

GOVP1199908603

629.244
L293E

최 종
연구보고서

트랙터 무단변속기 개발

Development of Continuously Variable Transmission
for Agricultural Tractor

연구기관

LG전선(주) 기계CU
메카트로닉스연구소

농 립 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “트랙터용 무단변속기 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

1998. 12. 29.

주관연구기관명 : LG전선(주) 기계CU
메카트로닉스연구소

총괄연구책임자 : 김 의 한

연 구 원 : 김 경 중

연 구 원 : 정 필 중

연 구 원 : 이 용 덕

연 구 원 : 지 금 배

연 구 원 : 최 영 민

연 구 원 : 김 효 중

요 약 문

I. 제 목

트랙터용 무단변속기 개발

II. 연구개발의 목적 및 중요성

본 연구는 앞으로 트랙터 수요 패턴이 작업 편의성, 작업 효율 향상, 포장 적응 능력을 향상시키는 방향으로 바뀌게 될 것에 대비하여, 기존 HST, Power Shift 트랜스미션의 단점을 극복하고 포장 적응성이 우수한 트랙터용 무단 변속기를 개발하기 위한 목적으로 수행되었다.

III. 연구개발 내용 및 범위

본 연구의 1차년도에는 트랙터용 무단변속기를 개발하기 위하여, Variator 메커니즘을 포함한 CVT System 설계를 수행하였고, 이를 제어하기 위한 유압제어시스템 및 콘트롤러를 개발하였다. 1차 시작품의 개발 후 CVT 특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였다.

2차년도에는 1차 시작품의 문제점을 보완하여 2차 시작품을 개발하였고, 2차 시작품을 이용하여 제어 알고리즘을 완성하여, 변속비 제어 성능 시험을 수행하였다.

3차년도에는 2차 시작품의 문제점을 보완한 후, 트랙터를 조립하였고, 주행 및 작업 성능 시험을 수행하여, 개발된 시작품을 평가하였다.

IV. 연구 성과 및 활용 계획

본 연구의 성과로 첫째 트랙터용 무단변속기 설계 기술 확보, 둘째 무단변속기에 대한 특성 파악, 셋째 무단변속기 시작품을 이용한 성능시험 수행결과 등을 들 수 있다.

본 연구로써 얻은 성과들은 향후 참여기업의 농기계사업부에서 무단변속기 장착 트랙터의 양산에 들어가기 위한 기초자료로 활용될 것이다. 또한 이와 병행하여, 내구성, 안전성, 포장적응성 등을 확보하기 위한 지속적인 현장 실험에 본 연구의 시작품이 활용될 것이다.

SUMMARY

These days farmers in Korea are getting old and their requirement on the farming tends to move not only to economical farming but to comfortable farming with high working efficiency and adaptability of farming facilities in various type of works.

Agricultural tractor is the main farming tool so many companies have made efforts to develop more comfortable and efficient tractor for farming to meet the farmers' demand.

Recently, small tractor with HST(Hydrostatic Transmission) is now used not only for garden but for the farm in Japan and demand of the tractor with powershift transmission above 60 PTO HP is increasing.

HST has advantage in stepless speeds, however on the contrary it has disadvantage in efficiency. Powershift transmission has steps in speeds as disadvantage.

Therefore, stepless and efficient transmission is required for farm tractor and infinitely variable speed transmission with toroidal system is thought to be an alternative for this requirement.

During development of this stepless transmission, we found that toroidal type transmission could be controlled and working well in the farming environment so it could be a future transmission for agricultural tractor.

A tractor with stepless transmission we developed reacted properly against load change from attachments(plow and rotary cultivator which are typical attachments in Korea) in accordance with change of soil conditions. TCU(transmission control units) controls well the tractor traveling speed to maintain engine speed in constant or constant load. The speed change but continuous travel of the tractor was observed in spite of increasing load from the attachments.

CONTENTS

Chapter 1. Introduction	6
Chapter 2. Material and Methods	9
Section 1. Development of CVT Mechanism	9
1. Design Strategy of Mechanism	9
2. Layout of Mechanism	11
3. Development of Parts	28
Section 2. Development of Second Prototype Mechanism	41
1. Modification of First Prototype Mechanism	41
2. Redesign of Mode Change System	48
Section 3. Development of CVT Controller	51
1. Layout of Controller Hardware	51
2. Measuring System	52
3. Hydraulic System	57
4. Controller	62
5. Control Software	66
Section 4. Test	68
1. Basic Operation	68
2. Sensors	68
3. Hydraulics	69
4. Variator Controller	69
5. Lab. Test	70
6. Field Test	71
Chapter 3. Results	75
Section 1. Characteristics of CVT	75
1. Basic Operation	75
2. Characteristics of Sensors	76
3. Characteristics of Hydraulics	82
4. Characteristics of Variator Controller	87
Section 2. Performance of CVT	91
1. Performance of Variator Controller	91
2. Performance in the field	95
Chapter 4. Discussion	105
References	109

목 차

제 1 장 서론	6
제 2 장 연구 개발 내용	9
제 1 절 트랙터용 무단변속기(CVT)의 메커니즘 개발	9
1. CVT 메커니즘의 설계 기준 제시	9
2. CVT 메커니즘의 Layout 결정	11
3. CVT 요소 부품 설계 및 제작	28
제 2 절 CVT 2차 시작품 메커니즘 개발	41
1. 1차 시작품 문제점에 대한 보완 설계	41
2. Mode 변환 시스템의 변경 설계	48
제 3 절 트랙터용 무단변속기의 콘트롤러 개발	51
1. CVT 콘트롤러 하드웨어의 Layout	51
2. CVT 계측시스템	52
3. CVT 유압시스템	57
4. CVT 제어용 컴퓨터	62
5. CVT제어용 소프트웨어	66
제 4 절 트랙터용 무단변속기에 대한 시험	68
1. CVT 기본 작동 시험	68
2. CVT 계측시스템 특성시험	68
3. CVT 유압시스템 특성시험	69
4. Variator 변속비 변화 특성시험	69
5. Variator 변속비 제어 성능시험 (Lab. Test)	70
6. 작업 성능시험	71
제 3 장 연구 개발 결과	75
제 1 절 트랙터용 무단변속기의 특성시험 결과	75
1. CVT 기본 작동 실험	75
2. CVT 계측 시스템 특성 실험 결과	76
3. CVT 유압시스템 특성시험 결과	82
4. Variator 변속비(RV) 변화 특성시험 결과	87
제 2 절 트랙터용 무단변속기의 제어 성능시험 결과	91
1. Variator 변속비 제어 성능시험(Lab. Test)	91
2. 작업 성능 시험	95
제 4 장 연구성과 및 향후 계획	105
참고문헌	109

제 1 장 서 론

1. 연구 개발의 목적

우리 나라 농업은 WTO 출범 이 후 농산물 시장이 개방되고, 국제적인 가격 경쟁에 직접 노출이 되어 매우 어려운 형편에 직면하고 있는 것은 주지의 사실이다. 이를 극복하기 위한 방안으로 많은 아이디어가 나오고 있고, 실제 성공적으로 작물을 재배하여 수출 시장에서 경쟁력을 갖추는 농민들이 생겨나고 있으나, 농업 전반의 경쟁력 강화로 이어지기에는 아직 요원하다.

재배 작목별로 경쟁력을 갖추기 위한 규모나 영농 형태, 작부 체계 등이 모두 다르기 때문에 일률적으로 규정한다는 것은 매우 위험한 일이지만, 이스라엘에서 운영되는 키부츠의 경영 형태를 참고하여 본다면 우리 농업이 지향해야 할 방향을 가늠해 볼 수 있으리라고 생각한다.

- 총 가구 수 100가구
- 경지 면적 500ha
- 재배작목 면화, 콩, 옥수수 등
- 농업이외의 사업 가공공장 운영, 호텔 운영(관광산업)
- 연 수익 US\$ 3,000만
- 순 익 US\$ 300만 (10%)
- 순 농업수익 US\$ 1,500만 (50%)
- 공장, 호텔운영수익 US\$ 1,500만 (50%)

상기와 같이 성공적으로 운영되는 '키부츠'도 총수익의 50%만을 순수 농업생산을 통하여 얻고 있다. 우리 나라와 같이 토지용역비가 과다하고, 영세한 호당 경지면적, 농촌노동력감소 등 3중고에 시달리는 농업현실에서 이스라엘에서 성공적으로 운영되는 '키부츠'는 우리 농촌의 미래상을 다음과 같이 그릴 수 있게 한다.

1. 농장은 농토 주인으로 구성된 주식회사 형태로 대규모화
2. 농작업은 무인화된 복수의 기계를 극소수의 운영직원으로 실시하고,
3. 남은 인력으로 농장 내에 2차 가공공장, 포장공장 등을 운영하는 노동 인력으로 흡수
4. 관광농원, 농업교육프로그램개발, 특산품개발 등으로 농외소득을 올린다.

이와 같이 됨으로써, 농업자체의 뒤떨어진 경쟁력을 보완하고 우리농촌을 수입농산물로부터 지킬 수 있을 것이다.

이를 위하여, 현재 농업기계화에 대한 많은 투자가 이루어지고 있으며, 농민 자신들도 기계화의 필요성에 대해 많은 공감을 보이고 있는 현실이다.

농업기계화의 가장 대표적인 예로 농업용 트랙터의 보편화, 대형화 및 자동화를 들 수 있는데 국내 트랙터 업계의 기술 수준도 구미 업체 수준에는 못 미치나 지난 10년간 많은 발전을 이루어온 것이 사실이며, 앞으로도 농업용 트랙터에 대한 많은 연구들이 수행될 것으로 판단된다. 특히 트랙터의 기능 중 가장 핵심이 되는 변속기 기술은 지속적으로 개선, 발전될 전망이다.

현재 전 세계적으로 보급되고 있는 트랙터는 대부분 수동 변속기를 채택하고 있으며, 소형 및 대형 트랙터에서 HST에 의한 무단 변속기를 일부 채용하고 있으나 고가이며 동력 전달 효율이 낮아 보급은 미미한 실정이다.

최근에는 대형트랙터를 중심으로 작업 효율을 높이고, 운전 조작을 쉽게 하려는 목적으로 유압 클러치를 사용한 Power Shift 트랜스미션을 장착한 트랙터도 공급되고 있다.

이 경우에도 Power Shift 에 의한 변속단수가 제한되어 있고 또한 고가여서 공급수량은 수동 변속 트랙터에 비하여 비교적 소량이다.

그러나 대형트랙터의 경우에는 작업의 편리성과 이에 따른 작업효율의 향상 등의 이유로 Power Shift 트랜스미션을 장착한 트랙터의 공급대수가 증가 추세에 있다.

따라서, 본 연구는 앞으로 트랙터 수요 패턴이 작업 편의성, 작업 효율 향상, 포장 적응 능력을 향상시키는 방향으로 바뀌게 될 것에 대비하여, 기존 HST, Power Shift 트랜스미션의 단점을 극복하고 포장 적응성이 우수한 트랙터용 무단 변속기를 개발하기 위한 목적으로 수행되었다.

2. 연구 개발의 범위

본 연구에서 개발한 트랙터용 무단변속기는 아직까지 세계적으로 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 35마력 급 트랙터의 트랜스미션을 개발하였다.

성능시험을 위해서는 완성 트랙터가 필요한데, 이를 위해서는 엔진 선정, 외장 설계 등에 대한 연구, 개발이 필요했으나, 본 연구에서는 이에 대한 연구는 수행하지 않고, 대신 동급 트랙터의 양산 부품을 이용하였다.

3. 연구 개발의 목표

본 연구는 기존 트랙터 개발 기술을 기반으로 세계 최초의 트랙터용 무단변속기를 개발하는 것이므로, 기존의 성능 시험 규격을 적용하여 개발의 목표를 설정하기가 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 트랙터용 무단변속기의 기본적인 기능과 일반 트랙터보다 우수한 측면을 시험 결과를 통해 확인하는 수준으로 연구의 목표를 정하였고, 구체적인 시험 규격은 무단변속기 장착 트랙터 양산시에 설정해나갈 예정이다.

본 연구의 초기에 설정된 주요 연구 목표는 다음과 같다.

◎ 농업용 트랙터에 적용하기 위한 무단변속기 개발

- 트랙터용 무단변속기 Mechanism 개발 및 설계
- 무단변속기 요소 부품 설계 기술 개발
- 무단변속기 컨트롤러 설계 기술 개발
- 무단변속기 제어 소프트웨어 개발

◎ 무단변속기 시작품 개발

◎ 무단변속기 장착 트랙터 성능 시험

제 2 장 연구 개발 내용

제 1 절 트랙터용 무단변속기(CVT)의 메커니즘 개발

- System Layout 완성을 위해 각 요소의 기능을 분석하고, 여러 방식의 System에 대해 타당성을 검토한 후 가장 효율적이고, 실현 가능한 System을 선정하였다.
- 클러치, 배어링 등의 요소 부품에 대한 강도 설계와 수명 계산을 위해 컴퓨터를 이용한 계산 프로그램을 작성하였다.
- 3D-Modeling 기법을 도입하여, 각 부품 간의 간섭을 배제하였고, Shaft 등에 대해 Deflection 분석을 수행하여 설계의 신뢰성을 확보하였다.
- 부하에 따라 요구되는 Torque를 계산하기 위해, 컴퓨터 프로그램을 작성하였고, 시험용 토크계측시스템을 개발하였다.

1. CVT 메커니즘의 설계 기준 제시

본 연구에서 개발하고자 하는 트랙터용 무단변속기는 아직까지 세계적으로 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 30~45 마력인데, 본 연구에서는 개발에 소요되는 비용을 고려하여 35 마력 급 트랙터의 무단변속기를 개발하는 것으로 하였다.

주행속도에 있어서는, 일반적으로 트랙터의 최고 주행 속도가 20 ~ 30 km/h 범위에 있고, 도로 주행 시 무단변속기의 이점을 살리기 위하여 평지 주행 시 엔진 회전속도 1500 rpm에서 30 km/hr 가 되는 것을 목표로 하였으나, 고속 주행 시 시작품 T/M 내부의 실제 효율이 낮아지고, 주행 저항도 크게 증가하게 되므로, 더 높은 엔진 회전 속도에서 최고 속도 30 km/hr를 얻을 수 있었다.

후진 속도는 전진 속도와 같은 범위를 얻을 수 있으나, 위험성을 감안하여 소프트웨어 개발 시 12 km/h로 제한하였다.

트랙터의 총 중량은 1600kg을 기준으로 하였으며, 이 값은 동력 전달 장치의 요소 부품 강도 설계를 하기 위한 중요 인자로 사용되었다.

무단변속기를 장착한 트랙터의 중요한 이점 중 하나는 변속 레버를 단순화 할 수 있는 것으로서, 본 연구에서 개발하는 시작품은 최고속도 설정 레버를 두고 속도 선택 범위를 0 ~ 30 km/h 로 하여 작업자가 원하는 작업 최고 속도를 선택하도록 하였고, 작업자는 작업 시 부하 상태를 감지하여 가속 페달의 변위 만을 조작하는 것으로 하였다.

전, 후진 변속 레버는 자동변속 자동차의 변속 레버를 적용하여, 전, 후진 변속을 수행할 수 있도록 하였다.

본 연구에서는, 시작품을 제작하기 위하여 반드시 신규로 개발하여야 하는 부품은 개발 하였으나 기타 부품은 LG기계가 보유하고 있는 제품의 부품을 이용하도록 하였다.

표 1 에 트랙터용 무단변속기 시작품을 개발하기 위해 제시되어야 할 설계 기준을 정리 하였다.

표 1. 트랙터용 무단변속기 시작품에 대한 설계 기준

구 분	항 목	명 세
엔진	모델 명 기통 수 배기량 정격 출력 제조원	S4Q-S 4 2311 cc 35PS / 2500 rpm LG 기계
변속기	속도 범위 변속 방법 전, 후진	-12 km/h ~ 30 km/h Full Toroidal 방식에 의한 변속 및 Mode 클러치에 의한 Mode 변환 전, 후진 선택 레버에 의함
Tractor Body	Wheel base Front Rear 차량 중량	1700 mm 1100 mm 1100 mm 1,600 kg

2. CVT 메커니즘의 Layout 결정

가. CVT의 원리

일반적인 차량에는 모두 차축에 차동장치(Differential Gear)가 장착되어 있으므로 이의 결보기 작동을 예로 하여 본 연구에서 개발하는 무단변속기의 작동 원리를 설명한다.

그림 1 과 같이 차축은 일반적으로 1개의 입력축과 2개의 출력축을 가지고 있으며, 2개의 출력축 끝에는 바퀴가 장착되어 있다.

차량이 직진 할 때에는 양쪽 바퀴의 주행 거리가 동일하므로 2 바퀴의(즉 출력축 2 개) 회전속도는 동일하다고 할 수 있다. 그러나 곡선 길에서 주행할 때에는 차량이 어떤 점(도로의 곡률 반경 점)을 중심으로 회전하게 되고, 이에 따라 회전하는 차량의 내측 바퀴와 외측 바퀴의 주행 거리에 차이가 나게 되며, 이를 보상하기 위하여 차동장치 외측 바퀴(외측 출력축)의 회전 속도를 증가시키게 된다.

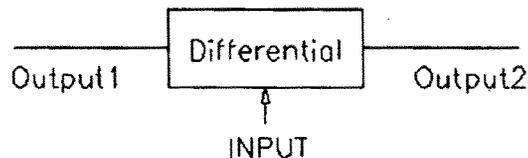


그림 1. Differential 장치의 개념도

극단적인 경우에는, 한쪽 바퀴가 진흙탕에 빠지거나 또는 얼음판 같이 매우 미끄러운 면에 접한 바퀴는 매우 빠른 속도로 회전하게 된다. 이를 회전수의 변화로 표현하면 다음과 같다. 설명의 편의상 입력축과 출력축 사이의 감속비는 1이라고 가정하였다.

직진 시에는 입력축(Input)과 2개의 출력축(Output 1, 2)의 회전수가 모두 동일한 속도로 회전한다. 입력축의 회전속도를 N_{in} 이라 하고 출력축의 회전속도를 각각 내측 N_{O1} , 외측 N_{O2} 라고 하면 $2N_{in} = N_{O1} + N_{O2}$ 가 된다. 다시 말하면 차량이 곡선 도로 주행 시 곡률 반경의 크기에 따라 내측과 외측 바퀴의 회전속도 차가 생기고 그 회전속도 차를 ΔN 이라 할 때, $N_{O1} = N_{in} - \Delta N$, $N_{O2} = N_{in} + \Delta N$ 이 된다.

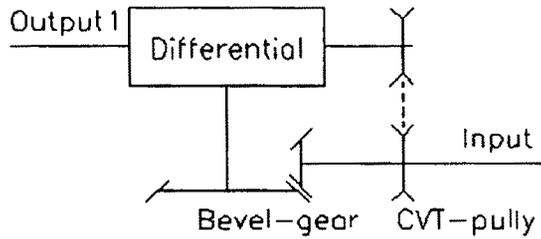


그림 2. 무단변속기의 초기 개념

극단적인 경우에, $N_{01} = 0$ 이 되면 $N_{02} = 2N_{in}$ 이 되며 이는 차량에서는 바람직하지 않은 경우가 되나, 이러한 개념을 이용하여 "0"속도가 가능한 무단변속기를 실현할 수 있다.

이를 개념적으로 나타내면 그림 2와 같다. 즉 Output 1 축을 출력축으로 하고 입력축과 Output 2 축을 기존의 무단변속기로 연결한다.

무단 변속 Pulley의 감속비 RV (Reduction ratio of Variator)가 0.5일 때 $N_{02} = N_{in} / 0.5 = 2N_{in}$ 이 되어 N_{01} , 즉 출력축의 회전속도는 "0"이 된다. 만일 RV가 0.5보다 작게 되면 N_{01} 의 값은 음이 되어 역회전을 하게 된다.

따라서 RV 값이 어떤 범위의 값을 갖는가에 따라 출력축의 회전속도 범위가 결정되며 이것으로 "0" 속도를 포함한 정, 역회전의 회전속도를 실현 할 수 있는 것이다.

이 구성을 달리 표현하면 그림 3과 같다.

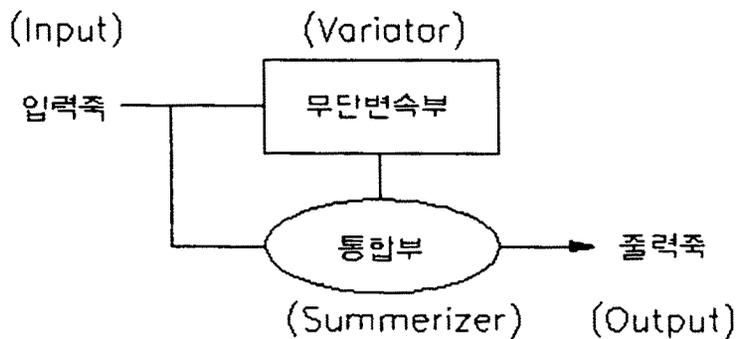


그림 3. 통합부가 포함된 무단변속부의 개념도

통합부는 그림 2의 차동장치에 해당하고, 무단변속부는 무단 변속 Pulley에 해당한다. 통합부는 차량의 차축에 사용하는 차동장치는 아니지만 이와 유사한 기능의 장치는 어떠한 것이든 사용할 수 있다. 본 연구에서는 공간을 최소화하기 위해 통합부에 유성 치차 방식을 선정하였다. 또한 무단변속부에는 Full Toroidal 방식을 채택하였는데, 그 이유는 다음과 같다.

1. Oil 침적 상태로 사용할 수 있는 무단변속기는 Steel-Belt 가변 풀리 방식의 무단변속기와 Toroidal 방식이 있으나 Steel Belt식은 Torque용량이 제한되어 있으며 특히 본 연구에 사용하는 System에서는 더욱 큰 부하가 작용하게 되므로 Toroidal 방식을 채택함.
2. HST는 그 자체로 전속도 무단 변속이 가능하지만 Toroidal 방식에 비해 효율이 매우 낮음.
3. Toroidal 방식에는 Half Toroidal방식과 Full Toroidal방식이 있으나 Full Toroidal 방식이 현재까지 실용화가 가장 많이 진전되어 있으므로 Full Toroidal방식을 채택함.

본 연구에서 채택한 Full Toroidal 방식은 영국 Torotrak사의 특허와 기술 지원 하에 적용할 수 있었다.

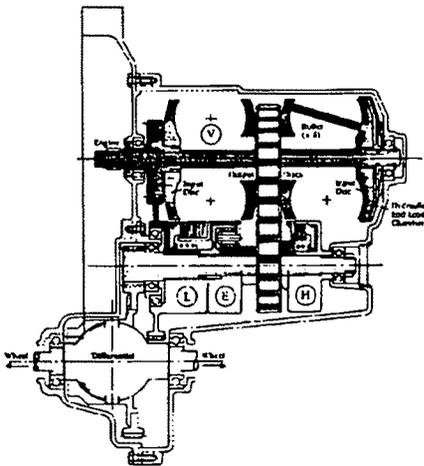


그림 4. Torotrak사 CVT의 개념도

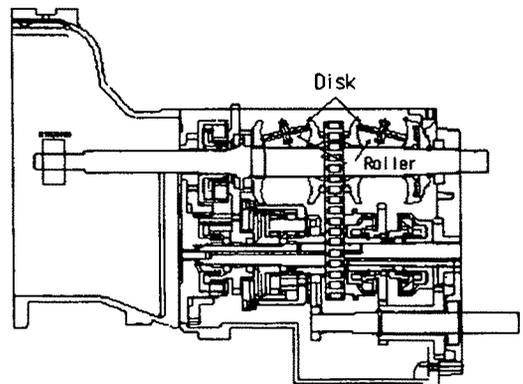


그림 5. LG CVT의 개념도

나. CVT 메커니즘 분석

영국 Torotrak 사는 승용차 및 상용차용으로 다음과 같은 구성을 가진 변속기를 개발하였다. 이는 이미 100만 km를 주행하여 그 실용성을 입증한 것으로 세계적으로 우수한 몇몇 자동차 회사에서 상용화를 추진하고 있다. 그러나 이 시스템(그림 4)은 농업용 트랙터에 사용하기에는 부하 조건에 따른 크기 문제로 사용할 수가 없어, 본 연구에서는 이를 농업용 트랙터에 사용 가능한 시스템(그림 5)으로 재구성하였다.

1) 무단변속부에 작용하는 부하

그림 6에 무단변속부 내부의 Torque의 흐름을 나타내었다.

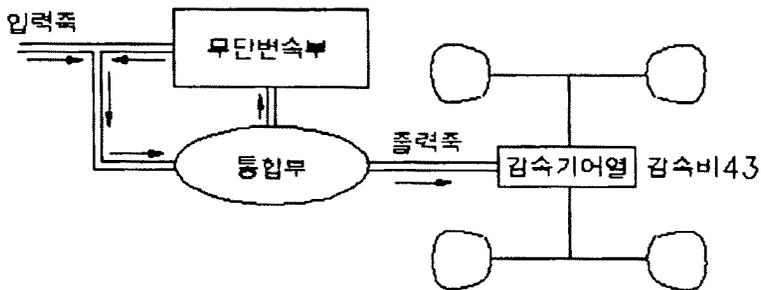


그림 6. 무단변속부의 Torque 흐름

상기 시스템 설계 시 가장 큰 설계 제한 요소는 무단변속부 부분이다. 기어열은 필요에 따라 치폭을 늘리거나, 다른 설계 인자를 변경함으로써 부하 용량을 키울 수 있으며 그 크기를 일정한 수준으로 제한할 수 있으나 Variator는 전달하여야 할 부하가 커지면 그 직경을 키워야만 한다. 따라서 Variator를 통과하는 부하를 가능한 한 적게 유지하여야 하는 것이 시스템 설계의 가장 중요한 Factor가 되었다.

2) Two-Mode 시스템

Two-Mode 시스템에서 Variator에 전달되는 동력을 계산하면 다음과 같다.

$$RG = -\frac{Z_1}{Z_2}$$

$$RC = \frac{S_1}{S_2}$$

$$RV = -0.5 \sim -2.0$$

..... [수식 1]

Z_1, Z_2 : 기어 잇수

S_1, S_2 : 스프로킷 잇수

RV : *Variator* 변속범위

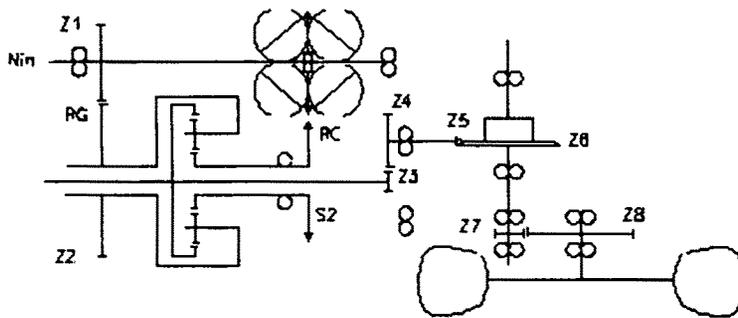


그림 7. Two-Mode 시스템 무단변속기

① Summarizer의 출력단 이후의 감속비를 크게 할수록 무단변속부에 작용하는 부하를 줄일 수 있으므로 가능한 한 크게 한다.

② 주행 최고 속도를 30km/h로 할 때 감속 기어 중 스파이어럴 베벨 피니언의 회전속도를 5000rpm이하로 유지하는 것을 목표로 한다. (Taper roller bearing(#32207)의 한계 회전속도 7000rpm 감안)

뒷바퀴의 rolling radius를 595mm라 하면(규격 12.4 - 28), 30km/h 주행 시 뒷바퀴의 분당 회전수는, $30 \text{ km/h} / (595\text{mm} * 2\pi) / 60\text{min} = 133.7 \text{ rpm}$ 이다.

따라서 피니언의 분당 회전수를 5000rpm으로 할 때 필요한 감속비는 $5000 / 133.7 = 37.4$ 가 된다.

베벨 기어 잇수비 6/37 및 최종 구동 기어 잇수비 12/71이면 감속비는 36.5가 되어 37.4에 근접하므로 이를 채택한다. 또한 Summarizer의 출력단 지지 베어링은 볼 베어링을 사

용하므로 출력단 부하를 감소시킬 수 있도록 33/37의 기어열을 추가한다.

이렇게 할 경우, 입력축 속도 1500rpm에서 통합부의 출력단 속도가 $133.7 \times 36.5 \times 37/33 = 5472\text{rpm}$ 이 되어야 하므로 $RV = -2$ (최대 증속 시)에서 스프라켓 잇수비는 $S_1/S_2 = 1.823$ 이 되어야 한다.

Mode 1에서 출력단 회전속도 “0”는 Geared Neutral Condition을 의미하며, Mode 1의 최고속도와 Mode 2의 최저속도를 일치시키고, 이 상태에서 Mode 1 ↔ Mode 2로 변환시키도록 할 때, 이 상태를 Synchronous 상태라 한다.

③ $RV = -0.5$ 에서 Synchronous 상태가 되기 위해서는 $N_s = N_r = N_c$ 가 되어야 하므로

$$N_c = N_{in} \cdot R_g = N_s = N_{in} \cdot RV \cdot S_1/S_2$$

$$\therefore R_g = R_v \cdot S_1/S_2, \quad \therefore R_g = -0.5 \cdot 1.823 = -0.912$$

④ Geared Neutral Condition은 $(E+1) \cdot R_g - R_v \cdot R_c = 0$ 일 때이므로,

$$(E = \text{Ring 기어 잇수} / \text{Sun 기어 잇수})$$

$RV = -2$ 일 때 Geared Neutral을 유지한다면

$$(E+1) \cdot (-0.912) - (-2) \cdot 1.823 = 0, \quad \therefore E \approx 3$$

만일 E값을 제작 가능한 최저 값을 적용한다면 예를 들어, $E = 2$ 로 한다면, Geared Neutral시 RV 값은 -1.5 가 되며 $RV = -2$ 일 때 후진 최고 속도가 된다.

이 때의 후진 속도는 엔진 2500rpm에서,

$$N_c = N_{in} \cdot R_g = -2280 \text{ rpm}$$

$$N_s = 2500 \cdot (-2) \cdot 1.823 = -9115$$

$$\begin{aligned} \therefore N_r &= ((E+1) \cdot N_c - N_s) / E \\ &= (3 \cdot (-2280) + 9115) / 2 \\ &= -1137.5\text{rpm} \end{aligned}$$

\therefore 후진 속도는

$$-1137.5 \cdot 60 / 40.91 / (595 \cdot 2 \pi) = -6.2\text{km/h}$$

표 2-a. Two-Mode 시스템의 Low Regime 계산 자료(효율은 100%라 가정함)

RV		S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	주행속도
-2.0	rpm	2500	-2280	-5000	-9115	-2	0.0
	torque	0.0	24.8	11.3	6.2	18.6	
-1.7	rpm	2500	-2280	-4250	-7748	-457	2.5
	torque	3.4	24.8	11.3	6.2	18.6	
-1.4	rpm	2500	-2280	-3500	-6381	-913	5.0
	torque	6.8	24.8	11.3	6.2	18.6	
-1.1	rpm	2500	-2280	-2750	-5013	-1369	7.5
	torque	10.0	24.4	11.1	6.1	18.3	
-0.8	rpm	2500	-2280	-2000	-3646	-1825	10.0
	torque	10.0	18.3	8.3	4.6	13.7	
-0.5	rpm	2500	-2280	-1250	-2279	-2280	12.5
	torque	10.0	14.7	6.7	3.7	11.0	

표 2-b. Two-Mode 시스템의 High Regime 계산 자료(효율은 100%라 가정함)

RV		S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	주행속도
-0.5	rpm	2500		-1250	-2279	-2279	12.5
	torque	10.0		20.1	11.0	11.0	
-0.8	rpm	2500		-2000	-3646	-3646	20.0
	torque	10.0		12.5	6.9	6.9	
-1.1	rpm	2500		-2750	-5013	-5013	27.5
	torque	10.0		9.1	5.0	5.0	
-1.4	rpm	2500		-3500	-6381	-6381	35.0
	torque	10.0		7.2	3.9	3.9	
-1.7	rpm	2500		-4250	-7748	-7748	42.5
	torque	10.0		5.9	3.2	3.2	
-2.0	rpm	2500		-5000	-9115	-9115	50.0
	torque	10.0		5.0	2.8	2.8	

* RV : Variator Ratio , S₁ : Shaft 1 Speed , S₂ : Shaft 2 Speed
 S₃ : Shaft 3 Speed , S₄ : Shaft 4 Speed , S₅ : Shaft 5 Speed

표 3. Variator에 작용하는 부하(Two-Mode System)

	Mode 1						Mode 2					
RV	-2.0	-1.7	-1.4	-1.1	-0.8	-0.5	-0.5	-0.8	-1.1	-1.4	-1.7	-2.0
Variator power (PS)	78.9	67	55.2	42.6	23.2	11.7	35	35	35	35	35	35

표 2로부터 Variator에 작용하는 부하를 계산하면 표 3 과 같다. ($\text{rpm} \times \text{torque} / 716.2$)

표 3 에서 보는 바와 같이 Geared neutral 시 Variator부하는 78.9 마력으로서 입력 35마력의 2 배 이상의 부하가 걸리게 되어 Variator의 크기가 커질 수밖에 없다.

