

최종보고서

습지용 경량 트랙터 개발

Development of Small Tractor for Paddy Field

주 관 기 관 : 동양물산기업(주)

위탁연구기관 : 서울대학교

농 립 부



제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “습지용 경량 트랙터 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다

2000. 8. 16.

주관연구기관명 : 동양물산기업(주)

총괄연구책임자 : 남 상 일

연 구 원 : 강 영 선

연 구 원 : 송 계 용

연 구 원 : 오 진 국

연 구 원 : 남 요 상

연 구 원 : 김 태 영

연 구 원 : 정 삼 석

연 구 원 : 김 정 훈

연 구 원 : 김 영 식

연 구 원 : 정 진 선

연 구 원 : 윤 장 원

연 구 원 : 이 강 결

위탁연구기관명 : 서울대학교

위탁연구책임자 : 김 경 욱

여 백

요 약 문

I. 제 목

습지용 경량 트랙터 개발

II. 연구개발의 목적 및 중요성

본 연구의 목적은 국내 및 동남아의 습지에 적용할 수 있는 소형 트랙터를 개발하는 것이다. 이를 통해 습지 특성 파악, 습지용 트랙터 설계기술 획득하여 습지가 많은 동남아 시장의 진출기반을 구축한다.

III. 연구개발 내용 및 범위

본 연구는 총 3차년도를 통하여 수행하였으며, 개발 초점은 경량, 고지상고 및 cage wheel 사용이 가능한 트랙터의 개발이었다. 1차년도에서는 기술동향 및 시장조사를 통하여 목표사양을 결정하였고, 개념설계를 진행하여 부품 일부분을 개발하였다. 또한, 습지의 특성 및 습지 작업의 부하 특성을 구명하여 이를 설계에 반영하였다. 습지의 특성은 다음과 같이 정의하였다.

- ① 경반 깊이 : 지면에서 최대 30cm
- ② 점토 비율 : 40% 이상
- ③ 함수비 : 약 45%
- ④ 콘지수 : 200~300kPa

2차년도에서는 상세설계를 수행하여 트랙터 및 습지용 칠차륜을 개발하였으며, 3차년도에서 문제점 보완 및 시험이 이루어졌다. 트랜스미션에 대한 내구 시험을 수행하였으며, 포장시험은 국내 및 태국에서 진행하였다.

IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

습지에 적합한 경량, 고지상고의 트랙터를 개발하였으며, 동남아 시장 진출을 위해서 지속적 현지 적응성시험을 수행하고자 국제 공동 연구를 제안함

여 백

SUMMARY

The purpose of this research is to develop of small tractor for wet paddy field in Korea and South-east Asian country. Characteristics of the wet paddy field and the design technology obtained through this research would establish the basement to enter South-east Asian tractor market having large wet field.

This research has been performed for three years. Major factors considered for this study were tractor weight, ground clearance, and traction aid wheel applicability. In the first year, target specification was decided through market survey and analysis of technical trend. Some parts were developed based on the results of concept design. And based on the experimental measurement and field survey in Korea, Indonesia and Thailand, characteristics of wet field were specified as below.

- ① Hard pan depth : max. 30cm from ground
- ② Clay content : over than 40%
- ③ Moisture content : about 45%
- ④ Cone index : 200~300kPa

In the second year, detail design was carried out and prototype tractor and cage wheel were developed. In the third year, problems found during parts development and assembly were resolved.

In addition, lab and field test were performed. Lab test was done according to the TYM R&D center test code and the result was acceptable. Field tests were performed in Korea and Thailand. The field test result showed no damages on any major parts of prototype tractor.

Although a prototype tractor for wet field was developed, long term test is necessary in the target market. Therefore, International Joint Project for long-term field test in the target market area is strongly recommended.

여 백

CONTENTS

CHAPTER 1 Introduction	11
Section 1 Needs for research development	11
1. Technical view	11
2. Economic & Industrial view	12
3. Social & Cultural view	15
Section 2 Domestic & Overseas Techniques and Development Effect	16
1. Domestic & Overseas Techniques	16
2. Development Effect	17
Section 3 Research & Development Target	18
1. R&D Target and Scope	18
2. R&D Process	21
CHAPTER 2 Research & Development	23
Section 1 Definition of Wet Land	23
1. Hard Pan	23
2. Cone Index	24
3. Moisture Content	25
Section 2 Concept Design	26
1. Market Survey	26
2. Analysis of Sample Tractor	31
3. Target Specification of Development	36
4. Performance Prediction	37
가. Calculation of Rated Drawbar Pull	37
나. Selection of Implements	38
Section 3 Layout design	39
Section 4 Style Design	43
Section 5 detail Design	47

1. Engine and Accessories	48
2. Transaxle	49
가. Axle Torque Calculation	51
나. Gear Torque Calculation	53
다. Strength Analysis of Gear	57
라. Bearing and Shaft Design	60
마. Housing Design	62
3. Front Axle	63
4. Miscellaneous	66
Section 6 Test	67
1. Endurance Test	67
2. Assembly, Functional and Performance Test	71
3. Field Test	72
가. Domestic Test	72
나. Overseas Test	74
4. Problem Feedback	74
Section 7 Overseas Joint Research	75
1. Indonesia	75
2. Thailand	78
가. 1st Year Report	79
나. 2nd Year Report	80
1) Agricultural Machine and Tractor Market in Thailand	80
2) Selection of Test Field	81
3) Test Method	82
다. 3rd Year Report	82
1) Test Procedure	82
2) Test Result	86
CHAPTER 3 Conclusion	88
References	89

목 차

제1장 서론	11
제1절 연구개발의 필요성	11
1. 기술적 측면	11
2. 경제·산업적 측면	12
3. 사회·문화적 측면	15
제2절 국내·외 기술과 개발 효과	16
1. 국·내외 기술현황	16
2. 연구개발의 효과	17
제3절 연구개발의 목표	18
1. 연구개발의 목표 및 범위	18
2. 연구개발 추진 체계	21
제2장 연구개발 내용	23
제1절 습지의 정의	23
1. 경반(Hard pan)	23
2. 원추 지수(Cone Index)	24
3. 함수비	25
제2절 개념설계	26
1. 시장조사	26
2. Sample 트랙터 분석	31
3. 개발 목표 사양	36
4. 성능예측	37
가. 정격 견인력 계산	37
나. 작업기 선정	38
제3절 Layout 설계	39
제4절 외장 디자인	43
제5절 상세설계	47

1. 엔진 및 보기품	48
2. 트랜스액슬	49
가. 차축 토크 계산	51
나. 각 기어의 토크 계산	53
다. 기어의 강도 계산	57
라. 베어링 및 축 설계	60
마. 케이스 설계	62
3. 프론트액슬	63
4. 기타	66
제6절 시험	67
1. 내구시험	67
2. 조립, 기능 및 성능시험	71
3. 포장시험	72
가. 국내 포장시험	72
나. 해외 포장시험	74
4. 문제점 보완	74
제7절 해외공동연구	75
1. 인도네시아	75
2. 태국	78
가. 1차년도 보고서	79
나. 2차년도 보고서	80
1) 태국의 농기계와 트랙터 시장	80
2) 시험 장소 선정	81
3) 시험방법	82
다. 3차년도 보고서(현지 포장시험)	82
1) 시험과정	82
2) 시험결과	86
제3장 결론	88
참고문헌	89

제1장 서론

제1절 연구개발의 필요성

1. 기술적 측면

트랙터는 다목적용 농업기계로 다양한 농작업이 가능하며 시장규모가 가장 큰 농업기계이다. 일반적인 경우에는 토양이나 기후조건 등의 농업조건에 영향을 받지 않고 사용할 수 있지만, 습지와 같은 특수한 조건에서 사용하기는 어렵다.

현재 우리 나라에 보급되고 있는 트랙터 중 대형기종은 밭작업용인 서구의 모델을 조금 변형하였기 때문에 중량이 무겁고 방수처리가 제대로 이루어지지 않고 있어 습지에서의 작업에 어려움이 뒤따른다. 중소형 트랙터는 토양조건이 비교적 좋은 일본의 모델을 일본 업체와의 기술 제휴로 생산되고 있어 자체개발에 의한 고유 모델 트랙터의 수출은 산업구조상 어려운 형편이다.

현재까지의 농업기계화는 벼농사 중심의 수도작에 중점을 두어 왔으며 경지정리가 이루어진 지역에서는 기계화가 대부분 이루어졌다. 그러나 아직까지 기계화가 이루어지지 않고 있는 곳은 습지나 간척지와 같이 연약지반으로 이루어져 있거나 경반의 깊이가 깊은 지역이다. 이러한 지역에서는 기존의 트랙터로는 지상고가 낮아 트랙터 본체가 물 속에 잠기게 되어 이용이 곤란하다. 실제 우리나라의 경우 습지이기 때문에 기계화가 어려운 경지면적이 167천ha(습답 117, 간척지 50)로 전체 경지면적 1,206천ha의 13.8%에 달하고 있는 실정이다. 이에 따라 습지에서와 같은 특수조건에 알맞는 특수목적용 트랙터의 개발이 필요하게 되었다.

또한, 습지용 트랙터 개발에 필요한 기초 자료와 데이터는 현재 국내에는 전무한 상태이며, 이러한 자료를 이용한 설계 방법도 정립되어 있지 않다. 따라서 습지의 특성 및 습지 작업의 부하 특성을 구명하고 이를 설계에 반영할 수 있는 기술이 개발·정립되지 않으면, 습지 트랙터 시장에서 요구되는 소비자의 요구를 신속히 제품에 반영할 수 없으며, 특정 습지 지역에서 요구되는 습지용 트랙터를

개발하는 데에도 한계가 있다.

습지용 경량 트랙터를 개발하는 데는 습지에 적용 가능한 주행장치의 개발이 시급한 과제중 하나이다. 습지용 트랙터는 다음과 같은 조건을 만족시키는 주행장치를 가져야 한다.

- 1) 트랙터의 침하를 최소화하여야 한다.
- 2) 토양 추진력을 최대한으로 활용하여야 한다.
- 3) 불도징 및 구름 저항을 최소화하여야 한다.
- 4) 지상고를 최대화하여야 한다.

습지의 토양특성과 습지작업의 부하특성을 반영하여, 이러한 요구조건을 만족시키는 습지용 주행장치를 개발할 필요가 있다.

2. 경제·산업적 측면

국내 농기계산업은 농업생산의 계절성으로 인하여 제품 생산의 계절성을 갖게 되어 생산시설의 가동률이 떨어지는 실정이다. 또한 작물의 종류, 농작업의 내용에 따라 매우 다른 작업특성을 띠고 있어 다품종소량생산체제로 이루어지고 있다. 특히 국내 농기계시장 규모는 점차 포화상태에 이르고 있으며, 기술수준이 경쟁국에 비하여 낮아 해외로 진출하는 데에도 어려움이 많다.

농기계산업은 기술 집약적이며 종합적인 장치산업으로 대량생산이 가능하여 규모의 경제성 실현이 가능하며, 이를 통한 생산비 인하와 생산설비의 자동화에 의한 품질향상이 가능해지는 것이다. 그러나, 트랙터 생산시설의 가동률은 1980년대 이래 50%를 넘어선 적이 없을 정도로 타 산업에 비하여 매우 낮은 실정이다. 이러한 가동률 저하는 기업간 과도한 판매경쟁으로 이어지고 기업경영을 악화시키고 있는 실정이다. 이처럼 국내 농기계시장의 확대가 어려운 상황에서 시장확대의 요체는 수출이라고 할 수 있다.

트랙터는 우리 나라 농업 기계화의 주력 기종으로써 가장 널리 사용되고 있으

며, 농기계 중에서 가장 유망한 수출 기종으로 평가되고 있다. 미국, 유럽 등 선진국의 트랙터 생산 체계는 대부분 100마력 이상의 대형 기종 중심으로 변화되었으며, 50마력 이하의 소형 트랙터 시장은 주로 일본 제품에 의하여 주도되고 있는 실정이다. 가격 면에서 우리 나라 소형 트랙터는 일본의 동급 트랙터 가격의 60% 수준이며, 성능 면에서도 가격에 비하여 나쁘지 않은 것으로 평가되고 있다.

그러나 우리 나라의 트랙터가 세계 시장으로 진출하기 어려운 것은 일본의 기술 예측으로부터 벗어나지 못하고 있기 때문이다. 우리 나라의 트랙터는 대부분 일본 업체와의 기술 제휴로 생산된 모델이기 때문에, 비록 국산화 정책에 의하여 완전한 국내 생산이 가능하다 하더라도, 해외 시장에서는 여러 가지 형태로 일본의 간섭을 받고 있다. 따라서, 해외 시장에 진출하기 위해서는 우리 나라 고유의 트랙터 모델개발은 필수이며, 아울러 습지에서와 같은 특수조건에 알맞은 특수목적 트랙터 개발분야에서도 기술 자립을 이룩하여야 한다.

동남아시아 지역의 토양조건은 우리 나라의 습지조건과 유사한 지역이 대부분으로 현재 일본 트랙터의 시장잠식이 현저한 지역이다. 현재 동남아시아 국가중 대표적인 트랙터 사용국가는 표 1과 같다. 표 1에서 보는 바와 같이 최근 동남아시아의 모든 국가에서 트랙터의 수요가 증가추세에 있는 것으로 나타나고 있다. 특히 인도와 태국의 경우 트랙터의 수요가 다른 국가에 비하여 월등히 높으므로 관심을 가질 필요가 있다. 이들 국가에서 1994년에 수입한 트랙터의 평균 가격은 인도의 경우 40,000\$, 태국 12,000\$, 인도네시아 5,800\$, 말레이시아 5,500\$, 스리랑카 3,000\$로 각각 나타나고 있다. 인도의 경우 트랙터의 수요는 많으나 대부분 자체 생산하고 있는 것으로 나타나고 있으며, 태국의 경우 약 13,000대 수준으로 수입하고 있는 것으로 나타나고 있다. 이들 중 습지형 트랙터를 사용할 것으로 예상되는 국가는 수입대수 및 평균가격을 근거로 하였을 때 태국과 인도네시아이다.

표 1 동남아 국가 트랙터 사용 및 수입현황 (단위 : 대, 1000\$)

국가 및 항목		년도					평균
		1990	1991	1992	1993	1994	
인도	보급 대수	988,070	1,063,012	1,136,160	1,195,013	1,257,630	1,127,977
	수입기대수	5	27	15	14	15	15
	수입총액	159	790	637	549	600	547
태국	보급 대수	57,739	65,010	79,801	98,096	120,751	84,279
	수입기대수	17,980	8,528	9,543	15,495	17,000	13,709
	수입총액	245,057	149,766	140,274	164,723	212,068	182,377
인도네시아	보급 대수	27,955	33,979	39,500	45,821	55,608	40,573
	수입기대수	3,365	2,500	2,700	2,200	3,200	2,793
	수입총액	16,146	15,882	15,345	13,145	18,597	15,823
말레이시아	보급 대수	26,000	29,000	31,200	33,725	38,926	31,770
	수입기대수	4,830	4,706	4,513	5,131	5,000	4,836
	수입총액	24,381	22,776	24,307	28,320	27,633	25,483
스리랑카	보급 대수	31,510	32,200	33,000	33,000	33,000	32,542
	수입기대수	2,050	5,354	5,537	3,780	3,239	3,992
	수입총액	6,960	9,579	9,827	7,957	9,649	8,794
총계	보급 대수	1,131,274	1,223,201	1,319,661	1,405,655	1,505,915	1,317,141
	수입기대수	28,230	21,115	22,308	26,620	28,454	25,345
	수입총액	292,703	198,793	190,390	214,694	268,547	233,025

태국의 트랙터 보급률은 평균 15%내외의 증가 추세를 보여 왔으나, 금융위기로 인하여 단기적인 시장전망은 매우 불투명해졌다. 따라서 습지용 트랙터의 개발이 성공할 경우 단기적으로는 시장개척에 전념하여 동남아시아 지역의 시장 진출의 교두보를 확보하며, 장기적으로는 경제위기 극복시에 예상되는 농기계 수요 증가에 대한 시장 전략을 세워야 할 것으로 판단된다.

아울러 주요 트랙터 업체들의 합병으로 인하여 단순히 저가형의 제품 개발보다는 자체 설계에 의한 독자모델 확보가 시급한 시점이다. 최근에 New Holland가 Case를 합병함에 따라 John Deere와 New Holland가 중대형 세계시장을 거의 양분하는 형편이고, 유럽의 업체들은 중국과 인도의 시장 공략을 위해 노력하고 있는 바, 이들과 경쟁할 수 있는 제품의 개발이 더욱 시급하게 되었다.

또한 국내시장의 개방에 따라 해외업체들의 국내 시장 공략에 대처하기 위해서는 국내 시장의 주력 기종인 소형 마력급을 중심으로 하여 경쟁력 있는 독자 모델 제품의 개발이 필요하다. 이를 요약 정리하면 다음과 같다.

표 2 독자 모델 트랙터 개발의 필요성

분류	시장 여건	고려사항
국내	시장 개방	국내에서 선진업체 제품에 대응 가능한 독자 모델 확보
	외환위기 및 수출 증대	국내 시장 규모 축소로 저, 중가 수출시장 개척 - 독자모델 필요
국외	Major 업체의 합병	기술이전은 더욱 어려워지므로 특징있는 제품의 개발
	외환위기	동남아 태국, 인도네시아 등 동남아 시장 붕괴로 선진국 시장 진출 필요
	Major 업체의 동남아 시장 공략	미래 시장인 동남아 시장에서의 경쟁을 위해서 독자 모델 제품 개발 필요

결론적으로 시장 여건의 변화에 따라 현재 필요로 하는 제품은 경운기 대체식의 저가 제품보다는 소형 중가 제품의 독자 모델이 필요하다고 판단된다.

3. 사회·문화적 측면

국내의 농업여건은 농촌인력이 갈수록 고령화 및 부녀화가 진전되고, 농업인구의 감소세가 커지고 있는 형편이다. 따라서 농업의 기계화는 필수적인 바, 지속

적으로 추진되어온 기계화 시책으로 수도작에서의 기계화는 1995년에 97%에 달하여 거의 완성단계에 있다고 할 수 있으나, 기계화가 어려운 지역의 경우에는 휴경을 하게되어 전체 재배면적의 감소를 초래하고 있다. 세계무역기구(WTO) 체제 아래 농업의 자생력을 높이고 휴경지를 줄이기 위해서는 기계화가 어려운 습지에 대한 기계화의 추진이 절실하다. 따라서 습지용 경량 트랙터의 개발은 수도작 기계화의 완성을 위하여 반드시 필요한 과제이다.

제2절 국내·외 기술과 개발 효과

1. 국·내외 기술현황

국내에서 트랙터가 처음 생산된 것은 1971년 대동공업에 의해서이다. 대동공업은 영국 포드사와의 기술 제휴로써 디젤 트랙터를 처음으로 생산하였다. 이후 국내의 4개 업체가 일본과 이태리 농기회사와 기술 협력을 체결하고 해외 모델을 도입하여 국산화를 시작하였다. 이때 정부에서도 농업 기계의 국산화 시책을 적극 추진하였다. 이러한 초기의 해외 기술 도입과 국산화 정책은 효과적인 농기산업의 발전 전략이라고 할 수 있다. 또한, 이 전략은 일본의 공업 발전 과정에서도 채택되어 그 성과가 높았던 것으로 평가되고 있다. 그러나, 우리나라의 국산화 시책은 설계와 생산 기술의 균형적인 개발보다는, 생산 기술을 중심으로 한 것이었다. 따라서, 기술 도입선의 모델을 국내에서 생산하기 위한 생산 설비의 현대화, 소재 개발 등이 중점적으로 지원되었으며, 설계 기술을 개발하기 위한 연구 시설 투자, 시험 연구 투자, 인력 개발 투자 등은 미미하였다. 이러한 방식은 트랙터의 모델이 변경될 때마다 반복되어 왔다. 현재, 국산 트랙터의 국산화 수준이 모델에 따라 30-95%인 것은 이러한 현상을 단적으로 나타낸 것이다. 생산 기술을 중심으로 한 국산화 시책은 일면 기능 인력의 양성, 생산 시설의 강화, 생산 기술의 노하우 축적 등과 같은 긍정적인 면도 있으나, 결국 현재와 같이 설계 기술이 극히 취약하고 가동률이 50% 이하인 방대한 생산 시설을 갖춘

불안정한 농기산업을 초래하였다. 더구나 국산화 과정에서 외국의 모델을 그대로 들여왔기 때문에 국내 실정에 적합한 트랙터 개발이 이루어지지 못하였고, 습지와 같은 특수 지형에 대한 고려는 전혀 이루어지지 못하였다.

농업용으로 사용되고 있는 50마력 이하의 소형 트랙터는 주로 일본과 이태리에서 생산되고 있다. 따라서, 일본과 이태리가 보유하고 있는 트랙터 관련 기술이 선도적인 기술이라고 할 수 있다. 100마력 이상의 대형 트랙터에 대한 기술은 주로 미국, 영국, 독일이 주도하고 있다. 그러나 서구의 경우에는 주로 밭작업 위주의 건담용 트랙터가 주종을 이루고 있으며, 일본이나 이태리가 습담용 트랙터를 생산하고 있으나 이러한 기종도 습지에서의 적응성은 매우 낮은 형편이다.

2. 연구개발의 효과

국내 농기계업체는 주요시장인 내수가 위축됨에 따라 수출에 보다 많은 관심을 기울이고 있다. 습지용 트랙터는 국내에서 기계화가 이루어지지 않고 있는 습지에서의 기계화를 가능하게 함으로써 수도작 기계화를 완성시킬 수 있으며, 국외의 경우 적절한 기계화 대상기계를 찾지 못하고 있는 동남아의 기계화 적합기종으로 개발이 이루어지면 농기계에 대한 수요는 크게 증가할 것으로 예상되므로 시장잠재력은 매우 크다고 할 수 있다. 또한 습지용 트랙터를 일부 수정하면 소형 utility 트랙터로 사용이 가능하므로, 소형 utility 트랙터 주시장인 미국이나 유럽의 시장 진입도 가능하다. 따라서 트랙터 개발의 성공이 새로운 시장개척으로 이어질 수 있을 것이다.

습지용 트랙터의 개발은 국내 농기산업의 취약 기술 부분인 설계 기술을 향상시키는 데 가장 큰 의의가 있으며, 국내 농기산업의 경쟁력을 고취시키는 데에 있다. 이러한 연구 개발 과제가 성공적으로 수행되었을 때는 다음과 같은 효과가 있을 것으로 예상된다.

- 독자적인 트랙터 모델의 설계기술 확보.

- 습지용 주행 장치의 설계 기술 개발.
- 습지 작업의 부하 특성을 이용한 변속기 설계 기술 개발.
- 습지 등 특수조건에 적합한 트랙터의 개발로 추후 다른 조건의 트랙터 개발에 기술활용 가능.
- 특수목적용 트랙터 개발을 독자적으로 수행할 수 있는 기술력 확보.
- 국내 농기계의 완전한 국산화에 기여함으로써 양질의 농기계를 저렴한 가격으로 공급 가능.

소형 트랙터 개발의 어려운 점은 소형 제품의 가격이 상대적으로 저가여서 개발비 회수의 어려움이다. 이의 해결을 위해서는 판매량을 증대시키거나, 저가 부품을 아웃소싱(outsourcing)하는 것인데, 본 연구를 통해서 세계 시장에서의 소형 시장의 위치를 파악할 수 있게 된다. 시장의 요구에 부응하는 적절한 제품의 개발이 이루어질 경우 동남아의 저가 시장뿐만 아니라 중저가 시장의 공략도 가능하여 판매량 증대가 용이하다고 판단된다.

트랙터의 수출을 위해서는 자체 개발에 의한 독자 모델확보가 필요하며, 본 연구를 통하여 당사가 보유한 기존의 기술을 심화할 수 있었고, 이로 인해 동종업계의 경쟁을 유발하여 국내 농기계업체의 기술력 증대를 꾀할 수 있으리라고 판단한다.

제3절 연구개발의 목표

1. 연구개발의 목표 및 범위

본 연구의 최종 목표는 “습지용 경량 트랙터 개발”에 있다. 총 3년에 걸쳐 수행되는 연구과제에서 최종적으로 트랙터가 개발된다. 개발된 트랙터는 습지용에 알맞으며, 증가형 사양을 만족하는 것을 목표로 한다. 본 연구에서 개발하고자 하는 트랙터의 일반적 사양은 표 3과 같다.

표 3. 개발할 트랙터의 일반사양

내 용	사 양	비 고
마 력	25마력급	소형
변속방식	컨스탄트메쉬식	
변속단수	전진 6단이상	PTO 단수 2단 이상
최저지상고	400mm 내외	고상형
중 량	800~1000kg	경량 단순형

개발된 트랙터는 표 3에 나타낸 사양을 만족시키고, 국내외 습지에서 일반 트랙터보다 뛰어난 성능을 보여 주어야 한다. 이에 대한 평가는 최종 개발된 습지용 경량 트랙터와 포장시험 결과의 분석으로 이루어질 수 있다.

트랙터의 구조는 습지에서의 침하에 적절하게 대응할 수 있도록 높은 지상고를 필요로 한다. 기존의 소형 트랙터의 최저지상고는 300~320mm가 대부분이다. 그러나 습지에서의 침하를 고려할 때 현재의 최저지상고는 상당히 낮아 습지에서 작업이 불가능한 형편이다. 최저지상고를 높이기 위해서는 앞차축의 개량 및 트랜스미션 하부구조의 변경이 필요하다. 만일 차축만을 지나치게 높일 경우에는 운전석이 높아지고 전체의 무게중심이 높아져 안정성에 문제를 일으킬 가능성도 있다. 따라서 최저지상고를 높이는 것과 함께 안정성에 대한 고려가 반드시 필요하다. 지상고가 높은 트랙터가 개발될 경우 일반 트랙터가 작업하기 힘든 지역, 즉 중경용 및 농로가 협소한 지역이나 높은 고랑작업을 요구하는 곳에서의 전작 용으로도 이용할 수 있을 것이다.

고상형 차축을 개발하여 차체가 지면에 닿는 것을 방지하는 것과 아울러 습지에서의 운동저항을 줄이고, 효과적인 구동력을 얻기 위해서는 주행장치에 대한 연구가 필수적이다. 이를 위해서는 습지의 특성 구멍, 습지 작업의 부하 특성 구멍, 습지의 특성 및 습지 작업의 부하 특성을 이용한 주행 장치의 설계 기술 개발 등이 필요하다. 또한 습지용 트랙터는 작업조건이 일반 논과 비교해서도 더욱 열악할 것으로 판단되므로 방수성능에 대한 철저한 고려가 필수적이다.

최종 목표를 달성하기 위한 연도별 연구내용은 표 4에 나타내었다.

표 4 연도별 주요 개발 내용

구분	연구개발목표	연구개발 내용 및 범위
1차년도	<ul style="list-style-type: none"> · 기술 및 시장동향조사 · 목표 기종의 성능분석 · 습지작업의 부하 특성 구명 · 개념 및 Layout 설계 · 조합도 작성 · 1차 설계 검증 · 상세 설계 · 작업기의 습지적용성 점검 · 부품개발 	<ul style="list-style-type: none"> - 시장 및 기술사항 비교 분석 후 목표 사양 결정 <ul style="list-style-type: none"> · 변속단수 6단이상 25마력급 트랙터 · PTO단수 2단이상 - 습지 및 습지 주요 작업부하특성 구명 <ul style="list-style-type: none"> · 부하 곡선의 통계 처리 기법 확립 · 부하 스펙트럼 작성 · 부하 테스트 코드 작성 - T/M의 Layout, 개략적인 Dimension 산출 - 설계검증결과 안정성 분석 - 트랙터 상세설계 진척율 20%이상 - 작업기의 습지 적용성 점검 - 공용품 극대화 및 부품개발
2차년도	<ul style="list-style-type: none"> · 상세 설계 · 2차설계 검증 · 부품개발 · 습지용 주행장치의 설계 · 기술 개발 · 시작품 제작 	<ul style="list-style-type: none"> - 조합도에 기초한 T/M 및 트랙터 상세설계완료 - 상세설계내용의 시뮬레이션 검증결과 <ul style="list-style-type: none"> · T/M 효율 80%이상 · PTO 효율 85%이상 - 설계 모델의 부품 개발 및 시작품 제작완료 - 소음 저감방안 확립 - 습지용 차륜 설계 및 제작 <ul style="list-style-type: none"> · 차륜 폭 · 차륜 직경 · 차륜 공기압 - 시작품의 조립성 및 기능성 검토 및 문제점 보완

표 4. 년도별 주요 개발 내용(계속)

구분	연구개발목표	연구개발 내용 및 범위
3차년도	<ul style="list-style-type: none"> · 기능 및 성능 시험 · 포장시험 및 문제점 보완 · 습지 성능예측방법 개발 및 시험 · 문제점 보완 · 최종 보고서 작성 	<ul style="list-style-type: none"> - 기능 및 성능 시험 결과 <ul style="list-style-type: none"> · T/M 효율 80% 이상 · PTO 효율 85% 이상 · 주행속도 최저 2km/hr이하, 최고 12km/hr 이상 · PTO 회전속도 540rpm, 1,000rpm 포함 - 습지 성능 예측 방법 개발 및 시험 <ul style="list-style-type: none"> · 지상고, 침하 · 슬립 · 견인 성능 · 작업 능률 - 트랙터 및 작업기 실포장 적용 시험 - 동남아시아 현지 적용시험 - 최종 보고서 작성

2. 연구개발 추진 체계

연구개발은 주관기관인 당사와 위탁연구기관인 서울대학교가 협동하여 수행한다. 그림 1에 연구개발 체계도를 나타내었다. 연구개발의 대부분은 당사의 연구소에 의해 주도적으로 추진되며, 당사 창원기계공장의 설계, 물류, 외주 및 품질보증팀의 업무협조를 받아 진행한다.

위탁연구기관인 서울대학교에서는 습지의 특성과 습지의 작업조건에 대하여 구명하여 습지용 주행장치를 설계 및 개발한다. 최종적으로는 개발된 트랙터에 주행장치를 장착하여 성능시험 및 포장시험을 수행하게 된다.

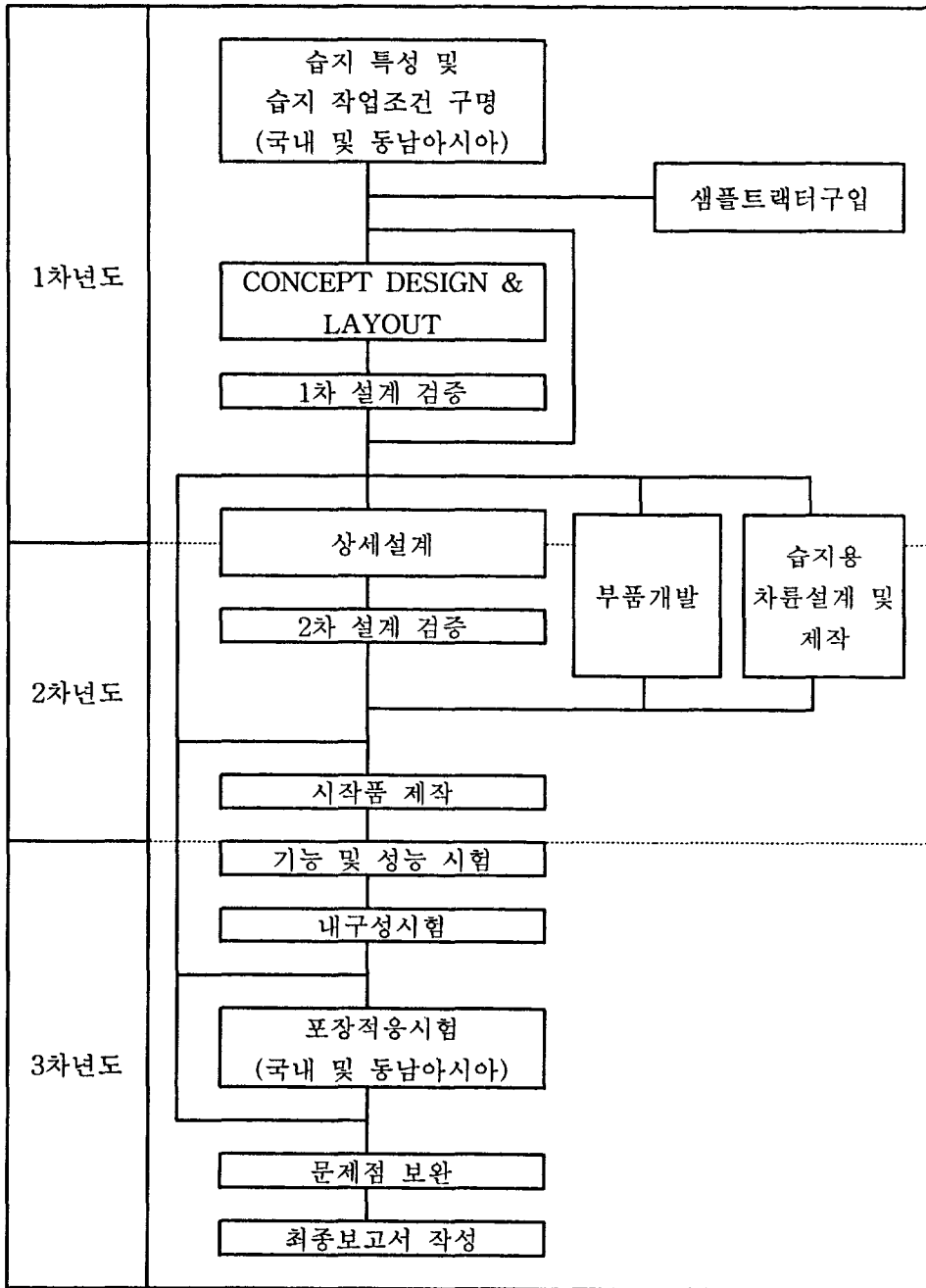


그림 1 연구개발 체계

제2장 연구개발 내용

제1절 습지의 정의

습지의 개념을 한 마디로 정의하기는 어렵다. 습지를 이용하는 사람들의 관점에 따라 다르기 때문이다. 농경지로서의 습지는 일반적으로 배수가 잘 되지 않는 지역으로 보통의 트랙터로는 주행과 작업이 어려운 곳이라고 할 수 있다. 우리나라의 농경지 중 습지의 위치와 규모에 대한 조사가 실시된 바는 없으나, 간척지 등 서해안 일부 지역에 습지가 존재하는 것으로 알려지고 있다.

필리핀, 태국, 인도네시아 등 동남아 지역의 농경지는 국내의 농경지보다 경반이 깊어 있고, 점토 함량이 높기 때문에 토양 함수비가 높을 때에는 습지와 같은 형태를 나타낸다. 그러나 함수비가 낮아지면 단단한 토양으로 변화된다.

습지용 트랙터는 연약하고 함수비가 높은 땅에서 작동되는 데, 주행시에는 충분한 견인력과 이동성을 갖기 위하여 경반까지 침하된다. 물론, 경반이 없는 습지에서는 떠있거나 작업이 불가능한 상태가 된다. 본 연구에서는 습지의 정의를 다음과 같이 정의하였다.

- ① 경반이 깊어 일반적인 농기계로는 작업이 어려운 농경지
- ② 함수비 및 점토비가 높아 건담으로 만드는 것이 불가능한 농경지

습지용 트랙터를 개발하기 위하여 대상으로 해야 할 습지의 형태를 규정할 필요가 있다. 중국, 태국 등에서 발간된 문헌을 중심으로 습지의 특성을 조사하고, 이를 토대로 하여 습지용 트랙터가 목표로 해야 할 습지의 특성을 설정하였다.

1. 경반(Hard pan)

논 토양은 비교적 깊은 연약 토층을 형성한다. 연약 토층의 밑층은 지하수 수위와 모질(母質)에 따라 연약 토층 아래에 경반이 있는 경우와 경반이 없는 경우의 두 가지 형태로 나눌 수 있다. 경반이 없는 경우에는 차륜식 트랙터로는 작업

이 불가능하므로 본 연구의 대상에서 제외하였다.

