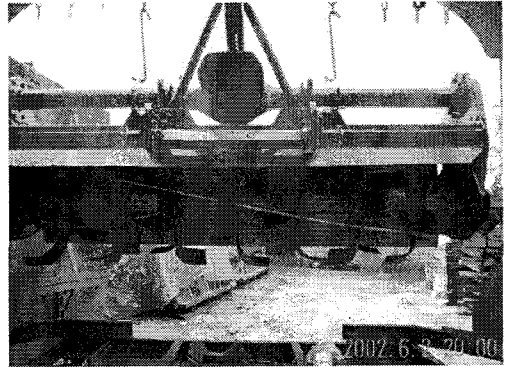


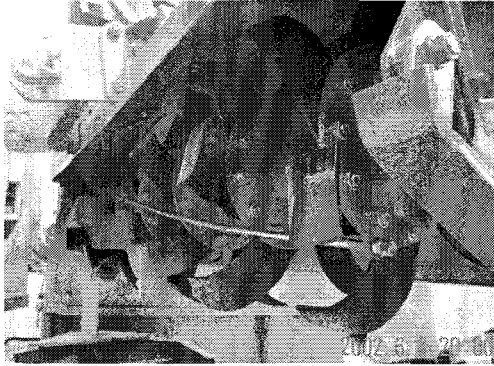
Fig. 5.4 The drawing of developed rotary tiller for preventing an alien substance being rolled



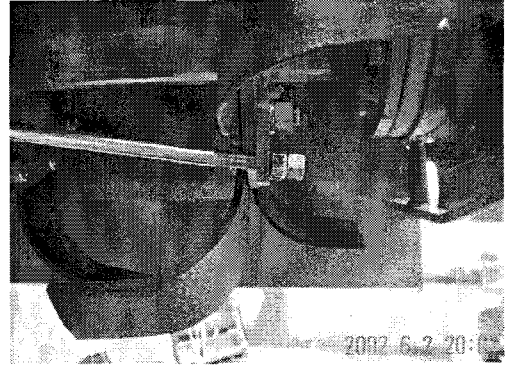
(a)



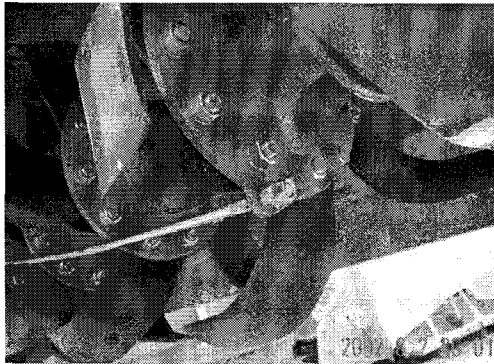
(b)



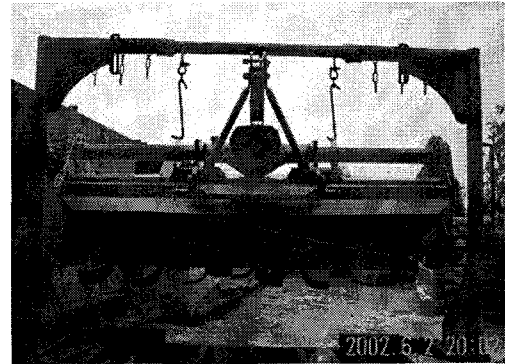
(c)



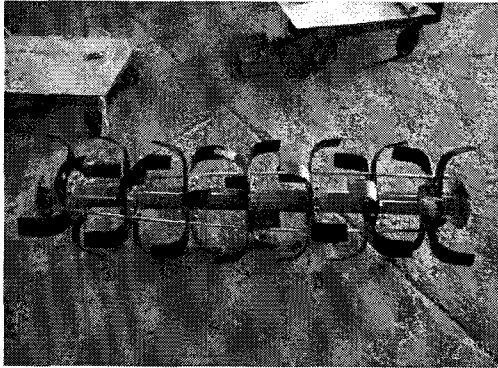
(d)



(e)



(f)



(g)



(h)

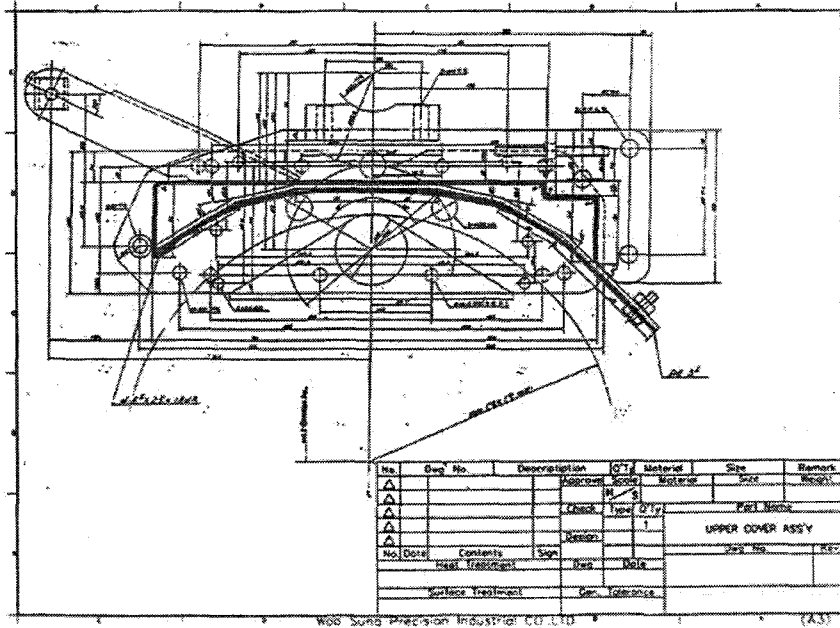
Fig. 5.5 The photo of developed rotary tiller for preventing an alien substance being rolled

4. 흙부착 방지장치

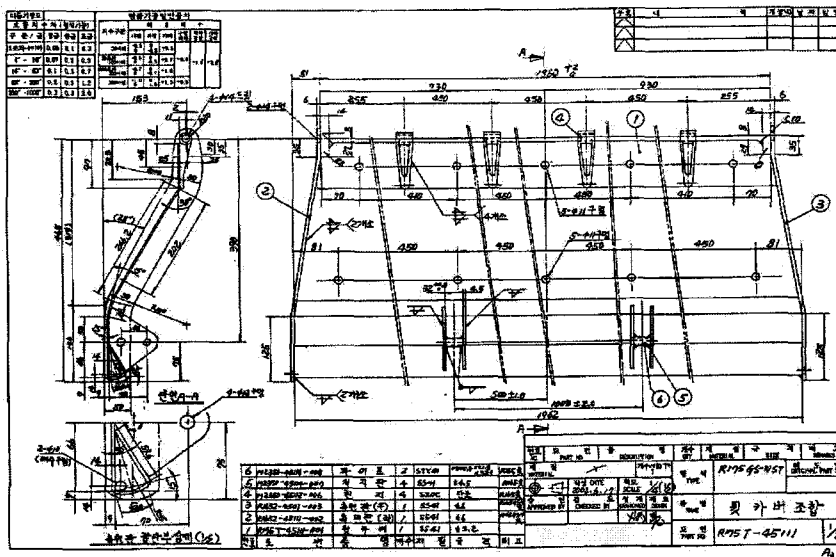
世良田和寬(1990) 등이 진행한 로타리 경운장치의 흙 부착 방지에 관한 연구에서는 경운장치의 커버에 흙이 부착되는 요인은 커버의 재질, 충돌각도, 충돌속도, 토성, 토양수분 등의 영향을 받는다고 보고되었다.

그리고 흙 분사장치를 설계 및 제작하여 다른 요인은 일정하게 하고 철, 테플론, 고밀도 폴리에틸렌, 저밀도 폴리에틸렌 및 수지 등의 여러가지 재질에 흙 부착 시험을 진행한 결과 고밀도 폴리에틸렌의 흙 부착율이 제일 적게 나왔다고 보고되었다. 따라서 본 연구에서는 世良田和寬(1990) 등의 연구결과를 이용하여 흙 부착 방지장치를 설계, 제작하였다.

본 연구에서는 현재 국내에서 가장 많이 보급되어 있는 중형트랙터(40~60PS)에 부착되는 로타리를 대상으로 로타리의 상부커버와 후부 커버 내측에 1.5mm 스테인리스 스틸(sus 310)판, 4mm 고무판, 그리고 두께 3mm의 고밀도 폴리에틸렌(high density) 판 등을 부착하여 흙과의 접촉면을 철에서 다른 재질로 변화시켰다. 그림 5.6은 설계, 제작된 흙부착 방지장치가 부착된 로타리의 설계 도면을 나타낸 것이고, 그림 5.7는 제작된 재질별 흙부착 방지장치 재료와 제작도면을, 그림 5.8에는 로타리 상부 커버와 후부 커버에 흙부착 방지장치 판을 부착시킨 모습을 나타내었다.

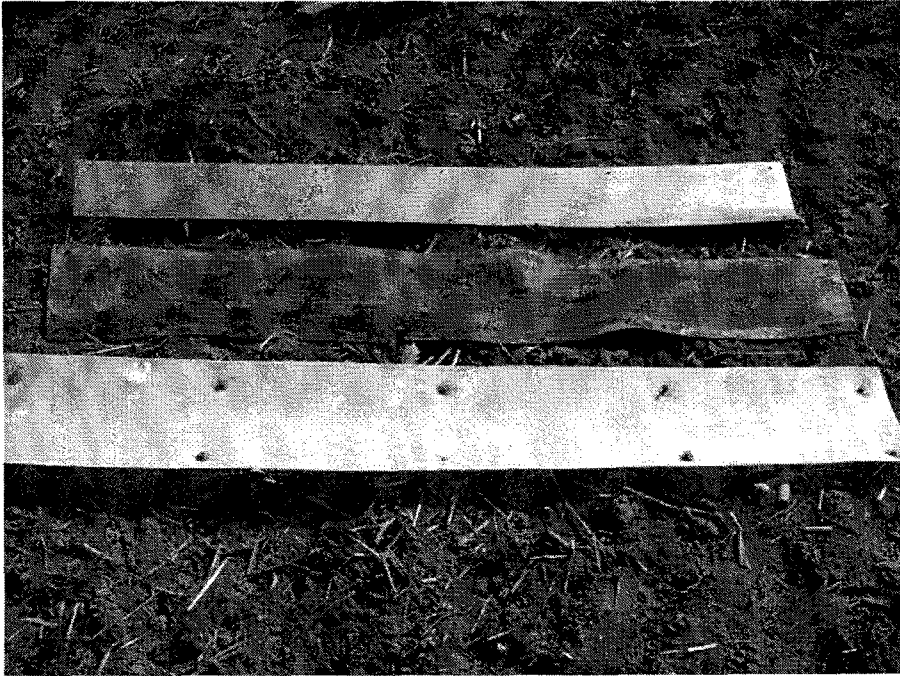


(a)

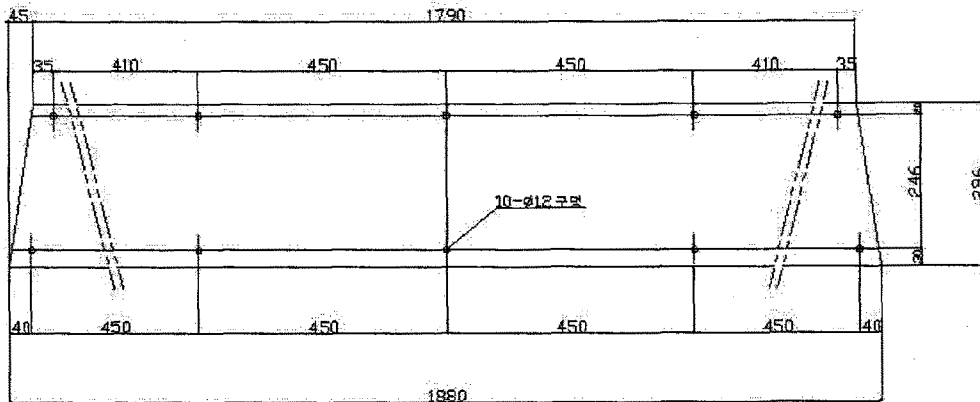


(b)

Fig. 5.6 The drawing of rotary tiller for preventing soil adherence

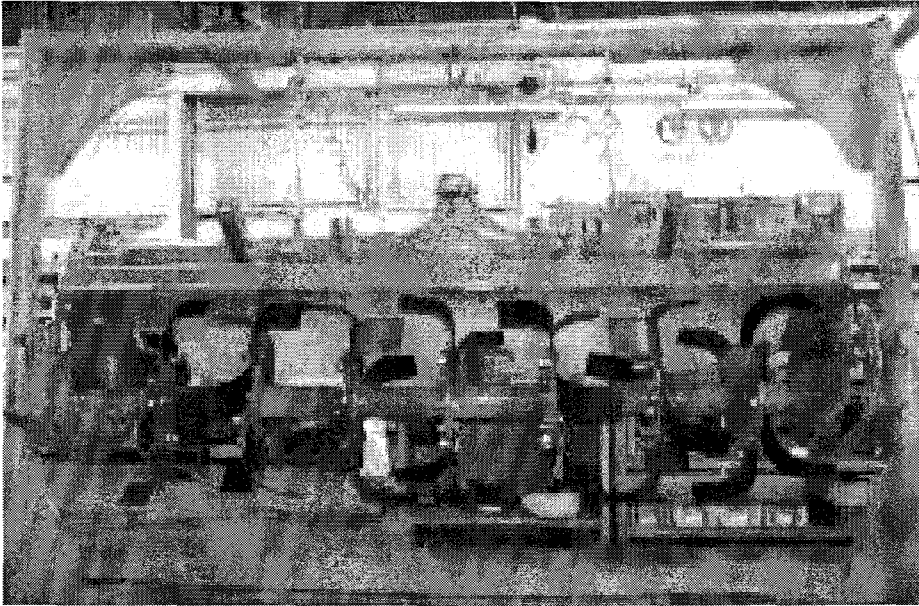


(a)

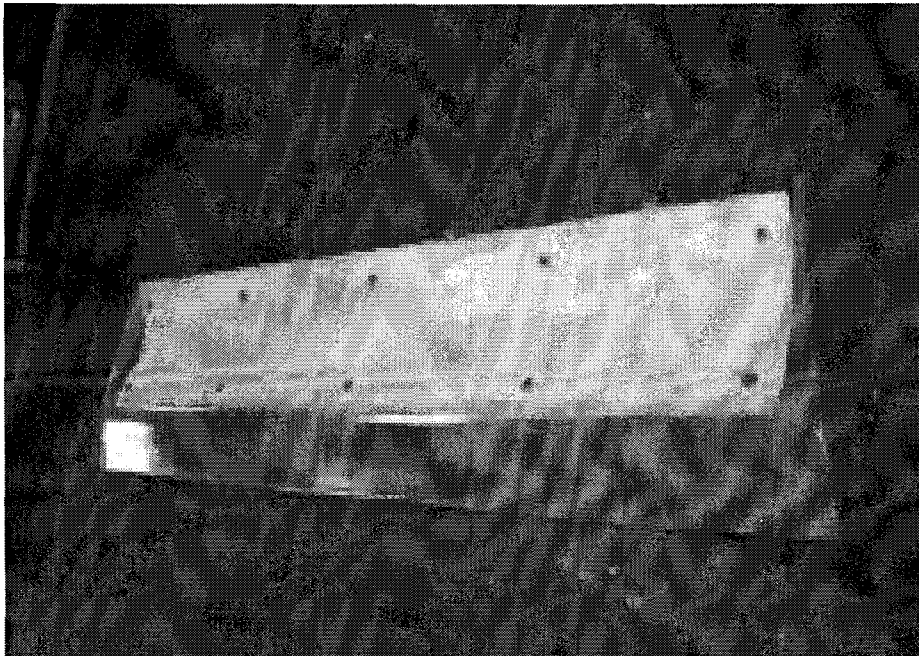


(b)

Fig. 5.7 The device for preventing soil adherence
 (a) types of device for preventing soil adherence
 (b) the schematic diagram of device for preventing soil adherence



(a)



(b)

Fig. 5.8 The photo of rotary tiller for preventing soil adherence
(a) rotary tiller for preventing soil adherence
(b) device for preventing soil adherence

5. 성능시험

가. 로타리 소요동력 측정장치의 캘리브레이션

본 연구에서는 로타리 경운 작업시 경운 소요동력을 측정하기 위하여 로타리 소요동력 측정장치를 제작하였다. 소요동력 측정장치를 통해 들어오는 신호는 전기적인 신호이기 때문에 이를 측도설정에 의해 얻어진 계수들을 이용하여 소요동력으로 환산하였다.

측정장치의 측도설정은 유니버설 조인트를 수평으로 고정시킨 다음 토크암을 걸고 이미 무게를 알고있는 추를 증감시켜 그때 나오는 전기적 신호를 앰프 및 데이터 레코드에 받아 컴퓨터로 A/D 변환하여 힘으로 환산하였다. 그림 5.9는 로타리 소요동력 측정장치의 측도설정을 하고 있는 모습을 나타낸 것이다.

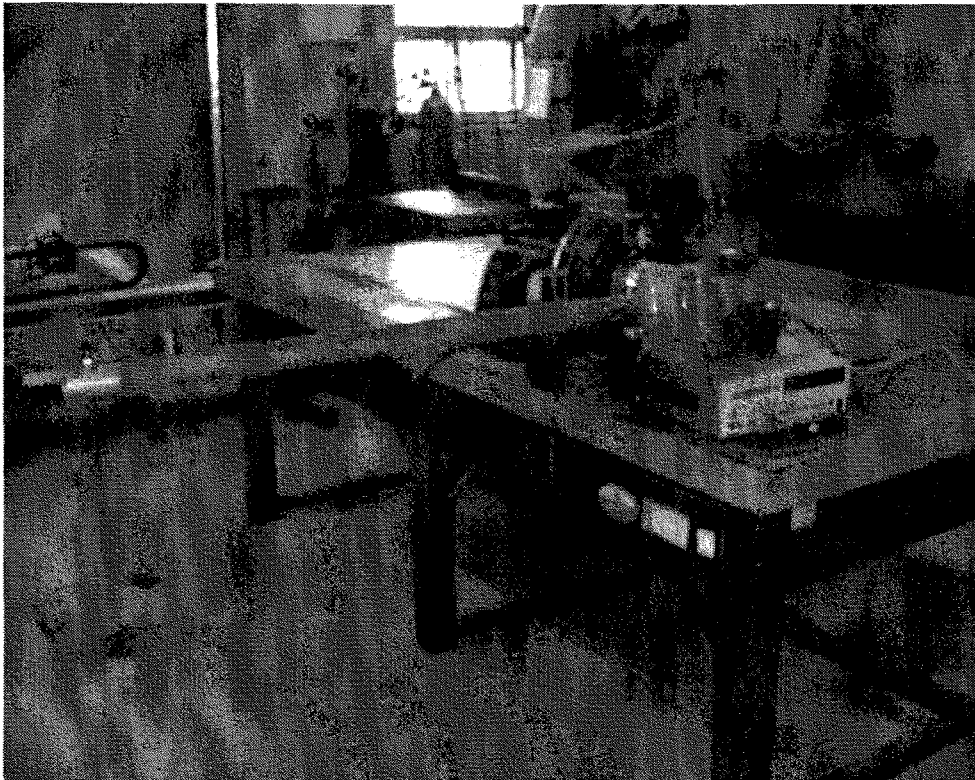


Fig. 5.9 The photo of system calibration

나. 이물질 감김 방지장치 성능시험

본 연구의 이물질 감김 방지장치의 성능시험 및 로타리 경운작업 소요동력 측정시험에 사용된 트랙터는 대동공업(주)에서 제작된 정격출력 55마력 트랙터이며, 트랙터에 이물질 감김 방지장치를 장착한 로타리를 이용하여 충남대학교 농업생명과학대학 부속 농장의 4개 포장에서 시험하였다. 로타리 경운시험을 실시하면서 소요동력 측정장치에서 나오는 신호들을 데이터 레코더에 저장하였다. 트랙터의 PTO 회전수는 540rpm으로 고정시켰으며, 로타리 경운축의 회전수는 PTO 회전수가 540rpm일 때 127rpm으로 회전하도록 제작하였다. 주행속도는 저속 2단(0.8m/s)으로 유지하였고, 경심은 0.13m로 유지하였다.

