최 종
연구보고서

GOVP 12009298

Self Leveling 주행 제어 시스템 개발

Study on Self Leveling Control System

연구기관

LG전선(주) 기계연구소

농 림 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 "Self Leveling **주행 제어 시스템 개발**" **과제의 최종보고서로 제출합니다.**

1999 . 10 . 28 .

주관연구기관명 : LG**전선(주)**

기계연구소

총괄연구책임자 : **김 의 한**

연 구 원 : **김 익 생**

연 구 원 : **이 상 식**

연 구 원 : **오 기 석**

요 약 문

Ⅰ. 제 목

Self Leveling 주행 제어 시스템 개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 중요성

본 제어 시스템이 개발됨으로 해서 트랙터의 전도에 의한 인명 사고를 방지하여 안전한 농작업을 가능하게 할 것이며, 트랙터의 사용 범위의 확대에 의해 트랙터의 노동력 생산성을 높여 농산물의 생산비 절감을 가져올 것이다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

본 연구의 1차년도에는 Self leveling 주행 제어 시스템을 개발하기 위하여 시스템의 방향 설정 및 제어 시스템의 기초적인 설계, 제작을 수행하였고, 이를 위한 요소 설계로서 센서류의 응답 특성과 전자 제어부의 설계, 제작 및 실험을 수행하였다.

2차년도에는 시작기의 설계, 제작하였고 시작기의 기초실험을 통한 제어 알고리즘의 완성 및 응답 특성 실험을 수행하였다.

3차년도에는 개발된 시작기와 제어 시스템의 포장실험 및 실내 보완 실험을 통하여 시스템의 성능을 점검하였다.

Ⅳ. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

본 연구의 성과로 첫째 제어시스템의 설계 기술 개발, 둘째 요소 부품 설계 기술 개발, 셋째 제어 소프트웨어 개발, 넷째 시작기 개발, 다섯째 제어 성능 실험 수행결과 등을 들 수 있다.

본 연구로서 얻은 성과들은 향후 참여기업의 트랙터사업부에서 트랙터, 콤바인 등의 양산 적용에 적용할 계획이다.

Summary

When a tractor travels slope land, problems of operator safety and the reduction of the job efficiency usually occur. Therefore maintaining the tractor body being horizontal is critical to improve the security of traveling and the job performance.

In this study, we developed self-leveling control system for a tractor. The adaptability of the control system was tested and investigated by analyzing system response in time and frequency domain. The experimental model showed that the implementation of the proposed control and hydraulic power system to the prototype design of a slope land tractor was feasible.

The designed front axle is center pin type and the rear is trailing arm type. The front and rear wheel drive is transmitted by gears from main shaft to final drive. The leveling control of the body on slope land is accomplished by controlling the height of the right and left trailing arms with the electronic controlled hydraulic cylinder. The maximum leveling control angle for roll is ±15° and for pitch is ±7°.

The safety of the designed rear axle case was verified by computer simulation. By using the optimized hydraulic power circuit and solenoid valves, the cost was minimized and the performance was maximized.

To verify the performance of the slope tractor, it was tested on the slope tester in laboratory and on farm and grain field.

CONTENTS

목 차

제 1 장 서 론

1. 연구 개발의 목적

현재 국내에서 사용되고 있는 농용 트랙터는 평지에서의 작업을 목적으로 개발되어 있기 때문에 경사지에서는 트랙터 주행 면의 경사에 따라 트랙터 차체도 기울기 때문에 약간의 경사가 있는 주행 조건에서는 트랙터 전도의 위험성을 안고 있으며, 다양한 작업 조건하에서의 효율적인 작업이 불가능하다.

또한, 선진 몇몇 국가에서는 농용 트랙터에 의한 농작업이 안전성 및 작업 성능의 향상을 위하여 주행 면의 경사에도 불구하고 트랙터의 차체를 수평으로 유지하는 경사지용 트랙터가 이미 개발되어 실용화되어 있으나 이것은 수동 조작에 의한 것이 없다.

이러한 문제점들을 해결하고, 평지에서와 마찬가지로 경사지에서도 트랙터를 안전하고 효율적으로 사용하기 위해서는 트랙터 주행 면의 경사에도 관계없이 트랙터 차체를 항상 수평으로 유지할 수 있는 농용 트랙터의 Self leveling 주행 제어 시스템의 개발이 필요하다. 선진 공업국들이 첨단 기술의 해외 이전을 기피하고 있는 현 상황에서는 특히 이러한 기술의 자체 개발이 절실히 요구되고 있다.

현재 국내에 있어서 농용 트랙터의 생산은 외국 기업과의 기술제휴 등을 통한 외국 기술과 부품에 의존하고 있는 것이 현실이다. 이로 인해 대부분의 트랙터 생산 업체들이 기술 제휴 선과의 계약에 의해 국내에서 생산된 트랙터의 해외 수출에 많은 어려움을 겪고 있으며, 기술료 등의 지출에 의해 우리 나라의 무역 적자를 가중시키고 있다.

또한 비교적 고가인 트랙터의 사용 범위가 제한되므로 해서 농산물의 생산 원가에 대한 농기계 비용의 비중이 커지므로 국내 농산물의 국제 경쟁력을 약화시키고 있다.

따라서 국내적으로는 농산물의 생산 원가를 줄여 농업을 경쟁력 있는 산업으로 육성하여 앞으로 다가올 농산물의 수입 개방에 대비해야 하며, 국외적으로는 트랙터를 고부가가치 수출산업으로 육성하는 것이 요구되고 있다. 이러한 대내외적인 요구를 고려할 때 경사지 등 다목적으로 사용할 수 있고, 고정도의 작업이 가능한 Self leveling 주행 제어 시스템의 자체 개발이 절실히 요구된다고 할 수 있다. 이렇게 함으로써 국내 농업도 지킬 수 있고 심각한 무역 적자도 개선될 수 있으리라 판단된다.

농업은 타 산업에 비해 소득이 적고, 농업 환경의 열악성으로 인해 젊은 청년층에 매력을 주지 못하고 있다. 이로 인해 농촌 인구의 이농 현상과 함께 농촌 노동력의 부족 및 고령화가 매우 빠른 속도로 진행되어 심각한 사회문제가 되고 있다.

이와 같은 농촌 문제를 안고 있는 우리 나라로써는 (1) 생산성 향상을 통한 소득의 증가, (2) 농작업의 개선을 통한 농업 환경의 개선 등을 통해 젊은 청년층에 대한 농업의 매력을 이끌어 낼 필요가 있다. 이러한 목적을 달성하기 위해서는 고정도의 작업이 가능하고 농작업이 중노동이 아닌 누구라도 손쉽게 작업할 수 있는 농용 트랙터의 개발이 절실히 필요하다. 이를 위해서는 트랙터에 대한 자동 제어 시스템의 도입이 필수 불가결하다.

최근 일본, 러시아 등의 몇몇 제 외국에서는 트랙터 등의 Off Road 차량에 관하여 경사지에서 적응성과 안전 대책에 대한 연구가 행해져 왔다. 수동 조작에 의해 트랙터의 자세를 제어하는 경사지용 트랙터는 이미 실용화되어 있는 단계이다.

본격적인 안전 대책으로서의 트랙터에 대한 자동 자세 제어에 관하 연구가 일본의 Tajiri 등에 의해 행해졌으나, 다른 Off Road 차량에 비해 다양

한 작업 종류 및 조건 등의 문제와 차체의 경사 정도를 신속하고 정확하게 측정할 수 있는 적당한 센서 등의 문제 때문에 충분한 성과를 얻지 못하고 있는 것이 현 실정이다.

본 제어 시스템이 개발되므로 해서 트랙터의 전도에 의한 인명 사고를 방지하여 안전한 농작업을 가능하게 할 것이며, 트랙터의 사용 범위의 확대에 의해 트랙터의 사용 시간을 늘여 농산물의 생산비 절감을 가져올 것이다. 이로 인해 농민들의 트랙터 작업에 대한 불안감을 해소시키고 소득 증대를 가져와 농민들의 커다란 환영을 받을 수 있을 것으로 기대되며 또한 이 기술의 응용에 의한 트랙터의 자동화가 가속화될 수 있으리라 판단된다.

2. 연구 개발의 범위

본 연구에서 개발한 트랙터용 Self leveling 주행 제어시스템은 아직까지 국내에서는 실용화된 바가 없기 때문에, 작업 시 발생할 수 있는 여러 문제점을 시험용 모델을 통하여 파악하고, 이를 해결하여 향후 제품 설계 시 필요한 설계 기준을 정립하기 위한 시작품이다.

국내에서 가장 많이 공급되고 있는 트랙터의 엔진 출력 범위는 30 45마력인데, 본 연구에서는 개발에 소요되는 비용을 고려하여 36마력급 트랙터의 트랜스미션을 개발하였다.

성능시험을 위해서는 트랙터의 전체에 대한 설계, 제작이 필요한데, 이를 위해서는 엔진 선정, 차축 설계 등에 대한 연구, 개발도 필요하지만, 본 연구에서는 이에 대한 연구는 일부 수행하였으며, 나머지 부품은 기존 동급 트랙터의 양산 부품을 이용하였다.

3. 연구 개발의 목표

본 연구는 기존 트랙터 개발 기술을 기반으로 Self leveling 주행 제어시스템을 개발하는 것으로서 세계적인 수준과 견줄만한 시스템을 개발하는 것이다.

따라서 Self leveling 주행 제어시스템의 기본적인 제어 성능을 시험 결과를 통해 확인하고, 향후 타 제품에 적용 가능한 가에 대한 것도 분석 및 양산을 목표로 하였다.

본 연구의 주요 연구 목표는 다음과 같다.

- 제어시스템의 설계 기술 개발
- 요소 부품 설계 기술 개발
- 제어 소프트웨어 개발
- 시작기 개발
- 제어 성능 실험

제 2 장 연구 개발 내용

제 1 절 이론적 고찰

트랙터 보급 확대와 발전으로 농작업의 합리화가 진보되어 지고 농업경영이 개선되고 있다. 그러나 트랙터의 사망 사고발생이 증가하고 있고 이로 인한 문제가 크게 대두되고 있다. 그런데 특히 트랙터의 사망사고 중 트랙터의 횡전도로 의한 사고가 큰 비율을 차지하고 있다. 일본의 경우, 트랙터의 사망 사고 중 경사지 횡전도로 의한 사고가 40 60%를 점하고 있다.

경사지의 기계작업은 이용 한계를 결정하는 객관적인 척도가 있다. 보통 그것을 확신하는 지표는 기계의 횡전도 한계각이다. 그리고 트랙터의 전도 문제는 경사지의 기계화 추진뿐만 아니라 작업 안전의 관점에서도 필수적이라 하겠다. 승용 트랙터는 횡전도와 후방전도가 있는데 후방전도의 경우는 사고율이 거의 없으며 횡전도 사고는 사고율이 높게 나타났다. 그래서 본 연구에서는 횡전도 문제에 대하여 취급하였다.

4륜 트랙터가 횡전도하는 원인은 트랙터 차체의 구조를 기본으로 하고, 트랙터의 운동 조건과 지면의 상태의 크게 2가지로 나눌 수 있다. 트랙터의 차체 구조의 경우에는 트랙터의 횡전도의 내적 요인으로 중량배분, 중심의 위치관계, 타이어의 강성 등이 있고 이것들의 조합에 의해 정지 횡전도각을 구할 수 있다.

트랙터의 전도문제는 경사지에서의 기계화 및 작업의 안전성의 관점에서 매우 중요하다. 전도에는 정적 횡전도각과 동적 횡전도각이 있다. 정적 횡전도각은 트랙터를 등고선 방향으로 향하여 정적 상태에서 경사각을 서서히 크게 할 경우에 기체의 횡전도가 시작하는 지면 경사각을 일컫는다. 그

리고 동적 횡전도각은 트랙터가 등고선 방향으로 주행 중 기체가 횡전도할 최소의 지면 경사각이다.

여기에서 정지 횡전도각은 트랙터의 구조에 의한 횡전도각을 표시하는 지표이다. 본 연구에서 정지 횡전도를 시뮬레이션 한 것은 횡전도에 의해 사고가 발생되는 것을 방지하기 위해서는 매우 중요한 의미를 가지고 4륜 트랙터의 정적 상태에서의 정지 횡전도각에 대한 이론적 계산을 통하여 정적 횡전도각을 파악하고자 하였다.

또한, 트랙터의 횡전도 문제에서는 중심위치, 하중분포, 주행장치 히치점에 의한 트랙터 차체의 내적 요인과 도로 및 트랙터의 운동상태 등의 외적 요인으로 나눌 수 있다. 트랙터의 횡전도는 정적 횡전도와 동적 횡전도가 있지만 정적 횡전도는 트랙터의 상태만 알 수 있고 동적 횡전도는 트랙터가 실제 주행에 대한 거동현상으로 트랙터 설계 시 반드시 알아야만 한다. 본 연구에서는 개발될 트랙터의 수학적 모델링에 의한 동적 횡전도에 대한 현상을 시뮬레이션하였다.

1. 정적 횡전도

1. 수학적 모델링

차륜 트랙터의 횡전도 원인은 중량 배분, 중심의 위치관계, 타이어의 강성 등에 영향을 받는다. 그러나 정적 상태에서의 횡전도각은 트랙터의 중심의 중량배분 및 위치관계가 더욱더 중요하다. 4륜 트랙터의 앞차축은 중앙부에서 차체의 전단 아래 부분에 수평방향의 핀 1개로 취부되어 있다. 그러므로 트랙터의 차체를 떠받치는 것은 이 핀과 양 후륜 접지점의 3점으로 보는 것이 가능한 구조로 되어있다. 그리고 그림 2-1은 트랙터가 횡전도되는 모습을 보여주고 있다. 여기서 θ는 지면 경사각이고, ψ_{max}는 전

차축의 최대 좌우 회전각이고, G는 무게중심이다.

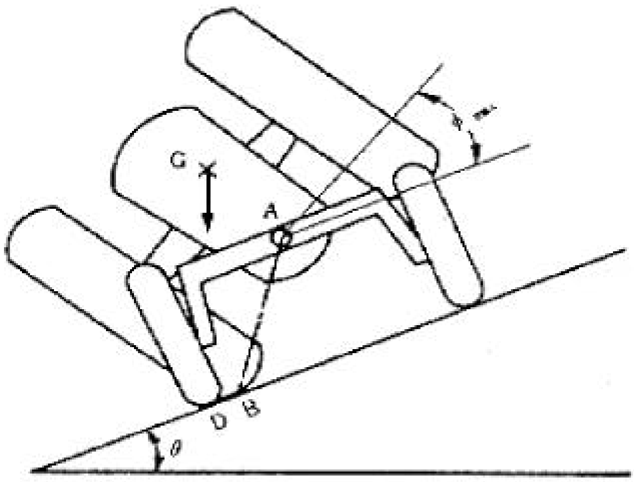


Fig. 2-1 The state of side overturning.

정적 상태에서의 횡전도에서 1차 횡전도란 트랙터를 등고선 방향으로 정지시켜 지면 경사각을 서서히 높일 때 트랙터 중량의 합력의 작용선이 앞차축의 피봇점과 계곡쪽 후륜 접지점을 연결하는 선을 지나는 순간 산쪽 후륜이 지면에서 떠서 앞차축의 피봇점과 계곡쪽 후륜 접지점에 대하여 회전하기 시작한다. 그리고 2차 횡전도란 트랙터 중량 합력의 작용선이 계곡측 전, 후륜을 연결하는 직선을 넘는 경우 2차 횡전도를 시작한다. 정지 횡전도 각의 계산을 계산하기 위하여 아래와 같이 가정한다.

1. 전체 중량에 대한 앞차축의 중량이 상당히 작아서 앞차축에 의한 중심의 변화가 극히 작다.

2. 전, 후륜의 윤거가 서로 같다.

3. 앞차축의 취부핀은 양전륜의 접지점을 포함하는 지상 수직면상에 있다

4. 무게중심은 전후 중심선을 포함하는 지상수직면상에 작용한다.

그림 2-2에서 보듯이 1차 횡전도 각을 계산에서 앞차축의 피봇점과 계곡쪽 후륜 접지점에 대하여 회전하여 횡전도를 시작할 때의 지면 반력이 영이 되므로 이것으로부터 횡전도 각을 구한다. 그리고 2차 횡전도 각의 계산에서 트랙터의 중심위치, 윤거, 축거, 앞차축 취부 핀의 높이, 앞차축의 최대 좌우 회전각을 측정하여 이것으로부터 횡전도각을 구한다.

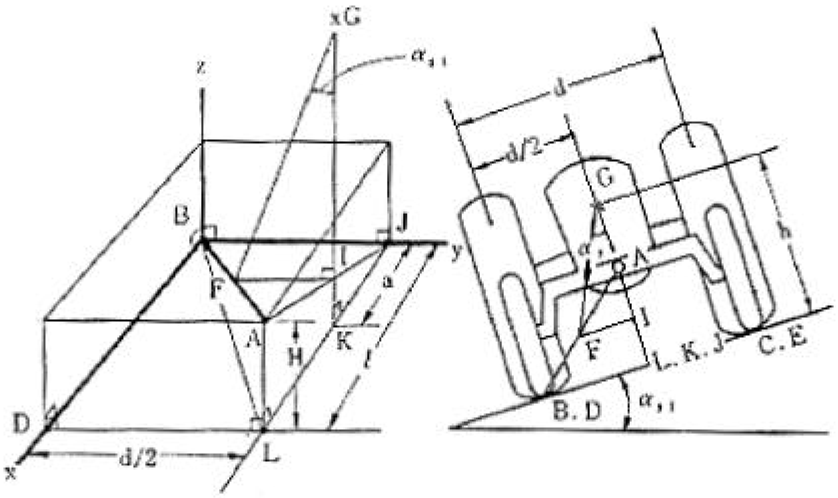


Fig. 2-2 The measurement method of fist overturning

그림 2-2와 같은 기구학적 좌표로 1차 횡전도를 구할 수가 있다. 여기서 AB에 대하여 회전하여 횡전도를 시작할 때의 지면 반력이 영이 되는 식 (1)에서 유도된 식 (3)과 같이 횡전도각을 구할 수 있다. 1차 횡전도에서 차체가 AB의 둘레를 회전하여 앞차축이 좌우 회전이 고정부로 저지되어도

트랙터 중량의 합력 작용선이 BD를 넘는 경우 완전 전도로 넘어간다.

$$R_{1Z} = 0 \quad (1)$$

$$Tan\,\alpha_{s1} = \frac{db}{2(lh - Ha)} \quad (2)$$

$$\alpha_{s1} = Tan^{-1}\left(\frac{db}{2(lh - Ha)}\right) \quad (3)$$

여기에서 α_{s1}는 1차 횡전도각이고, d는 윤거, l은 축간거리, h는 중심고, H는 지면에서 앞차축 취부핀 A까지의 거리, a 는 중심에서 후륜 접지점까지의 거리 그리고 b는 중심에서 전륜 접지점까지의 거리이다.

그림 2-3과 같은 기구학적 좌표로 2차 횡전도도 구할 수가 있다. xyz 좌표계에서 1차 횡전도 전의 중심 위치는 G(a, $d/2$, h)이다.

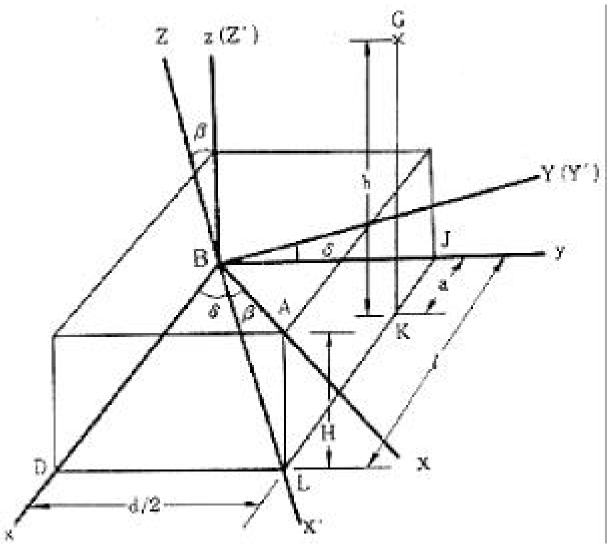


Fig. 2-3 xyz-coordinate and XYZ-coordinate

또한 1차 횡전도에 의해 중심 G가 AB축에 대하여 그림 2-4의 λ만큼 회전한다. 이는 정지 상태가 이루어져 앞차축이 회전 정지하게 된다. 이 때 xyz 좌표계에서의 중심 위치는 G`($x_0$`, y_0`, $z_0$`)라 가정하고, 트랙터 중량의 합력 작용선이 계곡쪽 전후륜 접지점을 연결하는 선 BD를 지날 때의 지면 경사각이 2차 횡전도각이고 식 (4)와 같다.

$$\alpha_{s2} = \tan^{-1}\left(\frac{y_0}{x_0}\right) \tag{4}$$

y_0와 x_0계산을 쉽게하기 위해서 1차 횡전도 축 AB를 새로운 축 X로 하는 XYZ좌표계를 설계하고 그림 2-3으로부터

$$\delta = \tan^{-1}\left(\frac{d}{2l}\right) \tag{5}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left\{\frac{H}{\sqrt{\left(\frac{l^2+d^2}{4}\right)}}\right\} \tag{6}$$

이다.