특히, Variator 출력 측은 Geared neutral 시 회전속도가 9115 rpm으로서 과도하게 높아지며, 특히 이를 지지하고 있는 베어링의 상대 속도는 $(2500+9115)$ rpm으로서 사용 불가능한 (한계 회전속도) 영역이 된다.

이를 극복하기 위하여 베어링 한계 회전수 이내에서 작동하도록 하려면 Summarizer이 후의 감속비를 낮추어야 하며 그만큼 Variator에 작용하는 부하는 더 커질 수밖에 없다.

더욱이, 후진을 얻기 위해서는 Variator 회전 속도가 더 상승함으로서 부하가 커지게 되고, 이에 따라 Variator의 크기가 커지게 된다.

3) Four-Mode 시스템

트랙터용 무단변속기는 위에서 설명한 것과 같은 과도한 부하를 줄이고, 크기 제한 문제를 해결하기 위하여 그림 8 과 같이 구성하였다.

각각의 기어열 ①, ②, ④, ⑤는 Torotrak사의 시스템이 2개의 모드로 구성된 것과는 달리 4개의 모드로 구성하기 위하여 도입된 것으로 Mode 1은 기어열 ①과 ⑤를 통하여, Mode 2는 스프라켓 열 ③과 기어열 ⑤, Mode 3은 기어열 ②와 ⑤를, Mode 4는 스프라켓 ③과 기어열 ④를 통하여 동력 전달이 이루어진다.

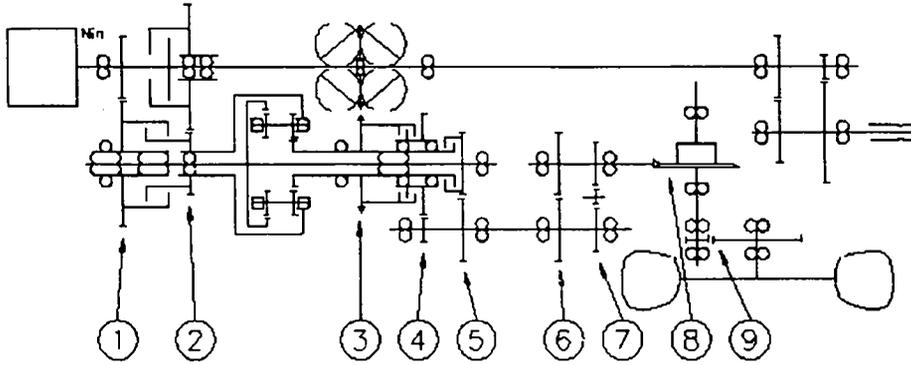


그림 8. Four-Mode type CVT 메커니즘의 전체 개략도

이를 Variator의 변속비와 연관하여 설명하면 다음과 같다.

Mode 1의 최고 속도를 Mode 2의 최저속도와 같게 하고, Mode 2의 최고 속도는 Mode 3의 최저속도와 같게 하였다.

Mode 4의 최고 속도를 2 Mode 시스템에서와 같이 엔진 회전수 2500 rpm에서 50km/h로 한다면 $RV = -2.0$ 에서 무단변속부 출력축의 속도가 $9375/2.5$ rpm (기어열 ④의 잇수비를 2.5로 정함)이 된다.

따라서 스프라켓의 잇수비는 $0.75 (9375 / 2.5 / 2500 / 2)$ 가 되며, Mode 2의 최고 속도 시 통합부의 출력축 회전속도는 $2500\text{rpm} \times 2 \times 0.75 = 3750$ rpm 이고, Mode 2의 출력축 최저 회전속도는 Mode 1의 최고 속도이며, Mode 2의 최저속도는 $3750 \text{ rpm} / 4 = 937.5$ 이므로 ①번 기어열의 감속비는 $2500 / 937.5 = 2.667$ 이 된다 ($R_g = -0.375$).

Mode 1에서 $RV = -2.0$ 일 때를 Geared neutral로 한다면, $(E+1) \cdot R_g - RV \cdot R_c = 0$ 에서, $(E+1) \cdot (-0.365) - (-2) \cdot 0.73 = 0$ 이고, 따라서 E값은 3이 된다.

Mode 3의 최저 속도가 Mode 2 최고 속도가 된다면 이때의 출력축 회전 속도는 $N_c = 3750$ rpm 이고, $N_s = 2500 \cdot 2 \cdot 36/48 = 3750$ 이므로,

$E \cdot N_r = (E+1)N_c - N_s$ 에서 $N_r = (4 \times 3750 - 3750) / 3 = 3750$ 이다.

따라서 입력축 속도 2500 rpm에서 ②번 기어열의 감속비는 $3750 / 2500 = 1.5$ 가 되어야 한다.

Mode 4의 최저 속도는 출력축 회전속도로써 $9315 \text{ rpm} / 4 = 2328.75 \text{ rpm}$ 이 되어 Mode 3과 변속 범위가 겹치는 부분이 생기게 된다.

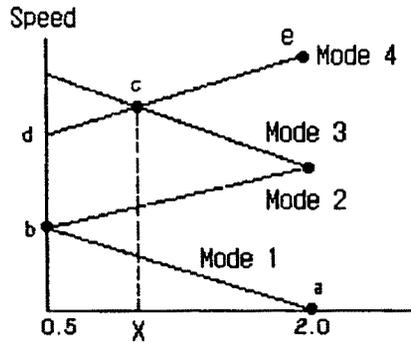


그림 9. CVT 메커니즘의 변속 범위

그림 9에서 교점 x 값을 기준으로 Mode 3과 Mode 4의 속도가 동일한 상태에 도달하므로 Mode 3과 Mode 4의 상호 전환은 $RV = -x$ 상태에서 이루어지도록 한다.

이 시스템에서 속도 변화 시 모드 전환은 그림 9의 b, c점에서 이루어지며 a는 정지, e는 최고속도점이 된다.

각 Mode 별로 Variator에 작용하는 부하를 계산하면 표 4와 같다.

표 4-a. Four-Mode System의 계산 결과 (Mode 1, 효율은 100%라 가정함)

RV		S1	S2	S3	S4	S5	주행속도
-2.0	rpm	2500	-912	-5000	-3650	0	0.0
	torque	0.0	24.8	4.5	6.2	18.6	
-1.7	rpm	2500	-912	-4250	-3103	-182	1.0
	torque	1.4	24.8	4.5	6.2	18.6	
-1.4	rpm	2500	-912	-3500	-2555	-365	2.0
	torque	2.7	24.8	4.5	6.2	18.6	
-1.1	rpm	2500	-912	-2750	-2007	-547	3.0
	torque	4.1	24.8	4.5	6.2	18.6	
-0.8	rpm	2500	-912	-2000	-1460	-730	4.0
	torque	5.4	24.8	4.5	6.2	18.6	
-0.5	rpm	2500	-912	-1250	-913	-912	5.0
	torque	6.8	24.8	4.5	6.2	18.6	

표 4-b. Four-Mode System의 계산 결과 (Mode 2)

RV		S1	S2	S3	S4	S5	주행속도
-0.5	rpm	2500		-1250	-913	-913	5.0
	torque	6.8		13.6	18.6	18.6	
-0.8	rpm	2500		-2000	-1460	-1460	8.0
	torque	10.0		12.5	17.2	17.2	
-1.1	rpm	2500		-2750	-2008	-2008	11.0
	torque	10.0		9.1	12.5	12.5	
-1.4	rpm	2500		-3500	-2555	-2555	14.0
	torque	10.0		7.2	9.8	9.8	
-1.7	rpm	2500		-4250	-3103	-3103	17.0
	torque	10.0		5.9	8.1	8.1	
-2.0	rpm	2500		-5000	-3650	-3650	20.0
	torque	10.0		5.0	6.9	6.9	

표 4-c. Four-Mode System의 계산 결과 (Mode 3)

RV		S1	S2	S3	S4	S5	주행속도
-2.0	rpm	2500	-1938	-5000	-3650	-1367	7.5
	torque	10.0	24.4	4.5	6.1	18.3	
-1.7	rpm	2500	-1938	-4250	-3103	-1550	8.5
	torque	10.0	21.6	3.9	5.4	16.2	
-1.4	rpm	2500	-1938	-3500	-2555	-1732	9.5
	torque	10.0	19.3	3.5	4.8	14.5	
-1.1	rpm	2500	-1938	-2750	-2007	-1915	10.5
	torque	10.0	17.5	3.2	4.4	13.1	
-0.8	rpm	2500	-1938	-2000	-1460	-2097	11.5
	torque	10.0	15.9	2.9	4.0	12.0	
-0.5	rpm	2500	-1938	-1250	-913	-2280	12.5
	torque	10.0	14.7	2.7	3.7	11.0	

표 4-d. Four-Mode System의 계산 결과 (Mode 4)

RV		S1	S2	S3	S4	S5	주행속도
-2.0	rpm	2500		-1250	-913	-2281	12.5
	torque	10.0		20.1	27.5	11.0	
-1.7	rpm	2500		-2000	-1460	-3650	20.0
	torque	10.0		12.5	17.2	6.9	
-1.4	rpm	2500		-2750	-2008	-5019	27.5
	torque	10.0		9.1	12.5	5.0	
-1.1	rpm	2500		-3500	-2555	-6388	35.5
	torque	10.0		7.2	9.8	3.9	
-0.8	rpm	2500		-4250	-3103	-7756	42.5
	torque	10.0		5.9	8.1	3.2	
-0.5	rpm	2500		-5000	-3650	-9125	50.0
	torque	10.0		5.0	6.9	2.7	

표 4로부터 Variator에 작용하는 부하를 계산하면 표 5와 같다.

표 5. Variator에 작용하는 부하 (Four-Mode System)

	Mode 1						Mode 2					
RV	-2.0	-1.7	-1.4	-1.1	-0.8	-0.5	-0.5	-0.8	-1.1	-1.4	-1.7	-2.0
Variator power (PS)	31.4	26.7	22	17.3	12.6	7.9	35	35	35	35	35	35
	Mode 3						Mode 4					
RV	-2.0	-1.7	-1.4	-1.1	-0.8	-0.5	-0.5	-0.8	-1.1	-1.4	-1.7	-2.0
Variator power (PS)	31.4	23.1	17.1	12.3	8.1	4.7	35	35	35	35	35	35

4) Two-Mode 시스템과 Four-Mode 시스템의 출력 비교

표 4와 5를 그래프로 나타내면 그림 10과 같다.

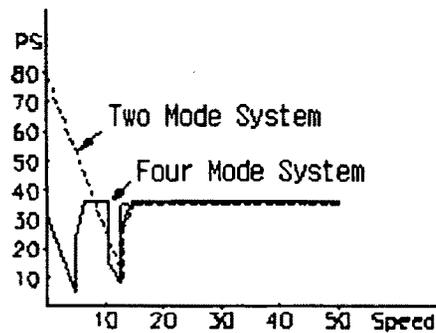


그림 10. Two-Mode 시스템과 Four-Mode 시스템의 출력 비교

그림 10에서 보는 바와 같이 Two-Mode 시스템에 비하여 Four-Mode 시스템은 저속 영역에서 Variator 부하가 매우 작게 나타난다.

따라서 트랙터용으로는 Four-Mode 시스템을 사용하는 것이 바람직하다. 자동차는 사용 특성상 엔진의 최대 출력의 15% 이내에서 주로 사용되기 때문에 Mode 2 만으로도 구성이 가능하지만 트랙터는 중부하 견인 작업 시 엔진의 Full power를 사용하므로 더욱 강력한

변속기를 사용해야 한다. 따라서 본 연구에서는 Two-Mode 방식 대신 최초로 Four-Mode 방식의 변속기를 채택하였다.

5) 후진 시스템

Two Mode 시스템에서 검토한 바와 같이 Summarizer의 E값을 적절히 선택함으로써 별도의 후진 기구 없이 전, 후진 기능을 달성할 수 있다.

그러나 E = 2에서 후진 속도 6.2km/h를 달성하기 위하여 Summarizer의 sun기어 회전수가 9115 rpm 이 되어 베어링과 기어 강도 설계에 있어 제한 요인이 되고, 특히 후진 시에 Variator 부하가 더욱 증가하게 되어 크기(package constraints)에 문제를 일으키므로 본 연구에서는 후진 기구를 별도로 장착하였다. 이 전, 후진 선택 기구는 Geared neutral 상태에서 전, 후진을 전환하게 되므로 충격 없이 전, 후진의 전환이 가능하게 되며, 부하는 전진 시와 대칭으로 Variator에 작용하게 되어 크기 제한 요소를 배제할 수 있다.

6) 동력 전달 효율의 검토

Summarizer 에서 Mode 1 상태의 Geared neutral 상태로부터 Mode 1, 2 Synchronous 상태까지의 회전속도를 구현하기 위하여 기어열 (그림 8 의 ①)로부터 입력되는 캐리어 회전방향과 Sun 기어 회전 방향을 일치시켜야 하므로 무단변속부와 Summarizer의 sun 기어를 체인으로 연결하였다. 물론 상기 캐리어와 Sun 기어 회전 방향을 일치시키기만 하면 되므로 체인 대신 idle 기어를 사용하여 기어열로만 구성할 수도 있고 1과 3을 바꾸어 1을 체인, 3을 기어로 할 수도 있다. 그러나 공간상의 제약과 감속비를 감안하여 1을 기어열, 3을 체인으로 하였다.

특히 Silent 체인을 택한 것은 동력 전달 효율이 99%이상으로서 저속 주행 시 동력 전달 효율의 저하를 최소화하기 위한 것이다. 동력 전달 효율을 $\eta = \text{input} / \text{output}$ 로서 나타내면, Mode 1 에서

$$\eta = \frac{(1+E)Rg - RvRc}{\frac{(1+E)Rg}{u_1^2} - u_2u_3RcRv} \dots\dots\dots [수식 2]$$

여기서 u_1 = 기어 전동 효율 0.98
 u_2 = Silent 체인 전동 효율 0.995(Borgwaner)
 u_3 = Variator 전동 효율 0.9
 Rg = -0.364
 RV = -0.5 ~ -2
 Rc = 0.73

그림 11 에 RV값의 변화에 따른 효율의 변화를 나타내었다.

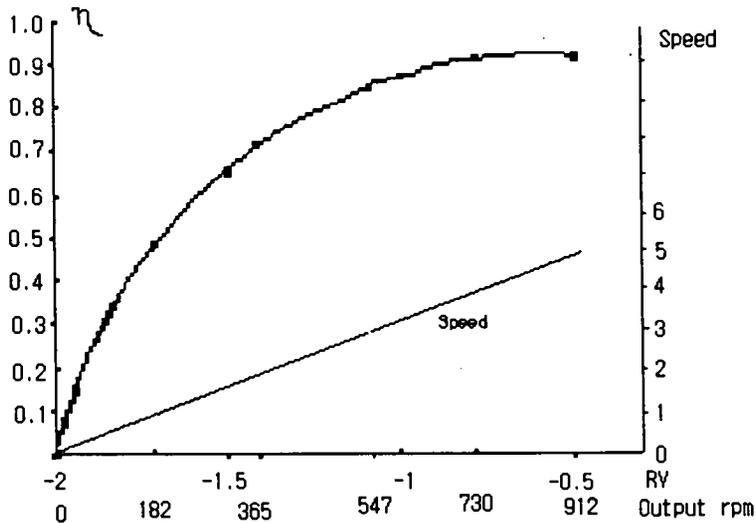


그림 11. RV값 변화에 따른 효율의 변화

HST의 경우 동력 전달 최고 효율은 통상 70%이하로서 특히, 유압 펌프, 모터는 압력이 정격 압력보다 현저히 낮을 경우 효율은 매우 저하된다. 일반적으로 트랙터에서 5 km/hr 이하의 속도에서는 견인 작업 비율이 낮으므로 주행부 소요 동력은 낮아지며 이 때문에 HST를 사용한 경우 유압의 압력이 낮아 효율은 더욱 떨어진다.

3번 체인을 Silent 체인 대신 기어 트레인을 쓴다면 u_2 값은 $0.98^2 = 0.96$ 으로, 저속 영역

의 동력 전달 효율이 떨어질 뿐 아니라 구조가 복잡해지는 단점이 있다.

상기 효율 식은 변속기의 오일 비산(oil splash)에 의한 효율 저하를 고려하지 않은 것으로 시험을 통해 보정하여야 한다.

지금까지 본 장에서 검토한 바와 같이 트랙터용 변속기는 2 모드 시스템보다는 4 모드 시스템을 채택하는 것이 크기를 Compact하게 유지하기 위한 필수 조건이며, 설계 목표 상 후진 최고 속도를 12km/h를 유지하면서 과도한 부하가 Variator에 작용하는 것을 피하기 위하여 전, 후진 기구를 별도로 장착하기로 한다.

Rg, Rc, RV값은 여러 가지 설계 제한 인자를 고려하여

$$Rg = -24 / 64 \text{ (모드 1)}$$

$$Rg = -48 / 32 \text{ (모드 3)}$$

$$Rc = 36 / 48$$

$$RV = -0.5 \sim -2 \text{ 로 하였다.}$$

또 E=3으로 하였으나 구조상 단일 Planet기어로는 출력축의 축경(φ30내외)을 확보할 수가 없어 이중 Planet을 사용하기로 한다.

따라서 Summarizer는 그림 12와 같은 구성으로 하였다.

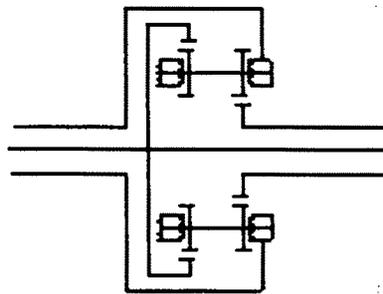


그림 12. 최종적으로 선정된
무단변속기 메커니즘

그림 13은 엔진 회전수가 2500 RPM 일 때 Four-Mode 시스템의 네 가지 모드 별 각 축들의 회전수와 차량의 속도를 나타내었다. X축은 임의의 시간을 나타내며, Y축은 각 축의

RPM을 나타낸다.

그림 13에서 수평선으로 표현된 부분(t1, t2, t3)이 각 Mode 변경 지점을 나타내는데, 이 부분이 Synchronous Condition이다. 이 부분에서는 유압 클러치에 의해 동력전달이 서로 바뀌는 축들의 회전속도가 같기 때문에 충격이 발생하지 않아 운전자는 Mode가 바뀌어도 그 느낌을 받을 수 없게 된다.

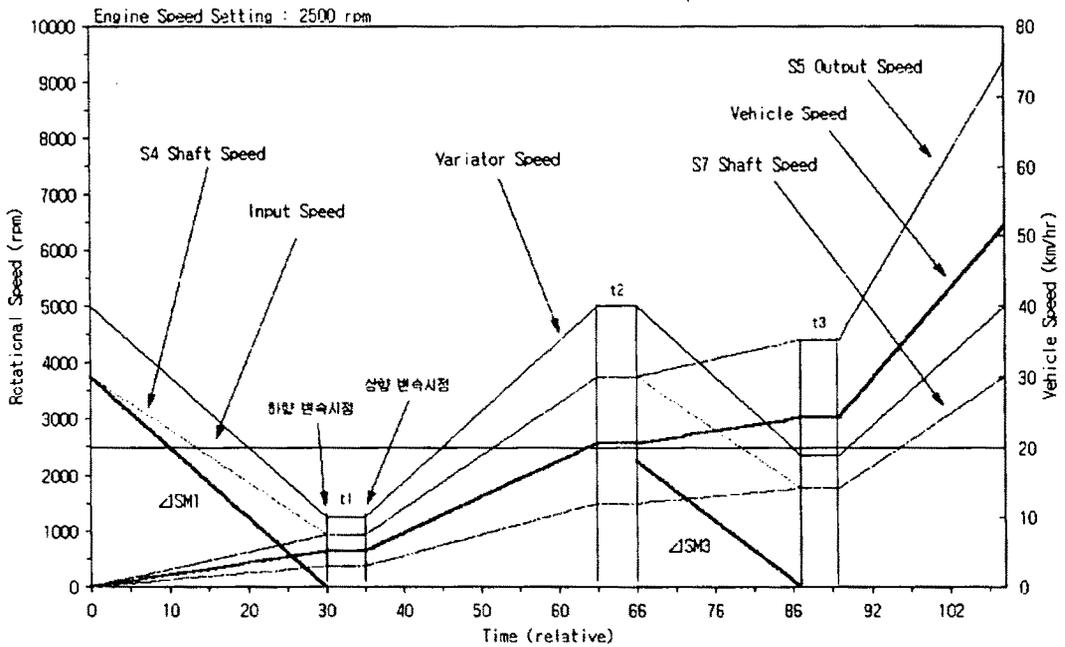


그림 13. 1차 시작품의 각 기어 회전속도와 주행속도 곡선

3. CVT 요소 부품 설계 및 제작

가. Variator부

Variator의 설계를 위해서는 다음과 같은 항목에 대한 연구가 필요하다.

- ① Elasto hydro-dynamic (EHD) 이론에 의한 초박막 Oil Film을 통한 동력 전달 Model의 확립
- ② Lubrication Oil Film의 온도, 압력에 따른 점도의 변화
- ③ 효율 향상을 위한 Oil 특성의 개선 연구
- ④ Roller의 형상(conformity)과 크기에 따른 동력 전달 용량 계산식의 확립

그러나 위와 같은 항목에 대해서 지금도 세계적으로 이론 정립을 위한 연구가 행해지고 있으며, Isothermal Steady state에 관해서는 B. J. Hamrok, D. Dawson, G. R. Heigginson 등에 의하여 상당한 수준으로 규명되어 있으나, 실제 기계 요소로써 사용되는 환경에서의 EHD 이론은 아직까지 완전히 정립되지 않고 있다. 따라서 이 부분은 본 연구의 범위를 벗어나며, 특히 Variator의 변속 방법은 Torotrak사 특허의 핵심 중 하나이므로 이 부분의 설계는 전적으로 Torotrak사의 기술 협력에 의존하였다. 따라서 Variator 및 이와 직접 관련되는 부품의 설계는 Torotrak사의 설계 치수를 그대로 사용하였다.

그림 14에 Variator부 전체와 내부의 롤러를 3D-Modeling하여 나타내었다.

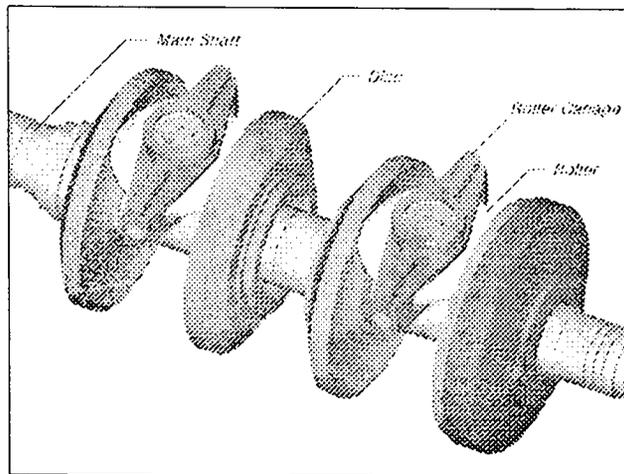


그림 14. CVT 메커니즘의 Variator부

그림 15의 사진은 실제 제작된 디스크를 보여주는데, 3종의 디스크 전 제품을 국내 업체에서 가공하였고, 모두 검사에 합격하였다. 지난 연구기간 동안 몇 가지 문제점에 대해 많은 경험을 축적하였으며, 현재는 양질의 제품을 대량 생산할 수 있는 기반을 갖추었다.

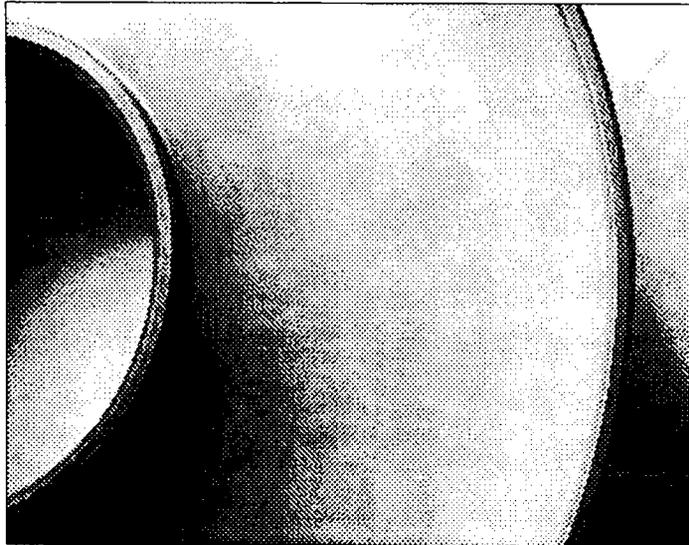


그림 15. CVT Variator 디스크의 실제 가공된 모습

나. Silent Chain

Silent Chain은 미국 Borgwagner사 제품을 사용하였는데, Chain Selection은 제조 회사의 technical data와 계산 방법에 준하였다.

설계 마력 또는 Torque = 공칭 마력(Torque) × Service Factor

여기에서, Service Factor : 2.2 (3,000rpm = 15.2 m/s)

Duty cycle rating number : 1.15

Chain에 작용하는 최대 Torque는 14.0kg·m/1250rpm (36T)

설계 Torque = 공칭 Torque × Service Factor × Duty cycle number

$$= 14 \times 2.2 \times 1.15 = 258 \text{ ft}\cdot\text{lb}$$

그림 16에서 Chain size는 1인치 가 필요한 것으로 나타났지만, Delivery를 감안하여 7/8인치를 선정하였다.

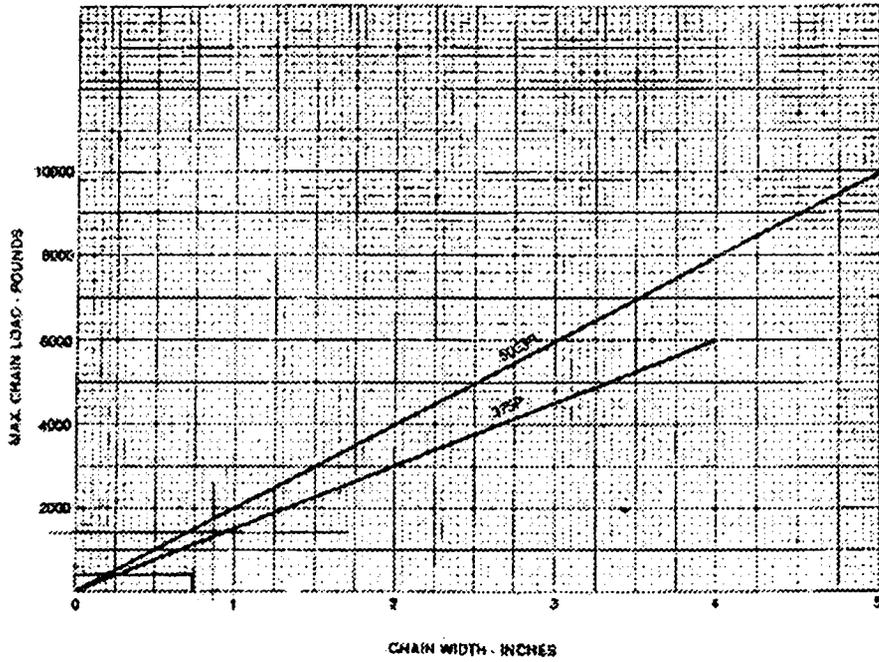


그림 16. Torque Rating Chart (Borgwaner Co.)

그림 17 에 본 연구에서 선정된 Silent Chain의 실제 형상을 나타내었다.

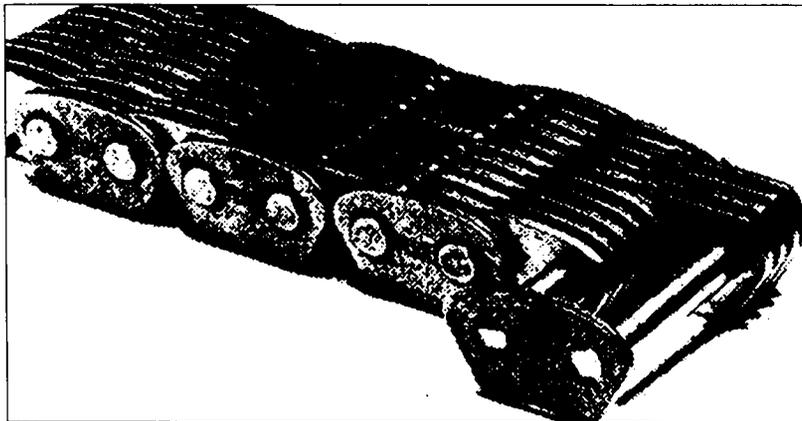


그림 17. 선정된 Silent Chain

다. 유성기어부

유성기어부는 Ring gear, Planet gear, Sun gear로 구성되는 데, 각각의 회전 요소가 서

로 상관관계를 가지며 회전하게 되므로 한 요소 또는 두 요소의 회전 속도 변화는 다른 나머지 요소의 회전에 직접 영향을 주게 된다. 즉, 3가지 요소 중 1요소를 일정한 속도로 회전시키고, 다른 1요소의 속도를 변화시키면, 나머지 1요소의 회전을 연속적으로(CW방향에서 CCW방향까지) 변화시킬 수 있다.

이러한 특징을 이용하면 무단변속이 가능한 시스템을 얻을 수 있다.

그림 18에 설계된 유성기어부의 3D-Model을 나타내었다.

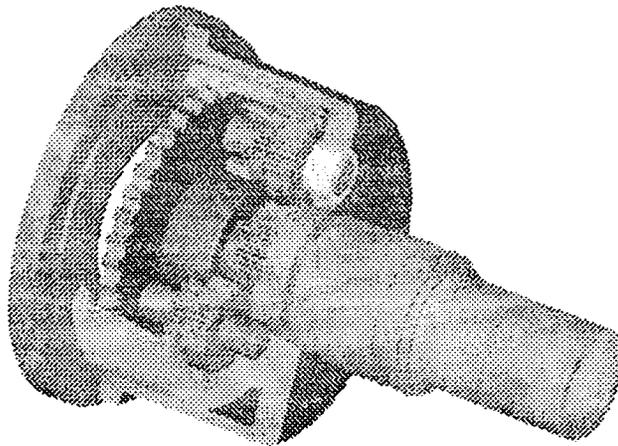


그림 18. 유성기어부

라. 토크 센서부

Tractor의 동력은 PTO와 주행 축을 통하여 전달되므로 동력 전달부 설계시 작업 조건에 따른 부하 변동 및 부하의 분배 정도를 파악하는 것이 매우 중요하다.

이 부하를 계측하기 위해서는 일반적으로 상용화된 Torque Transducer를 사용하거나, 축에 Strain Gage를 부착하고, 여기서 출력되는 신호를 Slip Ring 또는 무선 송신기 등을 이용하여, 수집하는 방법이 있으나, 설치 공간상의 문제와 주위 환경 조건이 나쁜 문제 때문에 사용하기가 어렵다. 본 연구에서는 그림 19에 보여진 것처럼 이러한 제약을 극복할 수 있는 시스템을 고안하여 사용하였다.

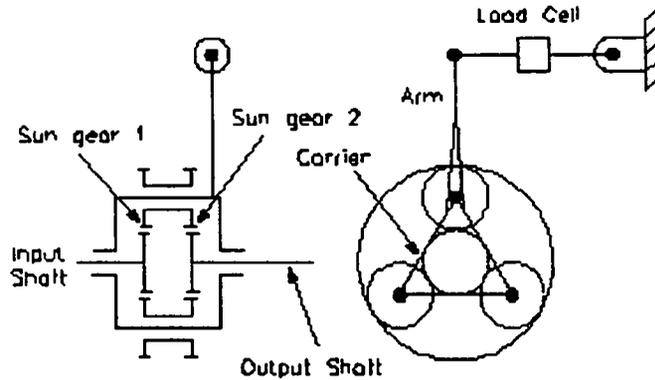


그림 19. 토크 센서의 개념도

그림 19에서 보는 바와 같이 구동 Sun gear(1)의 잇수는 21T, 피동 Sun gear(2)의 잇수는 18T로 설계하여 잇수 차에 따른 Torque 차를 발생시켜, 이를 캐리어를 통하여 Load Cell로 전달하여 계측하게 된다.

이때, 기어 효율에 의한 감쇠는 있으나, 실험을 통해 교정해 줄 수 있기 때문에, 설계를 위한 자료 수집용으로 사용하기에는 충분히 실용적인 것으로 판단된다.

Torque 차 = Engine Torque \times (1-18/21) 이므로 정격 출력 시 Torque, 10 kg·m 에서 Torque 차는 약 1.43 kg·m 가 되고, 캐리어 암의 길이를 65mm로 설계하였으므로, Load Cell에 작용하는 하중은 22 kg으로 계산된다.

그림 20에 토크 센서 메커니즘을 구현한 실제 Layout을 나타내었다.