연약 토층은 강도가 낮고 접착력이 크기 때문에 일반 차륜으로 작업할 때는 침하, 타활(打滑), 활동(滑動)저항력이 커서 정상적으로 작업할 수 없으며 주행성도 상실된다. 습지에서 필요한 추진력을 얻는 방법은 두가지가 있다.

① 저층 통과 : 차륜을 경반까지 침하시켜 경반의 강도를 이용하여 추진력을 얻는 방법

② 표층 통과 : 차륜 접지면적을 증가시켜, 차륜을 경작층에 유지시키며 추진력을 얻는 방법

경반이 지표면으로부터 30cm 깊이 이내이면 저층 통과와 표층 통과 두 가지 방안을 모두 적용할 수 있으나 대부분은 저층 통과를 채택한다. 일반적으로 경반이 있는 논 토양의 특징은 경반의 지지 능력이 표층 토양에 비하여 매우 높다는 것이다. 토양의 허용 지지 능력을 충분히 얻기 위해서는 허용 지지 능력이 큰 토층에서 차륜이 추진력을 얻도록 하여야 한다. 따라서, 접지압이 20kPa 정도인 주행 장치를 사용하여 부양 효과를 얻고자 하는 것은 차륜형 트랙터에 대해서는 적합하지 않다. 즉, 차륜형은 저층 통과를 기본으로 한다. 표층 통과에서 차륜의 지지 능력을 크게 하기 위하여 차륜의 직경이나 폭을 증가시킬 수도 있으나, 차륜의 직경은 트랙터의 크기에 따라 제한을 받으며, 차륜의 폭은 성능과 작업의 종류에 따라 제한을 받는다. 따라서, 표층 통과는 로타리 작업과 같이 큰 견인력이 요구되지 않는 작업에 적용될 수 있다.

2. 원추 지수(Cone Index)

토양 경도를 나타내는 인자로 원추지수가 사용된다. 지수는 토양의 깊이에 따라서 변화되지만, 토양의 종류에 따라서는 크게 변화되지 않는다. 경반에 접근할수록 토양의 강도가 급격히 증가하는 데, 만일 경반이 뚜렷하게 존재하지 않는 경우에는 토양의 깊이에 따라 강도가 서서히 증가된다.

3. 함수비

일반적으로 점토가 많을수록 부착력이 높다. 부착력은 점토 함량이 23% 정도 일 때 가장 크고, 점토가 이보다 적거나 많으면 부착력은 감소된다. 그러나 점토 함량이 40% 이상이면 부착력은 다시 서서히 증가된다. 점토 함량이 17% 이상인 토양에서는 함수비가 60% 정도일 때 부착력이 제일 크다. 특히, 함수비가 40%에서 50%로 증가될 때 부착력은 급격히 증가한다

일반적으로 토양의 점토 함량이 많을수록 점성이 증가하는데, 점토 함량이 17% 부근에서 점성이 제일 크며 점토 함량이 55% 이상인 토양에서는 점성이 매우 크다. 점토 함량이 17% 이상일 때, 함수비가 증가함에 따라 점성은 감소한다. 특히, 함수비가 약 40%에서 50%로 증가할 때 점성은 급격히 감소한다. 흙탕물의 점성은 매우 작으나, 건토의 점성은 매우 크다.

많은 측정 결과에 의하면 강재에 대한 토양의 부착력과 고무에 대한 부착력에는 큰 차이가 없다. 점토 함량이 25% 이상일 때 특별한 경우를 제외하면 점토 함량이 증가함에 따라 연약 토층의 점성과 마찰각은 감소하며, 함수비가 증가할수록 감소한다. 일반적으로 습지의 습도는 45% 내외이다. 따라서 습지에서 사용하는 차륜에서는 높은 자결성(自潔性)이 요구된다.

이상의 검토를 종합한 결과 습지용 트랙터가 대상으로 해야 할 습지의 형태를 다음과 같이 설정하였다.

- ① 경반 : 지표면으로부터 최대 30cm 까지
- ② 점토 함량 : 40% 이상
- ③ 함수비 : 45% 내외
- ④ 토양 부착 : 점토가 18~30% 일 때 최대
 함수비 40~50% 일 때 최대
- ⑤ 원추 지수 : 200~300kPa

제2절 개념설계

1. 시장조사

트랙터를 개발하고자 할 때에는 사회환경, 고객의 요구사항 등을 만족시켜 시장에서 경쟁력을 가질 수 있도록 하여야 한다. 이 때 개발하고자 하는 트랙터의 사양을 결정하기 위한 방법으로는 벤치마킹(benchmarking)이 가장 많이 이용된다. 현재 시장에서의 요구사항을 가장 많이 반영하고 있고, 선진국의 트랙터를 분석함으로써 신기술의 추세를 찾아볼 수 있으며, 향후 시장변화의 흐름을 가늠할 수 있는 잣대가 되기 때문이다.

본 연구에서는 현재 국내외 시장에서 판매중인 일반 소형트랙터의 사양을 비교 분석하였다. 비교 내용은 표 5에 나타내었다. 표 5의 내용을 보면 비교 제품들의 대부분은 일본 트랙터들이다. 이는 현재 세계적으로 소형 트랙터의 대부분은 일본과 이태리에서 제조되고 판매되고 있으며, 미국에서 소형 트랙터들은 대부분 일본 트랙터를 수입 판매하고 있는 실정이기 때문이다.

또한 트랙터 사양 비교분석을 통하여 엔진의 출력에 대하여 트랙터 제원을 유추할 수 있는 회귀식을 마련하였다. 회귀식은 과거에 판매되었던 제품들의 사양을 통계처리하여 유추해 낸 상관식을 의미한다. 이는 주로 개념설계를 수행할 때 성능예측을 계산하기 위하여 사용한다. 성능은 작업성능, 주행성능, 유압성능으로 구분한다.

이전에 사용하였던 회귀식은 주로 일본에서 사용된 것으로, 비록 국내제품들이 기술제휴로 일본의 제품을 국산화하였다 할지라도 국내실정에 맞게 수정된 부분이 많지 않아 국내 트랙터에 대해서는 잘 맞지 않으며, 주로 중형 트랙터에 알맞도록 구성되어 있어서 소형 트랙터에 대해서는 오차 범위가 커 사용하기에는 무리가 있었다. 이번에 마련한 회귀식은 현재 판매되고 있는 국내외 트랙터 사양을 모두 비교 분석하여 얻어낸 것으로 향후 트랙터 개발시 효과적으로 사용할 수 있으리라고 판단된다. 본 연구에서도 사양을 결정하는데 회귀식을 이용하였다.

표 5 트랙터 사양 비교

모델명(제조사)		TF243F-U (Iseki)	TG25F-UK (Iseki)	TK25F-UP (Iseki)	GT-8 (Kubota)	GL240 (Kubota)	
기 체 크 기	전장(mm)	2890	3070	2990	2820	2950	
	전폭(mm)	1150	1375	1310	1220	1275	
	전고(mm)	1970	1990	1910	1890/1965	1980	
	최저지상고(mm)	335	370	300	320	350	
중량(kg)		900	1265	1210	885/910	1105	
엔 진	모델명	E3CF-B	E3CF-B	E3CF-B05	V1505	D1463-L-N	
	종류	수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉4기통	수냉3기통	
	배기량(cc)	1463	1463	1463	1493	1463	
	출력/속도(ps/rpm)	24/2500	25/2500	25/2500	26/2600	24/2500	
	연료탱크용량(ℓ)	24	35	30	27	27	
주 행 부	클러치 형식		건식단판	건식단판	건식단판	건식단판	건식단판
	브레이크 형식		습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크
	변속단수		전9/후3	전16/후16	전16/후16	전9/후3	전16/후16
	변속방식		상시/선택	상시/선택	동기/상시	상시/선택	상시/선택
	속도(km/h)	전진	1.19~13.40	0.25~14.9	0.27~14.20	1.21~14.8	0.23~14.9
		후진	1.23~6.77	0.25~13.0	0.26~12.21	1.74~9.97	0.20~13.4
	타이어	전륜	7-14	7-16	7-16	6-14	6-14
		후륜	9.5-24	11.2-24	11.2-24	9.5-24	9.5-24
	축간거리(mm)		1550	1692	1640	1500	1550
	륜거	전륜	960	1080	1070	980	950
		후륜	880/1035	1010/1160	980/1140	950/1070	1010/1130
4륜구동		유	유	유	유	유	
조향방식		인테그랄식	인테그랄식	인테그랄식	기계식	전유압식	
최소회전반경(m)		1.95	2.15	2.1			
P T O	클러치 형식	건식단판	건식단판	건식단판	건식단판	건식단판	
	단수	3	4	4	3	정4/역1	
	회전속도	522/818/1265	561/720/1037 /1246	565/824/1060 /1244	525/760/1182	546/772/947 /1254	
작 업 기	제어방식	포지션	포지션	포지션	포지션	포지션	
	링크방식	JIS0	JIS1	JIS1	JIS0	JIS1	
ROPS		2주식(굴절형)	2주식(굴절형)	2주식(굴절형)	2주식(굴절형)	2주식(굴절형)	

표 5 트랙터 사양 비교(계속)

모델명(제조사)		MT241 (Mitsubishi)	MT246 (Mitsubishi)	F-250 (Yanmar)	AF-250 (Yanmar)	RS-24 (Yanmar)	
기 체 크 기	전장(mm)	2700	3015	2720	2870	2970	
	전폭(mm)	1165	1290	1260	1280	1240	
	전고(mm)	1925	1880	1960	1965	1880	
	최저지상고(mm)	330	315	360	325		
중량(kg)		900	1230	900	1155	1100	
엔 진	모델명	S3L	S4L9-12AA	3TNE82A-RN	3TNE82-RN		
	종류	수냉3기통	수냉4기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	
	배기량(cc)	1318	1462	1330	1425	1425	
	출력/속도(ps/rpm)	24/2500	24.5/2500	25/2500	25/2500	24/2600	
	연료탱크용량(ℓ)	20	30	22	27		
주 행 부	클러치 형식		건식단판	건식단판	건식단판	건식단판	
	브레이크 형식		습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크	
	변속단수		전8/후8	전16/후16	전8/후8	전16/후16	전16/후16
	변속방식		상시/선택	상시	상시	동기	
	속도(km/h)	전진	0.88~14.1	0.25~14.22	0.89~14.64	0.21~13.2	
		후진	0.77~12.1	0.23~12.18	0.9~13.2	0.20~12.6	
	타이어	전륜	6-14	7-14	7-14	7-14	6-14
		후륜	9.5-22	9.5-24	9.5-24	9.5-24	9.5-24
	축간거리(mm)		1475	1565	1450	1540	1580
	륜거	전륜	950	1070	980	1000	
		후륜	880/1030	1015/1160	970/1090	985/1105	
4륜구동		유	유	유	유	유	
조향방식		전유압식	전유압식	전유압식	전유압식		
최소회전반경(m)		1.9	2.1	1.9	2.1		
P T O	클러치 형식		건식단판	건식단판	보통형	보통형	
	단수		정3/역1	정4/역4	3	4	3
	회전속도		564/809/1321	543/774/965 /1266	553/727/1210	551/756/963 /1293	550/796/1270
작 업 기	제어방식		포지션	포지션	포지션	포지션	
	링크방식		JIS0	JIS1	JIS0	JIS1	JIS1
ROPS		2주식(굴절형)	2주식(굴절형)	2주식	2주식		

표 5 트랙터 사양 비교(계속)

항목		모델명(제조사)	AF24 (Yanmar)	AF26 (Yanmar)	TX240 (Honda)	TX260 (Honda)	NZ260 (Hinomoto)
기 체 크 기	전장(mm)		2870	2950	2950	3050	2820
	전폭(mm)		1240	1360	1275	1350	1220
	전고(mm)		1960	1940	1980	1965	1890
	최저지상고(mm)		335	330	350	345	320
중량(kg)			1180	1225	1105	1180	935
엔 진	모델명		3TNS82-RN	3TNR82-RC	D1463-L-N	D1503-LL-N	V1505
	종류		수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉4기통
	배기량(cc)		1425	1496	1463	1499	1498
	출력/속도(PS/rpm)		24/2500	26/2500	24/2500	26/2600	26/2500
	연료탱크용량(ℓ)		37	37	27	27	27
주 행 부	클러치 형식		건설식단판	건설식단판	건설식단판	건설식단판	건설식단판
	브레이크 형식		습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크
	변속단수		전16/후16	전16/후16	전16/후16	전16/후16	전9/후3
	변속방식		상시	상시	상시/선택	상시/선택	상시
	속도(km/h)	전진	0.27~14.2	0.27~13.9	0.3~14.9	0.22~14.8	0.45~13.8
		후진	0.26~12.6	0.25~12.2	0.2~13.4	0.19~13.3	0.64~10.0
	타이어	전륜	7-14	7-16	6-14	7-16	6-14
		후륜	9.5-24	11.2-28	9.5-24	11.2-24	9.5-24
	축간거리(mm)		1540	1640	1550	1645	1500
	륜거	전륜	980	1080	950	1080	980
		후륜	970/1090	1060/1350	1010/1130	1050~1345	950/1070
	4륜구동		유	유	유	유	유
조향방식		전유압식	전유압식	전유압식	전유압식	전유압식	
최소회전반경(m)						2.0	
P T	클러치 형식						
	단수		정4/역1	정4/역1	4	4	정3/역3
O	회전속도		551/756/963 /1293	551/756/963 /1293	546/772/947 /1254	568/803/985 /1304	525/760/1182
	제어방식		포지션	포지션	포지션	포지션	포지션
작 업 기	링크방식		JIS1	JIS1	JIS1	JIS1	JIS0
	ROPS				2주식	2주식	2주식

표 5 트랙터 사양 비교(계속)

항목		모델명(제조사)	NX240 (Hinomoto)	1530 (New Holland)	1630 (New Holland)	7232/7234 (Cub Cadet)	7272/7274 (Cub Cadet)	
기 체 크 기	전장(mm)		2950	2697	2697	2920	2920	
	전폭(mm)		1280	1087	1019	1315	1365	
	전고(mm)		1990	2230	2230	2120	2140	
	최저지상고(mm)			384	384			
중량(kg)			1105	1054	1125	1085/1139	1150/1205	
엔 진	모델명							
	종류		수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	수냉3기통	
	배기량(cc)		1463	1330	1330	1236	1496	
	출력/속도(PS/rpm)		24/2500	25/2600	27.3/2600	23/2500	27/2500	
	연료탱크용량(ℓ)			27.6	27.6	30	30	
주 행 부	클러치 형식							
	브레이크 형식			습식디스크	습식디스크	습식디스크	습식디스크	
	변속단수			전16/후16	전9/후3	전9/후3	전9/후3	
	변속방식					동기	동기	
	속도(km/h)	전진			1.21~20.8	1.21~20.8		
		후진						
	타이어	전륜		6-14			5-15/6.7-15	95L-15/7.2-16
		후륜		9.5-24			11.2-24	12.4-24
	축간거리(mm)			1550	1600	1600	1650	1700
	륜거	전륜			1102	1102		
		후륜			1017	1119		
4륜구동			유	유	유	무/유	무/유	
조향방식			전유압식	전유압식	전유압식	전유압식	전유압식	
최소회전반경(m)				2.451	2.451	2.4	2.5	
P T O	클러치 형식					독립	독립	
	단수			정4/역4	1	1	1	
	회전속도			546/772/947/1254	540	540	540	540
작 업 기	제어방식			포지션		포지션	포지션	
	링크방식			JIS1		CATEGORY 1	CATEGORY 1	
ROPS				2주식(착탈식)	2주식(착탈식)	2주식(굴절식)	2주식(굴절식)	

2. Sample 트랙터 분석

트랙터 개발에 있어서 무엇보다 중요한 것은 경쟁사 제품을 철저하게 비교 분석함으로써 신기술 및 신소재의 적용방향과 경쟁우위점을 확보하는 데 있다. 샘플트랙터를 분해조사하는 작업은 경쟁사의 트랙터에 대하여 메카니즘과 분해된 부품을 나열하여 분석함으로써 새로운 아이디어를 발굴하여 개발에 반영할 수 있도록 하는 작업이라고 할 수 있다. 이러한 작업이 거둘 수 있는 효과는 다음과 같다.

- ① 신제품의 개발목표의 효과/개선점의 명확화
- ② 경쟁사의 수준 파악
- ③ 자사제품의 경쟁력 인식
- ④ 경쟁사의 비교우위점 파악
- ⑤ 상품경쟁력의 보유 향상
- ⑥ 개발기간의 단축



그림 2 MT241의 외관형상

본 연구에서는 현재 국내외에서 판매중인 소형 트랙터 중에서 비구조형 또는 이와 유사한 구조의 소형 트랙터를 선정하여 샘플 트랙터를 한대 구입하여 분해하여 분석하였다. 이때 선정된 트랙터는 일본 미쯔비시(Mitsubishi)사의 MT241이다. MT241에 대한 사양은 표 5에 포함되어 있다.

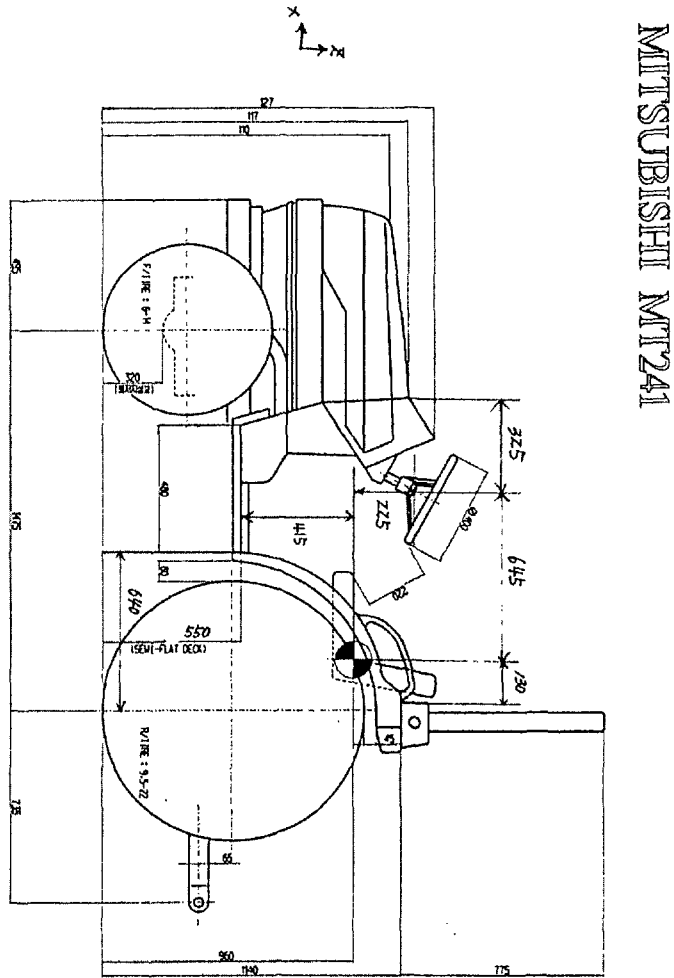


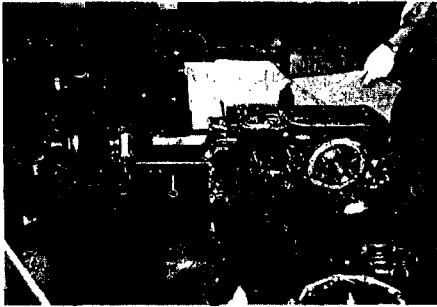
그림 3 MT241 각부 제원

MT241의 특징은 스페이스 트랜스미션 하우징(space transmission housing)이 판금으로 이루어져 있다는 것이다. 그림 2는 MT241에 대한 외형 사진이고, 그림 3에 트랙터 외형치수를 나타내었다. MT241은 일반적인 소형 트랙터에 비하여 중량이 적으며, 지상고가 높아 습지용 트랙터에 적합한 사양을 갖추고 있다고 판단하여 분석한 것이다. 그러나, MT241의 작업기는 기본적으로 로타리였으며, 후방에 유압취출구가 없어 유압을 이용하는 작업기(유압쟁기, 트레일러)는 장착하는 것이 불가능하였다. 즉, 사양은 습지용에 적합하지만 일본 내에서의 작업만을 고려한 트랙터인 것이다.

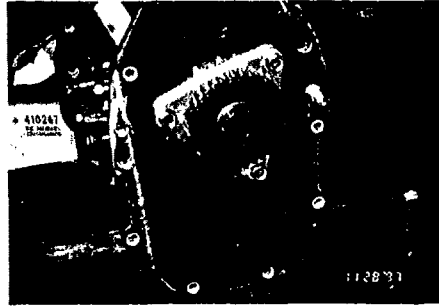
그림 4에 트랜스미션의 형상과 분해후의 부품들을 나타내었다. (a)는 트랜스미션 전체의 형상이고, (b)는 미드 트랜스미션 케이스의 외형이다. 프론트(front) 트랜스미션 케이스 및 미드(mid) 트랜스미션 케이스에는 변속기구가 전혀 없으며 동력전달을 위한 클러치 조작기구와 기어장치만이 있다.

(c)는 리어(rear) 트랜스미션의 앞쪽을 나타낸 것으로 주변속과 PTO 변속기구가 들어 있다. (d)는 리어 트랜스미션 케이스에 있는 부변속기구와 디퍼렌셜 장치를 나타내었는데 부변속 장치가 위로 뒤쪽까지 연결되어 있는 것을 알 수가 있다. 중앙에 스피어럴 베벨기어와 디퍼렌셜 장치가 있으며, 아래로 PTO 전달장치가 위치한다.

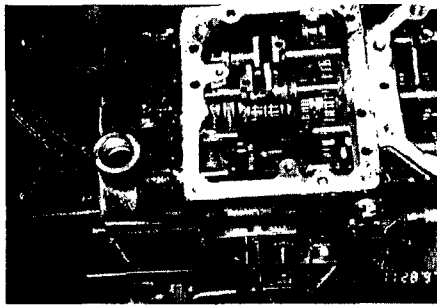
(e)는 브레이크와 리어 액슬 하우징을 나타낸 것이고, (f)는 리어 액슬 하우징에 장착되어 있는 최종 감속장치를 나타낸 것이다. 지상고를 높이기 위하여 최종감속부가 휠쪽에 위치한 것을 알 수 있다. 트랜스미션을 분해 조사하여 분석한 동력전달도를 그림 5에 나타내었다.



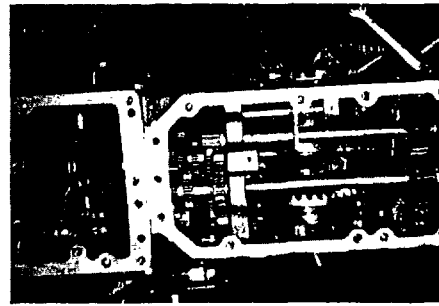
(a)



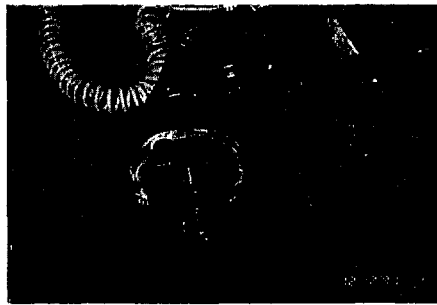
(b)



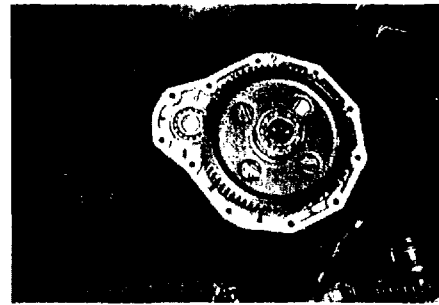
(c)



(d)



(e)



(f)

그림 4 MT241 트랜스미션의 분해

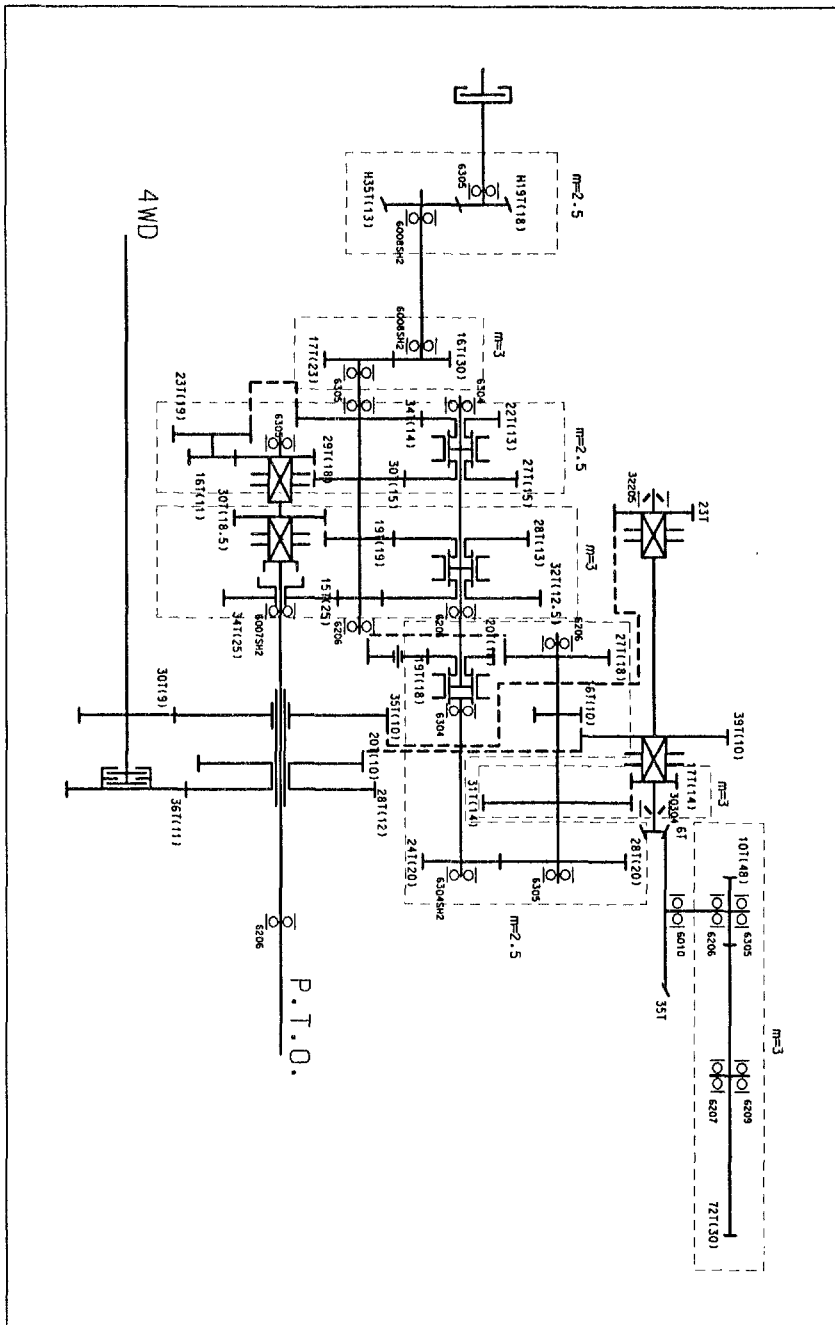


그림 5 MT241 동력전달도

3. 개발 목표 사양

개발사양은 국내외 트랙터 사양을 비교조사하여, 소형 트랙터에서 경쟁력을 갖고, 습지에 적합하도록 결정하였다. 본 연구에서 결정한 개발 사양은 표 6에 나타내었다.

표 6 개발 상세 사양

항목		모델명	TRX150	
기체크기	진장(mm)		2800	
	전폭(mm)		1280	
	전고(mm)		2050	
	최저지상고(mm)		400 내외	
중량(kg)			1000 내외	
엔진	모델명		D1105-E	
	종류		수냉3기통	
	배기량(cc)		1123	
	정격출력/속도(PS/rpm)		24.5/2800(ISO, SAE 기준)	
	연료탱크용량(ℓ)		26	
주행부	클러치 형식		건식단판	
	브레이크 형식		습식디스크	
	변속단수		전12/후12	
	변속방식		상시/선택	
	주행속도(km/h)	전진		0.8~20
		후진		0.7~20
	타이어	전륜		6-14
		후륜		9.5-20
	축간거리(mm)			1530
	륜거	전륜		1100
		후륜		1050/1100
4륜구동			유	
조향방식			전유압식	
최소회전반경(m)			2.1	
PTO	클러치 형식		건식단판	
	단수		4	
	회전속도		595/786/974/1376	
작업기	제어방식		포지션	
	링크방식		JIS1	
ROPS			2주식(굴절식)	

4. 성능예측

트랙터를 개발하고자 할 때에는 경운, 정지 및 수송 등의 작업이 가능하도록 하여야 한다. 이러한 점을 고려하여 개념 설계시에 성능을 예측할 수 있어야 하는 데 이는 엔진의 출력을 어떻게 유효한 에너지로 변환시키느냐에 달려 있다.

트랙터에는 여러 가지 힘이 작용하고 이들의 관계는 무게중심 위치, 축간거리, 작업기의 사양 및 저항특성, PTO 축의 회전속도, 지면의 상태, 경사도, 주행속도 등의 여러 가지 요인에 의해서 결정된다. 성능예측은 이러한 인자들을 적절하게 선정함으로써 트랙터의 작업효율을 극대화하는 데 목적이 있다.

가. 정격 견인력 계산

트랙터의 견인력은 트랙터의 작업 효율에 영향을 미치는 가장 중요한 요인이다. 견인력은 트랙터의 중량, 러그의 상태, 회전력, 토양의 조건, 주행속도 등에 따라 크게 달라진다. 구동축의 회전력은 차륜의 접지면에 대한 토양과의 마찰저항, 타이어의 러그에 의하여 토양이 받는 전단저항에 의해 견인력이 발생한다. 그러므로 토양의 마찰저항과 전단저항 등에 영향을 주는 토양의 물리적인 성질, 즉 함수비, 토양의 성분, 압축강도, 점착력, 비중, 유기물질의 함유량 등은 서로 밀접한 관계가 있다.

정격 견인력은 기본 견인 작업속도와 지정된 슬립을 조건하에서 발휘되는 최대 견인출력중 작은 값이다. 견인력 측정은 습지용 트랙터의 경우 건담용 트랙터와는 달리 일정 경반 깊이를 갖고 있는 장소에서 이루어져야 한다. 정격견인력은 작업성능계산에 이용한다.

정격 견인력 $F_{tr}(N)$ 은 기본 작업속도하에서 엔진출력에 의해 제한될 때 다음 식으로 얻을 수 있다.

$$F_{tr} = \frac{3600 \cdot P_{er} \cdot \eta_{tr}}{V}$$

$$V = V_o (1 - s)$$

$$\eta_{tr} = \eta_c (1 - s) (1 - f/\mu \cdot \lambda)$$

여기서, P_{er} : 엔진출력(kW)

η_{tr} : 정격 견인력에서의 견인효율

V : 실제 기본 작업속도(km/h)

V_o : 이론 속도(km/h)

η_c : 트랜스미션 효율

s : 지정된 슬립율, 습지용 트랙터에서는 25%

μ : 지정된 슬립율에서의 부착계수

λ : 중량 배분계수

f : 트랙터 운동저항계수

또한, 정격 견인력 $F_{tr}(N)$ 는 정격 타이어 하중하에서 토양 부착력에 의해 제한될 때 다음 식으로 얻을 수 있다.

$$F_{tr} = 2 \cdot W (\mu - \frac{f}{\lambda}) / (1 - \zeta)$$

여기서, W : 후륜 1개의 최대지지 하중(N)

ζ : 트랙터 견인력에 대한 전차축 견인력비

보통의 경우 정격견인력은 2륜구동에서는 토양부착력에 의해 계산된 값을 사용하고, 4륜구동에서는 엔진출력에 의해 계산된 값을 사용한다.

나. 작업기 선정

① 쟁기(Plow)

트랙터용 쟁기는 다음 식을 만족할 수 있도록 선정되어야 한다.

$$F_{tr} (N) \geq 0.1 \cdot (1.1 \sim 1.2) \cdot K \cdot Z \cdot b \cdot h$$

여기서, K : 토양비저항(kPa)

Z : 쟁기련수

b : 쟁기 1련의 폭(cm)

h : 경심(cm), 습지에서는 15~18cm

위에 나타낸 식을 이용하여 쟁기가 선정되면 쟁기작업시에 트랙터에 걸리는 하중을 계산할 수 있다. 쟁기는 작업기 제작사의 목록에서 선정하는 것이 바람직하다. 하중은 트랙터 차축에 작용하므로 변속기 내의 기어, 축 및 베어링의 강도 계산에 이용된다.

② 로타리(Rotary)

로타리 경운작업 조건을 만족시키기 위하여 PTO 동력 P_{PTO} 가 다음식을 만족하도록 로타리를 선정한다.

$$P_{PTO} \text{ (kW)} \geq (1.1 \sim 1.2) \cdot (K_n \cdot B_n \cdot b \times 10^{-2} + m_T \cdot g \cdot f \times 10^{-3}) \cdot V/3.6$$

여기서, K_n : 토양의 로타리 경운 비저항(kPa)

B_n : 로타리 경운폭(m)

b : 경심(cm), 보통 12~18cm

m_T : 트랙터 작업중량(kg)

f : 트랙터 운동저항계수

그러나, 로타리 경운폭은 전륜 및 후륜의 륜거보다 커야 한다. 이와 같이 선정된 로타리 작업 하중은 PTO 축에 작용하는 하중으로 나타낼 수 있다. 이는 트랜스미션의 강도계산시 PTO 축에 관련된 부품들의 수명계산에 이용된다.

제3절 Layout 설계

개념설계에서 개발사양이 정해짐에 따라 제원, 성능, 중량 등의 각 목표항목이 구체화되며, 관계항목간의 검토가 이루어진다. 예를 들어 중량은 가속 및 제동 성능, 견인력 등에 직접적으로 영향을 주게 되며, 강도계산은 차량 중량을 기점으로 시작하기 때문에 목표항목의 중량과 실제 중량과 차이가 크게 난다면 각종

설계를 다시 해야 하는 문제가 발생할 수도 있다.

이 때 공용부품과 신규 개발부품을 분류하는 작업이 이루어지며, 엔진, 트랜스미션, 유압부 등의 주요 부품을 배치하면 트랙터의 기본치수가 결정된다. 기본치수는 운전자 공간, 엔진, 축간거리 등 크기의 상한, 디자인의 자유도를 결정하는 것과 같으며, 원가, 중량 및 트랙터 성능에도 크게 영향을 준다.

트랙터 구조는 크게 엔진, 트랜스미션, 유압장치, 앞차축, 파워스티어링, 외장 및 3점 히치부로 구성되어 있다. 개발 목표사양이 결정되어 트랙터에 대한 기본치수가 정해지면 트랙터에 대한 구성품들을 배치시키는 작업이 이루어진다. 구성품들을 배치시킬 때 운전자의 안전이나 작업기 장착에 관련된 부분에 대해서 국제적인 표준에 따라야 한다. 이는 안전프레임 강도, 좌석의 위치, 좌석과 핸들간의 거리, 좌석과 페달간의 거리 등 작업자의 안전과 작업성을 위한 것이거나, PTO 축 위치, 히치점의 위치 및 제원 등 작업기 장착성을 고려한 내용이 많으며, 상세설계시에도 제동거리(브레이크 용량), 시야각도 등 고려사항이 매우 많다. 본 연구에서 트랙터에 대한 전체적인 배치는 ISO 표준을 기초로 하여 구성하고 있으며 향후 상세설계시에도 지속적으로 적용하여 내수 및 수출사양을 만족시키고자 한다.

동력전달도는 엔진에서부터 바퀴까지의 동력전달 특성을 나타내는 것으로 속도비, 변속단수 및 트랜스미션의 윤곽이 결정된다. 또한 트랜스미션은 기체의 크기, 운전자 공간 등의 외관과 밀접한 관계가 있기 때문에 트랙터의 특징을 좌우한다고 할 수 있다. 이처럼 동력전달도 구성 작업은 트랙터 개발 초기에 필수적으로 이루어져야 하며, 가장 중요한 작업중의 하나이다.