이물질 감김 방지장치의 효과를 확인하기 위하여 경운작업시의 소요동력을 측정하였다. 일반 로타리와 이물질 감김 방지장치를 장착한 로타리를 차례로 시험하여 각 로타리 경운시 소요동력을 측정하였으며, 각 로타리별 이물질 감김상태를 알아보고자 감김 위치, 감김 물질, 감김량 등을 조사·분석하였다. 그림 5.10에 성능시험을 하고 있는 모습을 나타내었다.

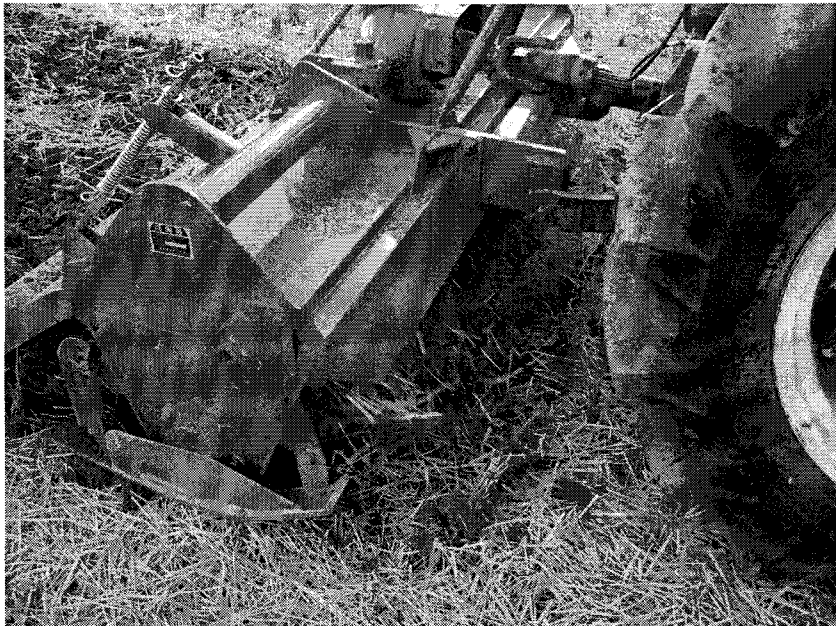


Fig. 5.10 The photo of rotary for preventing an alien substance to be wound in performance test

다. 흙부착 방지장치 성능시험

본 연구의 흙부착 방지장치의 성능시험 및 로타리 경운작업 소요동력 측정시험에 사용된 트랙터는 대동공업(주)에서 제작된 정격출력 55마력 트랙터이며, 트랙터에 흙부착 방지장치를 장착한 로타리를 이용하여 충남대학교 농업생명과학대학 부속 농장의 2개 포장과 동물사육장의 2개 포장에서 시험하였다. 로타리 경운시험을 실시하면서 소요동력 측정장치에서 나오는 신호들을 데이터 레코더에 저장하였다. 트랙터의 PTO 회전수는 540rpm으로 고정시켰으며, 로타리 경운축의 회전수는 PTO 회전수가 540rpm일 때 127rpm으로 회전하도록 제작하였다. 주행속도는 저속 2단(0.8m/s)으로 유지하였고, 경심은 0.13m로 유지하였다.

흙 부착 방지장치의 효과를 확인하기 위하여 경운작업시의 소요동력을 측정하였다.

일반 로타리 및 3가지의 흙부착 방지장치를 장착한 로타리를 차례로 시험하여 로타리 경운시 소요동력을 측정하였으며, 각 재질에 따른 경운 후의 흙부착 상태를 알아보고자 부착된 흙을 떼어내어 각각의 흙 무게를 측정하여 흙부착 상태를 조사, 분석하였다. 그림 5.11에 성능시험을 하고 있는 모습을 나타내었다.

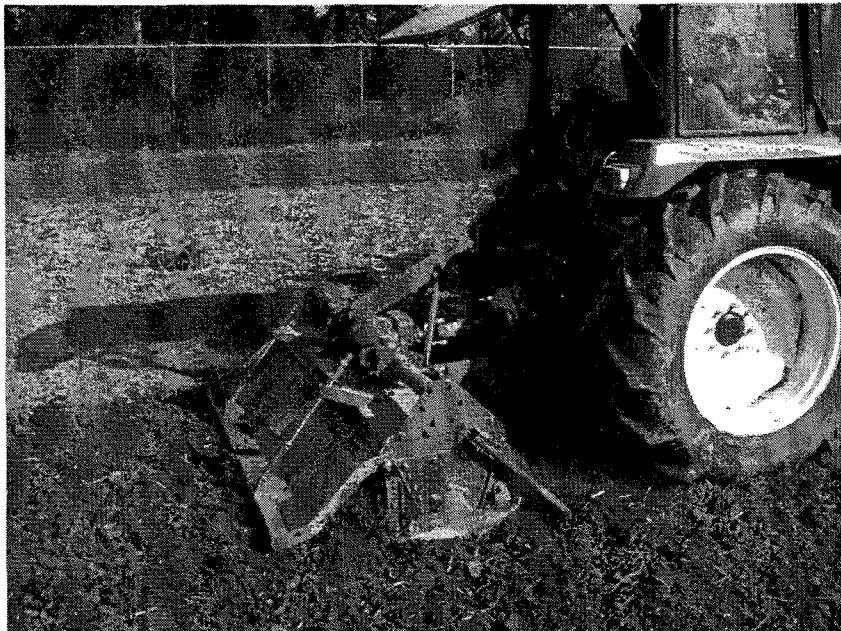


Fig. 5.11 The photo of rotary for preventing soil adherence in performance test

제 3 절 결과 및 고찰

1. 로타리 소요동력 측정장치의 캘리브레이션 결과

소요동력 측정장치의 측도설정은 유니버설 조인트를 수평으로 고정시킨 다음 토크암을 절고 추를 증감시키는 형식으로 하였다. 그림 5.12는 측도설정 결과를 나타낸 것이다.

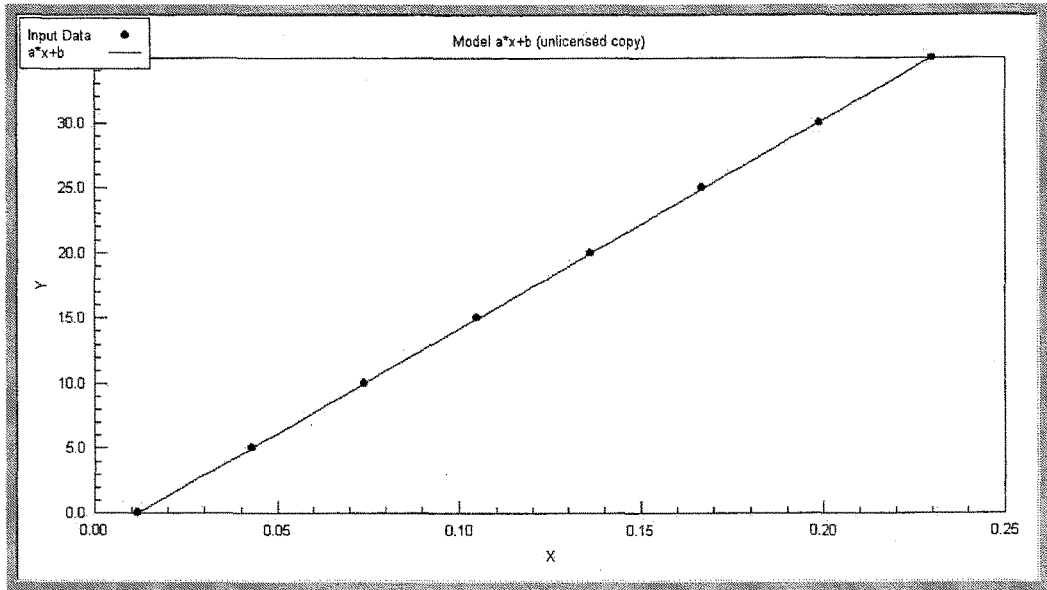


Fig. 5.12 Calibration curve of torque meter

회귀분석으로 계산된 식은 다음과 같다.

$$Y = 160.65 * X - 1.89$$

$$R^2 = 0.9955$$

where, Y = Weight (Kgf)

X = the value through A/D converter

R^2 = Determination Coefficiency

2. 이물질 감김 방지장치 성능시험 결과

포장에서 일반 로타리와 이물질 감김 방지장치 부착 로타리로 경운작업을 실시하면서 소요동력을 측정할 때 데이터 레코더의 샘플링 주파수는 12 kHz로 설정해 놓고 토크 변환기, 근접센서에서 나오는 신호를 저장하였다. 4개의 포장에서 각 시험별로 PTO축 34회전, 즉 로타리축 8회전(약 3.4초)에 해당하는 구간 6곳(약 17m)의 데이터를 임의로 선정하여 이를 분석하였다.

가. 일반 로타리 성능시험 결과

표 5.3을 살펴보면 4개의 포장에서 소요동력은 각각 41.28, 45.58, 36.27, 39.40ps이며 평균 40.63ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 40%(d.b.)인 F2 포장에서 45.58ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다. 로타리 회전축 및 로타리날 등에 감김 이물질의 상태를 살펴보면 그림 5.14에서 보는바와 같이 로타리 회전축 양쪽 지지부분에 많은 양의 이물질이 감기는 것으로 나타났으며, 로타리 회전축보다는 로타리날에 이물질이 많이 감기는 것으로 나타났다. 특히 함수율이 높은 포장일수록 이물질과 토양이 함께 로타리날에 부착되거나 감기는 것으로 나타났다.

이물질 감김량은 함수율 40%(d.b.)인 F2 포장에서 1.84kg 으로 가장 많은 이물질이 감긴 것으로 나타났다.

그림 5.13은 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이다.

Table 5.3 The results of performance test with general rotary
(a) F1 field, (b) F2 field, (c) F3 field, (d) F4 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F1	1	501.22	62.11	43.47
	2	498.39	62.56	43.53
	3	493.89	58.59	40.41
	4	511.15	51.71	36.91
	5	520.21	62.99	45.75
	6	512.12	52.57	37.59
	Max	520.21	62.99	45.75
	Min	493.89	51.71	36.91
	S.D	9.93	5.12	3.56
	Average	506.16	58.42	41.28

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F2	1	472.17	61.02	40.23
	2	495.22	62.16	42.98
	3	523.30	53.46	39.06
	4	580.73	65.08	52.77
	5	612.28	60.91	52.07
	6	581.72	57.12	46.39
	Max	612.28	60.94	52.77
	Min	472.17	53.46	39.06
	S.D	55.50	4.08	5.87
	Average	544.24	59.96	45.58

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F3	1	514.27	55.49	38.54
	2	499.61	54.33	39.70
	3	502.37	52.26	36.66
	4	512.22	52.18	37.47
	5	497.38	48.78	34.03
	6	523.42	44.51	31.22
	Max	523.42	55.49	39.70
	Min	497.38	44.51	31.22
	S.D	10.10	4.02	3.13
	Average	508.21	51.26	36.27

(d)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F4	1	502.34	51.95	36.44
	2	521.91	53.59	39.05
	3	496.37	55.18	38.24
	4	497.26	56.21	39.03
	5	512.96	66.33	47.50
	6	504.57	51.30	36.14
	Max	521.91	66.33	47.50
	Min	496.37	51.30	36.14
	S.D	9.86	5.50	4.16
	Average	505.90	55.76	39.40

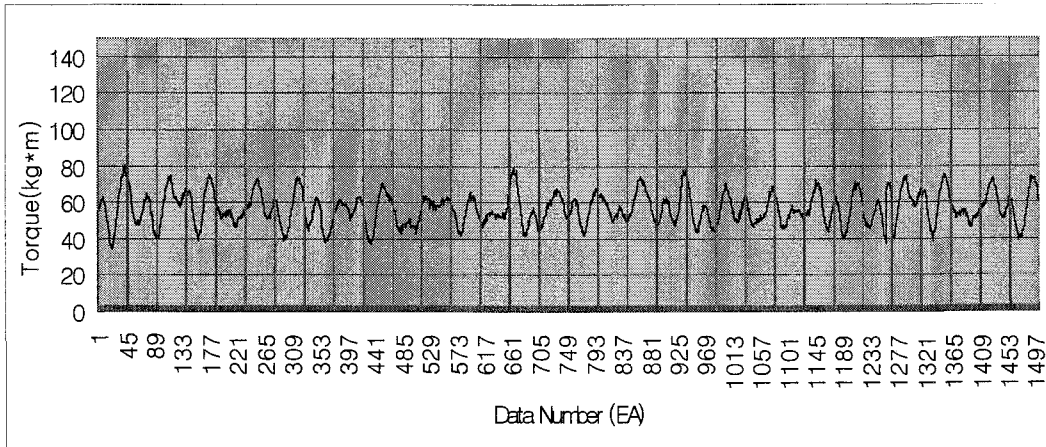


Fig. 5.13 The signal from torque meter and proximity sensor with general rotary in performance test

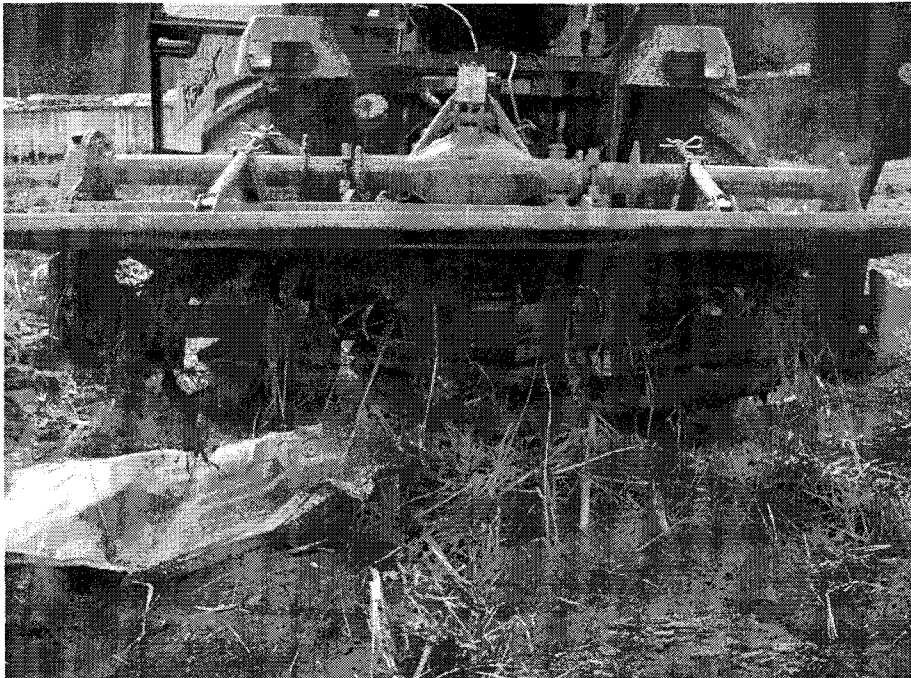


Fig. 5.14 The state of an alien substance wound with general rotary in performance test

나. 이물질 감김 방지장치 장착 로타리 성능시험 결과

표 5.4를 살펴보면 4개의 포장에서 소요동력은 각각 42.66, 43.46, 35.47, 37.98ps이며 평균 39.89ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 40%(d.b.)인 F2 포장에서 43.46ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다.

로타리 회전축 및 로타리날 등에 감김 이물질의 상태를 살펴보면 개발된 로타리 또한 로타리 회전축 양쪽 지지부분에 많은 양의 이물질이 감기는 것으로 나타났다. 특히 함수율이 적은 포장의 경우 로타리날 및 로타리 회전축엔 이물질 감김 현상이 적으나 함수율이 많은 포장의 경우 이물질과 토양이 함께 로타리날 및 이물질 방지장치 등에 덩어리로 엉켜 붙어 오히려 경운 소요동력 증가의 원인이 되는 것으로 나타났다.

이물질 감김량은 함수율 40%(d.b.)인 F2 포장에서 2.80kg 으로 가장 많은 이물질이 감긴 것으로 나타났다. 이는 일반 로타리 경운시보다 더 많은 양으로 오히려 함수율이 높을 때 이물질 감김 방지장치가 토양과 더불어 이물질을 더 감기게 하는 것으로 나타났다. 그림 5.15는 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이다.

그림 5.16은 이물질 감김 방지장치 장착 로타리로 경운작업을 한 후 이물질이 감긴 로타리를 나타낸 것이다.