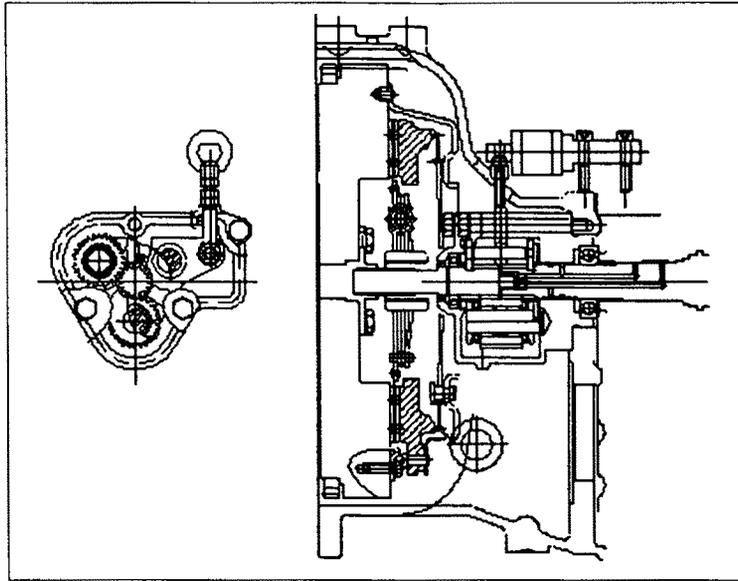


그림 20. 토크센서부 메커니즘

마. Shaft류

본 연구에서 설계된 무단변속기용 주요 Shaft는 5개인데, 모두 복잡한 형상과 규격을 가지고 있다. 이 중 엔진과 직결되는 Main Shaft는 가장 큰 하중을 받으면서, 주요 부위에 Deflection이 크게 나타날 것으로 예상되므로, 3D-Modeling을 통한 Deflection분석을 수행하였다.

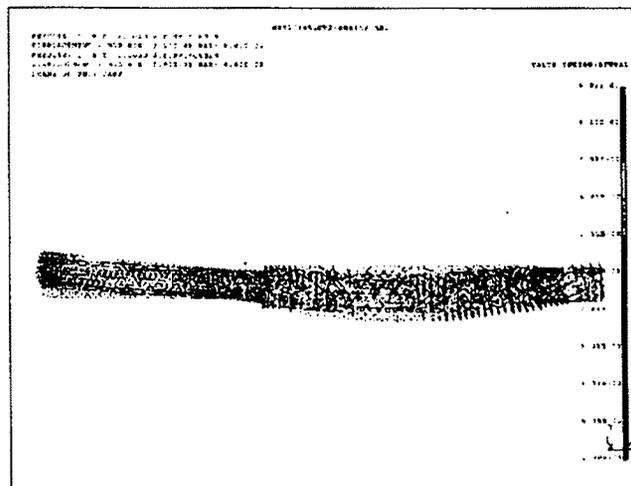


그림 21. Main Shaft에 대한 Deflection 분석 결과

그림 21 에 Deflection 분석결과를 나타내었다. 그림에서 보면, 2 부위에서 Deflection이 크게 나타났는데, 이 사항이 재 설계에 고려되었다.

바. 베어링, 기어류

베어링과 기어에 작용하는 하중은 일반적인 공학적 방법에 의해 계산되었고, 그 결과는 표 6, 7, 8 에 나타내었다. 포장에서의 Duty Cycle을 감안하여, 베어링 규격과 기어 규격을 결정하였다. 기어의 규격은 표 9 에 나타내었다.

표 6. Torque & RPM

		Mode1				Mode2	Mode3	Mode4		Acc Life
RV		-1.565	-1.365	-0.985	-0.55	-0.971	-1.905	-1.603	-2	
차량 속도 (km/hr)		1.5	2.2	3.5	5	8	12	20	30	
엔진 속도 (rpm)		2500	2500	2500	2500	2000	1400	1200	1500	
Portion (%)		3	14	25	20	15	3	5	15	
1	24	8.5	8.5	8.5	8.5					Unit kg/mm ²
	64	4.9	4.9	4.9	4.9					
2	48						4.9			
	32						5.5			
3	72									
	16	15.5	15.5	15.5	15.5		5.5			
4	22	7.7	7.7	7.7	7.7		2.7			
	33	6	6	6	6		2.1			
5	35	13.2	13.2	13.2	13.2	9.8	4.6			
	35	13.2	13.2	13.2	13.2	9.8	4.6			
6	50							4	3.2	
	20							5.4	4.4	
7	33	15.8	15.8	15.8	15.8	11.7	5.5	2.8	2.3	
	37	14.3	14.3	14.3	14.3	10.6	5	2.5	2	
8	29	16.6	16.6	16.6	16.6	12.3	5.8	2.9	2.4	
	30	19.4	19.4	19.4	19.4	14.4	6.8	3.4	2.8	
9	30	19.4								
	33	19.3	19.3	19.3	19.3	14.3	6.7	3.4	2.8	

표 7. 베어링 수명 계산 결과표

		Model				Mode2	Mode3	Mode4		Acc Life
RV		-1.565	-1.365	-0.985	-0.55	-0.971	-1.905	-1.603	-2	
차량 속도 (km/hr)		1.5	2.2	3.5	5	8	12	20	30	
엔진 속도 (rpm)		2500	2500	2500	2500	2000	1400	1200	1500	
B11 # 6206 C1990	P(kg) rpm Life(hr)	243 2500 3660	243 2500 3660	243 2500 3660	243 2500 3660	75 2000 ∞	165 1400 20000	45 1200 ∞	36 1500 ∞	5850
B12 # 6006 C1357	P rpm Life	46 2500 ∞	46 2500 ∞	46 2500 ∞	46 2500 ∞	114 2000 14000	13 1400 ∞	69 1200 ∞	55 1500 ∞	∞
B21 # 6008 C1714	P rpm Life	280 938 4000	280 938 4000	280 938 4000	280 938 4000	9 750 ∞	155 2100 10000	10 450 ∞	8 563 ∞	6200
B22 HK2512 C1070	P rpm Life	62 666 ∞	62 541 ∞	62 304 62	62 32 ∞	0 0				
B31 # 6008 C1714	P rpm Life	85 6412 20000	85 5911 23000	85 4962 27000	85 3875 35000	189 3648 3400	29 3903 ∞	114 2564 22000	92 4500 24000	13000
B41 # 61911 C1620	P rpm Life	62 2934 ∞	62 2559 ∞	62 1847 ∞	62 1031 ∞	137 1457 19000	21 1878 ∞	83 1442 ∞	67 2250 ∞	∞
B42 HK3012 C1193	P rpm Life	23 2662 ∞	23 2162 ∞	23 1213 ∞	23 125 ∞	51 0	8 297 ∞	31 0	25 0	∞
B51 HK2512 C1070	P rpm Life						185			
B52	P rpm Life									
B61. 71. 81 HK1512 C780	P rpm Life	52 2996 46000	52 2432 46000	52 1365 46000	52 141 46000		17 260 ∞			73000
B62. 72. 82 HK1512 C780	P rpm Life	18 2996 ∞	18 2432 ∞	18 1365 ∞	18 141 ∞		6 260 ∞			∞
B91 HK2512 C1070	P rpm Life	68 666 ∞	68 541 ∞	68 304 ∞	68 32 ∞	9 707 ∞	155 74 ∞	10 1473 ∞	8 1657 ∞	∞
B92 # 6206 C1990	P rpm Life	379 272 8800	379 397 6000	379 634 3800	379 906 2600	257 1457 5300	156 2174 16000	65 1923 ∞	52 2250 ∞	5000
B101 # 61809 C617	P rpm Life									
B102 # 61809 C617	P rpm Life									
B111 # 6005 C776	P rpm Life	39 272 ∞	39 397 ∞	39 634 ∞	39 906 ∞	29 1457 ∞	13 2174 ∞	5 3606 ∞	4 5625 ∞	∞
B112 # 6206 C1990	P rpm Life	373 272 9300	373 397 6400	373 634 4000	373 906 2800	276 1457 4200	125 2174 30000	48 3606 ∞	38 5625 ∞	5100

표 8. Hertzian Stress

		Mode1				Mode2	Mode3	Mode4		Safety Ratio
RV		-1.565	-1.365	-0.985	-0.55	-0.971	-1.905	-1.603	-2	
차량 속도 (km/hr)		1.5	2.2	3.5	5	8	12	20	30	
엔진 속도 (rpm)		2500	2500	2500	2500	2000	1400	1200	1500	
Portion (%)		3	14	25	20	15	3	5	15	
24/64	H. Stress	86.5	86.5	86.5	86.5					
48/32	H. Stress						64.7			
16/72	H. Stress	104	104	104	104		62			
23/33	H. Stress	89	89	89	89		53			
35/35	H. Stress	111	111	111	111	96	66			
50/20	H. Stress							74	67	
33/37	H. Stress	120	120	120	120	103	70	50	46	
29/30	H. Stress	147	147	147	147	127				
30/33	H. Stress	138	138	138	138	120				
%		3	14	25	20	15	3	5	15	

표 9. GEAR의 규격

	GR	COR(X)	B	MN	CNTD	AL	SM	ZM	OD	RD	WDT	CONTR	PCD	CHITE	CHAN
1	24	0.35000	11.0	3.00	132.090	20.11	23.868	3	80.4	66.0	1.77	1.6	72.000	6.755	56.203
2	64	-0.39300	10.0	3.00	132.090	20.11	59.449	7	195.9	181.5	2.49	1.6	192.000	7.024	59.371
3	48	0.26260	6.0	3.25	132.090	22.36	45.944	5	164.5	148.9	2.35	1.6	156.000	7.485	58.244
4	32	0.35000	7.0	3.25	132.090	22.36	35.815	4	113.1	97.5	2.09	1.6	104.000	7.389	57.167
5	72	0.34620	6.0	1.50	42.000	20.00	35.079	8	112.3	105.0	1.12	2.2	108.000	3.470	58.755
6	16	0.20000	5.0	1.50	42.000	20.00	7.184	2	27.9	20.5	0.86	2.2	24.000	3.357	54.900
7	22	0.25000	9.0	1.50	42.000	22.64	7.361	2	37.1	29.7	0.92	1.6	33.000	3.387	56.164
8	33	0.13610	10.0	1.50	42.000	22.64	16.332	4	53.2	45.9	1.07	1.6	49.500	3.444	57.695
9	35	0.10000	13.0	2.75	97.000	21.18	29.950	4	102.6	89.4	2.00	1.6	96.250	6.330	57.898
10	35	0.10000	14.0	2.75	97.000	21.18	29.950	4	102.6	89.4	2.00	1.6	96.250	6.330	57.898
11	50	0.00000	9.0	2.75	97.000	21.18	46.577	6	143.3	130.1	2.13	1.6	137.500	6.383	58.668
12	20	0.20080	10.0	2.75	97.000	21.18	13.326	2	61.9	48.7	1.70	1.6	55.000	6.208	55.941
13	33	0.21160	15.0	2.50	88.690	22.02	27.348	4	88.9	76.8	1.73	1.6	82.500	5.723	57.540
14	37	0.20000	16.0	2.50	88.690	22.02	27.469	4	98.8	86.8	1.77	1.6	92.500	5.740	57.830
15	29	-0.13300	14.0	2.50	74.180	20.89	19.239	3	77.1	65.1	1.92	1.6	72.500	5.785	58.002
16	30	0.22100	14.0	2.50	74.180	20.89	19.879	3	81.4	69.4	1.69	1.6	72.500	5.707	57.269
17	30	0.22100	14.0	2.50	80.000	22.33	19.879	3	81.4	69.4	1.69	1.6	75.000	5.707	57.269
18	33	0.21970	14.0	2.50	80.000	22.33	27.362	4	88.9	76.8	1.72	1.6	82.500	5.721	57.523

사. Traction Oil

Toroidal type의 무단 변속기에 있어서 롤러와 디스크사이에서 동력을 전달하는 매체는 Traction Oil이라고 불리는 Oil로, 이 Oil의 특징은 그림 22의 그래프에서 보는 바와 같이 압력이 증가하면 Oil film이 얇게 형성되면서 점도가 급격히 상승하여 고체와 같은 성질을 가지게되며 이 얇은 유막의 전단력에 의하여 동력이 전달되게 된다.

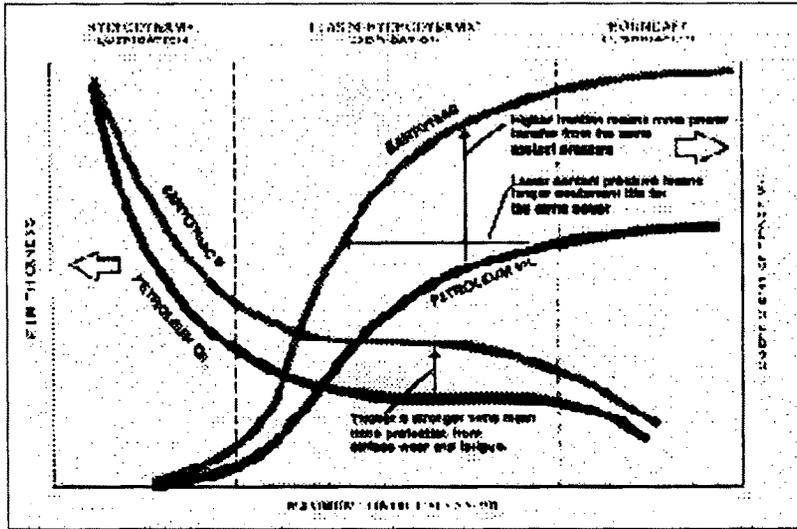


그림 22. Traction Oil의 특성

동력전달용으로 사용하는 Traction Oil은 그림 22의 Graph에서 Elasto-hydrodynamic Lubrication 범위에서 사용되며, 이 범위에서 힘을 전달할 수 있는 능력은 마찰계수로 표현할 수 있는데, 그 값은 0.05~0.08 정도가 된다. 이 값이 무단변속기 System을 설계하는 기초 값으로 사용된다.

Traction Oil은 합성유를 Base Oil로 하여 여러 가지 첨가제를 추가한 것으로 이는 Oil 제조사의 특허와 영업 비밀로서, 이 Oil은 Variator 개발이 진전됨에 따라 점차 성능을 개선해 가고 있으며, 현재 동력 전달 효율은 90%를 상회한다.

이 Oil에 대한 연구와 개발은 세계 주요 Oil 판매회사에서 수행하고 있으며 주로 Oil의 성능개선과 특성을 향상시키기 위하여 많은 노력을 기울이고 있다.

본 연구에서는 영국 Royal Dutch Shell Oil 이 제공하는 Oil로 시험을 수행하였다.

아. 클러치 류

본 연구에서 설계된 클러치는 총 4개로, 모두 습식 마찰클러치를 적용하였다. 설계된 습식 마찰클러치는 구조가 단순하고, 수명이 길며, 토오크 전달에 효과적이다. 또한 작동에 대한 응답이 빠른 장점도 가지고 있다.

표 10은 설계된 클러치의 명세를 나타낸다. Mode 1. 클러치의 마찰판은 4개로 설계되었고, Mode 3. 클러치의 마찰판은 3개로 설계되었다. 나머지 클러치는 2개의 마찰판을 가지도록 설계되었다.

다음 식은 토오크 계산식을 나타낸다.

$$T = \mu \cdot F \cdot r = \mu \cdot \int_{r_i}^{r_o} 2\pi r dr \cdot p \times r \quad \dots \dots \dots [수식 3]$$
$$= \frac{2}{3} \mu \cdot \pi p [r_o^3 - r_i^3]$$

- 여기서 μ : 마찰계수 ($\mu_s=0.108$)
- F : Force(N)
- p : 클러치 작동 유압(kg/cm²)
- r_o : 마찰판의 외측 반경(cm)
- r_i : 마찰판의 내측 반경(cm)

표 10. 무단변속기용 클러치 명세

구 분		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	비 고
Piston	OD	∅ 105	∅ 85	∅ 105	∅ 85	
	ID	∅ 45.5	∅ 45.5	∅ 45.5	∅ 45.5	
Piston Head Area(A _p)(단위:cm ²)		70.3	40.5	70.3	40.5	
Friction plate	OD	∅ 106	∅ 106	∅ 106	∅ 106	
	ID	∅ 82.8	∅ 82.8	∅ 82.8	∅ 82.8	
Friction plate Area(A _f) (단위:cm ²)		34.4	34.4	34.4	34.4	
Friction plate mean radius(r _m) (단위:mm)		47.4	47.4	47.4	47.4	$\frac{2}{3} \frac{r_0^3 - r_i^3}{r_0^2 - r_i^2}$
No of friction plates(n)		4	2	3	2	
No of friction surfaces(2n)		8	4	6	4	
friction coefficient		0.108	0.108	0.108	0.108	
Pressure allowed for friction material		max 30kg/cm ² under slipping during engaging (25kg/cm ² proffered) max 60kg/cm ² without slip				
End piston		∅ 120 × ∅ 37	∅ 120 × ∅ 37	∅ 120 × ∅ 37	∅ 120 × ∅ 37	
End piston Area (단위:cm ²)		102.3	102.3	102.3	102.3	
Carriage piston		∅ 29 × ∅ 12.4	∅ 29 × ∅ 12.4	∅ 29 × ∅ 12.4	∅ 29 × ∅ 12.4	
Area(단위:cm ²)		5.4	5.4	5.4	5.4	

표 11. 클러치 용량 계산 자료

구 분	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4	비 고
torque to be transmitted ① (x 1.25) (단위:kgm)	31	23.3	15.8	15.9	Safety factor는 1.25만 적용
pressure of Hydraulic oil ② (단위:kgcm ²)	14.2	48.8	8.9	37.9	
piston load due to hydraulic pressure ③ (단위:kg)	998	1976	626	1535	Ap*Pressure
torque capacity ④ (단위:kgm)	40.9	40.5	19.2	31.4	③ * μ * r_m * 2m
(adjusted)min Hyd. pressure ⑤ (단위:kgcm ²)	14.2	30.6	8	27.6	①/④ * ② 을 참조
adjusted torque capacity⑥					⑤ * Ap * μ * r_m * 2m
Min pressure on the friction plates ⑦ (단위:kgcm ²)	29	36	16.3	32.5	⑤ * Ap/Af
Max pressure on the friction plates⑧ (단위:kgcm ²)	58	57.5	18.2	44.6	⑨ * Ap/Af
Max pressure of Hyd oil ⑨ (단위:kgcm ²)	28.4	34.7	8.9	37.9	

제 2 절 CVT 2차 시작품 메커니즘 개발

1. 1차 시작품 문제점에 대한 보완 설계

가. 디스크 회전 방향의 문제점

그림 23은 Variator의 디스크와 롤러 상에 작용되는 힘의 분포를 나타낸다.

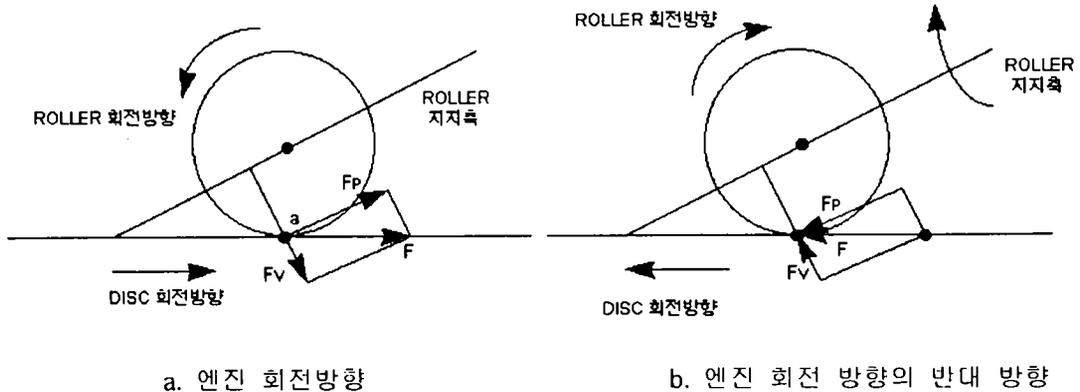


그림 23. Variator의 디스크와 롤러 상에 작용되는 힘의 분포

그림 23-a는 디스크가 엔진 회전 방향으로 정상 회전할 때 나타나는 힘 분포로, 디스크가 회전하여 롤러를 회전시킬 때, 힘 'F'는 구동 디스크로부터 롤러와 디스크의 접촉점 'a'를 통하여 전달된다.

이 'F'는 분력 F_v 와 F_p 로 나눌 수 있는데, 분력 F_p 는 롤러 지지축에 Thrust 방향의 힘으로 작용하여 롤러의 축이 회전하게 하는데 전혀 영향을 미치지 않고, 분력 F_v 는 롤러 지지축에 회전 토크를 발생시키지 않는 방향으로 작용한다.

물론 롤러에 의해 작동되는 피동 디스크는 롤러와의 접촉점에서는 F_v 의 방향이 롤러 지지축을 향하지만 피동 축이므로 능동적으로 롤러에 회전 토크를 발생시킬 수 없다.

이와는 반대로 그림 23-b는 디스크가 엔진 회전 방향의 반대로 회전할 때 나타나는 힘 분포를 나타낸다. 그림에서 분력 F_p 는 롤러 지지축에 Thrust 방향의 힘으로 작용하여 롤러의 축이 회전하게 하는데 전혀 영향을 미치지 않으나, 분력 F_v 는 롤러 지지축에 회전 토크를 발생시키는 방향으로 작용한다.

본 연구의 1차 시작품을 제작할 때에, 이를 고려한 설계가 적용되지 않아 초기 시험에서는 Motor를 엔진 회전 방향의 반대 방향으로 회전시키며 시험을 수행하였다.

나. 디스크 링의 설치 및 문제점

앞에서 검토한 바와 같이 구동 디스크의 회전방향이 반대로 되면 롤러는 힘 F_v 에 의하여 그 지지축을 중심으로 회전하게 되고 이 회전은 롤러가 디스크의 구동면을 완전히 벗어날 때까지 계속된다.

본 연구에서 적용하는 농업용 트랙터는 Diesel 엔진을 구동원으로 사용하는데, 이 Diesel 엔진은 시동과 정지가 반복적으로 수행된다.

Diesel 엔진은 운전을 정지시킬 때, 마지막 정지 시점에서 엔진 실린더 내의 압축공기로 인하여 축이 역회전하는 현상이 있는데, 이때에 롤러는 위에서 검토한 것과 같은 이유로 디스크의 구동면을 벗어나게 된다.

따라서, 이를 방지하기 위하여 디스크의 내 외측 원주면에 롤러 이탈 방지용 Fence를 설치하였다.

이것은 강제적으로 롤러의 이탈을 막는 장치로 롤러에 기계적인 손상을 입힐 가능성이 있으나, 이 현상은 대체적으로 디스크를 역방향으로 회전시킬 때 롤러의 위치에 따라 0.15 ~ 1회전 지점에서 발생하는데 Diesel 엔진 정지 시 역방향 회전은 대체로 30° (0.17회전) 내외에서 감쇠 진자운동을 하므로 이때 심각한 손상이 발생하지는 않을 것으로 판단된다. 그러나 작업을 하기 위해 농민이 실제로 운전하는 경우, 드물지만 때에 따라서 엔진 축이 역방향으로 회전할 수도 있으므로(후진기어를 넣은 채 다른 차량으로 견인 시도하거나 전진기어 상태에서 후방으로 견인) 이러한 문제를 방지하기 위한 Oneway 클러치 설치 등의 방법을 검토 중에 있다. 트랙터용 무단변속기의 양산 전에 이에 대한 충분한 검토가 필요할 것이다.

다. 디스크 및 롤러의 손상

1) 손상의 형태

디스크 및 롤러의 손상은 1차 시작품 시험을 수행하는 과정에서 발생한 문제로서 실제 기능 시험은 수행할 수 있었으나, 디스크 및 롤러의 내구성에는 치명적인 것으로 판단되었다.

그림 24 에 디스크의 손상된 모습을 나타내었다.

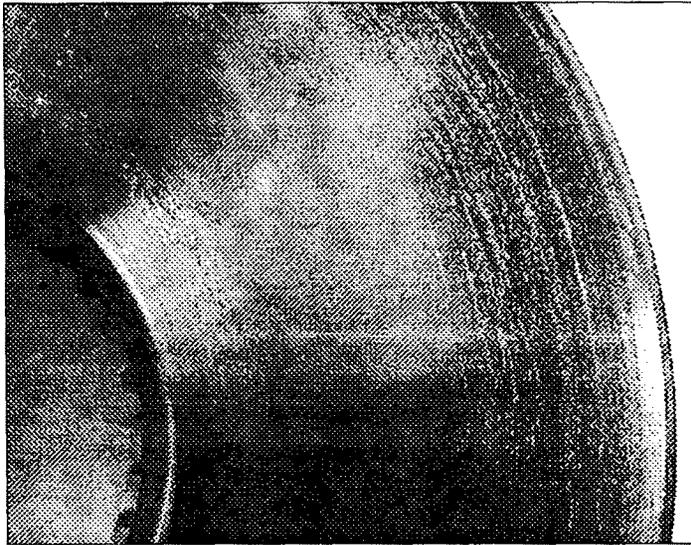


그림 24. Test 후 디스크의 손상된 모습

그림 24 에서 보이는 손상의 형태는 금속간 접촉에 의한 마모로써 접촉면 윤활이 충분하지 못한 것을 보여준다. (시험 시간 약 50시간)

시험 시에 아크릴 창을 통해 육안으로 확인하였을 때는 Oil 비산에 의하여 충분한 윤활막이 형성되는 것으로 판단되었으나, 실제로는 윤활이 부족하여 롤러와 디스크가 서로 금속간 접촉을 일으킨 것으로 보인다. 특히 디스크의 안쪽 부분에는 연속적으로 마모가 일어난 부분이 있는데, 이것은 비산된 Oil이 롤러 등에 막혀 디스크 안쪽으로 충분하게 공급되지 못했기 때문인 것으로 보인다. 또한 회전 속도에 따라 Oil의 비산량이 크게 변화하였기 때문에 손상이 발생하였을 것으로 보인다.

2) 손상에 대한 대책

디스크 및 롤러의 손상은 Traction Oil 의 공급이 충분하지 못하고 불균일하기 때문에 발생되고 있다고 판단된다. 이를 개선하기 위해 2차 시제품 설계에서는 별도의 Oil 공급장치를 설계, 제작하였다.

그림 25 에 설계된 Oil 공급장치의 3D 도면을 나타내었다.

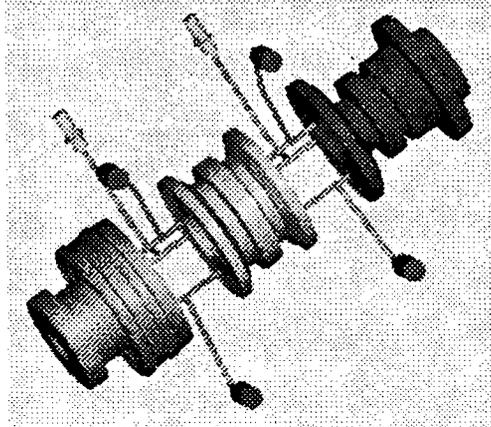


그림 25. 디스크 Oil 공급 장치

그림 25 의 Oil 공급장치는 유압 회로의 윤활부에 연결되어 5 bar 내외로 Traction Oil 을 공급하도록 하였다. Oil 은 디스크의 가장 안쪽에서 공급되어 디스크 면을 따라 원심력에 의하여 디스크 바깥 면으로 흘러 나가게 되어 롤러가 접촉하는 면에 Oil 을 충분히 공급할 수 있도록 하였다.

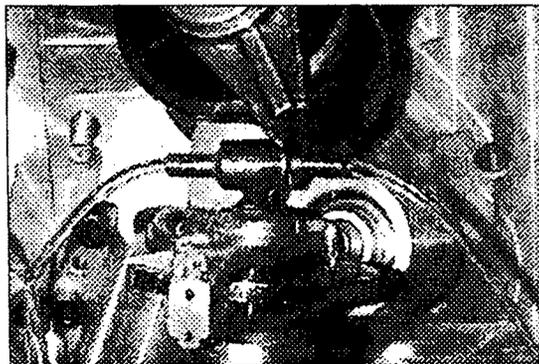


그림 26. 노즐의 유량 공급 실험

Oil 공급 노즐의 제작 후 유량이 충분한 지를 확인하기 위해 간이로 유압시험을 수행하였는데, 그림 26 에서와 같이 비교적 충분한 유량이 안정적으로 공급되는 것을 확인하였다.

라. Variator부의 보완설계

1) End Load 보완 설계

End Load 실린더는 유압을 이용하여 Variator부의 Traction 현상을 발생시키기 위해 매우 큰 힘을 가해 주기 위한 필수 부품이다.

End Load 실린더 내에는 Belleville 스프링이 조립되는데, 이 스프링은 초기 시동 시 유압이 형성되지 않을 때, 유압력을 대신하여, 디스크에 힘을 가해 주고, 유압이 작동되었을 때는 작동을 멈추게 된다.

1차 시작품의 End Load 실린더에는 위와 같은 목적으로 스프링이 설치되기는 하였으나, 이 스프링 하중이 유압에 의한 End Load에 부가되어 작용하게 되어 과도한 End Load가 작용하므로 스프링에 의한 영향이 없도록 2차 시작품에서는 End Load실린더 메커니즘을 개선하였다.

그림 27 에 개선 전 End Load실린더와 개선된 End Load 실린더의 3D도면을 나타내었다.

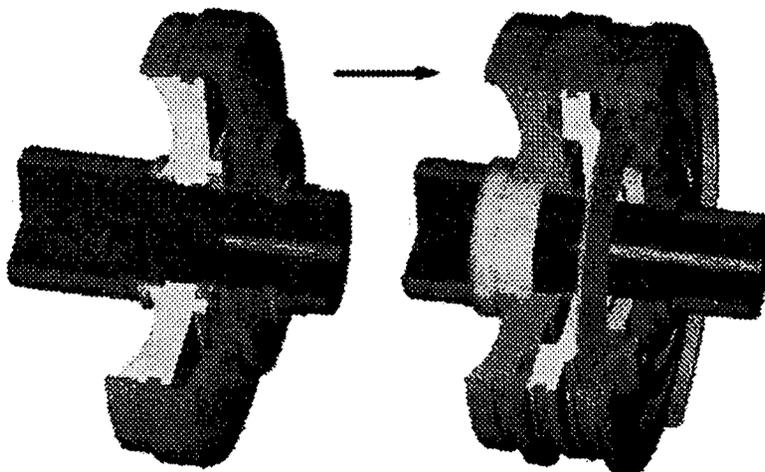


그림 27. End Load 실린더의 보완 설계

그림 27 에서 오른쪽 그림이 개선된 후의 End Load 실린더인데, 스프링의 기능 개선과 함께, 고속 회전 시 발생하는 유체 원심력에 의한 End Load 압력 증가 분을 보상해주기 위하여 실린더 뒷부분에 원심력 보상용 유체가 들어갈 수 있는 공간을 추가하였다. 이 공간의 설치로 고속 회전 시 발생하는 유체 원심력에 의한 End Load 변화를 충분히 보상해 줄 수 있을 것으로 판단된다.

2) Disc Fence 신규 설계

1차년도 시작품에 설치하였던 Disc Fence 는 단순하게 가공된 링을 사용하여, 과부하 시 링이 이탈되거나, 롤러를 손상시키는 문제점이 있었다.

이러한 문제점에 대한 해결책으로 2차 시작품에 적용되는 Disc Fence는 그림 28 에 나타난 것처럼 메커니즘을 개선하여, 과부하 시에 절대 이탈되지 않으며, 롤러도 손상시키지 않도록 하였다.

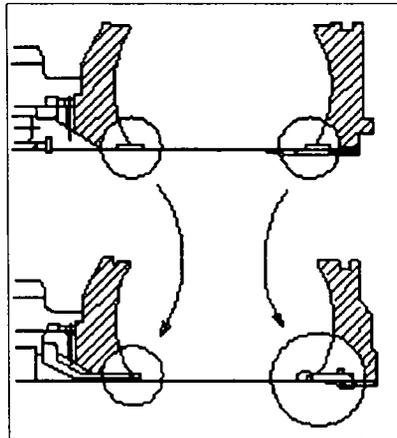


그림 28. Disk Fence의 설치

3) 롤러 보완 설계

1차 시작품 조립 시에 롤러 Rod의 길이가 너무 짧아 롤러 실린더와 출력축 부품 사이에 간섭이 생기는 문제점이 발생하였다. 또한 롤러의 냉각용 노즐도 출력축과 간섭이 생겨 일부를 절단해야 하는 문제점도 발생하였다. 이를 개선하기 위해, 롤러와 T/M Case를 재 설계하였다.

마. 유압 클러치의 문제점 및 개선 방안

1) 현상

Mode 2 와 Mode 4 에서 실제 작동 시 필요한 유체 압력과 2개의 Mode에서 작동하는 각각의 클러치의 용량이 Matching이 되지 않아 운전 시에 필요한 소요 압력(End Load)보다 과도한 압력을 클러치에 가해야만 하였다.