개발하고자 하는 트랙터의 동력전달도를 그림 6에 나타내었으며 이를 기초로 하여 트랜스미션 설계가 이루어진다. 동력전달도가 완성됨에 따라 기어, 축, 베어링 등의 트랜스미션 내부의 동력전달 요소에 대한 조합도를 완성하였다. 이를 바탕으로 개념설계시에 구한 하중 및 제원을 이용하여 차축 토크를 자체 개발 프

로그래밍 Zconcept를 이용하여 계산하였고, 예상 사용시간은 Zduty를 이용하여 추정하였다. 그림 7에 Zconcept 계산 결과를 나타내었다.

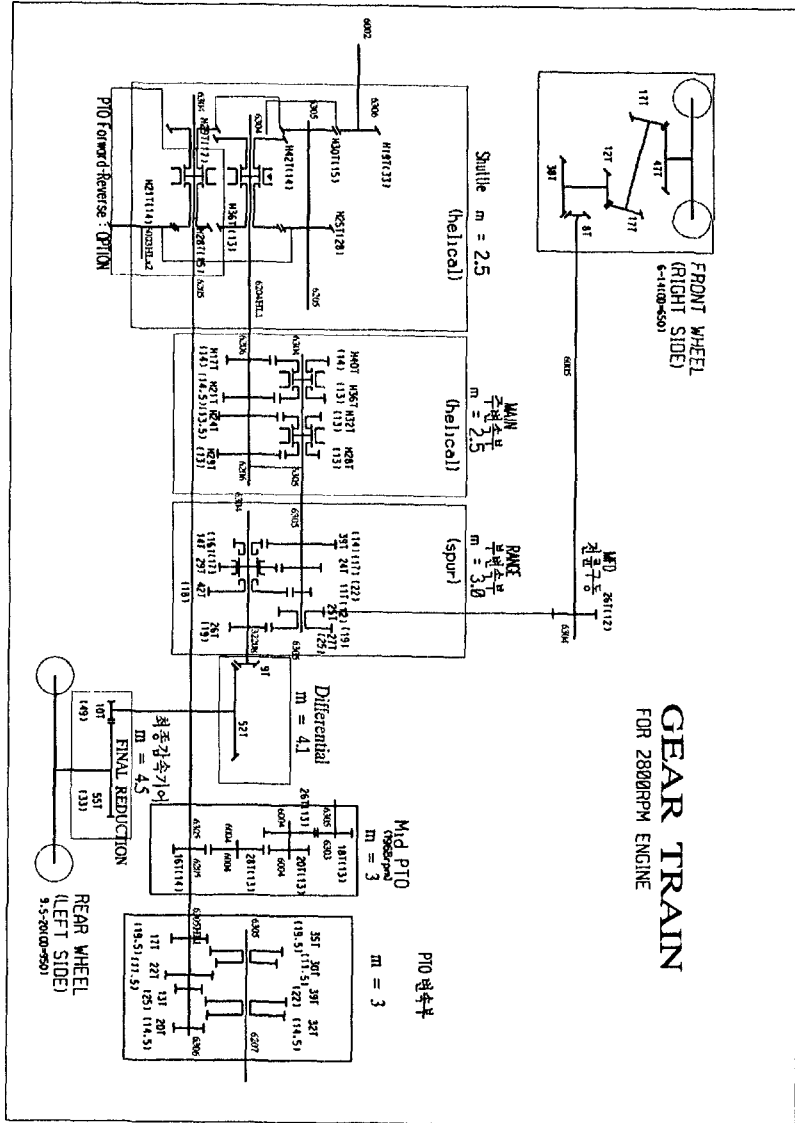


그림 6 동력전달도

각 구성요소들에 대한 수명 및 강도계산을 통하여 중요인자들을 지정한다. 이때 기어에 대한 제원 계산 및 강도계산은 당사에서 개발한 기어강도 계산 프로그램인 TGS를 활용하고 있다.

동력전달도를 살펴보면 속도단수는 전후진 12단으로 이루어진다. 전후진 변속을 위한 셔틀(shuttle)부가 있으며, 주변속은 전진 4단으로 이루어진다. 주변속은 3단이다. PTO 단수는 4단으로 540rpm과 1,000rpm을 만족시키며, 경제적 모드인 780rpm과 1300rpm에서 이용할 수 있도록 구성하였다. 또한 4륜 구동을 위하여 전차축까지 동력전달이 이루어지도록 구성하였다. 4륜구동이 이루어지게 되면 전륜을 후륜보다 속도를 조금 빠르게 하여 견인력을 증가시킨다. 이 때 전륜과 후륜의 속도차비를 전륜 리드(lead)율이라 하며 보통 2~5% 범위에 있으며, 위에 나타낸 동력전달도에서는 3.8%이다.

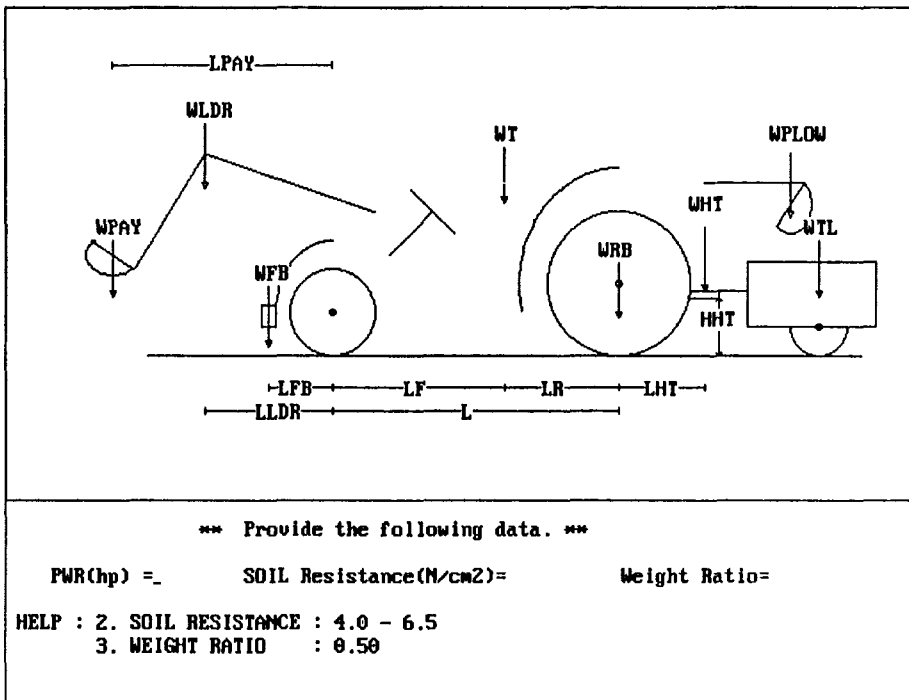


그림 7 계산 예

동력전달도를 살펴보면 Mid PTO가 있는 데, 이는 개발하고자 하는 트랙터를 습지용 경량 트랙터가 개발되면 이를 정원용 트랙터 개발에 활용하기 위함이다. 현재 동남아시아의 금융위기로 인하여 향후 5년동안 시장진출이 불투명하게 되었다. 이에 시장 전략을 동남아시아에 국한하지 않고, 미국, 유럽 등의 선진국가도 고려해야 한다. 미국에서는 소형 트랙터가 주로 정원용 트랙터로 사용되고 있다. 정원용 트랙터는 잔디를 깎는 론모어(lawn mower) 작업기를 장착하기 위해서 Mid PTO가 필요하다. 국내사양이나 동남아시아에서는 장착할 필요가 없기 때문에 필요시에만 장착할 수 있는 선택사양으로 고려하고자 한다. 이와 같이 필요에 따라 탈부착이 용이하며, 고장 발생시에 정비가 간단하도록 만들어진 구조를 모듈식 구조라 한다.

제4절 외장 디자인

외장은 기업의 이념, 규모, 경영철학, 생산조건으로 나타나는 기업적인 요인과 제품의 전반적인 구조, 구동장치, 운전형태 등 물리적인 요소로써 엔지니어링 전반에 대한 기본요인 및 작업환경, 시장의 전반적인 추세등 제품 개발 및 판매와 관계되는 일련의 사회적 정세나 추세 등으로 나타나는 사회적 요인에 의해 결정되어야 한다. 외장은 기능만이 아니라 외관에 대한 미적 요소를 포함시켜야 하므로 디자인 작업이 필수적이다.

디자인은 내·외장 등의 가시부분 전체의 영역에 걸쳐 필요한 기능을 주면서, 형태와 색채를 결정하여 종합적인 미적 체계와 기능상의 특징을 표현하는 작업이다. 디자인은 기본 기능을 성립시키기 위한 요소와 기구들의 구성을 기초로 하여 미적 체계를 구체화하는 방향으로 설정되어 진행되지만, 이에 그치지않고, 기업의 이미지, 상품의 성격 및 설계사상도 표현하게 된다. 근래에 트랙터를 구매할 때 디자인이 선택요소로 차지하는 비율이 높아지고 있는 데, 이는 소비행동의 고도화에 따라 소비자의 감각이나 미적 가치에의 관심이 확대되고, 트랙터 형태

가 표현하는 세련미와 시대감각 등 소비 가치관이 변화되고 있기 때문이다

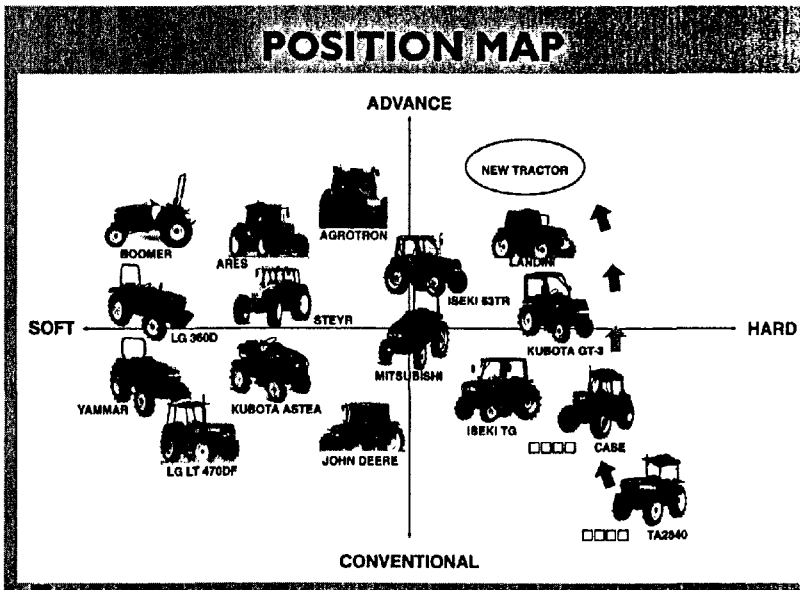
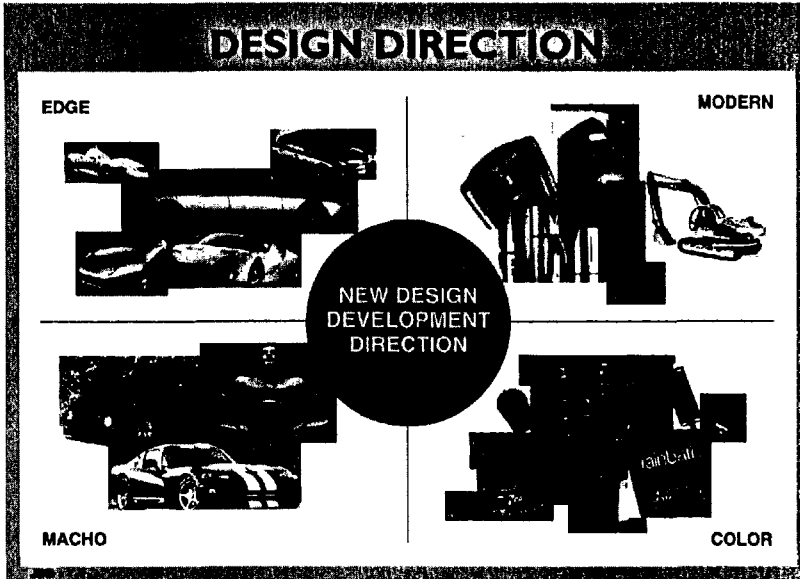


그림 8 Design Direction & Position Map

이에 본 연구에서는 디자인 전문업체에 의뢰하여 외장 디자인을 수행하였으며, 이를 토대로 외관디자인의 이미지를 입체적 형상화할 수 있도록 개발하였다. 외장 디자인은 남성적이며, 외곽선이 살아 있는 현대적인 이미지를 결합한 형태를 가질 수 있도록 디자인하였다. 그림 8에 디자인 방향 및 포지션 맵(position map)을 나타내었다. 외관상의 느낌은 비록 소형이지만 강하고 단단한 느낌을 줄 수 있는 쪽으로 진행하였다. 작업시 시야 확보를 위하여 전방 부위를 대폭 낮추었다. 확정된 디자인에 대한 외장부품은 FRP를 이용하여 수작업으로 제작하였다. 그림 9은 개발 트랙터의 디자인 외형을, 그림 10에 디자인에 대한 클레이(clay) 모델을 나타내었다. 그림 11에 개발된 트랙터의 외형을 나타내었다.



그림 9 외장 디자인

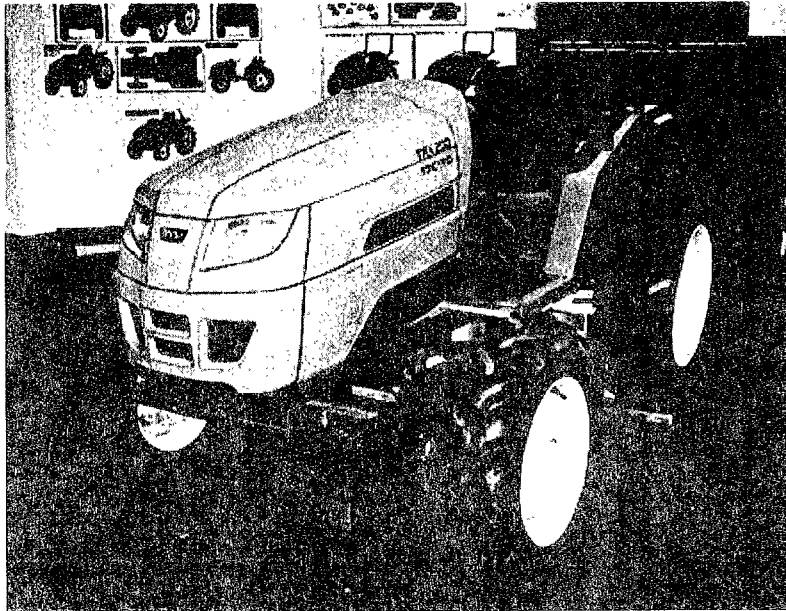


그림 10 Clay Model

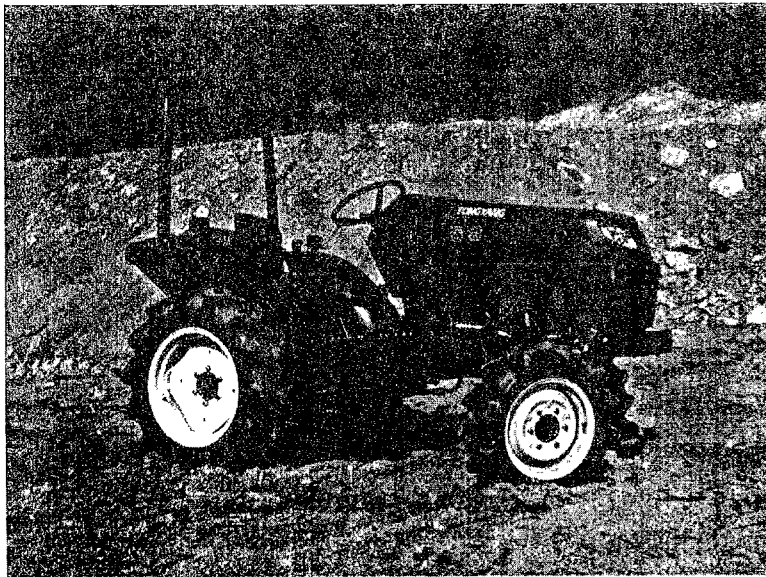


그림 11 개발 트랙터 외형

제5절 상세설계

상세 설계에 필요한 개념 정립을 위해서 고려되었던 사항들을 다시 한번 정리하였다. 습지용 경량 트랙터를 판매할 수 있는 제품으로 완성시키기 위해서 몇 가지 상호보완적인 기능 및 개념 도입이 개념 설계 단계에서부터 이루어졌으며, 개념 설계 단계에서 집중적으로 논의되었던 습지에 사용할 수 있는 조건, 경량이라는 조건, 트랙터로서의 기능을 발휘하기 위한 조건들 중 상충되는 부분의 보완이 필요하였다. 먼저 프로젝트의 제안 사항에 대한 가능한 해결 방안을 정리하면 표 7과 같다.

표 7 습지용 트랙터의 개발방안과 장단점

제 안	해결 방안	장 점	단 점
습지용	고지상고	습지에서 작동 용이	주행 안정성 감소
	습지용 차륜	습지에서 견인력 제공	부가장치로 사용 불편
	Track type	습지에서 작업 용이	고가
경 량	저기능	경량, 단순화	최소기능 및 단수의 유지 필요
	2WD	경량 단순화	견인력 부족

상기 장단점과 아울러 고려할 사항은 트랙터라는 제품의 특성이다. 트랙터는 한가지의 작업조건에서만 사용되지 않고 또한 다양한 작업을 수행하며 이러한 작업들 중 대표적으로 쟁기, 견인 및 운반 작업을 들 수 있다. 견인 작업을 위해서는 적절한 무게가 필요하므로 경량화에도 제한이 뒤따른다. 또한 여러 가지 작업을 수행하기 위해 필요로 하는 가격대비 최소한의 다양한 단수를 가질 필요가 있다. 이러한 점들을 고려하여 25마력 저가의 트랙터로서 판매되기 위해서 선택한 방안은 다음과 같다.

1. 고지상고의 차축으로 습지에서 작업 용이
2. 선택사양으로 습지용 차륜을 개발하여 습지에서의 전용작업 가능

3. 트랙터 단수는 전후진 9단 이상

4. 견인작업을 고려 4WD(4륜구동) 장착형

5. 선택사양으로 Shuttle 및 4WD를 선정하여 저가 경량화

상세 설계는 부품 제작에 사용되는 도면작성을 위한 설계과정으로 크게 모델링 과정 및 해석 과정으로 나눌 수 있다. 모델링을 위해서는 3D cad용 프로그램인 Solid/Works와 Pro/Engineer를 사용하였고, 해석을 위해서는 당사에서 개발한 프로그램 및 상용 해석 프로그램(Ansys, Cosmos/works) 등을 사용하였다.

1. 엔진 및 보기품

트랙터를 작동시키는 동력원인 엔진은 연료의 화학적 에너지를 일을 하는데 필요한 기계적 동력으로 변환시켜 주는 장치이다. 트랙터에는 압축착화 방식인 디젤 엔진이 널리 사용된다. 디젤 엔진은 불꽃점화 방식인 가솔린 엔진보다 압축비가 크고 폭발압력이 높으므로 견고하게 만들어져 단위출력당 중량이 크고 가격도 비싸다. 또한 공기의 압축열을 이용하여 연료를 자연발화시키므로 저온에서의 시동은 보조기구가 필요하다. 그러나 디젤 엔진은 값싼 경유를 사용하며, 열효율이 높아 연료소비율이 낮으므로 운전경비가 적게 든다. 또한 전기점화장치가 없으므로 고장율이 적다. 따라서 구입가격이 높아도 사용시간이 많은 경우에는 디젤 엔진이 유리하다. 디젤 엔진의 특성은 가솔린 엔진과는 달리 트랙터 작업중 과부하가 걸리면 엔진속도가 떨어지면서 토크는 증가한다. 토크의 증가에 의하여 엔진은 정지되지 않고 과부하를 이겨낼 수 있으므로 트랙터에 디젤 엔진을 사용하는 가장 큰 이유 중의 하나인 것이다.

본 연구에서는 개발사양에 가장 적합한 엔진으로 일본 Kubota 사의 D1105 모델의 엔진을 선정하였으며 모델의 시리즈화를 위하여 D1005 및 D905 모델도 함께 이용할 예정이다. 이 세 개의 모델은 크기가 동일하므로 엔진변경에 대한 문제점은 발생하지 않는다.

엔진 보기품인 공기청정기, 라디에이터, 소음기 및 배터리 등에 대한 용량을 계산하였으며, 엔진룸 내부에 각 부품의 위치 설정하였다. 공기청정기는 엔진으로 흡입되는 공기중의 먼지를 걸러주어 엔진의 마모를 막아주는 역할을 하는 장치이며, 엔진에서 요구되는 통기저항 등의 용량계산후 구매를 완료하였다. 소음기는 배기가스가 빠져 나올 때 발생하는 소음을 줄이는 장치로 배기음의 주파수는 엔진 회전속도에 동조하기 때문에 저속시에는 긴 파이프, 고속시에는 짧은 파이프가 좋은 것이 된다. 이처럼 소음기 설계는 서로 상반된 요소를 조화시키는 것이 필요하다.

엔진에서 열이 과도하게 발생하게 되면 부품의 열변형이 일어나거나, 실린더 벽의 유막이 파괴되어 윤활 불량이 된다. 또한 연소상태가 나빠지고, 이상연소를 일으켜 열효율이 저하되어 출력이 작아지게 된다. 반대로, 과도한 냉각은 출력, 연비의 악화와 실린더의 저온 마모를 일으키게 된다. 라디에이터는 엔진의 연소실에서 발생한 열을 적정한 온도로 유지시키는 수냉식 냉각장치이다. 엔진에서 요구되는 방열량을 계산한 후 상세설계를 수행하였다.

2. 트랜스액슬(Transaxle)

트랙터의 트랜스미션은 필요한 감속비로 변속해주는 변속기(Gearbox), 전차축 동력분배장치(4륜구동장치, MFWD), 차동장치(Differential) 및 최종감속장치로 이루어진다. 차동장치와 최종감속장치를 차축(Axle)이라고 한다. 변속기와 차축(Axle)이 일체형으로 이루어진 것을 트랜스액슬(Transaxle)이라 하기도 한다.

트랙터에 사용되는 트랜스미션은 보통 2개의 변속기를 일렬로 배열한 복합 변속기의 형태를 취하여 필요한 단수를 얻어내고 있다. 앞의 변속기는 변속비를 선택하기 위한 것으로 주변속기라 하고, 뒤의 변속기는 속도의 범위를 선택하기 위한 것으로 부변속기라 한다. 이러한 복합변속기를 이용하여 얻을 수 있는 단수는 16단 정도이며 최대 32단을 얻어내는 트랙터도 있다. 그러나 변속단수가 많아지

면 변속레버의 조작이 많아지고 또한 레버를 조작하는 데도 많은 시간이 소요되기 때문에 변속 레버를 효율적으로 조작할 수 있는 변속시스템이 요구된다. 트랜스미션에 요구되는 조건은 다음과 같다.

- ① 변속조작이 확실, 용이하고 조용할 것
- ② 충분한 속도단수를 가져 여러 가지 작업조건에 부합할 것
- ③ 전달효율이 높을 것

상기 요구 조건과 아울러 고려하여야할 중요인자는 제품의 가격이다. 개발 제품의 가격 경쟁력을 유지하기 위해 당사에서 실시하는 원가분석방안을 활용하여 원가 분석을 개략적으로 실시하였으며, 이는 시작품 제작 및 시험 과정 중에서 지속적으로 점검되는 사항이다.

변속기는 작동 방식에 따라 기계식 변속기와 유압식 변속기로 나눈다. 유압식 변속기(Power shift 방식)는 기계식에 비하여 상대적으로 동력 손실이 크므로 소형 마력에서는 채택되지 않는다. 기계식 변속기는 변속기어의 방식에 따라 기어치합(Sliding type), 상시치합(Constant mesh), 동기치합(Synchro mesh)으로 분류하며 일반적으로 고급형일수록 동기치합이 적용된다. 기어 방식 선택은 제품의 가격과 품질에 직접적으로 영향을 미치는 바, 제품의 품질 향상을 위해서는 동기치합을, 가격 경쟁력을 위해서는 기타 방식을 채택하여야 한다. 일반적으로 20마력대급의 일제를 제외한 중저가 제품에서는 동기치합은 찾아보기 힘들며, 본 연구에서도 개발하고자하는 트랜스미션에 기어치합과 상시치합을 혼용하여 적용하였다.

시작품 제작의 개략적 과정을 살펴보면,

- 1차년도 설계 업무에서 도출된 동력 전달도를 구체화
- 각 단품의 도면을 작성하여
- 시작품제작에 필요한 부품제작 및 조립의 과정을 거치게 된다.

현재 대부분의 부품에 대하여 상세설계가 이루어져 있으며, 이에 대한 분석 및

해석 작업의 결과가 지속적으로 피드백되어 설계수정이 이루어지고 있다. 이를 위한 이론적 계산과정을 그림 12에 요약하였다.

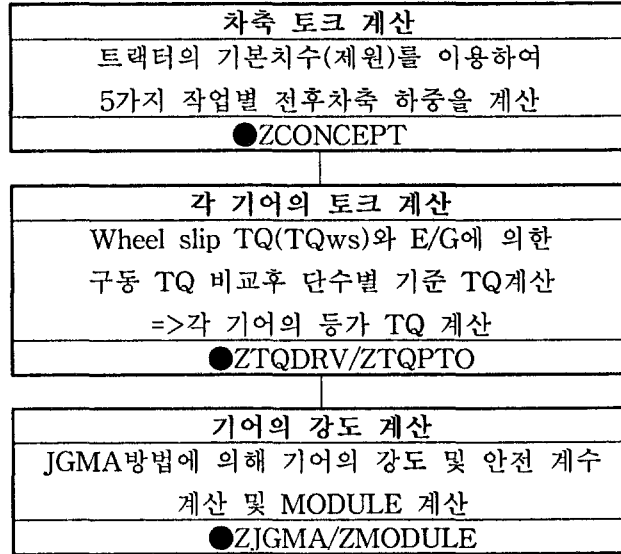


그림. 12 Flow chart for Theoretical analysis

(●:계산에 사용된 프로그래밍)

가. 차축 토크 계산

설계의 가장 기본 입력 데이터인 차축 토크를 전형적인 5가지 작업을 통하여 계산하며 이는 당사의 프로그램(ZCONCEPT)을 활용하였다. 차축 토크 계산에 필요한 기초 데이터 결정은 설계 초기 개념설계 단계에서는 일반적으로 시장의 기존 제품들의 $\pm 10\%$ 내에서 제원을 선정하게 되며 설계가 진행될수록 개발 제품에 적합한 치수가 선정된다. 당사에서는 개념설계 단계부터 합리적 제원 결정을 위하여 당사의 제품 데이터베이스를 이용하여 개발된 회귀식을 이용하였다. 차축 토크 결정을 위한 입력 데이터는 트랙터의 주요제원(축간거리, 차체무게, 타이어 크기 등), 주요 작업기 회사의 트레일러, 로더, 쟁기 데이터, 토양의 비저항 등 17가지이다. 자세한 이론적 분석 역시 가능하며 이 때는 더 많은 입력 데이터를 필요로 하게되나, 설계결과에는 큰 차이를 나타내지 않았다.

실제로 트랙터를 사용하여 다양한 작업이 이루어지나, 트레일러 및 기타 작업 (트레일러 견인을 주로 고려), 로더 작업-무부하 이동, 로더 작업-하중 운반, 수평 쟁기 작업, 경사지 쟁기 작업, 로터리 작업 등의 작업을 고려하여 설계에 활용하였다. 상기 작업 종류와 아울러 중요한 데이터는 각 작업들의 작업 속도 및 작업시간이며 이는 당사의 지속적 survey에 의해 도출된 자료를 활용하였다.

상기 설명한 입력 데이터와 작업시간을 이용하여 차축 토크를 6가지 작업별 전후 차축 하중(W_{fi} , W_{ri})을 계산후, 각 작업별 사용시간을 이용하여 차축 등가 평균하중(W_f , W_r)을 계산하였다. 계산은 당사에서 개발한 차축 하중 계산 프로그램(ZCONCEPT)을 사용하였으며, ZCONCEPT은 프로그램 디스플레이가 그래픽으로 처리되어 사용이 편리하고, 1회 분석후 데이터 화일의 수정만으로 재분석 가능한 프로그램이다. 다음은 계산에 사용된 입력 데이터 화일과 출력 화일의 일부이다.

<INPUT>

DATA FILE for AXLE LOAD analysis

Tracor power(hp)	:25.0
Soil resistance(N/cm2)	:6.0
Weight ratio(weight on FRONT axle)	:0.4
Radius of rear tire(mm)	:345.0
Radius of front tire(mm)	:525.0
Weight of PAYLOAD(kg)	WPAY:360.0
....	
Dist(mm) from the r-wheel cntr to Drawbar hole	LHT:370.0
Dist(mm) from GROUND to Drawbarhole	HHT:390.0
Weight of front balance(kg)	WFB:60.0
.....	
Time * for (Plowing - uphill)	:5.0
Time * for (Rotary Operation)	:30.0
Coefficient for Equivalent Load	:2.0

<OUTPUT>

```
=====
SUMMARY OF ANALYSIS
=====
```

```
LOADING CONDITION      ON F-AXLE  ON R-AXLE  TOTAL LOAD * time
```

	(N)	(N)	(N)	(x)
1. Towing and normal operation:	3838.2	11498.4	15336.6	25.0
.....				
6. Rotary operation :	3062.4	7822.2	10884.7	30.0
Mean load(N) on both AXLES	5062.	8014.	13076.	100.0
	(516.	817.	1334.kg)	
(Equivalent load with Ceq)	6538.	8473.	15011.	
	(667.	864.	1531.kg)	

* Recommended load(kg) on each axle(Front, Rear, Sum)

1. For SYSTEM analysis 306. 1225.(1531.)
2. For Front axle analysis 667. 864.(1531.)

상기 결과 중 시스템 분석에 관한 데이터를 각 기어의 토크 계산에 사용하였다.

나. 각 기어의 토크 계산

상기 계산된 전후차축 하중(W_f , W_r)을 이용하여 전후차축에 걸리는 토크의 합(Wheel slip torque, TQ_{ws})과 엔진에 의한 전후차축 구동 토크의 합(TQ_{eg})을 각 단수별로 비교하여 작은 토크를 각 기어에 걸리는 하중을 계산하기 위한 TQ_c 로 선택한다.

$$TQ_{ws} = TQ_f + TQ_r \text{ (전차축 토크 + 후차축 토크)}$$

기어 강도계산에 필요한 각 단수의 TQ_c 는 다음과 같이 결정된다. 이를 이용하여

$$TQ_c = TQ_{ws} \quad \text{if } TQ_{ws} < TQ_{eg}$$

$$TQ_c = TQ_{eg} \quad \text{if } TQ_{eg} < TQ_{ws}$$

TQ_c 및 각 기어의 효율과 감속비를 이용하여 각 기어에 걸리는 TQ_i 를 계산한다.

	<Gear set1>	<Gear set2>	<Gear setN>
1단	$t_1 \quad TQ_{11}, N_{11}$	TQ_{12}, N_{12}	$TQ_{1n} = TQ_c, N_{1n}$
2단	$t_2 \quad TQ_{21}, N_{21}$	TQ_{22}, N_{22}	$TQ_{2n} = TQ_c, N_{2n}$
	...			

이론 분석의 경우 계산 TQ_c 의 100%가 그대로 각 기어에 전달되는 것으로 가정하며, 실제로 이 현상은 최대견인력이 요구되는 작업에서만 발생하게 된다.

각 단수별 각 기어에 걸리는 토크 계산후 실제로는 각 기어가 여러 단수에서 사용이 되므로 각각의 기어에 걸리는 토크의 평균치를 구해야 하며 이의 계산을 위해 등가 토크개념을 적용하여야 한다. 등가 토크계산을 위한 등가 상수 결정이 중요하며 이는 트랙터 제조 회사의 노하우에 의해 결정된다.

각 기어의 강도 계산에 필요한, 기어에 걸리는 토크를 구하는 방법은 각 단수별 사용시간에 의한 ①산술 평균(TQ_{mean}) 또는 ②등가평균(Equivalent TQ - TQ_{eqv})을 구하는 것이다. 베어링의 경우는 등가평균을 이용하며, 등가계수는 3 또는 3.3이다. 기어의 경우 등가계수(m)로 4-8, 또는 굽힘과 치면강도 계산에 대하여 다른 값(굽힘강도 계산시 8, 치면강도 계산시 4)을 추천하기도 한다. 본 개발에서도 역시 등가 평균을 이용하였으며 구하는 식은 베어링 계산 방식과 같고, 등가 계수는 당사의 계수를 사용하였다.

$$\text{기어 세트 1에서, } TQ_{eqv} = \frac{t_1 N_{11} TQ_{11}^m + t_2 N_{21} TQ_{21}^m + \dots + t_n N_{n1} TQ_{n1}^m}{t_1 N_{11} + t_2 N_{21} + \dots + t_n N_{n1}}$$

상기 식에서와 같이 각 단수별 사용시간을 결정하는 것이 또한 중요하다. 가능한 실제 사용 조건과 일치시키기 위해 Field survey 결과를 이용하여 사용시간(t_i)을 도출하여, 작업 속도에 따라서 확률 분배 방식으로 결정하였으며, 이를 위해 당사 프로그램 ZDUTY를 사용하였다. 등가치를 이용할 때의 단점은 크기가 작은 하중이 장시간 가해지고 고하중이 단시간 가해질 경우 전체 크기는 저평가되거나 피로파괴(Fatigue fail)가 발생할 수 있다는 것이다. 하지만 Field survey 결과 상대적으로 고하중이 가해지는 쟁기작업 단수의 사용시간이 많아 등가치를 사용할 때의 단점은 없는 것으로 나타났다.

기어에 걸리는 등가토크 계산은 당사 프로그램(ZTQDRV, ZTQPTO)에 의해서 이루어졌다. 주동력 계통과 PTO 계통을 분리하여 처리하였다. ZCONCEPT 프로그램 실행시 구해진 전후차축 하중(임의 조정 가능), 엔진의 마력수 및 정격회전수, 동력전달도상의 각 기어의 data, 단수별 사용 시간, 단수별 기어의 연결성 등

을 input data로 입력하여, 전륜 리드옴, 단수별 속도 및 토크, 기어별 평균 및 등
가 토크 등을 얻게 된다.

다음은 계산에 사용된 Input data file과 Output file의 일부이다.

<INPUT>

TRX150

y

1531 345 525 0.8 306 1225

10 9 5 3 0

2600 25 12 12

440.0

0

1 0 1

2 72 1

3 128 1

4 560 1

.....

9 b g 9 52 3.00 16.00 16.00 20.00 0.00 71.802 0.3250 0.1375 180.0

10 h s 10 54 3.00 18.00 20.00 20.00 0.00 71.802 -0.0285 -0.0366 180.0

11 s s 25 28 4.10 37.42 37.42 20.00 35.00 108.180 0.75 -0.75 90.

12 s s 27 26 4.50 42.00 30.00 20.00 0.00 147.291 0.4000 -0.0366 180.0

13 b g 8 38 3.00 20.00 13.00 20.00 0.00 74.079 -0.0366 0.7985 180.0

.....