Table 5.4 The results of performance test with rotary preventing an alien substance to be wound

(a) F1 field, (b) F2 field, (c) F3 field, (d) F4 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F1	1	504.50	62.91	44.31
	2	523.42	61.94	45.27
	3	521.04	60.22	43.81
	4	523.35	60.15	43.95
	5	502.19	57.32	40.19
	6	512.11	53.75	38.44
	Max	523.42	62.91	45.27
	Min	502.19	53.75	38.44
	S.D	9.57	3.35	2.70
	Average	514.43	59.38	42.66

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F2	1	480.78	63.51	42.64
	2	478.69	61.32	40.99
	3	473.86	62.65	41.45
	4	509.29	59.42	42.25
	5	497.39	71.94	49.96
	6	519.47	59.96	43.49
	Max	519.47	71.94	49.96
	Min	473.86	59.42	40.99
	S.D	18.47	4.59	3.30
	Average	493.25	63.13	43.46

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F3	1	498.62	43.86	30.54
	2	512.19	42.06	30.08
	3	500.54	50.31	35.16
	4	509.17	54.53	38.77
	5	507.19	55.59	39.37
	6	506.22	55.07	38.92
	Max	512.19	55.59	39.37
	Min	498.62	42.06	30.08
	S.D	5.17	5.97	4.28
	Average	505.66	50.24	35.47

(d)

Field	Ssample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
F4	1	512.91	54.59	38.12
	2	527.37	58.10	41.34
	3	512.94	48.54	31.62
	4	509.37	44.15	41.32
	5	542.34	53.09	39.09
	6	537.19	53.22	36.41
	Max	542.34	58.10	41.34
	Min	509.37	44.15	31.62
	S.D	14.00	4.90	3.65
	Average	523.69	51.95	37.98

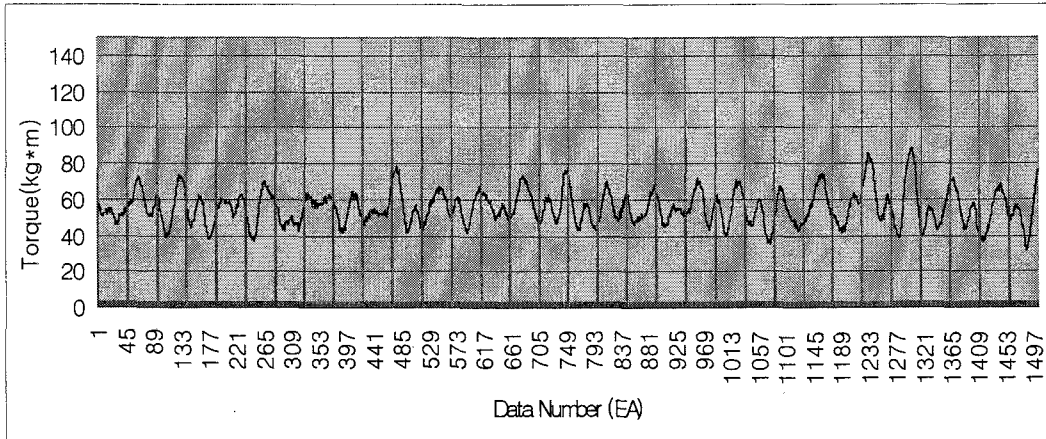


Fig. 5.15 The signal from torque meter and proximity sensor with rotary preventing an alien substance to be wound in performance test

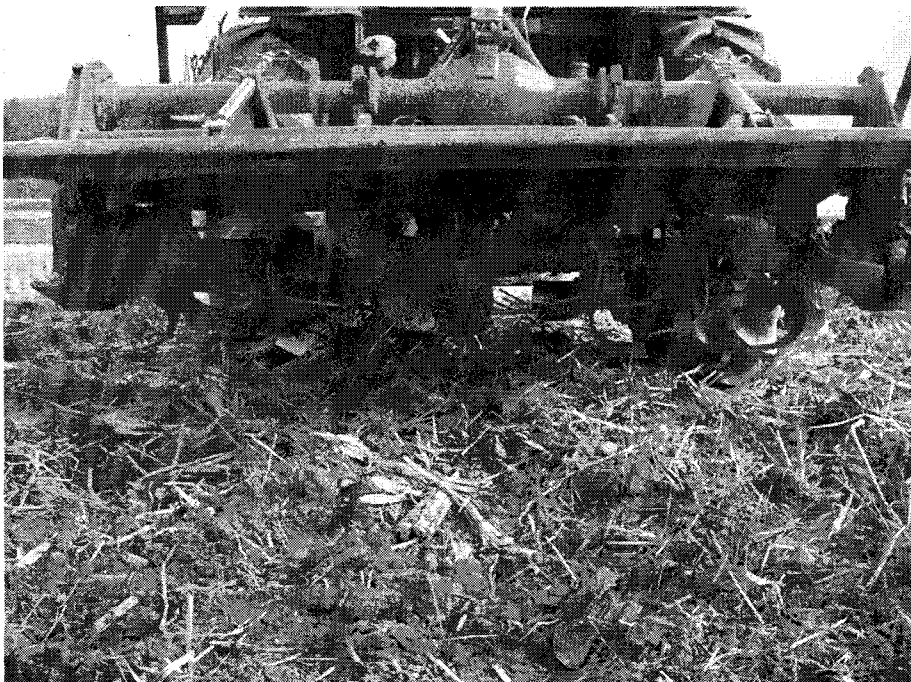


Fig. 5.16 The state of an alien substance wound with rotary preventing an alien substance to be wound in performance test

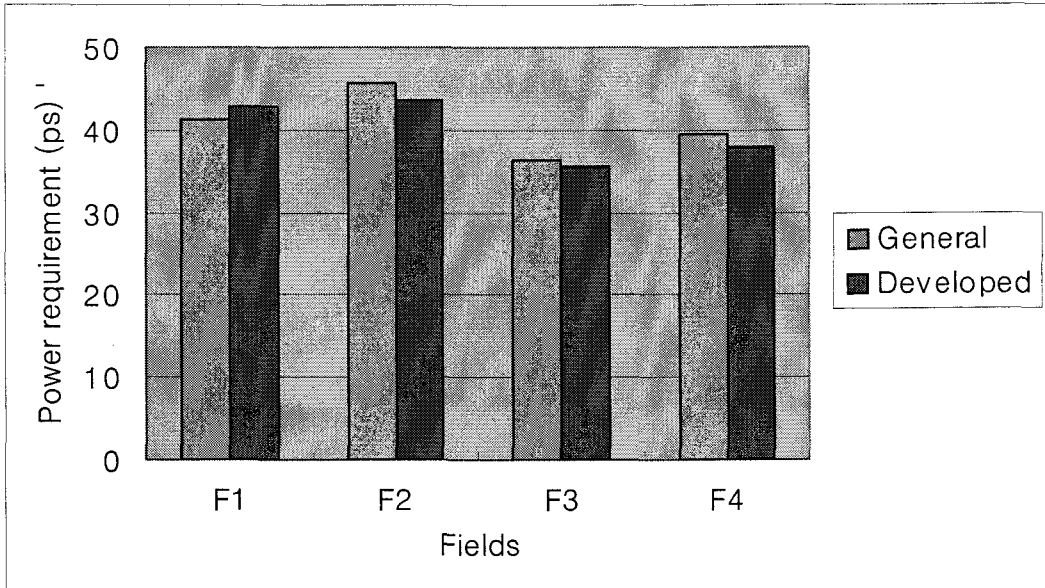
다. 성능시험 결과 분석

본 연구에서는 일반 로타리와 이물질 감김방지장치 장착 로타리를 차례로 로타리 경운시 경운 소요동력을 측정하였으며, 각 로타리에 따른 경운 후의 이물질 감김 및 부착 상태를 알아보려고 감김 이물질 및 토양을 떼어내어 각각의 토양을 제외한 이물질의 무게를 측정하여 이물질 감김 상태를 조사, 분석하였다. 성능시험 결과가 표 5.5 및 그림 5.17과 같이 나타났다.

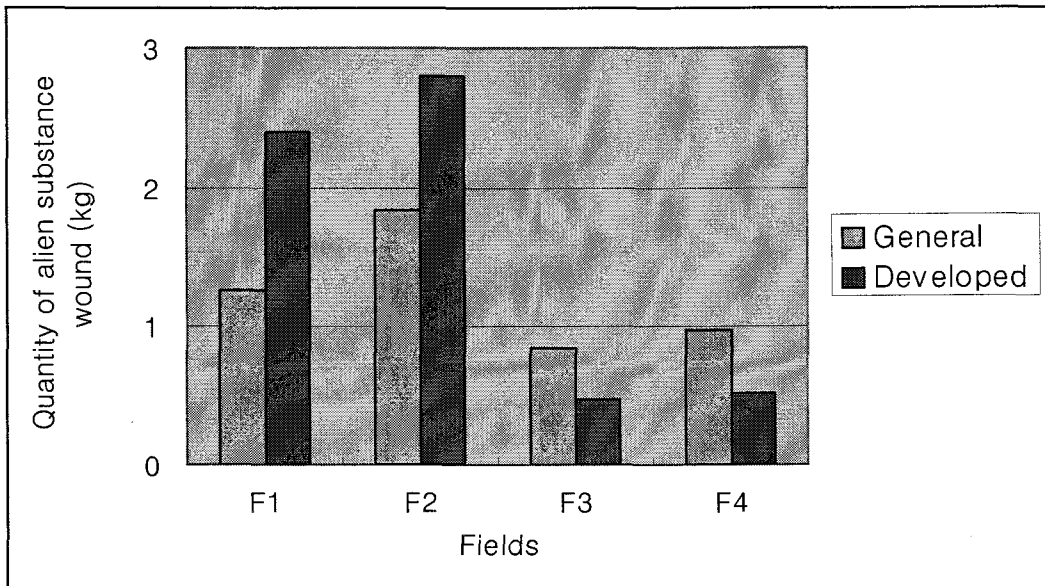
Table 5.5 The results of hypothesis testing in performance
(a) power requirement, (b) quantity of an alien substance wound

(a)								
material	Power requirement (ps)				D	S _D	t ₀	t(3, 0.1)
	F1	F2	F3	F4				
general	41.28	45.58	36.27	39.40	statistics testing with general type			
preventing an alien substance to be wound	42.66	43.46	35.47	37.98	0.74	1.513	0.978	2.353

(b)								
material	Quantity of soil adherence (kg)				D	S _D	t ₀	t(3, 0.1)
	F1	F2	F3	F4				
general	1.27	1.84	0.84	0.97	statistics testing with general type			
preventing an alien substance to be wound	2.40	2.80	0.48	0.52	-0.320	0.841	-0.762	2.353



(a)



(b)

Fig. 5.17 The results of performance test in each material
 (a) power requirement, (b) quantity of an alien substance wound

결과를 살펴보면, 먼저 소요동력의 경우 일반 로타리의 경운작업과 이물질 감김 방지장치 장착 로타리의 경운작업시 소요동력 비교를 유의수준 5%의 모평균 차에 의한 검정으로 분석해 본 결과, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = 0.74$, $S_D = 1.513$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 0.978$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 작아 두 방법 간의 소요동력 차이가 없는 것으로 나타났다.

다음으로 이물질 감김량의 경우, 일반 로타리의 경운작업과 이물질 감김 방지장치 장착 로타리의 경운작업 후 이물질 감김량 비교를 유의수준 5%의 모평균 차에 의한 검정으로 분석해 본 결과, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = -0.320$, $S_D = 0.841$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 0.762$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 작아 역시 두 방법 간의 이물질 감김량의 차이가 없는 것으로 나타났다.

따라서, 본 연구에서 실시한 이물질 감김 방지장치 성능시험결과, 함수율이 적은 포장에서는 어느정도 이물질 감김 방지장치가 효과가 있는 것으로 나타났으나, 함수율이 높은 포장에서는 오히려 이물질 감김 방지장치가 이물질을 감기게 하는 효과를 나타내 이물질 감김 방지장치는 이물질 감김 방지에 효과가 그다지 크지 않는 것으로 나타났다.

3. 흡부착 방지장치 성능시험 결과

포장에서 일반 로타리와 흡부착 방지장치 부착 로타리로 경운작업을 실시하면서 소요동력을 측정할 때 데이터 레코더의 샘플링 주파수는 12kHz로 설정해 놓고 토크 변환기, 근접센서에서 나오는 신호를 저장하였다. 4개의 포장에서 각 시험별로 PTO축 34회전, 즉 로타리축 8회전(약 3.4초)에 해당하는 구간 6곳(약 17m)의 데이터를 임의로 선정하여 이를 분석하였다.

가. 일반 로타리 성능시험 결과

표 5.6을 살펴보면 4개의 포장에서 각각 52.10, 52.44, 52.27, 51.91ps이며 평균 52.18ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 52.44ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다. 이는 로타리날이 토양을 절단할 때 토양 입자사이의 응집력이 함수에 의해 영향을 받는 것이라 사료된다.

상부 및 후부커버에 부착된 토양의 무게는 함수율이 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 6.3kg으로 가장 많았다.

그림 5.18은 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이며, 그림 5.19는 로타리 상부 및 후부커버에 흙이 부착된 모습을 나타낸 것이다.

Table 5.6 The results of performance test with no material preventing soil adherence

(a) N1 field, (b) N2 field, (c) M1 field, (d) M2 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N1	1	634.4	57.92	51.30
	2	638.4	59.30	52.85
	3	638.8	58.37	52.06
	4	639.6	58.04	51.83
	5	638.0	56.76	50.56
	6	637.1	60.73	54.03
	Max.	639.6	60.73	54.03
	Min.	634.4	56.76	50.56
	S.D.	1.8	1.36	1.21
	Aver.	637.7	58.52	52.10

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N2	1	606.5	65.51	55.47
	2	606.5	60.20	50.98
	3	601.1	55.11	46.26
	4	599.0	59.28	49.58
	5	594.8	67.64	56.18
	6	595.2	67.60	56.17
	Max.	606.5	67.64	56.18
	Min.	594.8	55.11	46.26
	S.D.	5.2	5.13	4.14
	Aver.	600.5	62.56	52.44

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M1	1	635.7	57.60	51.13
	2	647.8	56.70	51.28
	3	631.2	59.77	52.68
	4	630.0	59.01	51.91
	5	645.3	53.44	48.15
	6	637.2	65.70	58.45
	Max.	647.8	65.70	58.45
	Min.	630.0	53.44	48.15
	S.D.	7.3	4.08	3.40
	Aver.	637.9	58.70	52.27

(d)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M2	1	630.5	56.82	50.02
	2	642.5	60.72	54.47
	3	629.5	58.90	51.77
	4	622.7	58.77	51.10
	5	644.7	55.77	50.20
	6	645.7	59.77	53.89
	Max.	645.7	60.72	54.47
	Min.	622.7	55.77	50.02
	S.D.	9.6	1.85	1.88
	Aver.	635.9	58.46	51.91

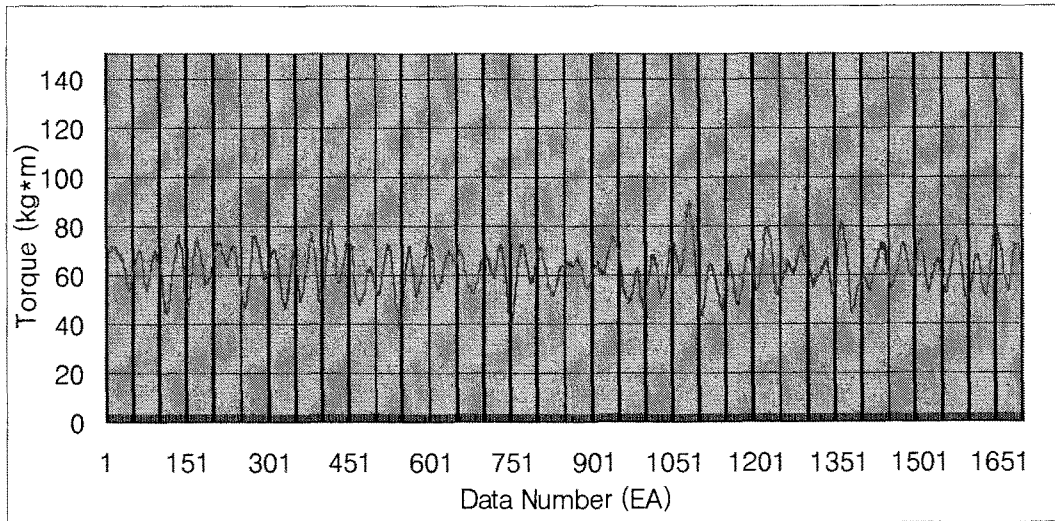


Fig. 5.18 The signal from torque meter and proximity sensor with no material preventing soil adherence



Fig. 5.19 The state of soil adherence with no material preventing soil adherence

나. 흡부착 방지장치 부착 로타리 성능시험 결과

1) 스테인리스 스틸 (sus 310) 흡부착 방지재질

표 5.7을 살펴보면 4개의 포장에서 각각 52.49, 53.26, 51.95, 52.06ps이며 평균 52.44ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 53.26ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다. 이는 로타리날이 토양을 절단할 때 토양 입자사이의 응집력이 함수에 의해 영향을 받는 것이라 사료된다.

상부 및 후부커버에 부착된 토양의 무게는 함수율이 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 6.4kg으로 가장 많았다.

그림 5.20은 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이며, 그림 5.21은 로타리 상부 및 후부커버에 흙이 부착된 모습을 나타낸 것이다.