이것은 클러치에 작용하는 압력이 End Load 실린더에 작용하는 압력보다 낮아서 롤러를 제대로 제어할 수 없었고, 이에 따라 End Load에 작용하는 압력을 높여야만 했다.

따라서 롤러를 제어하기 위해 필요한 힘을 얻기 위하여 제어용 실린더에 작용하는 압력 P_1 , P_2 를 변경하여야 하였다. 이 결과 roller의 원주면에 과도한 stress로 인한 pitting이 발생한 것을 관찰할 수 있었다.

2) 개선 방안

2차 시작품에서는 클러치 피스톤과 End Load에 작용하는 유압이 matching이 잘 되도록 Mode 2 와 Mode 3 의 클러치 피스톤 크기를 재조정하였다.

그림 29 에 설계된 클러치의 단면도를 나타내었다.

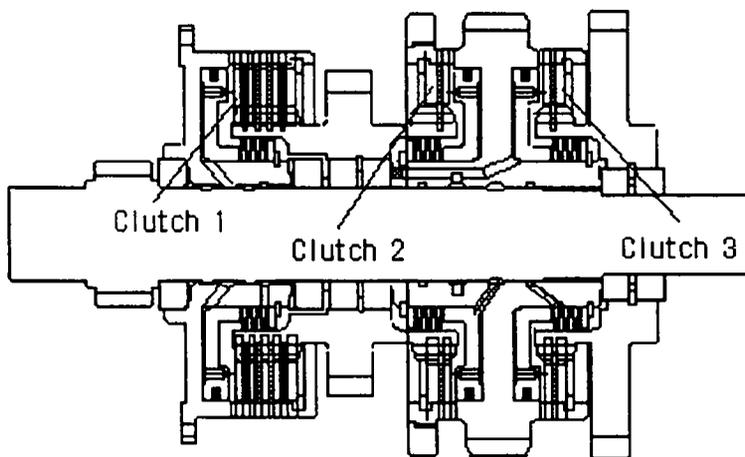


그림 29. 개선 후 설계, 제작된 유압클러치의 단면도

2. Mode 변환 시스템의 변경 설계

1차 시작품에서는 Mode 1, Mode 2, Mode 3, Mode 4를 구성하여 전 속도 범위에서 연속적으로 변속이 이루어질 수 있는 구조로 설계했으나, 이로 인하여 구조가 복잡해지고 특히 클러치를 작동시키기 위한 유로 형성이 매우 어려웠고, 누유에 의해 클러치 작동이 원활하게 되지 않은 문제점이 발생하였다.

실제 1차 설계에서는 Mode 2와 Mode 4의 속도 범위가 상당부분 겹치므로 Mode 3을 생략하더라도 전 속도범위에서 연속적인 변속은 가능할 것으로 여겨진다. 다만 Mode 2에서 Mode 4로 직접 변속이 되기 위해서는 풀리가 Mode 2의 속도에서 Mode 4의 동일한 속도가 되는 위치까지 이동하는 데에 약간의 시간적 지체가 예상된다. 이 지체 시간은 대략 40 ~ 80 ms 내외가 될 것으로 예상되며 이 시간은 제어의 방향과 도로상태에 의해 영향을 받을 것이다.

또 Mode 2에서 Mode 4로 전환하는 시점, 즉 변속시점은 작업속도가 아닌 주행속도(12 km/h)에서 변속이 되도록 하면 무리 없이 변속이 될 것으로 판단된다.

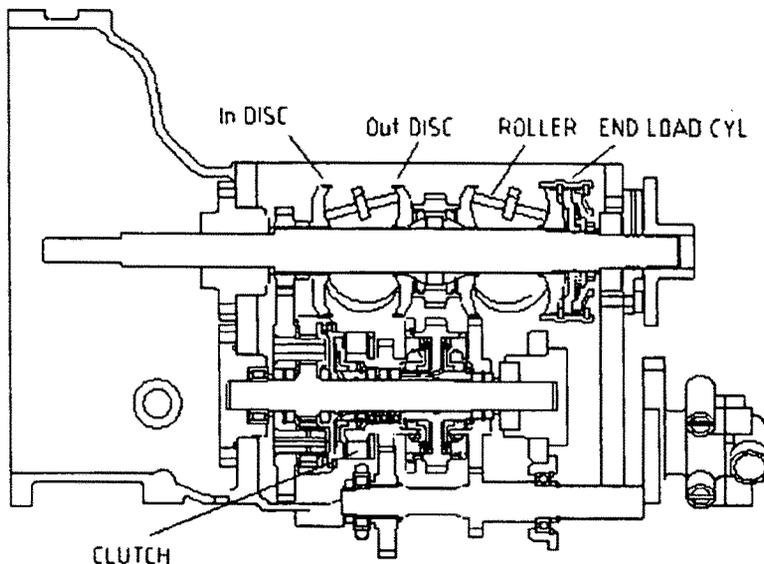


그림 30. CVT 2차 시작품의 Layout

이렇게 함으로써 무단 변속기 자체를 2차 시작용에서 상당히 단순하게 설계할 수 있었고 제작도 쉽게 할 수 있었다. 가동 시험에 있어서도 부품 수가 줄고 유로가 단순화되어 신뢰성 있는 시험이 가능할 것으로 판단하였다.

그림 30에 Three-Mode 방식 2차 시작용 메커니즘의 Layout을 나타내었고, 그림 31에 부품 제작 후 조립된 2차 시작용 사진을 나타내었다.

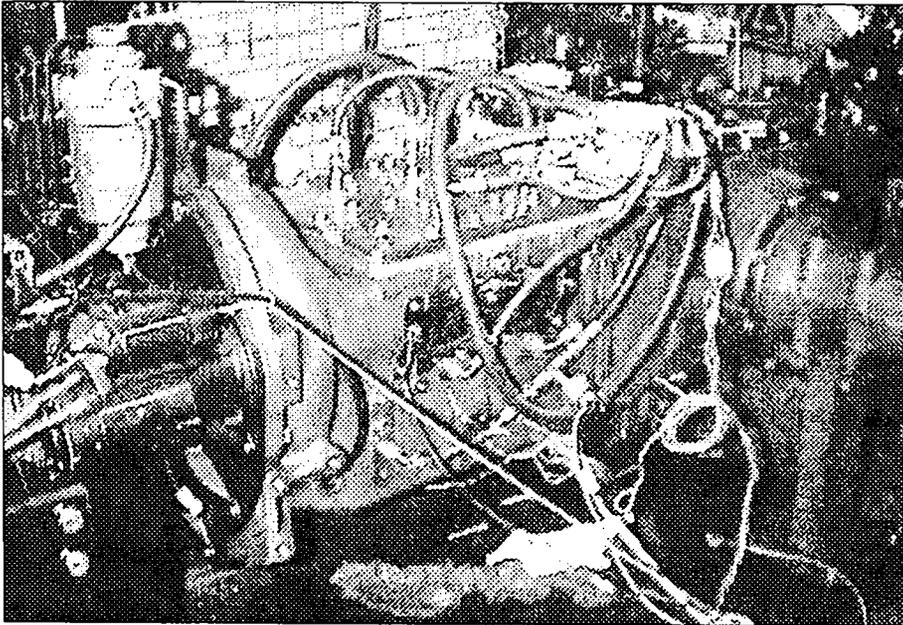


그림 31. 실험 중인 CVT 2차 시작용

그림 32는 엔진의 회전속도가 2500 RPM 일 때, Three-Mode 시스템의 세 가지 모드 별 각 축들의 회전수와 차량의 속도를 나타내었다.

그림에서 수평선으로 표현된 부분(t1)이 Mode1 → Mode2 변경 지점을 나타내고, 수직선으로 표현된 부분이 Mode2 → Mode3 변경 지점을 나타낸다.

Mode2 → Mode3 변경 지점의 경우 Synchronous Condition을 얻기 어렵기 때문에 각 클러치를 모두 풀어주고, 차량 관성에 의해 속도가 줄지 않는 약간의 시간 내에 RV값을 Mode2 혹은 Mode3 쪽 해당 RV 값으로 제어한 다음 클러치를 연결하는 방식을 채택하였다.

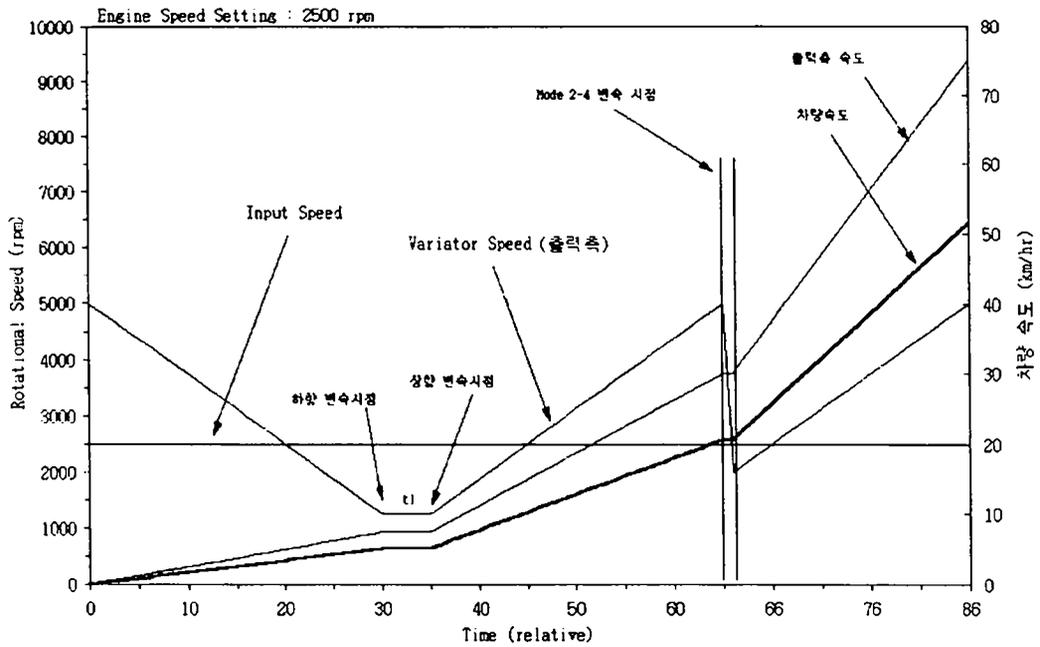


그림 32. CVT 2차 시작품의 각 기어 회전속도와 주행속도 곡선

제 3 절 트랙터용 무단변속기의 컨트롤러 개발

1. CVT 컨트롤러 하드웨어의 Layout

CVT 메커니즘을 제어하기 위한 컨트롤러는 그림 33 과 같이 계측시스템, 구동 시스템 및 제어용 컴퓨터로 구분된다.

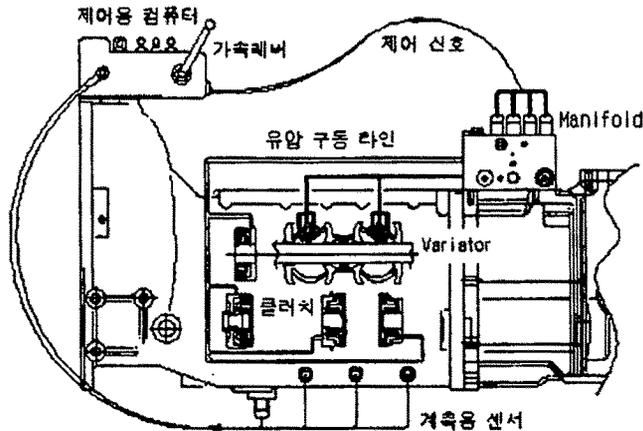


그림 33. CVT 컨트롤러의 전체 Layout

CVT 컨트롤러는 지속적으로 변화하는 부하와 운전자의 조작 신호에 따라 신속한 제어를 수행하여야 하며, 트랙터의 다양한 외란에 의한 영향을 최소화시킬 수 있어야 한다.

이를 위해, CVT 컨트롤러의 계측시스템을 회전속도 계측시스템, 조작 신호 계측시스템, 유체 온도 계측시스템 그리고 압력 계측시스템 등으로 구성하였으며, 구동시스템은 모두 유압을 이용하며, 클러치 작동부, Variator 실린더 작동부, Disc 작동부, 유압 밸브 블록 및 전자 회로부 등으로 구성하였다.

각 계측시스템으로부터 자료를 수집하고, 수집된 자료를 기초로 CVT 메커니즘 제어를 위한 제어량을 연산하며, 계산된 제어량을 구동시스템으로 출력하기 위해 산업용 컴퓨터를 이용하였고, 컴퓨터와 각 장치간의 접속을 위해 필요한 기능을 갖춘 Interfacing 보드들을 개발, 장착시켰다.

2. CVT 계측시스템

CVT 메커니즘의 제어를 위한 CVT 컨트롤러의 계측시스템을 그림 34와 같이 회전속도 계측시스템, 조작 신호 계측시스템, 유체 온도 계측시스템 그리고 압력 계측시스템으로 구성하였다.

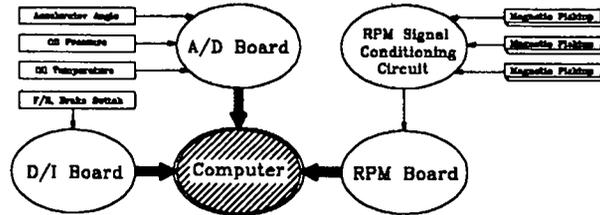


그림 34. 계측시스템의 구성

가. 회전속도 계측시스템

회전속도 계측시스템은 주행이나, 작업 시에 CVT 트랙터에 인가되는 부하를 간접적으로 계산하고, 변속 알고리즘의 변속 시점을 결정하기 위해 개발하는 것으로 엔진 출력축, Variator축, 변속기 출력축의 회전속도를 계측한다.

엔진 출력 축 회전속도와 Variator축 회전속도간의 비로 계산되는 Variator부의 변속비는 컨트롤러의 제어 대상이므로, 부하 극복을 위한 Feedback 자료로 활용될 수 있다. 또한, Variator부의 변속비와 무관한 변속기 출력축 회전속도는 변속을 위한 변속 시점을 결정하기 위해 계측되며, 트랙터의 주행속도로도 계산될 수 있다. 회전속도 계측을 위한 센서는 큰 회전수를 검출하는데 유리하며, 자동차의 자동변속기 등에 폭넓게 적용되고 있는 마그네틱-픽업을 사용하였다.

1) 계측 원리

기어의 치형이 회전하면서, 마그네틱-픽업의 자장을 끊어주면, 발전기의 원리에 의해 기전력이 발생한다. 이때 출력되는 기전력은 수 mV의 미세한 펄스이므로, 증폭과 정형의 과정을 거쳐, 계수 장치로 입력시키게 된다. 기어 치면과 마그네틱 픽업 사이의 간격은 출력 전압의 크기와 반비례하므로, 가능한 한 접근하도록 설계하였다.

2) 계측 대상

엔진 출력축, Variator 축, 변속기 출력축의 속도를 계측해야 하므로, 마그네틱 픽업을 설치하기 위해 적절한 기어를 선정하였다.

엔진 출력축 회전속도를 계측하기 위해, 유압 펌프를 구동하기 위해 인출한 25T 기어를 사용하였다. 유압 펌프 구동축은 항상 엔진의 회전수와 같으므로 1회전 당 25펄스가 출력되는 것을 고려하여, 계산하였다.

Variator 축 회전속도를 계측하기 위해 피동 스프라켓에 기어를 50T로 가공하고, 마그네틱-픽업을 설치하였다. 구동, 피동 스프라켓의 비가 36/48이므로 피동 스프라켓 축이 0.75회전할 때, Variator축은 1회전하므로, 계산 시에 이를 고려하였다.

변속기 출력축 회전속도를 계측하기 위해 35T인 최종 출력축에 마그네틱 픽업을 설치하였다.

마그네틱 픽업 중 엔진 출력축 회전속도를 계측하기 위한 것은 유압 펌프 구동 케이스 벽면에 설치하였고, 나머지 2개는 변속기 주물 벽면에 설치하였다.

그림 35에 설치된 마그네틱 픽업의 사진을 나타내었다.

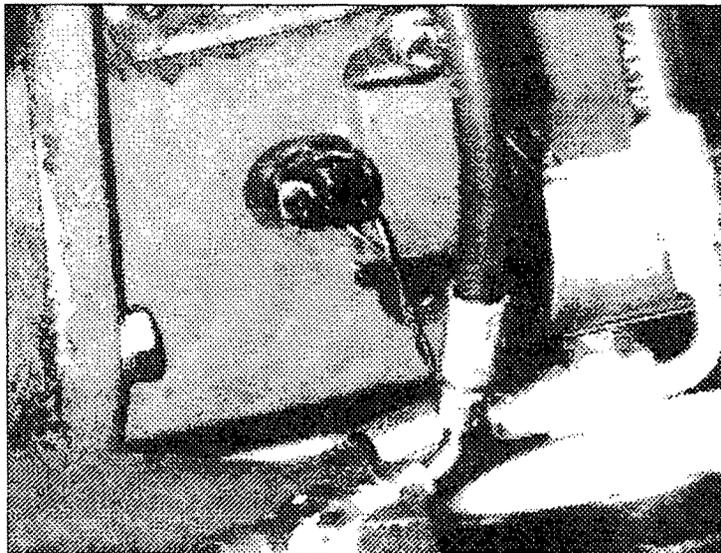


그림 35. T/M 벽면에 설치된 마그네틱 픽업

3) 신호 처리 회로

마그네틱-픽업으로부터 출력되는 수 mV의 미세한 신호는 컴퓨터가 직접 계측할 수 없으므로, 중간에 신호 처리 회로를 설계, 제작하였다. 본 연구에서 개발한 신호 처리 회로는 신호 증폭과 정형의 기능을 가지고 있다.

나. 조작 신호 계측시스템

조작 신호 계측시스템은 운전자가 CVT 트랙터의 주행에 필요한 최소한의 운전 정보를 지시할 때, 이를 즉시 콘트롤러가 수집하여 제어에 적용할 수 있도록 하는 장치이며, 가속 페달 각변위, 최고 속도 설정 레버 각변위 등을 계측한다. 또한 전 후진 설정 스위치 및 급제동 스위치도 조작 신호 계측시스템에 포함되며, 콘트롤러가 항상 이들 스위치들을 검사하여, 신호가 발생되었을 때, 적절한 조치를 취할 수 있도록 하였다.

1) 가속 페달 각변위

운전자의 조작 신호 중 가장 중요한 정보인 가속페달 각변위는 CVT 메커니즘 제어의 증속, 감속, 변속 알고리즘에 주요 변수가 된다.

각변위의 계측을 위해 그림 36에 나타낸 것과 같은 Potentiometer를 사용하였다.

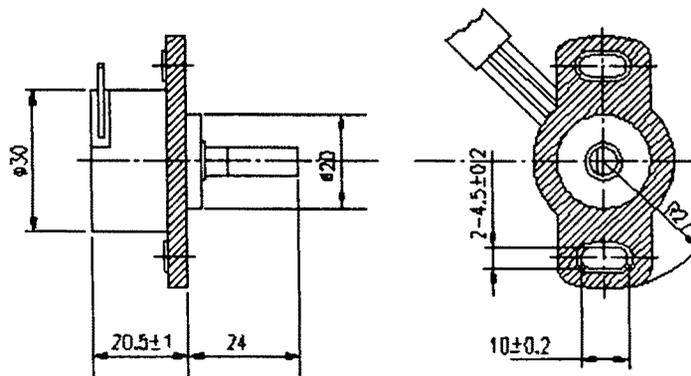


그림 36. 회전속도 계측을 위한 Potentiometer

- 공칭 저항치(Nominal Resistance Value) : 2.0 k Ω
- 기계적 각변위 : 360 ° (Stopperless)
- 유효 전기 각변위 : 120 ° \pm 3 °
- 출력 평활도 : Noise 성분 전 전압의 1% 이내
- 작동 가능 횟수 : 1,000만회 이하
- 사용 전압 : 5 V

2) 최고 속도 설정 레버 각변위

트랙터는 자동차와는 달리 주행 운전보다는 일정한 속도로 경운이나, 로터리 작업을 하는 경우가 많다. 운전자가 한 번 속도 설정을 해주면, 이 설정값에 따라 일정한 속도 또는 일정한 부하로 작업을 할 수 있게 하는 것이 CVT 컨트롤러의 장점 중 하나이므로, 이 기능을 구현하기 위해 최고속도 설정 레버를 설치하고, 그 각변위 신호를 계측할 수 있는 센서를 부착하였다.

센서로는 가속페달 각변위 계측에 사용된 것과 같은 Potentiometer를 사용하였다.

3) 전 후진 설정 스위치 및 제동 스위치

CVT 메커니즘은 전진과 후진의 제어 알고리즘이 다르기 때문에 운전자가 원하는 주행 방향을 컨트롤러가 감지할 수 있도록 전 후진 설정 스위치를 설치하였다. 또한 위기 상황이 발생할 경우를 대비하여 제동 스위치를 설치하였는데, 이 스위치의 신호에 따라 CVT 메커니즘은 제동장치의 제동력에만 의존하지 않고, 적극적인 방식의 엔진 브레이크 기능을 발휘할 수 있도록 하였다.

스위치로는 내구성이 강하고, 내환경성이 뛰어난 것을 선정하였고, 제어용 컴퓨터가 Digital Input 보드를 통해 항상 이 스위치를 감시하도록 하였다.

다. 유체 온도 계측시스템

유체 온도 계측시스템은 제어시스템에 사용되는 유체의 온도를 계측한다. 유압 제어시스템의 유체 온도는 제어 압력과 작동력간의 관계식에 영향을 주기 때문에, 유압 실린더를

통해 Variator부의 변속비를 제어할 때 고려되었다.

온도 센서로는 다양한 온도 센서 중, 전기 신호의 인출이 가능하고, 신호 처리 회로가 간단하며, 냉접점 보상 등의 추가 교정이 필요 없는 백금 측온저항식 온도 센서인 Pt-100을 사용하였다.

- 계측 범위 : $-50^{\circ}\text{C} \sim +150^{\circ}\text{C}$
- 출력 신호 : 4~20mA
- 정확도 : $< \pm 0.1^{\circ}\text{C}$
- Thread : PT 1/8
- 설치 방법 : 변속기 하부의 Suction Pipe 연결 부위에 간섭이 없도록 설치.

라. 유체 압력 계측시스템

Variator부 변속비의 변화는 Roller실린더 내의 압력을 제어하여 구현되는데, 그 압력을 계측하여 제어의 Feedback으로 활용하고, 외부로부터의 부하량을 추정하기 위해 유체 압력 계측시스템을 구성하였다.

유압 계측 센서로는 그림 37에 보여진 것과 같은 Bonded Semi-Conductor Strain Gage type의 압력 센서를 사용하였다. 본 연구에서 선정한 압력 계측 센서는 신호 처리 회로를 내장하고 있고, 전원 공급선과 신호선이 구분되지 않는 2선식 신호 처리 방식을 채택하고 있으며, 비교적 소형이다.



그림 37. 유체 압력 센서

선정된 압력 센서의 명세는 다음과 같다.

- 계측 범위 : 0 ~ 270 kg/cm²
- 출력 신호 : 4 ~ 20mA
- 정확도 : $\pm 1\%$ FS
- Thread : PT 1/4
- 설치 방법 : 변속기 커버 실린더의 상부에 설치.
- 전원 : 12 ~ 40V DC

마. 토크 계측 시스템

토크 센서 메커니즘에 의해 토크에 비례하여 출력되는 힘을 계측하기 위한 Load Cell을 선정하여 T/M Case의 상부에 조립하였다. 또한 Load Cell로부터 출력되는 미세한 전압 신호를 증폭하기 위한 앰프 및 필터를 제작하여 콘트롤러에 부착하여 그 신호를 입력받았다. 그림 38에 T/M Case 상부에 Load Cell이 설치된 모습을 나타내었다.

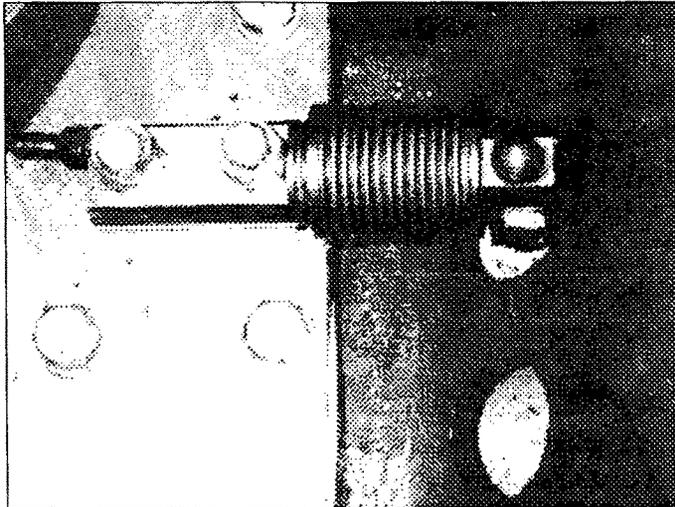


그림 38. T/M Case 에 설치된 토크센서 로드-셀

3. CVT 유압시스템

가. 1차 시작품의 설계

증속, 감속, 변속, 부하 극복 등 CVT 메커니즘의 기능을 구현하기 위해, CVT 콘트롤러의 구동시스템으로써 클러치 작동부, Variator 실린더 작동부, Disc 작동부, 유압 밸브 블록 및

전자회로부 등을 설계, 제작하였다. 유압 제어를 위한 유압 회로는 그림 39에 나타내었다.

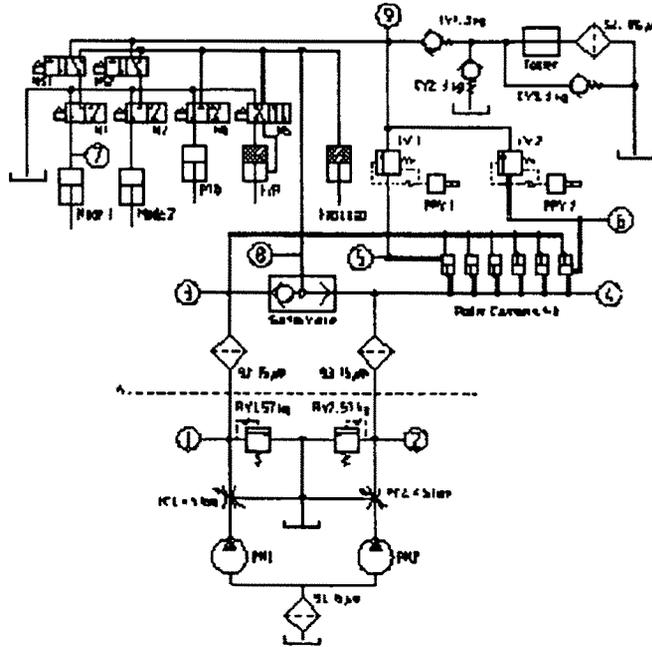


그림 39. CVT 제어시스템의 유압 회로

유압 밸브 블록은 그림 39에 보여지는 것처럼, 7개의 솔레노이드 밸브와 2개의 비례제어 밸브를 가지며, 내부에 복잡한 유로를 형성하고 있다.

각 밸브의 명세는 다음과 같다.

(1) Proportional Valve Spec.

- ① Switching frequency : 100 ~ 500Hz Adjustable.
- ② Ramps up/down : 0 ~ 10 Second (two regulations)
- ③ Operating temperature : -5°C ~ +80°C
- ④ Supply voltage : 9 to 30V DC
- ⑤ Full load current : At 12 ~ 24V, Max. 3000 mA

(2) Proportional Valve Driver Spec.

- ① Power supply : 9 ~ 30V DC
- ② Rectified and filtered ripple voltage : 15%
- ③ Adjustable output current : at 12V, 0~1.8A
- ④ Maximum output power : 35W

- ⑤ Dither frequency : 100 ~ 500Hz
- ⑥ Ramps separate up/down symmetric : 0 ~ 10sec
- ⑦ Ambient temperature : -5 ~ +50°C

(3) Proportional Valve의 압력 제어 범위 : 8bar - 57bar

(4) Solenoid valve Spec.

- 3way 2position valve

- ① Nominal port size : 4.5mm
- ② Max flow rate : 12 ℓ/min
- ③ Max pressure : 210bar
- ④ Cavity number : 079
- ⑤ Normalized cavity : 04/3
- ⑥ Max tightening torque : 20Nm
- ⑦ Weight including coil : 0.310kg
- ⑧ Cavity dimensions : 11.450

- 4way 2position valve

- ① Nominal port size : 4.5mm
- ② Max flow rate : 12 ℓ/min
- ③ Max pressure : 315bar
- ④ Cavity number : 080
- ⑤ Normalized cavity : 04/4
- ⑥ Max tightening torque : 20Nm
- ⑦ Weight including coil : 0.320kg
- ⑧ Cavity dimensions : 11.450

(5) Flow control valve Spec.

- ① 제어 유량 : 4.5LPM(liter per minute)
- ② Setting pressure : 57 kgf/cm²
- ③ Engine idle rpm : 1100 rpm

(6) Filter Spec.

- ① Suction 측 : 90 μ m
- ② Manifold 입력측 : 30 μ m

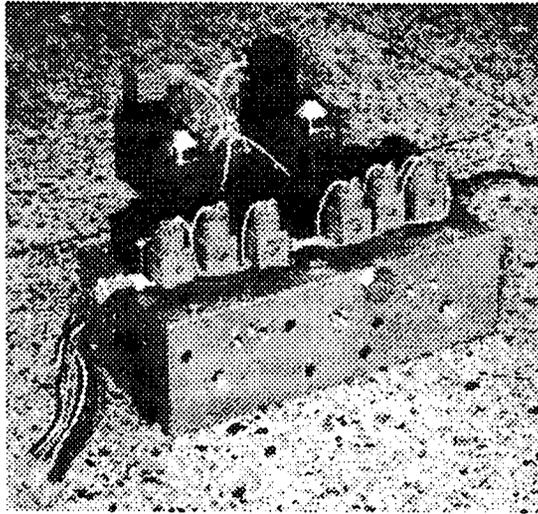


그림 40. CVT 제어시스템의 유압 밸브 블록

나. 보완 설계를 통한 유압시스템 2차 시작품

1) Pump

1차 시작품 설계에서는 CVT 제어용 유압 Pump를 Gear Type으로 하였다. 이 Gear Pump는 구조가 간단하고 가격이 싼 장점이 있으나, T/M Case 외부에 장착되어 있어 Pipe Line의 연결 작업 등 부수 작업에 많은 시간을 소비하였다. 또한 다른 부품(brake link등) 설치에 제약이 많았다.

이를 보완하기 위하여 2차 시작품에서는 Case 내에 내장할 수 있는 Pump를 사용하였다.

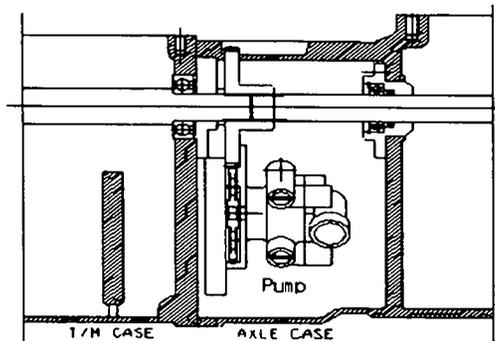


그림 41. 내장형 유압 펌프의 설치모습

2) 비례 제어 밸브 (PCV)

1차 시작품에 적용된 PCV의 문제점은 다음과 같은 두 가지로 요약될 수 있다. 첫 번째, 자체 저항에 의한 압력 저하가 약 5~6 bar 정도로 매우 크다. 두 번째, 통과 가능한 최대 유량이 작아 Logic 밸브를 적용하였고, 이로 인해 입력 신호에 대한 출력 특성이 선형을 이루지 못하고 중간 부분에서 꺾이는 현상을 보였다.

이러한 문제점을 동시에 해결하기 위해서 2차 시작품에는 독일 Hydraulic Ring사의 PCV를 적용하여 Logic 밸브를 삭제하였다. 그림 42에 적용 PCV의 출력 특성 곡선을 나타내었다.