8 0 0 1 5 7 9 10 0 0 0 0 0 0 0 0

9 0 0 1 2 6 9 10 0 0 0 0 0 0 0 0

10 0 0 1 3 6 9 10 0 0 0 0 0 0 0 0

11 0 0 1 4 6 9 10 0 0 0 0 0 0 0 0

12 0 0 1 5 6 9 10 0 0 0 0 0 0 0 0

1 2.2737

<OUTPUT>

Velocity(km/hr)

	Forward	Reverse	Total Red(F)	(R)
1	.83	.81	619.6	637.3
2	1.14	1.11	451.4	464.3
....				
10	12.12	11.79	42.4	43.7
11	15.59	15.16	33.0	34.0
12	21.53	20.93	23.9	24.6

	SET 1		SET 2		SET 3		SET 4	
z(ratio)	19/42(2.211)		17/40(2.353)		21/36(1.714)		24/32(1.333)	
Module/Gtp	2.50	h	2.50	h	2.50	h	2.75	h
width(mm)	13.5	12.5	8.0	9.0	9.0	10.0	10.0	12.0
1()rpm	.0	.0	.0	.0	.0	.0	.0	.0
TQ(Nm)	.0	.0	.0	.0	.0	.0	.0	.0
V(m/s)	.00		.00		.00		.00	
.....								
12()rpm	2600.0	-1176.2	.0	.0	.0	.0	.0	.0
TQ(Nm)	68.5	148.3	.0	.0	.0	.0	.0	.0
V(m/s)	6.47		.00		.00		.00	
Total hrs	3996.		911.		431.		1167.	
Mean rpm	2600.	1176.	1176.	500.	1176.	686.	1176.	882.
Mean TQ	47.1	102.0	69.0	159.1	86.1	144.6	122.8	160.5
Equv TQ	59.9	129.8	98.0	225.9	112.4	188.8	136.5	178.3

:PTO INPUT DATA - TRX150

1. PTO input rpm, PTO eff : 2600. .85
(PTO INPUT TQ - Nm) : 58.19
2. # of PTO Gear set/shift: 6 4
3. PTO operation hrs-Total: 3000.hrs
 - 1 shift : 1000.hrs
 - 2 shift : 1000.hrs
 - 3 shift : 500.hrs
 - 4 shift : 500.hrs

	PTOSET 1		PTOSET 2		PTOSET 3		PTOSET 4	
z(ratio)	19/30(1.579)		30/29(.967)		15/35(2.333)		21/28(1.333)	
Module/Gtp	2.50	h	2.50	h	3.00	s	3.00	s
width(mm)	13.5	12.5	12.5	11.0	19.5	19.5	11.5	11.5
1 rpm	2600.0	1646.7	1646.7	1703.4	.0	.0	.0	.0
TQ(Nm)	58.2	90.0	90.0	85.3	.0	.0	.0	.0
V(m/s)	6.47		6.47		.00		.00	

Total hrs	3000.		3000.		1000.		500.	
Mean rpm	2600.	1647.	1647.	1703.	1703.	730.	1703.	1278.
Mean TQ	58.2	90.0	90.0	85.3	85.3	195.1	85.3	111.5
Equv TQ	58.2	90.0	90.0	85.3	85.3	195.1	85.3	111.5

=====

상기 결과에서 등가 토크가 기어의 강도계산에 사용된다.

다. 기어의 강도 계산

트랜스미션 기어의 강도는 ①응력 계산 후 안전계수 비교방법과 ②모듈 비교 방법의 두 가지를 병행하였다. ②의 방식은 개념설계 직후 적용되며 ①의 방식에 의해 정밀한 계산이 이루어진다. 기어의 강도는 굽힘 강도(Bending strength)와 치면강도(Pitting strength) 등으로 나누어 계산되며 일반적으로 JGMA, AGMA, DIN, ISO 등의 여러 가지 계산 방식이 있다. 계산식은 널리 알려져 있으며, 중요한 것은 이를 각 트랙터 트랜스미션 설계회사의 실정에 맞게 적용하는 것이다. 당사에서는 이미 트랜스미션 내구시험장치를 활용하여 기초 데이터가 확보되어 있고, JGMA와 AGMA 계산식을 근간으로 하고 있다.

기어 강도 계산 역시 당사에서 개발된 프로그램(TGS, ZJGMA, ZMODULE)을 사용하였다. TGS는 각각의 기어 하나씩을 설계할 때 사용하며, 동력 전달도 전체를 분석할 때는 나머지 프로그램으로 수행한다. ZJGMA는 ZTQDRV/ZTQPPTO 프로그램을 실행하여 만들어진 출력 화일을 이용하여 굽힘강도 및 치면강도, 그리고 안전계수를 계산하며, 1차 계산후 계산에 필요한 계수를 수정하여 재계산 가능(ZREVIEW)하다. ZMODULE은 ZTQDRV/ZTQPPTO 프로그램을 실행하여 만들어진 출력 화일을 이용하여 각 기어의 모듈 계산후 계산된 기어의 모듈값과 설계치와 비교한다.

이제까지 언급한 것은 Load spectrum이 없을 때의 일반적인 분석 방식이며, 트랙터의 Load spectrum이 확보되어 있을 경우 좀더 정확한 결과를 얻을 수 있다. 즉 상기 방식과 같은 여러 추정과정 없이 바로 피로분석(Fatigue analysis)까지

가능하기 때문이다. Load spectrum은 각 사의 극비사항이며 현재까지 공식적으로 출시된 자료는 ESTLS(European Standard 트랙터 Load Spectrum)이다. 이는 100% 엔진 토크가 총 수명 시간의 10%정도 사용되는 것으로 가정한 것이다. 본 연구에서는 ESTLS와 자체 시험 결과를 이용하여 확보된 당사 Load spectrum을 이용하여 기어 피로 분석을 수행하였다.

다음은 계산에 사용된 입력 데이터 파일과 출력 파일의 일부이다.

```

<INPUT>
TRX150      : Drive line
           15
           440.000000
1  h  s  2.50  2.2105  20.00  18.00  81.710  .2267  .3632  180.0
2  h  s  2.50  2.3529  20.00  18.00  74.456  -.0690  -.1645  180.0
....
13 b  g  3.80  4.7500  20.00  35.00  73.783  .0000  .0000  90.0
14 b  g  5.00  1.4167  22.50  .00  55.870  .0000  .0000  82.0
15 b  g  4.00  2.7647  22.50  .00  107.860  .0000  .0000  79.0
  1  19  13.5  2600.0  59.9  3996.0  42  12.5  1176.2  129.8  3996.0
  2  17  8.0  1176.2  98.0  911.0  40  9.0  499.9  225.9  911.0
....
15 17  26.3  .0  .0  .0  47  26.3  .0  .0  .0

```

```

<OUTPUT>
:INPUT DATAf for JGMA gear strength - TRX150

1. Load type : Uniform load
2. Allowable stress(Bending/Pitting-kgf/mm2) :      45.00  164.00
3. Basic information
   -Kinetic viscosity at 50C      (cSt) :      100.00
   -Roughness                      ( ) :      12.50
   -Brinell Hardness(Hb) on SURFACE (Hb) :      580.00

```

=====

GT	m	alpha	beta	ax	Vel(m/s)	
	Z	w	TQ(Nm)	rpm	Shift X	
SET 1	h	2.50	20.0	18.0	81.710	6.47
	(p)	19	13.50	59.9	2600.0	.2267
	(g)	42	12.50	129.8	1176.2	.3632
.....						
SET14	b	5.00	22.5	.0	55.870	.00
	(p)	12	23.00	.0	.0	.0000
	(g)	17	23.00	.0	.0	.0000
SET15	b	4.00	22.5	.0	107.860	.00
	(p)	17	26.30	.0	.0	.0000
	(g)	47	26.30	.0	.0	.0000

JGMA GEAR STRENGTH ANALYSIS

Allowable BENDING-PITTING stress(kg/mm2): 45.0 164.0

	BENDING		PITTING	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
1)h	15.4	14.5	148.4	147.0
	(2.92)	(3.11)	(1.10)	(1.12)
2)h	53.2	39.0	299.4	296.4
	(.85)	(1.15)	(.55)	(.55)
.....				

상기 과정을 거쳐서 각 기어의 수명 및 제원이 결정되고, 기능부에 관한 당사의 기술이 더하여져 그림 13과 같은 도면이 작성된다.

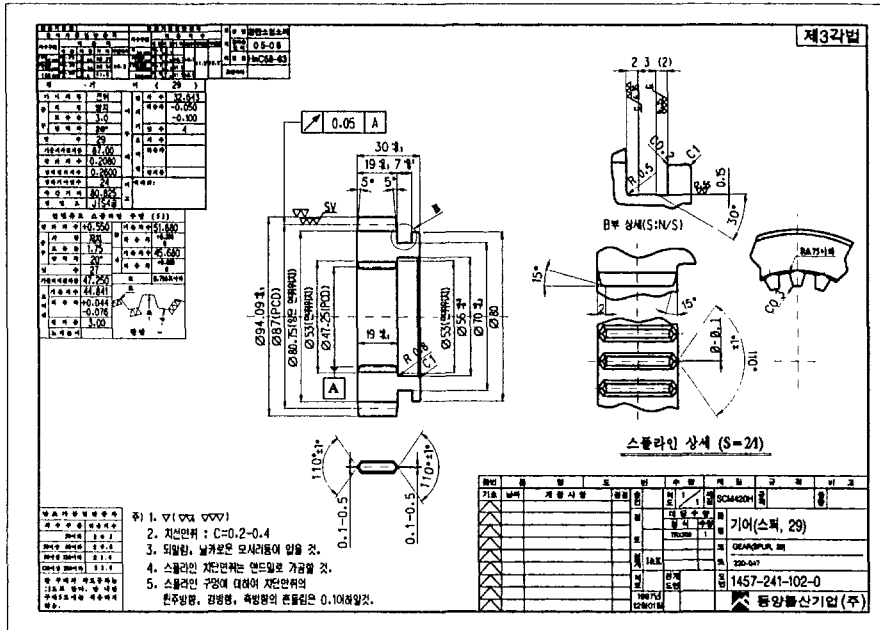


그림 13 기어 도면의 한 예

라. 베어링 및 축 설계

트랜스미션은 여러 종류의 기계요소들로 구성되어 있으며, 이들의 설계 역시 당사에서 개발된 프로그램으로 계산된다. 베어링의 경우 베어링 하중 및 수명을 계산하는 프로그램(ZBRGLOAD, ZBRGLIFE)에 의해서, 축의 처짐은 ZSHAFT에 의해서 계산하였다. 이러한 계산중 베어링 수명 계산의 한 예와 축 도면을 다음(그림14)에 나타내었다.

<BRG 계산 output>

:BEARING LIFE CALCULATION

A bearing B bearing

1. TYPE : b b

2. Part no: KBC6203 KBC6206SH2
 3. Cr(N) : 9550.0 19400.0
 4. # : 1 1

	Arpm	AR-F(N)	Brpm	BR-F(N)	Oper x	Axial-F(N)
Case 1	2500.	28.	2500.	498.	2.2	-144.
Case 2	2500.	39.	2500.	698.	2.2	-201.
.....						
Case10	2500.	275.	2500.	5002.	40.0	-1442.

	A bearing	B bearing
1. Mean Speed(rpm) :	2500.	2500.
...		
3. Life(hrs) :	660703.	3921

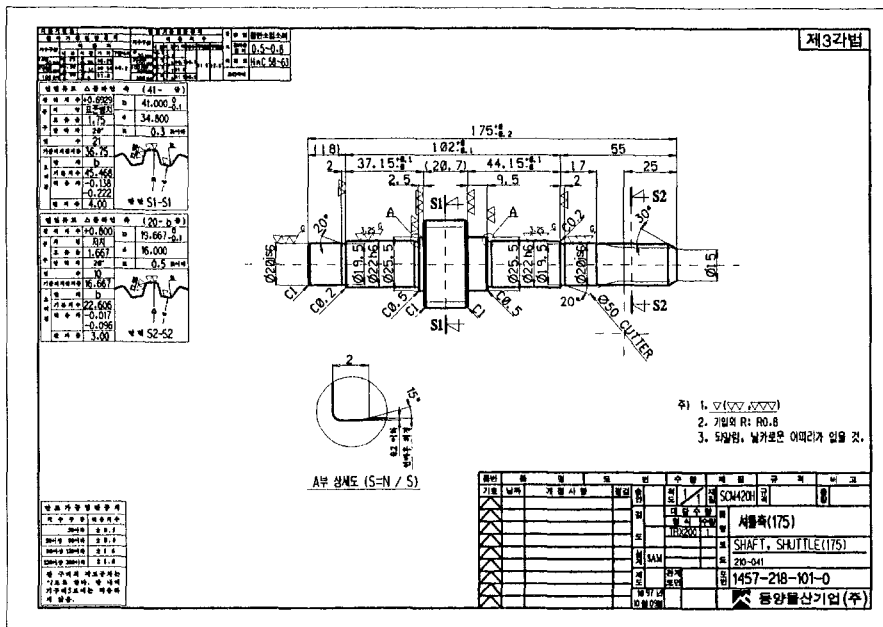


그림 14 축 도면의 한 예

마. 케이스 설계

기어, 축류등의 기계요소와 아울러 트랜스미션의 중요한 부분은 트랜스미션 케이스(case)이다. 케이스 설계는 3차원 모델링에 의해서 만들어진 모델을 활용하여 FEM으로 분석하였고, 강도 계산, Modal analysis를 통하여 주어진 조건에 적절한 형상을 구현하였다.

본 개발에서 조립 제작할 트랙터는 최저지상고가 일반 트랙터보다 높은 것으로 이의 구현을 위한 방안이 필요하다. 이를 위해서 리어 액슬(rear axle)을 일반적인 형상에서 변형된 방식을 선택하였다. 이태리, 일본 트랙터의 극히 일부 제품에서 볼 수 있는 방식이다. 이를 위해 기존 제품들의 경우 리어 액슬 하우징(rear axle housing)이 하나의 부품으로 이루어졌으나 본 연구에서는 리어 액슬 하우징을 2개의 부품으로 나누어 설계하였다. 리어 액슬의 외부하중에 의한 응력 분석결과(그림15, 그림16)를 첨부하였다.

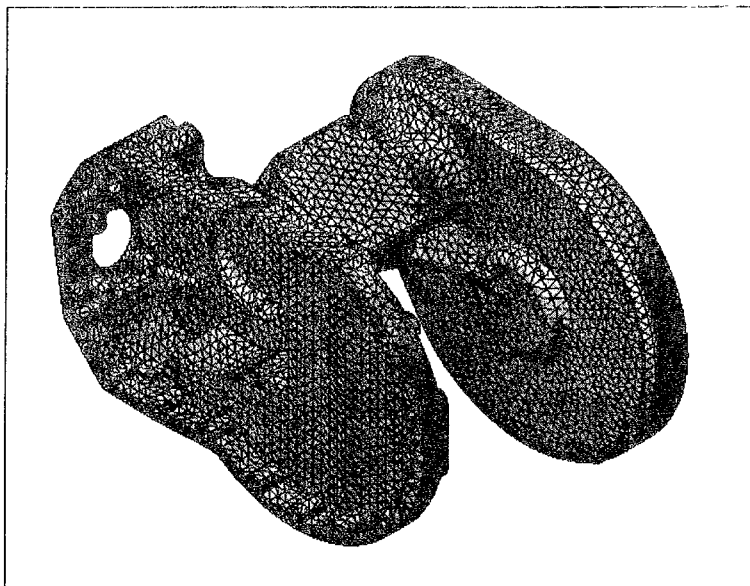


그림 15 Rear axle housing의 mesh model

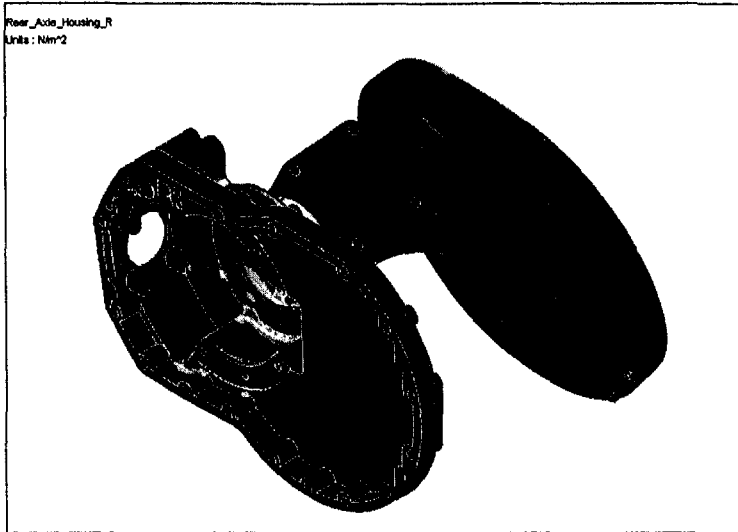


그림 16 Rear axle housing의 해석 예(응력 분포)

Stress 분석에서 알 수 있듯이 외부 하중에 의해 회전이 발생할 수 있는 부위에 최대 하중이 발생한다. 이러한 분석 결과를 이용하여 취약부분 보강 후 도면을 작성하여 개발하였다.

3. 프론트액슬

차축은 부착되어 있는 타이어를 통해 차체의 무게를 지지하는 부분이며, 동력을 전달하는 구동차축과 차체무게만을 지지하는 중동차축으로 구분하며, 위치에 따라 앞차축과 뒷차축으로 구분하기도 한다. 4륜구동 트랙터에서는 견인성능을 높이기 위하여 모든 차축을 구동차축으로 사용하며, 뒷차축은 트랜스미션에 포함된다. 또한 앞차축에는 선회하는 데 필요한 조향장치가 부착된다.

앞차축은 좌우로 요동할 수 있어야 하는 데, 이는 지면의 요철에 적응할 수 있도록 하기 위함이다. 당사에서는 좌우 요동각에 대한 기준은 8°로 정하고 있다. 또한 전륜의 직경이 후륜보다 작으므로 킹핀을 사용하여 앞차축을 높여 지상고를 증대시킨다.

트랙터를 정면에서 보면 킹핀축이 지면의 수직선과 일정한 각도를 이루고 있다. 이를 킹핀 경사각이라 하며, 보통 $4^{\circ}\sim 9^{\circ}$ 사이에 위치시킨다. 킹핀 경사각은 킹핀 오프셋을 줄여 선회시 저항 모멘트를 감소시키며, 조향이 가볍게 된다. 차륜 중심의 접지점과 킹핀축이 지면과 만나는 교점 사이의 거리인 킹핀 오프셋은 조향시 저항 모멘트와 관련된다. 조향시 저항 모멘트에 대한 실험식은 다음과 같다.

$$M = \mu Y_c \sqrt{\frac{W^2}{8} + l^2}$$

여기서, μ = 마찰저항계수, l/W 의 함수로 나타난다.

Y_c = 전륜이 부담하는 하중

W = 타이어 접지폭

마찰저항계수 μ 값과 l/W 와의 관계를 그림 17에 나타내었으며, 그림 18에 킹핀 오프셋과 저항 모멘트 사이의 관계를 나타내었다. 그림 18를 살펴 보면 저항 모멘트를 가장 적게 만드는 킹핀 오프셋 l_j 가 존재하는 것을 알 수 있다. l_j 의 구체적인 값은 지면의 조건에 의해 변한다. 연약한 지반에서는 작고, 단단한 지면에서는 크게 된다. 트랙터에서 l/W 의 값은 0.1~0.3 정도이다.

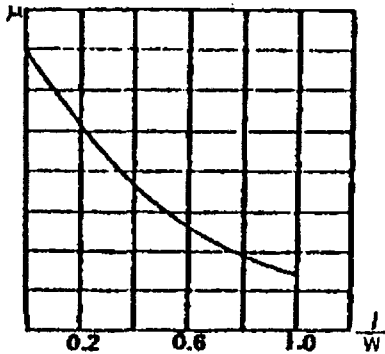


그림 17 μ 값과 l/W 와의 관계

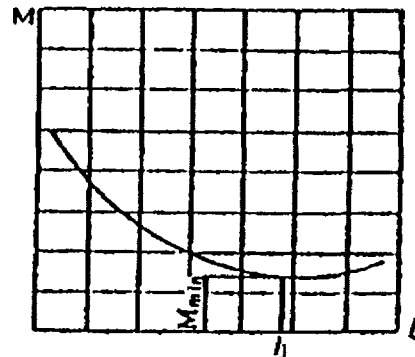


그림 18 킹핀오프셋과 저항모멘트

조향시 저항 모멘트(King Pin Torque)를 상기 식에 의해 계산하면

$$M = 6773 \text{ kg}_f \cdot \text{mm}$$

King Pin축과 조향 실린더 축과의 최소 거리(최소 유효 반경)

$$r = 124 \text{ mm}$$

그러므로 조향에 필요한 힘 $F = 55 \text{ kg}_f$ 이 된다.

이 힘과 조향실린더의 제작 방법에 의해 조향 유압 실린더의 크기가 결정되며 계산한 결과 압력 100 kgf/cm^2 에서 O.D=45mm, I.D=25mm의 실린더가 선정되었다. 전차축에서 조향시 슬립율도 중요한 설계 요소중 하나이며, 현재 설정된 조향각은 시차품 제작후 실측하여 조향시 슬립율을 측정한다.

전차축의 경우 도로 주행중 도로위의 돌출부에 의해 트랙터가 충격하중을 받을 때를 고려하였으며, 이의 분석 결과를 mesh data(그림19)와 결과치(그림 20)로 나누어 제시하였다.

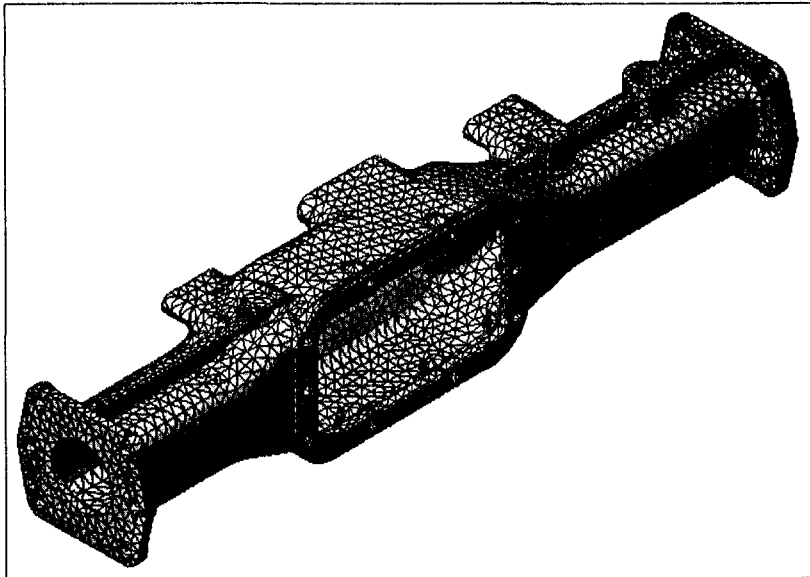


그림 19 Front axle housing의 mesh model

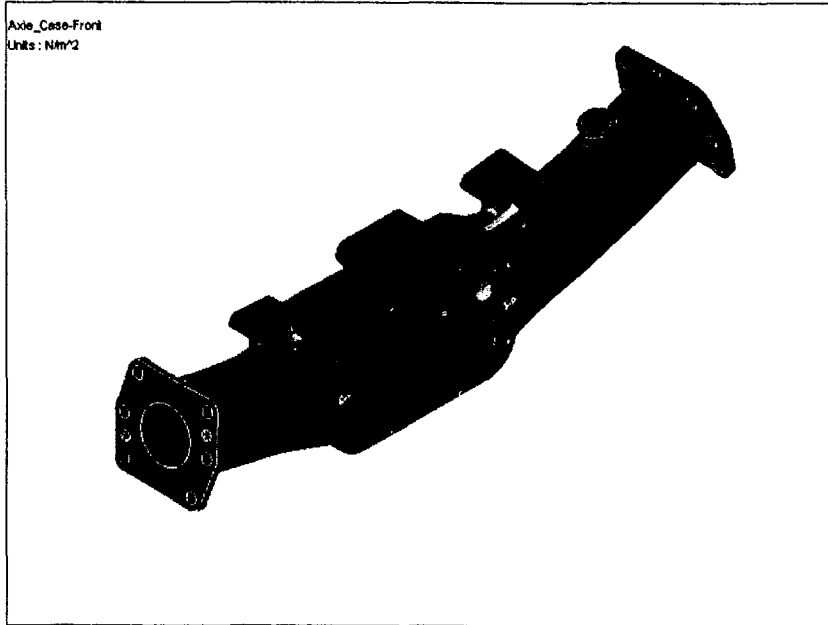


그림 20 Front axle housing의 해석 예(응력 분포)

4. 기타

외장은 트랙터의 가시부분 전체의 영역을 의미하는 데, 엔진룸(Engine room)을 감싸주는 본넷(Bonnet), 사이드 카바(Side cover), 그릴(Grill)로 구성되는 프론트(Front) 부와 후륜을 감싸고 있는 펜더(Fender) 부, 운전자 공간을 구성하는 계기판, 좌석, 답판(Floor), 핸들 및 안전 프레임으로 나누어 볼 수 있다. 외장 디자인에서 이들을 배치하여 기본 치수는 정하였다. 외장의 형상은 앞에서 서술한 바와 같이 디자인 전문업체에 의뢰하여 외장 디자인을 수행하였으며, 이를 토대로 외관디자인의 이미지를 입체적 형상화할 수 있도록 개발하였다.

타이어는 크기에 따라 규격이 많이 있으나 국내에서 생산되고 있는 규격은 한정되어 있어 선정에 어려움이 많다. 이는 트랙터 시장이 내수에 한정되어 있어 규모가 작기 때문인데 한국타이어와 금호타이어에서 대부분 생산되고 있다. 특히 습지용 차륜은 찾기가 더욱 힘들다. 본 연구에서 채택한 회귀식을 이용하여

언은 규격중 국내에서 조달이 가능한 타이어 크기를 선정하였는 데, 전륜은 6-14(4PLY)이고, 후륜은 9.5-20(6PLY)이다. 이중 후륜은 하이러그(high lug) 타이어를 사용하였다.

설계시간과 개발비용을 절감하기 위한 방안으로 이용하는 방법은 공용품을 최대한 사용하는 것이다. 이에 본 연구에서는 당사에서 판매하고 있는 TA2840에 장착된 유압장치를 공용화하였다.

제6절 시험

1. 내구시험

본 연구에서 개발된 시작품 트랙터를 이용하여 내구시험을 실시하였다. 트랙터의 주요부품은 크게 엔진, 유압, 트랜스액슬로 나눌 수 있고 이중 엔진은 수입품이고, 유압부는 기존의 유압부를 일부 수정하여 사용하였으므로 내구시험은 트랜스액슬에 대해서만 실시하였다. 시험은 당 연구소가 보유하고 있는 장비를 이용하여 수행하였다. 시험장비는 트랙터 1대 전체를 시험할 수 있도록 4개의 차축 동력계(Dynamometer)가 있다. 내구 시험은 2개의 차축 동력계를 사용하게 되며, 입력 동력은 직류 모터를 사용한다. 시험시 모터의 회전수 및 입력동력과 차축 동력계의 부하를 제어하게 되며, 모든 제어는 제어실에서 원격으로 이루어진다.

내구시험 방법은 당사의 시험 시방에 준하였으며, 시험에 필요한 모드(mode)는 당사 기준에 따른다. 시험도중 일정 시간마다 시험을 중지하고 주요 기능품 및 부품의 상태를 점검한다. 시험이 정해진 시간까지 운영되지 않고 실패되는 경우 시험에 영향을 주는 모든 부품을 교체한 후 재시험을 실시하게 된다.

그림 21에 트랜스액슬 시험장면을 나타내었으며 그림 22에 시험 제어실을 나타내었다.



그림 21 내구시험



그림 22 시험 제어실

트랜스미션에 대한 내구시험은 총 4회 반복하였으며, 부품의 파손으로 인하여 시험을 수행할 수 없을 경우에는 시험에 영향을 주는 부품을 교체하여 다시 시작하였다. 첫 번째 시험은 기준시간의 1/3정도에서 스파이럴 베벨기어 및 액슬 축 베어링이 파손되었다. 그림 23에 스파이럴 기어의 이가 손상된 것을 나타내었으며 그림 24에 베어링이 파손된 것을 나타내었다. 조사결과 체결을 느슨하게 하는 등의 부주의한 조립에 원인이 있는 것으로 판단되어 주요 부품을 교체한 후 다시 시험을 수행하였다.



그림 23 베벨기어의 손상



그림 24 베어링 파손

두 번째 시험은 기준시간의 80%에서 리어 트랜스미션 하우징 및 최종 감속기어가 파손되었다. 그림 25에 리어 트랜스미션 하우징의 파손 부위를 나타내었고 그림 26에 최종 감속기어의 손상을 나타내었다. 최종감속기어의 손상은 하우징의

파손으로 인하여 일어난 것으로 판단하였다. 리어 트랜스미션을 이루고 있는 모든 부품을 교체하여 시험을 수행하였다.

리어 트랜스미션 하우징의 강도를 보강하기 위하여 목형을 수정하였다. 목형수정은 취약부위를 찾아 강도를 보강하였다. 그림 27과 그림 28에 하우징의 수정전과 수정후의 모습을 나타내었다. 그림 27의 파란색 원으로 표시된 부분이 수정된 곳이다.

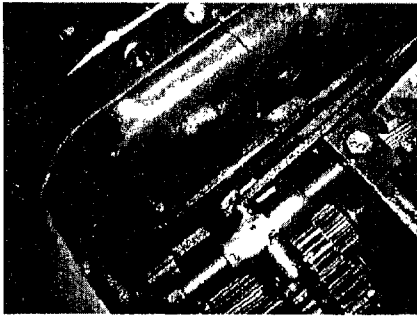


그림 25 하우징 파손

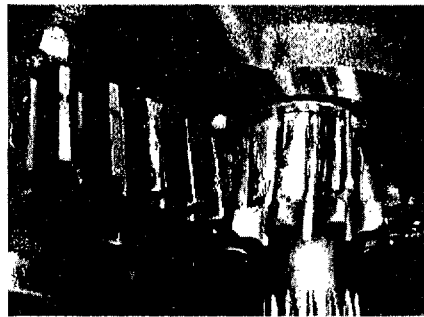


그림 26 최종 감속기어 손상

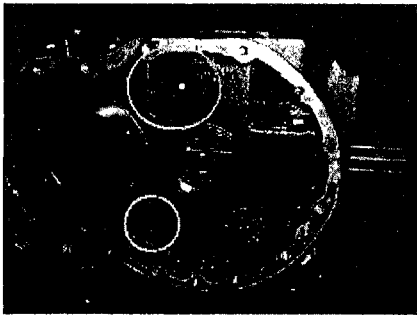


그림 27 수정전 하우징



그림 28 수정후 하우징

세 번째 시험은 이상소음의 발생으로 인하여 중지되었다. 분해 조사한 결과, 오른쪽 최종감속 기어의 이가 심하게 마모된 것을 확인하였다. 그림 29에 오른쪽 최종감속 기어가 마모된 것을 나타내었다. 그림 30에는 비교를 위하여 왼쪽 최종

감속 기어를 나타내었다.

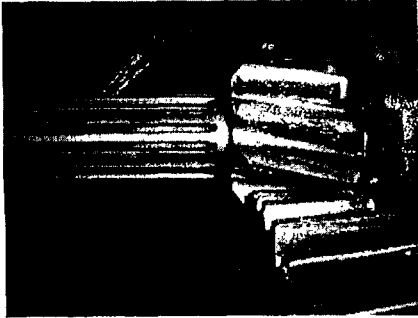


그림 29 최종감속기어의 손상

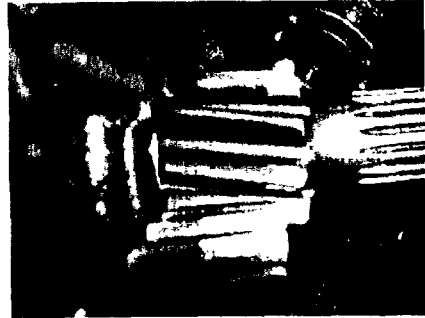


그림 30 왼쪽 최종감속 기어

기어의 마모상태를 분석한 바로는 피팅에 의한 기어의 손상으로 판단되었다. 네 번째 시험은 오른쪽 최종감속 기어부만을 교체하여 시험을 계속 진행하였다. 오른쪽 최종감속기어만을 교체하였으므로 시험시간은 세 번째 시험에 더하였다. 네 번째 시험은 세 번째 시험의 연속시험으로 당사의 기준 시험시간을 만족하였다. 시험은 기준시간 이후의 상황을 살펴보기 위하여 어느 한 부품이 파손될 때까지 계속 진행하였다. 기준시간의 약 20%를 초과하자 최종감속 기어부의 베어링이 파손되었다. 그림 31에 베어링이 파손된 상황을 나타내었다. 그림 32에는 Lab 시험시 가장 취약한 부위인 최종 감속기어의 마모상태를 나타내었다.

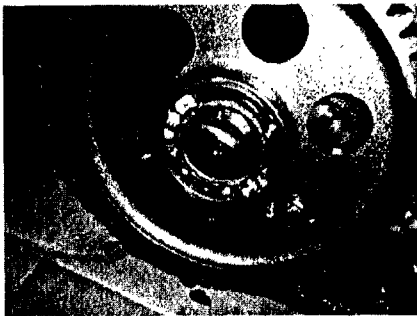


그림 31 베어링 파손



그림 32 최종감속 기어

내구시험을 통하여 나타난 주요 문제점은 모두 해결한 것으로 결론지었다. 이

는 설계상으로 문제점을 해결하였다는 의미이며, 부품 자체의 문제나 조립상의 실수로 인한 문제 등은 나타날 여지가 있다

2. 조립, 기능 및 성능시험

내구시험에서 나타난 문제점들을 해결한 후 트랙터를 조립하였다. 본 연구에서 정한 트랙터 성능상의 최소 목표치는 다음과 같다.

- 주행속도 최저 2km/hr이하, 최고 12km/hr이상
- PTO 회전속도 540rpm, 1,000rpm 포함
- T/M 효율 80% 이상
- PTO 효율 85% 이상

주행속도는 트랜스미션의 파워트레인을 기준으로 하였을 때 최저 0.9km/hr이고, 최고 20km/hr로 설계되었다. 주행속도는 목표치를 만족하고 있다고 할 수 있다. 트랜스미션의 효율은 내구시험을 수행할 때 결과값으로 나타난다. 내구시험 시 입력 토크와 출력토크의 비로 나타난 트랜스미션의 효율은 약 86%이었다. 이는 설계 목표치를 상회하는 값이다.

주행시험으로 조립된 트랙터의 성능을 확인하였다. 본체만을 주행시키면서 최저속도에서 최고속도까지 변화시키면서 변속성능, 제동성능 및 조향성능을 점검하였고, 운전자가 느끼는 승차감도 타 트랙터와 비교하였다. 제동성능과 조향성능은 만족스러웠지만, 변속성능에서 부분속의 변속 때 약간의 문제점을 확인하였다. 이는 변속방식이 기어치합식이라서 구조적으로 변속이 어려운 점이 있으며, 변속레버의 링크기구도 오류가 있음을 확인하였으며, 향후 해결하기로 하였다.

조립된 트랙터 시작품의 무게를 측정하였다. 그림 33에 중량을 측정하고 있는 상황을 나타내었다. 각각의 타이어 밑에 중량을 측정할 수 있는 저울을 놓아 각 차축이 지지하고 있는 중량을 측정하는 방법을 사용하였다. 전후륜의 배분비는 6:4(후륜 중량 : 전륜 중량)트랙터의 총중량(트랜스미션 오일, 엔진오일, 냉각수,

연료를 포함)은 1,000kg을 넘지 않고 있다.

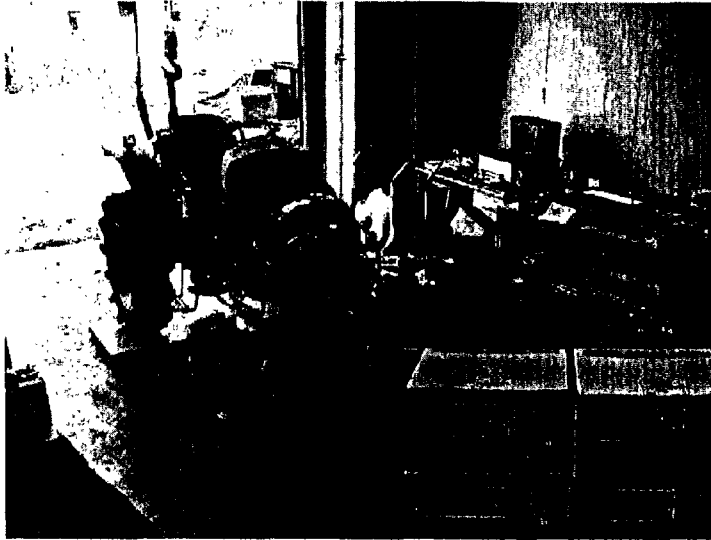


그림 33 트랙터 중량 측정

3. 포장시험

가. 국내 포장시험

트랜스액슬의 내구 시험과는 별도로 시작품 트랙터를 이용하여 기능 및 성능 시험을 수행한 후, 국내의 습지에서 적응성 시험을 수행하였다. 습지에서 습지용 차륜을 부착하지 않았을 경우에는 충분한 견인력을 발휘하지 못하여 작업이 곤란하였다. 그림 34에 습지에서의 시험 상황을 나타내었다.