그리고 xyz좌표계와 XYZ좌표계와의 관계에서

$$x = (X\cos\beta - Z\sin\beta)\cos\beta - Y\sin\delta \tag{7}$$

$$y = (X\cos\beta - z\sin\beta)\sin\delta - Y\cos\delta \tag{8}$$

$$x = X\sin\beta + Z\cos\beta \tag{9}$$

각각 XYZ에 대해서 풀면

$$X = (x\cos\theta - y\sin\theta)\cos\phi - z\sin\phi \quad (10)$$

$$Y = y\cos\theta - x\sin\theta \quad (11)$$

$$Z = z\cos\phi - (x\cos\theta + y\sin\theta)\sin\phi \quad (12)$$

xyz계에서의 중심위치 G(a, $d/2$, h)를 XYZ계로 표시 하면 다음과 같다.

$$X_0 = (a\cos\theta + (d/2)\sin\theta)\cos\phi + h\sin\phi \quad (13)$$

$$Y_0 = (d/2)\cos\theta - a\sin\theta \quad (14)$$

$$Z_0 = h\cos\phi - (a\cos\theta + (d/2)\sin\theta)\sin\phi \quad (15)$$

1차 횡전도에 의해 G가 AB축(X축)의 둘레에 λ만큼 회전하여 G`이 되지만, G`을 XYZ계로 나타내어 G`($x_0$`, y_0`, $z_0$`)라 하면

$$X_0' = X_0 \quad (16)$$

$$Y_0' = Y_0\cos\lambda - Z_0\sin\lambda \quad (17)$$

$$Z_0' = Y_0\sin\lambda - Z_0\cos\lambda \quad (18)$$

위 식을 정리하면 Y_0`, $Z_0$`를 얻을 수 있다.

$$y_0' = \{(1 - \cos\lambda)\sin\theta\cos\theta\cos^2\phi + \sin\lambda\sin\phi\}a$$

$$+ \{\cos\lambda(\cos^2\alpha + \sin 2\beta) + \sin^2\alpha\cos^2\cos\beta\}(d/2)$$
$$+ \{(1-\cos\lambda)\sin\alpha\sin\beta\cos\beta - \sin\lambda\cos\beta\cos\alpha\}h \qquad (19)$$

$$z_0' = \{(1-xos\lambda)\cos\alpha\sin\beta\cos\beta - \sin\lambda\sin\alpha\cos\beta\}a$$
$$+ \{(1-\cos\lambda)\sin\alpha\sin\beta\cos\beta - \sin\lambda\cos\beta\cos\alpha\}(d/2)$$
$$+ \{\cos\lambda\cos^2\beta + \sin^2\beta\}h \qquad (20)$$

그리고 중심 G**의** AB**축에 대한 회전각** λ**와 앞차축 최대 좌우 회전각** ψ_{max}**의 관계는 다음과 같다**.

$$\tan\lambda = \frac{ND}{DP} \qquad (21)$$

$$\tan\psi_{max} = \frac{ND}{AD} \qquad (22)$$

$$\tan\lambda = \frac{AD}{DP}\tan\psi_{max} \qquad (23)$$

$$\frac{AD}{DP} = \frac{AB}{BD} \qquad (24)$$

$$AB = \frac{BL}{\cos\beta} = \frac{BD}{\cos\beta\cos\alpha} \qquad (25)$$

$$\because \tan\lambda = \frac{\tan\psi_{max}}{\cos\beta\cos\alpha} \qquad (26)$$

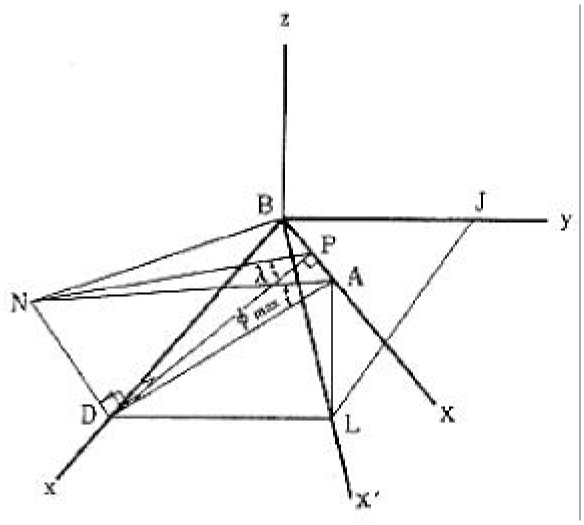


Fig. 2-4 The relation of $tan\ \lambda$ and ψmax

2. 시뮬레이션

1차 횡전도각을 구하기 위해서는 트랙터의 윤거, 축간 거리 및 중심고 등을 알아야 하며 2차 횡전도각을 구하기 위해서는 트랙터의 중심위치, 앞차축 취부 핀의 높이 및 앞차축의 최대 좌우 회전각 등을 알아야 한다.
그림 2-5, 2-6에서 횡전도 시뮬레이션한 결과를 보여주고 있고, 횡전도에 대한 시뮬레이션은 1차 횡전도와 2차 횡전도에 대하여 윤거는 1000mm에서 1500mm까지의 변화와 중심고가 600mm에서 1100mm까지 100mm씩 변화할 때의 결과를 보았다. 본 연구에서 적용할 트랙터의 변수들은 표 2-1과 같다.

그림 2-5, 2-6에서 보듯이 중심고 낮고 윤거가 크면 트랙터의 1, 2차 횡전도각모두 상대적으로 안전함을 알 수가 있고, 본 연구에서 실험한 트랙터의 중심고는 약 600 700mm이므로 1차 횡전도각은 약 30。 34。이고 2차 횡전도각은 약 36。 38。이다.

Table 2-1. Specification of tractor

Total weight	1660kgf
Weight distribute rate	Front tire : 46% Rear tire : 54%
Distance	1600mm
Trend	Front tire : 1100mm Rear tire : 1140mm
Center height of weight	600 ~ 1100mm
Rotating angle of Front Axle	15°

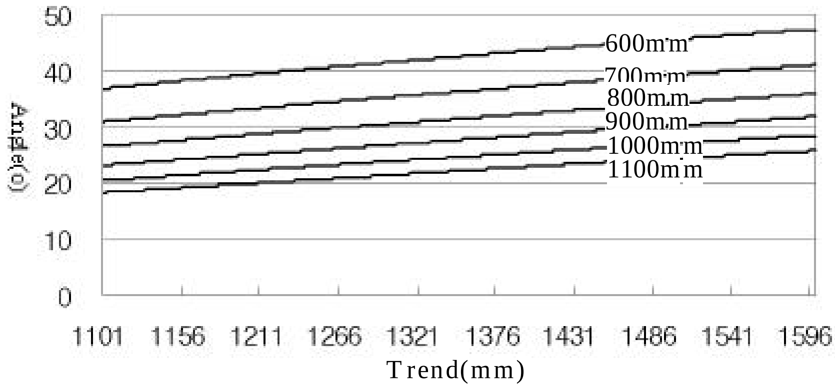


Fig. 2-5 Graph of first overturning angle

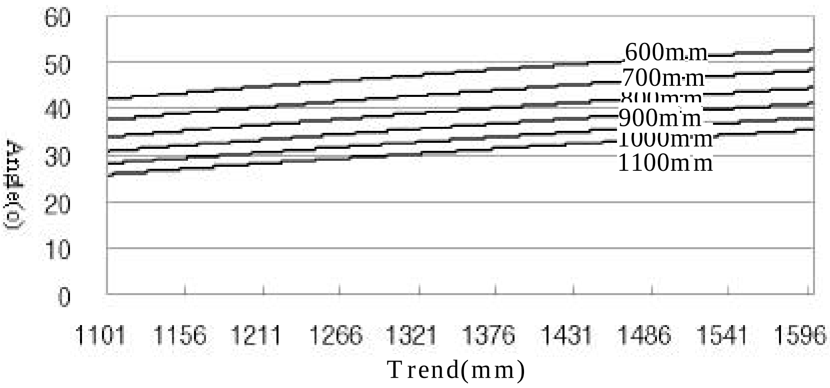


Fig. 2-6 Graph of second overturning angle

3. 결과

4륜 트랙터의 정적 횡전도각은 트랙터의 중심위치, 윤거, 축거, 앞차축의 최대 좌우 회전각 및 앞차축 취부 핀의 높이 등의 관계로 모델링하였고 아래와 같은 시뮬레이션 결과를 보였다.

1) 중심고가 낮고 윤거가 클수록 횡전도각은 크다.

2) 본 연구에서 실험한 트랙터의 중심고는 약 600 ~ 700mm이므로 1차 횡전도각은 약 30。 ~ 34。이고 2차 횡전도각은 약 36。 ~ 38。이다.

3) 앞차축 취부 핀의 높이가 높을수록 횡전도각이 증가한다.

2. 동적 횡전도

1. 수학적 모델링

트랙터가 경사면을 횡방향으로 주행 중 산측 차륜이 장해물에 의해 떠서 횡전도할 경우를 고려한다. 산쪽 차륜이 받는 힘, 변위가 어느 값 이하라면 차륜이 떠서 장해물을 통과한 후 원래의 자세로 되돌아가서 트랙터는 전도하지 않는다. 그러나 어느 값 이상이면 트랙터의 중심이 계곡쪽 전후 차륜의 접지점을 지나는 연직면 보다 밖으로 벗어나서 횡전도한다.

4륜 트랙터의 앞차축은 그 중앙에 차체의 앞단 아래쪽에 핀 1개로 부착되어 있어, 어떤 범위에서 핀을 중심으로 회전할 수 있으므로 앞차축 및 전륜은 차체에서 핀 회전 각도만큼은 독립적으로 거동한다. 게다가 각부는 탄성 진동을 수반하여 트랙터 전체의 운동은 극히 어려워 다 자유도 문제

가 된다. 그러나 본 연구에서는 차체 및 차축은 하나의 강체 운동으로 취급하여 시뮬레이션하였다.

그림 2-7에서와 같이 주행 시 장해물에 의해 산측 차륜이 뜨면 트랙터는 그 중심 위치에 관계없이 계곡쪽 전후 차륜의 접지점 AA를 축으로 회전하는 것으로 가정한다. 즉, 전륜 또는 후륜이 장해물에 의해 뜨는 경우, 이들이 트랙터의 운동에 미치는 영향은 전부 같다고 가정한다. 이는 트랙터의 전도 현상이 2차원 문제로 단순화하였고, 1자유도계 운동으로 생각하였다.

에너지 보존 법칙에서 계의 전(全) 에너지는 운동에너지(T)와 위치에너지(U)와의 합이고, 식 (1), (2), (3)과 같다.

$$Total\ Energy = Kinematic\ Energy(T) + PotentialEnergy(U) \quad (1)$$

$$T = \frac{1}{2} I_A \dot{\psi}^2 \quad (2)$$

$$U = -Wa \int_{\psi}^{\pi/2} \cos\psi \, d\psi = Wa(\sin\psi - 1) \quad (3)$$

여기에서 I_A는 트랙터의 후륜 접지점 AA를 중심으로 하는 관성모멘트이고, ψ는 GA와 수평면과의 사잇각이고, W는 트랙터의 무게이다. 그리고 a 는 계곡쪽 차륜접지점과 무게중심까지의 거리이다.

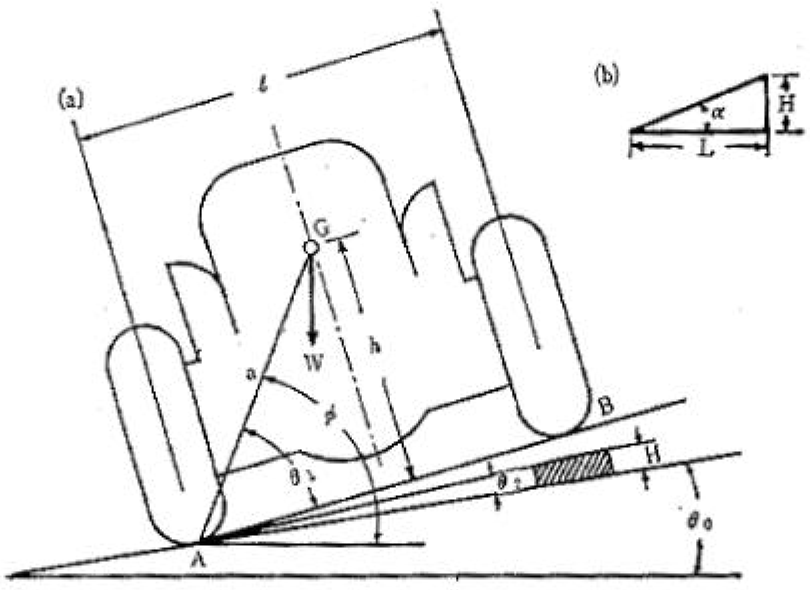


Fig. 1-7 The running state of a tractor on the slope

위 식을 일반좌표 ψ에 의한 라그랑즈 방정식으로 표현하면 식 (4)와 같다.

$$\frac{d^2\phi}{dt^2} + Wa\cos\phi \qquad (4)$$

이 식을 적분하여 초기 조건을 다음과 같이 가정하면 다음 식 (5)로 표현된다.

초기조건 : $t = 0, \quad \phi = \phi_0, \quad d\phi/dt = w_0$

$$\frac{I_A}{2}\left\{\left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 - w_0^2\right\} + Wa(\sin\phi - \sin\phi_0) \qquad (5)$$

여기에서 ψ_0산쪽 차륜이 장해물로부터 떨어질 때의 CA와 수평과의 사잇각이고, w_0는 산쪽 차륜이 장해물로부터 떨어질 때의 회전 각속도이다.

그러므로 횡전도의 조건은 ψ_0에서 산쪽 차륜이 튀어 오르는 작용을 받아 $\psi \geq \pi/2$에 도달하여 w_0가 주어지면 횡전도 된다. 횡전도에 대한 안전한계는 식 (5)에 $\psi = \pi/2,\ d\psi/dt = 0$로 구하여 다음 식 (6)으로 나타낸다.

$$\frac{I_A}{2} w^2 = Wa(1 - \sin\psi_0) \tag{6}$$

횡전도에 이른 산쪽 차륜의 튀어 오르는 선속도를 v_0라 하면 $l\ w_0 \quad v_0$ 이므로 다음식 (7)을 얻는다.

$$\frac{I_A}{2} v^2 = Wal^2(1 - \sin\psi_0) \tag{7}$$

트랙터의 횡전도 문제는 산쪽 차륜이 노면을 튀어 오를 때의 상태 즉, ψ_0와 w_0 (또는 v_0)와의 관계를 구하는 문제이다.

장해물은 그림 2-7(b)의 삼각형으로 다음의 2가지 경우를 고려한다.

(1) 산쪽 차륜의 장해물의 사면을 따라서 상승한다.

(2) 산쪽 차륜의 장해물에 충돌하여 반발계수 e로 튀어 오른다.

위 (1)에서는 트랙터를 횡전도에 이르게 하는 주행속도를 v라 하면 v

$(H\ /\ L)\ v$라 가정하여 식 (8)에 대입한다.

$$v = (1/E)\sqrt{K(1 - \sin\psi_0)} \qquad (8)$$

여기에서 $E = (H\ /\ L)$, $K = (2Wal2)\ /\ I_A$이다.

이 경우 산측 차륜이 장해물의 상단에서 노면과 멀어지므로 $\psi_0 = \theta_0 + \theta_1 + \theta_2$ 이다.

위 (2)에서의 관계는 그림 2-8에 의한다. 차륜은 x, y 평면 내에서 회전 각속도 w, 주행속도 v로 장해물의 사면 a에 충돌하여 충돌 후 w`, $v$`이다.

충돌 전후의 운동량이 같으므로 식 (9)와 같다.

$$mRv_y + I_0 w = mRv_y' + I_0 w' \qquad (9)$$

여기에서 m은 차륜의 질량이고, R은 차륜의반경이다. 그리고 I_0는 차륜의 축에 관한 관성 모멘트이다.

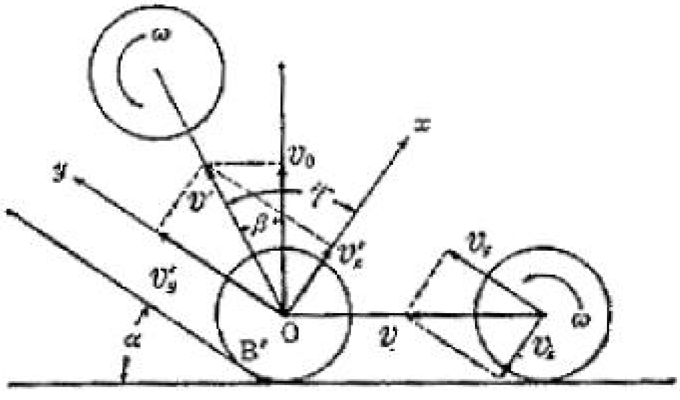


Fig. 2-8 Collision of a wheel against an obstacle

장해물이 있는 경사면이 충분히 거칠어서 타이어와 슬립이 없다면 $v_y` = Rw`$이므로 다음식 (10)이 얻어진다.

$$v_y' = \frac{mR^2 v_y + I_0 Rw}{mr^2 + I_0} \tag{10}$$

여기서 차륜의 형상을 반경 R의 원판이라고 가정하면 식 (10)은 다음의 식 (11)이 된다.

$$v_y' = \frac{2v_y + v}{3} \tag{11}$$

그림 1-8에서 $v_y = v\ cos\,\alpha$, $v_x = v\ sin\,\alpha$, 타이어의 반발계수를 e라 하면 다음의 식 (12)와 (13)이 얻어진다.

$$v_y' = \frac{2\cos a + 1}{3} v \tag{12}$$

$$v_x' = e v_x = ev \sin a \tag{13}$$

식 (12), (13)로부터 식 (14), (15)가 얻어진다.

$$v_0 = ran^{-1}(v_y'/v_x') = \tan^{-1}\left(\frac{2\cos a + 1}{3e} \sin a\right) \tag{14}$$

$$v' = \sqrt{(v_x'^2 + v_y'^2)} = \sqrt{\left\{\frac{2\cos a + 1}{3} + e^2 \sin^2 a\right\}} \qquad (15)$$

$\beta = \gamma - \alpha$라 하면, 주행속도 v일 때의 튀어오르는 속도는 식 (16)과 같다.

$$v_0 = v \cos \beta \sqrt{\left\{\left(\frac{2\cos a + 1}{3}\right) + e^2 \sin^2 a\right\}} \qquad (16)$$

주행 속도 v에 대해서 정리하면 다음 식 (17)과 같다.

$$v = \frac{1}{E'} \sqrt{(K(1 - \sin \psi_0))} \qquad (17)$$

여기에서 $E' = COS\,\beta \sqrt{(\frac{2\cos \alpha + 1}{3} + e^2 \sin^2 \alpha)}$이고, $K = (2Wal^2)/IA$이다.