Table 5.7 The results of performance test with stainless steel material preventing soil adherence

(a) N1 field, (b) N2 field, (c) M1 field, (d) M2 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N1	1	638.3	58.14	51.81
	2	639.1	57.39	51.21
	3	638.7	58.09	51.80
	4	638.3	62.97	56.12
	5	641.6	57.14	51.18
	6	639.5	59.14	52.81
	Max.	641.6	62.97	56.12
	Min.	638.3	57.14	51.18
	S.D.	1.2	2.15	1.87
	Aver.	639.3	58.81	52.49

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N2	1	636.4	63.33	56.27
	2	620.9	54.48	47.23
	3	620.1	54.69	47.35
	4	616.0	63.98	55.03
	5	617.9	63.78	55.02
	6	614.2	68.40	58.66
	Max.	636.4	68.40	58.66
	Min.	614.2	54.48	47.23
	S.D.	8.0	5.62	4.81
	Aver.	620.9	61.44	53.26

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M1	1	633.5	59.77	52.87
	2	638.7	56.88	50.73
	3	630.5	60.10	52.91
	4	640.1	56.77	50.74
	5	639.8	56.88	50.81
	6	643.2	59.77	53.68
	Max.	643.2	60.10	53.68
	Min.	630.5	56.77	50.73
	S.D.	4.7	1.67	1.34
	Aver.	637.6	58.36	51.95

(d)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M2	1	630.7	57.33	50.49
	2	637.1	56.88	50.60
	3	638.8	59.77	53.31
	4	647.2	55.99	50.60
	5	643.5	60.71	54.55
	6	632.1	59.88	52.85
	Max.	647.2	60.71	54.55
	Min.	630.7	55.99	50.49
	S.D.	6.4	1.93	1.74
	Aver.	638.2	58.43	52.06

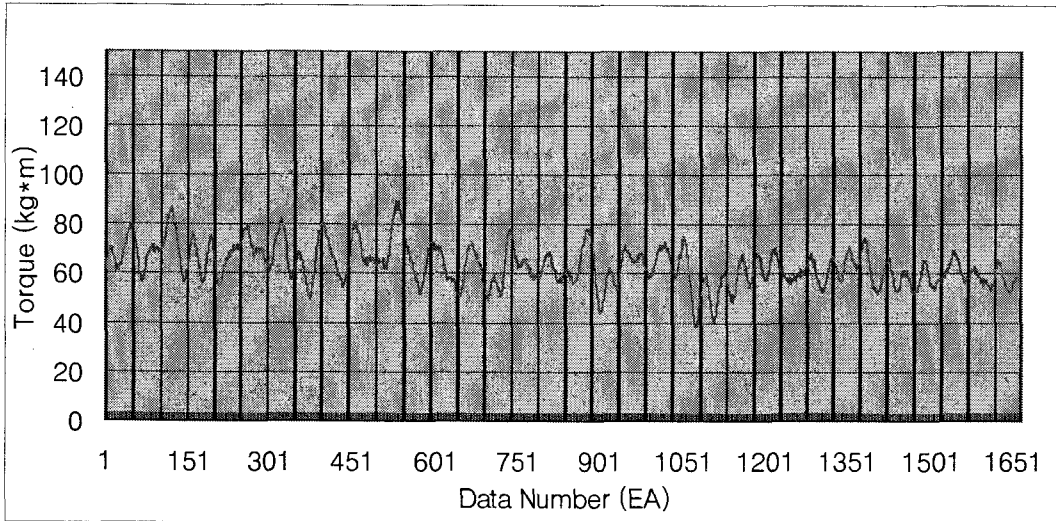


Fig. 5.20 The signal from torque meter and proximity sensor with stainless steel material preventing soil adherence

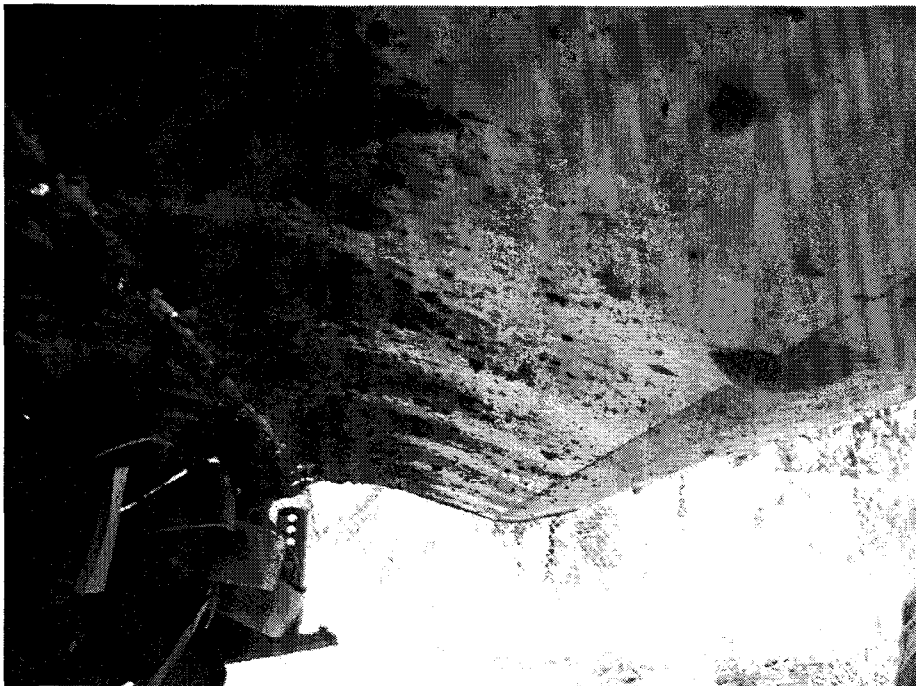


Fig. 5.21 The state of soil adherence with stainless steel material preventing soil adherence

2) 고무 흡부착 방지재질

표 5.8을 살펴보면 4개의 포장에서 각각 47.69, 51.91, 48.16, 48.29ps이며 평균 49.01ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 51.91ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다. 이는 로타리날이 토양을 절단할 때 토양 입자사이의 응집력이 함수에 의해 영향을 받는 것이라 사료된다.

상부 및 후부커버에 부착된 토양의 무게는 함수율이 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 4.1kg으로 가장 많았다.

그림 5.22는 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이며, 그림 5.23은 로타리 상부 및 후부커버에 흙이 부착된 모습을 나타낸 것이다.

Table 5.8 The results of performance test with rubber material preventing soil adherence

(a) N1 field, (b) N2 field, (c) M1 field, (d) M2 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N1	1	607.4	54.46	46.19
	2	625.5	54.22	47.35
	3	645.6	53.01	47.79
	4	617.1	55.49	47.82
	5	625.8	54.59	47.71
	6	621.3	56.84	49.30
	Max.	645.6	56.84	49.30
	Min.	607.4	53.02	46.19
	S.D.	12.7	1.29	1.00
	Aver.	623.8	54.77	47.69

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N2	1	615.2	65.54	56.30
	2	619.0	60.39	52.20
	3	607.6	59.99	50.89
	4	604.3	60.49	51.04
	5	602.2	64.36	54.11
	6	606.5	55.39	46.91
	Max.	619.0	65.54	56.30
	Min.	602.2	55.39	46.91
	S.D.	6.6	3.60	3.19
	Aver.	609.1	61.03	51.91

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M1	1	622.7	54.22	47.14
	2	637.5	53.88	47.96
	3	627.5	58.22	51.01
	4	630.7	55.44	48.82
	5	611.8	56.33	48.12
	6	622.7	52.77	45.88
	Max.	637.5	58.22	51.01
	Min.	611.8	52.77	45.88
	S.D.	8.7	1.95	1.72
	Aver.	625.5	55.14	48.16

(d)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M2	1	621.2	53.45	46.36
	2	640.8	55.36	49.53
	3	630.7	57.82	50.92
	4	620.4	53.25	46.13
	5	623.7	54.86	47.77
	6	623.3	56.34	49.03
	Max.	640.8	57.82	50.92
	Min.	620.4	53.25	46.13
	S.D.	7.8	1.74	1.88
	Aver.	626.7	55.18	48.29

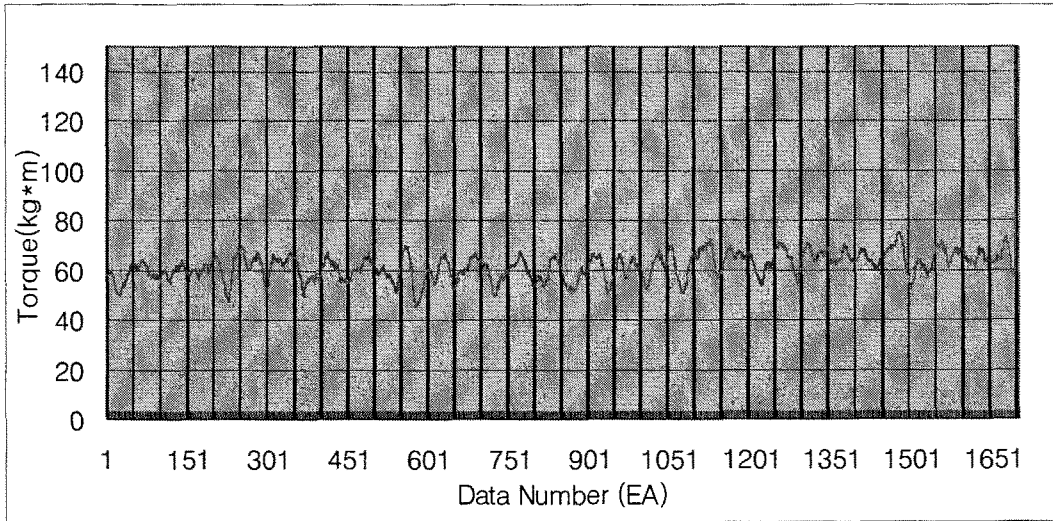


Fig. 5.22 The signal from torque meter and proximity sensor with rubber material preventing soil adherence

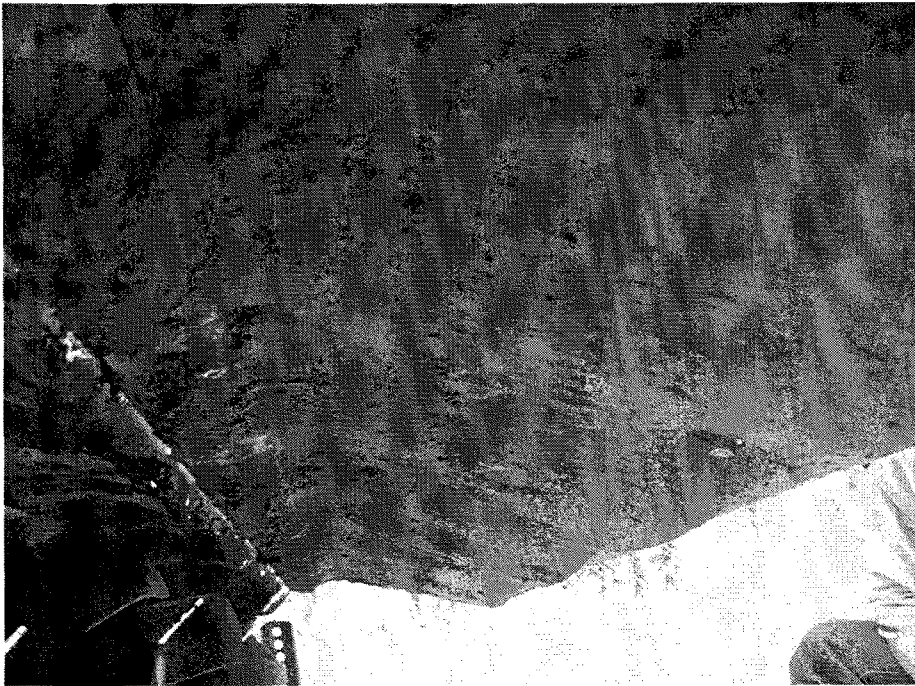


Fig. 5.23 The state of soil adherence with rubber material preventing soil adherence

3) 폴리에틸렌 (PE) 흡부착 방지재질

표 5.9를 살펴보면 4개의 포장에서 각각 43.69, 49.59, 44.67, 47.52ps이며 평균 46.34ps의 로타리경운 소요동력이 측정되었다. 토양의 함수율별로 살펴보면 함수율 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 49.59ps로 가장 큰 소요동력이 측정되었다. 이는 로타리날이 토양을 절단할 때 토양 입자사이의 응집력이 함수에 의해 영향을 받는 것이라 사료된다.

상부 및 후부커버에 부착된 토양의 무게는 함수율이 33.4%(d.b.)인 N2 포장에서 3.5kg으로 가장 많았다.

그림 5.24는 성능시험시 측정된 데이터의 일부를 나타낸 것이며, 그림 5.25는 로타리 상부 및 후부커버에 흙이 부착된 모습을 나타낸 것이다.

Table 5.9 The results of performance test with PE material preventing soil adherence

(a) N1 field, (b) N2 field, (c) M1 field, (d) M2 field

(a)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N1	1	555.3	49.74	38.57
	2	604.0	50.47	42.56
	3	600.0	49.84	41.75
	4	599.3	52.65	44.05
	5	593.1	58.83	48.72
	6	597.3	54.96	45.83
	Max.	604.0	58.83	48.72
	Min.	555.3	49.74	38.57
	S.D.	18.1	3.59	3.50
	Aver.	591.5	52.75	43.58

(b)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
N2	1	638.3	61.03	54.39
	2	638.3	58.11	51.79
	3	615.3	48.10	41.32
	4	611.9	56.80	48.53
	5	607.9	62.77	53.28
	6	609.7	56.66	48.23
	Max.	638.3	62.77	54.39
	Min.	607.9	48.10	41.32
	S.D.	14.2	5.09	4.75
	Aver.	620.2	57.24	49.59

(c)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M1	1	556.7	54.55	42.40
	2	605.7	55.77	47.17
	3	601.5	49.37	41.46
	4	557.5	51.77	40.30
	5	595.6	59.88	49.80
	6	602.5	55.77	46.92
	Max.	605.7	59.88	49.80
	Min.	556.7	49.37	40.30
	S.D.	23.1	3.63	3.80
	Aver.	586.6	54.52	44.67

(d)

Field	Sample No.	RPM	Torque (kg·m)	Power requirement (ps)
M2	1	583.0	56.77	46.21
	2	605.7	55.77	47.17
	3	602.4	59.55	50.09
	4	593.0	53.66	44.43
	5	601.5	58.77	49.36
	6	603.7	56.77	47.85
	Max.	605.7	59.55	50.09
	Min.	583.0	53.66	44.43
	S.D.	8.6	2.11	2.07
	Aver.	598.2	56.88	47.52

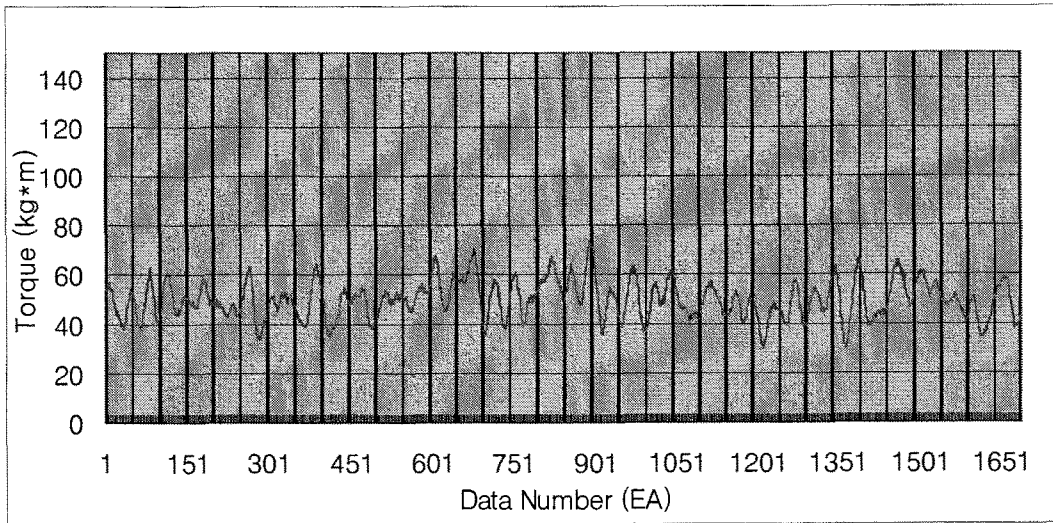


Fig. 5.24 The signal from torque meter and proximity sensor with PE material preventing soil adherence



Fig. 5.25 The state of soil adherence with PE material preventing soil adherence

다. 성능시험 결과 분석

본 연구에서는 흙부착 방지장치를 부착하지 않은 일반 로타리와 3가지의 재질로 제작한 흙부착 방지장치를 장착한 로타리를 차례로 로타리 경운 소요동력을 측정하였으며, 각 재질에 따른 경운 후의 흙부착 상태를 알아보고자 부착된 흙을 떼어내어 각각의 흙 무게를 측정하여 흙부착 상태를 조사, 분석하였다. 성능시험 결과가 표 5.10 및 그림 5.26과 같이 나타났다.

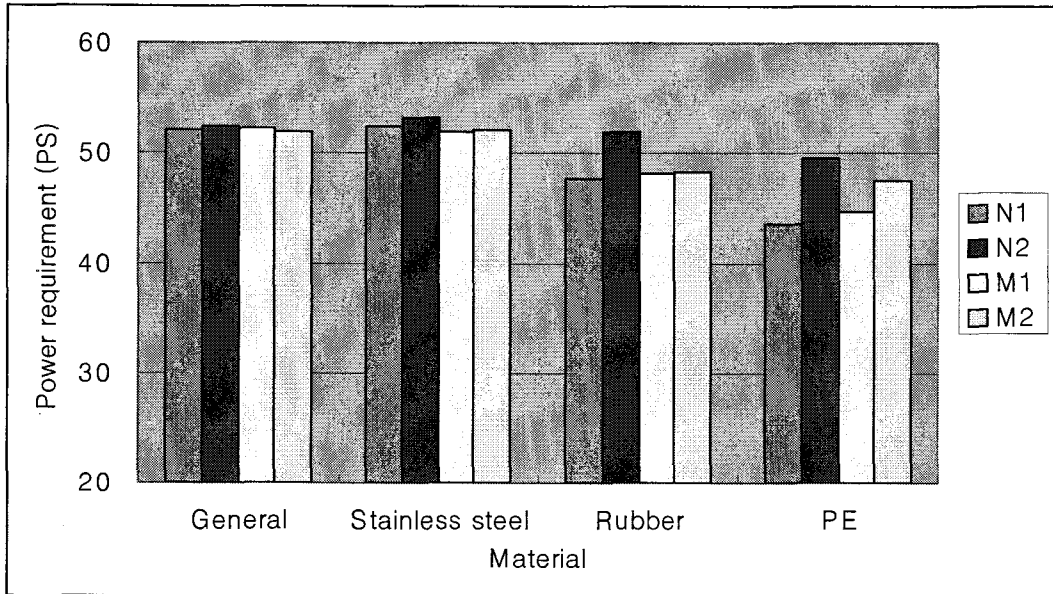
Table 5.10 The results of hypothesis testing in performance
(a) power requirement, (b) quantity of soil adherence

(a)

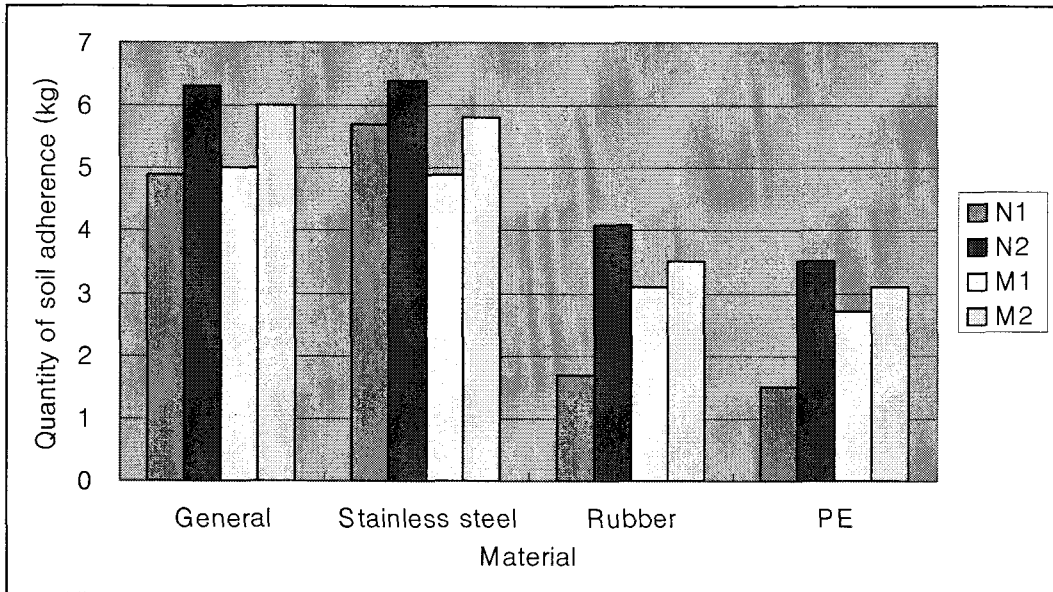
material	Power requirement (ps)				D	S _D	t ₀	t(3, 0.1)
	N1	N2	M1	M2				
general	52.10	52.44	52.27	51.91	statistics testing with general type			
stainless steel	52.49	53.26	51.95	52.06	-0.26	0.476	-1.092	2.353
rubber	47.69	51.91	48.16	48.29	3.17	1.788	3.543	2.353
PE	43.58	49.59	44.67	47.52	5.84	2.666	4.381	2.353

(b)

material	Quantity of soil adherence (kg)				D	S _D	t ₀	t(3, 0.1)
	N1	N2	M1	M2				
general	4.9	6.3	5.0	6.0	statistics testing with general type			
stainless steel	5.7	6.4	4.9	5.8	-0.15	0.451	0.665	2.353
rubber	1.7	4.1	3.1	3.5	2.45	0.557	8.797	2.353
PE	1.5	3.5	2.7	3.1	2.85	0.451	12.633	2.353



(a)



(b)

Fig. 5.26 The results of performance test in each material
 (a) power requirement, (b) quantity of soil adherence

결과를 살펴보면, 일반 로타리의 경운작업과 흙부착 방지장치 장착 로타리의 경운작업시 소요동력 비교를 유의수준 5%의 모평균 차에 의한 검정으로 분석해 본 결과, 첫째 흙부착 방지장치 재질을 스테인리스 스틸로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = -0.26$, $S_D = 0.476$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 1.092$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 작아 두 방법 간의 소요동력 차이가 없는 것으로 나타났다.