포장에서의 작업시험은 견인부하가 가장 많이 작용하는 쟁기작업을 위주로 하였다. 쟁기작업에서 부하가 조금만 커지더라도 전륜이 들리는 현상이 일어났으며, 부가중량을 달아 해결하였다. 이 때 위탁연구과제에서 제작한 습지형 차륜의 성능을 같이 시험하였다. 습지용 차륜을 부착하였을 때에는 견인력이 매우 크게 증가하는 것을 확인하였다. 그림 35에 포장에서의 쟁기작업하고 있는 모습을 나타내었다.

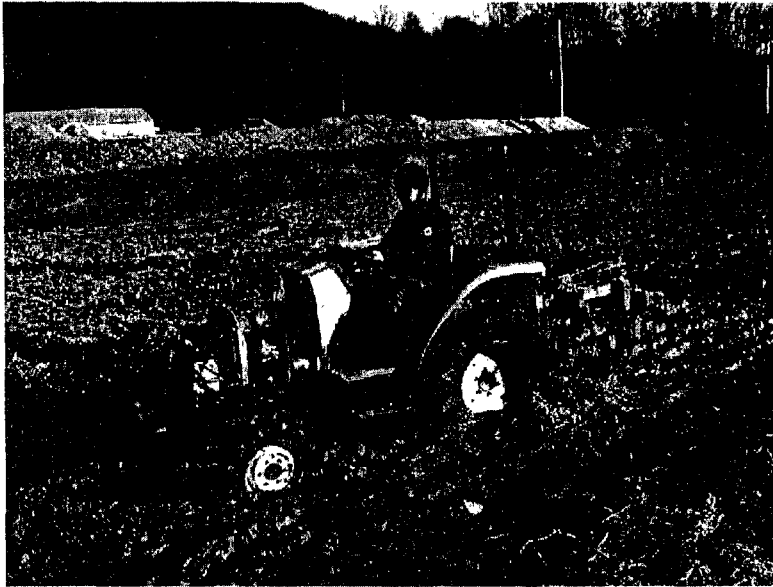


그림 34 습지 적응성 시험

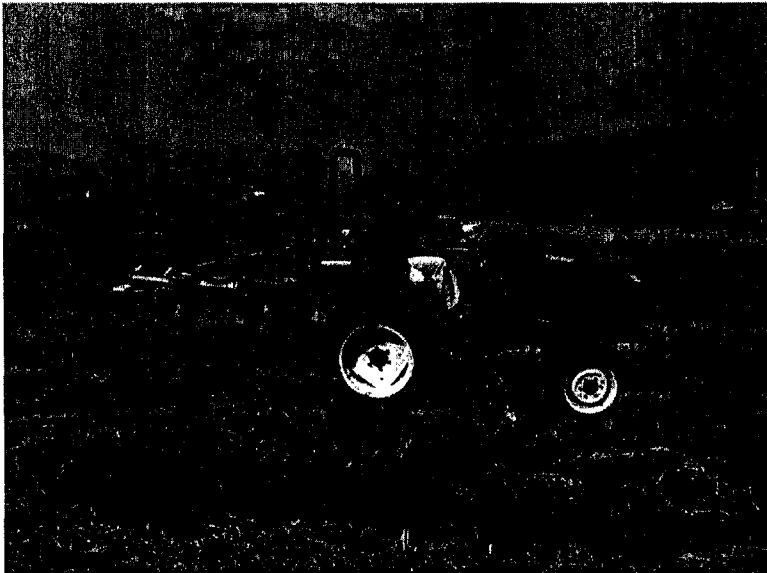


그림 35 쟁기시험

나. 해외 포장시험

해외 현지 적용성 시험은 태국에서 수행하였다. 현지에서의 장기체류가 불가능하기 때문에 당사의 연구원이 현지에 출장을 가서 시험준비를 완료한 후, 현지 전문가에게 의뢰하여 포장시험을 수행하게 되었다. 시험장소는 태국의 중부지방으로 세 곳을 선정하여 포장시험을 수행하였다. 포장시험에서는 태국에서 가장 많이 사용되고 있는 작업기를 장착하였다.

태국내 습지에서의 시험방법에 대한 학술적인 보고서나 시험방법은 없다. 일반적으로는 트랙터 구동성만 시험하며, 견인력과 슬립 측정은 고비용으로 수행이 어렵다. 그러므로 시험은 포장에서의 실제 기능을 위주로 시험하며, 추가로 슬립을 측정하였다. 시험항목은 다음과 같다.

(1) 성능시험

- 작업기 장착하지 않고 시험
- 고무 타이어와 철차륜을 장착하였을 때의 구동성 비교
- 트랙터 구동이 가능한 경반 깊이 확인
- 구동이 가능하면 작업기를 장착하여 시험
- 작업기 : 원판쟁기, 정지기
- 작업이 가능하면 작업성능 측정
- 시험중에는 지속적으로 조향 문제와 엔진 문제 관찰

(2) 승차감 시험

- 성능시험중에 운전자의 승차감, 진동소음효과 등을 관찰
- 경반 조건에 따른 최적 속도 결정

4. 문제점 보완

트랙터의 조립, 내구 및 포장 시험이 진행 및 완료됨에 따라서 각 단계별 문제점들이 도출되므로 이를 보완하여야 한다. 내구시험을 통한 문제점은 해결하였으며, 트랙터 조립 상태에서 각 기능품에 대한 문제점을 해결하였다. 기능품 중 가

장 큰 문제점은 유압이었으며, 관로저항 및 필터의 문제로 보다 용량이 큰 필터로 교환하였다.

제7절 해외공동연구

시장조사 및 시험을 수행하기 위해서는 현지에서 연구를 진행해 줄 수 있는 현지 사정에 밝은 전문가가 필요하다. 또한, 연구인력의 현지장기체류가 불가하므로 현지 사정 및 농업기계분야에 능통한 전문가로서 대학교수를 활용하고자 하였다. 지속적인 현지 자료 조사 및 Field survey, 추후 현지 적응 시험을 수행하기 위해서는 현지 전문가의 보조인력까지 활용할 수 있도록 추진하였다.

동남아시아의 전형적인 습지를 현지 조사하기 위하여 인도네시아와 태국을 방문하였으며, 현지의 전문기관에 자료 조사 및 Field survey를 의뢰하였다. 인도네시아는 Bogor Agricultural University, Center for Research of Engineering Application in Tropical Agriculture(CREATA)이고, 담당자는 Dr. Kamaruddin Abdullah이다.

태국에서는 Kasetsart University, Department of Agricultural Engineering의 Dr. Kanoksak Eam-O-Pas가 수행하였다.

1. 인도네시아

인도네시아의 수많은 섬으로 구성되어 있는데, 벼 경작면적은 9,806,895ha이고, 단위면적당 수확량은 3,900kg/ha이다. 농기계는 경운기가 약 56,000대, 트랙터는 약 6,000대 정도 보급되어 있으므로 농업기계화가 이루어지지 않은 상태이다.

현지조사는 자바섬의 서부(Karawang과 Indramayu)와 중부(Klaten과 Sukoharjo)에서 이루어졌는데, 그 이유는 관개시설이 가장 잘 이루어져 있으며, 트랙터가 가장 많이 보급된 곡창지대이기 때문이다. 조사방법은 농민, 트랙터작업자에게 질문을 통한 방법과 직접 현지를 방문하여 측정하였다. 조사지역의 일반사항

은 표 8에 나타내었다.

	Karawang	Indramayu	Klaten	Sukoharjo
위도	5°56' ~ 6°34'	6°15' ~ 6°40'	7°30' ~ 7°45'	7°30' ~ 7°40'
경도	107°02' ~ 107°30'	107°52' ~ 108°01'	110°30' ~ 110°40'	110°45' ~ 111°00'
경작지면적(ha)	175,327	210,565	65,556	46,666
논(ha)	94,300	118,513	33,866	21,190
밭(ha)	81,027	78,602	31,890	25,476
고도(m)	0~50	1~10.5	100~500	100~500
토양종류	Alluvial, latosol, podsolik	Grumosol, podsolik, alluvial	Latosol, regosol, grumosol	N/A
연간 강우량(mm)	1,768	1,707	1,609	2,118
년간 강우일	86	89	153	160
평균기온(℃)	27	28	28.1	27.5
상대습도(%)	80	80	77	80
인구	1,584,715	1,470,153	1,223,439	734,554
경운기 보급대수	2,883	2,214	574	676
소형 트랙터	1	-	-	-
조사지역	Telagasari, Rawamerta, Cilamaya	Sukra, Anjatan, Bungodua	Karangdowo	Mojolaban

표 8 조사지역 일반사항

토양상태(함수비, bulk density, 원추 관입저항, 마찰저항, 전단저항, 침하, 토양 구조 등)를 측정하였으며, 토양은 점토 31~52%, 미사토 22~39%, 사양토가 9~32%의 비율로 구성되어 있다.

시료를 깊이(10cm, 25cm, 40cm)에 따라 측정하였는 데 함수비와 Bulk density가 깊이가 달라도 일정하였는데 이는 조사지역의 경반이 나타나지 않았다는 것을 의미한다. 자바 서부지방은 10cm 깊이에서의 내부마찰이 지표면보다 작은 지역도 있었다.

원추관입기(SR-II)로 원추관입저항을 측정하였는 데, 0.35~6.77kgf/cm²의 범위에 있었다. 트랙터 작업은 관입저항이 6.0kgf/cm²이상이 되어야 용이하지만 일부 지역에서 40cm 이상에서 관입저항이 6.0kgf/cm²이상이 측정되었으며, 자바 서부지방이 중부지방보다 저항값이 작았다.

농지특성(농로와 다리의 형상과 크기, 두둑의 형상 및 크기, 잡초와 작물의 잔류량 등)을 조사하였는데, 농지의 형상은 사각형이 많고, 면적은 대부분 0.2ha 이하이다. 농로는 만들어진 곳이 드물고, 두둑을 농로로 이용하고 있다. 두둑은 논 사이의 경계로 이용하고 있으며, 대부분 좁지만 매우 높고, 폭이 넓은 곳도 있는데 트랙터나 운송수단을 사용하는 농로 이용하는 것으로 추정된다. 트랙터 작업 시에는 이동하기 위한 공간을 허물고 작업이 끝난후 복구한다. 수확후 잡초가 매우 빨리 자라지만 경운작업에 의해 쉽게 제거되며, 벼는 8~15cm 높이로 자르지만 트랙터 작업에 영향을 주지 않는다.

논농사는 2모작지역과 3모작 지역이 있으며, 재배시기는 동일지역이라도 관개 급수 사정에 따라 1개월 정도 차이가 난다. 2모작지역의 이앙시기는 11~12월과 3~5월이며, 3모작지역은 12~1월, 3~5월 및 8~9월이다. 일반적인 작물배치는 벼-벼-2차작물로 이루어지는 데 2차작물은 야채나 콩등 시장 수요에 따라 재배한다. 경작체계는 기계화에 큰 지장을 줄 우려가 있다.

트랙터는 대부분 보행형인 경운기가 공급되어 있으며, 승용 트랙터는 조사지역에서 1대만이 공급되어 있을 정도로 공급대수가 미미하여 보고서에는 경운기를 위주로 조사하였다. 경운기 시장에는 일본의 구보타(Kubota)사와 얀마(Yanmar)사가 진출해 있으며, 현지 공장에서 생산하여 판매하고 있다. 여러 개의 국내 회사가 있으며, 동력원인 엔진은 구보타사의 엔진을 사용하고 있는 실정이다. 과거에는 국내에서 사용하고 있는 경운기와 동일한 형식의 로타리용 경운기가 주류였으나 현재는 보습쟁기용 경운기가 주류를 이루어 경운기는 현지화가 이루어져 있는 상태이다.

경운·정지 작업을 제외한 이앙, 시비, 제초 및 수확 등의 모든 농작업은 수작업으로 이루어지고 있다. 경운 작업에 이용하는 작업기는 보습쟁기를 주로 사용하고 있는 데, 각 지역마다 서로 다른 형식의 쟁기를 사용하고 있다. 정지작업에는 스파이크 헤로우가 주로 사용되고 있는데 경운기용 작업기라서 크기가 작다.

특이한 것은 인도네시아에서는 자가 작업을 제외하고는 경운기를 작업자를 고용하여 임대작업을 하는 데, 이 때 작업자에게 월급여를 지불하지 않고 25~30%의 임대수입을 지급한다. 작업자가 경운기의 유지보수 및 경정비를 책임지고 심각한 고장은 주인이 책임진다. 조사지역 중 자바 중부지방인 Klaten과 Sukoharjo 지역에서는 대부분 임대가 주업이었다. 임금은 대도시 인접지역에서는 높고, 외곽지는 낮은 데, 지역에 따라 2배정도의 차이가 나기도 한다.

질문을 통해 농민, 트랙터작업자의 트랙터 선택 질문에 대한 응답은 아직까지는 트랙터 시장으로서의 가치는 없고, 구조가 단순하고 작업이 쉬운 경운기를 선호하였다.

현지 전문가에게 시장조사를 의뢰하고 방문 조사하여 인도네시아의 작업 조건과 농민의 요구사항 등을 검토해 보았을 때, 소득 수준에 비하여 가격이 비싼 트랙터 시장진출이 시기상조라는 결론을 내렸다. 특히, 인도네시아의 금융위기와 맞물려 경제사정이 악화되어 있기 때문에 더욱 비관적인 것이다. 현재로는 트랙터 보급률이 매우 낮으므로, 향후 경제 발전이 이루어지면 큰 시장으로 대두될 여지가 있으므로, 장기적인 안목으로는 지속적인 관찰이 필요하다.

2. 태국

태국에서도 인도네시아와 동일하게 field survey 및 방문 조사를 하였다. 태국은 금융위기를 맞고 있으나 잘 극복해 나가고 있는 것으로 보여졌다. 또한, 금융위기 전의 시장상황은 매우 희망적이었으므로 시장진출이 희망적인 것으로 예상되었다. 1차년도 보고서를 검토한 결과 태국에서의 연구수행이 바람직하다고 사료되어 지속적으로 공동연구를 수행하기로 결정하였다.

작업기는 우리나라에서 사용하고 있는 것과는 다른 종류를 사용하고 있기 때문에 신규로 개발할 필요성이 없으며, 현지에서 공급하는 것이 타당한 것으로 판명되어 개발하지 않기로 하였다.

3차년도에는 트랙터를 태국으로 송부하여 현지 적응성 시험을 수행하였다. 포장시험은 세 곳에서 이루어졌으며, 현지에서의 평가는 우호적이었다.

가. 1차년도 보고서

보고서에 따르면 태국의 국토 면적은 51,312,000ha이고 이중 경작지면적은 17,600,000ha이다. 총인구는 58,183,000명이며 농업인구는 32,901,000명으로 50%가 넘으며, 호당 경작면적은 약 4ha이다. 태국은 북동지방, 북부지방, 중부지방 및 남부지방으로 구분하는 데 경지정리는 중부지방을 중심으로 이루어져 있다.

태국에 보급되어 있는 농기계 중 경운기가 약 150만대이고, 트랙터는 15만대 정도로 트랙터보다는 경운기가 많이 사용되고 있는 실정이다. 논농사는 7~8월에 시작하여 12~1월에 수확한다. 이모작 벼농사의 경우에는 2월에 시작하여 4~5월에 수확하게 되는 데 이 때에는 비감광성의 벼 종류를 재배한다.

기후조건은 우기(6~10월), 겨울(11~2월), 여름(3~6월)로 나누어지는 데, 겨울에도 무척 더운 계절이다. 북동부, 북부 및 중부지방의 년 평균기온은 27℃ 정도이고, 년 평균 강우량은 1,350mm이며, 평균 강우일은 100~150일이다. 남부지방의 년 평균기온은 36℃ 정도이고, 년 평균 강우량은 2,370mm이며, 평균 강우일은 150~190일이다.

북동부지방은 현재까지도 농업동력원으로 가축을 이용하고 있으며, 다른 지역은 경운 정지 작업을 경운기로 이용하고 있으며, 중부지방 및 북부지방 일부에서 트랙터를 이용하고 있는 실정이다. 벼 재배방법으로는 이앙법과 발아된 벼를 뿌리는 방법이 사용되고 있다.

습지 토양은 점토와 점질 양토로 이루어져 있으며, 경반 깊이는 21~31.5cm이며, 31.5cm에서의 콘지수가 약 480kPa 이하로 나타나 매우 연약한 것으로 나타났

다. 중부지방의 습지에서의 농작업은 18~25마력급 소형 트랙터와 경운기가 가장 많이 사용되고 있으며(약 60%). 작업기는 쟁기와 씨레가 주로 이용되고 로타리는 거의 사용되지 않고 있다.

트랙터는 Ford, Massey-Ferguson, John Deere, Kubota, Iseki 사 제품들이 판매 공급되고 있으며 국산 트랙터는 전무하다. 1990년 이전에는 태국에서도 소형 트랙터 공장이 있었으나, 엔진 수입관세의 인상으로 인하여 일본 중고 트랙터와의 가격 경쟁력이 상실되어 모두 폐업한 상태이다. 트랙터 시장은 중고품을 위주로 하여 형성되고 있는 데 가격은 신제품의 40%선에서 이루어지고 있다. 현재 일본의 Kubota 사가 현지 법인으로 진출해 있으며 타사는 수입상에 의해 판매되고 있다. Kubota 24마력급 신제품 트랙터가 420,000Baht(약 11,600\$, 36Baht/\$ 기준)의 가격으로 판매되고 있다.

나. 2차년도 보고서

1) 태국의 농기계와 트랙터 시장

	수입대수				
	1993	1994	1995	1996	1997
2륜 트랙터	79	57	17	155	421
4륜 트랙터	14,237	53,925	84,042	43,497	12,536
경작준비 작업기	193	168	2,089	664	4,264
원판쟁기	146,975	40,145	12,914	11,012	6,365
워터 펌프	787,785	875,135	1,241,077	940,666	1,066,914
분무기	65,862	76,184	173,077	200,145	255,494
모어	7,065	51,924	7,771	6,347	20,632
수확기	1,741	627	4,799	6,052	1,580

표 9 년도별 농기계 수입대수

태국에 수입되고 있는 전체 농기계 규모와 트랙터를 각각 표 9과 표 10에 나타내었다. 표 9에서 2륜 트랙터는 경운기를 의미한다. 또한 국내에서 일반적으로 사용되고 있는 로터리는 거의 사용되지 않고 있는 것을 알 수 있다.

년도	수입 트랙터 수	금액(백만불)
1993	14,237	121.6
1994	53,925	142.6
1995	84,042	190.6
1996	43,479	223.1
1997	12,536	187.6

표 10 연도별 4륜 트랙터 수입대수와 금액

※ 수입 트랙터의 수와 트랙터 수입 금액을 비교하면 일관성이 없는 것은 중고 트랙터의 수입대수의 영향인 것으로 추정된다. 중고 트랙터는 농작업에 사용되기도 하고, 기존 트랙터의 수리용으로도 사용된다.

2) 시험 장소 선정

토양조건은 매우 다양하며, 경반이 25cm 이상이 되면 트랙터의 구동이 불가능하다. 경반이 깊고 면적이 작은 곳에서는 보행 트랙터(경운기)가 주로 사용되고 있다. 보행 트랙터로 작업할 때에는 논바닥에 있는 달팽이에 의해 발 부상을 당하기 쉽다. 승용 트랙터의 경우에는 이러한 문제가 발생하지 않는다.

시험지역은 태국의 중부지역으로 방콕에서 약 100km 정도 떨어진 곳이다. 표 11에 선정된 시험 장소의 특징을 나타내었다.

	1번 지역	2번 지역	3번 지역	
위치	Nakhon pathom	Suphan buri	Nakhon pathom	
토양특성	강한 점토질	점토질	점토질	
농사주기	2~3모작	2~3모작	2~3모작	
파종월	2월, 5월	2월, 6월	1월, 6월	
작업 방법	1	2-3일 물을 담아 둠	2-3일 물을 담아 둠	2-3일 물을 담아 둠
	2	첫 번째 쟁기작업	첫 번째 쟁기작업	첫 번째 쟁기작업
	3	1주일 물을 담아 둠	1주일 물을 담아 둠	1주일 물을 담아 둠
	4	두 번째 쟁기작업	두 번째 쟁기작업	두 번째 쟁기작업
	5	정지 및 균평작업	2-4일 물을 담아 둠	2-4일 물을 담아 둠
	6		정지 및 균평작업 3회	정지 및 균평작업 3회
농기계	경운기	경운기	경운기	
작업기	보습쟁기, 정지기	보습쟁기, 정지기	보습쟁기, 정지기	
특징	① 작업일정 : 우기-강수량 건기-관계용수 공급 일정	① 바퀴 : 작업시-철타륜 주행시-고무타이어로 철타륜을 감 싼다. ② 작업일정: 우기-강수량 건기-관계용수 공급 일정	① 바퀴 : 작업시-철타륜 주행시-고무타이어로 철타륜을 감 싼다. ② 작업일정: 우기-강수량 건기-관계용수 공급 일정	

표 11 시험지역의 특징

3) 시험 방법

태국내 습지에서의 시험방법에 대한 학술적인 보고서나 시험방법은 없다. 일반적으로는 트랙터 구동성 및 작업성만 시험하며, 견인력과 슬립 측정은 고비용으로 수행이 어렵다. 시험은 포장에서의 실제 기능을 위주로 시험하며, 추가로 슬

립을 측정한다.

(1) 성능시험

- 작업기 장착하지 않고 시험
- 고무 타이어와 철차륜을 장착하였을 때의 구동성 비교
- 트랙터 구동이 가능한 경반 깊이 확인
- 선정된 3지역에서 구동이 불가능하면 트랙터 작업이 이루어지는 새로운 습지에서 시험
- 구동이 가능하면 작업기를 장착하여 시험
- 작업기 : 원판쟁기, 정지기, 씨레
- 작업이 가능하면 작업성능 측정
- 시험중에는 지속적으로 조향 문제와 엔진 문제 관찰

(2) 승차감 시험

- 성능시험중에 운전자의 승차감, 진동소음효과 등을 관찰
- 경반 조건에 따른 최적 속도 결정

다. 3차년도 보고서(현지 포장시험)

1) 시험과정

시험포장은 벼농사가 끝난 곳으로 2-3일전에 10-20cm의 물높이로 물을 대어 충분한 습지의 특성을 가지게 한다. 시험은 세 곳에서 수행되었으며 시험은 다음과 같은 과정을 통하여 이루어진다. 1회 시험면적은 약 0.5ha이다.

- ① 시험 포장을 각각의 단위 포장 면적으로 나누어 표시
- ② 각각의 지역에 대한 토양 물성치를 구하기 위하여 샘플 채취
- ③ 슬립 측정 - 30m 진행하여 평균치 구함(수회 반복)
- ④ 작업을 수행하여 트랙터의 성능을 측정

트랙터는 작업자가 성능시험을 수행하면서 엔진속도, 작업단수 등에 대한 최적의 작업조건을 찾는다. 엔진은 1,900rpm으로 고정하고, 주행단수는 주변속 4단, 부변속 M이 결정되었다. 슬립율을 비교하기 위하여 콘크리트 면에서 속도 측정을 한 다음에 다음과 같은 조건으로 포장에서 속도를 측정하여 대략적인 슬립율을 계산한다.

- ① 트랙터 본체
- ② 트랙터 본체 + 케이지 휠
- ③ 트랙터 본체 + 케이지 휠 + 원판 쟁기
- ④ 트랙터 본체 + 케이지 휠 + 씨레

작업성 시험을 수행하기 위하여 엔진은 1,900rpm으로 고정하고, 주행단수는 주변속 4단, 부변속 M으로 놓는다. 사용한 작업기는 원판쟁기와 균평기이다. 시험 과정은 다음과 같다.

① 원판 쟁기

- 30m 작업하여 걸리는 시간을 측정(수회 반복)하여 평균값 산출
- Headland에서 회전하는 시간을 측정하여 평균값 산출
- Headland 마무리 작업시간을 측정하여 평균값 산출
- 이들을 가감하여 작업능력 계산

② 씨레 작업

- 30m 작업하여 걸리는 시간을 측정(수회 반복)하여 평균값 산출
 - 정지작업은 계속 작업이 이루어지므로 원판쟁기와 같은 손실시간이 없다.
- 태국에서 시험하고 있는 장면을 그림35와 그림 36에 나타내었다. 그림에서 살펴보면 쟁기작업에서는 토양 침하가 적게 이루어지지만, 정지작업에서는 많이 일어나는 것을 알 수 있다. 그런데, 쟁기작업에서도 침하가 많이 이루어져 일반 트랙터로는 작업하기 힘든 상황이다.



그림 35 쟁기작업



그림 36 균평작업

2) 시험결과

쟁기작업은 headland 형상을 가지며 이루어졌으며, 균형작업은 쟁기작업이 끝난 동일한 지역에서 수행하였다. 포장에서의 슬립을 측정 결과를 표 12에 나타내었으며, 표 13에 제작된 트랙터의 작업성능을 나타내었다.

쟁기작업에서 가장 큰 슬립율이 발생하고 있으며 이는 견인저항이 측정방법 중에 가장 크기 때문이라고 생각된다. 측정값은 측정방법의 한계로 인하여 많은 오차를 가지고 있으므로 신뢰할만한 수준의 데이터는 아니다.

시험지역	조건	평균 트랙터 속도(m/s)	슬립율(%)
1지역	콘크리트	1.1952	-
	포장지에서의 본체	0.9104	23.83
	포장지에서의 본체+케이지 휠	0.9628	19.44
2지역	콘크리트	1.1952	-
	포장지에서의 본체	0.9489	20.64
	포장지에서의 본체+케이지 휠	0.9334	21.90
	포장지에서의 본체+케이지 휠+원판쟁기	0.8838	26.05
	포장지에서의 본체+케이지 휠+raker	1.0456	12.52
3지역	콘크리트	1.1952	-
	포장지에서의 본체	0.9595	19.72
	포장지에서의 본체+케이지 휠	0.9288	22.29
	포장지에서의 본체+케이지 휠+원판쟁기	0.7932	33.63
	포장지에서의 본체+케이지 휠+raker	0.9109	23.79

표 12 슬립율 측정 결과

작업능력은 쟁기작업은 약 20a/hr이고, 균형작업은 약 50a/hr로 나타났다. 이에 대한 타 트랙터와의 성능 비교는 이루어지지 않았으나 일반 트랙터의 작업성능

에 비추어 떨어지지 않으리라고 확신한다. 정확한 비교를 위하여 담당자에게 이에 대한 시험 및 자료를 요청하였으며, 추후 작업능력 시험결과를 비교하여 보기로 하였다.

작업지역	작업조건	작업시간(hr)	headland 선회시간(hr)	작업능력 (ha/hr)
1지역	원판쟁기작업	1.1356	0.2210	0.20
	raker 이용 균평작업	0.4371	N/A	0.52
2지역	원판쟁기작업	0.7287	0.2093	0.17
	raker 이용 균평작업	0.2109	N/A	0.59
3지역	원판쟁기작업	0.4833	0.1072	0.19
	raker 이용 균평작업	0.2162	N/A	0.44

표 13 트랙터의 작업성능

제3장 결론

기존 트랙터로서는 작업이 어려운 습지에서도 작업이 가능한 습지용 트랙터의 개발을 위하여 3차년도에 걸쳐서 연구개발을 수행하였다. 트랙터 작업의 관점에서 볼 때 트랙터로 작업이 불가능한 지역은 논의의 가치가 없으므로 습지는 최소한의 트랙터 작업이 가능한 또는 작업이 용이하지 않은 물이 많은 지역으로 규정할 수 있으며, 국내 및 인도네시아, 태국에서의 조사 자료를 근거로 습지의 특성을 규명하였다(① 경반 : 지표면으로부터 최대 30cm 까지 ② 점토 함량 : 40% 이상 ③ 함수비 : 45% 내외 ④ 원추 지수 : 200~300kPa).

이렇게 규명된 습지에서 작업이 가능한 트랙터는 경량 및 고지상고형이어야 하고, 견인보조차륜을 장착하여야 한다. 본 과제를 통하여 개발된 트랙터는 일반형 트랙터에 비하여 무게는 약 10% 저감, 지상고는 약 20% 증대되었고, 서울대의 위탁 과제 결과물인 케이지 휠을 장착할 수 있다.

주관연구기관의 제품 개발 순서를 따라서, 개념설계, 상세설계, 시제품 트랙터 제작, 시험 등의 과정을 거쳤으며, 특히 소형 트랙터의 제품 경쟁력 제고를 위하여 새로운 외장을 도입하였다.

시제품 트랙터의 트랜스미션 내구시험 결과 주관연구기관의 평가기준을 통과하였고, 국내 및 태국에서의 포장 시험 결과 양호한 작업 성능을 나타내었다. 하지만 케이지 휠의 경우 태국 현지에서 사용되는 것은 휠 폭이 상당히 넓은 것으로 나타났다.

현지 포장 시험 결과, 동남아 시장 진출을 위해서는 지속적인 현지 적응성 시험과 저가 부품 조달로 가격 경쟁력을 갖추는 것이 필수적이었다.

참고문헌

1. 기술자료 치차강도설계자료 출판분과회, 기술자료 치차강도설계자료, 일본기계학회, 11. 1979
2. 松居勝廣 譯, 트럭타의 設計, 北海道大學農學部(吉林工業大學 程悅莎 原著), 1985
3. 대한산업개발원, 기계요소설계 및 생산기술 실무교육, 1989
4. 동양물산기업(주) 중앙연구소 기계연구실, 트랙터의 동력전달장치(I) - 설계순서 및 기어설계순서, 1992
5. 동양물산기업(주) 중앙연구소 기계연구실, 기어강도계산프로그램 TGS, 1992
6. 신중호, 트랙터용 변속기의 기어강도 역설계연구, 국립창원대학교, 1992
7. 정선모, 표준기계설계학(하), 동명사, 1978
8. Nicholas P. Chironics, Gear Design and Application, McGraw-Hill, 1967
9. 近畿齒車懇話會, 베벨기어와 워엄기어, 대하(大河)출판, 1979
10. 최재갑의, 농업기계학, 향문사, 1974
11. 近畿齒車懇話會, 원통치차의 제작, 대하(大河)출판, 1976
12. 仙波正蔣, 특집: 치차의 강도계산법<해설1> 치차의 강도계산식과 전개, 기계설계(일본) 제19권 제1호, 1. 1975
13. 한국농업기계학회, 농업기계연감, 1996
14. Karl Th. Renius, European Tractor Transmission Design Concepts, Winter Meeting of ASAE, 1976
15. G.C. Zoerb, Guang Wang and Quio Zhang, Tractor Design and Operation Strategies from Theory and Tests, Summer Meeting of ASAE, 1988
16. J.D. Summers, R.E. Ekstrom and K. Von Bargen, Development of a Tractor Performance Simulation Model, Trans. of ASAE, vol. 29(3) :

May-June, 1986

17. Omar A. Rahama, William J. Chancellor and Shaoqi Tang, Peak and Average Loads on Tractor Structures, Summer Meeting of ASAE, 1986
18. Albrecht Gerlach, Field Measurement of Tractor Transmission Forces, Trans. of ASAE, 1966
19. N.G. Musonda and F.W. Bigsby, Traction Characteristics of a Four Wheel Drive Tractor, Summer Meeting of ASAE, 1985
20. V.T.V.S. Ramachandra Rao, Bearing Loads in Geared Transmissions, Automobile Engineer, March 1965
21. Donald J. Fessett, Hardware for Testing Gear Transmissions, Machine Design, August 7, 1975
22. Donald J. Fessett, How To Test Gear Transmissions, Machine Design, July 24, 1975
23. William Chancellor and Naiqian Zhang, Automatic Wheel-Slip Control for Tractor, Trans. of ASAE, vol. 32(1):January-February, 1989
24. K. Th. Renius, Application of Cumulative Damage Theory to Agricultural Tractor Design Elements, KONSTRUKTION vol. 29, No. 3, 1977
25. Bert Breuer, INTRAC System 2000-Vehicle Technique, Development Methods, System Farm, and Industrial Applications, National Combined, Construction & Industrial Machinery and Power Plant Meetings, SAE, September 9-12, 1974
26. P.D. Ericksen and D.A. Skinner, P.E., Comprehensive Reliability Testing of Components, Winter Meeting of ASAE, 1984
27. Karl Th. Renius, Developments in Tractor Transmission, Agricultural Engineer Incorporating Soil and Water, Summer 1992

28. Karl Th. Renius, Tendencies in the West European Tractor Development
Paper presented at Univ. of Tokyo, Sept. 19, 1990
29. C.P. Crossley, Theoretical Design of Small Tractors, Agricultural
Mechanization in Asia, Spring 1979
30. Karl Th. Renius, 트랙터 변속기 설계에 대한 기술세미나, 한국농기구협동조
합, 10. 23, 1993
31. S. Pollard and J. Morris, A Philosophy for Small Tractor Development,
Agricultural Mechanization in Asia, Winter 1979
32. W.J. Chancellor and N.C. Thai, Automatic Control of Tractor
Transmission Ratio and Engine Speed, Trans. of ASAE, 1984
33. R.H. Thring, Engine Transmission Matching, SAE paper, 1982
34. Howard W. Simpson, Evolution in Tractor Transmissions, Agricultural
Engineering, June, 1959
35. Muneji Okamoto, Mikio Kinoshita and Satoshi Machida, The Kubota
Power Synchroshift Transmission, SAE Technical Paper Series, 1988
36. Nebraska Tractor Test Data for 1985, Technology 1985 Issue
37. Kiyohiko Umezawa, The Meshing Test on Helical Gears under Load
Transmission, Bulletin of the JSME, vol. 15, No. 90, 1972
38. Hiroshi IIDA, Akiyoshi TAMURA and Hiroshi YAMAMOTO, Dynamic
Characteristics of a Gear Train System with Softly Supported Shafts,
Bulletin of the JSME, vol. 29, No. 252, 1986
39. H.H. Lin, R.L. Huston and J.J. Coy, On Dynamic Loads in Parallel Shaft
Transmissions : Part II - Parameter Study, Trans. of ASME, vol. 110,
June 1988
40. John B. Liljedahl, Paul K. Turnquist, David W. Smith, Makoto Hoki,

Tractors and Their Power Units, ASAE, 1996

41. 松居勝廣 번역, 트랙터의 設計, 北海道大學農學部, 1985
42. 김대철, 트랙터 구동장치의 부하 스펙트럼 분석, 서울대학교 대학원 석사학위 논문, 1998
43. Wong, J. Y., Theory of ground vehicles. John Wiley and Sons, New York 1978

제 3 차 년 도
최종보고서

습지 농작업 부하 특성 구명 및 습지용 주행 장치 설계 기술 개발

Development of Work Load Spectrum and Traction
Device on Wet Land Condition

서울대학교 농업생명과학대학

동양물산중앙기술연구소

목 차

제1장 서론	1
제1절 연구개발의 필요성	1
제2절 연구개발 사업의 목표	2
제3절 연구 개발 사업의 내용	2
제2장 습지 특성	5
제1절 습지의 특성	5
1. 경반(Hard Pan)	5
2. 원추 지수(Cone Index)	6
3. 함수비	8
4. 태국의 논토양	12
5. 접지압	13
6. 연중 토양의 강도 변화	14
제2절 습지 설정	16
제3장 습지 특성 및 부하 측정 장치	17
제1절 습지 특성 측정 장치	17
1. 원추 관입 시험기	17
2. 원추 낙하 시험 장치	19
제2절 부하 계측용 트랙터	21
1. 변속기 입력축 토크 변환기	22
2. 구동축 토크 변환기	29
3. 주행 속도 측정 장치	33
4. 구동축 회전 속도 측정 장치	38
5. 기관의 회전 속도 측정	39

제4장 부하 특성 구명	40
제1절 부하 분석	40
1. 레인 플로우법	40
2. 선형 누적 손상법	41
3. 가속도 분석	45
제2절 부하 측정 시험	46
제3절 실험 결과	48
1. 시간 함수의 부하 분석	48
2. 부하 스펙트럼	53
3. 가속도 분석	56
제5장 습지용 차륜의 성능 예측 및 설계	63
제1절 토양-주행 장치 상호 작용	63
1. 토양 추진력(soil thrust)	64
2. 침하(sinkage)	66
3. 운동 저항(motion resistance)	68
4. 견인력(drawbar pull)	71
제2절 프로그램 개발	72
1. 기능과 특징	73
2. 적용 모형식	73
가. 토양 추진력	73
나. 침하	75
다. 운동 저항	76
3. 프로그램의 구조	78
제3절 프로그램을 이용한 성능 예측	79
1. 변수 입력	79
2. 성능 예측 결과	79

제4절 프로그램을 이용한 차륜 설계	82
1. 차륜 폭	82
가. 토양 추진력에 미치는 영향	82
나. 침하에 미치는 영향	83
다. 운동 저항에 미치는 영향	84
라. 견인 효율에 미치는 영향	85
2. 타이어 지름	85
가. 토양 추진력에 미치는 영향	85
나. 침하에 미치는 영향	85
다. 운동 저항에 미치는 영향	86
라. 견인 효율에 미치는 영향	86
3. 차륜에 작용하는 수직 하중	87
가. 토양 추진력에 미치는 영향	87
나. 침하에 미치는 영향	87
다. 운동 저항에 미치는 영향	88
라. 견인 효율에 미치는 영향	89
제6장 실험용 보조 차륜 설계	90
제1절 습지용 주행장치 현황	90
1. 첼차륜	91
2. 높은 러그 타이어	91
3. 보조 주행 장치	92
4. 특수 주행 장치	93
5. 착폭 타이어	94
6. 4절 기구 주행 장치	96
제2절 습지용 차륜의 선택	100
제3절 타이어 부착형 보조 차륜의 설계	102

제4절 견인 성능 실험	105
1. 계측 장치	105
2. 토양 조건	107
3. 타이어의 공기압	109
4. 시험 방법	109
5. 결과 및 고찰	110
가. 견인 성능	110
나. 경반이 얇은 논외의 경우	111
1) 리그각의 영향	111
2) 리그 피치의 영향	114
다. 경반이 깊은 논외의 경우	114
1) 케이지 휠을 부착하지 않았을 때의 견인 성능	114
2) 리그각의 영향	116
3) 리그 피치의 영향	119
4) 차륜 폭의 영향	120
5) 케이지 휠 지름의 영향	122
6) 공기압의 영향	124
제7장 습지용 트랙터 보조 차륜	128
제1절 습지용 트랙터 보조 차륜의 설계	128
1. 습지용 트랙터 부착 타이어	128
2. 습지용 트랙터 보조 차륜의 설계	128
제2절 견인 성능 실험	130
1. 실험 장치	130
2. 토양 조건	133
3. 실험방법	133
4. 실험결과	134

참고문헌 136

제1장 서론

제1절 연구개발의 필요성

1. 연구개발의 필요성

가. 기술적 측면

- 습답 또는 간척지에 적합한 트랙터의 설계 기술을 확보할 필요가 있음.
- 습지에 적합한 주행 장치의 설계 기술을 확보할 필요가 있음.