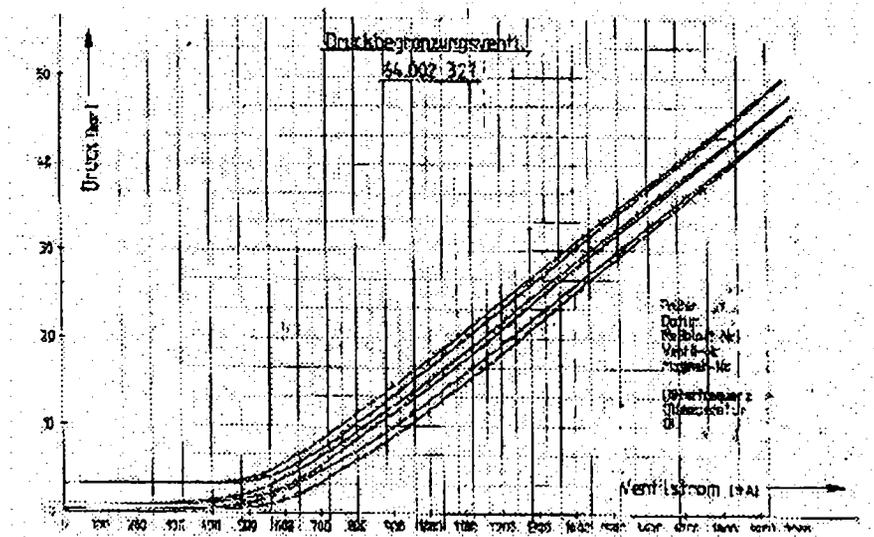


그림 42. Hydraulic Ring PCV의 출력 특성

3) Manifold

1차 시작품의 Manifold는 앞에서 언급한 것처럼 저압부의 최소 압력이 약 7~8bar로 상당히 높게 형성되는 문제점을 가지고 있었다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 2차 시작품의 Manifold는 운할부로 연결되는 저압부 유로를 대폭 확대하였고, 일부 밸브들을 교체하였다.

Manifold에 대해 보완된 설계 내용은 다음과 같다.

- 커버 유로로부터 PCV밸브까지의 유로 직경, $\varnothing 4 \times 2$ 개소 $\rightarrow \varnothing 8 \times 2$ 개소
- PCV로부터 시퀀스밸브까지의 유로 직경, $\varnothing 4 \times 2$ 개소 $\rightarrow \varnothing 8 \times 2$ 개소
- 시퀀스밸브에서 릴리프 밸브까지의 유로 직경, $\varnothing 6 \rightarrow \varnothing 12$
- 릴리프 밸브에서 필터까지의 유로 직경, $\varnothing 6 \rightarrow \varnothing 12$
- 필터에서 윤활부까지의 유로 직경, $\varnothing 6 \rightarrow \varnothing 6 + \varnothing 8$
- 릴리프용 Check 밸브 스프링의 정밀 조정
- Inlet 필터에 릴리프 밸브 내장

4) 롤러 Cover 및 T/M Case 유로

관로 손실을 최소화하기 위해 T/M Case 및 롤러 Carriage Cover의 유로를 개선하였다. 개선 내용은 다음과 같다.

- T/M Case : 유압 펌프로부터 Manifold까지의 유로 직경, $\varnothing 4 \rightarrow \varnothing 5$ 확대
 - 롤러 Cover : Manifold로부터 커버의 각 실린더까지의 유로 직경, $\varnothing 4 \rightarrow \varnothing 5$ 확대
- 유로의 길이를 짧게 하기 위하여 유압 Pipe 대신에 새로운 철판을 추가하여 유로를 가공하였다.

4. CVT 제어용 컴퓨터

일반적으로 자동차나 산업용 기계 등을 제어하기 위한 콘트롤러에 적용되는 컴퓨터로는 부피가 작고, 전력 소모가 적으며, 내진동성이 큰 원칩 마이컴이 대부분인데, 본 연구에서는 CVT 제어 알고리즘 구현에 중점을 두고, 원칩 마이컴 개발 중 발생할 수 있는 문제점을 배제하기 위해, 많은 양의 자료 저장을 위한 하드-디스크를 장착할 수 있고, 자료 분석을 위한 빠른 연산 속도를 가진 산업용 컴퓨터(PC급)를 제어용 컴퓨터로 사용하였다.

CVT 콘트롤러에 원칩 마이컴을 적용하는 것은, 본 연구의 1차년도에 개발된 시작품을 이용한 다양한 Lab. Test 와 Field Test를 통해 필요한 계수들을 규명하고, CVT 제어 알고리즘을 완성한 후에 가능할 것으로 판단된다.

그림 43 에 본 연구에서 구성한 컨트롤러용 컴퓨터를 나타내었다.

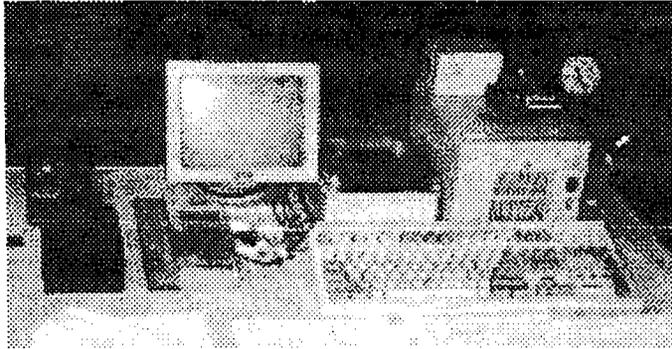


그림 43. CVT 컨트롤러로 선정된 산업용 컴퓨터

본 연구에서 선정된 컴퓨터는 6개의 ISA 방식 Interfacing 슬롯과 100 Mbyte 이상의 하드-디스크 그리고 486급의 CPU와 8Mbyte RAM을 가진 메인보드로 구성되었고, 전원은 트랙터의 배터리 전원을 교류 110V로 승압시켜 사용하였다.

제어용 컴퓨터를 계측시스템과 구동시스템에 접속하기 위한 Interfacing 보드로는 A/D 보드, D/A 보드, Digital I/O 보드, Relay 보드 및 회전속도 계산 보드 등을 사용하였다.

그림 44는 제어용 컴퓨터와 개발된 각각의 보드, 그리고 센서 및 구동장치들의 구성을 개략적으로 보여준다. 그림에서 보여지는 각 보드의 명세는 다음과 같다.

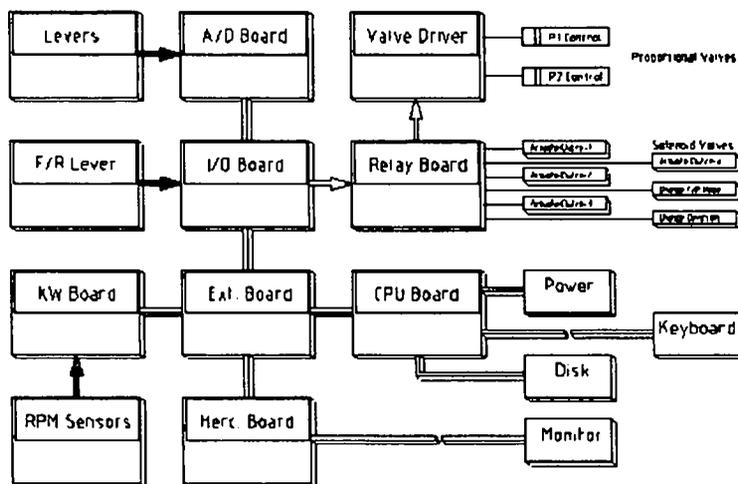


그림 44. 제어용 컴퓨터 각 보드의 구성도

가. A/D 보드

- Number of Inputs : 16 single-ended
- Resolution : 12 bits (1/4096)
- Maximum Throughput : 30kHz
- A/D Conversion time : 25 μ S Max.
- Input Range : $\pm 5V$, $\pm 2.5V$

나. D/A 보드

- Number of Channels : 2
- Resolution : 12 bits (1/4096)
- Output Current for All Range : ± 5 mA Max.
- Output Range : ± 10 V
- Settling Time : 33 μ S

다. Digital I/O 보드

- Number of D/I : 8
- Number of D/O : 16
- Input/Output Level : TTL/DTL Compatible
- VOL : 0.5V(Max.) at IOH = -0.4 mA
- VOH : 3.4V(Typ.) at IOL = 8 mA

라. Relay 보드

Relay 보드는 Digital Output 보드로부터 출력되는 ON/OFF 신호를 유압 Solenoid Valve 에 전달하기 위해 설계 제작되었고, 트랜지스터 8개의 조합인 UDN2981과 Photo-coupler 및 SSR을 주요 부품으로 가지고 있다. UDN2981은 컴퓨터로부터의 미약한 전류 신호를 증폭시켜, Photo-coupler를 구동할 수 있도록 하는 역할을 한다.

Photo-coupler는 컴퓨터 측과 구동시스템 측을 전기적으로 분리하여, 구동시스템의 작동

시 발생할 수 있는 전기적 외란이 컴퓨터 내부로 유입되는 것을 효과적으로 방지해 준다.

SSR은 무접점 방식의 릴레이로서, ON-OFF 시 써지와 채터링 현상이 적고, 진동에 의한 오동작이 없으며, 내구성이 큰 장점을 가지고 있다.

본 연구에서는 Relay보드를 Digital Output보드와 한 기판에 구성하였으며, 그 전자 회로는 그림 45에 나타내었다.

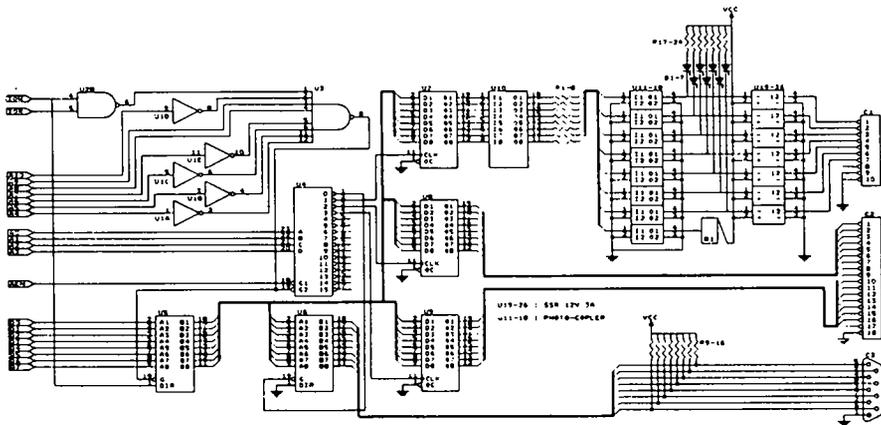


그림 45. CVT 메커니즘 구동을 위한 D/O, Relay 보드 회로

마. 회전속도 계산용 보드

회전속도 계측 장치 (마그네틱 픽업)로부터의 펄스 신호를 실제 RPM값으로 계산하여, 제어용 컴퓨터에 송신해 주기 위한 회전속도 계산용 보드를 개발하였다.

회전속도 계측시스템으로부터의 정형화된 펄스 신호의 수를 단위 시간 동안 세어 실제 RPM값으로 계산하기 위해 필요한 시간은 대략 16 ms 정도가 되는데, 이를 제어용 컴퓨터가 직접 수행할 경우, 신속한 부하 응답과 같은, 일련의 CVT 메커니즘 제어가 원활히 수행되지 못한다.

따라서, 계수 및 연산을 목적으로 폭넓게 사용되는 원칩 마이크로컴퓨터인 PIC16C57(마이크로-칩스社)을 이용하여 회전속도 계산 회로를 설계하였고, 제어용 컴퓨터와의 rpm자료 송수신을 위한 부가 회로도 설계 제작하였다.

5. CVT 제어용 소프트웨어

CVT 제어용 소프트웨어는 제어용 컴퓨터로 일반 산업용 PC를 사용하였기 때문에, 고수준 언어를 사용할 수가 있으므로, 제어용으로 폭넓게 이용되는 C-language를 선정하였다.

Digital I/O, A/D 컨버터, D/A 컨버터 및 Interrupt 관리를 위한 Library를 C언어로 구성하였고, 모니터링을 위한 한글 Library도 C언어에 적합한 것을 사용하였다. 소프트웨어는 그림 46과 같은 메인 루틴과, Interrupt 루틴으로 구분되고, CVT 제어 변수 연산을 수행하는 루틴은 메인 루틴에 삽입시켰다.

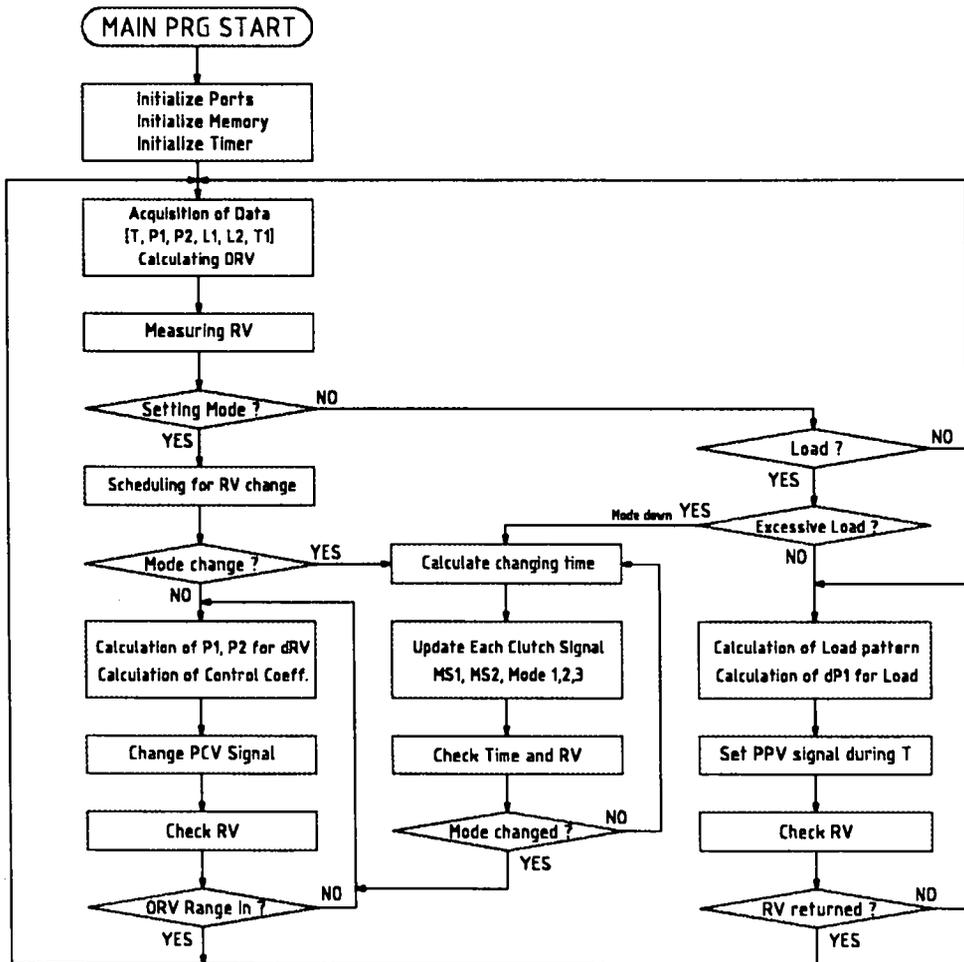


그림 46. CVT 컨트롤러의 제어 알고리즘

가. 전체 알고리즘

전체 알고리즘은 초기화 루틴, 키 입력 루틴, 자료 수집 루틴, RPM 비교 루틴, PCV값 계산 루틴 및 유압 밸브 제어 루틴으로 구성되며, 각 루틴은 순환 루틴 내에서 선택적으로 수행된다.

CVT 소프트웨어의 가장 핵심적인 RPM 비교 루틴은 트랙터에 걸리는 부하를 계산해 내고, 트랙터의 현재 속도를 계산하는 루틴으로, 변속 여부와 비례제어밸브의 제어 여부를 판단한다. 그 외의 여러 루틴들도 외부 정보의 수집 및 제어를 위해 유기적인 역할을 한다.

나. 인터럽트 루틴 알고리즘

인터럽트 루틴은 메인 루틴과 별개의 구조를 가지는 데, 소프트웨어 인터럽트 루틴과, 하드웨어 인터럽트 루틴으로 나뉜다. 하드웨어 인터럽트 루틴은 메인 루틴의 수행 도중, 회전속도 계측시스템으로부터 송신되는 회전속도 정보를 효과적으로 처리하기 위한 루틴으로서, 회전속도 계산보드 내에 설치된 마이크로컴퓨터의 외부 인터럽트에 의해 작동된다.

소프트웨어 인터럽트 루틴은 메인 루틴에서 각종 계수 값들을 연산하고, 비교하면서 순환하는 동안 수십 마이크로 초의 주기마다, 반복 실행된다. 이 루틴 내에는 제어 값들을 제어를 위한 버퍼에 계속 써 주는 루틴을 가지고 있으며, 비상 버튼을 검사하여, 비상 버튼이 눌러졌을 때, 콘트롤러가 적절한 조치를 취할 수 있도록 하는 루틴을 가지고 있다.

다. 모니터링 루틴 알고리즘

본 연구에서 개발한 콘트롤러는 최종 양산품이 아닌, 시험용 콘트롤러이기 때문에 각종 모니터링 루틴이 갖추어져 있다.

모니터링 루틴은 시험 중 주요 계수의 변경을 필요로 할 때, 별도의 컴파일러 없이 손쉽게 처리할 수 있는 기능을 갖추고 있다.

특히, 부하의 변동을 확인할 수 있는 회전속도 정보들은 Graphic으로 처리하였고, 각종 레버, 스위치 등의 상태를 모니터링하여, 운전자가 트랙터의 주행 상황을 쉽게 확인할 수 있도록 하였다.

제 4 절 트랙터용 무단변속기에 대한 시험

1. CVT 기본 작동 시험

신규로 개발되는 CVT에 대해 그 작동을 직접 관찰하기 위해, T/M 벽면에 관찰이 가능한 구멍을 뚫고, 투명한 아크릴 판을 이용하여 창을 만들었다.

그림 47 에 설치된 창을 나타내었다.

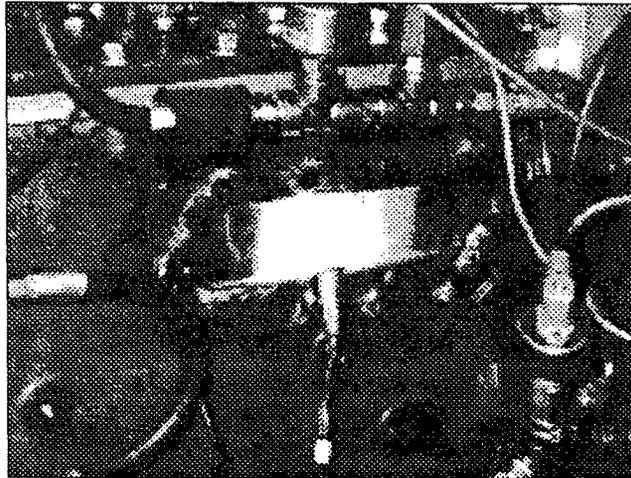


그림 47. T/M 내부 관찰용 아크릴 창 및 전등

2. CVT 계측시스템 특성실험

CVT 컨트롤러의 계측시스템은 회전속도 계측시스템, 유체 온도 계측시스템, 유압 계측시스템, 토크 계측시스템 등으로 구성되는데, 각 계측시스템의 특성을 정확하게 파악하여야만 CVT 컨트롤러의 성능을 향상시킬 수 있으므로, 각각에 대한 특성실험을 수행하였다.

또한 특성 실험을 통하여 Calibration도 수행하였다.

각 계측시스템의 특성실험 항목은 다음과 같다.

- 회전속도 계측시스템 : 정확도, 해상도, 계측 범위
- 유체 온도 계측시스템 : 정확도, 직선 회귀식, 계측 범위
- 유압 계측시스템 : 정확도, 직선 회귀식, 계측 범위

- 토크 계측시스템 : Load-Cell의 정확도, 직선 회귀식(AD값 VS. 토크)

3. CVT 유압시스템 특성실험

CVT의 주요 기능인 변속비 제어와 직접 연관되는 유압제어시스템의 각 요소들로 Mode 1, 2, 3 클러치, End-load 실린더, Sequence 밸브, 비례제어 밸브 등이 있는데, 이들에 대한 유압특성을 알기 위해 각각에 대해 실험을 수행하였다.

그림 48 에 유압시스템 특성실험에 사용된 Manifold 시험 전용 Jig를 나타내었다.

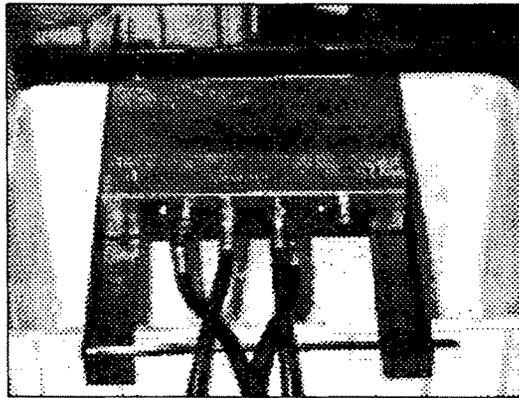


그림 48. CVT Manifold 시험 전용 Jig

- Mode 클러치 : Soft Fill 압력, Engage 압력
- End-load 실린더 : 각 조건 별 압력 변화
- Sequence 밸브 : 온도에 따른 Sequence 압력 변화
- 비례 제어 밸브 : 특성 곡선, Step 응답 특성 등

4. Variator 변속비 변화 특성실험

비례 제어 밸브에 의해 제어되는 Variator는 Traction 현상을 통해 동력을 전달하면서 폭넓은 변속비 범위를 갖는데, 이 변속비의 원활한 제어를 위해서는 비례제어 밸브 압력 차에 대한 Variator의 변속비 변화 특성을 알아야 한다.

또한, 조립 상태의 변경이나, 오일 오염도의 변화에 따라 각 기대의 변속비 변화 특성이

달라지게 되므로, 이에 대해 각 T/M 마다 특성 실험을 할 필요가 있다.

Variator 변속비 변화 특성에 대한 실험 항목은 다음과 같다.

- 초기 시동 시 RV 변화 특성
- 변속비 변화 범위
- Hydraulic Stop 적용 후 범위 변화
- ΔP VS. RV 변화 특성, 안정성 등

5. Variator 변속비 제어 성능시험 (Lab. Test)

CVT의 기능 중 Variator 변속비 제어 기능이 가장 핵심인데, 완성 트랙터를 조립하여 이에 대한 성능 시험을 수행할 경우, 다양한 외란 때문에 Variator 고유의 특성 파악도 어려울 뿐만 아니라, 제어 성능을 평가하기도 어렵다.

따라서 본 연구에서는 외부에서 영향을 줄 수 있는 외란을 줄이고 균일한 실험 조건을 확보하기 위해 당사에서 보유하고 있는 D.C. Dynamometer를 이용하여 Lab. Test를 수행하였다.

그림 49에 CVT T/M을 부착하여 실험 중인 Dynamometer의 사진을 나타내었다.



그림 49. Variator 변속비 제어 성능시험 (Lab.)

Variator 변속비 제어 성능의 항목은 다음과 같다.

- Geared Neutral Condition 제어 성능 시험
- Variator 변속비 Step 응답 성능 시험
- Mode 전환 성능 시험
- 무부하 모의 주행 성능 시험

6. 작업 성능시험

Lab. Test를 통해 CVT의 특성을 파악하고, 성능 시험을 수행하며, CVT 제어 알고리즘의 초기 Version을 완성하였고, 이를 이용하여 모의 주행 성능 시험도 수행하였다.

농업용 트랙터는 일반 자동차와는 달리 포장에서의 작업이 가장 중요하기 때문에 CVT의 성능을 평가하기 위해 트랙터가 가장 많이 사용되는 주행 작업, 쟁기 작업, 로터리작업에 대하여 성능 시험을 수행하였다.

이를 위해 본 연구소에서는 CVT를 장착한 트랙터를 조립하였는데, 엔진, 외장품, 바퀴 등은 본 연구에서 개발하지 않았기 때문에 기존 양산 트랙터의 부품을 그대로 사용하였다.

그림 50에 조립이 완성된 CVT 장착 트랙터의 사진을 나타내었다.

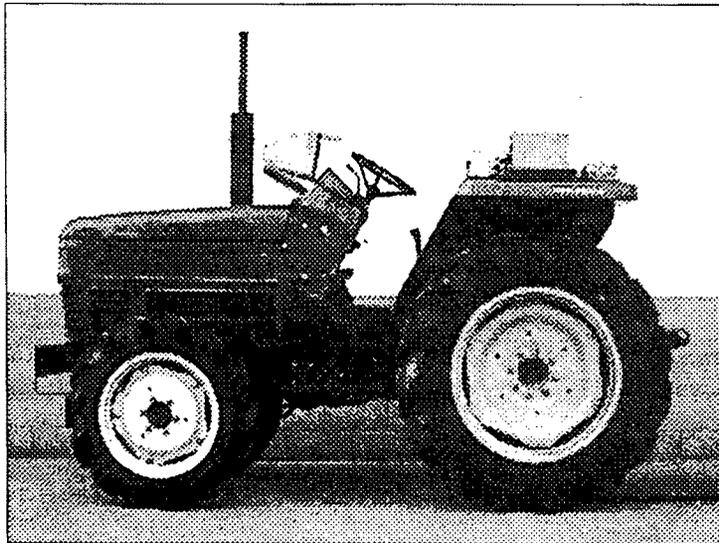


그림 50. CVT 장착 트랙터

가. 주행 작업 성능시험

주행 작업은 농작업자가 트랙터를 이동시키거나 트레일러를 부착하고 짐을 운반하는 등의 작업을 말하는 것으로 이에 대한 성능을 봄으로써 트랙터의 기본 성능을 평가할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 수행한 작업 성능 시험 항목은 다음과 같다.

- 가속 성능
- 감속 성능
- 최고 속도 도달 성능
- 설정속도 유지 성능
- Brake에 대한 응답 성능

나. 쟁기 작업 성능시험

대표적인 농작업 중에 하나인 쟁기 작업은 CVT 메커니즘에 지속적인 견인 부하를 줄 수 있는 작업으로, 주행작업에서 실험할 수 없는 부하 응답 성능시험을 수행할 수 있다.

특히 같은 포장 내에서도 토양상태가 달라 변속기에 인가되는 부하가 폭넓게 변화하기 때문에 부하에 응답하여 차량 속도를 자동으로 변속시켜주는 CVT의 성능을 효과적으로 확인 할 수 있다.

본 연구에서는 포장에서 CVT 장착 트랙터로 쟁기 작업을 수행할 때, 엔진 회전 속도 변화와 차량속도 그리고 Variator 변속비를 관찰하였다.

그림 51 은 CVT 장착 트랙터의 쟁기작업 모습을 나타낸다.

다. Rotary 작업 성능시험

트랙터의 로터리 작업은 쟁기 작업과는 다르게 대부분의 동력이 CVT를 통하지 않고, 직접 P.T.O. 축을 통해 로터리로 전달된다.



그림 51. CVT 쟁기작업 성능시험

그러나 CVT 컨트롤러는 항상 엔진도 감시하고 있기 때문에 로터리 작업 부하 상승에 의해 엔진 회전속도가 일정 정도 저하되면, CVT 컨트롤러가 차량의 속도를 자동적으로 늦추어 줌으로써, 엔진 회전속도를 회복시키고, 로터리 부하가 감소하면, 다시 계속해서 원래의 속도로 작업을 할 수 있도록 해준다.

일반 트랙터의 경우 정해진 작업 속도에서 부하가 과도하게 입력되면, 손으로 작업기를 들어주거나, 발로 클러치를 밟아서 엔진으로 전달되는 부하를 끊어주는데, 숙련되지 못한 작업자의 경우 빠르게 반응하지 못해 엔진을 꺼지게 하는 경우도 있다.

CVT 장착 트랙터의 경우 자동 응답 기능에 의해 숙련되지 못한 작업자도 원활하게 작업을 수행할 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 포장에서 CVT 장착 트랙터로 로터리 작업을 수행할 때, 엔진 회전 속도, 차량속도, 엔진 축 토크 변화 그리고 Variator 변속비를 관찰하였다.

그림 52 은 CVT 장착 트랙터의 로터리 작업 모습을 나타낸다.



그림 52. CVT 로터리작업 성능시험

제 3 장 연구 개발 결과

제 1 절 트랙터용 무단변속기의 특성실험 결과

1. CVT 기본 작동 실험

콘트롤러의 출력 신호를 변화시킬 때, Variator의 변속비가 변화하는 현상은 본 연구에서 개발하고자 하는 무단변속기의 가장 기본적인 기능이지만, 직접적인 확인을 위해 T/M 내부를 관찰하기 위한 방법을 고안하였다. Variator부의 Traction기능을 육안으로 확인하기 위해 T/M 벽면에 아크릴 창을 만들었고, 또한 내부를 관찰하는데 도움이 되는 소형 전등을 설치하였다.

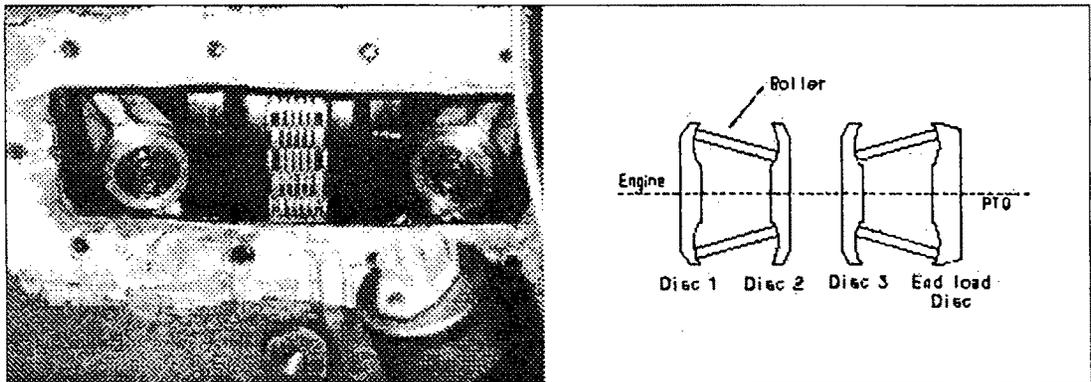


그림 53. Variator 변속비 변화 시 Roller의 이동 형태 [변속비(RV) = 2.0]

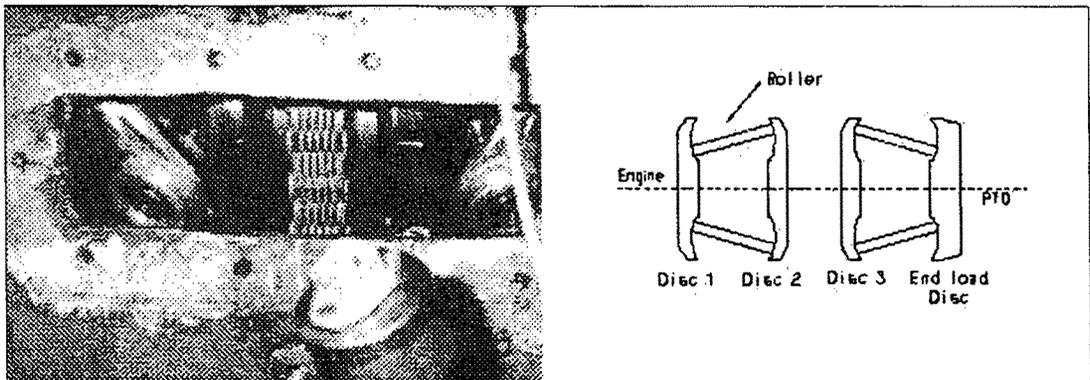


그림 54. Variator 변속비 변화 시 Roller의 이동 형태 [변속비(RV) = 0.5]

그림 53과 54는 Variator 변속비를 2.0에서 0.5로 변화시켰을 때, Variator 롤러의 위치가 변화되는 현상을 보여주는 것으로 Variator 변속비가 2.0일 때 Variator 롤러가 위쪽으로 이동하며, 0.5일 때 아래쪽으로 이동한다.

2. CVT 계측 시스템 특성 실험 결과

가. 회전속도 계측시스템

회전속도 계측시스템은 주행이나, 작업 시에 CVT 트랙터에 인가되는 부하를 간접적으로 계산하고, 변속 알고리즘의 변속 시점을 결정하기 위해 개발하는 것으로 엔진 출력축, Variator축, 변속기 출력축의 회전속도를 계측한다.

엔진 출력 축 회전속도와 Variator축 회전속도간의 비로 계산되는 Variator부의 변속비는 콘트롤러의 제어 대상이므로, 부하 극복을 위한 Feedback 자료로 활용될 수 있다. 또한, Variator부의 변속비와 무관한 변속기 출력축 회전속도는 변속을 위한 변속 시점을 결정하기 위해 계측되며, 트랙터의 주행속도로도 계산될 수 있다. 회전속도 계측을 위한 센서로는 큰 회전수를 검출하는데 유리하며, 자동차의 자동변속기 등에 폭넓게 적용되고 있는 마그네틱-픽업을 사용하였다.

1) 1차 성능 시험

유압 펌프 구동 기어 Case에 마그네틱 픽업을 조립, 고속 회전시키며 타코미터와 비교 시험하였다.

고정된 값을 정밀하게 비교 분석할 수 없었지만, 개발된 RPM 센서를 이용하여 비교적 정확하게 회전속도를 계측할 수 있었다.

센서를 조립하면서, 기어와 마그네틱 픽업간의 간극을 약 0.5mm부터 1.5mm 까지 다양하게 유지시켰을 때, 계측 신호에 큰 영향이 없음을 알 수 있었다.

2) 2차 성능 시험 (T/M에 설치)

조립된 T/M 좌우 벽과 유압 펌프 Case 에 마그네틱 픽업을 조립하고, DC모터로 T/M을

구동시키며 RPM센서의 성능시험을 수행하였다.