두번째, 고무를 흙부착 방지장치 재질로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = 3.17$, $S_D = 1.788$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 3.543$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 크기 때문에 두 방법 간의 소요동력 차이가 있는 것으로 나타났다.

세번째, PE를 흙부착 방지장치 재질로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = 5.84$, $S_D = 2.666$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 4.381$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 크기 때문에 두 방법 간의 소요동력 차이가 있는 것으로 나타났다.

즉, 흙부착 방지장치 재질이 스테인리스 스틸일 경우에는 흙부착 방지의 효과가 없는 것으로 나타났으며, 재질이 고무와 PE일 경우에 흙부착 방지의 효과가 있는 것으로 나타났다.

다음으로, 일반 로타리의 경운작업과 흙부착 방지장치 장착 로타리의 경운작업 후의 흙부착량의 비교를 유의수준 5%의 모평균 차에 의한 검정으로 분석해 보면, 첫째 흙부착 방지장치 재질을 스테인리스 스틸로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = -0.15$, $S_D = 0.451$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 0.665$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 작아 두 방법 간의 흙부착 량의 차이가 없는 것으로 나타났다.

두번째, 고무를 흙부착 방지장치 재질로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = 2.45$, $S_D = 0.557$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 8.797$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 크기 때문에 두 방법 간의 흙부착 량의 차이가 있는 것으로 나타났다.

세번째, PE를 흙부착 방지장치 재질로 하였을 경우, 표본 평균 및 표본 표준편차가 각각 $D = 2.85$, $S_D = 0.451$ 이며 검정통계량 $|t_0| = 12.63$ 로 $t(n-1, 2\alpha) = t(3, 0.1)$ 의 값 2.353 보다 크기 때문에 두 방법 간의 흙부착 량의 차이가 있는 것으로 나타났다.

즉, 흙부착 방지장치 재질이 스테인리스 스틸일 경우에는 흙부착량의 차이가 없는 것으로 나타났으며, 재질이 고무와 PE일 경우에 흙부착량의 차이가 있는 것으로 나타나 흙부착 방지장치의 효과가 있는것으로 나타났다.

따라서, 본 연구에서 실시한 흙부착 방지장치 성능시험결과를 살펴보면 로타리 경운작업시 소요동력이 가장 적게 측정되었으며, 흙부착량에 있어서도 가장 적게 부착된 PE 재질을 이용한 흙부착 방지장치가 로타리 경운소요동력을 줄이는 한가지의 방법이 될 수 있으리라 사료된다.

제 4 절 요약 및 결론

본 연구에서는 로타리 경운작업시 이물질이 가장 많이 감기는 로타리 회전축 및 회전축 양 끝에 이물질이 감기는 것을 방지하는 이물질 감김 방지장치를 장착하고, 흙 부착이 가장 많이 되고 소요동력에 큰 영향을 미치는 로타리 커버 내측에 흙이 부착되는 것을 방지할 수 있는 흙부착 방지장치를 장착한 로타리를 개발하는데 목적이 있으며, 그 구체적인 연구결과는 다음과 같다.

1. 본 연구 수행을 위하여 트랙터 로타리 경운 소요동력을 측정할 수 있도록 트랙터 PTO축과 로타리 동력 입력축을 연결하는 유니버설 조인트를 이용하여 로타리 경운 소요동력 측정장치를 설계, 제작 하였다.
2. 이물질 감김 방지를 위하여 로타리에 이물질 감김 방지장치를 설계, 제작하여 장착하였다.
3. 흙부착 방지를 위하여 로타리에 흙부착 방지장치를 설계, 제작하여 장착하였으며, 재질로는 스테인리스 스틸, 고무, PE 등을 사용하였다.
4. 이물질 감김 방지장치 장착 로타리를 이용하여 경운시험을 통한 경운소요동력을 측정한 결과 일반 로타리와 이물질 감김 방지장치 장착 로타리의 소요동력 및 이물질 감김량은 함수율이 작은 경우 약간의 효과가 있었으나 함수율이 높은 경우에는 효과가 없는 것으로 나타나 전체적으로 효과가 적은 것으로 사료된다.
5. 흙부착 방지장치 장착 로타리를 이용하여 로타리 경운시험을 통한 경운 소요동력을 측정한 결과 평균 일반 로타리는 52.18ps, 스테인리스 스틸재질 장착 로타리는 52.44ps, 고무재질 장착 로타리는 49.01ps, 그리고 PE재질 장착 로타리는 46.34ps 의 소요동력을 나타냈다. 흙부착량은 평균 일반 로타리는 5.6kg, 스테인리스 스틸 재질 장착 로타리는 5.7kg, 고무재질 장착 로타리는 3.1kg, 그리고 PE재질 장착 로타리는 2.7kg으로 나타났다.
6. 실험결과를 토대로 유의수준 5%의 모평균 차에 의한 검정으로 분석해본 결과 스테인리스 스틸재질의 경우 방지효과가 없는 것으로 나타났으며, 고무와 PE 재질의 경우에 방지 효과가 있는 것으로 나타났다. 그 중 PE 재질이 소요동력은 11% 로의 감소효과가 있었고, 흙의 부착량은 52%의 감소효과가 나타나서 흙부착 방지 장치는 소요동력 감소 및 흙부착 방지 효과가 탁월한 것으로 사료된다.

제 6 장 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발

제 1 절 서 언

우리나라는 2000년 현재 약 191,000여대의 트랙터가 공급되어 있고, 이들 트랙터가 대부분 로타리 부착후 경운, 정지 등의 농작업을 수행하고 있다.

현재 우리나라에는 약 18개의 로타리 공급업체와 11개의 제조업체가 있으며, 로타리날 업체는 약 5개사가 있으나 이들 날 제조업체 대부분이 중소기업들로 이들이 생산 및 제작하고 있는 로타리날은 설계 및 제작에 있어서 기본적으로, 근본적인 표준과 기준이 확립되어 있지 않아 보다 더 혁신적이고 적극적인 로타리날 개발에 많은 어려움을 겪고 있다.

따라서 본 연구를 통하여 기존 로타리날의 구조적, 메카니즘적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명하여 혁신적이고 에너지를 절감할 수 있는 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 성능시험을 통한 경운시 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하고자 함이며, 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준과 표준을 설정함으로써 로타리날에 대한 연구의 기초 자료로 활용하게 할 수 있고, 로타리날 제조업체들의 설계 및 제작 기준으로 활용케 하여 향후 동제품의 연구 및 개발에 소요되는 인적, 물적 자원의 불필요한 낭비를 배제하는데 기여하고자 하는 것에 본 연구의 목적이 있다.

제 2 절 재료 및 방법

1. 로타리날 최적 배열설계

본 연구에서는 날과 날 사이의 최적 거리를 설정하고 날 배열에 따른 소요동력의 차를 분석하여 로타리날의 최적 배열을 위한 설계를 제안하였다.

가. 로타리날 배열에 따른 소요동력 분석

국내 생산되는 중형(50~60마력급) 트랙터에 장착하여 사용되는 로타리는 대부분 플

랜지가 7개이고 사이드 구동방식을 채택하고 있다. 로타리 폭은 1,600 ~ 2,000mm 정도이며, 플랜지와 플랜지 사이의 간격은 230 ~ 270mm이다. 플랜지에는 로타리날을 장착할 수 있는 직경 15mm의 12개의 구멍이 원주방향으로 등간격(30°)으로 뚫려있다. 플랜지에 장착되는 로타리날은 취구부 구멍 간격이 51mm인 것을 사용하며, 플랜지 1개당 로타리날을 6개 장착할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 로타리날의 배열이 소요동력에 미치는 영향을 알아보려고 현재 생산중인 로타리를 이용하여 소요동력을 측정하고 그 데이터를 이용하여 소요동력 파형을 분석하여 배열에 따른 소요동력의 영향을 분석하였으며, 그에 따른 로타리날의 최적 배열을 제시하였다. 그림 6.1은 로타리날의 배열상태를 분석할 수 있는 프로그램의 일부분이다.

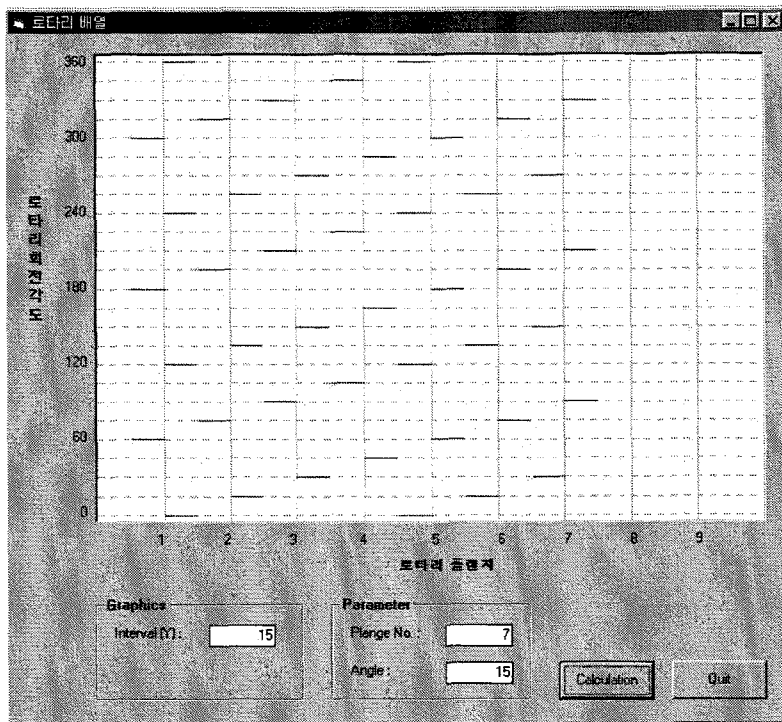


Fig. 6.1 The program for designing rotary blades arrangement

나. 오버랩(Overlap) 시험

로타리날의 오버랩이 경운 소요동력에 미치는 영향을 분석하기 위하여 오버랩 비교 시험을 실시하였다. 본 시험은 수원에 있는 농업기계화연구소의 인공토양조에서 시험하였으며, 4장에서 실시한 시험조건과 동일한 조건으로 시험을 실시하였다. 본 시험은

로타리날 배열시 인접한 로타리날과의 간섭이 경운부하에 미치는 영향을 분석하기 위하여 동일한 날을 오버랩이 다르게 설정한 후 오버랩에 따른 경운부하를 측정하여 분석하였다. 3개의 플랜지중 중앙엔 좌우 3개씩 총 6개의 로타리날을 장착하였고 중앙 좌우의 플랜지엔 각각 중앙을 바라보는 쪽의 로타리 3개씩만 장착하였다. 오버랩은 중앙 플랜지를 기준으로 좌우의 플랜지를 이동시켜 플랜지간을 조정함으로써 오버랩량을 조정하였다.

시험에 사용된 인공토조는 한번 세팅에 2번 시험이 가능하므로 2원배치법에 의한 랜덤방식으로 시험을 설정하였다. 통계학적인 방법으로 배치한 이 시험의 수준 수는 5이고 반복차수는 2차로 결정하였다. 그림 6.2는 로타리날의 오버랩을 나타낸 것이고, 표 6.1은 인공토양조의 시험조건 배치 방법을 나타내었다.

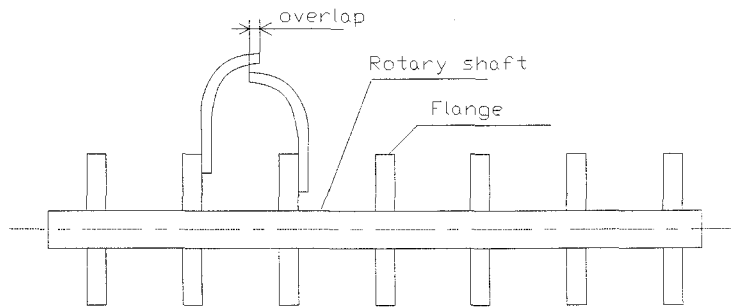


Fig. 6.2 The schematic diagram of overlap of rotary

Table 6.1 The experimental arrangement at soil bin

No. of preparation	Block	
	1 Area	2 Area
1	Overlap -0.01	Overlap +0.03
2	Overlap 0	Overlap +0.02
3	Overlap +0.01	Overlap 0
4	Overlap +0.03	Overlap -0.01
5	Overlap +0.02	Overlap +0.01

2. 로타리날 최적설계

본 연구에서 개발된 트랙터 로타리날은 로타리날의 설계이론으로부터 경운작업 성능을 향상시키고, 경운 소요 에너지를 절감시키고자 다음 형상요소를 고려하여 설계, 제작하였다.

- (1) 로타리날의 단면형상
- (2) 로타리날의 만곡부형상
- (3) 단면의 θ 각
- (4) 만곡부의 도연선

3. 성능시험

가. 공시재료

본 연구의 로타리날 성능시험을 위하여 경운작업시 소요동력 측정시험 및 쇄토율 분석 시험에 사용된 트랙터는 대동공업(주)에서 제작된 정격출력 55마력 트랙터이다. 트랙터에 부착된 로타리는 중앙공업(주)에서 제작된 50 ~ 60마력의 트랙터에 적용 가능한 기어전동방식 로타리로 경폭 1.75m, PTO축 대비 로타리 회전수가 3.1 : 1 이며, 로타리날을 부착시키기 위한 7개의 플랜지가 달려있다. 하나의 플랜지에는 6개의 로타리날을 부착할 수 있도록 되어있으며 양끝의 플랜지에는 각각 3개의 로타리날이 부착되어있고 가운데 있는 5개의 플랜지에는 6개의 로타리날이 부착되어있다. 근접한 플랜지간에 부착된 로타리날은 15° 간격을 이루고있다.

개발된 로타리날의 성능시험에 사용한 로타리날로는 기존 로타리날 중 2, 4장에서 언급한 a, b type을 사용하였으며, 개발날과 기존 로타리날과의 경운비교시험을 통한 성능시험을 실시하였다.

Table 6.2 Field condition and average moisture content

Field	Field type	Soil condition	moisture content (%, d.b.)
P1	a rice paddy	No tilling	35.7
P2	a rice paddy	No tilling	39.4
P3	a dry field	1st plow tilling	19.2

성능시험은 충남대학교 농업생명과학대학 부속농장 시험포장 3곳(P1, P2, P3)에서 실시하였다. 표 6.2에 시험포장조건을 제시하였다.

나. 시험 조건

성능시험은 경심, 주행속도, 로타리 회전속도 등의 동일한 시험조건에서 동일한 로타리에 a, b type 로타리날(4장 참고) 및 개발 로타리날을 차례로 교환하여 경운하며 그때의 경운 부하를 측정하고 각각의 쇄토율을 분석하였다. 주행속도는 저속 2단 (0.8m/s)으로 유지하였고, 경심은 0.13m, 로타리 회전속도는 PTO 회전속도를 540rpm으로 설정하였다.

경운 소요동력 측정은 5장에서 경운 소요동력을 측정한 경운소요동력 측정장치를 이용하여 측정하였다.

쇄토성 분석은 로타리 경운 후 가로, 세로 200mm내의 경심까지의 토양을 수집하여 토양직경을 20mm 이하, 20 ~ 40mm, 그리고 40mm 이상 등으로 나누어 각각의 무게를 측정하여 전체 토양 무게에 대한 각각의 비율로 나타내었다.

그림 6.3은 개발된 로타리날의 성능시험을 하고있는 모습이며, 그림 6.4는 쇄토율 비교분석을 위해 제작한 격자틀을 나타낸 것이다.



Fig. 6.3 The photo of rotary tilling in performance test

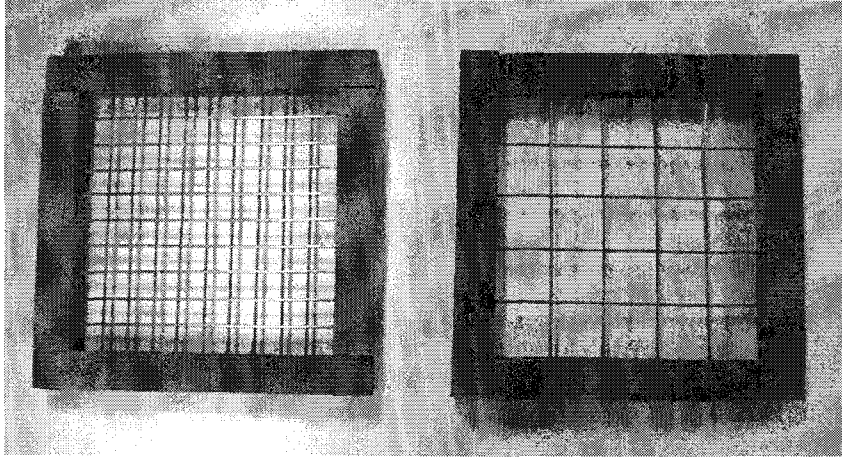


Fig. 6.4 The photo of lattice frame for analysis of breaking performance

제 3 절 결과 및 고찰

1. 로타리날 최적 배열설계 결과

가. 로타리날 배열에 따른 소요동력 분석

1) 소요동력 파형 분석

본 연구에서는 중형 트랙터(50~60 마력)에 사용되는 로타리를 기준으로 하여 분석을 실시하였다. 현재 우리나라에서 생산되는 대부분의 중형 트랙터용 로타리의 경우 로타리축에 7개의 플랜지가 달려있는 형태로 되어있으며, 각 플랜지에 12개의 로타리날 장착 구멍이 원주방향으로 등 간격으로 뚫려있다. 이는 중형 트랙터 로타리만의 특징이며 한 플랜지당 6개 또는 4개의 플랜지를 장착시킬 수 있는 구조다.