나. 경제·산업적 측면

- 특수 기능의 트랙터에 대한 수요가 증가되고 있음.
- 동남아 국가에서 습지용 트랙터의 수요가 증가되고 있음.
- 트랙터를 수출 전략 상품으로 개발할 필요가 있음.

다. 사회·문화적 측면

- 습지에 대한 기계화 필요성이 증가되고 있음.
- 농업 인구가 노령화됨에 따라 경량 소형 트랙터에 대한 개발 요구가 증대되고 있음.

2. 국내의 관련기술의 현황과 문제

- 국산화 정책을 통하여 트랙터의 생산 기술을 확보하였음.
- 설계 기술 개발에 대한 투자 미흡으로 설계 기술이 낙후되어 있음.
- 다양한 기능의 특수 트랙터 개발이 미흡한 실정임.
- 독자적인 트랙터 설계 기술을 확보하여야 함.

3. 앞으로의 전망

- 습지의 기계화가 촉진될 것임.
- 동남아에 대한 트랙터 시장 개척이 촉진될 것임.
- 트랙터에 대한 설계 기술의 확보가 촉진될 것임.

4. 기술도입의 타당성

- 습지용 트랙터에 대한 설계 기술을 보유한 회사가 없으므로 기술 도입의 가능성이 없음.

제2절 연구개발 사업의 목표

1. 습지 및 습지 작업의 부하 특성 구명

- 가. 습지 특성 측정 장치 개발
- 나. 부하 측정용 계측 트랙터 개발
- 다. 습지 및 부하 특성 구명

2. 습지용 차륜형 주행 장치의 설계 기술 개발

- 가. 추진력 예측과 차륜 설계 기법 정립
- 나. 구름 저항 예측과 차륜 설계 기법 정립
- 다. 불도징 저항과 차륜 설계 기법 정립
- 라. 습지 작업 성능 예측

3. 습지용 차륜 시작기 제작

4. 습지용 차륜의 성능 시험

제3절 연구 개발 사업의 내용

1. 습지의 특성 구명

일본, 중국, 태국 등에서 발간된 문헌을 중심으로 습지의 특성을 조사하고, 이를 토대로 하여 습지용 차륜이 목표로 해야 할 습지의 특성을 설정하

였다. 습지 토양의 경반의 깊이, 원추지수, 함수비와 태국의 논토양 특성, 접지압, 연중 토양의 강도 변화를 조사하여 습지용 트랙터가 대상으로 해야 할 습지의 형태를 설정하였다.

2. 습지 특성 및 부하 측정 장치

습지의 특성과 습지 작업의 부하 특성 구명을 위하여, 원추관입시험기, 원추낙하시험기, 부하 계측용 트랙터를 개발하였다. 변속기 입력축 토크 변환기, 구동축 토크 변환기, 주행속도 측정 장치, 구동축 회전 속도 측정 장치, 기관의 회전 속도 측정 장치를 개발하여 부하 계측용 트랙터에 장착하였으며, 이러한 계측장치로부터 측정된 신호를 수집하여 저장하는 데이터 기록 장치를 개발하였다. 부하 계측용 트랙터를 이용하여 부하 특성 실험과 견인 성능 실험을 수행할 수 있다.

3. 부하 특성 구명

레인플로우법(rainflow counting method)을 이용한 부하 곡선의 통계 처리 기법을 확립하였다. 습지 조건에서 로터리 작업을 수행하고 레인플로우법을 이용하여 시간 함수의 부하 신호를 부하의 크기와 빈도수로 구분하여 부하 스펙트럼을 작성하고 선형 누적 손상법을 이용하여 작업 조건별 가혹도를 구하였으며, 부하의 크기와 평균 부하를 구하여 습지 트랙터 작업의 부하 특성을 구명하였다.

4. 습지용 차륜의 성능 예측 및 설계

습지용 차륜의 성능 예측 및 설계 프로그램을 개발하였다. 프로그램을 이용하여 트랙터 주행 장치의 변화에 따르는 토양 추진력, 침하량, 운동 저항의 변화를 예측할 수 있으며 트랙터의 견인 성능을 평가할 수 있다. 프로그램을 이용하여 습지용 차륜의 폭과 지름을 결정할 수 있다.

5. 실험용 보조 차륜의 설계 및 성능 실험

트랙터 타이어 외측에 부착하는 습지용 트랙터 보조 차륜을 설계 제작하여 개발된 부하 측정 트랙터를 이용하여 습지 조건에서 견인 성능 실험을 수행하였다. 동남아 지역에서 많이 사용되고 있는 케이지 휠을 습지용 보조 차륜으로 선택하였으며, 케이지 휠의 성능을 결정하는 러그각, 러그 피치, 휠의 폭, 휠의 지름 등 설계 변수는 쉽게 변화시킬 수 있도록 설계되었다. 습지 조건에서 견인 성능 실험을 수행하여 케이지 휠의 설계 변수와 타이어의 공기압이 트랙터의 견인 성능에 미치는 영향을 구명하였다.

6. 습지용 트랙터 보조차륜의 설계, 제작

개발된 습지용 트랙터에 부착될 습지용 트랙터 보조 차륜을 설계, 제작하였다. 습지용 트랙터 보조 차륜은 폭이 넓은 형식과 좁은 형식 두 종류로 하였으며, 폭이 넓은 보조 차륜을 이용하여 견인 성능 실험을 수행하였다.

제2장 습지 특성

습지의 개념을 한 마디로 정의하기는 어렵다. 습지를 이용하는 사람들의 관점에 따라 다르기 때문이다. 농경지로서의 습지는 일반적으로 배수가 잘 되지 않는 지역으로서 보통의 트랙터로서는 주행과 작업이 어려운 곳이라고 할 수 있다. 우리 나라의 농경지 중 습지의 위치와 규모에 대한 조사가 실시된 바는 없으나, 간척지 등 서해안 일부 지역에 습지가 존재하는 것으로 알려지고 있다.

필리핀, 태국, 인도네시아 등 동남아 지역의 농경지는 국내의 농경지보다 경반이 깊이 있고, 점토 함량이 높기 때문에 토양 함수비가 높을 때에는 습지와 같은 형태를 나타낸다. 그러나 함수비가 낮아지면 단단한 토양으로 변화된다.

따라서 습지용 차륜을 개발하기 위하여 대상으로 해야 할 습지의 형태를 규정할 필요가 있다. 중국, 태국 등에서 발간된 문헌을 중심으로 습지의 특성을 조사하고, 이를 토대로 하여 습지용 차륜이 목표로 해야 할 습지의 특성을 설정하였다.

제1절 습지의 특성

1. 경반(Hard Pan)

논 토양은 비교적 깊은 연약 토층을 형성한다. 연약 토층의 밑층은 지하수 수위와 모질(母質)에 따라 다음과 같이 두 가지 형태로 나눌 수 있다.

- ① 연약 토층 아래에 경반이 있는 경우
- ② 경반이 없는 경우.

연약 토층은 강도가 낮고 점착력이 크다. 일반 차륜으로 작업할 때는 침하, 타활(打滑), 활동(滑動)저항력이 커서 정상적으로 작업할 수 없으며 주행성도 상실된다[21]. 이러한 상태의 논에서 사용되는 차륜은 두 가지 방안을 고려하여 설계해야 한다.

① 차륜을 경반까지 침하시켜 경반의 강도를 이용하여 추진력을 얻는다. 이를 저층 통과라고 한다.

② 차륜의 접지 면적을 증가시켜, 차륜을 경작층에 유지하며 필요한 추진력을 얻는다. 이를 표층 통과라고 한다.

경반이 지표면으로부터 30 cm 깊이 이내이면 저층 통과와 표층 통과 두 가지 방안을 모두 적용할 수 있으나 대부분은 저층 통과를 채택한다. 일반적으로 경반이 있는 논 토양의 특징은 경반의 지지 능력이 표층 토양에 비하여 매우 높다는 것이다. 토양의 허용 지지 능력을 충분히 얻기 위해서는 허용 지지 능력이 큰 토층에서 차륜이 추진력을 얻도록 하여야 한다. 따라서, 접지압이 20 kPa 정도인 주행 장치를 사용하여 부양 효과를 얻고자 하는 것은 차륜형 트랙터에 대해서는 적합하지 않다. 즉, 차륜형은 저층 통과를 기본으로 한다. 표층 통과에서 차륜의 지지 능력을 크게 하기 위하여 차륜의 직경이나 폭을 증가시킬 수도 있으나, 차륜의 직경은 트랙터의 크기에 따라 제한을 받으며, 차륜의 폭은 성능과 작업의 종류에 따라 제한을 받는다. 따라서, 표층 통과는 로타리 작업과 같이 큰 견인력이 요구되지 않는 작업에 적용될 수 있다. 경반이 30 cm보다 깊이 있거나 경반이 없는 논에서는 선식(船式) 트랙터를 사용하여 선(船)체가 지지 작용하도록 하는 것이 일반적이다[20].

2. 원추 지수(Cone Index)

田中 孝 등(1967)은 연약한 논에서 트랙터의 주행 성능을 평가하기 위한 연구를 수행하였다. 트랙터와 토양 조건으로는 각각 차량지수와 원추지수를 사용하였다. 원추 지수는 토양의 깊이에 따라서 변화되었으나, 토양의 종류에 따라서는 크게 변화되지 않았다. 그림 2-1, 2-2, 2-3은 연약한 논 토양에서 깊이에 따른 원추지수의 변화를 나타낸 것이다.

그림 2-1은 경반이 45 cm 정도의 깊이에 있을 때 경반의 강도가 아주 높은 논의 경우를 보이고 있다. 경반에 접근할수록 토양의 강도도 급격히 증가함을 볼 수 있다. 그림 2-2는 경반이 뚜렷하게 존재하지 않는 경우로서,

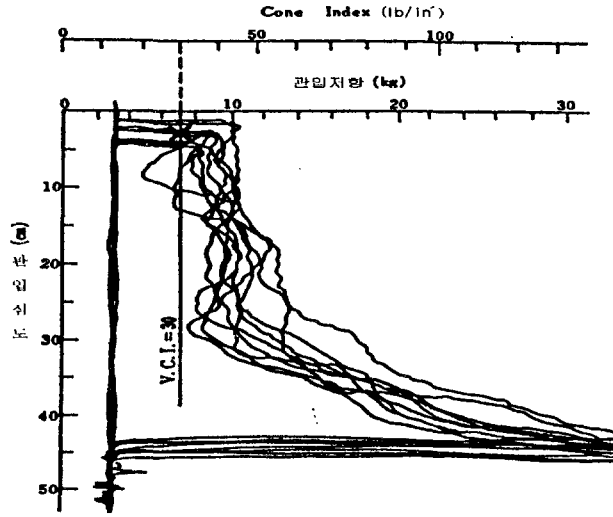


그림 2-1 연약한 눈에서의 원추지수 선도-1

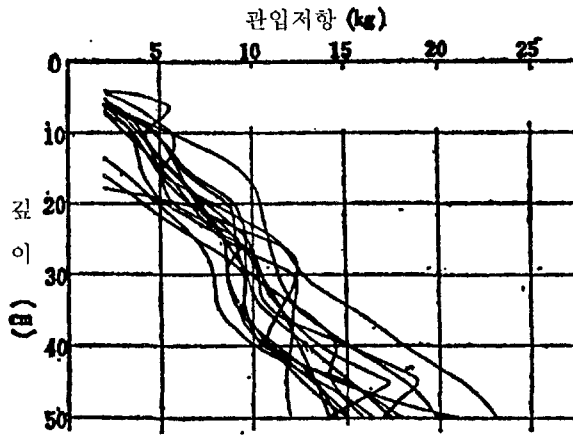


그림 2-2 연약한 눈에서의 원추지수 선도-2

토양의 깊이에 따라 강도가 서서히 증가되는 토양이다. 그림 2-3은 20~30 cm 정도의 깊이에서 경반이 존재하나, 강도가 약하여 경반이 파괴되기 쉬운 토양이다. 경반이 파괴되면 다시 심층 경반이 나타날 때까지 토양의 강도는 약화된다. 이러한 특성의 토양을 머스케그(muskeg)라고 한다. 토양 내부의

강도가 지표면의 강도보다 약한 배수 불량 토양에서도 유사한 현상이 나타난다.

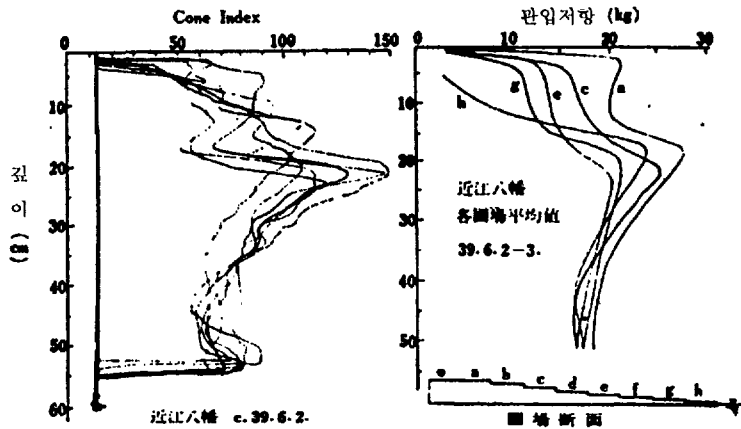


그림 2-3 연약한 논에서의 원추지수 선도-3

3. 함수비

潘君拯 등(1981)은 1974년부터 1980년까지 중국 남방의 9개 성, 자치구에서 논 토양의 특성을 조사한 바 있다. 그들은 논 토양의 부착력(adhesion)과 점성(cohesion)은 토양의 입자 구성과 함수비에 의하여 결정된다고 하였다. 또한, 입자 구성과 함수비에 따른 토양의 점성 및 토양과 강재, 고무, 플라스틱 사이의 부착력을 측정하였으며, 보고한 결과를 요약하면 다음과 같다.

① 일반적으로 점토가 많을수록 부착력이 높다. 그림 2-4에서 부착력은 점토 함량이 23 % 정도일 때 가장 크고, 점토가 이보다 적거나 많으면 부착력은 감소된다. 그러나 점토 함량이 40 % 이상이면 부착력은 다시 서서히 증가된다.

② 그림 2-5에서와 같이 점토 함량이 17 % 이상인 토양에서는 함수비가 60 % 정도일 때 부착력이 제일 크다. 특히, 함수비가 40 %에서 50 %로 증가될 때 부착력은 급격히 증가한다.

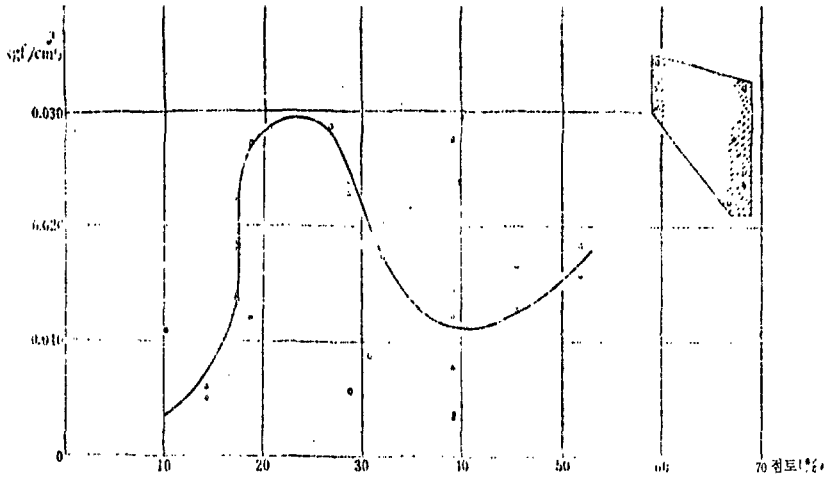


그림 2-4 점토 함량과 부착력

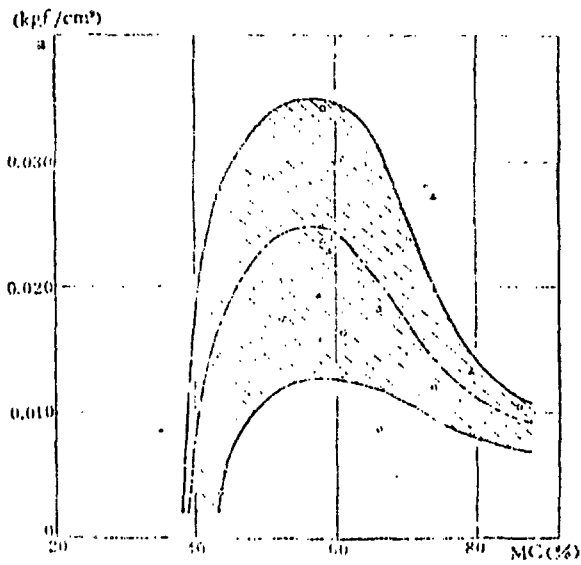


그림 2-5 함수비와 토양의 부착력

③ 일반적으로 토양의 점토 함량이 많을수록 점성이 증가한다. 그림 2-6
 에서와 같이 점토 함량이 17 % 부근에서 점성이 제일 큰 것으로 나타났다.

점토 함량이 55 % 이상인 토양에서는 점성이 매우 크다.

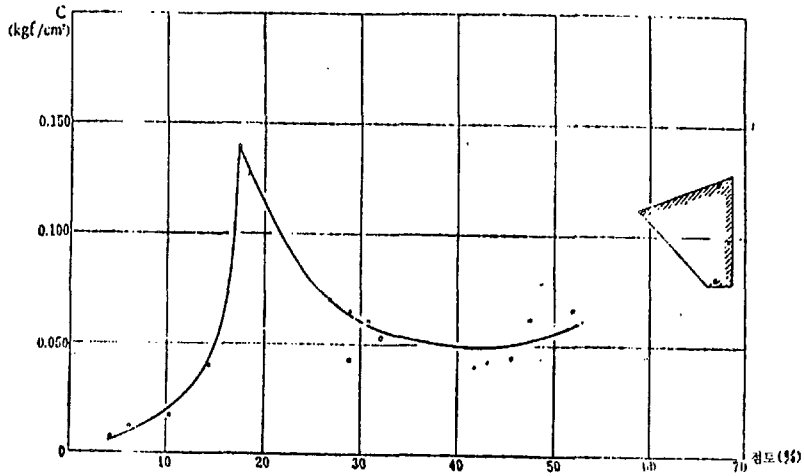


그림 2-6 토양의 점토 함량과 점성

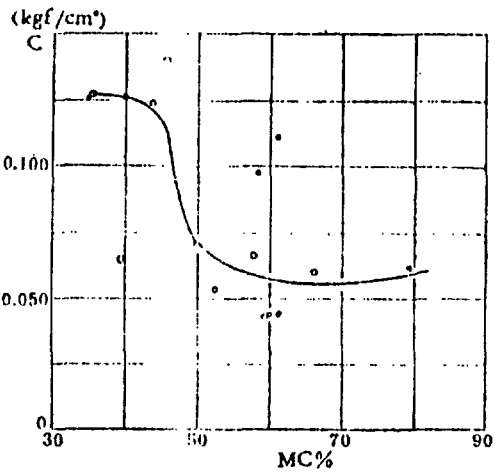


그림 2-7 토양의 함수비와 점성

④ 점토 함량이 17 % 이상일 때, 함수비가 증가함에 따라 점성은 감소한다. 특히, 그림 2-7에서와 같이 함수비가 약 40 %에서 50 %로 증가할 때 점성은 급격히 감소한다. 흙탕물의 점성은 매우 작으나, 건토의 점성은 매우

크다.

이상의 결과로부터 흙 부착이 가장 심한 경우는 점토의 함량이 17% 이상이고, 함수비가 50% 이상인 경우라고 판단된다. 그림 2-8에서와 같이, 이러한 현상은 함수비가 80%에 이를 때까지 큰 변화가 없다.

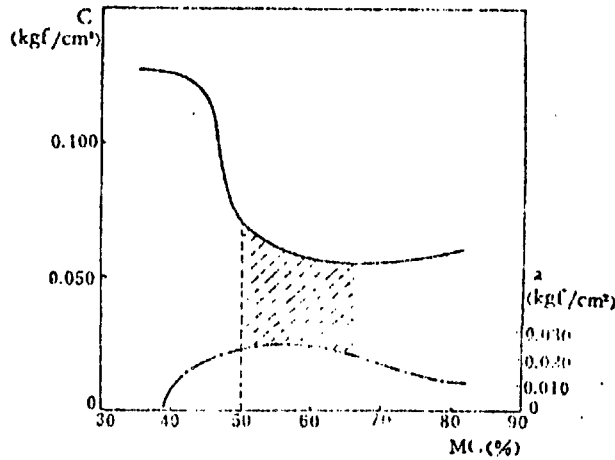


그림 2-8 토양의 함수비, 부착력 및 점성의 관계

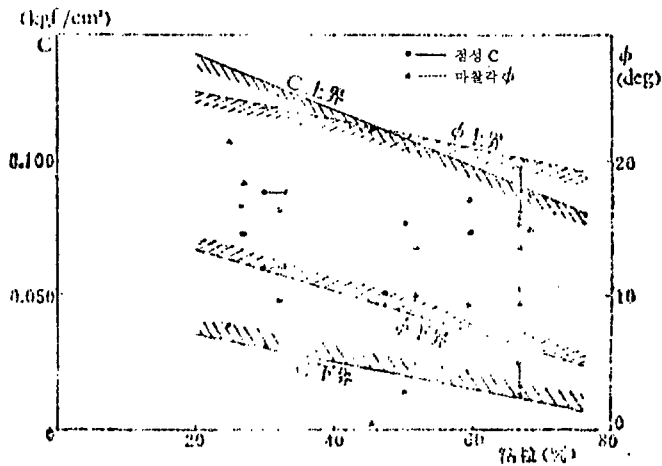


그림 2-9 논 토양의 점토 함량, 점성 및 마찰각

많은 측정 결과에 의하면 강재에 대한 토양의 부착력과 고무에 대한 부착력에는 큰 차이가 없다.

⑤ 점토 함량이 25 % 이상일 때 특별한 경우를 제외하면 그림 2-9에서와 같이 점토 함량이 증가함에 따라 연약 토층의 점성과 마찰각은 감소하며, 그림 2-10에서와 같이 함수비가 증가할수록 감소한다.

일반적으로 습지의 습도는 45% 내외이다. 따라서 습지에서 사용하는 차륜에서는 높은 자결성(自潔性)이 요구된다.

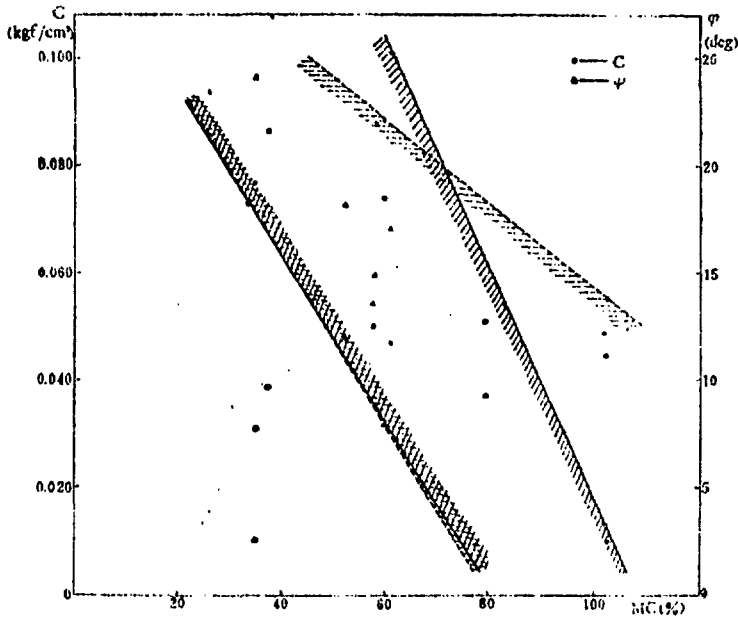


그림 2-10 토양의 함수비, 점성 및 마찰각

4. 태국의 논토양

태국의 논토양에 대한 문헌 조사의 결과를 요약하면 다음과 같다[8].

① 일반적인 방콕 점토(Bangkok clay)의 성질은 표 2-1에서와 같다.

표 2-1 방콕 점토의 성질

입도 분석	점 토	52.0 %
	실 트	30.0 %
	모 래	18.0 %
액성 한계		47.8 %
소성 한계		31.9 %
비 중 량		14.6 kN/m

② 트랙터의 최대 견인 성능은 토양의 함수비가 28 %, 철차륜의 러그각이 30° 일 때 얻을 수 있다.

③ 일반적인 토양 조건에서 1회 쟁기 작업과 1회 로터리 씨래 작업을 실시한 후 7~10일 정도 지났을 때 평균 원추지수는 330 kPa이고, 원추를 지상 50 cm 높이에서 낙하시켰을 때 원추가 토양 속으로 6 cm 정도 들어갔다. 고운 토양 상태에서는 1회 쟁기 작업과 2회 로터리 씨래 작업을 실시한 후 2~5일 정도 지났을 때 평균 원추지수는 302 kPa이고, 낙하된 원추는 10 cm 정도 들어갔다.

④ 질퍽한 토양 상태에서는 부가 하중이 없으면 트랙터 작업은 거의 불가능하였으며, 보통 경운 속도에서도 견인 효율은 최고 25 %를 초과하지 않는다.

5. 접지압

동남 아시아의 논토양에서 조사된 타이어의 접지압과 트랙터의 작업 정도는 다음과 같다.

① 접지압과 트랙터 작업의 난이도

표 2-2 접지압과 트랙터 작업의 난이도

트랙터 형태	작업 가능하나 어려움	작업 쉬움
차륜형	4.5~6.0 kg/cm ²	6.0 kg/cm ² 이상
궤도형	2.5~3.0 kg/cm ²	3.0 kg/cm ² 이상
반궤도형	2.0~2.5 kg/cm ²	2.5 kg/cm ² 이상

② 접지압과 경운 작업

표 2-3 접지압과 경운 작업

	작업 불가능	작업 어려움	작업 쉬움
공기 타이어 경운 트랙터	2 kg/cm ² 이하	2~3 kg/cm ²	4 kg/cm ² 이상
공기 타이어 보조 장치 부착 경운 트랙터	1 kg/cm ² 이하	1~2 kg/cm ²	3 kg/cm ² 이상

6. 연중 토양의 강도 변화

태국에서 조사된 논토양의 연중 강도 변화는 그림 2-11, 2-12에서와 같다 [8]. 논에 물을 대는 6~8월에는 토양의 강도가 가장 약하며, 낙하된 원추는 10 cm 내외로 들어간다. 그러나, 배수가 불량한 지역에서는 15~18 cm에 이르는 경우도 있다. 10월 이후에는 토양 강도가 서서히 증가하며, 물을 대는 시기가 아닌 11~5월에는 토양의 강도가 가장 크다. 이때에는 배수 양호 지역과 불량 지역간의 낙하 원추가 들어가는 깊이의 차이가 2 cm 정도에 지나지 않는다.

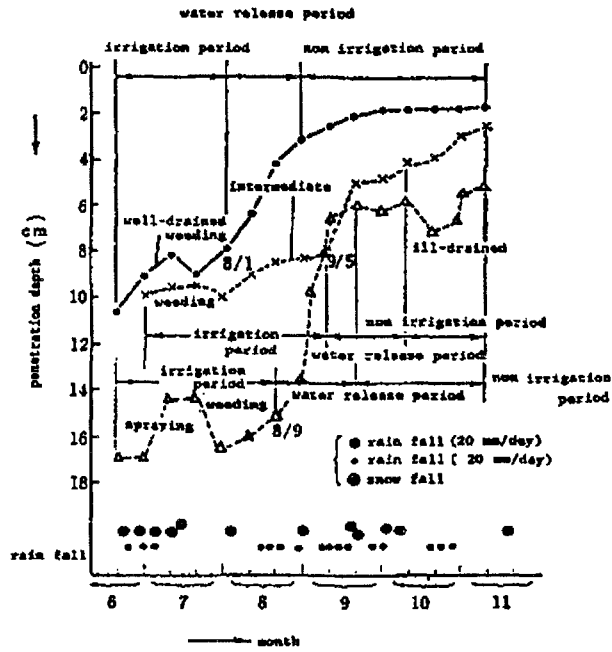


그림 2-11 토양 강도의 연중 변화(6-11월)

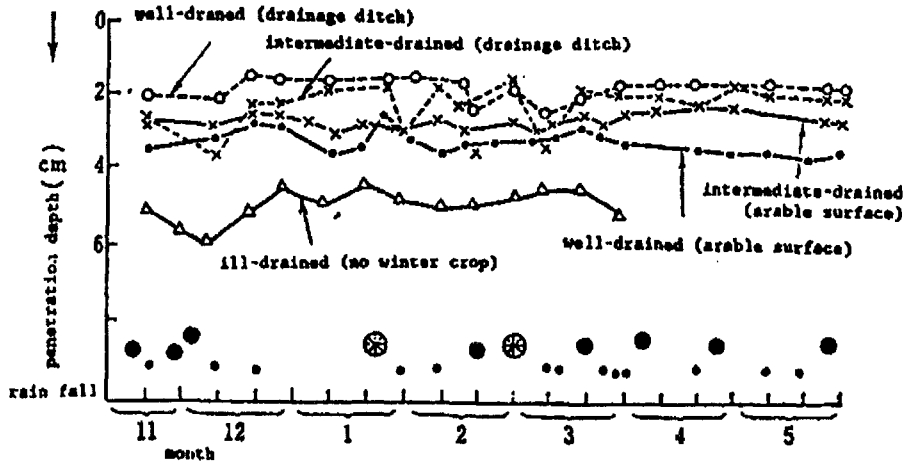


그림 2-12 토양 강도의 연중 변화(11-5월)

제2절 습지 설정

이상의 검토를 종합한 결과 습지용 차륜이 대상으로 해야 할 습지의 형태를 다음과 같이 설정하였다.

- ① 경반 : 지표면으로부터 최대 30 cm 까지
- ② 점토 함량 : 40 % 이상
- ③ 함수비 : 45 % 내외
- ④ 토양 부착 : 점토가 18~30 % 일 때 최대
 함수비 40~50 % 일 때 최대
- ⑤ 원추 지수 : 200~300 kPa

제3장 습지 특성 및 부하 측정 장치

습지의 특성과 습지 작업의 부하 특성 구명을 위하여, 원추관입시험기, 원추낙하시험기, 부하 계측용 트랙터를 개발하였다.

제1절 습지 특성 측정 장치

1. 원추 관입 시험기

가. 표준치수

원추 관입기(cone penetrometer)는 토양의 관입저항을 측정하는데 사용하는 일반적인 장치이며, 연약한 토양(soft soil)용과 단단한 토양(hard soil)용의 두 종류가 있다.

표 3-1 원추 관입기의 표준치수

내용	연약한 토양용	단단한 토양용
정각(apex angle)	30°	30°
저면적(base area)	323 mm ²	130 mm ²
저면의 지름(base diameter)	20.27 mm	13.83 mm
축지름(shaft diameter)	15.88 mm	9.53 mm
최대 측정 콘지수(cone index capacity)	2000 kPa	5000 kPa
관입속도(push rate)	30 mm/s	30 mm/s

특히, 축에는 50mm 간격으로 눈금을 표시하여, 각 깊이에서의 콘지수 측정을 용이하게 한다.

나. 시험 방법

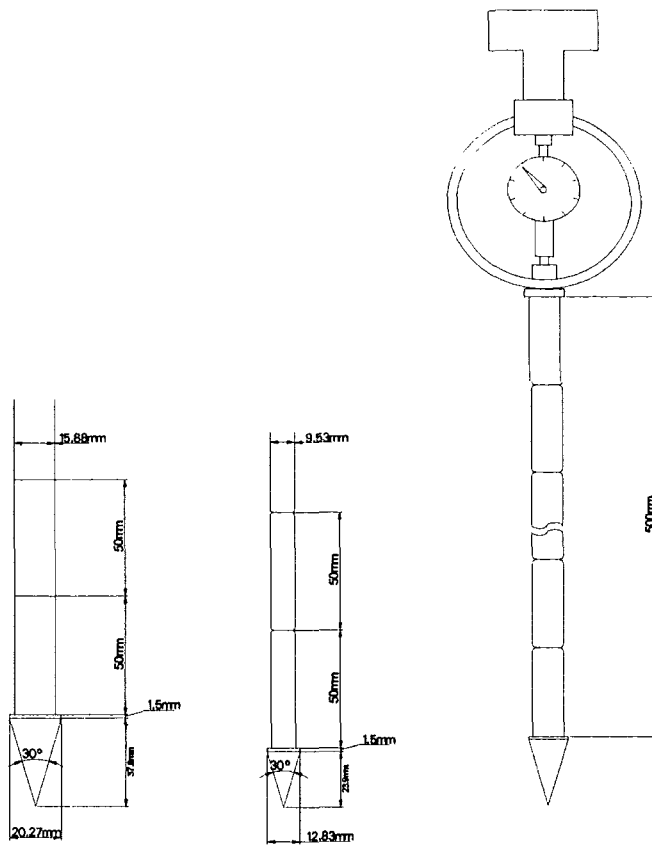
원추 관입기는 30mm/s의 일정한 속도로 토양에 관입시켜야 한다. 토양 표면의 콘지수 값은 콘의 저면이 토양을 관입해 들어갈 때의 값이다. 콘지수는 깊이가 50mm 증가할 때 또는 그보다 작은 증가 범위마다 측정해야 한

다.