산측 차륜이 삼각형의 장해물에 충돌하여 불규칙한 반발을 반복하여 장해물의 경사면을 올라 결국 그 상단에서 튀어올라 횡전도한다고 가정하면 $\psi_0 = \theta_0 + \theta_1 + \theta_2$이다. 또한 트랙터의 주행속도가 일정하여, 수평 방향에 충돌하는 것이라 하면 상단에서의 튀어오르는 속도는 식 (16)에서 구한 v_0거의 같은 값이 된다. 그리고 θ_1은 트랙터의 제원에 의해 결정된다. θ_2는 장해물의 높이 H에 의해 결정되는 값이다. 그러므로 식 (9)와 (16)에서 경사각 θ_0사면에서 트랙터 횡전도 한계속도 v_0를 준다. 이 때의 θ_0는 즉 식 (9)와 (16)에서 ψ_0에 포함된 δ_d 를 동횡전도각이라 한다.

δd는 v, H에 의해 변화한다. 만일 산측 차륜이 장해물을 통과할 때 직

접 부상하여 횡전도하는 경우는 상단에서부터 뜰 때의 v_c보다 크지 않으면 안된다. 식 (9), (16)으로 부터 명백히 중심이 높고, 장해물이 크고, 주행속도가 큰 만큼 타이어의 반발계수가 커서 트랙터의 동횡전도각이 횡전도하기 쉽다.

타이어 반발 계수 e는 차체를 콘크리트 바닥에 낙하하여 그 때의 낙하높이 및 튀어오르는 높이를 측정하여 구한다. 충돌 시에는 타이어 트래드를 확실하게 접지할 수 있도록 하여야한다. 그리고 충돌 직후의 차륜 반발속도는 식 (18)과 같고, 대부분 $e = 0.5 \sim 0.9$이다.

$$e = \frac{v'}{v} \tag{18}$$

2. 시뮬레이션

2차 횡전도각을 알기 위한 시뮬레이션은 장애물의 높이 H를 변화시켰을 때, 경사면 경사각의 변화에 따른 트랙터의 한계주행속도를 살펴보았고, 시뮬레이션에 사용한 트랙터의 제원은 표 2-2와 같다.

트랙터가 경사면을 등고선 방향으로 주행 중 산측 차륜이 장애물에 의해 떠서 횡전도할 경우를 고려하였다. 시뮬레이션은 장애물의 높이를 50mm, 100mm, 150mm, 200mm로 변화시켰을 때, 경사면 경사각의 변화에 대한 트랙터의 한계 주행 속도를 시뮬레이션하였다. 그리고 각각의 시뮬레이션은 타이어의 반발계수에 따라서 실시하였다.

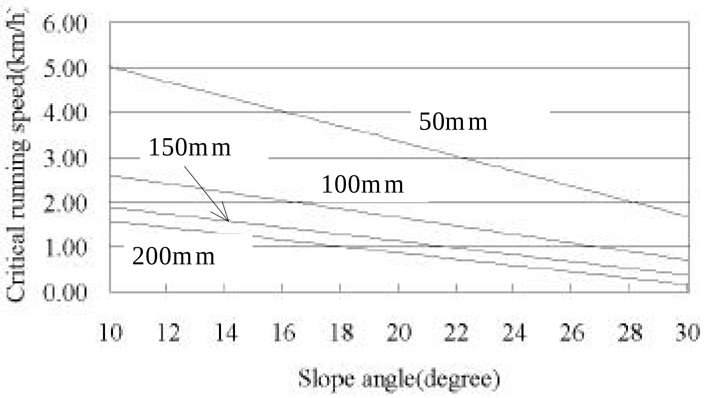
타이어의 반발계수는 여러가지 타이어와 노면의 관계를 고려하여 0.5에서 0.9까지 0.1씩 증가하였다. 또한 장해물의 길이는 300mm로 하였다.

그림 2-9의 시뮬레이션 결과로부터 반발계수와 장애물의 높이에 따라 한계 주행속도가 다르다. 그리고 반발계수가 크고, 장애물의 높이가 클수록

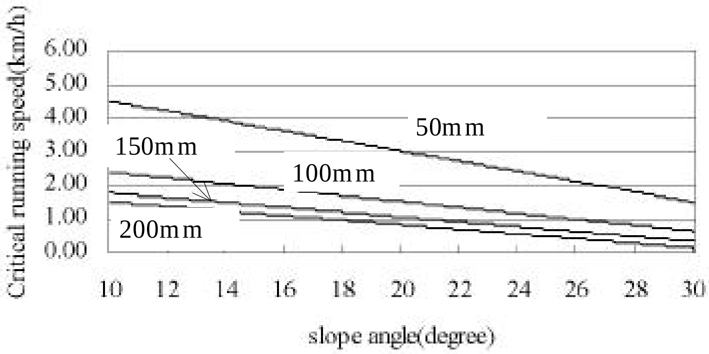
경사면에서의 트랙터 한계 주행속도는 작아지는 것을 알 수가 있다.

Table 2-2. Specification of tractor

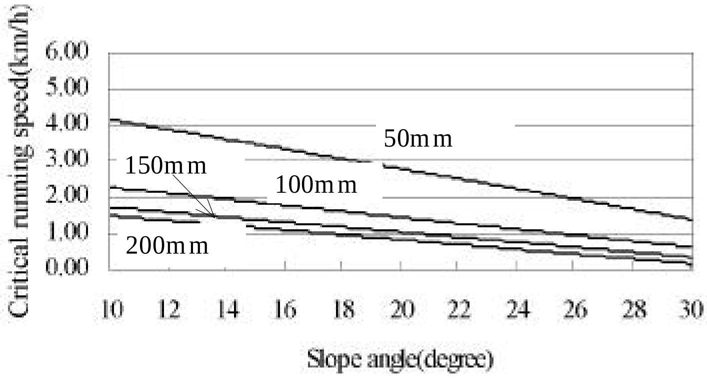
Trend	1100mm
Shaft distance of tire	1600mm
Total weight	1660kg
Center height of weight	600mm
Diameter of front tire	785mm
Diameter of rear tire	1153mm
Width of front tire	197mm
Width of rear tire	320mm
Weight of front tire	20kg
Weight of rear tire	40kg



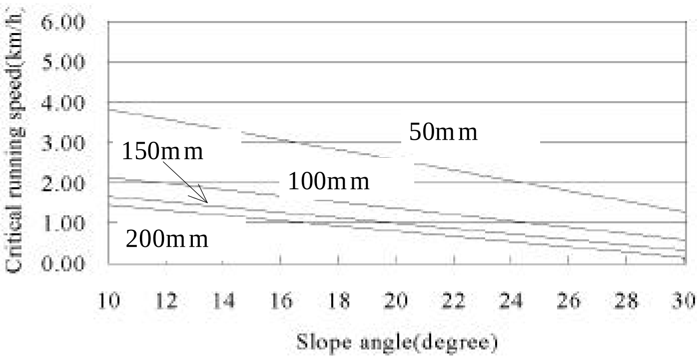
(a) Coefficient of restitution of the tire : 0.5



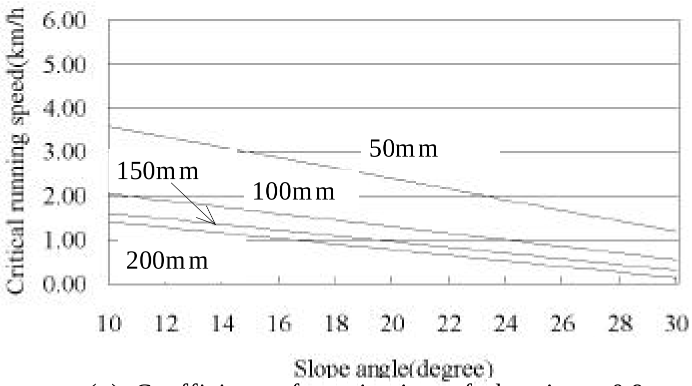
(b) Coefficient of restitution of the tire : 0.6



(c) Coefficient of restitution of the tire : 0.7



(d) Coefficient of restitution of the tire : 0.8



(e) Coefficient of restitution of the tire : 0.9

Fig. 2-9 The relation graph between the slope angle and the critical running speed.

3. 결과

4륜 트랙터의 동적 횡전도각은 트랙터가 경사면을 주행할 때의 경사각, 한계 주행속도 및 장애물의 높이를 고려한 수학적 모델링을 하고 시뮬레이션한 결과를 아래와 같이 보였다.

1) 타이어의 반발계수와 장애물의 높이에 따라 한계 주행속도가 다르고, 반발계수가 클수록 한계 주행속도는 적어짐을 알 수가 있다.

2) 본 연구에서 적용할 트랙터의 한계 주행속도는 트랙터 한계 작업 경사도 약 15。정도이므로 약 4km/h정도로 볼 수가 있다.

제 2 절 유압 제어시스템

1. 제어 알고리즘

제어용 소프트웨어는 이미 설계 완료된 제어 알고리즘, 제어 대상에 대한 이론적 해석, 제어 시스템을 구성하고 있는 각 요소에 대한 실험 및 제어 시스템에 대한 예비 실험 결과를 바탕으로 문제점 보완을 거쳐 완성되었다.

제어를 위한 제어 알고리즘을 그림 2-10에 표시하였다. 제어용 소프트웨어는 사용 입출력 보드 및 그림 2-10의 제어 알고리즘에 따라 실험을 위해 필요한 소프트웨어를 개발 완료하였다.

2. 유압 시스템 구성

제어 시스템의 액츄에이터인 유압 실린더를 포함한 유압 회로의 구성도를 그림 2-11에 표시하였다. 유압 회로는 그림 2-11에서 보는바와 같이 유압 실린더에 압유 공급을 위한 2개의 유압 펌프(약 32lpm/2500 rpm), 펌프 구동을 위한 모터, 2종류의 2방향 솔레노이드 밸브, 압력 설정을 위한 릴리프 밸브, 실린더에의 공급 유량 조절을 위한 priority 밸브, 하강시의 유량 조절과 안전을 위한 유량 조절 밸브 및 체크 밸브로 구성되어 있다. 제어 시스템의 제어 대상인 단축부 제어를 위한 유압 실린더의 작동은 솔레노이드 밸브 구동 회로로부터의 ON/OFF 신호에 의해 2종류의 솔레노이드 밸브(SV1,SV2)가 동시에 제어되므로서 이루어진다. 유압 실린더는 복동식 실린더를 사용하였으며, 유압 실린더를 제어하는 솔레노이드 밸브의 응답 특성(카다로그상)은 오픈 시간이 30msec, 리턴 시간이 10msec이다.

Fig. 2-10 Flow chart of control system

Fig. 2-11 Hydraulic circuit

1. **사양 결정**

유압회로를 위해 결정해야 할 사양은 주로 필요 유량과 압력이다. 그리고 유량 및 압력이 결정되면 그것을 기초로 유압 밸브, 실린더 및 호스를 설계하는데 적용하였다.

(1) **유 량**

유압 실린더에 필요한 유량은 식 (1)**에서 보는 바와 같이 실린더의 단면적 및 피스톤의 속도인 응답성에 의해 결정된다**

$$Q = A \times V \tag{1}$$

여기에서 Q**는 필요 유량**(lpm), A**는 실린더의 단면적**(㎠) **및** V**는 피스톤의 속도**($cm\ /\ sec$)**이다**.

실린더의 내경 d**는 사용 유압 펌프의 용량 등을 고려하여** 5.1cm (**단면적**: 20.43㎠)**로 하였다**. **본 제어시스템의 응답성에서 경사도** 20**에 대한 응답성은** 0.7 - 1sec**가 적당한 것을 기초로 하여 경사도** 20/sec**로 설정하였으며**, **또한 응답성 실현을 위한 피스톤의 속도 계산을 위해 경사도와 제어시스템 단축기구의 경사각 보정을 위한 피스톤 변위사이의 관계를 컴퓨터 시뮬레이션하였고**, **그 결과를 그림** 2- 12**에 표시하였다**.

그림 2- 12**의 결과로부터 경사도** 20。**를 보정하기 위한 피스톤의 변위는** 82 mm**라는 것을 알 수 있다**. **따라서**, **설정 응답성 확보를 위한 피스톤의 속도는** 82 mm/sec**가 된다**.

이상의 결과로부터 설정 응답성 확보를 위한 필요 유량은 아래 계산과 같이 10.05lpm **이다**

$$Qr = Ar \times Vr = (20.43\ cm^2 \times 8.2cm\ /\ sec) \times 60\ /\ 1000 = 10.05\ lpm \tag{2}$$

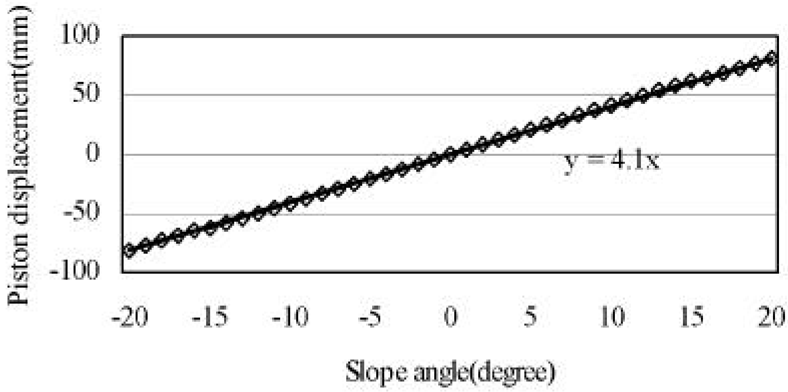


Fig. 2-12 Graph of slope sensor and piston displacement

(2) 유 압

유압 실린더에 필요한 유압은 식 (3)에서 보는 바와 같이 실린더의 단면적 및 피스톤에 작용하는 힘에 의해 결정된다.

$$P = F / A \tag{3}$$

여기에서 P는 필요 압력(kgf / ㎠), F는 피스톤에 작용하는 힘(kgf) 및 A는 실린더의 단면적(㎠)이다.

피스톤에 작용하는 힘 Fp는 그림 2-13에서 보는 바와 같이 주로 차체 하중 W에 의해 발생된다.

본 제어시스템의 단축기구는 그림 2-13에서 보는 바와 같이 피스톤의 변위 변화(BB)에따라 차륜은 노면에 수평방향(OO)으로, 차축 중심은 수직방향(AA)으로 이동하며, 정적인 상태에서의 피스톤에 작용하는 힘 Fp는 정역학적으로 계산되어진다.

그림 2-13에서 O점에 관한 모멘트의 합은 식 (4)에서 보는 바와 같이 0이 되어야 한다.

$$MO = 0 \qquad (4)$$

따라서, 피스톤에 작용하는 힘 Fp은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Fp = (Xw\ /\ Xp) \times W \qquad (5)$$

여기에서 Xw는 점O와 점 A사이의 수평거리, Xp는 점A와 점 D사이의 거리 및 W는 차륜에 작용하는 차체의 분담 하중을 약 500kgf로 하였다.

위의 식 (5)에서 Xw 및 Xp는 피스톤의 변위에 의해 결정되고, Xw는 식 (6) 및 (7)에 의해서 계산된다.

$$Xw = j \times cos(w) \qquad (6)$$

$$w = -90 + \cos^{-1}\frac{i^2 + j^2 - s^2}{2ij} \qquad (7)$$

여기에서 w는 점A에서의 수평선과 선분 AO가 이루는 각, i는 선분 AB의 길이, j는 선분 AO의 길이 및 s는 피스톤의 변위이다.

Xp는 식 (8)에 의해서 계산된다.

$$Xp = k \times cos() \qquad (8)$$

여기에서 k는 선분 AC의 길이, 는 선분AC와 선분 AD가 이루는 각이다.

피스톤의 변위 변화와 피스톤에 작용하는 힘 Fp 사이의 관계를 시뮬레이션한 결과를 그림 2-14에 나타내었다.

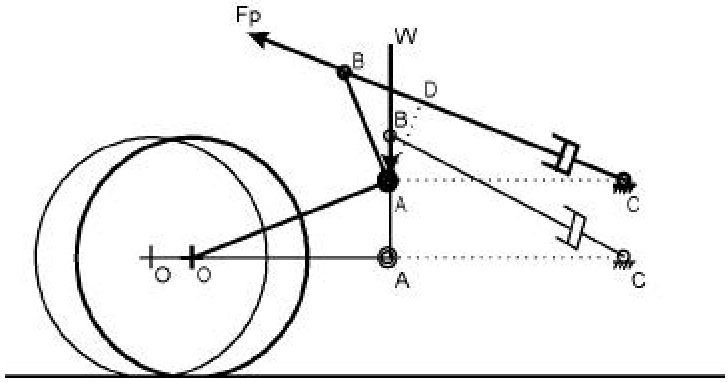


Fig. 2-13. Operating force of piston displacement and weight

그림 2-14의 결과로부터 목표 제어경사각 20。를 보정하기 위한 유압 실린더의 변위(82mm)에서의 피스톤에 작용하는 힘은 1769.14 kgf인 것을 알 수 있다.

따라서 실린더의 필요 압력 Pr은 Pr = 1769.14 kgf / 20.43㎠ = 86.6 (kgf / ㎠)이다. 여기에서 안전률 50%를 감안하면 Pr = 39.65 x 1.5 = 129.9 (kgf / ㎠)이 된다.

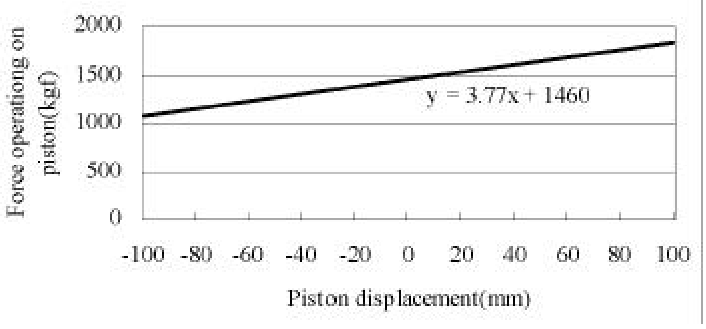


Fig. 2-14 Graph of piston displacement and piston operating force

제 3 절 센서류 응답 특성 시험

1. 변위 센서

본 제어 시스템의 작동기로서 유압 실린더의 변위 검출을 위해 리니어 변위 센서를 사용하였으며 외관 및 결선도는 그림 2-15와 같고, 제원은 표 2-3에 나타내었다. 선정된 변위 센서는 일본 미도리사 제품이며 측도설정 결과는 그림 2-16에 표시하였다. 또한 실린더 변위와 센서 출력은 선형적인 관계에 있으며, 실린더의 변위 측정을 위한 변위 센서로서 충분히 사용할 수 있음을 알 수 있다.

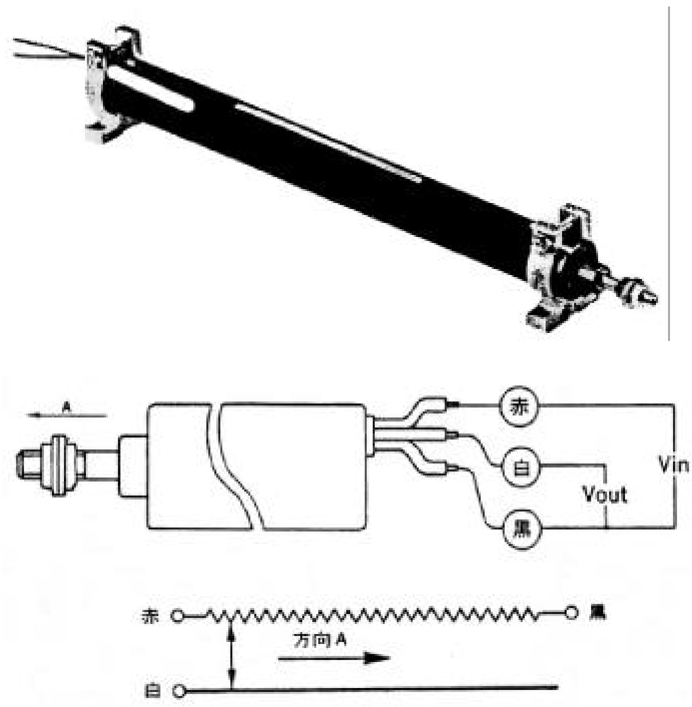


Fig. 2-15 View of Linear displacement sensor

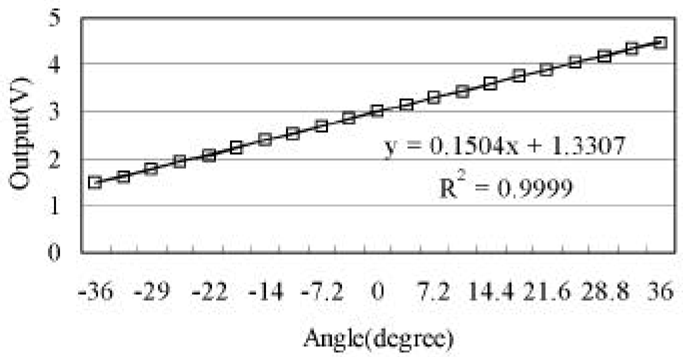


Fig. 2-16 Calibration of Linear displacement sensor

Table 2-3. Specification of displacement sensor

Model No	LP-200F
Stroke	250*mm*
Registor value	2kΩ
Straight quatity	±0.3%
Power supply	5V
Limited	Midori

2. 경사각 센서

근래 동적 시스템에서는 지정된 각도를 실현하기 위한 전기적 신호를 기계동작으로 변환하기 위하여 경사각을 측정할 수 있는 센서를 많이 사용한다. 최근 이러한 용도로 많이 사용되는 것은 로타리엔코더, 포텐쇼미터, 경사각센서 등이 주로 사용되어진다.