또한, 하나의 플랜지에 부착되어 있는 로타리날들이 서로 60°의 간격을 이루고 있고, 플랜지간의 로타리날 부착각도가 15°씩 차이가 난다. 따라서, 로타리 축이 1회전할 때 로타리날이 토양 표면과 접촉하는 회수는 24회가 된다. 로타리에는 7개의 플랜지가 있으므로 2개의 플랜지에 부착된 로타리날이 동시에 토양 표면과 3회 접촉한 후 1회는 로타리 중앙의 플랜지에 부착되어 있는 하나의 로타리날이 토양 표면과 접촉한다.

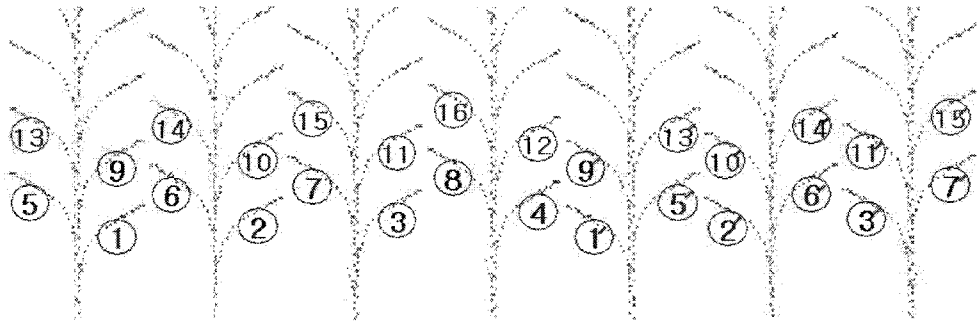


Fig. 6.5 The pattern and order of rotary blades of cutting soil-surface

그림 6.5는 J사의 로타리를 이용하여 로타리날이 토양 표면과 접촉하는 면과 순서를 나타낸 것이다. J사 로타리의 경우, 로타리날은 처음에 1과 1', 2와 2', 3과 3'의 순서로 각각 두 개의 로타리날들이 동시에 토양 표면과 접촉한 후 중앙의 플랜지에 부착되어 있는 4번 로타리날 하나가 토양 표면과 접촉한다. 이러한 2개의 로타리날이 토양 표면과 3회 접촉한 후 1개의 로타리날이 토양표면과 접촉하는 과정은 5-5', 6-6', 7-7', 8로 계속 반복되고 로타리축의 1회전당 6회가 발생한다.

PTO 축의 회전수가 540 rpm일 때 로타리축의 회전수는 기어의 잇수비에 의해 194rpm이 되고, 로타리축은 1초당 3.2회전을 하게 된다. 따라서, PTO 축의 회전속도를 540rpm이라고 하면 앞의 과정은 1초 동안에는 19회 발생한다.

2) 로타리 경운토크 특성

그림 6.6은 토크 변환기와 PTO 축에 연결된 근접센서에서 나오는 신호를 그래프로 나타낸 것으로 (a)는 PTO축의 3회전, 로타리축 약 1회전에 해당되는 구간이고, (b)는

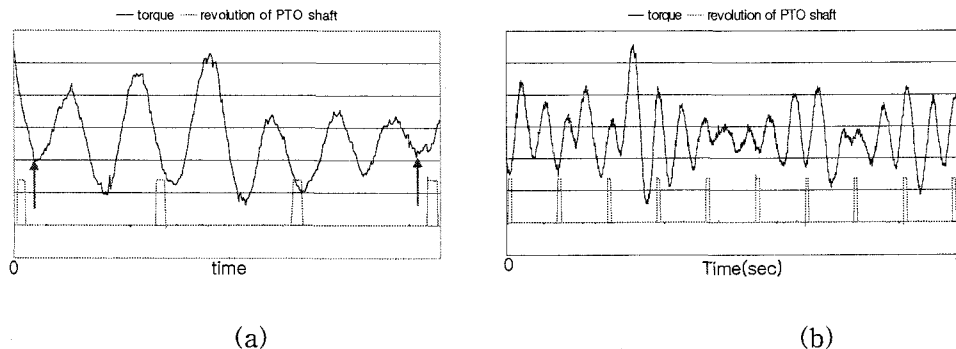


Fig. 6.6 Torque and revolution signal from torque-meter and proximity sensor

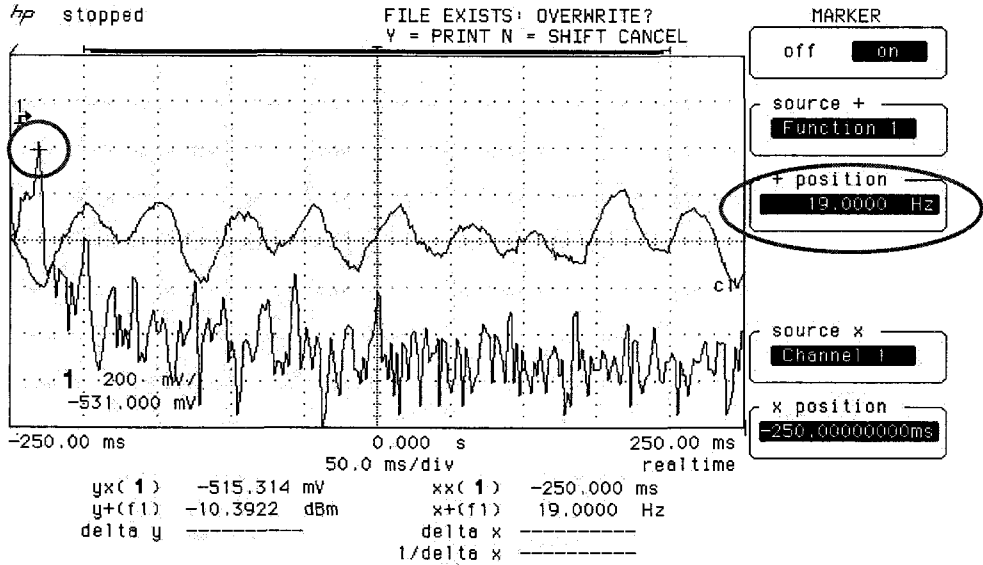


Fig. 6.7 Torque curve from the torque-meter and the FFT graph

1초에 해당되는 구간을 나타낸 것이다. 그림 6.6(a)에는 6개의 상하점이 나타나 있는데 이것은 로타리의 기구학적 분석에 나타난 로타리축 1회전당 로타리날이 토양표면과 반복하여 접촉하는 회수(6회)와 일치함을 알 수 있다.

그림 6.7은 PTO축 회전 속도가 540rpm일 때 토크 출력과 그 FFT 변환 그래프이다. 토크출력의 FFT 변환 그래프는 19Hz에서 최고점을 나타내고 있는데 이 값은 1초당 로타리날이 토양 표면과 반복하여 접촉하는 회수(19회)와 일치한다.

나. 오버랩(Overlap) 비교시험

본 시험에서는 트랙터 로타리 경운축에서 인접한 플랜지간의 간격에 의하여 결정되는 날과 날간의 오버랩에 관하여 시험을 실시하였다. 표 6.3은 시험결과를 나타낸 것이다. 표에서 경폭은 식 eg. (6.1)으로 계산하였다.

$$W = X_1 * 2 - X_2 - X_3 \dots \dots \dots \text{eg. (6.1)}$$

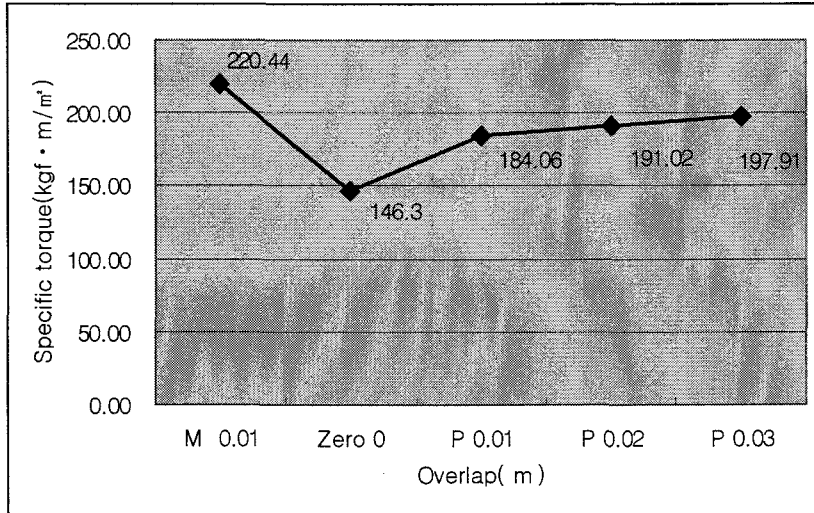
Where, W = tillage width, m

X₁ = the height of the most tipped, m

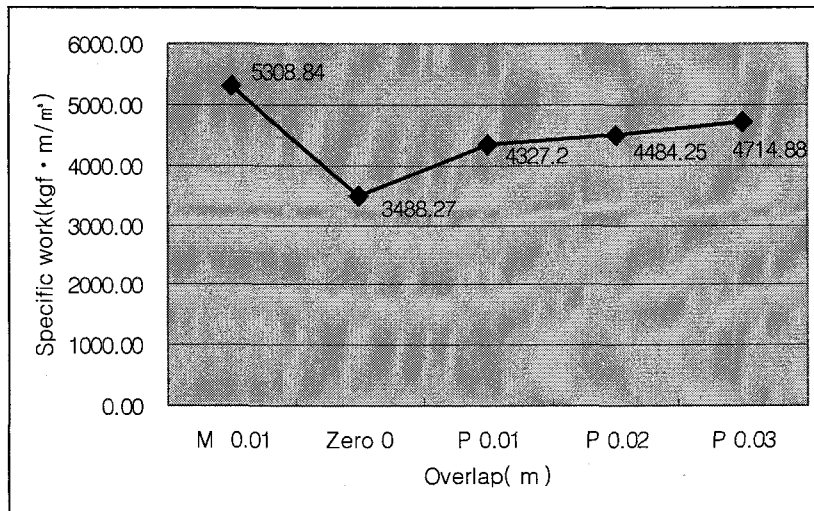
X₂ = thickness, m

X₃ = overlap, m

그림 6.8은 시험결과를 나타낸 것이다. 결과에서 나타난 것과 같이 오버랩이 -0.01, 0, +0.01, +0.02, +0.03 m의 값을 가질 때 비토크는 각각 220.44, 146.30, 184.06, 191.02, 197.91 $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났고, 비일은 각각 5308.84, 3488.27, 4327.20, 4484.25, 4714.88 $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$ 로 나타났다. 전체적인 경향을 관찰하면 오버랩이 0일 때 비토크와 비일이 제일 작게 나타났다.



(a)



(b)

Fig. 6.8 The result of overlap experiment
 (a) average specific torque, (b) average specific work

Table 6.3 The experimental result

Item	overlab (m)				
	-0.01	0	+0.01	+0.02	+0.03
Specific work (kgf · m/m ²)	5308.84	3488.27	4327.20	4484.25	4714.88
Specific torque (kgf · m/m ²)	220.44	146.30	184.06	191.02	197.91
Average power (PS)	0.98	0.62	0.67	0.66	0.67
Average torque (kgf · m)	6.10	3.90	4.26	4.24	4.22
Average rpm	115.00	113.80	112.30	112.10	113.80
Speed (m/s)	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Tillage width (m)	0.277	0.267	0.257	0.247	0.237

다. 로타리날 배열분석

현행 중형(50~60PS)급 로타리에 적용 가능한 플랜지는 12개의 로타리날 장착 구멍이 원주방향으로 30° 씩 등간격을 이루며 뚫려있어 로타리날을 4개내지 6개를 꽂을 수 있는 구조로 되어있다. 이는 서레작업에 적용할 경우 플랜지당 4개씩 로타리날을 꽂아 사용하는 것으로 조사되었으며, 일반적 쇄토 및 전작용으로는 보통 6개를 꽂아 사용하는 것으로 조사되어 한 플랜지당 6개 내지 4개를 장착할 수 있는 특수 목적으로 설계되어 있는 것으로 사료된다. 따라서, 오버랩 실험에 따른 플랜지간을 변화시키는 것이 로타리 경운 소요동력에 더 큰 영향을 미칠 것으로 사료된다. 로타리날의 오버랩의 경우, 0에서 비토크, 비일이 가장 작게 측정되었다. 그러나 5장에서 본 바와

같이 이물질 감김의 경우 로타리 회전축에 이물질 감김 현상이 적은 것은 로타리날이 이물질 감김을 로타리날이 직접 방지하였다고 볼 수 있다. 따라서 로타리날의 오버랩이 0에서 가장 작은 비토크, 비일이 측정되었지만 이물질 감김 방지현상 및 로타리날의 마모를 고려하여 로타리날의 오버랩은 5 ~ 15mm 로 설정하는 것이 적절하다고 사료된다.

2. 로타리날 최적설계 결과

본 연구에서 개발된 트랙터 로타리날은 다음과 같다.

가. 단면형상

로타리날의 고정부는 한국공업표준규격(KS)에 적합하도록 폭은 70mm, 두께는 8mm, 홀 지름은 15mm, 홀 간격은 51.5mm로 설계하여 KS를 만족시켰다.

로타리날의 단면형상은 이론분석에서 분석한 바와 같이 경운 에너지가 적게 소요되는 단면날로 설계하고, 토양에 절입되는 순간의 부하를 줄이고 또 사용시간에 따른 마모를 적절하게 고려하여 날끝각은 2° 로 설계하였으며, 날끝 두께는 2.5 mm로 설계하였다.

나. 만곡부 형상

만곡부 형상은 이론분석 및 기초시험 결과와 같이 경운부하가 절감될 수 있도록 곡률 반경이 140mm인 곡면으로 설계하였다. 만곡부 굴곡각이 작으면 흙의 부착과 쟁의 감김이 적고 흙의 흐름도 좋아 저항이 감소하는 반면에 반전 성능이 악화되므로 만곡부 굴곡각도는 80° 로 설계하였다. 굴곡부 곡률 반경은 편평부와 만곡부 양쪽 부분이 원활하도록 75mm로 설계하였다.

다. 단면의 θ 각

만곡부 단면의 θ 각이 (-)값을 가지면 경운작업시에 단면의 선단부분이 미경지층 토양을 압축하고 마찰하여 경운부하가 증가되는 결과를 초래한다. θ 각이 플러스 값을 가질 때는 미경지층 토양과의 압축 및 마찰이 발생되지 않지만, 반면에 θ 각이 너무 큰 플러스 값을 가지면 날의 최선단 부분의 마모가 가속화되어 경운작업시 작업가능한 최대경심이 줄어들기에 만곡부 단면의 θ 각은 이상의 요소들을 적절하게 고려하여 0.5° 로 설계하였다.

라. 만곡부의 도연선

경운 조건으로 주행속도, 경운축 회전속도 및 경심이 일정한 경우에 최대 회전반경이 크면 한계토크와 추진력은 약간 증가하고 상향력은 점차 감소하므로 경심 17cm가 가능하면서 경운토크가 작아지도록 로타리날의 최대 회전반경을 247 mm로 설계하였다. 날의 재질은 SUP6으로 하고, 열처리는 800~870℃에서 담금질 후 약 80℃의 기름에 급랭시켰다. 이 담금질만으로는 충격에 약할 가능성이 있으므로, 약 300℃의 온도에서 전체 뜨임 처리를 하도록 하였다. 또 충격에 의한 로타리날의 파괴를 줄이기 위해 장착부에 대해서는 800℃의 온도에서 재차 뜨임 처리를 하였다. 이와 같은 열처리를 통해 로타리날의 경도가 HRC 40~45가 되도록 하여 최종 설계를 완료하였다.

그림 6.9, 6.10은 개발된 트랙터 로타리날의 설계도 및 사진을 나타낸 것이다.

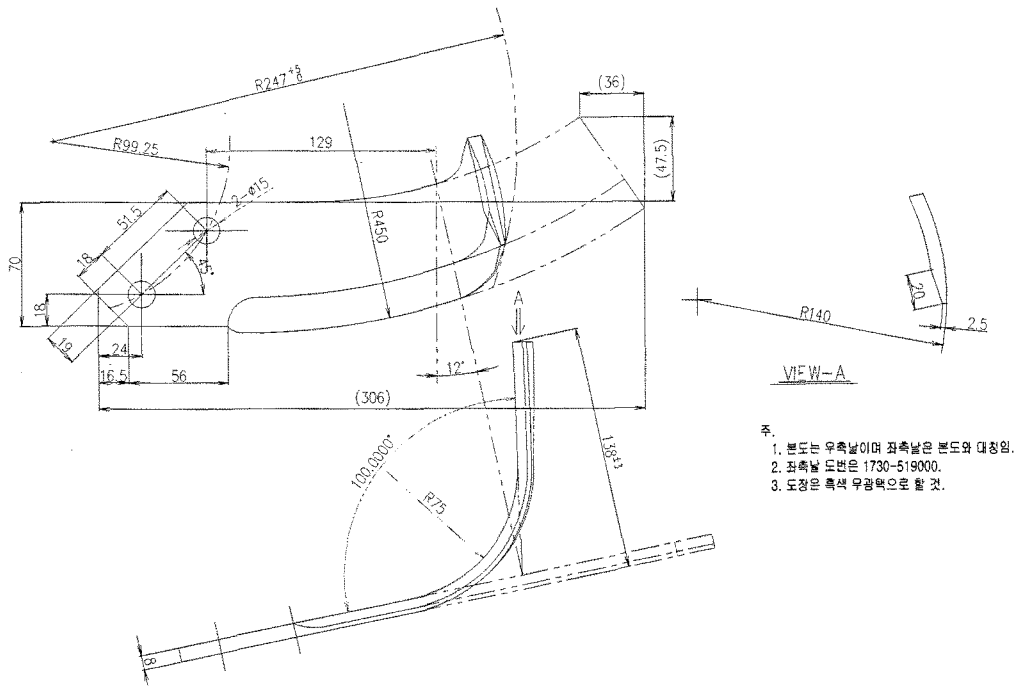


Fig. 6.9 Drawing of the developed rotary blade



Fig. 6.10 The photo of energy saving rotary blade developed

3. 성능시험 결과

가. 경운 소요동력 측정결과

포장에서 a, b type 로타리날과 개발된 로타리날을 각각 장착한 로타리로 경운을 하며 소요동력을 측정할 때 데이터 레코더의 샘플링 주파수는 12kHz로 설정해 놓고 토크 변환기, 근접센서에서 나오는 신호를 저장하였다. 3개의 포장에서 각 시험별로 PTO축 31회전, 즉 로타리축 10회전(약 3.1초)에 해당하는 구간 6곳(약 15m)의 데이터를 임의로 선정하여 이를 분석하였다.