매우 단단한 토양에서 콘지수를 측정할 때는 30mm/s의 속도로 관입시키는 것이 불가능할 수도 있으나 어느 정도 작은 속도로 관입시켜도 큰 오차는 발생하지 않는다.

다. 형상

원추 관입기의 형상은 그림 3-1과 같다.



(a) 연약한 토양용 (b) 단단한 토양용 (c) 원추관입기

그림 3-1 원추 관입기의 형상

라. 결과의 표시 방법

콘지수(cone index)는 원추 관입기를 토양에 관입시키는데 필요한 힘을 저면적으로 나눈 값을 나타내며, 단위는 주로 kPa 를 사용한다.

이 콘지수를 나타내는 방법은 다음의 두 가지가 있다.

첫째, 특정 깊이에서의 콘지수를 나타낸다.

예를 들면, $CI_Y = X kPa$ 는 깊이 $Y mm$ 에서의 콘지수가 $X kPa$ 임을 나타낸다.

둘째, 특정 깊이 구간에서의 콘지수를 평균하여 나타낸다.

예를 들면, $CI_{Y-Z} = X kPa$ 는 깊이 구간 $Y mm$ 에서 $Z mm$ 까지의 평균 콘지수가 $X kPa$ 임을 나타낸다.

콘지수를 나타낼 때는 콘의 저면적을 반드시 표시해야한다.

2. 원추 낙하 시험 장치

가. 원추 형상

원추 낙하 시험을 하기 위한 원추의 형상은 그림 3-2와 같다.

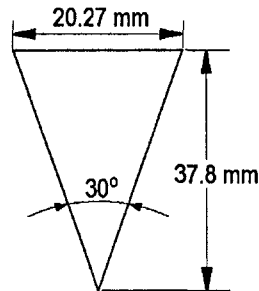


그림 3-2 원추의 형상

표 3-2 원추의 형상

내 용	치 수
정각(apex angle)	30°
저면적(base area)	323 mm ²
저면의 지름(base diameter)	20.27 mm
원추의 높이(cone height)	97.8 mm

나. 시험 방법

원추를 1m 높이에서 자유 낙하시켜 원추가 토양 속으로 수직하게 관입해 들어가게 하여, 관입 깊이를 측정한다.

다. 결과의 표시 방법

원추가 토양 속으로 관입해 들어간 깊이를 측정 토양의 낙하 콘지수 (falling cone index)로 표시한다.

라. 시험 장치

원추 낙하 시험 장치는 그림 3-3과 같으며, 원추와 원추를 지지하는 1m의 지지대로 구성되어있다.

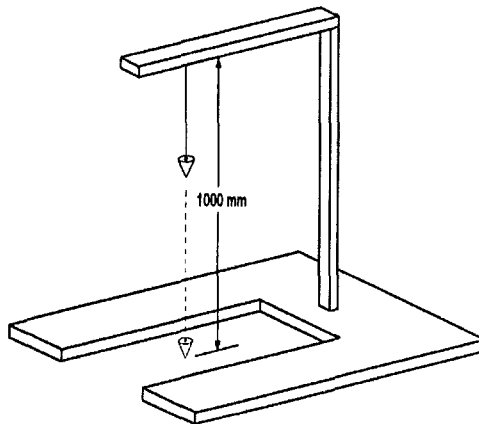


그림 3-3 원추 낙하 시험 장치

제2절 부하 계측용 트랙터

부하 계측용 트랙터는 정격 출력이 30 kw, 중량이 17.1 kN인 4륜 구동 트랙터이며, 트랙터와 타이어의 주요 명세는 각각 표 3.1과 3.2에서와 같다.

표 3.3 부하 계측용 트랙터 명세

Item	Specifications
Manufacturer	Tong Yang Moolsan Co.
Model	TA4140
Rated power/speed	41 ps / 2600 rpm
Wheel base	1920 mm
Axle load. [front/rear]	7.1 kN/10.1 kN
Tire [front/rear]	8-18 4PR/13.6-28 6PR
Speed [min./max.]	0.36/25.6 km/h
T/M gears [forward/backward]	16/16
PTO gears	4

표 3.4 부하 계측용 트랙터 구동륜 타이어

Item	Specifications
Manufacturer	Hankook Tire Co.
Type	Bias-ply
Size designation	13.6-28 6PR
Lug type	R2
Lug height	45 mm
Design section width	345 mm
Rim size	W-11x28(A)

1. 변속기 입력축 토크 변환기

변속기의 입력축에 작용하는 토크를 측정하기 위하여 입력축에 스트레인 게이지를 부착하고 휘트스톤 브리지 회로를 구성하였다. 스트레인 게이지의 출력 신호는 비접촉식 무선 시스템(Telemetry System)을 이용하여 수신하도록 하였다.

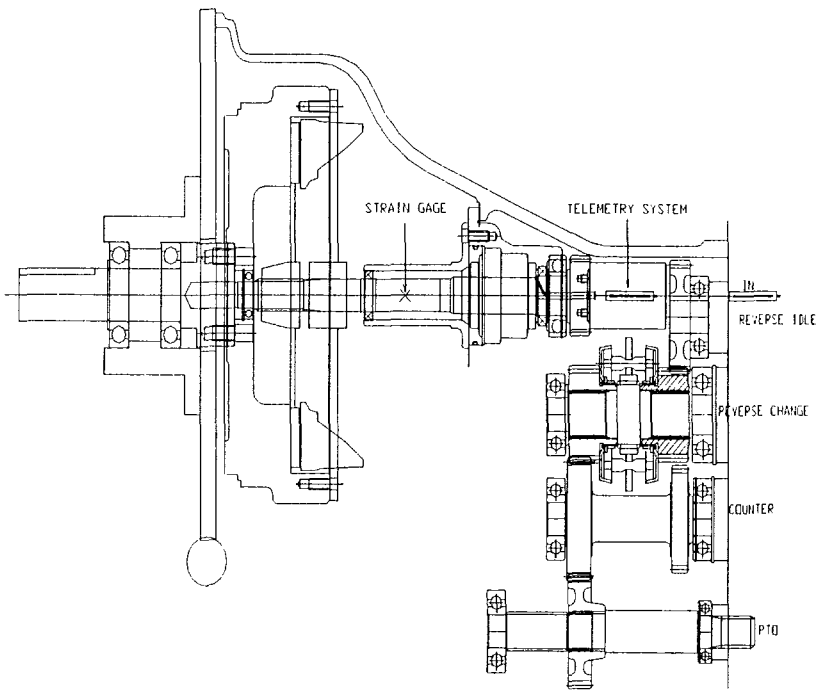


그림 3-4 트랙터의 변속기 입력축에 설치된 토크 변환기.

그림 3-4에서와 같이 토크 변환기는 기관의 출력축과 연결되어 있기 때문에 기관이 작동하여 출력축으로 토크가 전달되면 출력축은 비틀림 하중을 받게 된다. 이 비틀림 하중을 측정하기 위하여 스트레인 게이지를 부착하였으며, 출력 신호가 급힘 하중에 영향을 받지 않도록 하였다.

가. 토크 변환기 제작

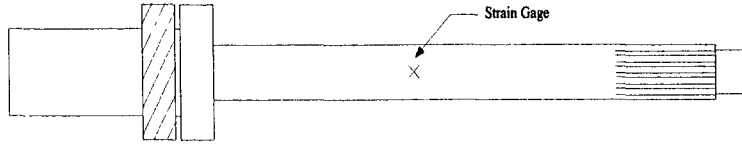


그림 3-5 스트레인 게이지 부착 위치

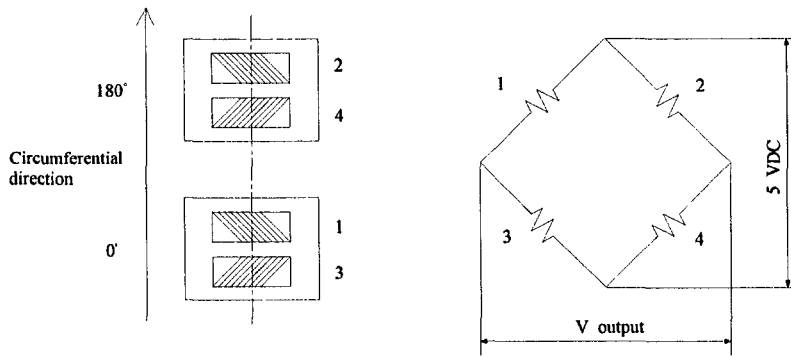


그림 3-6 휘트스톤 브리지 회로

토크 변환기를 제작하기 위하여 사용한 스트레인 게이지의 부착 방법은 다음과 같다.

① 접착면 다듬질

거친 사포(No. 240~300)로 접착면의 녹 등을 제거한다.

② 화이트 게이지로 접착 위치 표시

스트레인 게이지의 베이스 라인 영역 밖으로 접착 위치를 표시한다.

③ 부착위치 조정

셀로판 테이프에 스트레인 게이지의 윗부분을 부착한다.

④ 접착면의 청결

용제(아세톤 혹은 신나)로 접착면의 기름 등을 제거한다.

⑤ 접착면 도포

접착면에 접착제를 바른다.

⑥ 스트레인 게이지 부착

1분 동안 게이지를 압박하고 2분 후 셀로판 테이프를 제거한다.

⑦ 접착 상태 점검

스트레인 미터로 접착 상태를 점검한다.

⑧ 저항 점검

절연 저항과 게이지 저항을 점검한다.

⑨ 접착제가 굳을 때까지 대기

보통 주위 온도가 상온일 때 24시간을 대기한다.

제작한 토크 변환기의 명세는 표 3-3과 같다.

표 3-3 토크 변환기의 명세

Type		strain gage type
Material		SCM420H, HRC 58-63
Rated Capacity		400 Nm
Power Supply		5 VDC
Strain Gage	Gage Length	2 mm
	Resistance	350.9(Ω)±0.4%
	Gage Factor	2.11±1.0%
	Thermal Expansion	11.7 ppm/℃

나. 비접촉식 무선 시스템(Telemetry system)

스트레인 게이지의 출력 신호는 비접촉식 무선 시스템을 이용하여 수신하도록 하였다. 무선 시스템은 송신기, 수신기, 증폭기로 구성되어 있으며, 명세는 표 3-4와 같다.

표 3-4 무선 시스템 명세

Manufacturer		Volland Telemetry (Germany)
Model		MICRODAC B1
Rotating signal Conditioning Module	Type	BR 2.1
	Carrier frequency	10.7 MHz
	Respective sensitivities	50, 8.25, 4 & 1 mV/V @5V exc.
Stationary Inductive head	Type	BS 2.2 Inductive head, 40mm gap
	Type	BW 2
Reproduction Module	Input power	110 or 220 VAC 9 ~ 32 VDC
	Output voltage range	5 or 10 VDC
	Filter frequency	300 or 1000 Hz
	Output offset adjustment pot	1.8 V
	Output gain adjustment pot	times 0.2 to 2.1

변속기의 입력축에 무선 시스템을 설치하는 과정은 다음과 같다.

① 그림 3-7과 같이 입력축에 절연 테이프를 감는다. 절연 테이프로 감은 너비가 유도 단자보다 약 20 mm 정도 넓도록 한다. 축이 고속으로 회전하기

때문에, 순간 접착제를 이용하여 테이프가 떨어지지 않도록 한다.

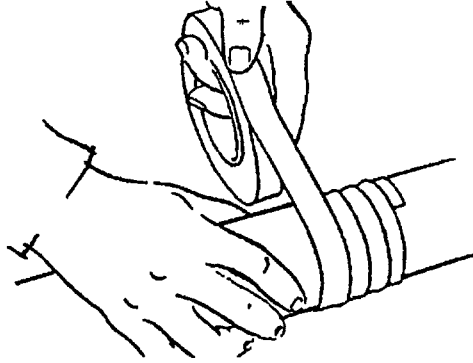


그림 3-7 절연테이프를 감는 과정

② 유도단자보다 약 10 mm 더 넓은 뮤-메탈(mu-metal)을 끝 사이가 반드시 2~3 mm 떨어지도록 축에 한바퀴 감는다.

③ 뮤-메탈이 드러나지 않도록 절연 테이프를 그 위에 감는다.

④ 뮤-메탈의 중심에 맞춰 구리 송신기를 축에 한바퀴 감는다. 이때 양끝 사이가 그림 3-8와 같이 2 mm 정도 떨어지도록 한다.

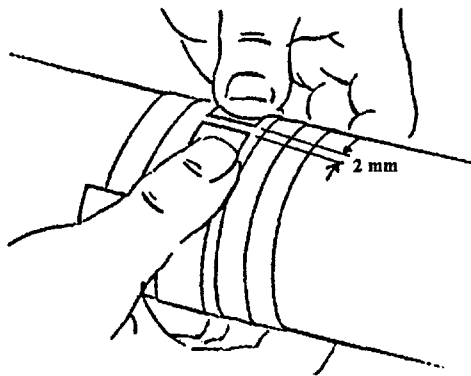


그림 3-8 송신기를 감는 과정

⑤ 신호선을 그림 3-9와 같이 납땜하고, 회전하면서 유도단자에 접촉하지 않도록 설치한다.

⑥ 신호선과 송신기의 안전성을 위하여 테이프로 확실하게 고정시킨다.

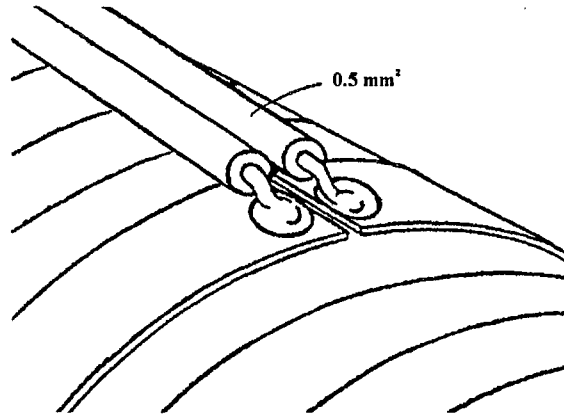


그림 3-9 신호선 납땜

다. 토크 변환기 측도 설정

토크 변환기의 출력 신호에 대한 측도 설정을 하기 위하여 그림 3-10과 같은 장치를 제작하였다.

토크 변환기의 측도 설정은 부하를 토크 변환기에 가하고 이에 대한 출력 신호를 관찰하여 수행하였다. 토크 변환기에 일정한 길이의 암(arm)을 연결하고 그 끝에 추를 매달았다. 추의 무게와 암의 길이를 알면 토크 변환기에 작용하는 토크를 알 수 있으므로, 추의 무게를 단계적으로 변화시키면서 수평면에 대한 암의 기울기와 토크 변환기의 출력 신호를 관찰하였다.

토크 변환기의 토크 측정 범위는 0~400 Nm 이다. 또한 변속기의 내부 온도가 90℃까지 상승하므로 토크 변환기의 출력 신호에 대한 온도의 영향을 살펴보았다. 실험 결과 토크 변환기의 출력 신호는 70℃까지 안정적으로 나왔다.

이를 통하여 얻은 토크 변환기의 출력 신호와 작용 토크와의 관계는 그림

3-11과 같고 두 값은 좋은 상관 계수를 보이고 있다. 이 때 사용한 무선 시스템의 증폭기(Amplifier)의 Gain은 9.0, Offset은 7.2로 설정하였다.

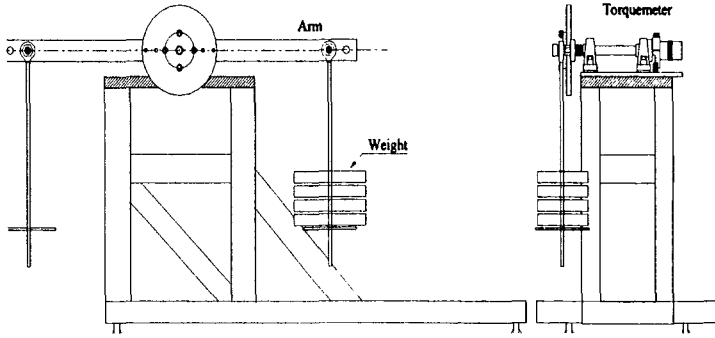


그림 3-10 변속기의 입력축 토크 변환기의 측도 설정

토크 변환기의 측도 설정 결과를 정리하면 다음과 같다.

$$T = -92.751 \times V_{out} - 14.647$$

(3-1)

여기서, T = 부하 토크, Nm

V_{out} = 토크 변환기의 출력 신호, V

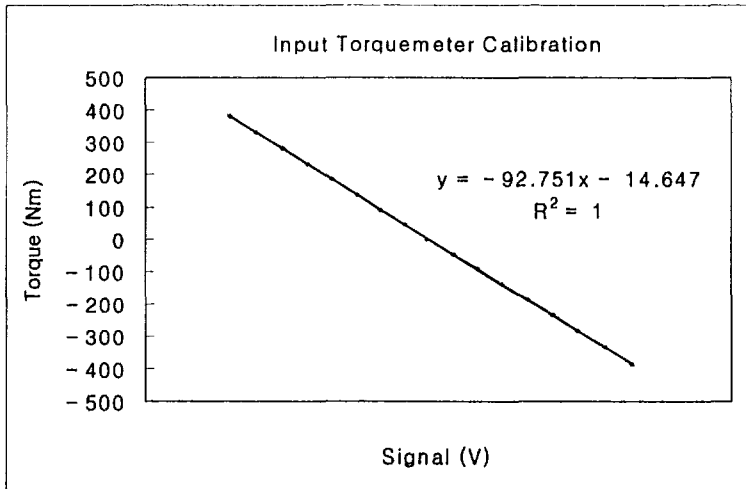


그림 3-11 변속기의 입력축 토크 변환기의 calibration 곡선

토크 변환기의 출력 신호에 대한 굽힘 하중의 영향을 살펴보기 위하여 같은 방법으로 시험을 실시하였다. 그림 3-12에서 굽힘 하중의 크기에 따라서 토크 변환기의 출력 신호가 변하지 않는 것을 확인할 수 있다.

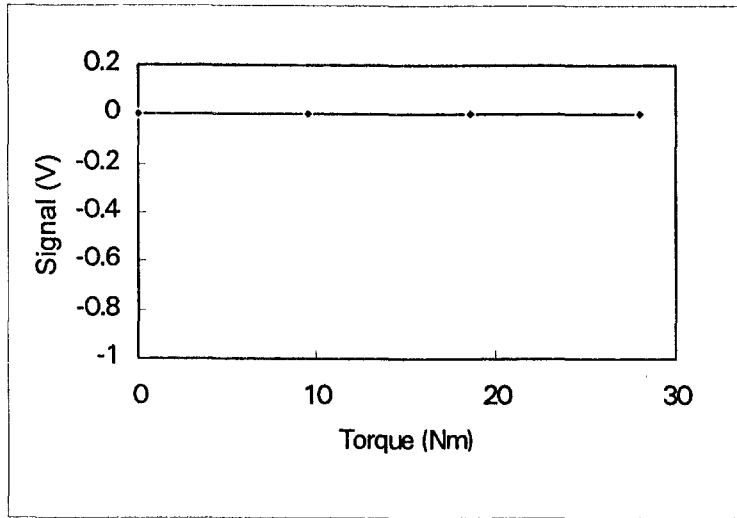


그림 3-12 굽힘 하중의 영향

2. 구동축 토크 변환기

구동축에 작용하는 토크를 측정하기 위하여 구동축 좌·우에 토크 변환기를 장착하였다. 토크 변환기는 차륜 구동축과 구동륜 타이어의 휠디스크 사이에 부착할 수 있게 설계되었으며 그 구성은 그림 3-13과 같다.

토크 변환기는 차륜의 구동축에 고정되어 있고, 구동축의 비틀림 하중을 받게 된다. 또한 신호의 감도를 좋게 하기 위하여 직경이 작은 곳에 스트레인 게이지를 부착하였다. 토크 변환기의 토크 측정 범위는 0~5400 Nm이며 출력 신호가 굽힘 하중에는 영향을 받지 않도록 하였다.

가. 토크 변환기 제작

변속기의 입력축 토크 변환기와 마찬가지로 그림 3-14에서와 같이 축에

스트레인 게이지를 이용하여 휘트스톤 브리지 회로를 구성하였으며, 토크 변환기의 명세는 표 3-5와 같다.

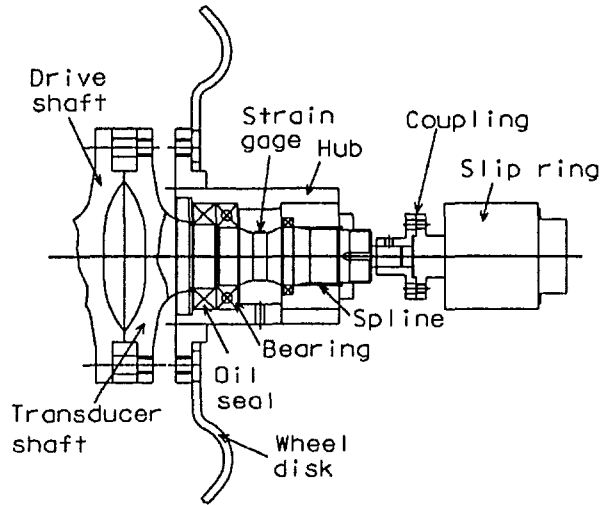


그림 3-13 구동축에 장착된 토크 변환기

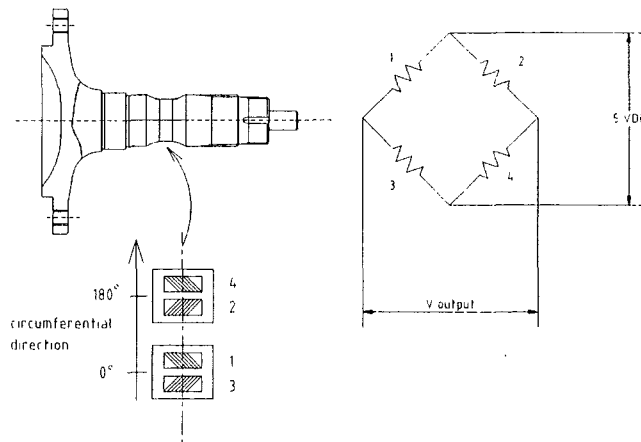


그림 3-14 구동축 토크 변환기의 구성

표 3-5 구동축 토크 변환기의 명세

Type		strain gage type
Material		SCM440, HRC 27-34 S _y = 1030 MPa S _s = 450 MPa
Rated Capacity		5000 Nm
Power Supply		5 VDC
Strain Gage	Gage Length	5 mm
	Resistance	350.0(Ω) ± 0.3%
	Gage Factor	2.11 ± 1%
	Thermal Output	±2 με / °C

나. 토크 변환기 측도 설정

토크 변환기의 측도 설정은 그림 3-15와 같은 장치를 통하여 실시하였다

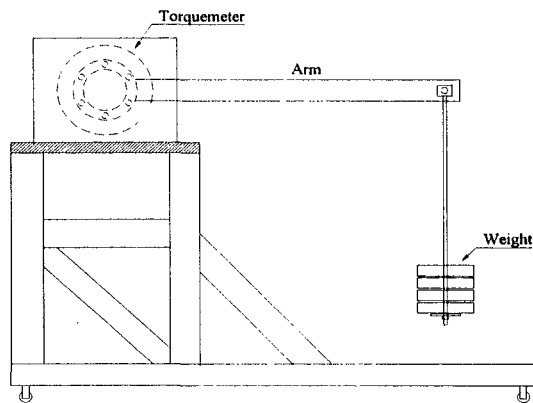


그림 3-15 구동축 토크 변환기의 측도 설정

토크 변환기의 측도 설정은 변속기 입력측 토크 변환기에 대한 방법과 마찬가지로이다. 이를 통하여 얻은 토크 변환기의 출력 신호와 작용 토크와의 관계는 각각 그림 3-16, 3-17과 같다.

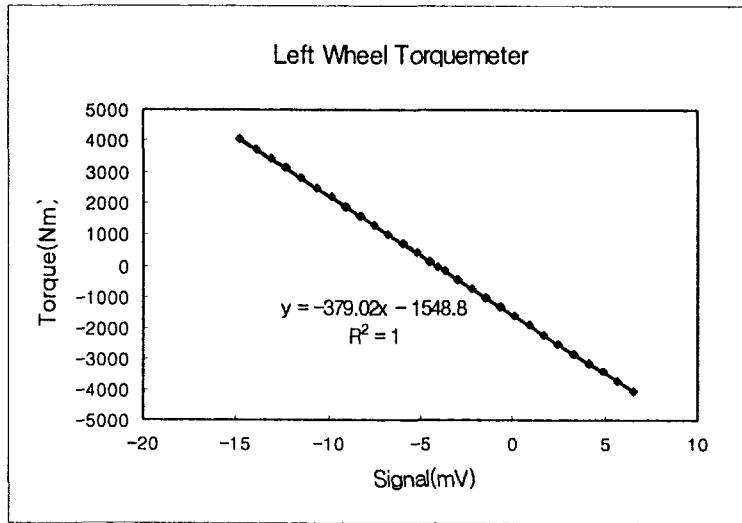


그림 3-16 좌측 토크 변환기의 calibration 곡선

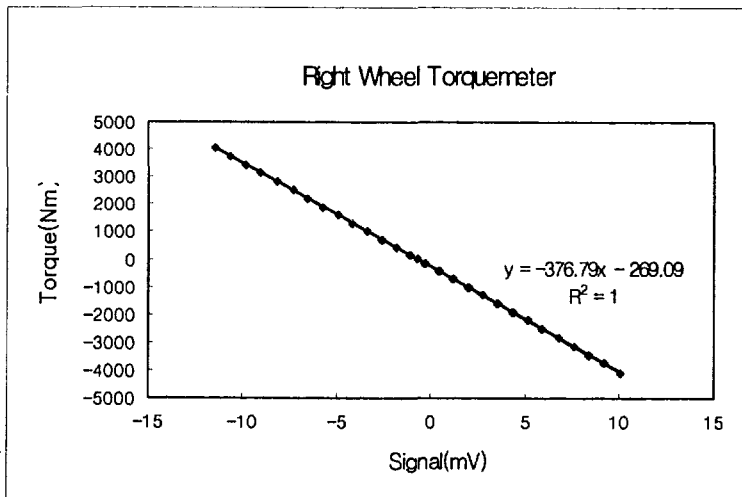


그림 3-17 우측 토크 변환기의 calibration 곡선

구동축 토크 변환기의 측도 설정 결과를 정리하면 다음과 같다.

$$T = -379.02 \times V_{out} - 1548.8 \text{ (좌측 토크 변환기)} \quad (3-2a)$$

$$T = -376.79 \times V_{out} - 269.09 \text{ (우측 토크 변환기)} \quad (3-2b)$$

여기서, T = 부하 토크, Nm

V_{out} = 토크 변환기의 출력 신호, mV

입력축 토크 변환기와 마찬가지로 구동축 토크 변환기도 급힘 하중의 크기에 따라서 출력 신호가 변하지 않는 것을 그림 3-18에서 확인할 수 있다.

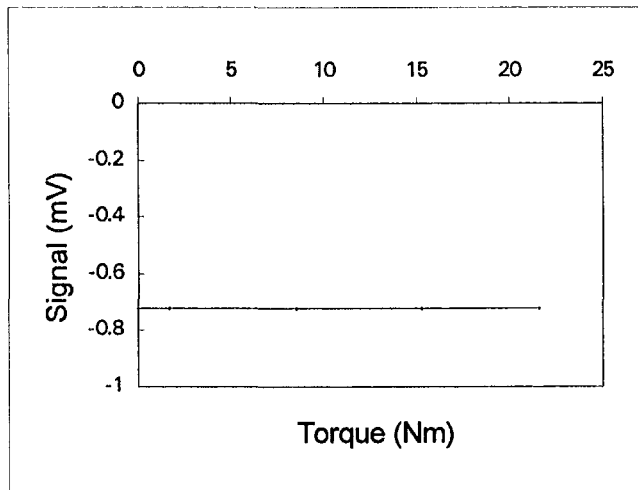


그림 3-18 급힘 하중의 영향

3. 주행 속도 측정 장치

트랙터의 실제 주행 속도는 속도 센서를 통하여 측정하였다. 그림 3-19와 같이 속도 센서는 브라켓을 이용하여 트랙터에 장착하였으며, 속도 센서의 명세는 표 3-6과 같다.

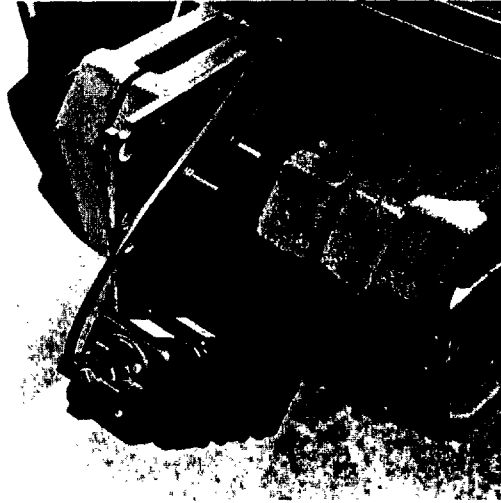


그림 3-19 트랙터에 장착한 속도 센서

표 3-6 속도 센서의 명세

Manufacturer	Dickey-John Co.
Model	Radar ground speed sensor
Velocity Range	0.53~70.8 km/h
Accuracy(errors)	$\leq \pm 5\%$ 0.53~3.2 km/h $\leq \pm 3\%$ 3.2~70.8 km/h
Response, Output Speed	200 ms
Mounting Angle	35.5°
Mounting Height	457~1219 mm
DC Power Requirement	9~16 V
Output Signal	0~12 VDC symmetrical square-wave frequency

가. 설치용 브라켓

속도 센서를 트랙터에 장착하기 위하여 브라켓을 이용하였다. 브라켓은 두께가 5/16 in (7.95 cm)이며, 이보다 얇은 철판을 사용할 경우 속도 센서가 진동의 영향을 받을 수 있다.

브라켓은 그림 3-20에서와 같이 속도 센서를 브라켓에 부착하기 위한 구멍과 브라켓을 트랙터에 장착하기 위한 구멍을 뚫어 제작하였으며, 브라켓 제작 및 설치시 유의해야 할 점은 다음과 같다.

- ① 속도 센서의 앞면에 철판을 가까이 위치시키면 센서가 오동작을 일으킬 수 있으므로, 철판이 속도 센서의 하우징 부분을 넘지 않도록 한다.
- ② 브라켓을 용접하여 장착하지 않도록 한다.

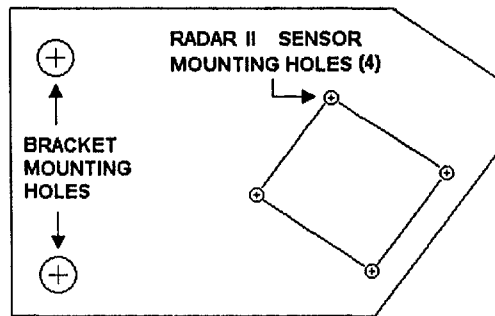


그림 3-20 브라켓의 개략도

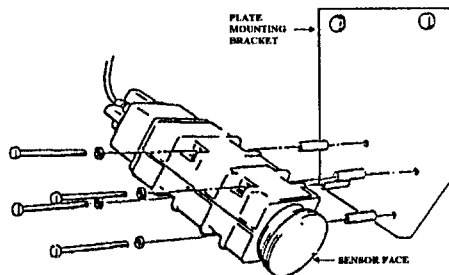


그림 3-21 브라켓에 속도 센서 부착

나. 속도 센서의 장착 위치 선정 및 장착시 유의점

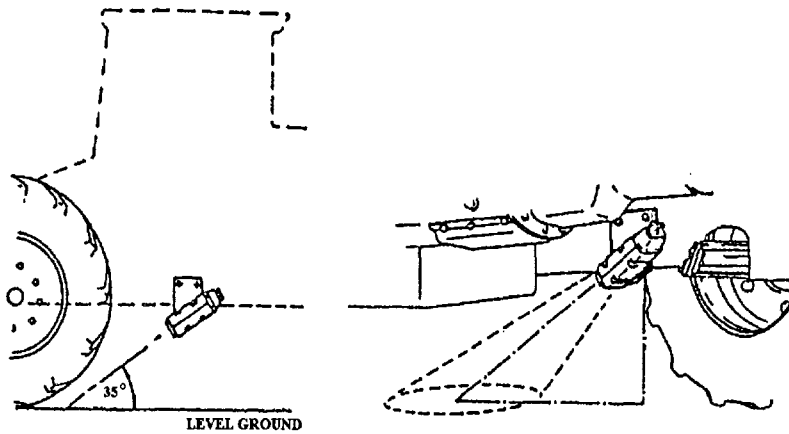


그림 3-22 속도 센서의 장착 위치

트랙터가 주행할 때 속도 센서가 장애물과 접촉하지 않도록 한다. 또한 속도 센서를 장착하면서 유의해야 할 점을 정리해 보면 다음과 같다.

- ① 그림 3-22에서와 같이 센서에서 지표면까지의 투영면에 장애물이 없어야 한다.
- ② 센서의 앞면에 유체가 떨어지지 않도록 한다.
- ③ 센서가 뜨거운 곳에 위치하지 않도록 한다.
- ④ 센서의 하우징 부분이 트랙터에 닿지 않도록 한다.
- ⑤ 센서의 앞면이 가급적 트랙터의 뒤쪽을 향하도록 한다.
- ⑥ 센서의 부착 위치는 가능한 진동이 작은 곳으로 한다.

다. 속도 센서의 측도 설정

그림 3-23에서와 같이 벨트를 구동시킨 후, 벨트의 속도를 각각 속도 센서와 로터리 엔코더(rotary encoder)를 이용하여 측정하였다. 따라서 같은 속도에서의 로터리 엔코더 신호와 속도 센서의 신호와의 관계를 알 수 있으므로 이를 통하여 측도 설정을 실시하였다.

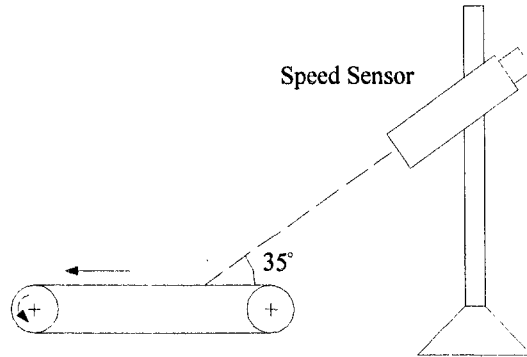


그림 3-23 속도 센서의 측도 설정

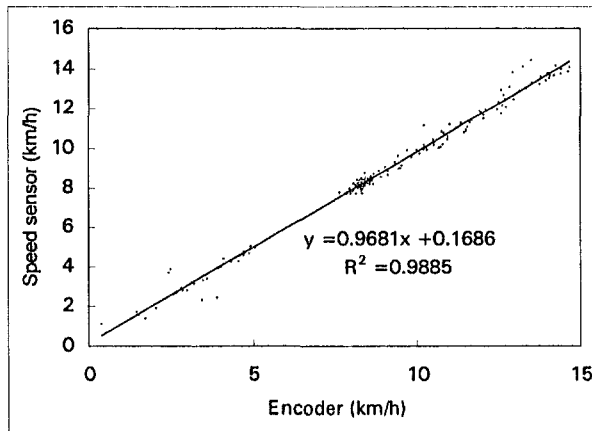


그림 3-24 속도 센서의 calibration 곡선

이를 통하여 얻은 속도 센서의 출력 신호와 엔코더 신호와의 관계는 그림 3-24와 같고 두 값은 좋은 상관 계수를 보이고 있다. 측도 설정한 결과, 속도 센서 제작사에서 제시한 출력 사양 중에서 단위 속도(1 km/h)당 26.11 Hz와 거의 일치하였다.