그런데 포텐쇼미터, 로타리엔코드는 동적인 시스템에 적용하기 위해서 다른 기구장치가 필요하고, 자동차 및 트랙터와 같은 작업 차량은 기구적으로 구성하기가 매우 어렵다. 또한 기구를 사용하면 연산처리의 과다로 리얼타임으로 연산처리가 어려운 경우가 많다. 그래서 경사각 센서를 이용하게 되는데, 경사각 센서는 동적요소로 그 특성을 정확히 파악하여야 한다. 특히, 동적인 응답 특성인 시정수, 정정수, 응답성, 추종성 등의 특성을 파악하여 적용할 시스템에 적합한가를 알아야 한다.

본 연구의 목적은 경사각 센서의 응답 특성을 파악하기 위하여 실험장치를 구성하고 특성분석을 통한 경사각 센서의 사용 범위를 알아보며, 또한 이를 제어 시스템에 적용하는데 있다.

1. 재료 및 방법

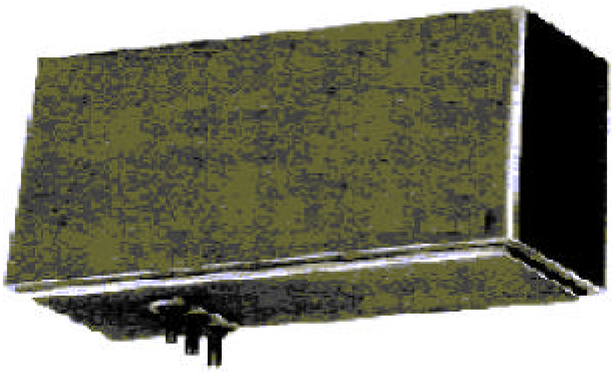
가. 공시재료

본 실험에서 사용한 센서는 2가지로 제원은 표 2-4와 같으며 외관은 그림 2-17과 같다. 그리고 측정 원리는 2가지 모두 동일하고 그림 1-18과 같은 내부 구조를 가지고 있다. 센서의 내부는 납으로 된 하우징에 액체가 들어가 있다. 이 두 플레이트에 대해서 등자 간격을 두고 프린트 기판이 들어가 있으며 이 기판상에 두개의 정전 플레이트가 에칭되어 있다. 하우징 내는 비전도액과 불활성 가스가 들어가 있고, 센서가 수평을 유지하고 있을 때 두 정전 플레이트를 액체가 담그고 있는 면적은 동일하지만 센서를 중력방향을 축으로 하여 회전시킨 경우, 한쪽의 정전 플레이트측에 액체가 몰려 액체가 정전 플레이트를 담그는 면적이 한쪽이 많고 한쪽이 적어진다. 이에 의해 경사각의 변화를 정전용량의 변화로써 알아 낼 수가 있다.

Table 2-4. Specification of Slope sensor

Sensor	Tokai	Lucas
Total Range	±60。	±60。
Linearity	±0.1%(10。 to 45。)	±0.1%(±60。)
Temperature Range (operating)	-30 to 65 。C	-20 to 60 。C
Response Time	0.3(Time Constant)	0.5(Time Constant)
Voltage Supply(Range)	5 to 15V dc	0.5 to 30V dc
Scale Factor	30mV / Deg(normal)	35mV / Deg(normal)

(a) Lucas Co. Slope Sensor



(b) Tokai Co. Slope Sensor

Fig. 2-17 Appearance of Slope Sensor

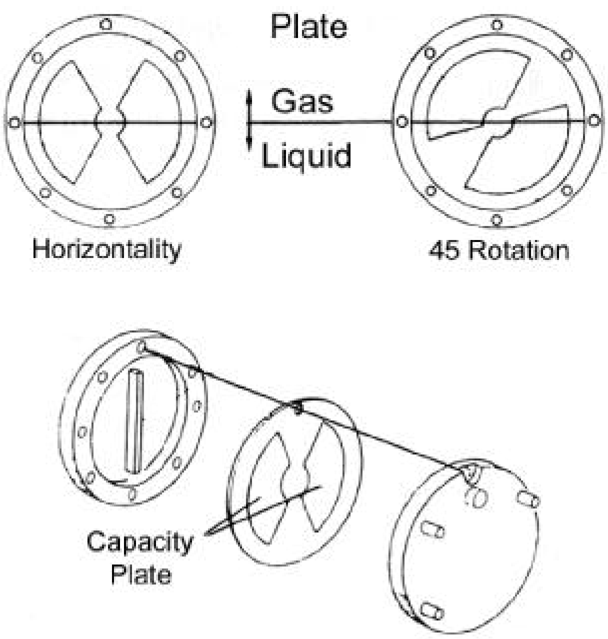


Fig. 2-18 Disassemble diagram of Slope Sensor

나. 실험장치

실험장치는 스텝 응답실험을 하기위한 장치와 주파수 응답을 실험하기 위한 장치가 있다. 그림 2-19는 스텝 응답실험을 위한 실험장치의 개요도

로 컴퓨터(IBM PC 호환기종 486-DX), A/D 보오드, 필터회로, 전원(12V, 5V), 스텝핑 모터, 모터 콘트롤러, 모터 드라이브, 센서 부착판, 포텐쇼미터, 기구부등으로 구성되어있다. 스텝핑 모터를 콘트롤러에 의해 원하는 각 만큼 제어하는 신호를 보내어 센서 부착판에 부착된 경사각 센서가 움직이게 된다. 그리고 기울어진 경사각 센서의 반응치를 1Hz 노이즈 제거용 필터회로를 통하여 컴퓨터에 저장하고 포텐쇼미터의 값도 동시에 저장한다.

그림 2-20은 주파수 응답실험을 위한 실험장치의 개요도로 컴퓨터(IBM PC 호환기종 486-DX), A/D 보오드, 필터회로, 전원(12V, 5V), 스텝핑 모터, 모터 콘터롤러, 모터 드라이브, 센서 부착판, 포텐쇼미터, 기구부, 슬라이드장치, 감속기어(피니언, 기어) 등으로 구성되어있다. 이 실험 장치도 스텝 응답실험 장치와 마찬가지로 스텝핑 모터를 콘트롤러에 의해 원하는 각 만큼 제어하는 신호를 보내어 센서 부착판에 부착된 경사각 센서가 움직이게 된다. 그리고 기울어진 경사각 센서의 반응치를 1Hz 노이즈 제거용 필터회로를 통하여 컴퓨터에 저장하고 포텐쇼미터의 값도 동시에 저장한다. 두 실험장치의 기구부는 회전 베어링, 필로우형 볼 베어링 유니트, 센서 고정 브라켓트 등으로 구성되어 있다.

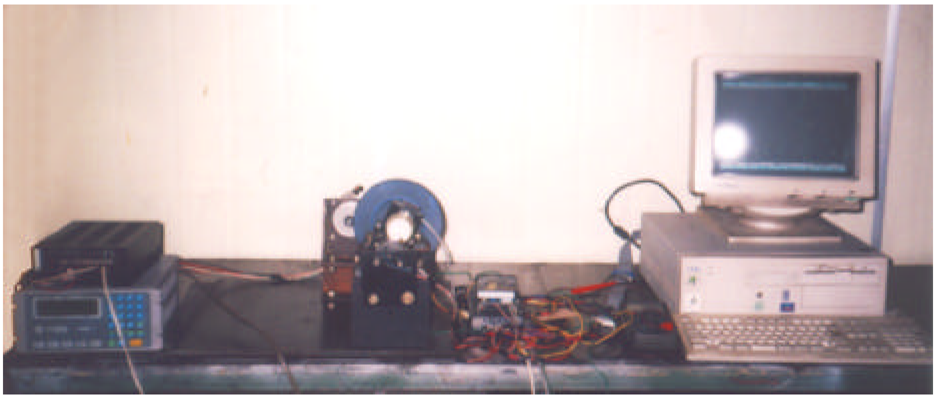


Fig. 2-19 View of step response equipment

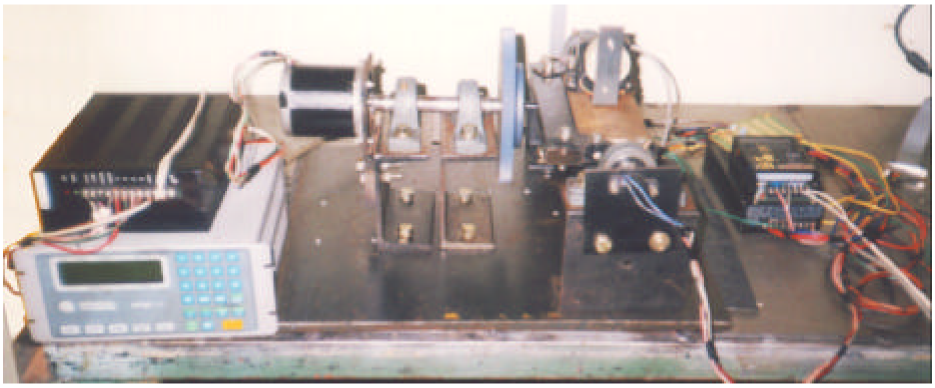


Fig. 2-20. View of frequency response equipment

다. 실험방법

센서 부착판에 브라켓트로 고정된 센서에 대한 특성실험을 행하여 센서의 반응 특성을 알아 봄으로써 시스템에서의 응용가능성 정도를 알 수가 있었다. 실험은 측도설정, 스텝응답 실험과 주파수 응답 실험을 실시하였다. 또한 실험의 오차 및 재실험 발생의 최소화를 위하여 입력 전압치와 센서의 중립치를 1회 실험 시마다 측정해 두었다.

스텝응답은 센서 고정판을 원하는 시간과 각도만큼 제어하여 그 때의 포텐쇼미터 및 2개의 경사각 센서의 신호를 측정하였다. 입력 스텝은 ±10.8。, ±18。, ±27。를 제어하여 경사각 실험을 하였다. 주파수 응답 실험은 각 변위에 따른 경사각 센서 변화의 값을 정확하게 측정하여 각 변위에 따른 추종성을 알아보았다. 그래서 센서 고정판을 원하는 시간과 진폭만큼의 회전시켜 그 때의 포텐쇼미터 및 2개의 경사각 센서의 신호를 측정하였다. 입력 주파수는 0.1Hz, 0.2 Hz, 0.3 Hz, 0.4 Hz, 0.5 Hz, 0.6 Hz, 0.7 Hz, 0.8 Hz, 0.9 Hz, 1 Hz, 2 Hz, 3 Hz, 4 Hz로 실험하였다.

그리고 센서의 노이즈를 줄여주기 위하여 차단주파수 1Hz로한 필터회로를 장착하여 실험하였다.

2. **결과 및 고찰**

가. 측도설정

각도에 따른 경사각 센서 전압의 변화 값을 ±3.6。**간격**, ±36。**까지 회전시켜 그 때의 센서 출력을 테스터기를 이용하여 측정 기록하며** 3**회 실시하였고**, **스텝응답 실험을 위하여 제작된 실험장치로 실험하였다**. **측도설정은 경사판을 원하는 각도만큼 기울여서 그 때의 포텐쇼미터 및 경사각 센서들의 신호를 출력 받았다. 그리고 실험한 결과를 산술 평균하여 이 결과로부터 회귀분석을 실시하였다**. **실험결과는 표** 2-5**와 같으며 센서의 신호는 필터회로를 경유한 것과 그렇지 않은 것의 데이터를 받아보았지만 동일한 결과를 보였다**

Table 2-5. Calibration of potentiometer, Lucas sensor, Tokai sensor

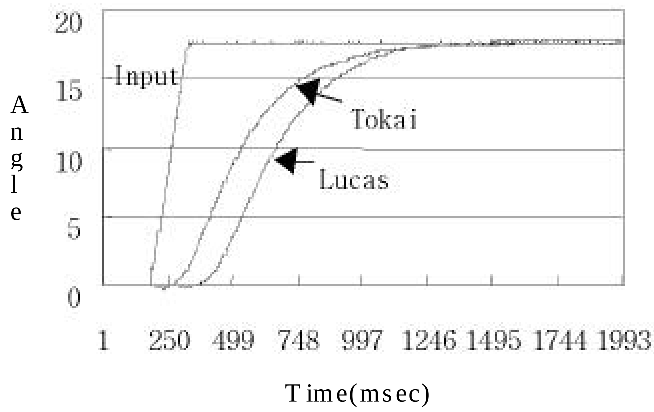
Sensor	Calibration Equation	R^2
Potentiometer	Y=0.04180X + 2.985	0.9999
Lucas Sensor	Y=0.04006X + 6.070	0.9998
Tokai Sensor	Y=0.03442X + 3.500	0.9998

※ Y : Voltage(v) , X : Angle(o)

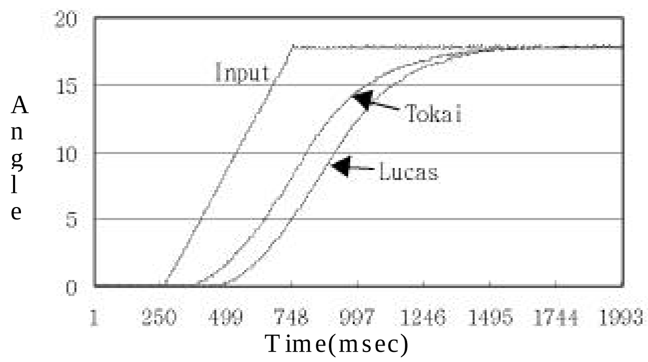
나. 스텝응답 특성실험

±10.8。, ±18。, ±27。 **의 실험에서 시정수**, **정정수 및 헌칭 값이 동일하게 나타났고**, **그림** 2-21**은 경사각** +18。 **에서 스텝 속도** 0.1, 0.5, 1**초의 스텝 응답특성을 보여주고 있으며**, **도카이 경사각 센서가 루카스 센서보다**

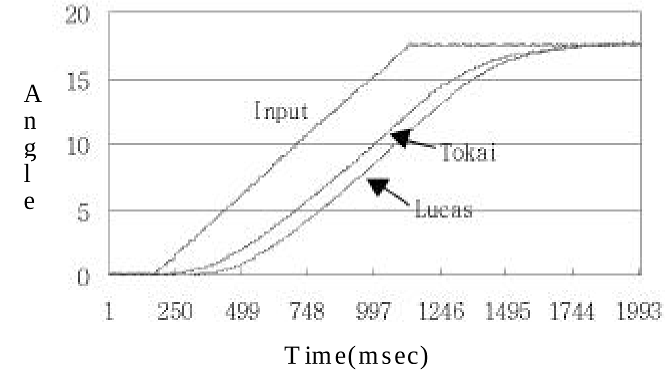
응답성이 좋은 것을 알 수가 있다. 두 가지 모두 이상 헌칭 각은 스텝 신호 0.5초 이상에서는 필터회로를 경유하지 않아도 거의 이상 헌칭 현상이 없지만 0.5초 이상에서는 필터회로를 경유하지 않으면 약 1.5。의 헌칭 현상이 발생하였다. 그래서 두 경사각 센서를 적용하는 시스템은 스텝 속도 0.5초 이상에서 적응하여야 하는 것은 1Hz노이즈 제거용 필터 회로를 장착하여야 함을 알 수가 있었다.



(a) 0.1sec



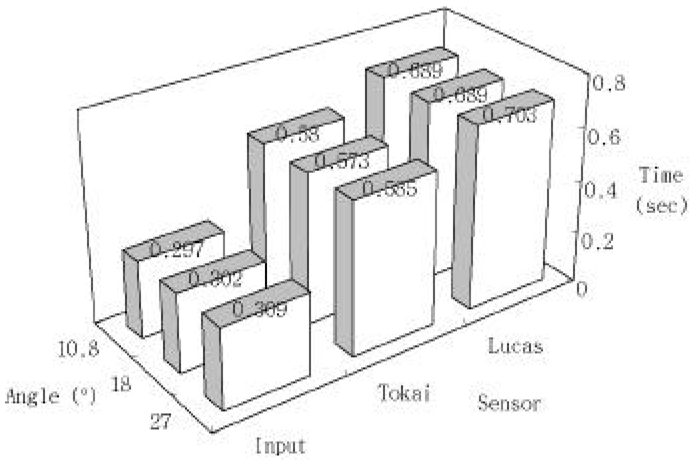
(b) 0.5sec



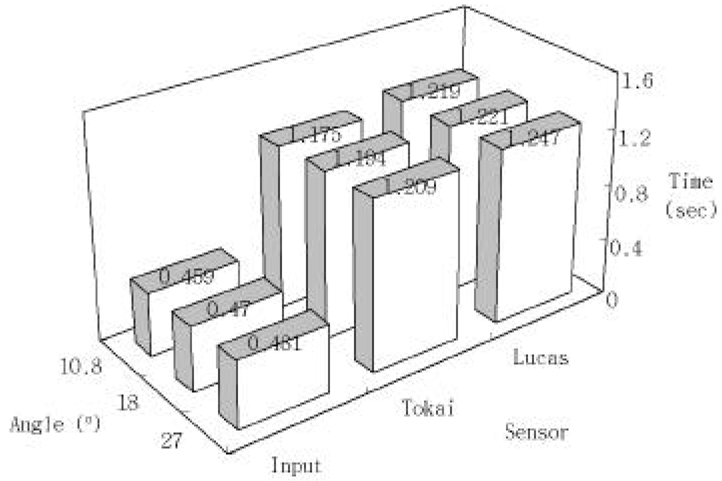
(b) 1.0sec

Fig. 2-21 Graph of step response under the angle of +18。

그림 2-22에서 센서의 종류별 및 각도에 따른 시정수, 정정시간을 나타내었고, 분석 데이터는 3회 실험을 산술 평균한 값이다. 그림 2-22(a)에서 X축은 센서들이고 Y축은 실험한 각도이며 Z축은 시정수이다. 그림 2-22(b)에서의 X축은 센서들이며 Y축은 실험한 각도이며 Z축은 정정 시간이다. 그리고 세 각도에서의 입력대비 출력비가 비슷한 경향을 보이고 있으며 도카이 경사각 센서가 루카스 센서보다 반응이 좋다는 것을 알 수가 있다.