로타리 경운 소요동력 측정결과 a type 로타리날의 경우, 각 포장에서 45.62, 45.06, 37.92 PS의 동력이 측정되었고, b type 로타리날의 경우, 각 포장에서 43.27, 44.18, 36.96 PS의 동력이 측정되었다. 개발날의 경우 각 포장에서 41.62, 42.29, 35.62 PS의 소요동력이 측정되었다.

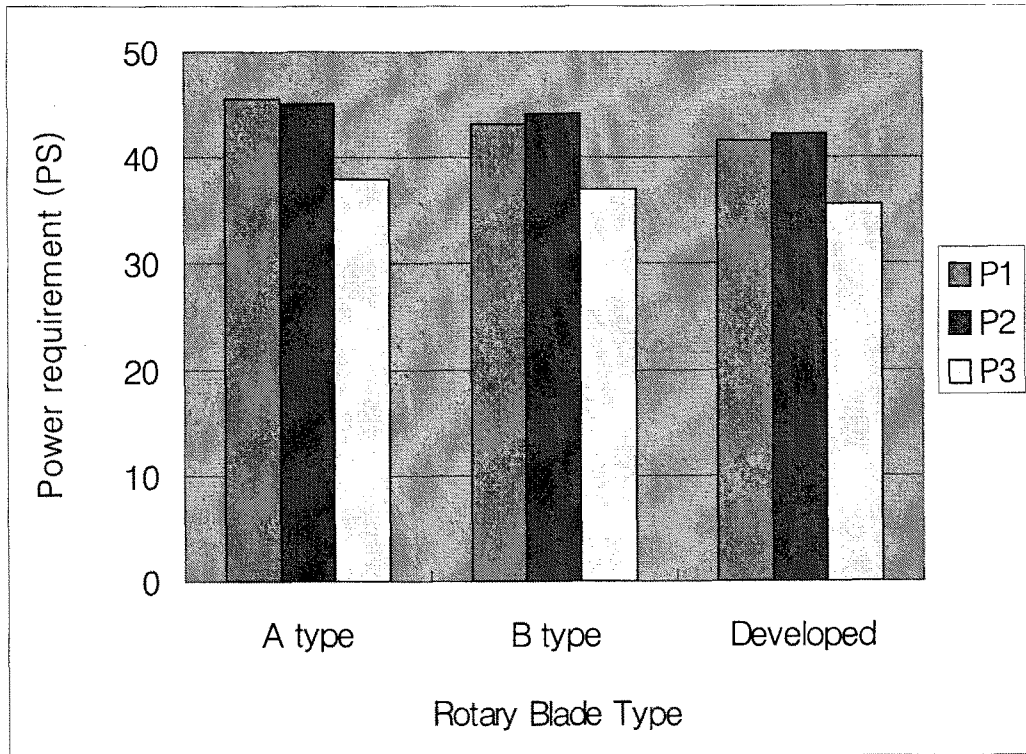


Fig. 6.11 The results of performance test for measuring power requirement

a, b type의 평균 소요동력을 기준으로 볼 때 a, b type의 소요동력 평균은 각 포장 당 44.45, 44.62, 37.44 PS 로 개발날은 경우 소요동력에서 약 5 ~ 7% 정도의 감소효과가 있는 것으로 나타났다. 또한 4장에서 연구한 soil bin에서의 경우 소요동력 측정 실험의 a, b, c, d type 날의 소요동력 평균을 본 연구의 포장실험의 소요동력으로 환산하여 비교해 보면, 4장의 4개날의 경우 소요동력 평균이 0.86 PS이며, a, b type 로 타리날 경우 소요동력 평균이 0.835 PS 이므로 본 연구의 포장실험의 소요동력으로 환산해 보면 45.78, 45.96, 38.56 PS이다. 이 결과를 개발날과 비교해 보면 약 8 ~ 9%의 로타리 경우 소요동력 감소효과가 있는 것으로 나타났다.

따라서, 개발날의 경우 소요동력은 기존 로타리날로 경우작업을 실시할 때보다 적은 소요동력을 필요로 하는 것으로 나타났다.

소요동력 측정분석 결과를 그림 6.11 및 표 6.4, 6.5, 6.6 에 나타냈다.

Table 6.4 The results of performance test for comparing rotary power requirement (a type)
(a) P1 field, (b) P2 field, (c) P3 field

(a)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P1	1	520.62	56.82	41.30
	2	541.92	52.37	39.62
	3	509.37	65.15	46.33
	4	512.19	64.99	46.48
	5	499.37	77.43	53.98
	6	523.27	62.97	46.00
	min	499.37	52.37	39.62
	max	541.92	77.43	53.98
	S.D	14.57	8.57	5.02
	average	517.79	63.29	45.62

(b)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P2	1	522.57	62.99	45.96
	2	530.91	54.82	40.64
	3	509.88	75.43	53.70
	4	533.54	60.97	45.42
	5	519.78	63.15	45.83
	6	552.00	50.37	38.82
	min	509.88	50.37	38.82
	max	552.00	75.43	53.70
	S.D	14.43	8.57	5.19
	average	528.11	61.29	45.06

(c)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P3	1	486.50	58.02	39.41
	2	506.37	55.19	39.02
	3	551.71	48.58	37.42
	4	602.87	42.17	35.50
	5	575.90	46.90	37.71
	6	568.51	48.46	38.46
	min	486.50	42.17	35.50
	max	602.87	58.02	39.41
	S.D	44.13	5.77	1.41
	average	548.64	49.89	37.92

Table 6.5 The results of performance test for comparing rotary power requirement (b type)
 (a) P1 field, (b) P2 field, (c) P3 field

(a)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P1	1	520.62	56.82	41.30
	2	541.92	52.37	39.62
	3	509.37	65.15	46.33
	4	512.19	64.99	46.48
	5	499.37	77.43	53.98
	6	523.27	62.97	46.00
	min	499.37	52.37	39.62
	max	541.92	77.43	53.98
	S.D	14.57	8.57	5.02
	average	517.79	63.29	45.62

(b)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P2	1	522.57	62.99	45.96
	2	530.91	54.82	40.64
	3	509.88	75.43	53.70
	4	533.54	60.97	45.42
	5	519.78	63.15	45.83
	6	552.00	50.37	38.82
	min	509.88	50.37	38.82
	max	552.00	75.43	53.70
	S.D	14.43	8.57	5.19
	average	528.11	61.29	45.06

(c)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P3	1	486.50	58.02	39.41
	2	506.37	55.19	39.02
	3	551.71	48.58	37.42
	4	602.87	42.17	35.50
	5	575.90	46.90	37.71
	6	568.51	48.46	38.46
	min	486.50	42.17	35.50
	max	602.87	58.02	39.41
	S.D	44.13	5.77	1.41
	average	548.64	49.89	37.92

Table 6.6 The results of performance test for comparing rotary power requirement (developed)
 (a) P1 field, (b) P2 field, (c) P3 field

(a)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P1	1	512.33	60.27	43.11
	2	542.37	55.22	41.82
	3	501.37	57.27	40.09
	4	568.51	54.11	42.95
	5	529.95	53.91	39.89
	6	552.86	54.27	41.89
	min	501.37	53.91	39.89
	max	568.51	60.27	43.11
	S.D	25.16	2.50	1.37
	average	534.56	55.84	41.62

(b)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P2	1	527.15	56.32	41.45
	2	565.32	54.97	43.39
	3	549.83	54.73	42.02
	4	509.71	58.80	41.84
	5	498.86	62.43	43.48
	6	539.45	55.17	41.55
	min	498.86	54.73	41.45
	max	565.32	62.43	43.48
	S.D	24.91	3.02	0.91
	average	531.72	57.07	42.29

(c)

Field	Sampling No.	RPM	Torque (kg · m)	Power requirement (ps)
P3	1	558.80	44.70	34.88
	2	567.47	46.52	36.86
	3	585.45	44.08	36.03
	4	565.76	47.11	37.22
	5	589.68	41.03	33.78
	6	621.40	40.29	34.96
	min	558.80	40.29	33.78
	max	621.40	47.11	37.22
	S.D	22.95	2.80	1.31
	average	581.43	43.96	35.62

나. 쇠토율 측정결과

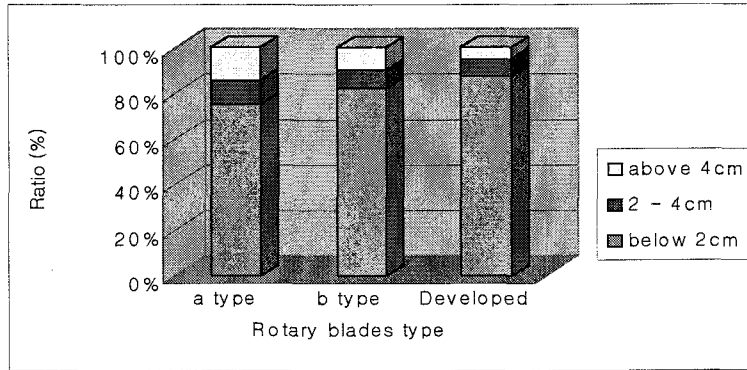
개발된 로타리날의 쇠토성을 분석하기 위하여 a, b type의 기존 로타리날과 개발날로 경운한 후 가로, 세로 20cm내의 경심까지의 토양을 수집하여 토양직경을 2cm 이하, 2 ~ 4cm, 그리고 4cm 이상 등으로 나누어 각각의 무게를 측정하여 전체 토양 무게에 대한 각각의 비율로 나타내었다. 그림 6.12 및 표 6.7에 쇠토율 결과를 나타내었다.

쇠토율 측정결과, 첫째 P1 포장에서는 a type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 4.8kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.7kg, 그리고 4cm 이상은 0.9kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 75.0% 이며 2cm 이상이 25%로 나타났다. b type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 5.1kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.5kg, 그리고 4cm 이상은 0.6kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 82.3% 이며 2cm 이상이 17.7%로 나타났다. 개발 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 5.5kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.5kg, 그리고 4cm 이상은 0.3kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 87.3% 이며 2cm 이상이 12.7%로 나타났다.

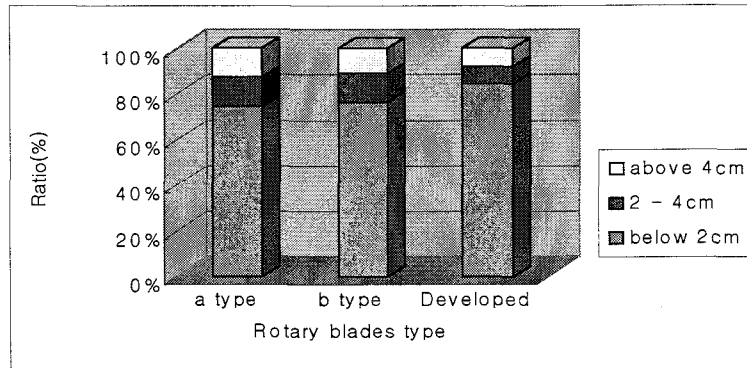
P2 포장에서는 a type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 4.7kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.8kg, 그리고 4cm 이상은 0.8kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 74.6% 이며 2cm 이상이 25.4%로 나타났다. b type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 4.9kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.8kg, 그리고 4cm 이상은 0.7kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 76.6% 이며 2cm 이상이 23.4%로 나타났다. 개발 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 5.4kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.5kg, 그리고 4cm 이상은 0.5kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 84.4% 이며 2cm 이상이 15.6%로 나타났다.

P3 포장에서는 a type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 4.8kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.7kg, 그리고 4cm 이상은 0.4kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 81.4% 이며 2cm 이상이 18.6%로 나타났다. b type 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 5.1kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.6kg, 그리고 4cm 이상은 0.3kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 85.0% 이며 2cm 이상이 15.0%로 나타났다. 개발 로타리날의 경우 토양직경 2cm 이하는 5.4kg, 토양직경 2 ~ 4cm 는 0.4kg, 그리고 4cm 이상은 0.1kg으로 나타났다. 비율로 보면 토양직경 2cm 이하가 91.5% 이며 2cm 이상이 8.5%로 나타났다.

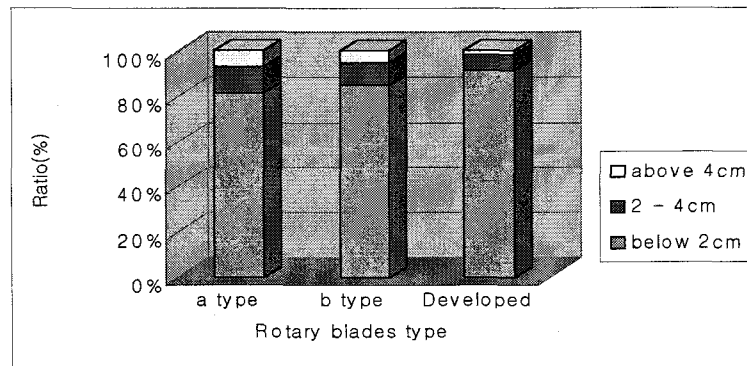
따라서, 쇠토성의 경우 개발날이 기존 로타리날보다 우수한 것으로 사료된다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 6.12 The results of breaking performance of the developed and the conventional blades

(a) P1 field, (b) P2 field, (c) P3 field

Table 6.7 Breaking performance of the developed and the conventional blades

Field	Particle size (cm)	Rotary blades					
		a type		b type		Developed	
		weight (kg)	ratio (%)	weight (kg)	ratio (%)	weight (kg)	ratio (%)
P1	below 2	4.8	75.0	5.1	82.3	5.5	87.3
	2 ~ 4	0.7	10.9	0.5	8.1	0.5	7.9
	above 4	0.9	14.1	0.6	9.6	0.3	4.8
	total	6.4	100	6.2	100	6.3	100
P2	below 2	4.7	74.6	4.9	76.6	5.4	84.4
	2 ~ 4	0.8	12.7	0.8	12.5	0.5	7.8
	above 4	0.8	12.7	0.7	10.9	0.5	7.8
	total	6.3	100	6.4	100	6.4	100
P3	below 2	4.8	81.4	5.1	85.0	5.4	91.5
	2 ~ 4	0.7	11.9	0.6	10.0	0.4	6.8
	above 4	0.4	6.7	0.3	5.0	0.1	1.7
	total	5.9	100	6.0	100	5.9	100

제 4 절 요약 및 결론

본 연구는 기존 로타리날의 구조적, 메카니즘적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명하여 혁신적이고 에너지를 절감할 수 있는 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 성능시험을 통한 경운시 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하고자 함이며, 로타리날에 대한 설계 및 제작 기준과 표준을 설정함으로써 로타리날에 대한 연구의 기초 자료로 활용하게 할 수 있고, 로타리날 제조업체들의 설계 및 제작 기준으로 활용케 하여 향후 동제품의 연구 및 개발에 소요되는 인적, 물적 자원의 불필요한 낭비를 배제하는데 본 연구의 목적이 있으며, 그 구체적인 결과는 다음과 같다.

1. 로타리날 배열설정을 위해 오버랩 시험을 실시한 결과 오버랩이 0 m의 값을 가질 때 비토크는 $146.30 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^2$ 로 나타났고, 비일은 $3488.27 \text{ kgf} \cdot \text{m}/\text{m}^3$ 로 가장 작게 측정되었으나 이물질 감김 방지현상 및 로타리날의 마모를 고려하여 로타리날의 오버랩은 0.05 ~ 0.15m 로 설정하는 것이 적절하다 사료된다.
2. 최적 설계를 통하여 에너지 절감형 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날은 단면 날이며, 날끝각 2° , 날끝 두께 2.5 mm이다. 만곡부 형상에서는 곡률 반경이 140mm, 굴곡각도 80° , 굴곡부 곡률 반경 75mm 로 설계하였다. 단면의 θ 각은 0.5° 이다. 또한 경심은 17cm 까지 가능하며 로타리날의 최대 회전반경을 247 mm 로 설계하였다.
3. 개발된 로타리날의 성능시험 결과, 소요동력의 경우 a, b type 로타리날의 평균 보단 약 5 ~ 7%, 4장의 a, b, c, d type 로타리날의 평균보단 약 8 ~ 9% 정도의 소요동력 감소효과가 있는 것으로 나타났다. 쇄토율의 경우 a type 로타리날 보단 약 10%, b type 로타리날 보단 약 6% 정도 쇄토율이 좋은 것으로 나타났다.

제 7 장 종합결론 및 요약

본 연구에서는 기존 로타리날의 운동 메카니즘 및 형상적 분석을 통하여 문제점 및 개선점을 구명하여 혁신적으로 에너지를 절감할 수 있는 트랙터용 로타리날을 개발하고, 개발된 로타리날의 배열기준을 에너지를 절감할 수 방안으로 정립하며, 로타리 작업시 발생하는 이물질 감김 및 흙 부착을 방지할 수 있는 부수장치를 개발하여 이로 인한 소요 에너지 및 노동력의 낭비적 요소를 제거할 수 있도록 하기 위하여 본 연구를 수행하였으며, 그 구체적인 결과는 다음과 같다.참 고 문 헌

1. 기존 로타리날의 운동분석을 통하여 경운작업시 로타리날이 토양에 작용하는 상태를 분석하였다. 대표적인 국내산 a, b, c, d type 로타리날을 임의로 선정하여 로타리날의 운동분석을 실시한 결과, 각 로타리별 배면이 토양에 닿는 트랙터 전진속도와 로타리 회전속도의 비율인 임계 λ 값은 3.29, 3.36, 3.86, 3.12 으로 나타났으며, 임계 λ 값시 토양에 닿는 로타리부위는 e와 f부분에서 토양과의 접촉이 많은 것으로 나타났다.
2. 수동식 토양경도계의 일정하지 않는 관입속도, 부정확한 관입방향, 수동식에 따른 측정자간의 차이 등으로 인한 토양경도측정의 부정확성을 개선하기 위하여 트랙터에 부착하여 기동하는 자동 토양경도 측정 시스템을 개발하였다. 0.3m까지 토양에 관입하며 경도를 측정할 수 있으며 40kg 이상 계측될 때에는 시스템의 안전을 고려하여 측정을 중단하고 관입봉을 적출할 수 있도록 하였다. 성능시험결과 수동형에 비해 정확한 토양 경도값을 측정할 수 있는 것으로 나타났다.
3. 기존 로타리날의 경운 소요동력을 측정하여 형태에 따른 소요동력의 차이를 분석하기 위해 4종류의 기존 로타리날 경운부하 측정시험을 실시하였다. b type의 날이 비토크, 비일에서 가장 적은 164.72 kgf · m/m², 3698.62 kgf · m/m³ 의 값이 측정되었으며, c type의 날이 비토크, 비일에서 가장 많은 178.21 kgf · m/m², 3967.82 kgf · m/m³ 의 값이 측정되었다. 평균 비토크, 비일은 각각 171.63 kgf · m/m², 3842.48 kgf · m/m³ 으로 나타났다.