DC모터는 1000 rpm, 2000rpm 두 가지 속도로 회전시켰고, PTO 출력축에 설치된 디지털 타코미터와 비교 시험하였다.

⇒ Accuracy : 1000 rpm 설정 시 ± 5 rpm 이내, 2000 rpm 설정 시 ± 8 rpm 이내

⇒ Resolution : 1% 이내로 성능이 매우 우수.

⇒ Range : T/M 사용 조건인 500 rpm ~ 3000 rpm 을 포함.

나. 조작 신호 계측시스템

CVT는 변속레버뿐만 아니라, 운전자가 조작하는 최대속도 설정레버와 가속 페달의 각 변위를 측정하여 운전자의 의도를 파악하게 되는데, 여기에 두 개의 로터리-포텐쇼미터를 이용하였다. 최대속도 설정 레버에 대한 교정은 실험을 수행하기 전에 소프트웨어 계수값 변경하여 항상 교정하였고, 가속 페달의 포텐쇼미터는 각도에 대해 설정되는 무부하에서의 엔진 속도를 측정하여 직접 교정하였다.

그림 55에 가속 페달에 대한 무부하 엔진 속도에 대한 특성실험 곡선을 나타내었다.

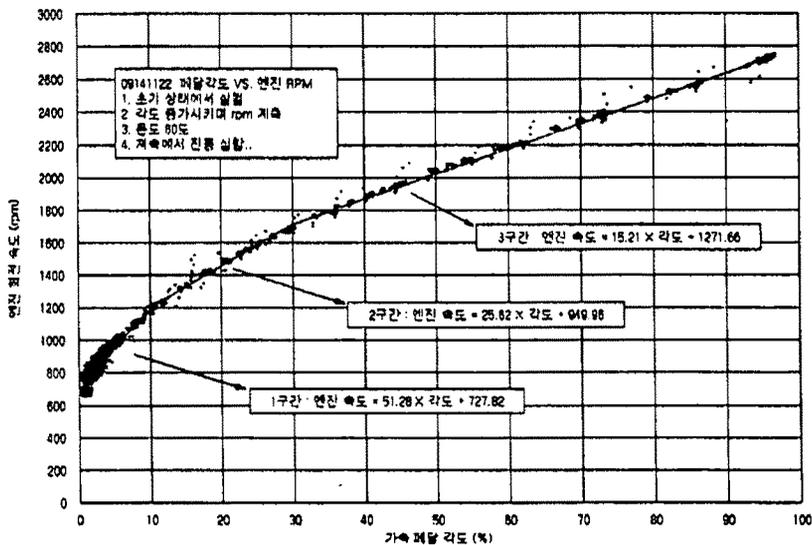


그림 55. 가속 페달에 의한 엔진회전속도 설정 특성곡선

그림에서 보면 곡선이 가속 페달에 대해 엔진 속도가 2차 곡선으로 변화하는데, 측정되는 가속 페달의 각도로 엔진 회전 속도를 계산하기 위해 엔진 회전속도 범위를 3구간으로 나누어 회귀분석을 수행하였다.

각 구간에 대한 회귀식은 그림에 나타내었다.

다. 유체 온도 계측시스템 (Pt-100)

온도 계측시스템의 특성실험은 간이 수조를 만들어 수행하였고, 그림 56에 온도 센서의 특성곡선을 나타내었다.

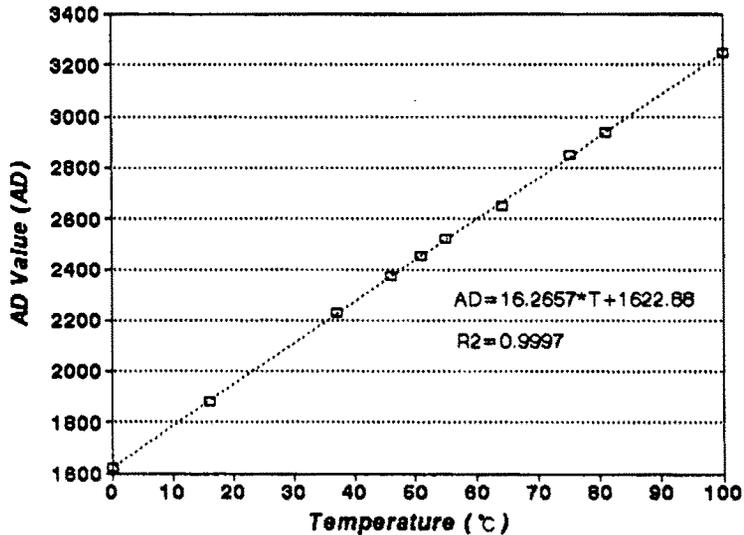


그림 56. 온도 센서의 특성곡선

- ▷ 직선 회귀식 : $AD = 16.26572 \times \text{Temperature} + 1622.884$, 상관 계수 = 0.9997
- ▷ 계측 범위 : $-50^{\circ}\text{C} \sim +150^{\circ}\text{C}$
- ▷ 출력 신호 : 4~20mA
- ▷ 정확도 : $< \pm 0.1^{\circ}\text{C}$

성능 시험 결과 본 연구에서 적용한 온도 계측 센서 및 신호처리회로는 그 성능이 매우 우수한 것으로 판단되었다.

라. 유체 압력 계측시스템

Variator부 변속비의 변화는 Roller실린더 내의 압력을 제어함으로써 구현되는데, 그 압력을 계측하여 제어의 Feedback으로 활용하고, 외부로부터의 부하량을 추정하기 위해 유체 압력 계측시스템을 구성하였다. 압력 계측시스템은 본 연구의 시험에서만 이용되고, 콘트롤러와 제어 알고리즘이 완성되면, 양산품에는 부착되지 않을 것이다.

압력 계측시스템의 특성 실험은, 시스템에 장착된 상태에서 수행하였고, 기준이 되는 압력 계측 장비로는 교정된 압력 게이지를 사용하였다. 그림 57에 압력 센서의 특성곡선을 나타내었다.

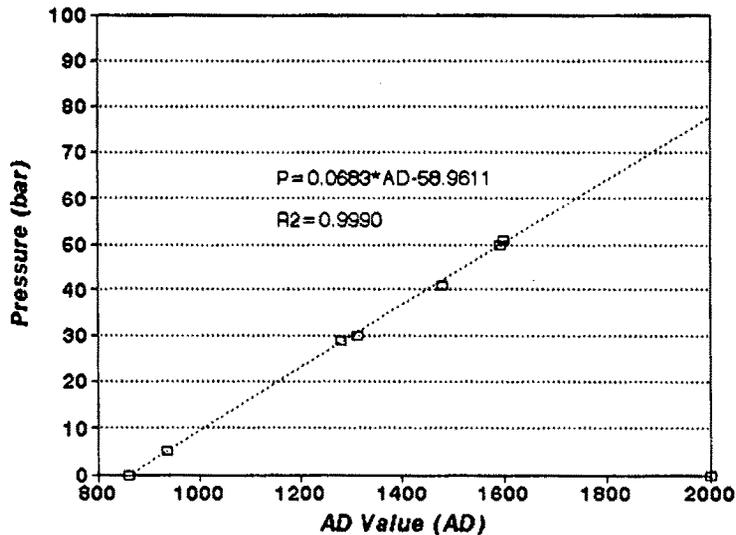


그림 57. 압력 센서의 특성 곡선

- ▷ 직선 회귀식 : $AD = 16.26572 \times \text{Temperature} + 1622.884$, 상관 계수 = 0.9997
- ▷ 계측 범위 : 0 ~ 270 kg/cm²
- ▷ 출력 신호 : 4~20mA
- ▷ 정확도 : $\pm 1\% \text{ FS}$

마. 토크 계측 시스템

부하 특성시험을 수행하기 위해 적용된 엔진 축 토크 계측시스템을 T/M에 장착한 후

구동축에 부착된 Dynamometer의 부하 저항을 변화시켜가며, 로드셀의 출력신호를 계측하였다.

비교 실험에 사용된 Torque 센서는 Dynamometer에 장착된 것을 이용하였는데, 이에 대한 교정도 수행하였다.

1) Torque 센서용 Load-cell 특성실험

Torque 계측 시스템의 부품인 Load-cell을 교정하였다.

⇒ Load Cell 자체 교정 : 정확도 = $\pm 0.4\%$ 이내, 선형성 우수

⇒ 교정식 : $E/G \text{ Torque} = 0.366 \times F - 0.16$, 상관 계수 0.993

2) Dynamometer Torque 센서 교정

본 연구에서 특성실험에 이용된 D.C. Dynamometer는 본체에 그림 58과 같은 Torque 센서가 부착되어 있는데, 실험에 앞서 이에 대한 특성실험을 수행하고, 교정하였다.

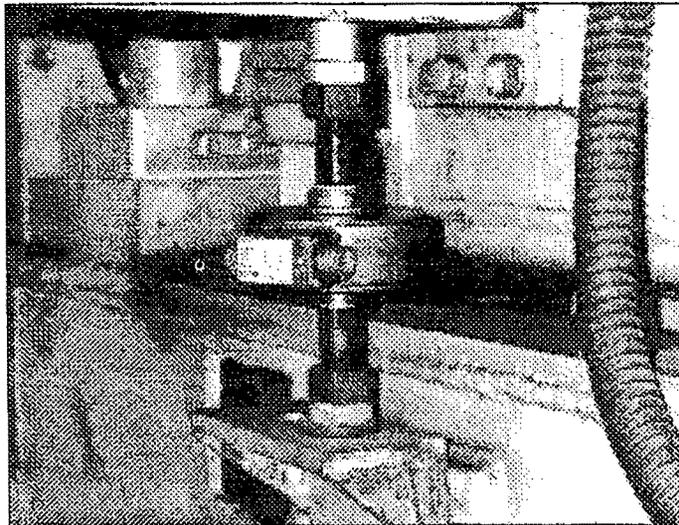


그림 58. D.C. Dynamometer에 부착된 토크센서

D.C. Dynamometer에 부착된 토크센서에 대한 특성실험은 1 kg에서 20 kg까지의 분동을 이용하여 수행하였고 결과를 그림 59에 나타내었다.

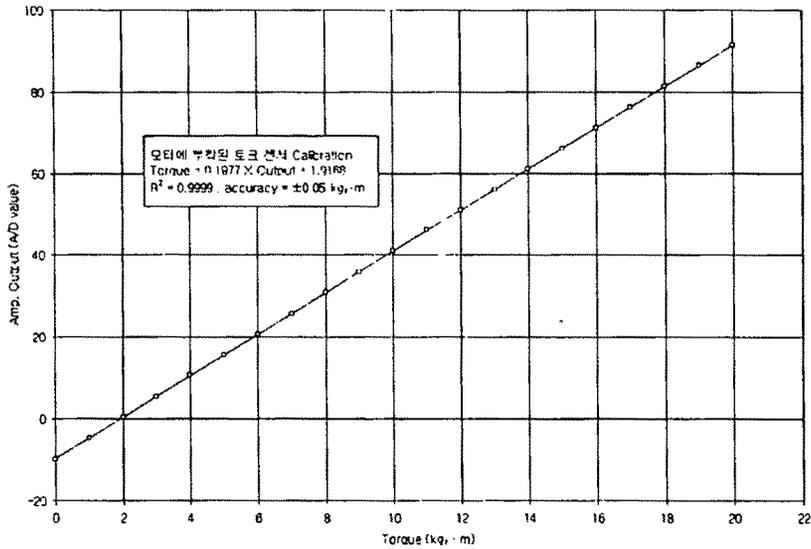


그림 59. D.C. Dynamometer 토크센서 특성곡선

⇒ 직선 회귀식 : $Torque = 0.1977 \times Output + 1.9168$, 상관계수 = 0.9999

⇒ 정확도 : $< \pm 0.05 \text{ kgf} \cdot \text{m}$

3) CVT 장착 후 특성실험

그림 59 에 본 연구에서 개발된 토크센서의 특성실험 결과를 나타내었다. 그림에서 직선 회귀식은 $Torque = 0.8747 \times Output + 0.0305$ 이며, 상관계수는 0.9951 이다.

본 연구에서는 Torque 계측값을 제어 목적보다는 시스템 분석의 참고 자료로 활용할 계획이므로, 개발된 Torque 센서가 이러한 목적에 비교적 적절하게 설계되었다고 판단되었다

그림 60 에서 보면, 각 Mode 별, RV별 CVT 자체 저항이 다르게 나타나는데, 이는 저온에서 CVT Traction 오일의 점도가 높아서 회전 속도가 증가함에 따라 큰 차이를 보였다.

특히 Mode 3, RV 1.7의 경우 Mode 2에서 Brake를 밟았을 때만큼의 부하를 나타내므로, 향후 설계에서는 이에 대한 보완 설계가 필요할 것이다.

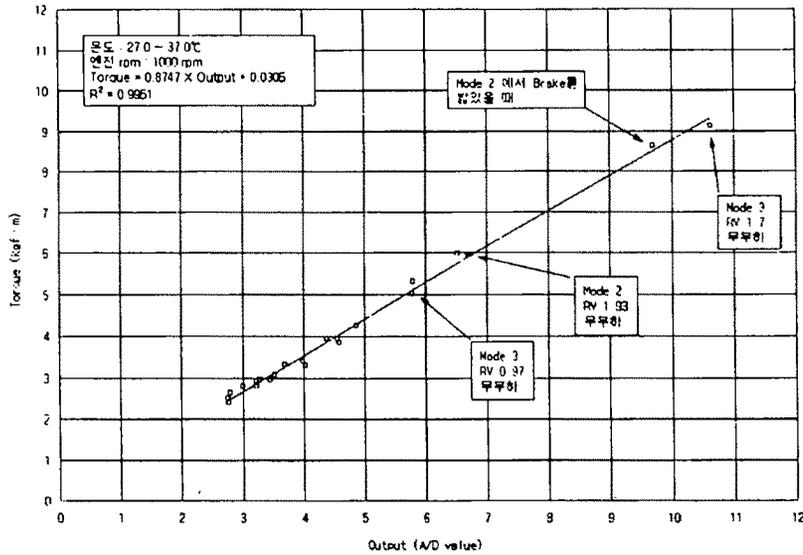


그림 60. Torque 센서의 교정 곡선

3. CVT 유압시스템 특성실험 결과

CVT의 주요 기능인 변속비 변경과 직접 연관되는 유압제어시스템의 각 요소들로 Mode 클러치, End-load 실린더, Sequence 밸브, 비례제어 밸브 등이 있는데, 이들에 대한 유압특성을 알기 위해 각각에 대해 실험을 수행하였다.

가. Mode 클러치

CVT의 각 모드 변경을 위해 적용된 유압 클러치들은 그 작동이 주로 Synchronous 상태에서 수행되므로, 시스템에 충격을 주지는 않지만, 유압클러치 실린더 내의 공간을 유체가 채우는 동안 시스템 압력의 저하가 있을 수 있다. 이를 방지하기 위해 모든 클러치에 System 압력이 입력되기 전에 약한 압력을 주어 실린더 내부 공간을 유체로 채우게 되는데(Soft-fill 기능, 약 3~4 bar), 그림 61에 나타난 것과 같이 약 4 bar 정도의 Soft-fill 압력이 잘 형성된다는 것을 알 수 있다.

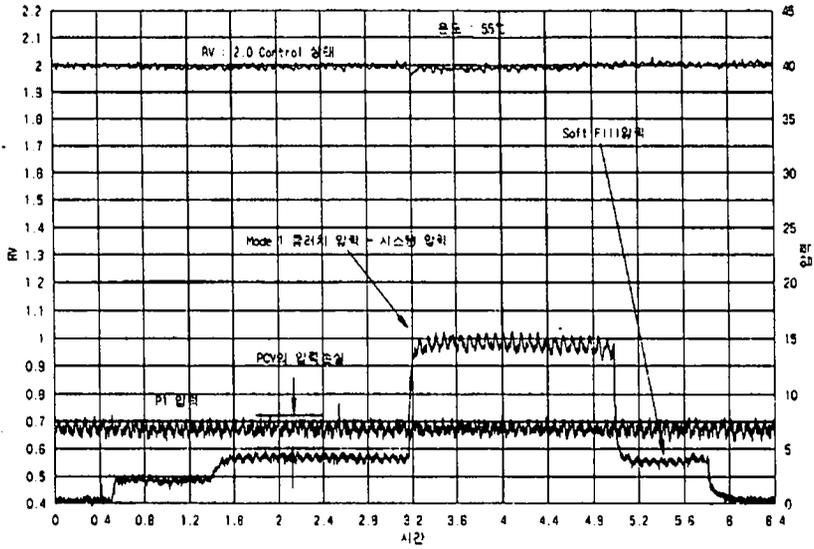


그림 61. Mode 클러치에 작용하는 Soft-fill 압력 및 Engage 압력

나. End-load 실린더 압력

Variator 의 Traction 현상과 직접적인 관련이 있는 End-load 실린더 압력은 항상 10 bar (System 압력) 이상을 유지하여야 한다.

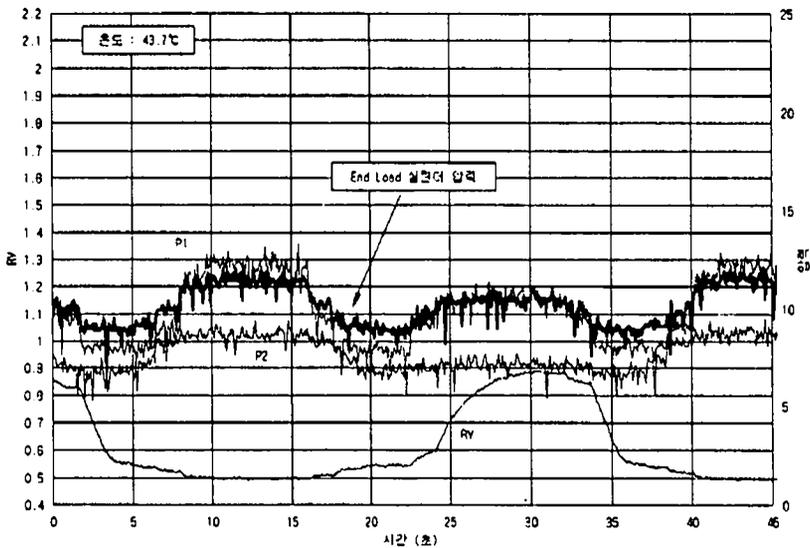


그림 62. 각 조건에서의 End-load 압력 변동

그림 62 에 End-load 실린더 압력 실험 결과를 나타내었는데, RV를 변화시키며, 각 조건에서 P1, P2 압력을 변화시킬 때, End-load 실린더 압력이 항상 9 bar 이상을 유지하는 것을 확인할 수 있었다.

이 기능은 유압 Manifold의 Shuttle Valve에 의해 구현되는데, 2차 시작품의 경우 이 기능을 더욱 안정되게 하고, 클러치로의 압력이 P1, P2 압력에 미치는 영향을 최소화하기 위해 PCV 유로 이후에 Shuttle Valve를 하나 더 추가하였다.

다. Sequence 밸브

Soft fill 압력을 생성해주는 밸브로서 Sequence 밸브를 선정하였다. 본 연구에서 선정된 Sequence 밸브는 최대 설정 압력이 20 kg/cm^2 이므로 저압 설정의 경우 정확한 압력 설정이 어렵기 때문에 유체의 온도 변화에 따라 설정 압력이 안정되게 유지될 수 없으므로, 각 온도에서 실제 CVT Soft-fill 압력이 어떻게 변화하는 가를 관찰하였다.

그림 63 은 저온의 경우 Soft-fill 압력은 항상 3 bar 이상의 비교적 높은 압력을 나타내는 것을 확인하였다.

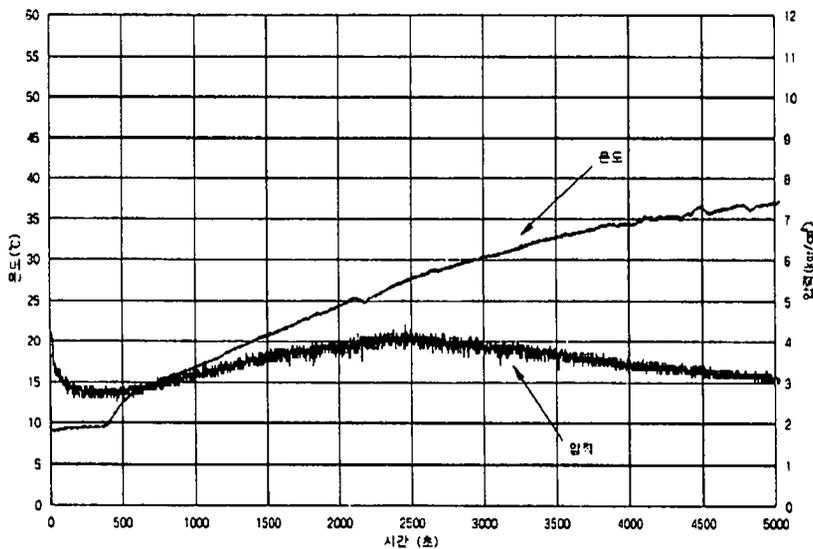


그림 63. Sequence에 의해 유지되는 Soft-fill 압력 [저온]

그림 64 은 고온의 경우를 나타내는데, 온도 상승에 따라 Oil의 점도가 낮아지면서 설정 압력도 점차 낮아지는 경향을 보이지만, 약 3 bar 정도의 Soft-fill 압력을 지속적으로 유지하는 것을 볼 수 있다.

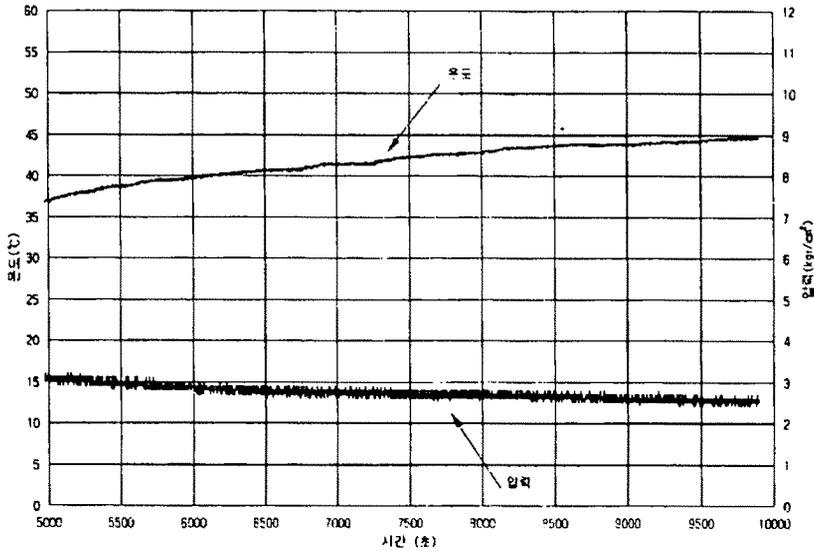


그림 64. Sequence에 의해 유지되는 Soft-fill 압력 [고온]

라. 비례 제어 밸브

CVT 시스템의 핵심 부품 중에 하나인 비례 제어 밸브의 출력 특성 실험을 수행하였다.

실험을 수행하는 데 있어서 외부 조건의 균일화를 위하여 1 차로 PCV를 CVT T/M에 연결하지 않고, Manifold에만 조립하고, 유압을 별도의 모터로 공급하여 실험을 수행하였다. 그림 65 에 1 차 PCV 특성실험 결과를 나타내었다. 그림에서 나타난 것과 같이 본 연구에서 선정된 비례 제어 밸브는 5 bar 이상의 설정 압력에 대해서는 직선성이 우수하며, 온도에 따른 특성 변화가 크지 않았다.

특히 본 연구에서는 PCV를 거친 유체를 냉각 노즐과 Disc Oil 공급 노즐로 보내게 되는데, 이 유량을 측정해 본 결과 각 온도에서 약 5 LPM으로 측정되었다. 이 유량 측정값은 초기의 설계값인 5.5 LPM 과 큰 차이가 없는 것으로, PCV의 통과 유량 용량이 충분하다는 것을 나타낸다.

따라서 본 연구에서 선정된 비례 제어 밸브는 CVT 변속비 제어에 적합한 것으로 판단되었다.

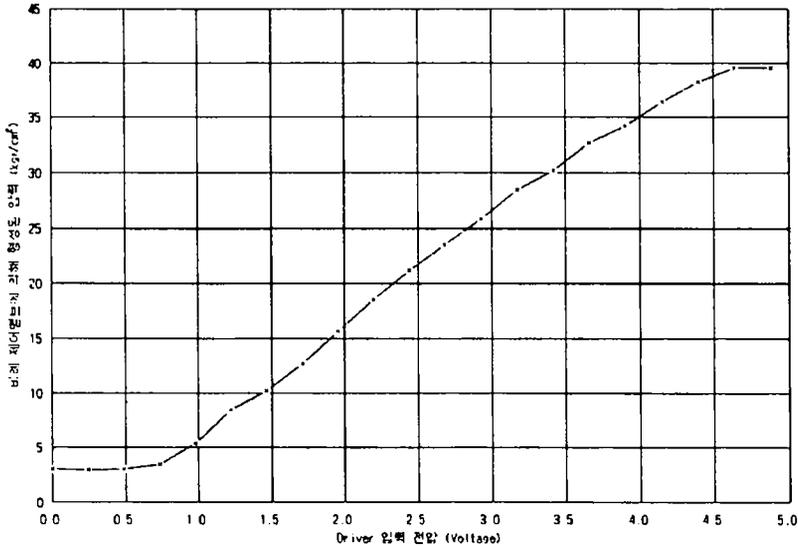


그림 65. 비례 제어 밸브 입출력 특성 곡선

Manifold 단독 실험 후에 Manifold를 CVT T/M에 설치하여 위의 실험을 반복하였다.

그림 65 에 2 차 특성실험 결과를 나타내었다.

실험은 세 가지 온도에서 CVT T/M을 작동하며 수행하였는데, 1 차 실험의 결과와 약간 다른 결과를 나타내었다.

그림에서 보면, 12 bar 이상에서는 온도 및 상승, 하강과 무관하게 설정 압력을 잘 형성하였는데, 12 bar 이내에서는 각 온도에서의 압력 계측값이 hysteresis 현상을 보여 상승 시와 하강 시에 다른 값을 나타내었다. 특히 고온에서 이 오차가 심하게 나타나는데, 뚜렷한 원인을 찾을 수는 없었으나, 유압 펌프와 각종 밸브 류 그리고 Variator 메커니즘이 복합적으로 작용하여 이러한 현상을 나타내고 있는 것으로 보인다.

Variator 변속비 제어에 사용되는 범위는 당초 설계에 의하면 10 bar 정도이나, 위 실험 결과를 기초로 System압력을 약간 높은 12 bar 로 설정하고, 비례제어 밸브의 작동 범위를 12 bar 이상으로 제한하였다.

그림 66은 비례 제어 밸브에 대한 Step 응답시험을 수행한 결과를 나타내는데, 일반 유압 밸브들에 비해 빠른 응답성능을 나타내는 것이 특징이다.

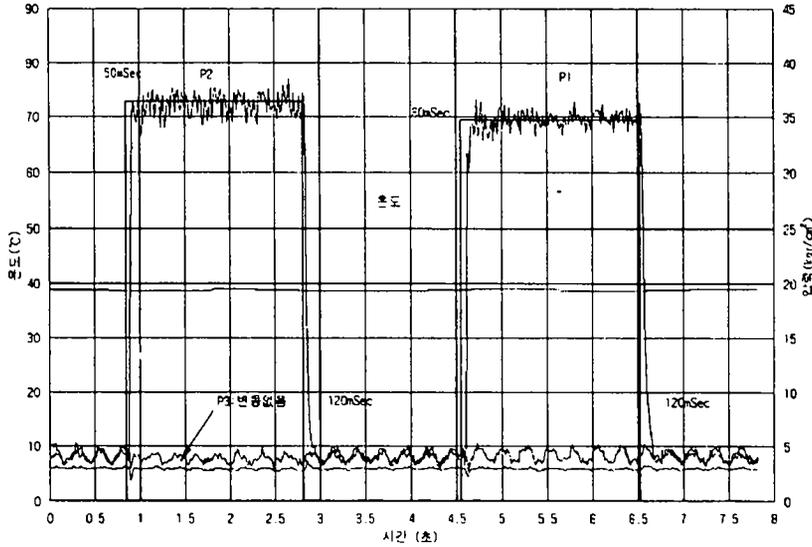


그림 66. 비례 제어 밸브의 Step 응답 특성

4. Variator 변속비(RV) 변화 특성실험 결과

가. 변속비 변화 범위

CVT 시스템의 핵심 부품인 롤러와 롤러 캐리지의 가공, 조립 정확성을 관찰할 수 있는 Variator 변속비 변화 범위는 이론적으로 2.0 ~ 0.5에서 약간 넘어서는 범위에 있어야 한다. 본 연구에서는 몇 번의 실험 및 롤러 수정을 통해 이 범위를 맞추었는데, 최종적으로 가공된 롤러에 대해 RV 범위 실험을 수행하였고, 그림 67에 Hydraulic Stop을 적용하지 않았을 경우의 RV 범위를 나타내었고, 그림 68에 Hydraulic Stop을 적용했을 경우의 RV 범위를 나타내었다. 그림 68에서 보면, Hydraulic 기능을 적용하였을 경우, 클러치를 연결하였을 때, RV 범위는 0.48 ~ 2.08, Mode 1에서 0.48 ~ 2.08, Mode 2에서 0.48 ~ 2.06으로 나타났다. 이 값은 비교적 설계 의도에 맞는 값인 것으로 판단되었다.

Hydraulic 기능을 적용하지 않았을 경우, 클러치를 연결하였을 때, 클러치를 연결하지 않

있을 때, RV 범위는 0.47 ~ 2.14, Mode 1 에서 0.47 ~ 2.14, Mode 2 에서 0.47 ~ 2.02 로 나타
 났다. 이 실험은 Hydraulic Stop을 적용하여 RV 0.5 부분에서 0.1 정도의 값 차이를 보이
 고, RV 2.0 부분에서 0.6 ~ 0.8 정도의 값 차이를 보였는데, 이 값은 Hydraulic Stop이 그
 만큼의 완충기능을 하고 있음을 확인할 수 있었다.

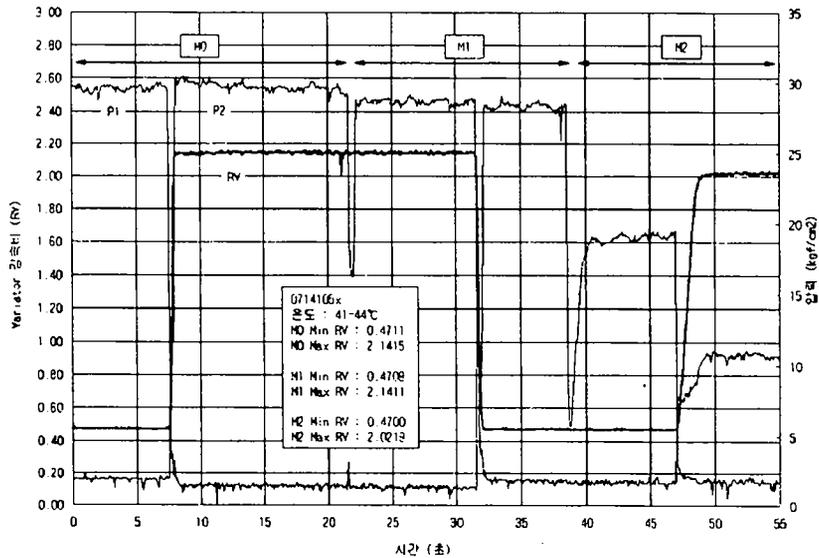


그림 67. Variator 변속비 변화 범위 [No Hydraulic Stop]

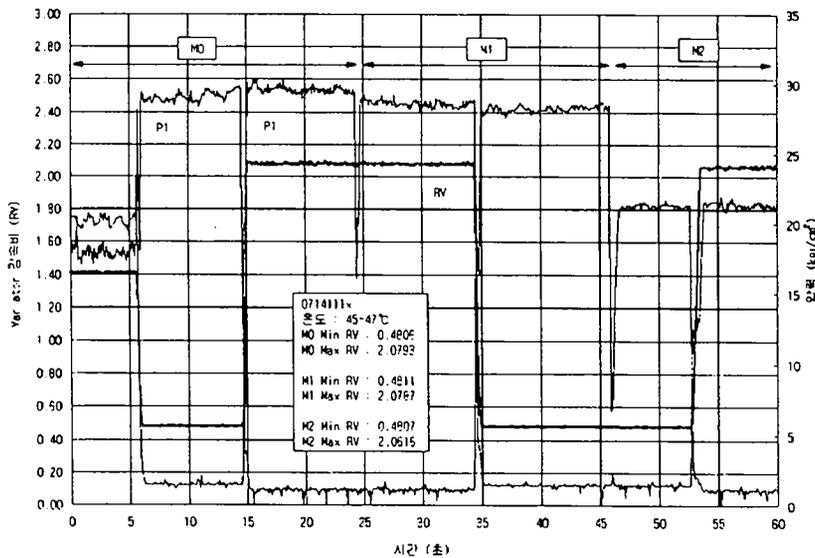


그림 68. Variator 변속비 변화 범위 [Hydraulic Stop 적용]

나. 시동 시 RV 설정 특성

CVT는 엔진 시동 시 유압이 형성되지 않은 상태에서 Variator를 회전시키면, End-load 실린더 압력이 일정 수준에 도달하지 않은 상태이기 때문에 Variator에 손상이 생길 수 있다. 이를 방지하기 위해 End-load 실린더 내부에 초기 압력을 줄 수 있는 판 스프링을 설치하였는데, 이 스프링도 시간이 경과하면서 약해지는 경향이 있다.