(a) Time constant

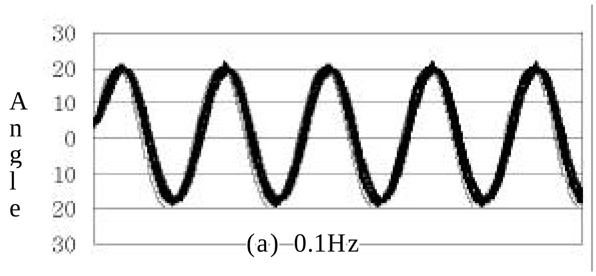


(b) Settling time

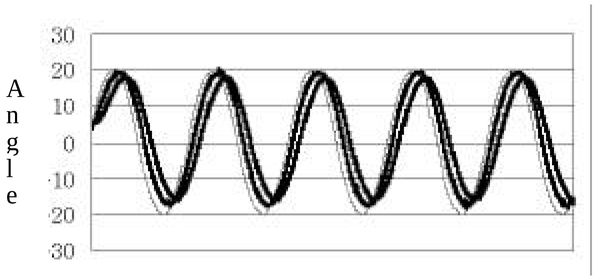
Fig. 2-22 Graph of step response under the angle of 10.8。, 18。 and 27。

다. 주파수 응답특성 실험

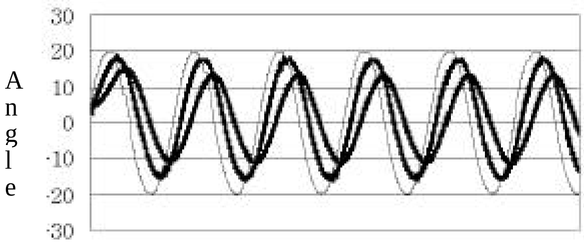
그림 2-23**은** 2**가지 센서의 추종성을 보여주고 있으며 여기서 먼저 추종해 나가는 것이 도카이 센서이고 그 뒤에서 따라가는 것이 루카스 센서이다.** 4Hz**에서 루카스 센서는 전혀 추종을 하지 못하였다. 따라서 주파수 응답에 대한 두 센서의 추종성은 도카이 센서가 우수하였다. 각도에 따라서도 비슷한 경향을 보였기 때문에 각도** 18。**의 일부 주파수의 결과를 나타내었다. 실험 결과는** 0.5Hz**보다 낮은 주파수에서는 입력 주파수에 잘 추종하였고,** 0.5Hz**이상에서는 추종성이 하락하기 시작하였다. 그리고** 1Hz**에서는 추종성이 하락함을 알 수가 있으며** 4Hz**부터는 추종성이 급격히 떨어졌다.**



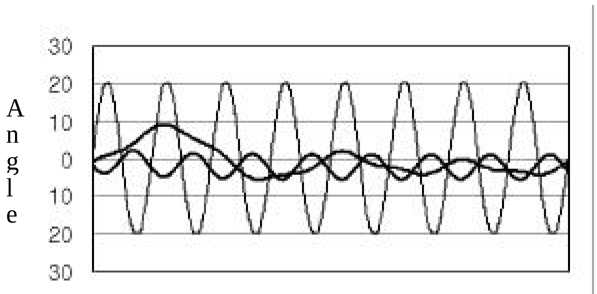
(a) 0.1Hz



(b) 0.5Hz



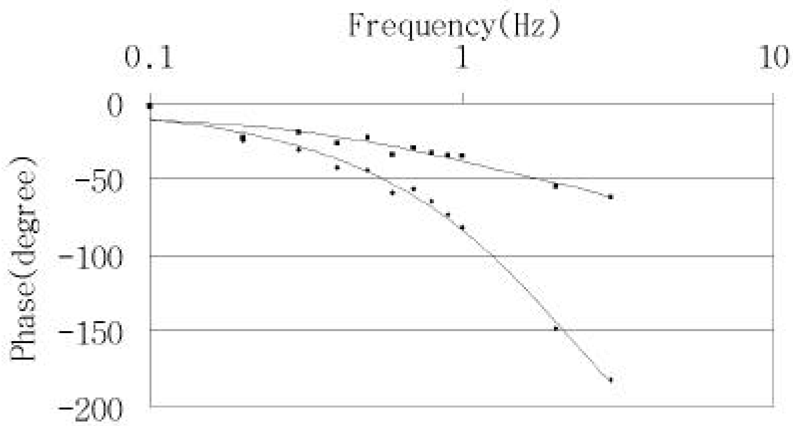
(c) 1.0Hz



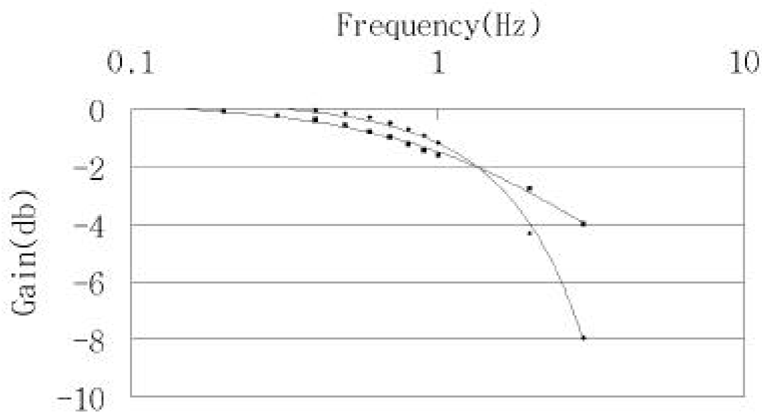
(d) 4.0Hz

Fig. 2-23 Graph of frequency response about Tokai co. sensor under the angle of 18°

주파수 영역에서 입출력 관계의 대표적인 지표인 게인 및 위상선도를 작성하였다. 그림 2-24(a)는 세 개의 각도에서 두 센서의 위상차를 보여주고 있다. 도카이 센서는 1Hz부터 위상 저하 현상을 보여주며 루카스 센서는 0.3Hz부터 위상 저하 현상을 보여준다. 그리고 그림 2-24(b)의 게인 선도에서 세 개의 각도에서 두 센서의 게인을 보여준다. 도카이 센서는 0.5Hz부터 게인 저하 현상을 보여주며 루카스 센서는 0.4Hz부터 게인 저하 현상을 보여준다.



(a) Phase



(b) Gain

Fig. 2-24. Bode diagram of sensor under the angle of 18。

3. 결론

경사각 센서를 임의의 시스템에 적용할 때, 각 업체들의 제작 사양이 다르고 시스템의 적용방법의 차이에 의해 적용 가능성을 반드시 점검하여야 하고, 같은 용도의 센서라도 동적요소의 성격을 가지고 있는 경사각 센서의 경우에는 반드시 응답 특성 실험을 하여야 하므로 본 연구에서는 실험장치를 제작하여 실험하였고, 연구 결과는 다음과 같다.

1) 경사각 센서의 스텝 응답 실험 및 주파수 응답 실험을 하기 위한 실험장치를 설계, 제작하였다.

2) 스텝 응답실험에서 경사각센서는 필터회로를 경유하지 않으면 약 1.5 。의 헌칭 현상이 발생하였고, 방지를 위하여 1Hz의 노이즈 제거용 필터 회로를 장착하였다.

3) 도카이 경사각 센서가 루카스 센서보다 스텝 응답 반응(시정수, 정정시간)이 좋다는 것을 알 수가 있었다.

4) 도카이 센서는 1Hz부터 위상 저하 현상을 보여주며 루카스 센서는 0.3Hz부터 위상 저하 현상을 보여주었다. 도카이 센서는 0.5Hz부터 게인 저하 현상을 보여주며 루카스 센서는 0.4Hz부터 게인 저하 현상을 보여주었다.

제 4 절 전자제어부 설계

전자 제어부는 입력 보드를 통해 읽어들인 각 센서로부터의 신호를 연산 처리하고 설정치와 비교하여 편차에 비례한 제어 신호를 출력 보드를 통해 솔레노이드 밸브 구동 회로에 출력하기 위한 컴퓨터, 입/출력 보드인 A/D, D/A보드, 솔레노이드 밸브 구동 회로 및 제어 동작의 일정 주기 반복 수행을 위한 인터럽트 발생기로 구성되어 있다. 전자 제어부의 하드웨어 구성도를 그림 2-25에 표시하였다.

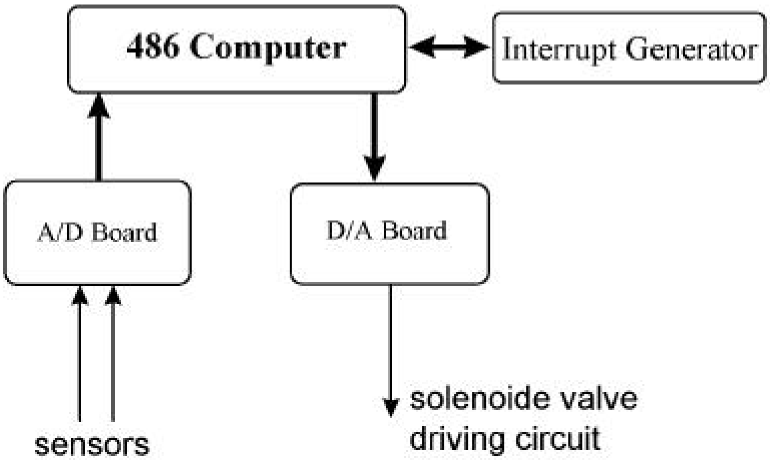


Fig. 2-25 Electronic control part

그림 2-26, 2-27에 인터럽트 발생기 및 솔레노이드 밸브 구동 회로에 대한 회로를 표시하였다. 유압 회로내의 솔레노이드 밸브의 제어는 그림 2-27에서 보는 바와 같이 D/A단자의 컴퓨터로 부터의 제어 신호와 실린더 센서로 부터의 신호가 비교기(LM2901)에 의해 비교된후 출력단자를 통해 ON/OFF 신호가 출력되며, 이 ON/OFF 신호에 의해서 이루어진다.

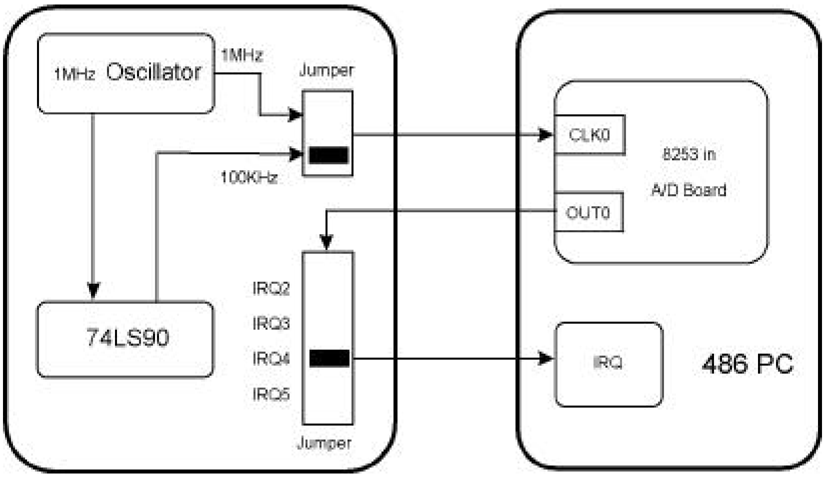


Fig. 2-26 Interrupt Generator

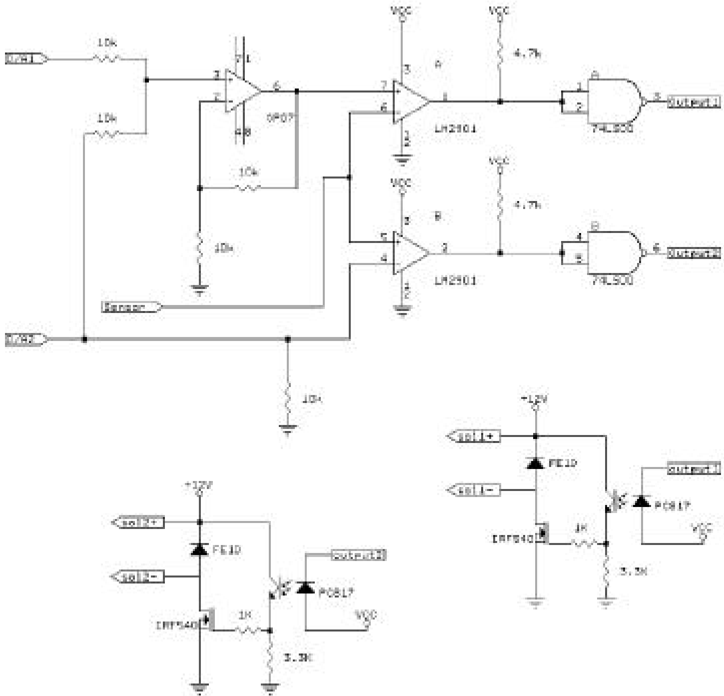


Fig. 2-27 Solenoid valve driver circuit

표 2-6에 A/D, D/A보드의 주요 사양을 나타내었다.

Table 2-6. Specification A/D, D/A board

	A/D Board	D/A Board
manufacturer	Advantech	Advantech
model	PCL-818HD	PCL-726
channel	16 single-ended/ 8 differential	6 channel
conversion time	8 μsec	
resolution	12 bit	12 bit, double buffered
input range (V) - bipolar	∓10, ∓5, ∓2.5, ∓1.25	
input range selection	software controlled	
output range (V) - bipolar		∓10, ∓5
max. sampling frequency	100 kHz	

제 5 절 시작기 설계 및 제작

차륜 및 차축를 포함한 차체부는 강도 계산 등 이론을 배경으로 하여 제어 신호에 의한 단축부의 정확한 단축 동작을 구현할 수 있도록 CAD를 활용하여 설계였다. 그리고 유압 회로를 포함한 그 외의 요소들은 요소 실험 및 예비 실험 결과에 기초하여 설계 및 제작을 완료하였다. 그리고 동력 전달을 위한 차축 방식에서 전륜은 센터핀 방식을 채택하였고, 후륜은 단축형으로 구성하였다.

그림 2-28은 트랙터의 차체를 수평으로 유지할 수 있도록 하기 위하여

후륜의 경우 내측 케이스와 외측 케이스는 뒷차축 케이스에 연결되고, 그 연결부에는 볼 베어링이 설치되어 있고, 내측 케이스와 외측 케이스가 뒷차축 케이스를 중심으로 회전 가능하게 형성되며, 외측 케이스와 차체 프레임에 유압 실린더를 설치하여 유압 실린더가 작동하면 실린더에 구비된 실린더 로드의 길이 변화로 상기 실린더 로드와 연결된 외측 케이스를 상하로 회전시켜 차체의 높이를 조절하여 차체의 수평을 유지하는 구조이다.

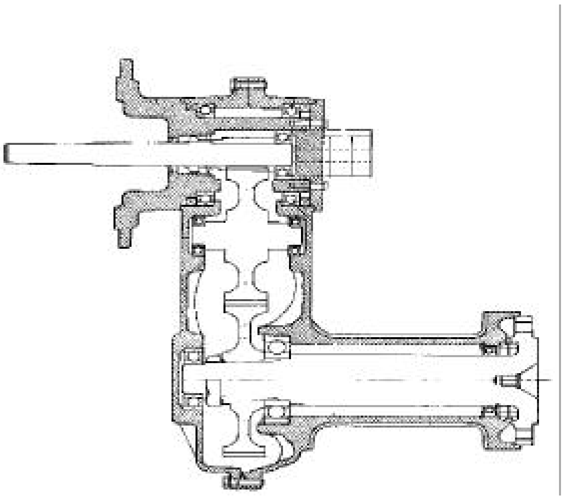


Fig. 2-28. Rear Axle

그림 2-29에서 전륜의 경우 후륜의 제어로 인하여 차체가 회전할 때 피봇축 사이에 부싱이 삽입되어 있어서 회전이 부드럽게되며, 전륜이 좌우로 회전되어도 항상 일정한 상태를 유지하여 차체가 수평을 유지할 수 있는 구조로 되어있다.

그리고 트랙터의 각 구동륜의 제어 시스템은 차체의 뒷부분에 좌우 경사각 감지센서와 상하 경사각 감지센서가 부착되어, 차체가 기울어지면 좌우 경사각 감지센서와 상하 경사각 감지센서가 마이콤에 신호를 보내고, 상기 마이콤에서 경사각을 계산하여 좌측 바퀴 솔레노이드 밸브와 우측 바퀴 솔레노이드 밸브를 선택적으로 작동시키거나, 동시에 작동시켜 상기 솔레노

이드 밸브의 개방 시간에 의하여 실린더 로드의 길이를 조절하여, 상기 실린더 로드와 연결된 외측 케이스를 상하로 조절시켜 차체의 수평을 유지하는 시스템을 설계하였다. 시작기 제작을 위한 기본 제품은 (주)LG전선의 LT360D 모델을 사용하였으며 개발된 시작기 제원은 표 2-7과 같으며 그림 2-30에서는 경사지에서 트랙터가 자세를 수평으로 유지했을 때의 구조를 보여주고 있다.

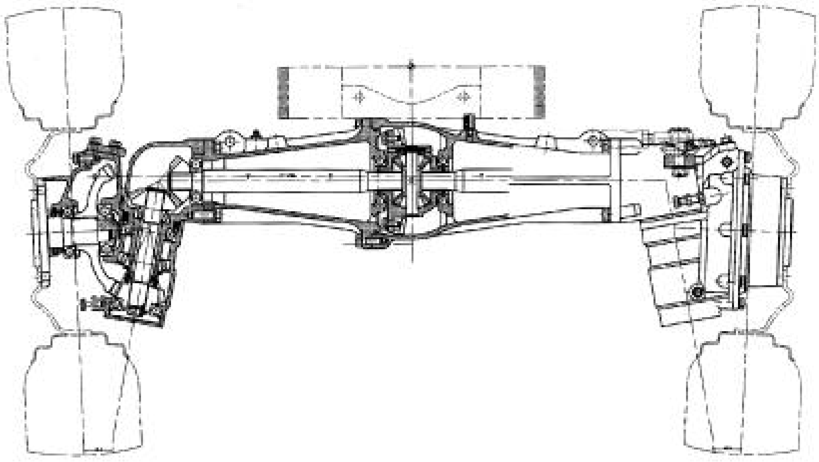
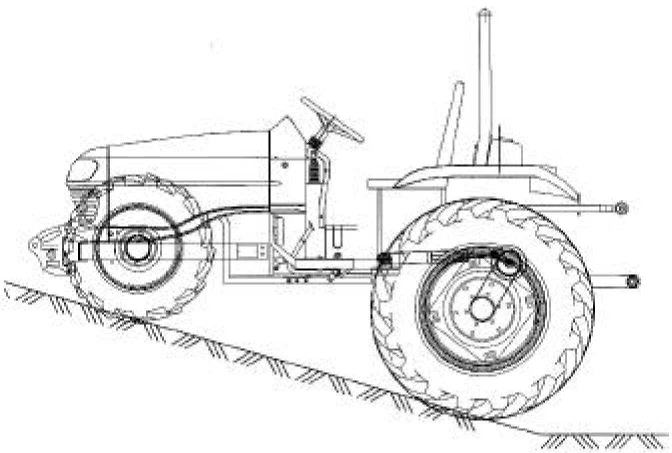


Fig. 2-29 Front Axle

Table 2-7. Specification of tractor

Feature	Length x Height x Width	3450 x 2050 x 1400 *mm*
Performance	Speed Draft force	0 30 *km/hr* 250 *kgf*
PTO	Type Shift	Independent 3
Tire	Front Rear	8-16(4PR) 12.424(8PR)
Engine	Type Cylinder Output	Diesel 4 36*HP* / 2700 *rpm*
Weight		1660 *kgf*

(a) Slope line travelling



(b) Contour line travelling

Fig. 2-30 Tractor drawing

제 6 절 단축 기구부

1. 수학적 모델링

본 연구에서 설계한 후륜은 그림 2-31과 같은 단축식 형태이며 차축의 기구부는 유압 실린더, 링크와 타이어로 구성되어져 있고, 유압 실린더의 변화에 따라 상하로 변화하는 구조이다. 그리고 유압 실린더 길이 변화에 따른 경사각 및 축간 거리 변화는 아래의 그림 2-31과 같이 구성된 자세제어 주행 시스템의 작동부 형태에서 시뮬레이션을 하였다.

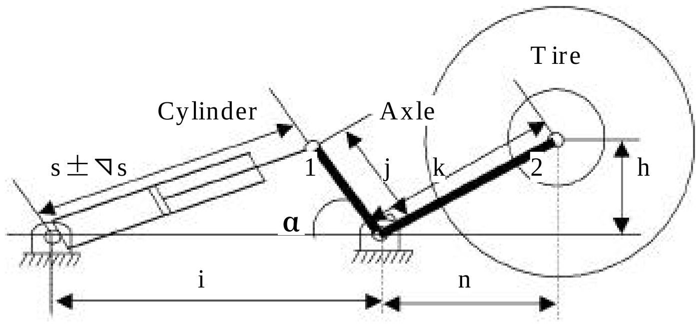


Fig. 2-31 Schematic of cylinder and linkage mechamism of a tractor

위 그림에서 α는 다음 식 (1), (2)와 같이 된다.

$$\alpha_1 = \cos^{-1}\left(\frac{(i^2+j^2(s+ds)^2)}{2ij}\right) \tag{1}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1}\left(\frac{(i^2+j^2(s-ds)^2)}{2ij}\right) \tag{2}$$

여기에서 a는 수평면과 링크 1와의 사이각, i는 유압 실린더 고정 힌지점과 링크 고정 힌지점의 거리(mm), j는 링크 1의 전체 길이(mm), s는 유압 실린더 중립 위치의 전체길이(mm) 그리고 ds는 유압 실린더 변위(mm)이다.