4. 로타리날 설계에 영향을 주는 요인을 분석하여 요인시험을 실시함으로써 각 요인에 따른 경운부하의 차이를 비교 분석하였다. 설계 요인으로는 만곡부 형상, 단면 θ 각을 설정하였다. 만곡부가 곡면인 경우가 평면인 경우보다 비일이 약 13.76 % 정도 감소하는 것으로 나타났다. 단면 θ 각 시험에서는 θ 각이 플러스인 경우가 마이너스인 경우보다 약 12% 정도 감소하는 것으로 나타났다.
5. 로타리 경운작업시 로타리날 및 회전축에 이물질이 감기는 현상과 로타리 커버에 흙이 부착되는 현상이 나타나 경운부하 증가의 원인이 되기에 이물질 감김 및 흙 부착 방지장치를 장착한 로타리를 개발하였다. 성능시험결과 이물질 감김장치의 경우 약간의 효과는 있었으나 통계적 가설검정에 의한 분석에서는 효과가 없는 것으로 나타났다. 흙부착 방지장치의 경우 일반 로타리에 비해 소요동력은 약 11%, 흙 부착량은 약 52% 정도의 감소효과가 있는 것으로 나타났다.
6. 에너지 절감형 트랙터 로타리날을 개발하였다. 날의 고정부 폭은 70mm, 두께는 8mm, 홀 지름은 15mm, 홀 간격은 51.5mm로 설계하였다. 로타리날의 단면형상은 단면날로 설계하고, 날끝각은 2° , 날끝 두께는 2.5 mm로 설계하였다. 만곡부 형상은 곡률 반경이 140mm인 곡면으로 설계하였고, 만곡부 굴곡각도는 80° , 굴곡부 곡률 반경은 75mm로 설계하였다. 로타리날 단면의 θ 각은 0.5° 로 설계하였으며, 경심 170mm가 가능하면서 경운토크가 작아지도록 로타리날의 최대 회전반경을 247 mm로 설계하였다. 날의 재질은 SUP6으로 하고, 경도가 HRC 40~45가 되도록 하여 최종 설계를 완료하였다.
7. 개발된 로타리날의 포장 성능시험결과 기존의 로타리날에 비해 경운 소요동력은 약 8~9 % 정도 감소하는 것으로 나타났으며, 쇄토성은 2cm 이하로 쇄토하는 능력이 5 ~ 7% 정도 높은 것으로 나타났다.
8. 이상의 결과를 종합해 보면, 본 연구에서 개발한 흙 부착 방지장치를 장착한 로타리를 사용하여 로타리 경운을 할 때 경운 소요동력을 측정된 결과 기존보다 약 11 % 의 감소효과를 나타냈으며, 설계, 개발한 로타리날을 장착하여 로타리 경운 소요동력을 측정된 결과 기존보다 약 8~9 % 의 감소효과를 나타냈다. 따라서 본 연구에서 개발된 흙부착 방지장치 및 개발 로타리날을 산업화 할 경우 연간 경운 소요에너지를 크게 절감할 수 있을 것이라 사료된다.

참 고 문 헌

1. 김기대. 1986. 트랙터로터리耕耘部の設計理論研究とCADへの応用. 博士學位論文, 九州大學, 日本福岡.
2. 김기대, 김태균, 김성래. 1981. Microcomputer를 이용한 농업기계의 Strain측정에 관한연구. 충남대학교 농업기술 연구보고 : 90-96
3. 김기대, 허윤근, 김만수, 김성래. 1978. 경운실험을 위한 인공토양의 물리적 특성에 관한 연구. 충남대 농업기술 연구보고 Vo.15, No.2 : 127-135
4. 김성래, 김기대. 1986. 기계이양 준답의 토양경도측정에 관한 연구. 충남대학교. 농업기술연구보고 Vol.13(2) : 248-254
5. 김성래, 김기대. 1988. 기계 이양답의 쇄토 정지용 로우터리 날의 개발. 과학재단 연구보고서.
6. 김성래, 김기대, 이동주. 1989. 자유곡면물체의금형설계 및 제작의 자동화를위한 CAD/CAM. 충남대학교
7. 김성래, 김만수, 김기대, 장동일. 1984. 소요동력 절감을 위한 로우터리 경운장치 개량에 관한 연구. 충남대학교 농과대학 : 1-47
8. 김성래, 김문규, 김기대, 허윤근. 1979. 로우터리 맥류파종기 경운날의 개량시험 충남대학교 농과대학
9. 김성래, 장동일, 권순구, 안영호. 1984. 로터리 경운시스템이 소요동력에 미치는 영향. 한국농업기계학회지 9(2) : 37-47.
10. 김성래, 김기대. 1995. 자유곡면 물체의 금형설계 및 제작의 자동화를 위한 CAD/CAM - 로터리 경운날을 중심으로. 충남대 농업과학연구소보고 22(1) : 11-23.
11. 김성래, 허윤근, 김문규, 김기대. 1979. 로우터리 맥류파종기 경운날의 개량시험. 한국농업기계학회지 Vol.4 : 1-23
12. 김성래, 이승규, 나우정, 주은선. 1982. 로터리 경운날의 곡선형태와 회전방향에 따른 경운특성. 경상대학교 농업연구소보 Vol.16 : 107-115.
13. 김성환, 김기대, 성현석, 이현동, 나건영, 김찬수. 2002. 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발 (IV) - 로타리 커버 흙 부착 방지장치의 개발 -. 한국농업기계학회 2002 하계학술대회 논문집 Vol.7(2) : 9-14
14. 김수성, 이여성, 우중구. 1997. 로타리 경운날의 개량 연구 - 경운날 3종의 경운부하 특성 분석 -. 한국농업기계학회지. Vol.22(4) : 391-400.
15. 권순구. 1984 로터리 경운날의 회전속도 및 작업속도가 경운 소요동력에 미치는

- 영향. 충남대 석사학위논문.
16. 나건영, 김기대, 박우풍, 김찬수, 이현동, 김성환. 2002. 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발 (VI) - 기존 로타리날의 요인실험 -. 한국농업기계학회 2002 하계학술대회 논문집 Vol.7(2) : 21-26
 17. 박성현. 1985. 공업통계학. 민영사.
 18. 서동현, 김기대, 박우풍, 김찬수, 추창환, 김성환. 2001. 에너지 절감형 트랙터 로타리 경운날 개발(I) -논의 2차 로타리 경운부하 특성-. 한국농업기계학회 하계학술대회 논문집 Vol.6(2) : 79-84.
 19. 안영호. 1984. 로우터리 경운날의 단면형상이 경운소요동력에 미치는 영향. 충남대 석사학위논문.
 20. 오종진, 김기대, 이현동, 김찬수, 김성환, 나건영. 2002. 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발 (V) - 중부지방에서의 로타리 경운작업 실태조사 및 경운부하 측정실험 -. 한국농업기계학회 2002 하계학술대회 논문집 Vol.7(2) : 15-20
 21. 우종구. 1999. 동력경운기 고속 로터리 경운시스템 개발에 관한 연구. 경상대 박사학위 논문.
 22. 이규승, 김성태, 우종구. 2000. 단면형 로터리 경운날의 경운특성. 한국농업기계학회지 Vol.25(5) : 369-378.
 23. 이현동, 김기대, 김찬수, 김성환. 2002. 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템 개발. 한국농업기계학회지 Vol.27(6) : 537-546
 24. 이현동, 김기대, 박우풍, 김성환, 김찬수, 서동현. 2002. 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발 (II) - 트랙터 부착형 자동 토양경도 측정 시스템 개발 -. 한국농업기계학회 2002 동계학술대회 논문집 Vol.7(1) : 3-8
 25. 이현동, 김기대, 박우풍, 김찬수, 서일환, 오종진 .2002. 에너지 절감형 트랙터 로타리날 개발 (III) - 로타리날의 운동분석 -. 한국농업기계학회 2002 동계학술대회 논문집 Vol.7(1) : 517-522
 26. 정창주, 김경욱. 1997. 농작업기계학원론. 서울대학교출판부.
 27. 최규홍, 류관희. 1984. 로우터리 경운의 부하특성 및 소요동력에 관한 연구. 한국농업기계학회지 9(2) : 27-36.
 28. 岡部, 上原, 増田, 坂井, 公一, 金基大. 1984. 各種耕うん装置の性能特性. 日本農業機械學會 九州支部誌 Vol.33 : 1-9
 29. 岡部, 上原, 増田, 坂井, 金基大. 1985. 耕うん刀 形状 要素の 性能比較と 設計理論的 検討. 日本福岡縣農業綜合試驗場 A作物 No.5 : 85-90
 30. 川村登. 1979. 耕うん刃 JIS 規格制定の経過について. 日農機誌 Vol.41(1) : 119-123.
 31. 川村登, 梅田重夫, 坂井 純. 1980. 耕うん刃の形状分類. 日農機誌 Vol.41(1) :

125-128.

32. 川村登. 1979. 耕うんづめJIS規格制定の過について. 日農機誌 Vol.41(1) : 119-123.
33. 川村登, 坂井純. 1980. 耕うんづめ形状分類. 日農機誌 Vol.41(1) : 125-128.
34. 菌村光雄, 松尾昌樹. 1957. ロータリ耕耘の諸特性に関する研究(第2報)-水田と轉換畑における碎土率向上技術. 日農機誌 Vol.51(1) : 45-53.
35. 金基大, 坂井 純. 1985. ロータリ耕うん刀のCAD 計算機研究報告. 日本九州大學 大型計算機 センター No.2 : 109-116
36. 金基大, 廣間, 吉田, 坂井純. 1986. パーソナルコンピュータを利用した教育 システムの開発. 日本農業機械學會東北支部報 No.33 : 65-68
37. 金基大, 廣間, 吉田, 米尺, 照井, 坂井. 1988. パーソナルコンピュータを利用した教育 システムの開発. 日本農業機械學會東北支部報 Vol.34 : 91-94
38. 坂井 純. 1962. ロータリ式動力耕耘機の構造性能に関する理論的考察とその應用. 農業機械學會九州支部 : 106, 45-53, 66-67, 31-37.
39. 坂井 純, 橋口公一, 金基大. 1984. トラクタ。ロータリ耕うんシステムの設計理論研究とその應用. 日本農業機械學會 九州支部誌 Vol.33 : 7-13
40. 坂井 純, 柴田安雄. 1975. トラクタ用ロータリ耕うん刀の設計論(第1報). 三重大學農學部學術報告 Vol.49 : 163-181.
41. 坂井 純, 金基大, 中司. 1986. コンピュータによる農用エンジンの等燃費曲線の圖化. 日本農業機械學會九州支部誌 Vol.35 : 13-17
42. 坂井 純, 柴田安雄. 1975. トラクタ用ロータリ耕うん刀の設計論(第2報). 三重大學農學部學術報告 Vol.50 : 211-223.
43. 坂井 純, 柴田安雄. 1975. トラクタ用ロータリ耕うん刀の設計論(第3報). 三重大學農學部學術報告 Vol.51 : 145-155.
44. 坂井 純, 柴田安雄. 1976. トラクタ用ロータリ耕うん刀の刀縁曲線の設計について. 日農機械誌 Vol.38(2) : 183-190.
45. 坂井 純, 柴田安雄. 1977. トラクタ用ロータリ耕うんなた刃先端わん曲部の救い面設計について. 日農機械誌 Vol.39(1) : 11-20.
46. 坂井 純, 柴田安雄. 1978. トラクタ用ロータリ耕うんなた刃の配列設計理論. 日農機械誌 Vol.40(1) : 29-39.
47. 坂井 純. 1979. 兩刃と片刃トラクタ用ロータリ耕うんなた刃に関する設計論的検討(第1報). 三重大學農學部學術報告 Vol.58 : 129-135.
48. 坂井 純, 柴田安雄. 1981. ロータリ耕用なた爪の設計. 日農機誌 Vol.42(4) : 609-615.
49. 坂井 純, ラムバンハイ. 1982. 片刃のロータリ耕うん用なた刃に関する設計論. 日農

- 機械誌 Vol.44(3) : 411-416.
50. 坂井 純, 劉, 中司 敬, 金 基大. 1990. トラクタエンジン性能の最適化制御に関する研究(第1報) Vol52, No.6
 51. 坂井 純, 橋口公一, 金基大. 1984. トラクタロータリ耕うんシステムの設計理論研究のその 用, 耕うん刃の形状要素と質量, 中心点解析. 農業機械學會九州支部誌 Vol.33 : 7-13.
 52. 櫻井文海, 坂井 純. 1989. 耕うん用なた刃のCAD用數理モデル研究(第1報)-わん曲部および刃部. 日農機誌 Vol.51(1) : 29-35.
 53. 櫻井文海, 坂井 純. 1995. 耕うん用なた刃のCAD用數理モデル研究(第2報)-わん曲前後角度要素および刃首部と直刃部. 日農機誌 Vol.57(6) : (19-28).
 54. 土屋功立, 穂波信雄. 1963. ロータリ式の耕うん動力軽減にがん研究 (第1・2報)日農機誌 Vol.24(4) : 207-214.
 55. 土屋功立. 1967. ロータリ式の耕うん特性に関する研究縦ピッチと横ピッチ. 日農機誌 Vol.29(2) : 70-72.
 56. 日本農業機械學會. 1979. 日本農業機械・器具圖譜. 農業機械學會, 東京. : 466-473.
 57. 松尾昌樹. 1961. ロータリ耕耘に関する基礎的研究. 山形大學紀要.
 58. 守島正太郎. 1979. 耕うん機切 刃の形状に関する理論的研究-(1)切削角一定の刃の形状の表示について. 日農機誌 Vol.41(2) : 215-219.
 59. 山崎稔, 田中孝. 1984. アナログ機利用によるロータリ耕うん刃の形態 に関する實驗的研究. 北海道大學學位論文 : 1-225.
 60. ラムバンハイ, 坂井 純. 1983. ロータリ耕うん刃刃縁の耕うん特性に関する研究. 日農機誌 Vol.44(4) : 611-615.
 61. ラムバンハイ, 坂井 純. 1983. ロータリ耕うんなた刃の片刃と兩刃の耕うん抵抗特性に関する研究. 日農機誌 Vol.45(1) : 49-54.
 62. ラムバンハイ. 1983. ロータリ耕うん刃の耕うん特性および設計理論. 九州大學博學位論文 : 1-305.
 63. ラムバンハイ. 1983. ロータリ耕うん刃の耕うん特性および設計理論.
 64. 和田一雄. 1979. 耕うん機誕生. 福民協會, 東京.
 65. Adams, W., J., Jr. and D. B. Furlong. 1959. Rotary tiller in soil preparation. Agri. Eng. Vol.40(10) : 600-607.
 66. Bernacki, H., J. Haman and Cz. Kanafojski. 1972. Agricultural Machines, Theory and Construction. Vol. 1 : 382-451. USDC, National Technical Information Service, Springfield, Va.

67. Dalin, A. D. and P. V. pavlov. 1950. Rotary Soil Cultivating and Excavating Machines. Mashgiz. Translation No. TT70-50041, National Technical Information Service, USDC, Springfield, Va.
68. Gill, W. R. and J. G. Hendrick. 1976. The irregularity of soil disturbance depth by circular and rotating tillage tools. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.19(2) : 230-233.
69. Greene, J. M. 1946. Some rotary tillage applications. AGRICULTURAL ENGINEERING Vol.27(4) : 175-178.
70. Ghosh, B. N. 1967. The power requirement of the rotary cultivator. J. of Agri. Eng. Res. Vol.12(1) : 5-12.
71. Hendrick, J. G. 1980. A powered rotary chisel. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.23(6) : 1349-1352.
72. Hendrick, J. G. and W. R. Gill. 1971. Rotary-tiller design parameters Part I -Direction of rotation. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.14(4) : 669-674, 683.
73. Hendrick, J. G. and W. R. Gill. 1971. Rotary-tiller design parameters Part II -Depth of tillage. TRANSACTIONS OF THE ASAE Vol.14(4) : 675-678.
74. Hendrick, J. G. and W. R. Gill. 1971. Rotary-tiller design parameters Part III -Ratio of peripheral and forward velocities. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.14(4) : 679-683.
75. Hendrick, J. G. and W. R. Gill. 1974. Rotary-tiller design parameters Part IV -Blade clearance angle. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.17(1) : 4-7.
76. Hendrick, J. G. and W. R. Gill. 1978. Rotary-tiller design parameters, V-Kinematics. TRANSACTIONS of the ASAE Vol.21(4) : 658-660.
77. Sakai, J. 1973. History of the development and classification of Japanese Power tiller and hand tractors of multipurpose performance. Agricultural Mechanization in Asia Vol.4(1) : 89-94.
78. Sakai, J. 1974. Theoretical approach to the hand tractor of rotary tillage(part 1). Japan Agric. Res. Quarterly Vol.8(3) : 153-158.
79. Sakai, J. 1975. Theoretical approach to hand tractor of rotary tillage(part 2). Japan Agric. Res. Quarterly Vol.9(1) : 40-47.
80. Sakai, J. 1977. Some design Know-hows of edge-curve angle of rotary blades for paddy rice cultivation. Agricultural Mechanization in Asia Vol.8(2) : 49-57.
81. Sakai, J. 1978. Designing process and theories of rotary blades for better

- rotary tillage (part 1). Japan Agric. Res. Quarterly Vol.12(4) : 198-204.
82. Sakai, J. 1978. Designing process and theories of rotary blades for better rotary tillage (part 2). Japan Agric. Res. Quarterly Vol.12(4) : 198-204.
83. Sakai, J. 1979. Engineering characteristics of rotary tillage resistances of Japanese rotary tillers with tractors. Proc. of the 8th Conf. of the Int. Soil Tillage Research Organization, Hohenheim Univ., Germany : 1-6.
84. Sakai J, Kei Nakaji, Zou, K. D. Kim. 1987. Farm Engine-Transmission Control system&Operation Method in Harvesting For Fuel saving No.25
85. JIS B 9210.
86. JIS G 4801.
87. KS B 7142.
88. KS B 7143.