T/M이 조립되어 있는 상태에서 초기 시동 시에 스프링의 상태가 항상 양호한가를 판단하기 위해 이에 대한 지표로 초기 RV 설정 상태에 대한 시험을 수행하였다. 정상적인 작동 시에 CVT T/M 시동 시 대체로 RV 1.6으로 설정되었다.

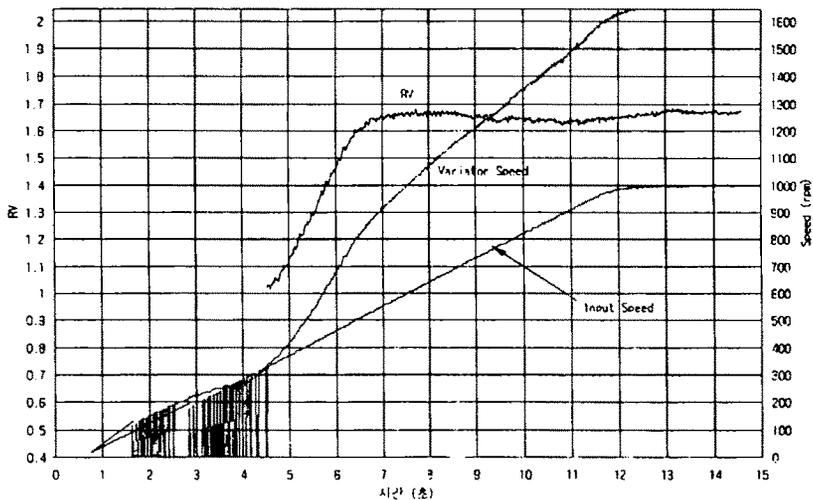


그림 69. CVT 시동 시 RV 설정 특성

다. ΔP 변화에 대한 RV 변화 특성

입력 전압을 작은 Step으로 나누어 증가 혹은 감소시키며 PCV에 인가할 때, CVT시스템의 RV의 변화 경향을 관찰하였다. 초기 시험에서는 구동축에 부하를 인가하지 않았다.

그림 70은 입력 전압 변화에 따른 RV 변화 형태를 보여 준다.

입력 전압 변화에 따른 RV 변화가 선형적이라 예상했으나, 그림 19에서 실제 RV 변화 곡선은 'S'자 형태로 나타났다.

RV값이 그림 70 과 같이 나타나는 것을 기계적으로 설명하면, 디스크 사이에서 롤러가 중앙에 위치할 때 안정되게 회전하지 못하고, 약간의 롤러-캐리지 작용력, 혹은 외부 부하 변화에 대해 작용력 균형이 깨지면서 어느 한쪽으로 이동하기 때문으로 판단된다.

이외에도 다양한 RV 변화 특성실험을 수행하였고, 그 결과들을 CVT 제어 알고리즘 개발에 이용하였다.

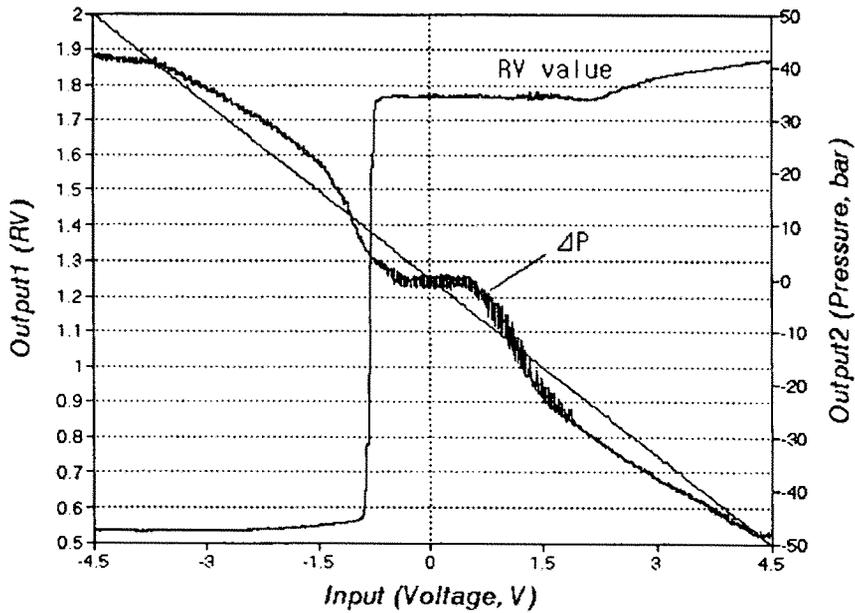


그림 70. 입력 전압 변화에 대한 ΔP 및 RV값의 변화

제 2 절 트랙터용 무단변속기의 제어 성능시험 결과

1. Variator 변속비 제어 성능시험 (Lab. Test)

가. Geared Neutral Condition 제어 성능시험

CVT 시스템의 특징 중 하나인 Zero속도 유지기능은 Variator 메커니즘과 유성기어에 의해 구현되는데, 이를 Geared Neutral Condition 이라 부른다. 이 상태에서는 Mode 1 유압 클러치가 연결되어 있음에도 불구하고, 출력축의 회전 속도가 회전하지 않는다.

운전자가 변속 레버를 "D" 위치에 놓으면 CVT 콘트롤러는 RV를 2.0으로 제어하고 바로 Mode 1 클러치를 연결하여, Geared Neutral Condition 을 만들게 되는데, 이 상태에서 운전자가 Brake를 떼거나, 가속 페달을 밟게 되면, 곧바로 Variator 변속비 변화에 의해서 차량이 주행을 시작할 수 있는 장점을 가지고 있다.

그림 71 에 나타낸 것과 같이 Geared Neutral 유지 범위는 $RV \pm 0.2$ 이내로 그 성능이 매우 우수한 것으로 나타났다.

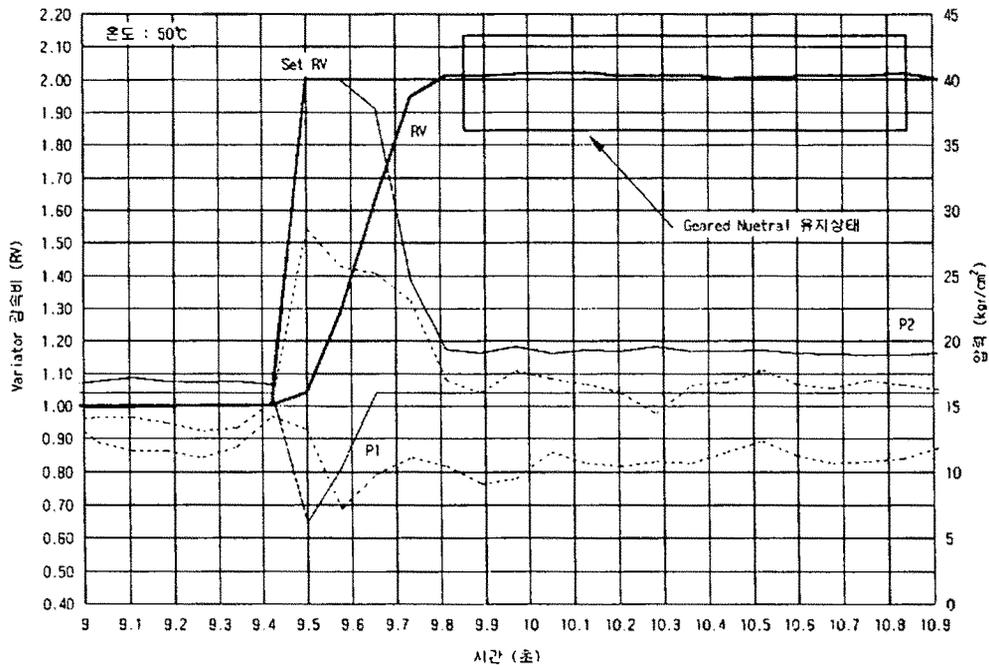


그림 71. Geared Neutral Condition 유지 성능 곡선

나. Mode 전환 성능시험

CVT 시스템 제어 도중 Mode 1, RV 0.5 에 도달하면 Mode 2로 유압 클러치를 변경하게 되는데, 우선 M2 밸브를 열어 Mode 2 클러치에 Soft-fill 압력을 공급하고, 일정 시간 후에 MS2 밸브를 열어 주 압력을 Mode 2 클러치로 보내면서 동시에 MS1, M1 밸브를 닫아 Mode 1 클러치로의 유로를 차단한다. 이때 유압 시스템 설계의 유량 불균형으로 인해 시스템 압력 저하나 충격이 발생할 수도 있는데, 이를 확인하기 위하여 RV 및 P1, P2 압력을 관찰하는 Mode 전환 성능시험을 수행하였다.

그림 72에 Mode 변경 시에 시스템 압력 변동 및 RV 지속 성능을 나타내었다. 변경 시점에서 RV 변동은 거의 없으며, 시스템 압력이 떨어지는 현상도 나타나지 않았다.

오히려 변속 시점 바로 이후에 압력이 약간 상승하는 것을 볼 수 있는데, 이는 변속비 0.5 제어를 위해 컨트롤러에 의해 제어되는 압력 변화로, Mode 변경과는 무관한 것으로 생각된다.

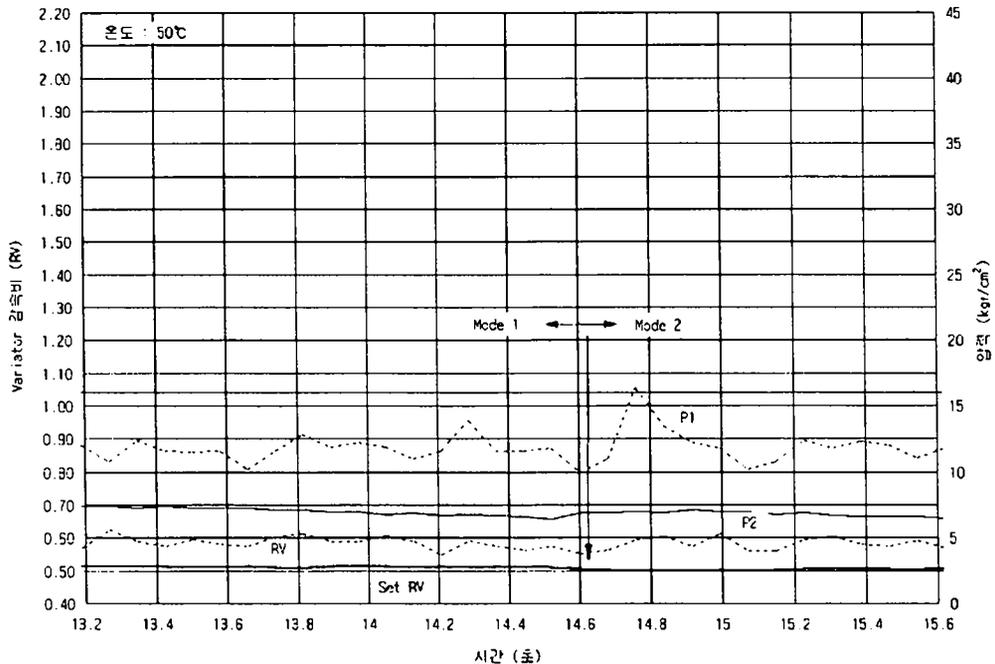


그림 72. Mode 전환 성능 시험

다. Variator 변속비 Step 응답 성능 시험

CVT 시스템의 기초 제어성능의 가장 대표적인 것은 Variator 변속비 Step 응답 성능인데, 이 성능이 얼마만큼 우수한가가 곧 CVT 장착 트랙터의 변속 성능을 좌우한다.

본 연구에서 개발한 CVT 컨트롤러는 Variator 변속비 제어 기법으로 PID 제어 방식을 이용하였는데, 이때 비례, 미분, 적분 계수는 여러 번의 반복 실험을 통해 최적의 값을 찾아내었고, 각 범위 별로 적절하게 다른 계수를 적용할 수 있도록 하였다.

특히 RV 중간 값이 아닌 2.0 이나, 0.5 값으로의 Step 응답 성능 시험은 Overshoot를 기계적으로 방지할 수 있기 때문에 각 계수를 최대로 하여 실험을 수행하였다.

Step 응답 성능 시험의 대표적인 예로 그림 73에 Geared Neutral Condition에서 RV 1.0에 도달하는 성능 시험 결과를 나타내었다. 응답 곡선에서 Rise time은 0.33 초로 나타났으며, Settling time은 약 0.52 초로 나타났다. Overshoot는 없었으나, Rise time을 줄이기 위해 제어 계수들을 조정하면, 1회 혹은 2회의 Overshoot가 나타나는 결과도 볼 수 있었다.

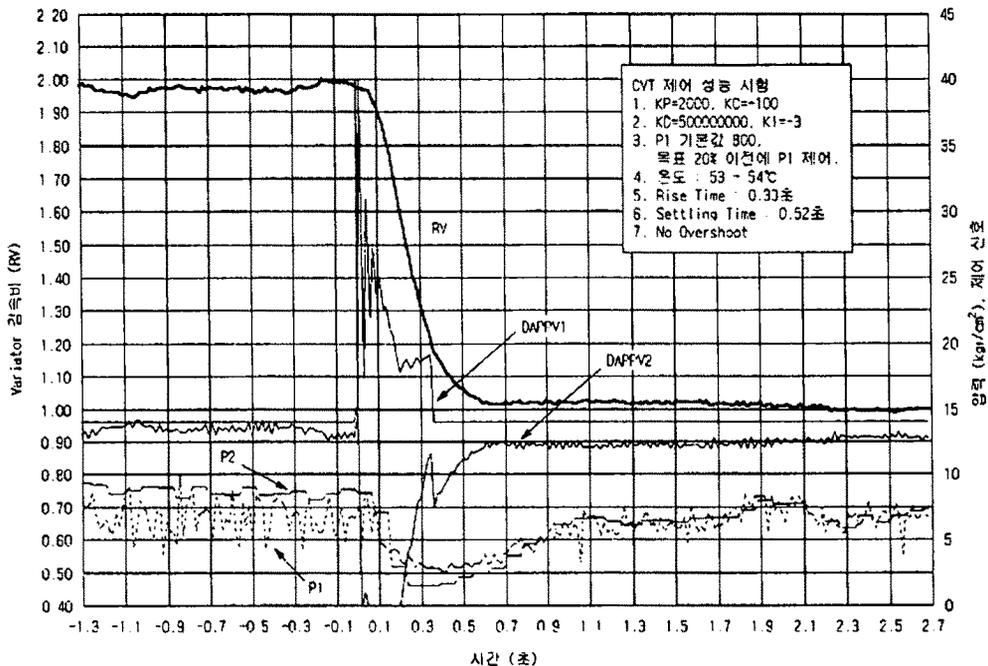


그림 73. Variator 변속비 제어성능시험 [RV 2.0 → 1.0]

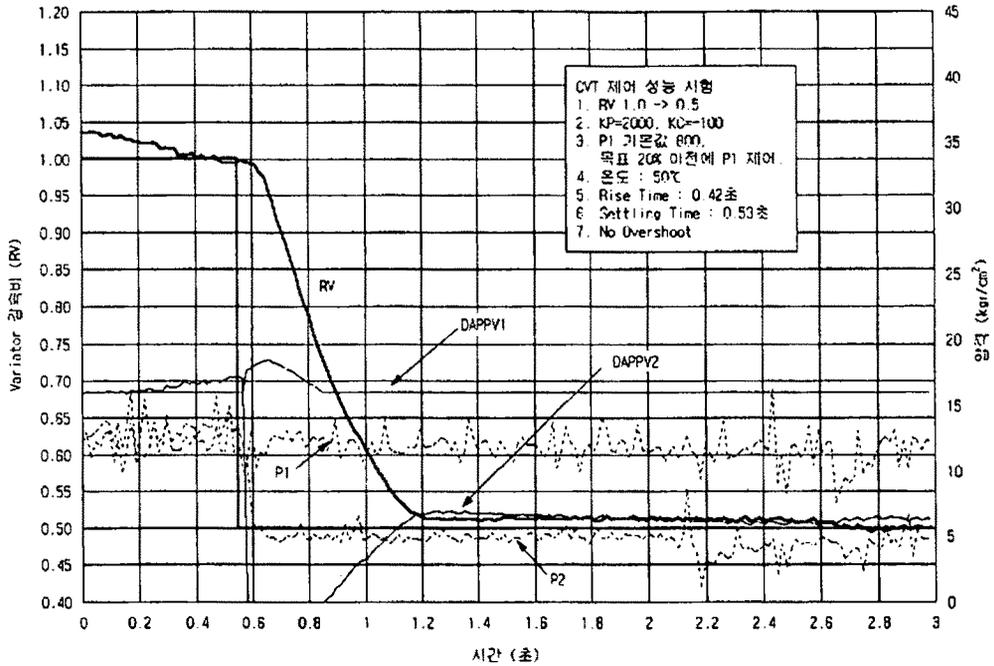


그림 74. Variator 변속비 제어성능시험 [RV 1.0 → 0.5]

그림 74 에는 RV 1.0 상태에서 0.5로 변화시킬 때의 Step 응답 성능시험 결과를 나타낸다. 그림 74 의 경우 RV 변화 범위의 한계점인 0.5로 변화하는 것이기 때문에 DAPPV₂의 신호를 완전히 끊어주어도 Overshoot가 발생하지 않았다.

위와 같은 경우 Rise-time 을 감소시키기 위해 제어 계수들을 충분히 크게 해 보았으나, 약 0.42 초 이내로 줄일 수는 없었다. 이는 CVT 유압시스템 각 요소부품들의 지연과 Variator 메커니즘의 특성에 의한 것인데, 이 수치를 본 연구에서 개발한 CVT 제어시스템의 한계값으로 판단하였다.

제어 성능 시험에서 나타나는 이러한 수치는 CVT의 주행, 작업 등을 수행하기에 충분히 작은 값이기 때문에, CVT Variator 변속비 Step 응답 성능이 CVT 트랙터 무단변속 기능을 구현하기 위해 매우 우수하다고 판단되었다.

또한 이후의 주행, 작업 성능시험 과정에서 제어 성능의 증진을 위해 적절한 제어 계수를 구하는 과정을 반복하였다.

2. 작업 성능 시험

가. 주행 작업 성능시험

농업용 트랙터의 기능 중 가장 기본이 되는 주행 작업은 가속 성능, 감속 성능, 설정속도 유지성능 그리고 최고속도 도달성능 시험을 통해 평가할 수 있다.

1) 증속 성능시험

무단변속기 장착 트랙터는 대표적인 특징으로 일정 엔진 속도에서 무단 변속에 의해 차량 속도가 점차 증가하게 할 수 있는 기능을 들 수 있다. 그러나 이러한 기능은 가속 페달을 밟지 않았는데도 차량이 출발하는 것으로 인하여 운전자를 당황하게 만들 수 있다.

따라서, 본 연구의 제어 알고리즘에 운전자가 가속페달을 일정량 밟아 엔진 회전속도가 상승하였을 경우에 차량을 출발시키는 기능을 삽입하였다.

그림 75 에 운전자가 가속 페달을 밟아 차량을 출발시키고자 할 때, CVT 컨트롤러가 차량의 속도를 점차 증가시키는 성능시험 결과를 나타내었다.

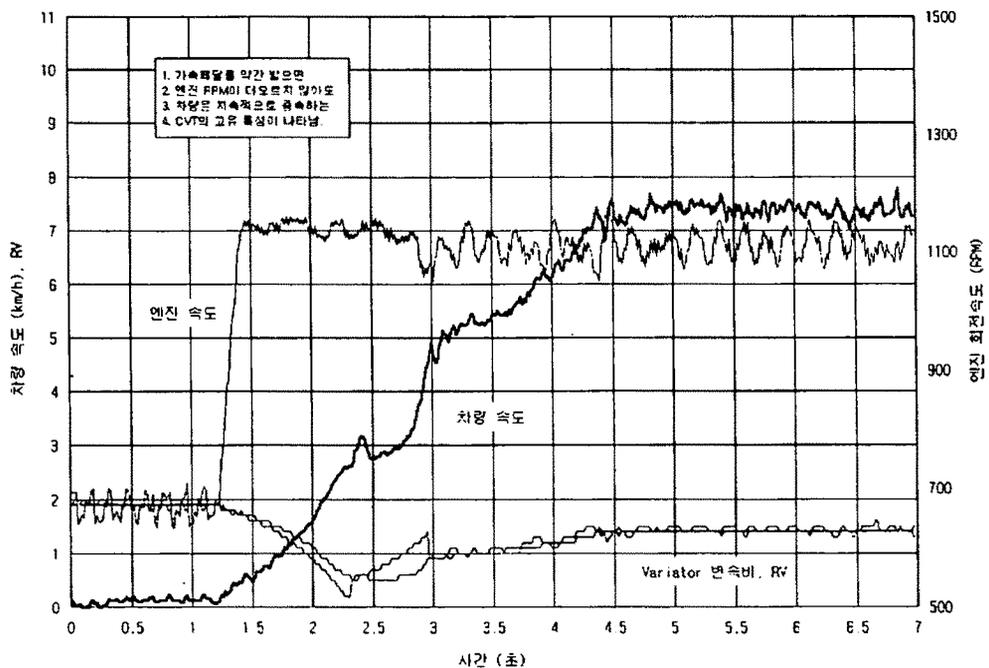


그림 75. CVT 증속 성능 곡선

그림에서 보면, 운전자가 초기에 페달을 일정량 밟고 나서 가속페달에 더 힘을 가하지 않아도, CVT 컨트롤러는 엔진에 부하가 걸리지 않는 한 계속 무단변속을 수행하여, 차량의 속도를 증가시키고 있음을 볼 수 있다.

또한 차량 속도가 약 7.5 km/h 정도가 되면 주행 저항이 엔진에 영향을 주게 되는데, 이때 CVT 컨트롤러는 이를 감지하여 증속을 둔화시키게 된다.

운전자가 가속 페달을 더 밟아 엔진 출력을 높이면, 컨트롤러는 이 조작에 따라 계속 무단 변속하여 정해진 최대 속도까지 차량의 속도를 증가시키게 된다. 이때, 정해진 최대속도는 운전자가 설정한 최대 속도 설정 레버 값으로 일반적인 주행 시험에서는 이 레버를 항상 최고속도인 30km/hr 에 맞추어 놓고 실험을 수행하였다.

2) 감속 성능시험

일반 트랙터의 경우 운전자가 가속 페달을 떼어 엔진 회전속도를 낮추면 변속비가 고정되어 있기 때문에, 즉시 차량의 속도가 변화하게 되어있으나, 무단변속기의 경우는 운전자가 엔진 회전수를 큰 폭으로 낮추고자 할 때 외에는 우선 차량의 속도를 유지하며, 운전자가 서서히 엔진 회전수를 낮추어 엔진 출력이 주행 저항보다 낮아지면, 컨트롤러가 이를 감지하고, 무단 변속하여 차량의 속도를 줄이게 된다.

그림 76 에 운전자가 가속 페달을 떼 경우 컨트롤러가 무단 변속하여 차량의 속도를 낮추는 성능 곡선을 나타내었다.

그림에서 보면 약 3초가 되는 시점에 감속 중 운전자가 순간적으로 다시 엔진의 속도를 증가시켰다가 낮추는 부분이 두 곳 있는데, 이러한 경우는 운전자가 트랙터의 진동에 의해 의도와는 다르게 가속 페달을 밟게된 것으로 판단하여, CVT 컨트롤러가 둔감하게 반응하도록 하였다.

그러나 5초가 되는 시점의 경우는 운전자가 다시 페달을 밟아 유지시키기 때문에 CVT 컨트롤러는 다시 무단 변속하여 차량의 속도를 증가시키는 것을 볼 수 있다.

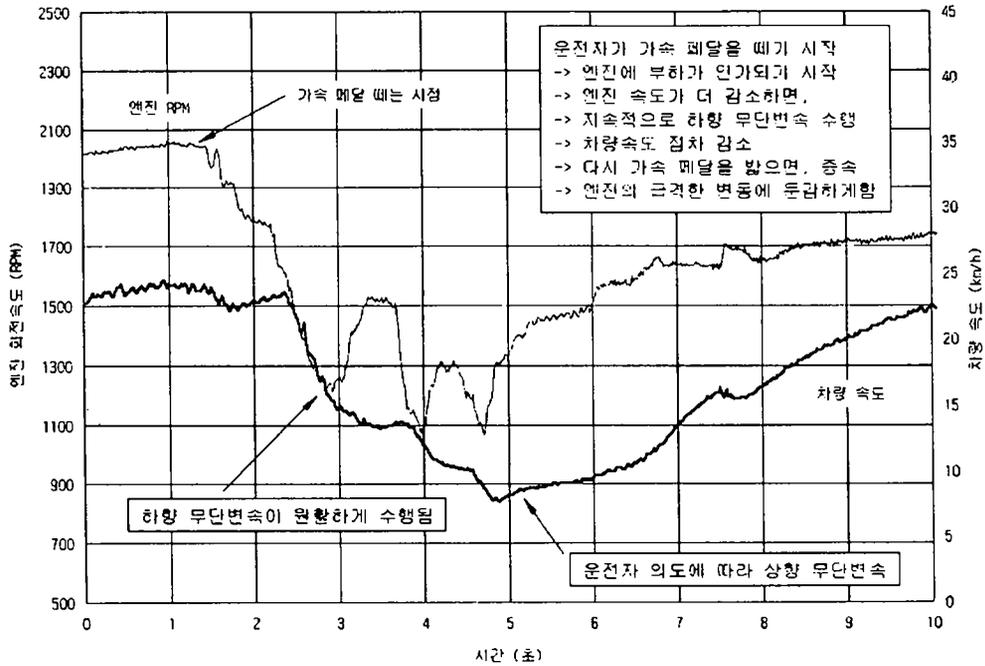


그림 76. CVT 감속 성능 곡선

3) 설정 속도 제어 성능시험

농업용 트랙터는 일반 자동차와는 달리 그 목적이 주로 저속의 안정된 경운 정지 작업에 있기 때문에, 외부 부하에 대해 일정한 속도를 유지하며 주행할 수 있는가에 대한 성능시험을 수행하였다.

그림 77에 설정 속도를 2.8 km/h로 설정하고 주행하였을 경우, CVT 컨트롤러의 설정 속도 제어 성능을 나타내었다.

그림에서 보는 바와 같이, 주행 중 트랙터에 가해지는 주행 저항 변화에 대해 CVT 컨트롤러가 차량의 속도를 정확도 ± 0.4 km/h 이내로 비교적 정확하게 제어하였다.

이는 그림에서 3초와 4초 사이에 엔진 축에 인가되는 축 토크의 증가에 의해 엔진 회전 속도가 일정 정도 감소하여, RV 값을 증가시켜 차량의 속도를 이전부분 보다 현저하게 감소시켰다가 회복시키는 것을 볼 수 있다.

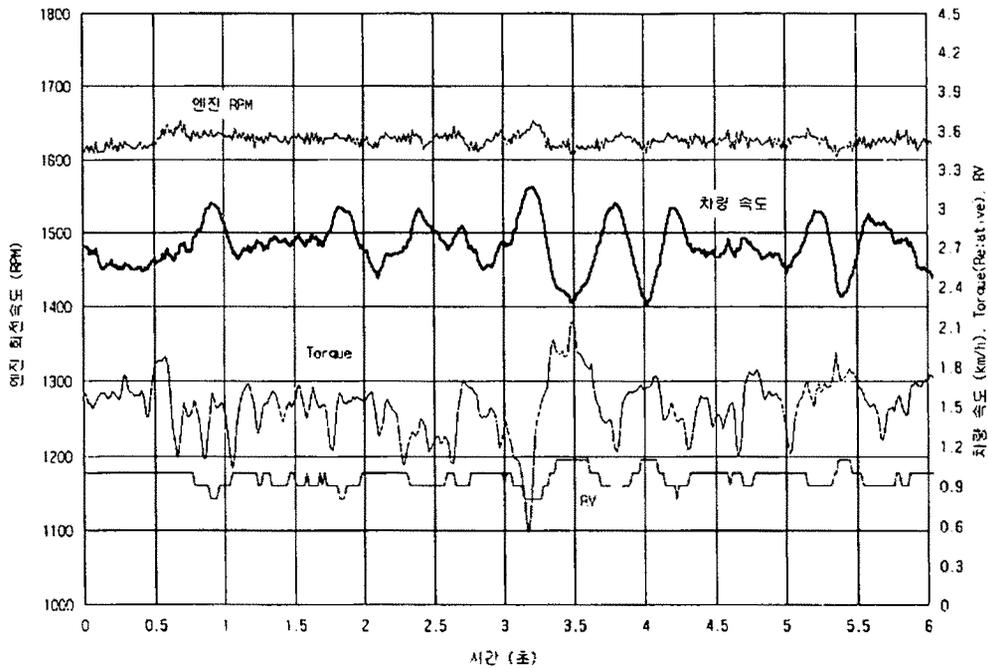


그림 77. 주행 시 설정 속도 제어 성능시험

4) 최대 속도 도달 성능시험

본 연구에서 개발된 CVT는 최대 속도를 30 km/hr로 설계하였는데, 이를 검증하기 위하여 최대속도 도달 성능 시험을 수행하였다.

그림 78에 성능 시험 결과를 나타내었는데, 그림에서 보면 CVT의 Oil 온도 70도, 엔진 설정 속도 2700의 초기 조건에서 차량의 속도가 18 km/hr를 넘어설 때, 엔진의 회전 속도가 서서히 감소하는 것을 볼 수 있다.

이것은 차량의 속도가 증가함에 따라 주행 저항이 증가하기 때문인 것으로 보이는데, CVT 내부의 기어와 축들의 회전속도가 증가하면서 자체 저항이 증가하는 것도 원인이 될 수 있다.

그러나 RV 변화 범위가 최대 50 km/hr로 설계되어 있고, 소프트웨어적으로 제한하는 것은 RV 범위가 아니라 실제 차량 속도 30 km/hr이므로 엔진 회전 속도와 상관없이 차량의 최대 속도 30 km/hr는 무난히 얻을 수 있었다.

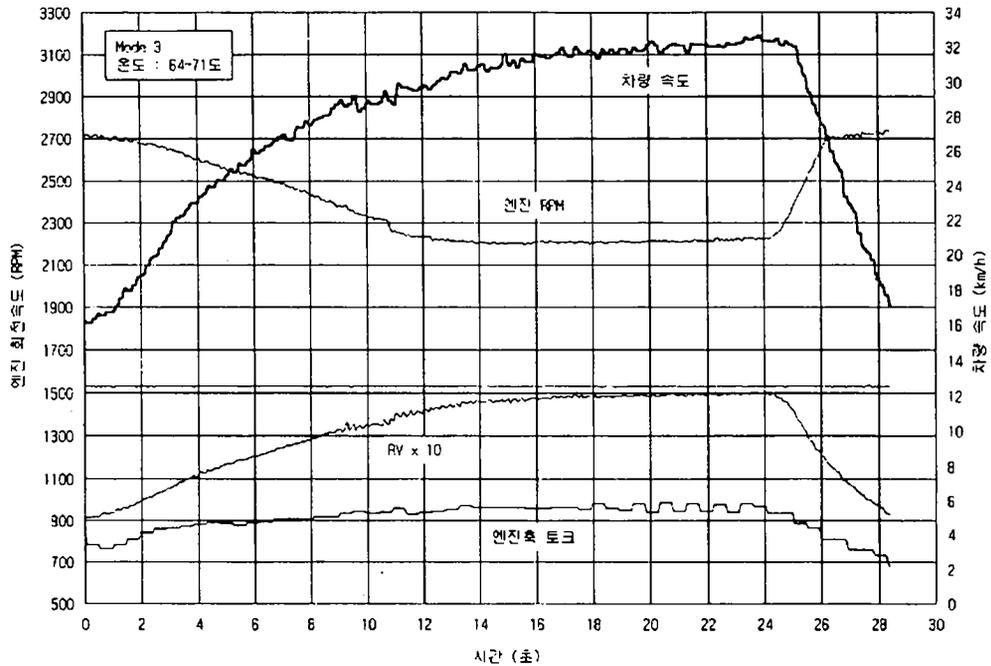


그림 78. 최대 속도 도달 성능 곡선

나. 쟁기 작업 성능시험

CVT 메커니즘에 지속적인 견인 부하를 줄 수 있는 작업인 쟁기 작업 성능 시험은 CVT 제어 알고리즘의 대표적인 제어 계수인 DES와 MIRV1을 변경 시켜가며, 수행하였다. 여기서 DES는 운전자가 설정한 무부하일 때의 엔진 속도와 부하를 받을 때의 실제 속도와의 차를 나타내고, MIRV1은 부하가 인가되어 엔진이 영향을 받을 때, Variator 변속비를 변화시켜주는 비율을 나타낸다.