타이어의 중심과 수평 중심의 높이 차는 식 (3)과 같다.

$$h = k\cos(180^0 - a) \tag{3}$$

여기에서 h는 타이어의 중심과 수평 중심의 높이(mm)이다. 그리고 유압 실린더 변위에 따른 축간 거리 변화에 대한 계산은 식 (4)와 같다.

$$n_1 = k\cos(a - 90^0) \tag{4}$$

여기에서 n_1은 축간 거리 변위(mm)이다. 따라서 전체 축간 거리 변화는 식 (5)와 같다.

$$n = n_1 + basicdistance \tag{5}$$

여기에서 n은 전체 축간 거리 변위(mm)이다.

지면의 경사각에 대한 자세 제어는 경사면의 경사각을 측정하여 제어하도록 되어 있으므로 지면의 경사각은 그림 2-32에서 식 (6)을 구할 수 있다.

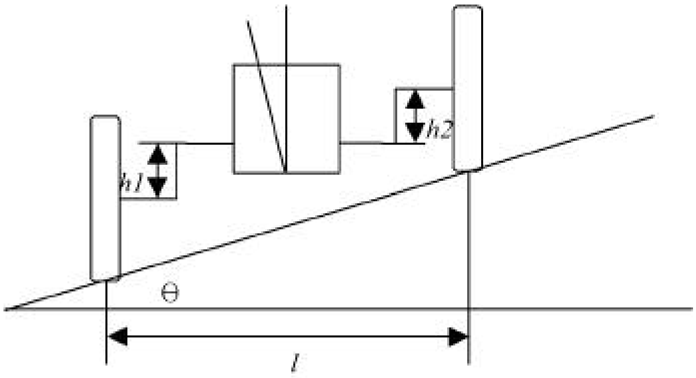


Fig. 2-32 Schematic of a tractor at the front view

$$\tan\theta = \frac{h_1 - h_2}{l} \qquad (6)$$

여기에서 *h1* , *h2***는 식** (7), (8)**과 같다**.

$$h_1 = k\cos\alpha_1 \qquad (7)$$

$$h_1 = k\cos\alpha_1 \qquad (8)$$

따라서 θ**는 식** (9)**와 같다**.

$$\theta = \tan^{-1}\frac{2\kappa sds}{jl} \qquad (9)$$

2. **시뮬레이션**

단축형 차축의 기구 해석을 위한 시뮬레이션은 실린더 길이의 변화에 따

른 트랙터의 경사각 변화, 축간 거리의 변화에 대하여 하였다. 유압 실린더 변위는 실린더의 중앙 위치에서 ±82cm로 1mm씩 변화시켜 그 결과를 나타내었고, 시뮬레이션에 사용한 각 기구부의 제원은 표 2-8과 같다.

현재 설계된 기구부로 지면 경사각에 대하여 차체를 수평으로 유지할 수 있는 롤링 최대각은 ±26°이고 피칭 최대각은 ±11°이다. 그리고 롤링 제어에 따른 단축의 실린더 변위는 82.22mm에서 +81.22mm이고, 피칭 제어에 따른 단축의 실린더 변위는 81mm에서 +81mm이다. 그런데 본 연구에서의 롤링 제어는 ±15°까지 하였고, 피칭 제어는 ±7°까지 하였다.

그림 2-33에서는 단축 실린더에 의한 변위를 보여주고 있다. 여기에서 최고 상단부와 하단부에서 약간의 비선형의 형태를 보이고 있는 것은 기구적인 형태에 의한 영향으로 사료되어지며, 본 연구에서 사용할 유압 실린더의 변위 범위 밖에 있기 때문에 문제가 없을 것이다.

Table 2-8. Specification of kinematic mechanism

Trend	1100mm
Shaft distance of tire	1100mm
i	492mm
j	90mm
k	292.5mm
s	500mm

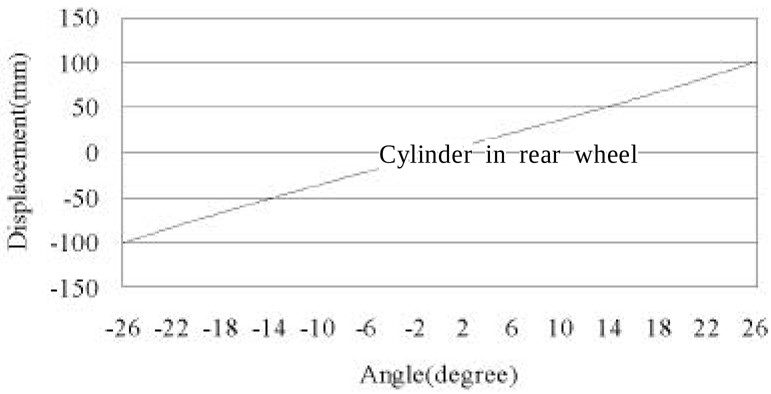


Fig. 2-33 Displacement of hydrarulic cylinder

본 연구에서 적용할 시스템의 축간 거리 변화는 지면 경사각에 따라 차체가 수평을 유지할 때 산쪽 차륜의 축간 거리와 계곡쪽 차륜의 축간 거리 변화를 그림 2-34**에 나타내었다**. **지면 경사각이** 0° **인 경우 축간 거리는 좌**, **우 차축 모두** 2280.09mm**이다**. **그리고 지면 경사각이** 26° **인 경우는 계곡측 차륜의 축간거리는** 1904.43mm, **산측 차륜의 축간 거리는** 2057.78mm **이다**.

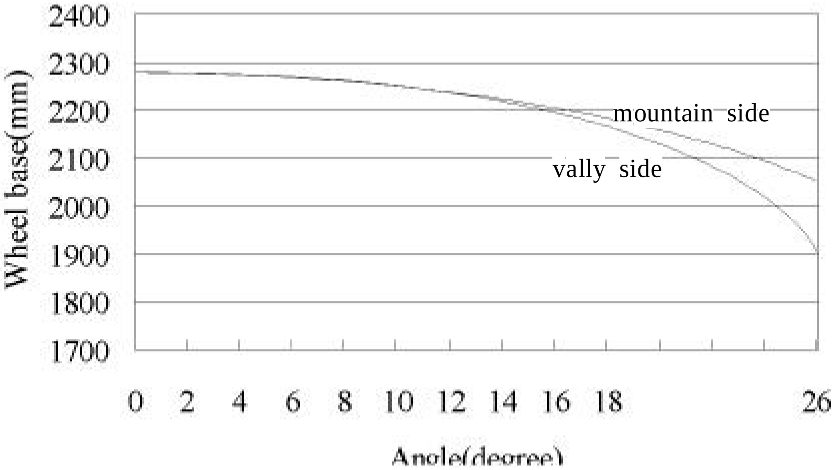


Fig. 2-34 Shaft distance of tire about slope angle

3. 결론

본 연구에서 설계, 제작된 후륜 단축식 차축에 대한 설계 및 모델링을 하고 시뮬레이션한 결과를 아래와 같이 보였다.

1) 설계된 단축 기구부를 수평으로 유지할 수 있는 롤링 최대각은 ±26° 이고 피칭 최대각은 ±11° 이다.

2) 본 연구에서의 롤링 제어는 앞차축의 움직임을 고려하여 ±15° 까지 하였고, 피칭 제어는 ±7° 까지 하였다.

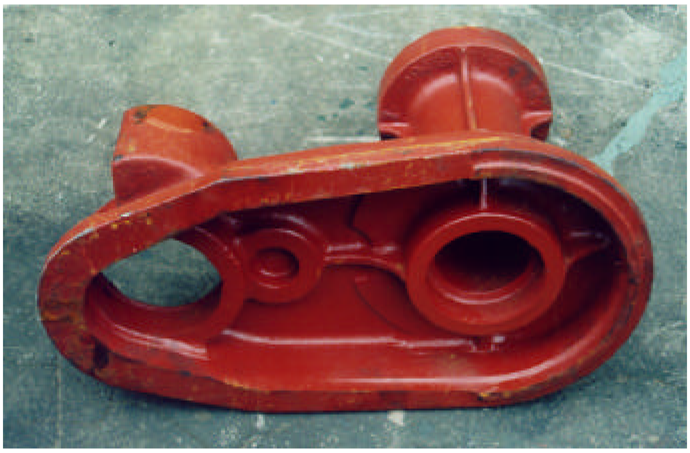
제 6 절 최종구동부 설계 및 해석

트랙터가 자세제어를 할 때, 사용 조건 및 하중의 분포에 따라서 강도 측면의 검토를 해야만 한다. 하지만 실험에 의한 강도 측정은 응력 분포 상태의 파악 뿐만 아니라 실험에서 측정을 위한 부위를 알기가 쉽지 않다. 그래서 그 해결 방안의 하나로서 컴퓨터를 이용한 유한 요소 기법을 이용함으로써 문제점에 대한 사전 검토 및 개선을 위한 최적 설계를 구현할 수가 있다.

본 연구에서는 설계된 최종 구동부의 케이스에 작용하는 유압 실린더 고정부의 취약 부위와 동력 전달에서 문제가 될 수 있는 케이스 및 동력 전달 축의 안전성을 평가하고자 한다.

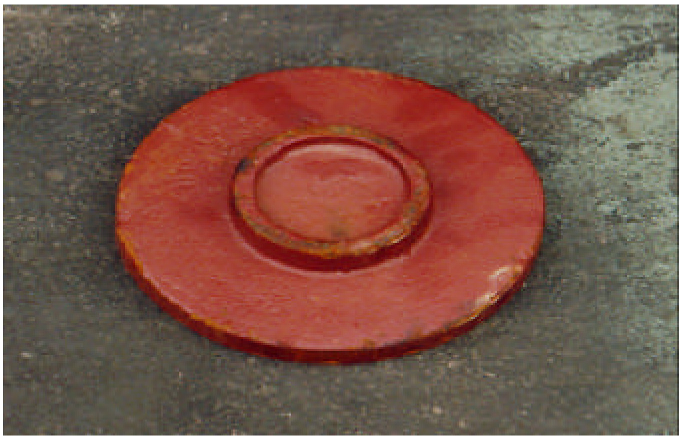
가. 공시 재료

안전성 평가를 위한 유압 실린더와 케이스의 연결 부위에 대한 평가 및 동력 전달에서 문제가 될 수 있는 케이스 및 동력 전달 축의 안전성 평가를 위한 공시재료는 그림 2-35와 같다. 각 부분의 케이스는 결합된 형태로 해석하였고, 구동축은 부품 하나의 독립적인 형태로 해석하였다.



(a) Outside case

(b) Inside case



(c) Outside cover

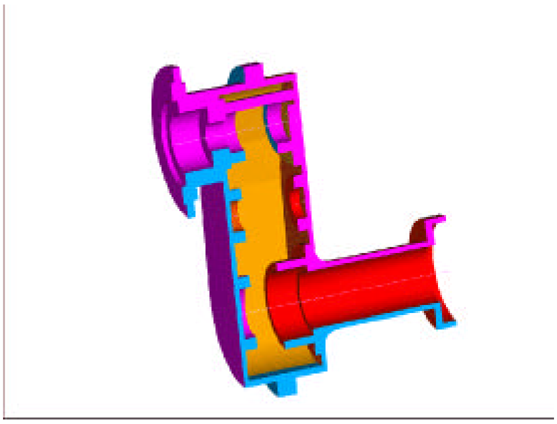
(d) Main case

Fig. 2-35 Element of Rear axle

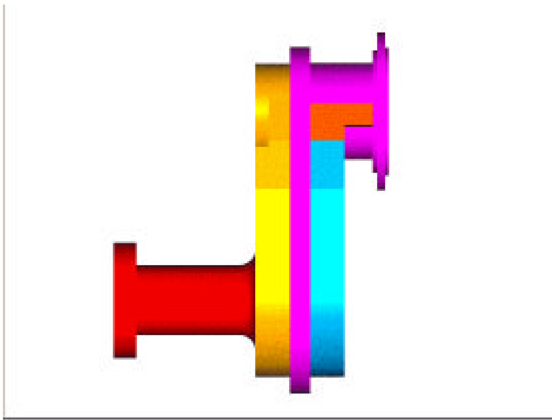
나. 모델링

케이스의 모델링은 그림 2-36과 같이 형상이 좌우대칭 형태이므로 모델링은 전체 조립 형태에서 시메트리(Symmetry) 조건으로 설정하여 절반만 모델링하여 수행하였다. 그리고 메쉬는 솔리드의 테트라(Tetra) 메쉬를 사

용하였다.



(a) Indoor structure



(b) Outdoor structure

Fig. 2-36 Modeling of case

구동축의 모델링은 그림 2-37과 같이 했다. 기어 및 스프라인의 형상은 모델링이 복잡할 뿐만 아니라 정확한 모델링을 할 경우 해석이 어렵기 때문에 근사화 하여 모델링하여 수행하였다. 그리고 메쉬 방법은 솔리드의 테트라(Tetra) 메쉬를 사용하였다.

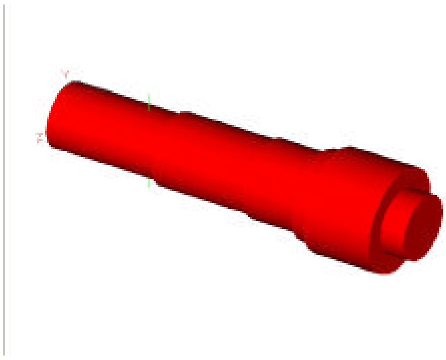


Fig. 2-37 Modeling of shaft

다. 경계조건

트랙터가 비포장 도로를 주행할 때 부하변동이 심하고 가장 큰 응력이 발생한다. 그러므로 안전성 평가를 위한 하중값을 각 지면 반력에 대한 힘을 고려하여 해석하였다.

케이스의 경계조건에서 시메트릭(Symmetric) 조건(X-Y Coordinate Translation Free, X-Y Coordinate Rotation Constant, Z Coordinate Translation Constant, Z Coordinate Rotation Free)을 부여하였고, 차체 및 바퀴에 접촉하는 부분은 완전 고정으로 하였다. 유압 실린더와의 연결 부위는 유압실린더가 케이스를 잡아당기는 경우와 미는 경우의 두가지로 750kgf, 1000kgf로 고정 구멍에 일정하게 하중을 부여하였다. 그리고 베어링 부위에는 하중을 균일하게 수평하중을 주었으며 같은 조건하에 10°, 20°로 하여 하중을 부여하였다.

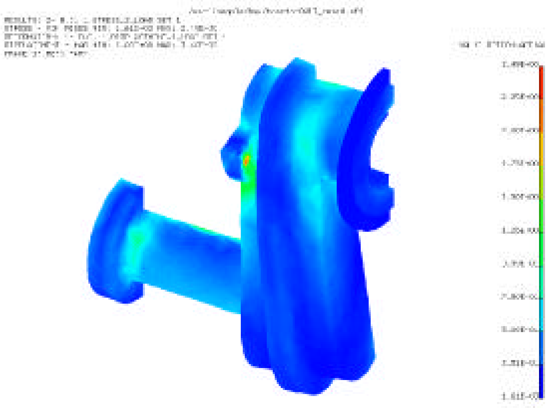
그리고 구동축의 경계조건에서 시메트릭(Symmetric) 조건(X-Y Coordinate Transla-tion Free, X-Y Coordinate Rotation Constant, Z Coordinate Translation Constant, Z Coordinate Rotation Free)을 부여하였고, 구동축의 양끝단 부분은 완전 고정으로 하였다. 베어링 접촉부위에 1000kgf의 수직 집중 하중 및 균일 분포 하중을 부여하였다.

라. 해석결과

안전성 평가를 위한 유압 실린더와 케이스의 연결 부위에 대한 평가 및 동력 전달에서 문제가 될 수 있는 케이스 및 동력 전달 축의 안전성 평가를 위한 해석 결과는 적용한 하중 조건에서는 충분히 안전성이 있는 것으로 판명되었다. 그리고 해석에 이용한 재료에서 케이스의 경우는 FCD45 재질로서 항복응력 값은 28 kgf/㎟이고, 포아송 비는 0.3이다. 그리고 구동축의 재질은 SCM45로서 탄성계수은 2.1 kgf/㎟ 이며 항복응력은 70 kgf/㎟이고, 포아송 비는 0.16이다.

(I) 유압 실린더와 연결부위 해석

유압 실린더 연결 부위에 750 kgf의 힘으로 미는 경우에 처짐량은 0.0262 mm이고 응력은 1.87 kgf/㎟이다. 그림 2-38에서는 유압 실린더 연결 부위에 1000 kgf의 힘으로 미는 경우를 보여주고 있으며 이 때의 처짐량은 0.034 mm이고 응력은 2.49 kgf/㎟이다. 그리고 유압 실린더 연결 부위에 750 kgf의 힘으로 당기는 경우에 처짐량은 0.0208 mm이고 응력은 2.14 kgf/㎟이고, 유압 실린더 연결 부위에 1000 kgf의 힘으로 당기는 경우에 처짐량은 0.0286 mm이고 응력은 2.85 kgf/㎟이다.



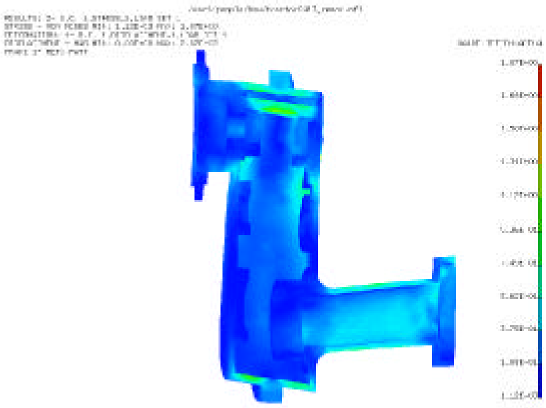
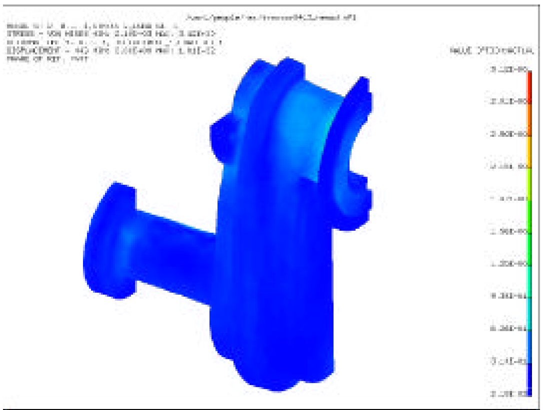


Fig. 2-38 Result of Pull the cylinder force 1000kgf

(II) **베어링 부위 해석**

케이스 내부의 베어링 접촉 부위의 해석 결과는 수평으로 하중을 작용시켰을 때 그림 2-39**에서 볼 수 있듯이 베어링 부위에** 1000 kgf**으로 균일하게 하중이 작용된 경우를 보여주고 있으며 이 때의 처짐량은** 0.0181 mm **이고 응력은** 3.12 kgf/mm^2**이다. 위와 같은 조건으로 하중을 수평에서** 10° **만큼 기울여서 해석한 결과에서 처짐량은** 0.019 mm **이고 응력은** 2.87 kgf/mm^2 **이다. 그리고 하중을 수평에서** 20° **만큼 기울여서 해석한 결과는 처짐량** 0.0185mm **이고 응력은** 3.00 kgf/mm^2**이다.**



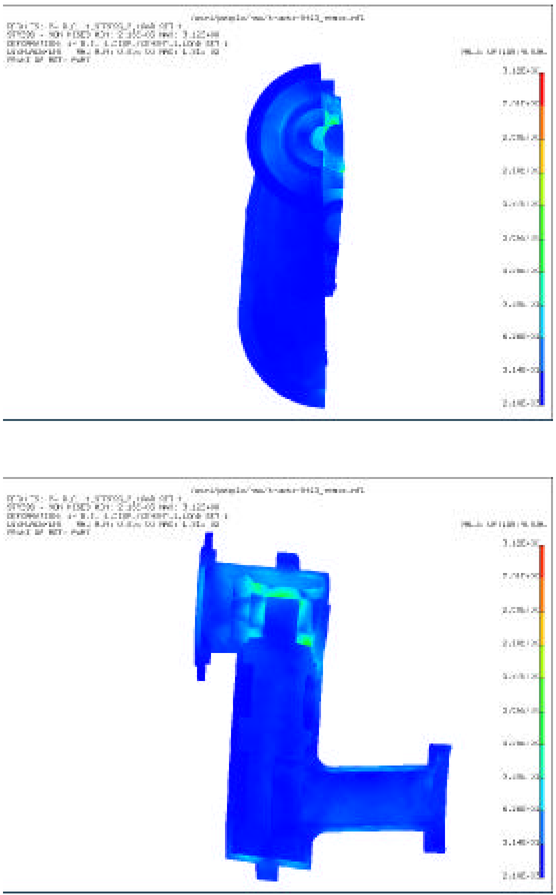


Fig. 2-39 Result of Distributed force 1000kgf operated on bearing part

(III) 구동축 해석

구동축의 해석 결과는 베어링 접촉부위에 1000kgf로 집중하중이 작용할 때 그림 2-40에서 볼 수 있듯이 이 때의 처짐량은 0.012 mm이고 응력은 7.13 kgf/mm^2이다. 그리고 베어링 접촉부위에 1000kgf로 분포하중이 작용할 때 그림 2-41에서 볼 수 있듯이 처짐량은 2.37×10^{-4} mm이고 응력은 0.04 kgf/mm^2이다.

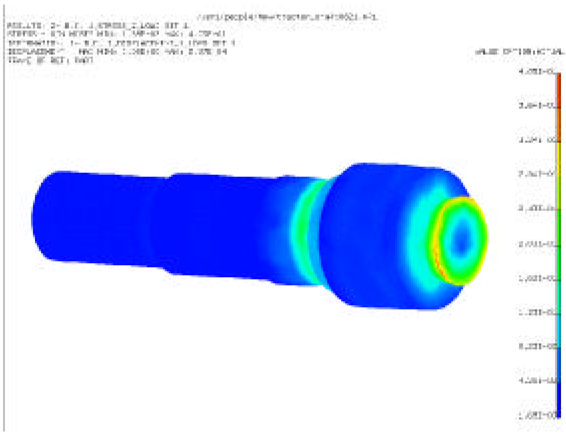


Fig. 2-40 Result of Concentrated force 1000kgf operated on bearing part

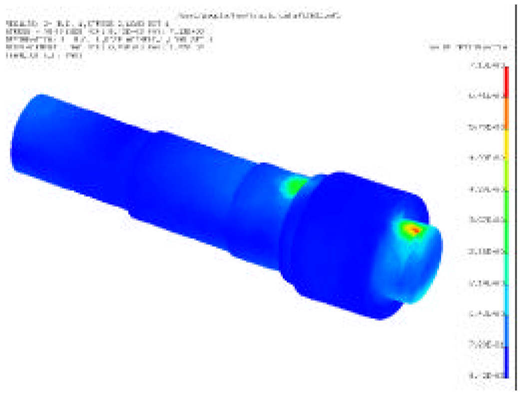


Fig. 2-41 Result of Distributed force 1000kgf operated on bearing part

본 연구에서는 트랙터의 최종 구동부의 부품 설계와 주요 부품인 케이스와 구동 축의 해석을 통하여 시스템은 안전성을 알아보고자 하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1) 최종 구동부의 동력 전달 방법은 기어 동력 전달 방식을 적용하였다.

2) 각부의 해석 결과에서 최종 구동부는 안전함을 알 수 있었다.

제 3장 연구 개발 결과

제 1 절 Self leveling 주행 제어시스템 실내실험

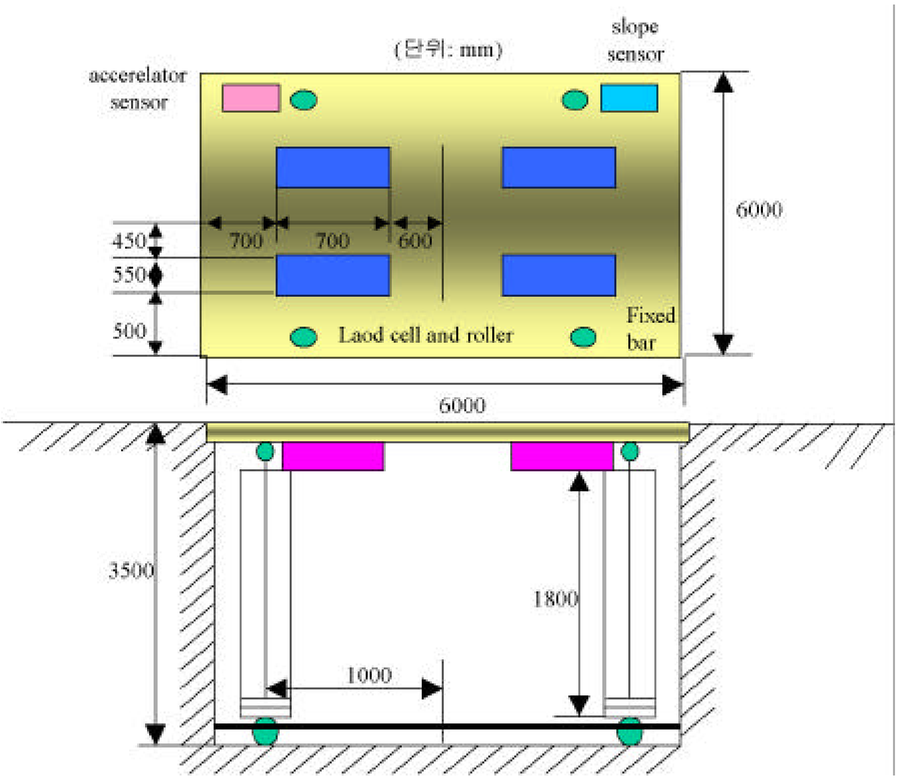
1. 실내 성능 실험

연구 개발 중인 Self Leveling 주행 제어 시스템의 실내 성능 실험을 통하여 시스템의 적용 여부 및 향후 실외 실험에서의 문제점을 조기에 파악하는데 목적이 있다.

1. 실험 장치 및 방법

가. 실험 장치

실험 장치는 크게 계측장비와 트랙터 및 경사 실험 장치로 나눌 수 있다. 그림 3-1은 경사실험 장치의 실제 도면, 내, 외부의 외관도 및 계측장비를 보여주고 있다. 경사 실험 장치는 전후, 좌우를 선택적으로 실험할 수 있도록 제작되어 있다. 그리고 계측장비는 실험 데이터를 수집할 수 있는 데이터 레코더, 주파수 입력 신호를 줄 수 있는 함수발생기, 입력 값이 정확하게 전달되는 가를 측정하는 오실로스코프 등으로 구성되어져 있다. 그림 3-2는 본 연구에서 이용한 Self leveling 주행 제어 시스템이 장착된 경사지용 트랙터를 보여주고 있다.



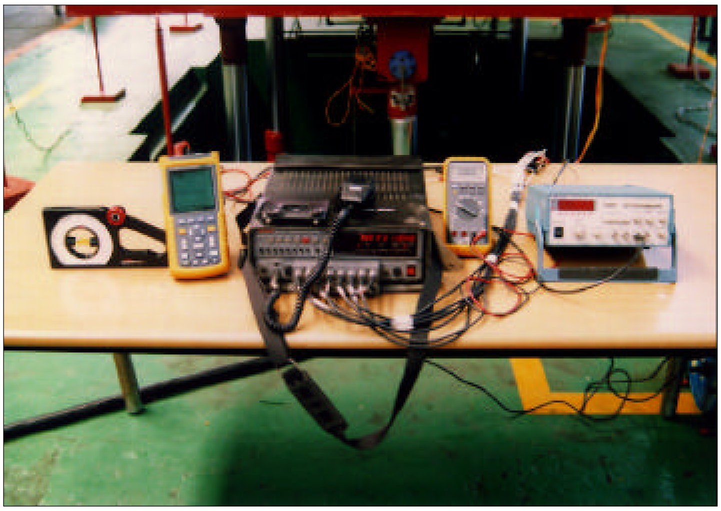


Fig. 3-1 Slope tester and Measurement equipment

(a) Front View

(b) Rear View

Fig. 3-2 Slope Tractor

나. 실험 방법

(1) 스텝 응답 실험

스텝 응답 실험은 실린더의 입력 유량은 10lpm으로 고정하였으며 트랙터의 엔진 rpm을 1000, 2000, 2700으로 하여 실험하였다. 그리고 입력 각도를 -12。, -10。, -5。, 5。, 10。, 12。로 스텝 변화시키면서 각 센서로부터의 신호를 데이터 레코드를 통하여 수집한 다음 A/D보드 및 컴퓨터에 의해 처리함으로서 테이터를 처리하였다.

(2) 주파수 응답 실험

주파수 응답 실험은 실린더의 입력 유량은 10lpm으로 고정하였으며 트랙터의 엔진 rpm을 1000, 2000, 2700으로 하여 실험하였다. 그리고 입력 진폭을 ±7。, ±12。 및 주파수 0.02, 0.05, 0.08, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6Hz로 변화시키면서 정현파형의 입력 신호에 대한 각 센서로부터의 신호를 데이터 레코더를 통하여 수집한 다음 A/D보드 및 컴퓨터에 의해 처리함으로서 데이터를 처리하였다.

(3) 경사 실험 장치를 이용한 실험

경사 실험 장치에 의한 실험은 실린더의 입력 유량은 10lpm으로 고정하였으며 트랙터의 엔진 rpm을 1000, 2000, 2700으로 하여 실험하였다. 그리고 입력 각도를 -10。, -5。, 5。, 10。 변화시키면서 각 센서로부터의 신호를 데이터 레코드를 통하여 수집한 다음 A/D보드 및 컴퓨터에 의해 처리함으로서 데이터를 처리하였다. 그리고 또한 트랙터의 전도 각도를 알아보았다.

2. 실험 결과 및 고찰

가. 스텝 응답 실험

대표적으로 유량 10lpm, 트랙터의 엔진 rpm 2000과 입력 각도 10。에서의 조건하에서 실험 결과를 그림 3-3에 예시하였다. 그림 3-3에서 보는 바와 같이 컴퓨터에 의한 제어 신호에 제어 시스템이 잘 작동하고 있음을 알 수 있으며, 또한 제어 신호의 스텝 입력에 의한 과도 상태에서의 제어 시스템의 응답 특성은 헌칭없이 선형 증가의 안정된 응답 특성을 보여주고 있다. 정상 상태에서의 편차인 제어 편차가 경사각 0.6。정도 관측되었으나, 이는 솔레노이드 밸브의 리턴 시간에 의한 것으로 편차만큼 솔레노이드 밸브를 미리 닫아줌으로써 제어 정도를 높일 수가 있었다. 그러나 컴퓨터의 제어 신호에도 불구하고 불감대가 80msec정도 관측되었다.

나. 주파수 응답 실험

그림 3-4에 대표적으로 유량 10lpm, 트랙터 rpm 2000과 진폭 ±10。에서의 조건하에서 실험 결과를 예시하였다. 그림 3에서 보는 바와 같이 0.3Hz까지는 정현파형의 입력 신호에 대해 제어 시스템이 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 그러나 0.5Hz에서 부터는 위상차가 증가하는 것을 알 수가 있다.

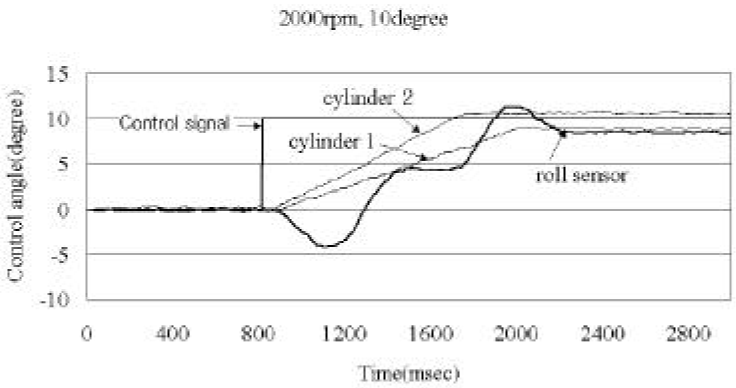
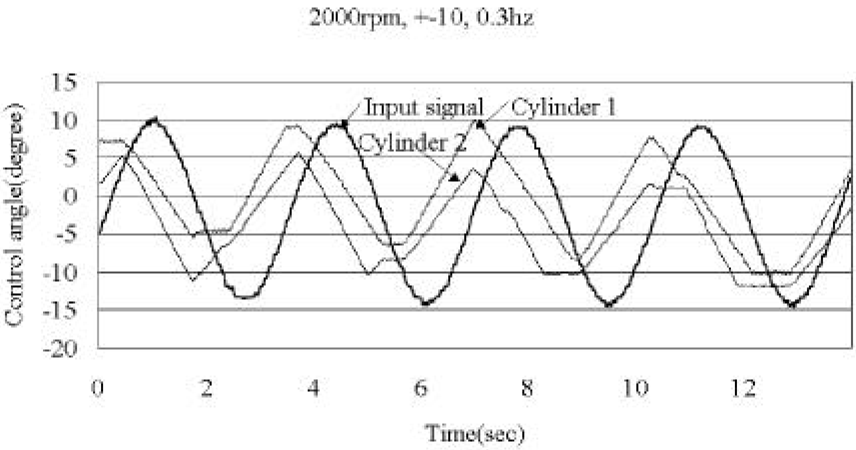
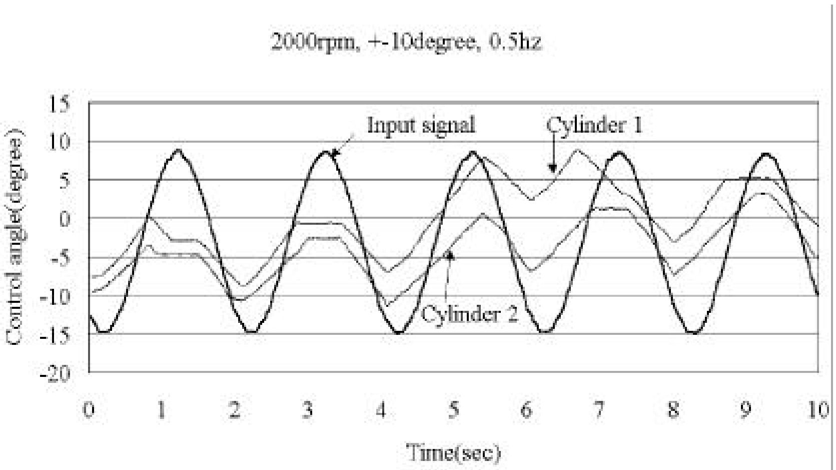


Fig. 3-3 Step response graph of control system(10lpm, 2000rpm, 10。)



(a) 0.3Hz



(b) 0.5Hz

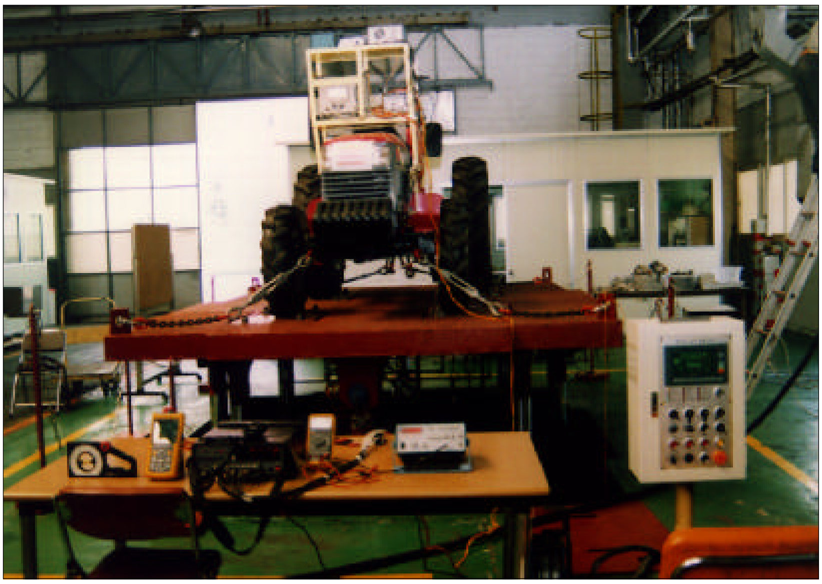
Fig. 3-4 Frequency response graph of control system
(10lpm, 2000rpm, ±10。)

다. 경사 실험 장치를 이용한 실험

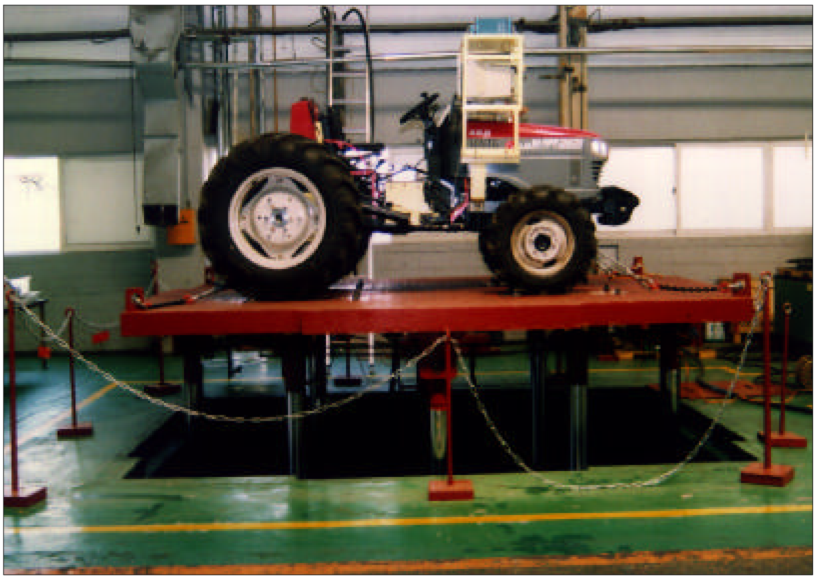
그림 3-5**는** Self Leveling **주행 제어 시스템이 작동하지 않은 상태를 보여주고 있다. 경사 실험 장치를 이용하여 포장에서 발생되어 지는 현상을**

재현하였으며 일반용 트랙터가 경사지를 주행할 때의 상태를 보여주고 있다. 그림 3-6은 Self Leveling 주행 제어 시스템이 작동한 상태를 보여주고 있다. 경사 실험 장치를 이용하여 포장에서 발생되어 지는 현상을 재현하였으며 경사지용 트랙터가 경사지를 주행할 때의 상태를 보여주고 있다.

본 실험장치를 이용한 실험에서 대표적으로 유량 10lpm, 트랙터 엔진 rpm 2000과 입력 각도 10。에서의 조건하에서 실험 결과를 그림 3-7에 예시하였다. 그림 3-7에서 보는 바와 같이 컴퓨터에 의한 제어 신호에 제어 시스템이 잘 작동하고 있음을 알 수 있으며, 또한 제어 신호의 스텝 입력에 의한 과도 상태에서의 제어 시스템의 응답 특성은 헌칭없이 선형 증가의 안정된 응답 특성을 보여주고 있다.