그림 79에 DES를 200으로 설정했을 때의 성능 시험 곡선을 나타내었다. 그림에서 보면, 견인부하의 증가에 의해 엔진 회전속도가 감소하면, CVT 콘트롤러가 이를 감지하여, 차량의 속도를 떨어뜨리고, 이에 따라 엔진 회전속도가 회복되면, 다시 차량을 증속시키는 기능을 수행하고 있는 것을 확인할 수 있었다.

시험을 수행한 포장의 약 50% 정도(곡선에서 앞부분)는 약간 저지대여서 토양에 수분이 많이 포함되어 있었다. 그림에서 보면, 초기에 견인 부하가 계속 증가하여, 엔진 회전속도

가 떨어졌다가 CVT에 의해 다시 회복되는 과정이 반복되었다. 반면, 성능 시험 후반에는 토양이 건조하기 때문에 견인 저항이 감소하여, 큰 부하가 작용하지 않고 안정되게 작업을 수행하였다.

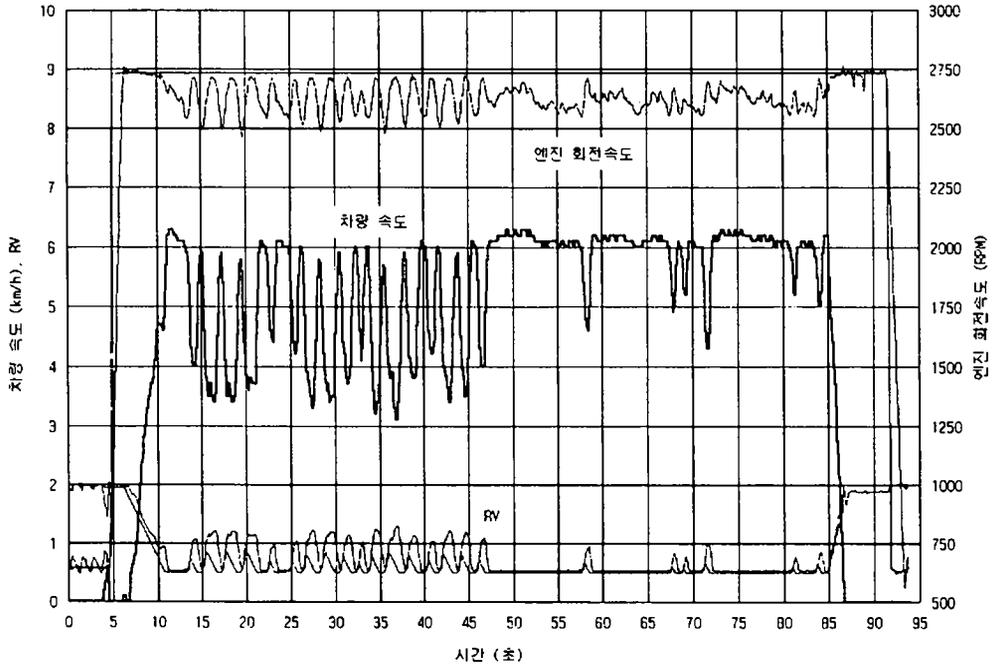


그림 79. CVT 장착 트랙터에 대한 쟁기 작업 성능시험 [1]

그림 80 에 DES를 500으로 설정했을 때의 성능 시험 곡선을 나타내었다. DES 가 500 일 경우의 특징은 그림 79와는 달리 CVT 콘트롤러가 약간의 엔진 회전속도 저하는 무시하며, DES 가 500 이상일 때만 작동을 한다는 것이다.

그림에서 보면, 토양 상태가 그림 79와 반대로 전반부가 약간 고지대인데, 후반부에서 견인 부하가 커지면, 어느 정도까지는 반응을 하지 않고, DES 가 500 을 넘어서면서부터 반응을 시작한다. 물론 이때는 그림 79에서와 마찬가지로 차량의 속도를 떨어뜨려 부하를 감소시킨 후 엔진 회전속도가 원래대로 상승되면, 다시 RV를 감소시켜 차량의 속도를 회복시킨다.

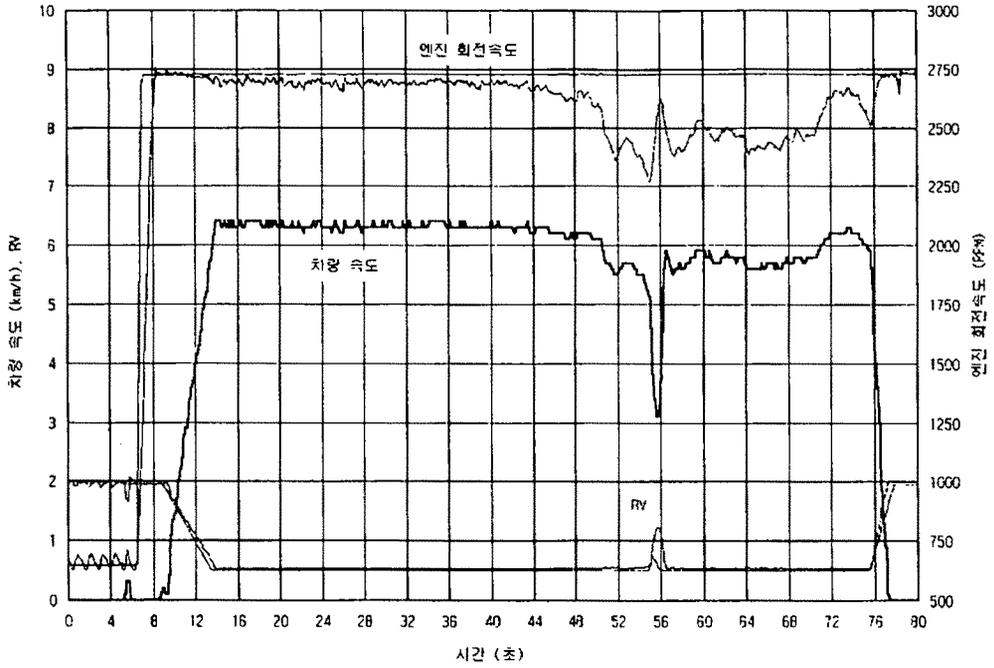


그림 80. CVT 장착 트랙터에 대한 쟁기 작업 성능시험 (2)

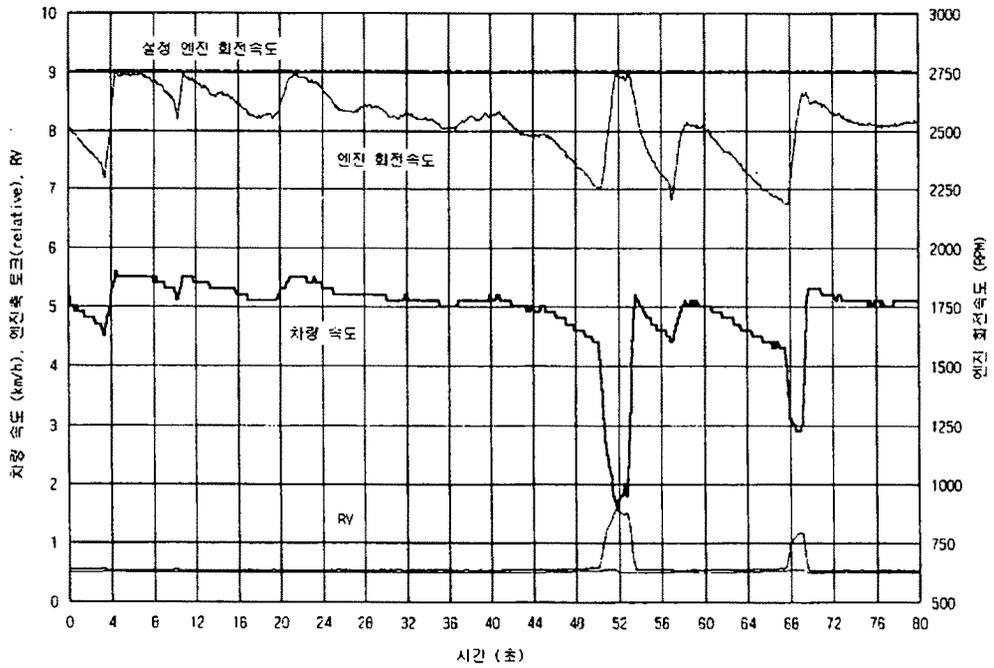


그림 81. CVT 장착 트랙터에 대한 쟁기 작업 성능시험 (3)

그림 81 은 DES를 DES1과 DES2로 나누어 DES1은 200으로 설정하고, DES2는 700으로 설정한 후, MIRV1을 0.005로 작게 설정할 경우 무단변속기 컨트롤러가 제어를 수행하는 모습을 나타낸다.

그림에서 보면 52초와 68초 지점에서 평소보다 많은 부하가 인가되어 엔진 회전속도를 떨어뜨리면, 그림 79 나, 그림 80 보다 천천히 응답하게 할 경우 Variator 메커니즘 자체가 완충 작용을 수행하는 것을 볼 수 있다.

이러한 조건에서 컨트롤러는 엔진이 최대 토크를 낼 수 있는 속도까지 기다렸다가, 그 이상 속도가 떨어질 경우 차량의 속도를 급격히 줄이게 된다.

따라서, 쟁기작업 시에는 Variator의 완충 기능과 컨트롤러의 부하 응답 기능을 이용하여 효과적인 작업이 가능하게 된다.

다. Rotary 작업 성능시험

국내에서 Rotary 작업은 농업용 트랙터로 수행하는 작업 중 가장 많은 부분을 차지하는 작업으로, 본 연구에서는 무단변속기 장착 트랙터의 작업성능을 평가하기 위해 Rotary 작업 성능시험을 중점적으로 수행하였다.

1) Rotary 작업 시 부하 응답 성능

그림 82 에 무단변속기 장착 트랙터의 Rotary 작업 성능시험 결과를 나타내었다.

일반적으로 Rotary 작업은 엔진의 회전수를 최고 속도로 놓고 작업을 하게 되는데, 그림에서 ①부분이 작업 전 엔진 회전수를 가속 레버를 이용하여 최고 속도로 올리는 부분을 나타낸다.

그림에서 ② 부분은 Rotary 작업기를 지면에 내려놓은 상태에서 작업을 시작하는 부분을 나타낸다. ③ 과 ④ 부분은 작업 도중 Rotary 로부터의 부하가 증가하여 엔진의 회전속도가 떨어지는 것을 보여 준다. ③ 과 ④ 부분의 약간 이전 시점에서 엔진 축 토크 곡선을 보면, 축 토크의 증가로 엔진 부하가 증가하고 있음을 확인 할 수 있다.

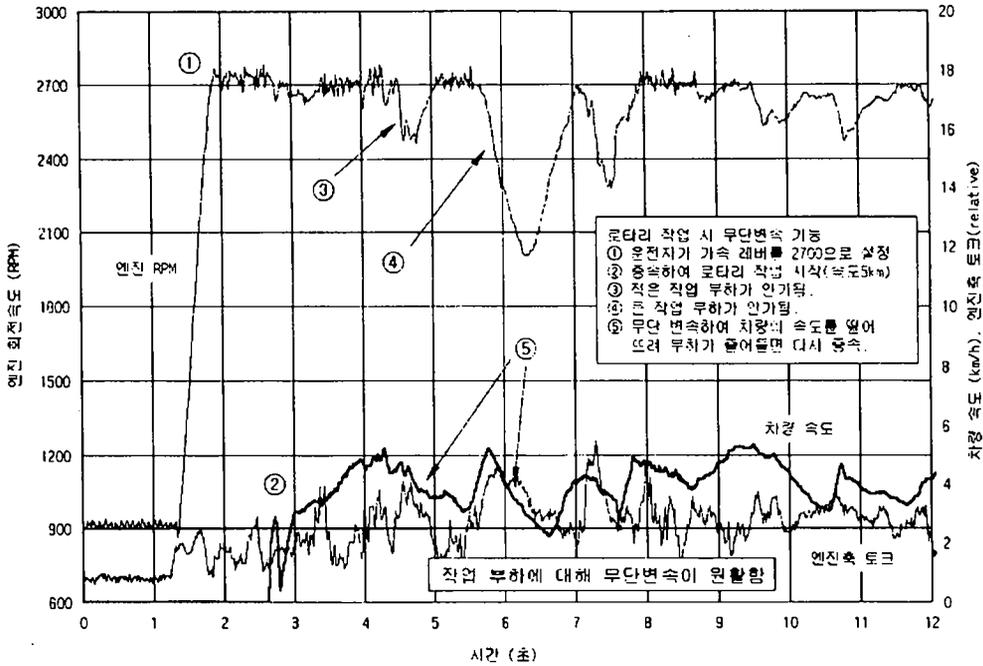


그림 82. CVT 장착 트랙터에 대한 Rotary 작업 성능시험 [1]

일반 농업용 트랙터로 작업을 할 경우, 이러한 부하가 인가될 때, 엔진이 꺼지는 것을 방지하기 위해 운전자가 이를 감지하여 주-클러치를 밟아주게 된다.

Rotary 작업에 있어서 무단변속기는 ③, ④ 부분과 같이 작업 부하가 인가될 때, ⑤ 부분에서 나타난 것과 같이 차량의 변속비를 연속적으로 적절히 낮추어 줌으로써 엔진에 전달되는 작업 부하의 양을 줄여 주고, 작업 부하를 이기고 난 후에는 다시 빠르게 원래 속도로 회복시키는 역할을 수행한다.

좀더 구체적으로 설명하기 위해, 그림 83에 그림 82의 6~9초 구간을 확대한 그래프를 나타내었다.

그림에서 ① 부분의 원 내부에 나타난 엔진 축 토크 곡선을 보면 엔진으로 전달되는 축 토크가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이 축 토크의 증가로 인해 ② 부분의 원 내부에 나타난 것과 같이 엔진의 회전 속도가 떨어지는데, 그 시점은 ⑤ 부분의 화살표로 나타난 시점부터이다.

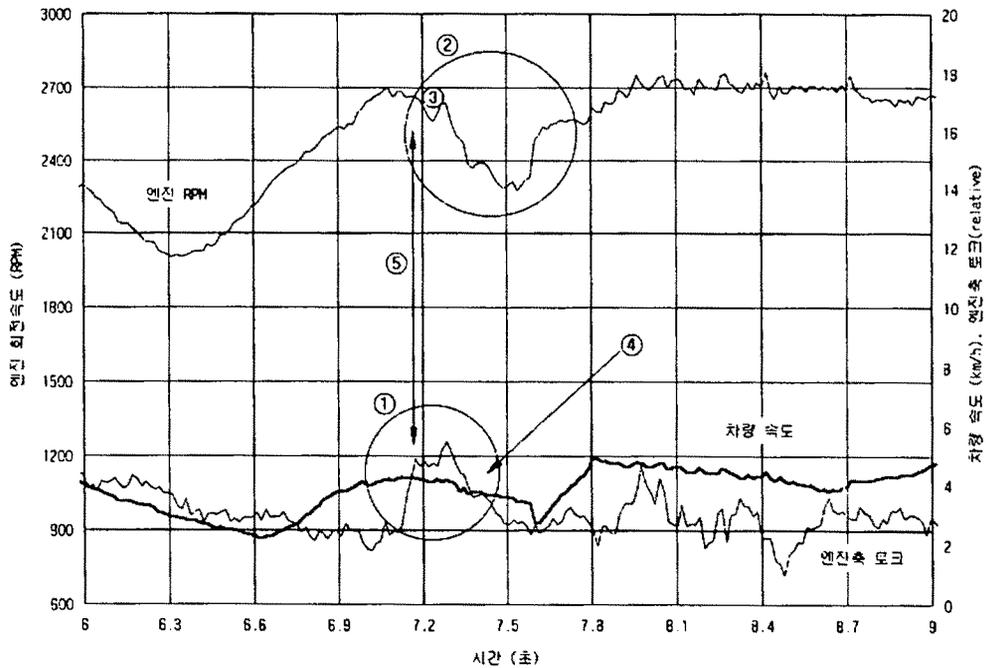


그림 83. CVT 장착 트랙터에 대한 Rotary 작업 성능시험 (2)

컨트롤러가 이때, 윈 내부 ③ 부분의 엔진 회전 속도 저하를 감지하여 차량 속도를 적절한 비율로 ④ 와 같이 낮추어 주면 부하가 줄어들게 되고, 엔진의 회전 속도는 비록 약간의 시간이 경과 한 후이지만 회복되게 되며, 이후 다시 원래 설정된 차량의 속도로 무단변속을 시작하게 된다.

그림 84 에 상태가 양호한 다른 포장에서 수행된 로터리 작업 성능시험 결과를 나타내었다. 이 경우 제어 알고리즘의 주요 계수인 RES(DES 에 비례하는 RV 감소 값)를 적용하였고, 작업 최대 속도를 5.2 km/hr 로 제한하였다.

그림에서 보면 5초, 14초, 18초 지점에서 부하가 입력될 때, CVT 컨트롤러가 이를 감지하여 RV 값을 증가시켜 차량의 속도를 감소시켰다가 회복시키고, 그 외의 구간에서는 최고속도 5.2 km/hr 로 안정되게 작업을 수행하는 것을 확인할 수 있다.

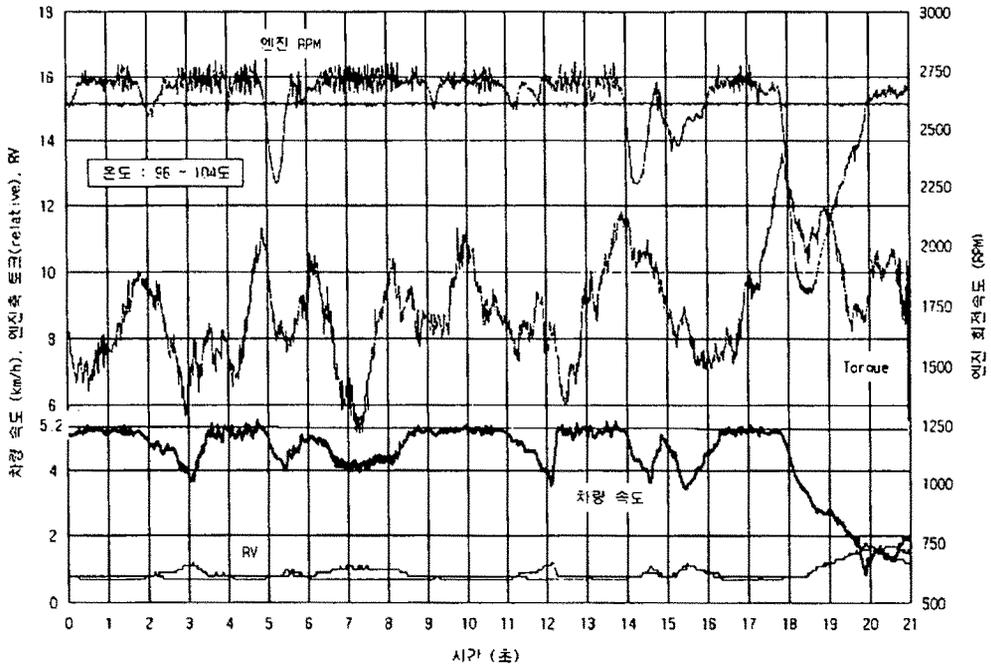


그림 84. CVT 장착 트랙터에 대한 Rotary 작업 성능시험 (3)

2) 엔진 최대 출력을 이용한 최적의 Rotary 작업

그림 85는 전반부와 후반부 작업 토양의 상태가 다를 경우 무단변속기 컨트롤러가 작업을 수행하면서 차량의 속도를 적절하게 변화시키는 것을 나타낸다.

이 실험에서 운전자는 작업기의 상태를 초기에 설정한 후, 전혀 조작을 하지 않으며, 가속레버를 최대로 당겨 놓은 상태에서 조향 핸들만을 조작하게 된다.

그림에서 보면, 무단변속기 컨트롤러는 장착된 엔진이 최대 출력을 낼 수 있는 속도(이 점에서 연비가 최소임)인 2300 rpm에서 2400 rpm 사이에 엔진 회전 속도를 유지시키면서(그림의 윗부분 굵은 곡선), 무단변속기가 얻을 수 있는 최대속도로 작업을 하는 것을 알 수 있다. 또한 실험에 사용된 포장의 전반부는 로터리 작업을 여러 번 수행하여 작업 부하가 비교적 작으며, 후반부는 상대적으로 작업부하가 큰 상태였는데, 그림과 같이 엔진 회전속도는 최대 출력 점에서 유지되면서, 차량의 작업 속도(그림의 아랫부분 굵은 곡선)가 전반부에 약 3 km/hr에서 후반부로 접어들면서 약 4.3 km/hr로 상승되는 것을 알 수 있다.

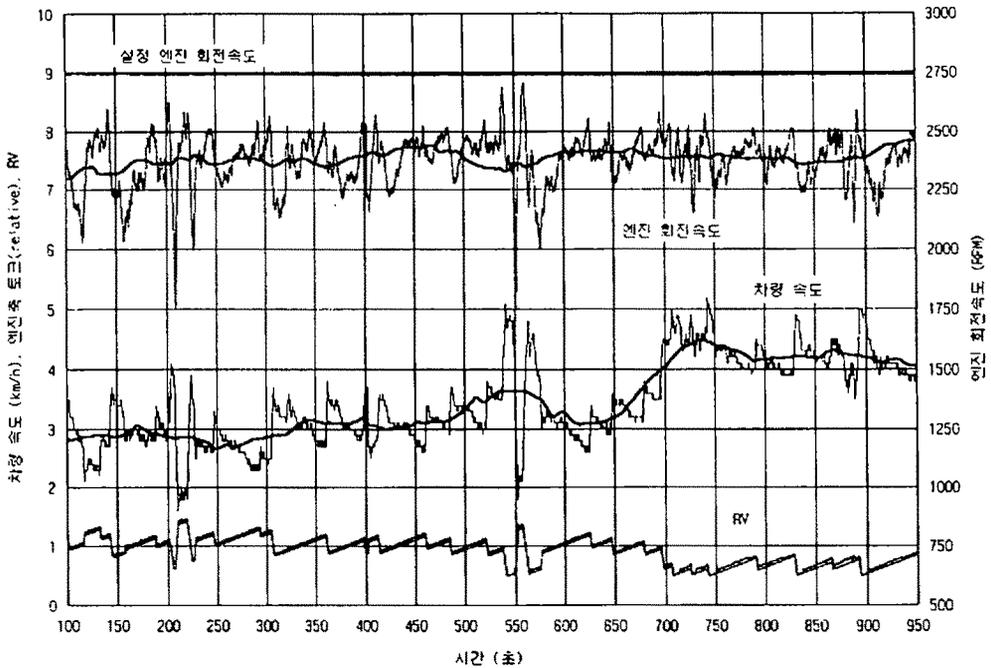


그림 85. CVT 장착 트랙터에 대한 Rotary 작업 성능시험 [4]

이는 무단변속기 장착 트랙터가 어떠한 토양에서 Rotary 작업을 수행하더라도 운전자의 별다른 조작 없이, 항상 엔진의 최대 출력을 이용하면서 가능한 최고속도로 작업할 수 있음을 나타낸다.

3) 일반 트랙터와의 연료소비율 비교

Rotary 작업 성능시험 [4]를 통해, 무단변속기 장착 트랙터(35마력)가 항상 엔진의 최대 출력을 이용하면서 작업을 수행할 수 있음을 확인한 후, 일반 트랙터(36마력, LG기계)와 비슷한 작업 조건 하에서 Rotary 작업을 수행하여 각각의 연료소비량을 측정하였다.

총 작업 거리는 800 m로 설정하였고, 작업기는 동일한 작업기를 사용하였으며, 작업깊이도 약 20 cm로 동일하게 설정하였다.

그림 86에 비교 시험 시 무단변속기 장착 트랙터의 엔진 속도와 작업속도 변화를 나타내었다. 그림에서 보면 토양의 상태가 비교적 양호하여 작업 속도의 큰 변화는 없으나, 엔

진의 회전속도가 항상 최대 출력 속도인 2400 rpm근방에 유지되는 것을 볼 수 있다.

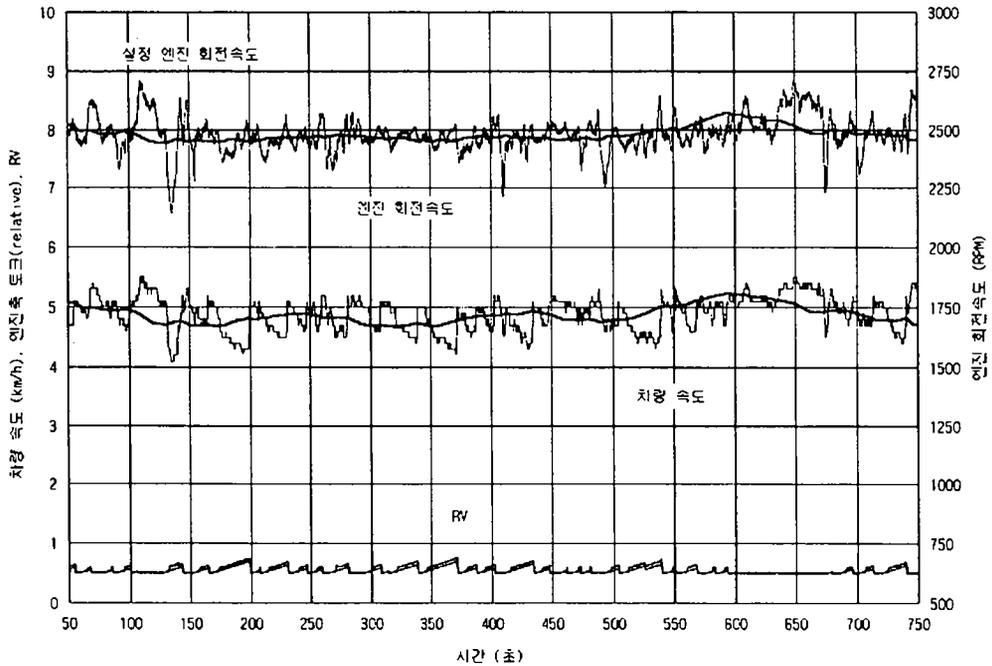


그림 86. CVT 장착 트랙터에 대한 Rotary 작업 성능시험 (5)

총 800 m를 작업하였을 때, 작업 시간은 약 10 분으로 비슷하게 나타났으며, 일반 트랙터의 연료 소비량이 약 2.2ℓ, 무단변속기 장착 트랙터의 연료소비량이 약 1.9ℓ로 측정되었다.

이 실험에서 무단변속기 장착 트랙터의 연료소비량이 일반 트랙터에 비해 작게 나타난 것은 무단변속기가 일반 트랙터와는 달리 항상 엔진 최대 출력을 이용하는 최적 속도로 작업을 수행할 수 있기 때문인 것으로 판단된다.

제 4 장 연구성과 및 향후 계획

본 연구의 1차년도에는 트랙터용 무단변속기를 개발하기 위하여, Variator 메커니즘을 포함한 CVT System 설계를 수행하였고, 이를 제어하기 위한 유압제어시스템 및 컨트롤러를 개발하였다. 1차 시작품의 개발 후 CVT 특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였다.

2차년도에는 1차 시작품의 문제점을 보완하여 2차 시작품을 개발하였고, 2차 시작품을 이용하여 제어 알고리즘을 완성하여, 변속비 제어 성능 시험을 수행하였다.

3차년도에는 2차 시작품의 문제점을 보완한 후, 트랙터를 조립하였고, 주행 및 작업 성능 시험을 수행하여, 그 결과를 분석하였다.

성능 시험 자료를 분석해 본 결과, 본 연구에서 개발된 무단변속기는 주행 시와 작업 시에 부하 응답 성능 및 설정 속도 제어 성능이 우수한 것으로 분석되었다.

3개년 동안 수행된 본 연구의 성과를 정리하면 다음과 같다.

1. 트랙터용 무단변속기 메커니즘 설계 기술 확보
2. 트랙터용 무단변속기 컨트롤 System 설계 기술 확보
3. 트랙터용 무단변속기 제어 알고리즘 개발
4. 35마력 급 트랙터용 무단변속기 시작품 개발
5. 35마력 급 무단변속기 장착 트랙터 개발
6. 트랙터용 무단변속기에 대한 성능 시험 수행

본 연구로써 얻은 성과들은 향후 참여기업에서 무단변속기 장착 트랙터의 양산에 들어가기 위한 기초자료로 활용될 것이다.

또한 이와 병행하여, 내구성, 안전성, 포장적응성 등을 확보하기 위한 지속적인 현장 실험에 본 연구의 시작품이 활용될 것이다.

참고 문헌

1. Chung, Y. G., S. J. Marley, W. F. Buchele. 1983. A data acquisition system for tractor field performance. ASAE PAPER. 83-120.
2. Colvin, T. S. and S. J. Marley. 1987. An instrumentation system for measuring tractor field performance. ASAE PAPER. 87-121.
3. Cuo, B. C., 1987. Automatic Control Systems. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632.
4. de Silva, C. W., 1989. Control Sensors and Actuators. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632.
5. Green M. K. and S. W. Searcy. 1983. Instrumentation package for monitoring tractor performance. ASAE PAPER 83-1562.
6. Grevis, I. W., D. R., Devoe, P. D. Bloome, D. G. Batchelder, B. W. Lambert. 1983. Microcomputer-based data acquisition for tractors. Trans. of the ASAE. 692-695.
7. Grevis, I. W., P. D. Bloome. 1982. A tractor power monitor. ASAE. PAPER. 595-597.
8. Gui. X. Q., C. E. Goering and N. L. Buck. 1988. Theory of optimal tractor operation control. ASAE PAPER. 88-1061.
9. Hendrick, J. G., C. E. Johnson, R. L. Schafer, J. D. Jarrell. 1981. A Micro-processor based field data acquisition system. ASAE PAPER. 81-1577.
10. Nwagboso, C. O., 1993. Automotive sensory Systems. Chapman & Hall, 2-6 Boundary Row, London SE1 8HN.
11. Reynolds, W. R., G. E. Miles, T. H. Garner, 1982. Data acquisition and processing in the field. ASAE PAPER. 82-5510.
12. Sakai, J., K. Nakaji, J. Liu. 1989. PTO performance analysis on small riding tractors. Transactions of the ASAE. 20(4):9-14.
13. Shim, K. D., 1992. Development of a Fully-Controlled Plant Growth System. A thesis for the degree of master of science, Seoul National University.
14. Tompkins, F. D., L. R. Wilhelm. 1982. Microcomputer-based, tractor data acquisition system. Transactions of the ASAE. 1540-1543.

15. Wang G., R. L. Kushwaha and G. C. Zoerb. 1989. Traction performance of a model 4WD. CSAE PAPER 88-203.
16. Wong. J. Y. 1993. "Theory of Ground Vehicle" John Wiley & Sons Newyork.
17. Yong R. N , E. A. Fattah and N. skiadas. 1984 "Vehicle Traction Mechanics" Elsevier. Amsterdam.
18. 강성봉, 1994. 트랙터의 기관속도 및 변속비의 자동제어에 관한 연구. 서울대학교. 박사 학위논문.
19. 김기대 외 1인. 1982. Microcomputer를 이용한 Data Acquisition System에 관한 연구. 한국농업기계학회지 7(2) : 18-29
20. 류관희 외 4인. 1985. 트랙터의 포장성능평가를 위한 자료수집처리 시스템의 개발. 한국농업기계학회지 10(2) : 19-26.
21. 류관희 외 2인. 1987. 마이크로컴퓨터를 이용한 엔진 성능시험의 자동화에 관한 연구 (I) - 엔진성능시험과 데이터수집의 자동화. 한국농업기계학회지 12(3) : 7-16.
22. 류관희 외 2인. 1989. 마이크로컴퓨터를 이용한 엔진 성능시험의 자동화에 관한 연구 (II) - 모의 부하시험 시스템의 구성 및 평가. 한국농업기계학회지 14(1) : 1-7.
23. 류관희 외 1인. 1991. 엔진토크의 간접적인 측정 방법에 관한 연구. 한국농업기계학회지 16(1) : 1-8.
24. 문영봉, 이기명. 1986. 마이크로컴퓨터를 이용한 엔진 회전속도 제어에 관한 연구. 한국농업기계학회지 11(1) : 17-23.
25. 유영선. 1986. 트랙터의 포장성능 평가를 위한 자료수집처리 시스템의 개발. 서울대학교 석사학위 논문.
26. 이성철. 1995. 정밀계측공학. 동명사.
27. 정창주 외 2인. 1992. 농업동력학. 문운당.
28. 최창현. 1989. 단일보드 마이크로 컴퓨터를 이용한 자료 수집장치. 한국농업기계학회지 14(4) : 221-228