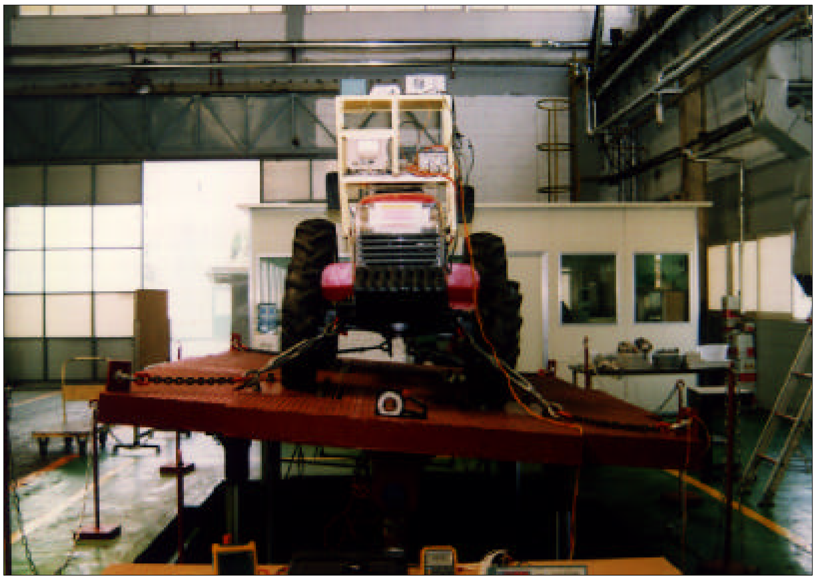
(a) Front view



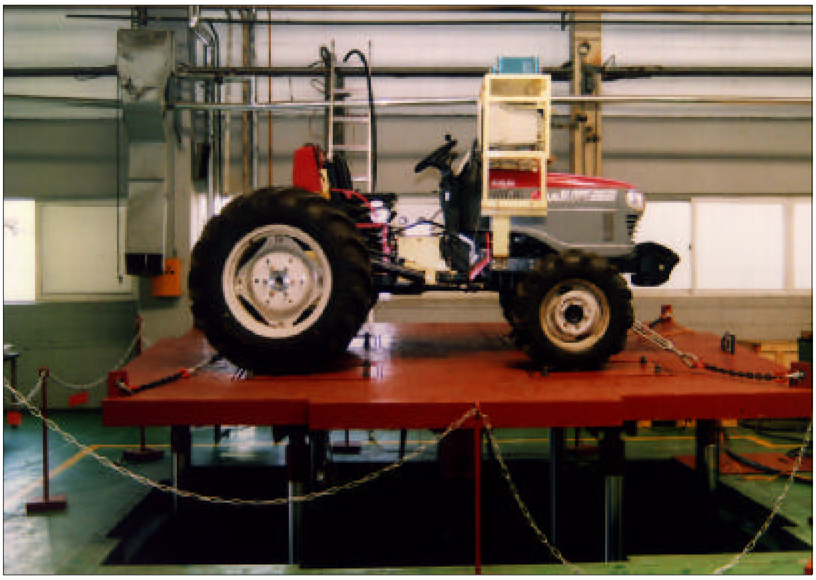
(b) Side view

(c) Rear view

Fig. 3-5 Non-operation state of Self leveling control system



(a) Front view



(b) Side view

(c) Rear view

Fig. 3-6 Operation state of Self leveling control system

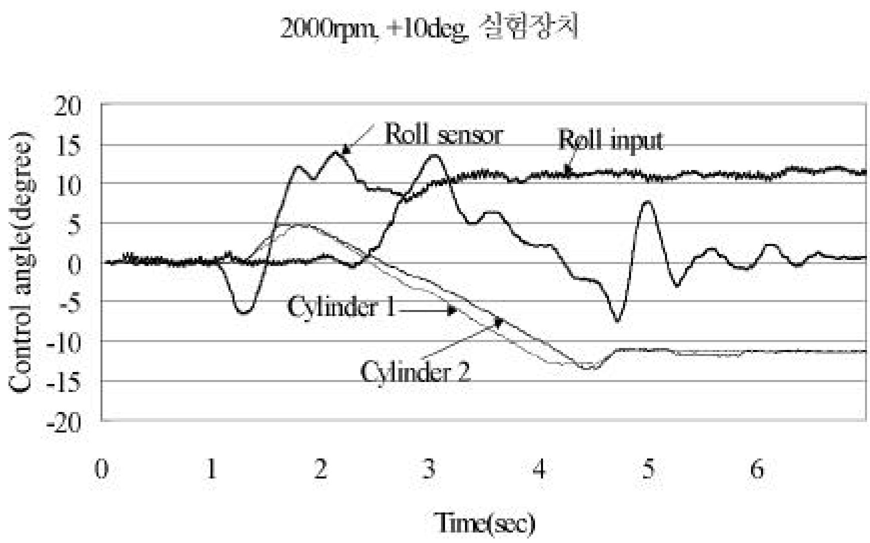


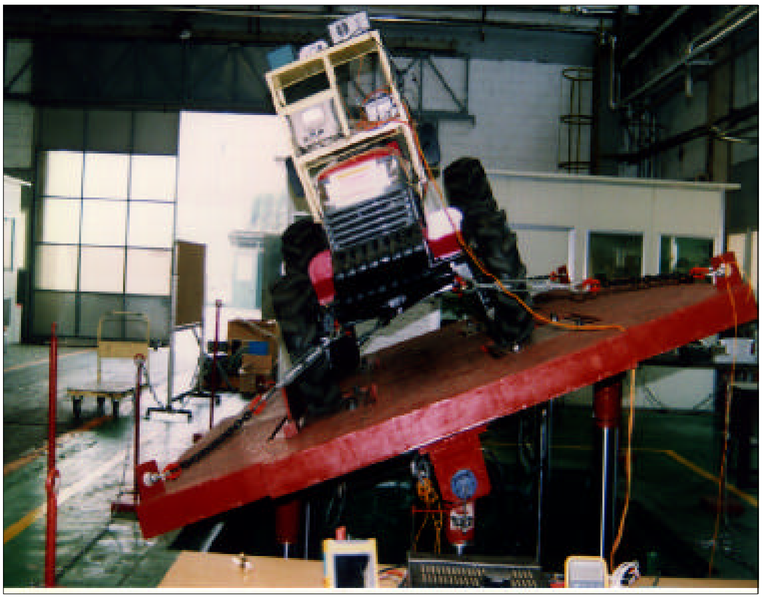
Fig. 3-7 Response graph of control system using Slope tester

(10lpm, 2000rpm, 10。)

그림 3-8은 트랙터의 전도 각을 측정하는 모습을 보여 주는데 트랙터의 전도각은 산측 타이어가 지면에서부터 떨어지는 시점으로 하였다. 일반용 트랙터의 경우는 25。 ~ 30。정도이었고 ±15。제어된 경사지용 트랙터는 35。 ~ 40。정도였다.

3. 결론

실내 모형 실험 및 실내 본 실험을 통하여 제어 시스템은 포장에서 적용 가능한 시스템으로 판정되어지며 실외 포장 실험을 통하여 적응성 여부를 판정하여야 하겠다.



(a) General Tractor

(b) Slope Tractor

Fig. 3-8 Side turnning using Slope tester

제 2 절 Self leveling 주행 제어시스템 실외실험

연구 개발 중인 Self Leveling 주행 제어 시스템의 실외 실험을 통하여 시스템의 적응성을 파악하는데 목적이 있다.

1. 경사지 실험

1. 실험 장치, 포장 및 방법

(1) 실험 장치, 포장

실험 장치는 실내 실험 과 동일하며 실험 포장은 LG전선 사내, 전라북도 전주, 경기도 광주 등에서 실시하였고 포장의 조건은 일반 농지, 초지 및 과수원 등의 경사지에서 실험하였다.

(2) 실험 방법

실험은 실린더의 유량은 10lpm으로 고정하였으며 트랙터 주행 속도를 1km, 2km, 3.3km, 4.6km로 하였다. 그리고 주행 각도를 -10。, -5。, 5。, 10。 로 하였으며 각 센서로 부터의 신호를 데이터 레코더를 통하여 수집한 다음 A/D보드 및 컴퓨터에 의해 처리하므로서 데이터를 처리하였다.

2. 실험 결과 및 고찰

그림 3-9는 Self Leveling 주행 제어 시스템이 작동하지 않은 상태를 보여주고 있으며 시스템이 작동되지 않는 트랙터의 경사지 주행 상태를 보여주고 있다. 그림 3-10은 Self Leveling 주행 제어 시스템이 작동한 상태를 보여주고 있으며 경사지용 트랙터가 경사지를 주행할 때의 상태를 보여주고 있다.

본 실험장치를 이용한 실험에서 대표적으로 유량 10lpm, 트랙터 주행 속도 3.3km와 주행 각도 10。에서의 조건하에서 실험 결과를 그림 11에 예시하였다. 그림 3-11에서 경사지에서의 주행에 제어 시스템이 작 작동하고 있음을 알 수 있었다.

(a) Front view

(b) Side view

(c) Rear view

Fig. 3-9 Non-operation state of Self leveling control system

(a) Front view

(b) Side view

(c) Rear view

Fig. 3-10 Operation state of Self leveling control system

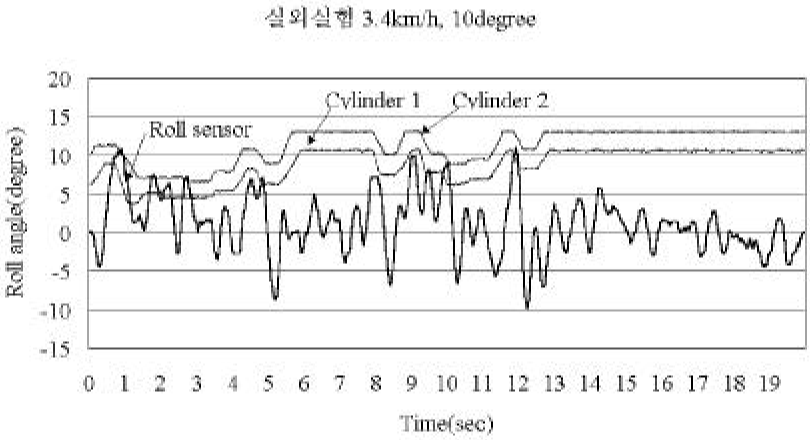


Fig. 3-11 Response test of control system in the field

(10lpm, 3.3km, 10。)

2. 구덩이 실험

본 실험에서는 트랙터를 임의의 구덩이에서 트랙터 속도에 따른 경사 반응 동작 상태를 알아보았다. 그리고 피드백 정보에 의한 트랙터의 제어 시스템의 범용성 확보, 솔레노이드 밸브의 ON-OFF에 의한 제어 시스템의 단순화, 마이크로 컴퓨터 및 소프트웨어의 적용 가능성 등에 대한 것을 실외 실험을 통하여 제어 시스템의 응답 특성 및 응용 가능성을 평가하고자 하였다.

1. 실험 장치, 포장 및 방법

(1) 실험 장치, 포장

제어 시스템의 시간 영역에서의 응답 특성 평가를 위한 임의의 구덩이를 이용한 스텝 입력에 의한 과도 응답 실험을 하였고 실험 포장은 그림 3-12

와 같다. 그리고 실험 장치는 실내 실험과 동일하다.

Fig. 3-12 Test field

(2) 실험 방법

임의의 구덩이 실험은 실린더 입력 유량은 10lpm으로 하였으며 트랙터 주행 속도를 1km, 2km, 3.3km, 4.6km, 7.7km로 하였다. 그리고 주행 각도를 5°, 10°로 실험하였다. 그리고 실험용 포장은 실험 중 포장면을 수평으로 유지하기 위하여 실험 전 로타리 작업기에 의해 작업을 하였다. 구덩이의 형태는 그림 3-13에서 보는 바와 같이 길이(4m) x 폭(0.5m) x 깊이(약 0.25m, 0.12m)의 구덩이를 트랙터의 주행 방향에 대해 4m간격으로 파서 트랙터에 인위적으로 롤링각 스텝 입력을 가하므로서 행해졌다. 실험중의 각 센서로 부터의 출력 신호를 아날로그 데이터 레코드에 기록하여, 실험 후 컴퓨터에 의해 A/D 변환 및 데이터 처리를 행했다.

Fig. 3-13 Test field view

2. 실험 결과 및 고찰

그림 3-14는 트랙터가 구덩이에 진입하였을 때의 상태를 보여주고 있다. 그림 3-15에서는 트랙터가 주행속도 3.3km/h, 경사도 ±10。 조건하에서 실험 결과 보여주고 있고, 컴퓨터에 의한 제어 신호에 제어 시스템이 잘 작동하고 있음을 알 수 있다. 또한 제어 시스템의 응답 특성은 토양 침하에 의한 약간의 헌칭은 있었지만 선형 증가의 안정된 응답 특성을 보여주고 있고, 경사지에서 트랙터가 수평을 유지하므로 작업자로 하여금 안전함을 느낄 수 있었다. 그런데 주행속도 4.6km/h까지는 제어 시스템이 잘 작동하였으나 7.7km/h일 때는 제어 시스템의 응답 지연으로 인하여 제어 시스템이 불안함을 알 수가 있었다.

(a) Front view

(b) Rear view

Fig. 3-14 Operation state of Self leveling control system

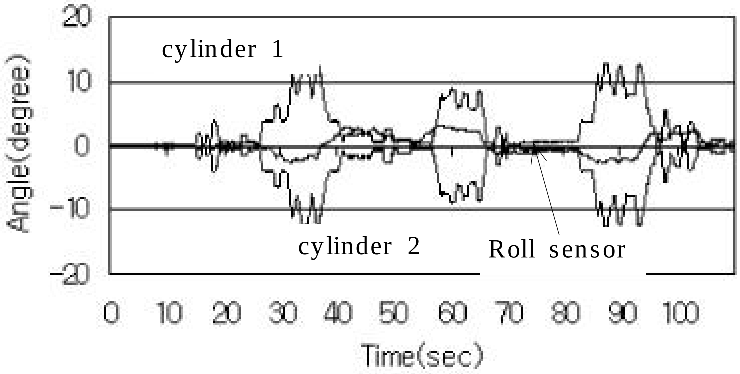


Fig. 3-15 Response test of control system in the field

(10lpm, 3.3km, ±10。)

제 4장 연구 성과 및 향후 계획

본 연구의 1차년도에는 Self leveling 주행 제어 시스템을 개발하기 위하여 시스템의 방향 설정 및 제어 시스템의 기초적인 설계, 제작을 수행하였고, 이를 위한 요소 설계로서 센서류의 응답 특성과 전자 제어부의 설계, 제작 및 실험을 수행하였다.

2차년도에는 시작기의 설계, 제작하였고 시작기의 기초실험을 통한 제어 알고리즘의 완성 및 응답 특성 실험을 수행하였다.

3차년도에는 개발된 시작기와 제어 시스템의 포장실험 및 실내 보완 실험을 통하여 시스템의 성능을 점검하였다.

실내, 외 실험을 통한 응답 특성 및 성능 평가에서 Self levling 주행 제어 시스템의 성능이 트랙터의 적용에 적합함을 알 수가 있었다.

3개년 동안 수행된 본 연구의 성과를 요약하면 다음과 같다.

1. Self leveling 주행 제어 시스템 세계적 동향 분석
2. Self leveling 주행 제어 시스템 설계 기술 확보
3. Self leveling 제어 알고리즘 개발
4. Self leveling 주행 제어 시스템 시작품 개발
5. Self leveling 주행 제어 시스템 응답 특성 실험 및 분석

본 연구로서 얻은 결과들은 향후 참여 기업에서 트랙터뿐만 아니라 타 농업기계에 기초자료의 활용 및 시스템에 적용할 계획이다. 또한 시스템의 내구성 및 포장 적응성 등의 지속적인 테이타 확보를 위한 실험을 할 계획이다.

참고문헌

1. S. S. Lee, K. S. Oh, J. S. Shim, H, Hwang, 1998, Attitude control of a tractor for the slope land use model test , Proceedings of the 5th Asia-Pacific Regional Conference ISTVS, pp428-437

2. Fumihiko, Sano. Naotaka Hayashi. Takemi Machida. 1975. Study on the vehicles with changing vertical location of wheels., JSAE. 37(4). Pp652-658.

3. Joo Sang Chung, Woo Dam Chung, 1995, A study on ground vehicle mechanics for steep slope forest operations. JKFS, 84(2), Pp218-225

4. Tatsuo matsuyama, Ken kawasaki, Sumiyuki fujioka and Kunihiko, maeoka , On the side-overturning angle of the 4 wheel tractor on slope land(I) on the static side-overturning angle , JSAE, 32(2), pp111116

5. Masanori Tsuchiya, Junichi Kamide, Akira Akase, Studies on the Overturnig of Tractors (I) Analysis and experiments of the dynamic side-overturning , JSAE, 34(4), pp294299

6. Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston Jr, 1997, Vector Mechanics for Engineers, G. Wayne Brown, pp1-105

7. Gene F. Franklin, J. David Powell, Abbas Emami-Naeini, 1995, Feedback control of dynamic systems, pp393 419

8. Carroll E. Goering, Engine & Tractor Power, ASAE, pp365417

9. Isao Tajiri, 1988, Research on attitude control of tractor for sloping ground (part 1), JSAE, 50(6), pp35 - 44

10. J. L. Meriam, 1979, Statics and Dynamics pp157-161

11. Isao, Tajiri. Kunio, Sato. Osamu, Kitani, 1988, Research on attitude control of tractors for sloping ground(part 1) - A machine manufactured for trial and its behavior , JSAE 50(6), pp35-44

12. Akifumi, Fukuda, 1982, Automatic inclination control system of the hillside tractors (I) - The effect the control system by the use of one board micro-computer , JJFS 93, pp529-532

13. Akifumi, Fukuda. Kouichi, Ichiharac. Kazusi, Asahi. Masahiro, Mozuna, 1990, The automatic attitude control of hillside tractor for forestry use, JJFS 72(3), pp239-246

14. Nobble, B., and Hussain, M. A., 1984, Applications of MACSYMA to Calculations in Dynamics, Computer Aided Analysis and Optimization of Mechanical System Dynamics (ed. E.J.Haug), Springer-Verlag Heidelberg

15. Pershing, R. L and R. R. Yoerger, 1969, Simulation of tractors for transient response, Trans. of the ASAE Vol. 12, No.5

16. G, Gilfillan, 1967, Attitude of a Tractor on Sloping Land, Journal of Agricultural Engineering Reaserch 12(4), pp293-296

17. Neumeier, K, 1970, Cross-country vehicle with auto -matic inclination compensation, J. Terramechanics 7(1), pp9-17

18. Fumihiko Sano, Naotaka Hayashi, Takemi Machida, 1975, Study on the vehicle with changing vertical location of wheels, JSAM Vol. 37 (No. 4), pp652-658

19. Hajime Tanabe, 1975, Basic concept of study of agricultural machinery on the slop land, JSAM Vol. 37 (No. 4), pp635-639

20. Yoshiaki Misao, Minoru Komatsu, 1983, Tractor seat with automatic inclination compensation by using microcomputer, JSAM Vol. 45

(No. 2), pp239 - P244

21. Isao Tajiri, Kunio Sato, Osamu Kitani, 1988, Research on attitude control of tractors for sloping ground (part 1) - a machine manufactured for trial and its behavior, JSAM Vol. 50 (No. 6), pp35-44

22. Fumihiko Sano, Naotaka Hayashi, Takemi Machida, 1975, Study on the vehicle with changing vertical location of wheels, JSAM Vol. 37 (No. 4), pp652-658

23. Hajime Tanabe, 1975, Basic concept of study of agricultural machinery on the slop land, JSAM Vol. 37 (No. 4), pp635-639

24. Yoshiaki Misao, Minoru Komatsu, 1983, Tractor seat with automatic inclination compensation by using microcomputer, JSAM Vol. 45 (No. 2), pp239-244

25. Isao Tajiri, Kunio Sato, 1989, Research on attitude control of tractors for sloping ground (part 2) - characteristics of parallel links for front wheel and ground load, JSAM Vol. 51 (No. 2), pp57-65

26. LG전선, 1997, LG 트랙터 취급설명서 및 부품 목록표

27. 일본 농기신문, 1996. 9. 16

28. 농림부(농어촌공사), 1994(12), 농업기반조성사업통계연보, pp19

29. 한국농촌경제연구원 임지개발과, 1983, 산지농업발전방향 농지, 초지, 산림의 종합적 이용개발, 연구보고 pp70

30. 건설교통부, 1981, 토지분류조사보고서(1972 1980)

31. 이제용, 고완, 심재설, 신현철, 1998, 트랙터 로타리 작업기용 자세 제어 시스템에 관한 연구, 한국농업기계학회지, 23(5) pp427-438

32.오기석, 이상식, 김의한, 황헌, 이제용, 1999, Self-leveling 주행 제어 시

스템 개발, 한국농업기계학회 하계 학술대회, pp28- 33