4. 구동축 회전 속도 측정 장치

구동축의 회전 속도를 측정하기 위하여 그림 3-25에서와 같이 구동축 토크 변환기에 연결된 슬립링(slip ring)의 회전부에 로터리 엔코더를 부착하였다. 로터리 엔코더의 명세는 표 3-7과 같다.

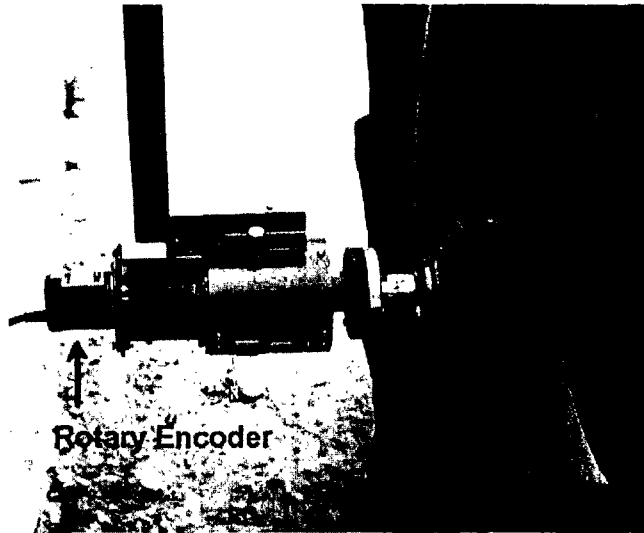


그림 3-25 구동축 회전 속도 측정 장치

표 3-7 로터리 엔코더의 명세

Manufacturer	Autonics Co.
Model	ENB-360-2-1
Resolution	360 pulses/rev
Max. response frequency	100 kHz
Power Supply	5~28 VDC
Max. allowable revolution	5000 rpm

트랙터의 이론적 주행 속도는 로터리 엔코더에서 측정한 구동축 회전 속도에 구름 반경을 곱하면 구할 수 있다.

5. 기관의 회전 속도 측정

기관의 회전 속도는 크랭크 축과 벨트로 연결되어 있는 발전기에서 발생하는 펄스 신호를 간단한 RC 회로를 구성하여 측정하였다. 발전기의 회전 속도를 측정하면, 여기에 일정한 속도비를 곱하여 기관의 회전 속도를 구할 수 있다. 따라서 발전기에서 나오는 신호와 발전기의 회전 속도와의 관계를 타코미터(tachometer)를 통하여 구하였다.

그림 3-26은 발전기의 신호와 기관의 회전 속도와의 관계를 보여주고 있다.

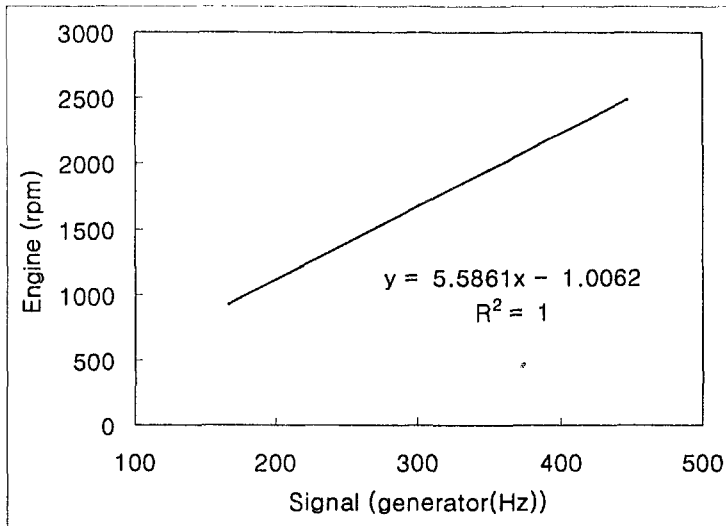


그림 3-26 기관 회전 속도 calibration 곡선

제4장 부하 특성 구명

제1절 부하 분석

트랙터의 변속기 입력축에 작용하는 토크 부하는 그림 4-1에서와 같은 순서로 분석하였다. 토크 변환기로부터 입력된 데이터 신호를 측도 설정 관계식을 이용하여 토크 신호로 변환시켰다. 레인 플로우법(rainflow counting method)을 이용하여 시간 함수의 토크 부하 신호를 부하의 크기와 빈도수로써 나타내었다. 즉, 부하 스펙트럼을 작성하였다. 작업의 가속도는 부하 스펙트럼에 선형 누적 손상법을 적용하여 구하였다.

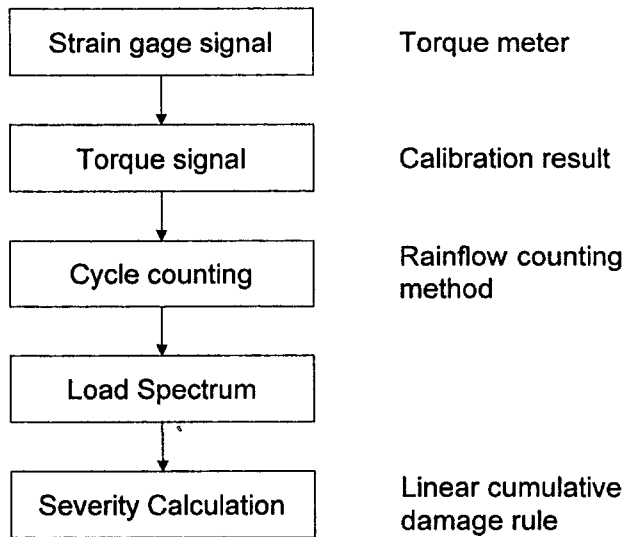


Fig. 4-1 Procedures for load analysis.

1. 레인 플로우법

일반적으로 데이터 신호는 결정적 신호(deterministic signal)와 비결정적 신호(random signal)로 나눌 수 있다. 결정적 신호는 어떤 원칙에 따라 수학적으로 생성이 가능한 신호를 의미한다. 이러한 신호에는 푸리에 급수

(fourier series)로 표현되는 주기적인 신호가 있다. 반면 수학적으로 표현되지 않는 비결정적 신호는 판별법(classification method)을 이용하여 해석한다. 이러한 판별법은 첫째 자료의 양을 줄이고, 둘째 신호의 중요 변수를 결정하는 데 그 목적이 있다.

트랙터의 변속기 입력축에 작용하는 실제 하중은 지표면 조건, 운전 방식, 작업 형태 등 다양한 요인에 의하여 불규칙적으로 변화되는 변동 하중으로서, 비결정적 신호이다. 이와 같이 재료의 피로 수명에 영향을 미치는 비결정적 하중(random loading)을 분석하기 위하여 제안된 판별법이 하중 파형 사이클 계산법(cycle counting method)으로서, 표준화된 방법은 미국 재료시험학회의 표준(ASTM E1049-85)으로 규정되어 있다. 하중 파형 사이클 계산법에는 여러 가지 방법이 있으나 일반적으로 레인지 페어법(range-pair counting method)과 레인플로우법(rainflow counting method)이 가장 합리적인 것으로 알려져 있다(송지호, 1990).

2. 선형 누적 손상법

팜그렌-마이너(Palmgren-Miner)의 선형 누적 손상법(linear cumulative damage rule)은 재료의 피로 파괴는 피로 하중에 의한 일이 재료가 흡수할 수 있는 일의 총량에 도달했을 때 일어나며, 피로 손상은 최대 응력이 피로 한도 응력보다 큰 경우에만 일어난다는 가정 아래 유도된 것이다. 완전 반복 응력 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$ 에 대한 재료의 피로 수명을 N_1, N_2, \dots, N_n 이라 하고, 각 응력에 대한 실제 하중의 빈도수를 n_1, n_2, \dots, n_n 이라 하면, 재료의 피로 파괴는 다음과 같은 조건을 만족할 때 일어난다는 것이다.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1 \quad \therefore \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4-1)$$

여기서 $\sum_i \frac{n_i}{N_i} = D$ 를 손상 합계(damage sum)라고 하며 누적 피로 손상을 나타낸다. 그러나 이 방법은 피로 강도 이하의 응력이 피로 손상에 미치는 영향을 무시하고 있다. 이 단점을 보완하기 위하여 수정 마이너 법칙

(Modified Miner's rule), 코튼-돌란 법칙(Corten-Dolan's rule), 프로이덴탈-헬러 법칙(Freudenthal-Heller's rule), 키쿠카와-조노-송 법칙(Kikukawa-Jono-Song's rule) 등 여러 가지 방법이 제시되었다(송지호, 1990). 본 연구에서는 적용이 간단한 수정 마이너 법칙을 이용하여 손상 합계를 구하였다. 이 방법은 그림 4-2에서와 같이 피로 강도 이하의 응력에 대해서도 마이너 식을 적용하여 손상 합계를 구하는 방법이다.

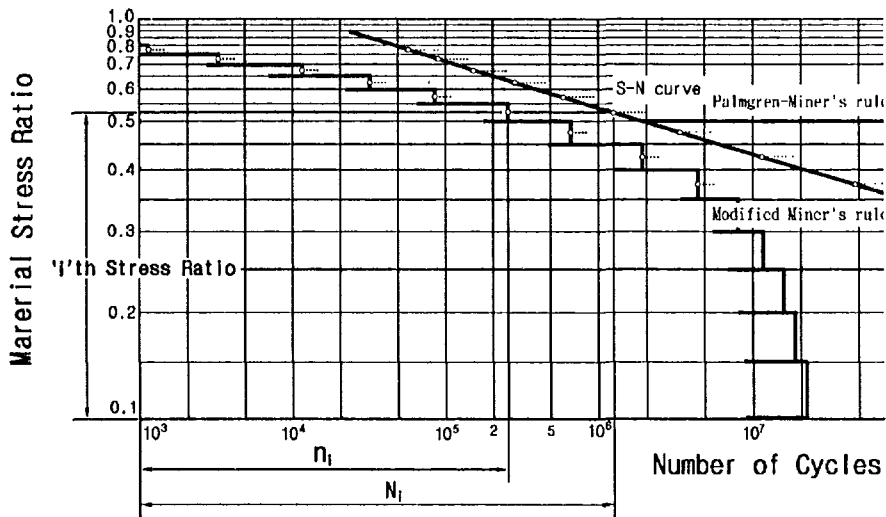


Fig. 4-2 S-N curve and load spectrum (Kim, 1998).

가. 부하 스펙트럼

부하 스펙트럼은 시간에 따라 변화되는 부하의 크기를 통계적으로 처리하여 부하의 특성을 주파수 분포로써 나타낸 것이다. 본 연구에서는 시간 함수의 부하 신호를 레인 플로우법을 이용하여 부하의 크기와 빈도수로 나타내었다. 부하 신호가 완전 반복 응력(completely reversed stress)이 아닌 경우에는 재료의 피로 손상을 구하기 위하여 부하의 크기는 응력의 진폭뿐만 아니라 평균도 함께 고려하여야 한다. 재료의 피로 수명에 대한 평균 응력의 영향을 평균응력 영향(mean stress effect)이라고 한다. 변속기 입력

축에 작용하는 하중은 완전 반복 응력이 아니기 때문에 피로 손상을 구할 때는 평균 응력의 영향을 고려하여야 한다.

평균 응력의 영향에 대해서는 거버(Gerber, 1874), 굤맨(Goodman, 1899), 소더버그(Soderberg, 1930), 모로우(Morrow, 1960s) 등에 의하여 많은 연구가 수행되었다. 본 연구에서는 스미스-왓슨-토퍼(Smith-Watson-Topper, 1970)식을 이용하였으며, 스미스-왓슨-토퍼 식은 다음과 같이 표현된다 (Bannantine 등, 1990).

$$S_e = \sqrt{\sigma_a(\sigma_a + \sigma_m)} \quad (4-2)$$

여기서, S_e = equivalent stress

σ_a = amplitude of stress

σ_m = mean stress

나. S-N 선도

재료의 정확한 S-N 선도를 구하기 위해서는 일반적으로 회전축 시험(rotating beam test)을 수행하여 회전축이 파괴될 때 완전 반복 응력의 크기와 반복수를 측정해야 한다. 그러나 많은 시험 결과에 의하면 재료의 극한 강도를 이용하여 비교적 정확한 S-N 곡선을 예측하는 것이 가능하다고 하였다 (Shigley 등, 1989).

일반적으로 S-N 곡선은 $10^3 \sim 10^6$ 사이클 범위에서는 식 (4-3)에서와 같이 표현된다. 따라서, 피로 수명이 10^3 사이클과 10^6 사이클일 때 재료의 강도가 결정되면 로그 좌표계에서 선형화된 S-N 곡선을 구할 수 있다.

$$\left(\frac{S_i}{S_e}\right)^{-k} = \left(\frac{N_i}{N_e}\right) \quad (4-3)$$

여기서, S_e = endurance limit or fatigue strength

N_e = number of cycles at S_e

k = gradient

S_i = 'i' th strength

N_i = number of cycles at S_i

본 연구에서 이용된 변속기 입력축은 열처리되었기 때문에 설계 도면에 나와있는 입력축의 경도 지수를 이용하여 극한 강도를 결정하였다. 경도 지수와 재료의 극한 강도의 관계 (Lingaih, 1994)를 이용하여 입력축 시편의 극한 강도를 2300 MPa로 결정하였으며, 극한 강도가 1400 MPa 이상이므로 입력축 시편의 피로 강도는 700 MPa로 결정하였다. 이 피로 강도는 시편을 이용한 재료 시험의 결과로써 예상되는 강도이므로 이 재료를 이용한 실제 제품에서의 피로 강도는 피로강도 수정계수를 고려하여 결정하여야 한다. 피로강도 수정계수는 제품의 크기, 표면처리, 사용 온도, 신뢰도 수준, 응력집중 등을 고려한 계수로서 본 연구에서는 표 4-1에서와 같이 각 계수의 값을 결정하였다.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (4-4)$$

여기서, S_e = strength of input shaft

S_e' = strength of test specimen

k_a = surface factor

k_b = size factor

k_c = load factor

k_d = temperature factor

k_e = miscellaneous-effects factor

$10^3 \sim 10^6$ 사이클 범위에서 변속기 입력축의 S-N 선도를 결정하기 위하여, 10^3 사이클에서 재료의 완전 반복 응력과 10^6 사이클에서 완전 반복 응력은 하중 계수를 각각 0.72, 0.577로 하여 결정하였다. 이러한 방법으로 결정한 S_{10^3} 과 S_{10^6} 의 값은 각각 714 MPa, 174 MPa 이었으며 선형화된 S-N 곡선은 식 (4-5)에서와 같다.

$$N_i = 10^{\left[6 - 4.894 \log\left(\frac{S_i}{174}\right)\right]} \quad (4-5)$$

Table 4-1 Fatigue strength of input shaft and its modifying factors

Material	SCM420H, HRC 58-63
Ultimate strength of test specimen	2300 MPa
Fatigue strength of test specimen	700 MPa
Surface factor	0.580
Size factor	0.876
Load factor ($10^3 / 10^6$ cycles)	0.72 / 0.577
Temperature factor	1.010
Miscellaneous-effects factor	0.840

3. 가혹도 분석

작업의 가혹도는 선형 누적 손상법을 이용하여 구한 손상 합계의 비 (ratio)로써 나타내었다. 예를 들면 A 작업의 손상 합계가 D_A 이고 B 작업의 손상 합계가 D_B 라고 하면, A 작업의 가혹도를 1이라고 할 때 B 작업의 가혹도는 D_B/D_A 가 되는 것이다.

실험을 수행할 때의 포장 상태와 작업 환경이 균일하지 못하였기 때문에 동일한 작업 단수에서 구한 손상 합계 사이에서도 차이가 발생하였다. 따라서 각 작업 단수에서 구한 손상 합계의 평균간 유의성을 통계적으로 검정하였다. 본 연구에서는 검정 방법이 단순하여 가장 널리 이용되고 있는 최소 유의차 검정(least significant difference test, LSD test) 방법을 이용하였다(채영암 등, 1987). 통계적 처리는 SAS 통계 프로그램을 이용하여 수행하였으며, 유의 수준은 5%로 하였다. 작업 단수간 평균 손상 합계의 차이가

최소 유의차보다 크면 작업간에 부하 차이가 있는 것으로 판단하여 가속도 분석을 실시하였으며, 최소 유의차보다 작으면 작업 단수간에 유의성이 없으므로 두 작업 단수간에는 부하의 차이가 없는 것으로 판단하였다.

제2절 부하 측정 시험

계측용 트랙터로써 로터리 작업을 수행하며 변속기 입력축에 작용하는 토크 부하를 측정하였다. 먼저 경반이 얇은 곳과 경반이 깊은 곳에서 각각 공기 타이어만을 부착한 상태로 부하를 측정하였다. 습지용 보조 차륜의 효과를 구명하기 위하여 경반이 깊은 곳에서는 습지용 보조 차륜을 부착하고, 주행 속도 2수준과 PTO 속도 2수준을 조합하여 4가지 운전 조건에서 부하를 측정하였다. 기관 속도는 정격 속도를 유지하였으며, 경심은 15~25 cm 범위로 하였다. 기관 속도에 의한 영향을 고려할 수 있도록 자료 수집 장치의 샘플링 속도는 333.33 Hz로 설정하였다.

표 4-3은 부하 측정에 사용된 로터리 작업기의 주요 명세를 나타낸 것이며, 표 4-3은 4가지 운전 조건에 대한 주행 속도와 PTO 회전 속도를 나타낸 것이다.

Table 4-2 Specifications of rotary cultivator used for load measurements

Manufacturer	DongYang Moolsan Co.
Model	SW165GS
Type	Side-drive type
Operating width	1650 mm
Operating depth	150 mm
Blade	C-type
Number of blade	36
Weight	381 kg

Table 4-3 Forward and PTO speeds of tractor at selected gears

Gear [forward, PTO]	Speed [forward(km/h) / PTO(rpm)]
M1, P1	2.93 / 588
M1, P2	2.93 / 704
M2, P1	4.11 / 588
M2, P2	4.11 / 704

Table 4-4 Soil conditions of test sites

Test site	Soil type	Cone index		Mean moisture content, %
		Depth, cm	Mean cone index, kPa	
Site I	sand	0	70.6	44.64
		5	184.8	
		10	280.0	
		15	738.1	
		20	1112.6	
Site II	sand	10	104.0	55.82
		15	109.5	
		20	175.9	
		25	535.9	
		30	957.9	

실험을 실시한 포장은 모두 벼를 재배한 논이었다. 실험할 때 논은 상태는 벼를 수확한 후 15일이 경과하였으며, 배수가 되지 않아 10 cm 정도 물이 차 있었다. 장소 I은 경반이 얇은 곳으로서 쇄토 작업 중 발생한 트랙터의 침하는 10~15 cm 정도였으며, 장소 II는 경반이 깊은 곳으로서 트랙터

의 침하가 20~30 cm 까지 나타났다. 표 4-4는 실험을 실시한 두 포장의 토양 조건을 나타낸 것이다.

토성은 미농무성(USDA)법을 이용하였으며, 토양의 원추 지수는 미국농공학회표준(ASAE Standard S313.2)에서 제시한 원추 관입 시험기를 이용하여 측정하였다. 연약한 토양에 대한 미국농공학회표준 원추 관입 시험기의 치수는 정각과 밑면적이 각각 30° , 323 mm² 이고, 로드의 직경은 15.88 mm이다.

제3절 실험 결과

1. 시간 함수의 부하 분석

가. 습지용 보조 차륜을 부착하지 않은 상태

그림 4-3~4-6은 경반이 얇은 곳(장소 I)에서 습지용 보조 차륜을 부착하지 않고 각 운전 조건으로 쇄토 작업을 수행하였을 때 변속기의 입력축에 작용하는 토크 부하를 나타낸 것이며, 표 4-5는 측정된 토크 부하의 진폭과 평균을 나타낸 것이다.

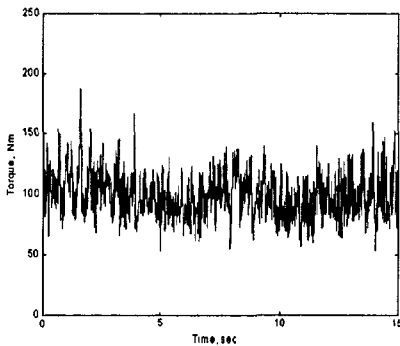


Fig. 4-3 Load acting on input shaft with gear M1P1 at shallow hardpan.

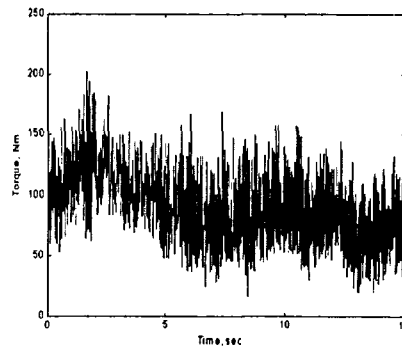


Fig.4-4 Load acting on input shaft with gear M1P2 at shallow hardpan.

주행 속도를 2.93 km/h(M1)로 하여 PTO 회전 속도를 588 rpm(P1)에서 704 rpm (P2)으로 19.7% 증가시켰을 때 로터리 작업의 부하는 진폭이 2.48배, 평균 부하가 0.92배로 증가되었다. 주행 속도를 4.11 km/h(M2)로 증가시켰을 때는 각각 2.47배, 0.95배로 증가되었다. PTO 속도를 588 rpm(P1)으로 고정한 상태에서 주행 속도를 2.93 km/h(M1)에서 4.11 km/h(M2)로 40% 증속 하였을 때 부하의 진폭은 1.18배, 평균 부하는 1.20배로 증가되었으며, PTO 속도가 704 rpm(P2)이었을 때는 각각 1.18배, 1.24배로 증가되었다.

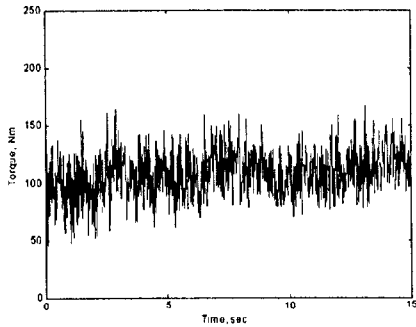


Fig. 4-5 Load acting on input shaft with gear M2P1 at shallow hardpan.

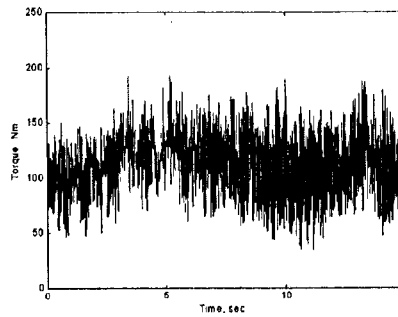


Fig. 4-6 Load acting on input shaft with gear M2P2 at shallow hardpan.

Table 4-5 Amplitude and mean of torque loads measured at shallow hardpan

Gear	Amplitude (N-m)	Mean (N-m)
M1P1	17.50	88.84
M1P2	43.37	81.83
M2P1	20.70	106.79
M2P2	51.14	101.11

그림 4-7~4-10은 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 습지용 보조 차륜을 부착

하지 않은 상태로 각 운전 조건에서 쇄토 작업을 수행하였을 때 변속기의 입력축에 작용하는 토크 부하를 나타낸 것이며, 표 4-6은 측정된 토크 부하의 진폭과 평균을 나타낸 것이다.

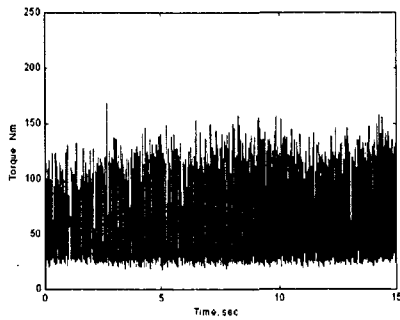


Fig. 4-7 Load acting on input shaft with gear M1P1 at deep hardpan.

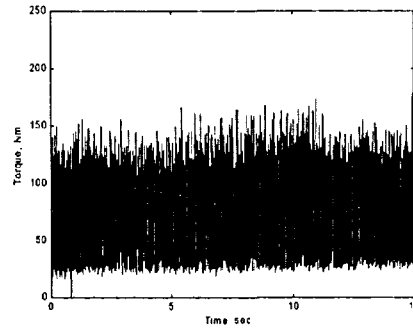


Fig. 4-8 Load acting on input shaft with gear M1P2 at deep hardpan.

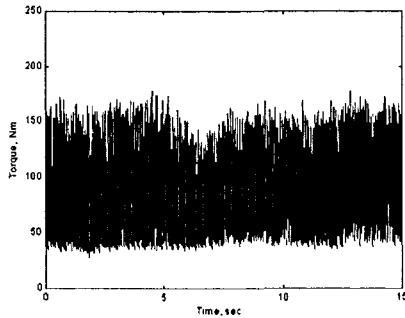


Fig. 4-9 Load acting on input shaft with gear M2P1 at deep hardpan.

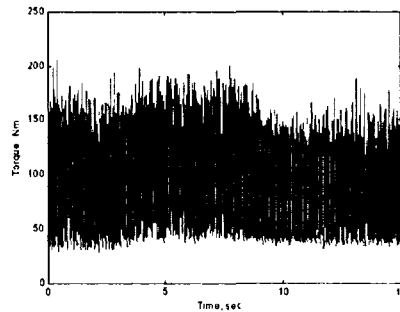


Fig. 4-10 Load acting on input shaft with gear M2P2 at deep hardpan.

주행 속도를 2.93 km/h(M1)로 고정하고 PTO 속도를 588 rpm(P1)에서 704 rpm (P2)으로 증가시켰을 때 부하의 진폭은 1.53배, 평균 부하는 1.32배로 증가되었다. 주행 속도를 4.11km/h (M2)로 하였을 때는 각각 1.22배, 1.09 배로 증가되었다. PTO 속도를 588 rpm(P1)으로 고정한 상태에서 주행 속도

를 2.93 km/h(M1)에서 4.11 km/h(M2)로 증속하였을 때는 부하의 진폭은 1.35배, 평균 부하는 1.42배로 증가되었으며, PTO 속도가 704 rpm(P2)일 때는 각각 1.08배, 1.17배로 증가되었다.

경반이 얇은 곳(장소 I)에 비하여 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 토크 부하의 진폭은 PTO 단수가 1단인 경우 약 4배, 2단인 경우 약 2배 정도인 것으로 나타났다. 이는 경반이 깊은 곳에서 쇄토 작업을 수행하였을 때는 트랙터의 침하가 20~30 cm까지 발생하였을 뿐만 아니라 자체의 중량으로 인하여 로터리 작업기가 침하되어 경심이 너무 컸기 때문인 것으로 판단된다. 또한 로터리 작업기의 커버에 의한 영향 및 작업기 내부에서 일어나는 현상도 그 원인이 될 수 있을 것으로 판단되었다.

Table 4-6 Amplitude and mean of torque loads measured at deep hardpan

Gear	Amplitude (N-m)	Mean (N-m)
M1P1	63.77	59.04
M1P2	97.51	78.21
M2P1	85.95	83.71
M2P2	105.19	91.12

나. 습지용 보조 차륜을 부착한 상태

그림 4-11~4-14는 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 습지용 보조 차륜을 부착한 상태로 각 운전 조건에서 쇄토 작업을 수행하였을 때 변속기의 입력축에 작용하는 토크 부하를 나타낸 것이며, 표 4-7은 측정된 토크 부하의 진폭과 평균을 나타낸 것이다.

주행 속도를 2.93 km/h(M1)로 고정된 상태에서 PTO 속도를 588 rpm(P1)에

서 704 rpm (P2)으로 증가시켰을 때 로터리 작업 부하의 진폭은 1.41배, 평균 부하는 1.00배 증가하였으며, 주행 속도를 4.11 km/h(M2)로 하였을 때는 각각 1.32배, 1.24배로 증가되었다. PTO 속도를 588 rpm(P1)으로 고정한 상태에서 주행 속도를 2.93 km/h(M1)에서 4.11 km/h(M2)로 증속하였을 때는 부하의 진폭은 1.43배, 평균 부하는 1.10배로 증가되었으며, PTO 속도를 704 rpm(P2)으로 하였을 때는 각각 1.33배, 1.36배 증가하였다.

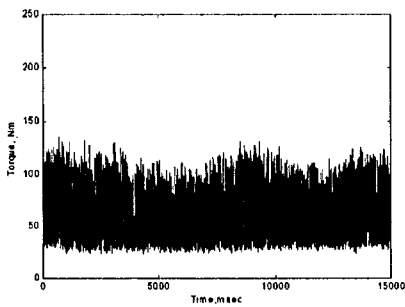


Fig. 4-11 Load acting on input shaft with gear M1P1 and cage wheel at deep hardpan.

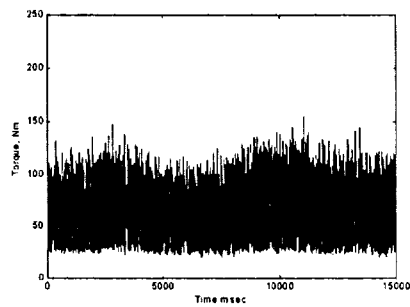


Fig. 4-12 Load acting on input shaft with gear M1P2 and cage wheel at deep hardpan.

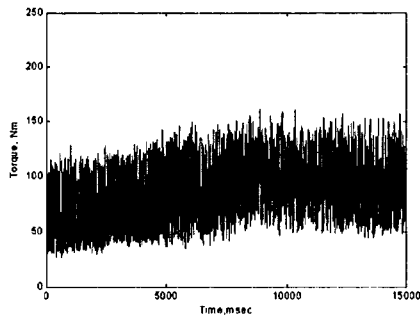


Fig. 4-13 Load acting on input shaft with gear M2P1 and cage wheel at deep hardpan.

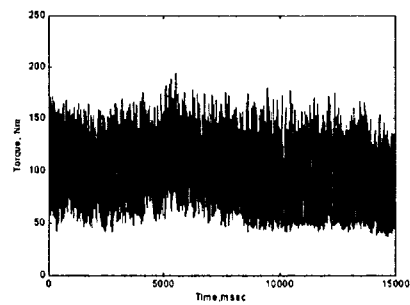


Fig. 4-14 Load acting on input shaft with gear M2P2 and cage wheel at deep hardpan.

Table 4-7 Amplitude and mean of torque loads measured with cage wheel at deep hardpan

Gear	Amplitude (N-m)	Mean (N-m)
M1P1	45.67	68.72
M1P2	64.36	68.97
M2P1	65.12	75.66
M2P2	85.67	93.70

2. 부하 스펙트럼

그림 4-15~4-18은 습지용 보조 차륜을 부착하지 않고 작업한 3가지 경우와 습지용 보조 차륜을 부착한 상태에서 작업한 1가지 경우의 부하 스펙트럼으로 비교하여 나타낸 것이다. 단단한 토양에서 구한 부하 스펙트럼은 기존의 연구 결과(김중현, 1998)를 이용한 것이며, 얇은 경반과 깊은 경반에서 구한 부하 스펙트럼은 본 연구의 실험 결과를 이용하여 작성한 것이다. 표 4-8은 단단한 토양의 콘지수를 나타낸 것이고 표 4-9는 실험을 수행한 4가지 작업 조건을 나타낸 것이다.

손상 합계를 구하기 위해서는 부하 스펙트럼을 크기 수준별로 나누어 각 수준별 빈도수를 구하여야 하므로, 모든 작업 조건에서 측정된 토크 부하의 최대값과 최소값을 결정하고 그 사이를 64등분하여 각 부하 수준별 빈도수를 구하였다. 본 연구에서는 각 작업 단수별로 3~4회 반복하여 변속기 입력축의 부하 토크를 측정하였다. 따라서 각 작업 단수에 대한 부하 수준별 빈도수는 반복 실험한 측정 결과의 빈도수를 합하여 결정하였다. 가혹도를 계산할 때 작업 시간의 영향을 균등하게 하기 위하여 작업 시간은 동일하게 가정하였다.

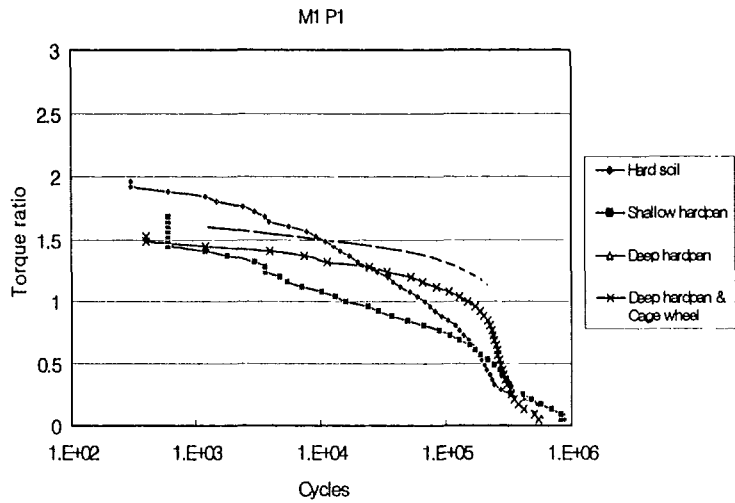


Fig. 4-15 Load spectra with gear M1P1 at four operational conditions.

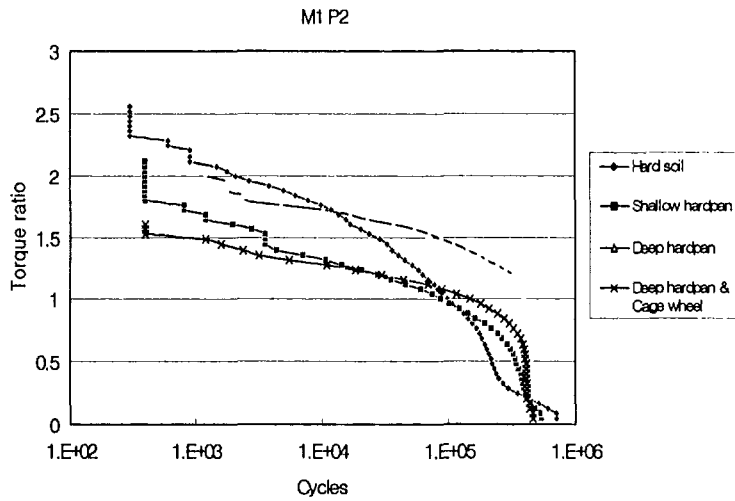


Fig. 4-16 Load spectra with gear M1P2 at four operational conditions.

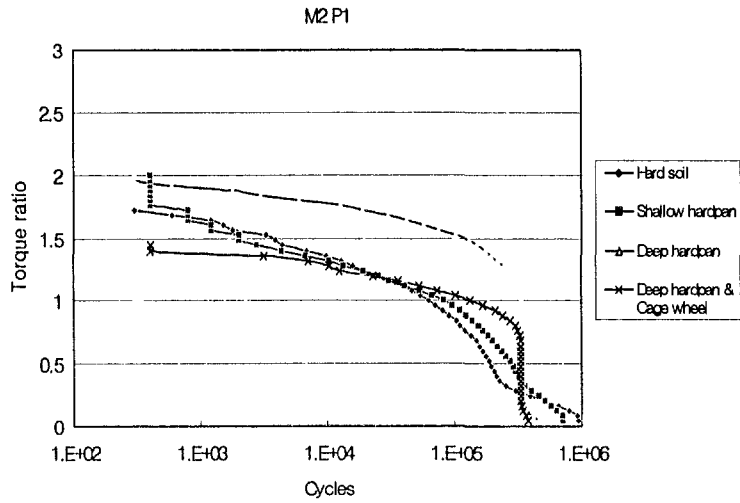


Fig. 4-17 Load spectra with gear M2P1 at four operational conditions.

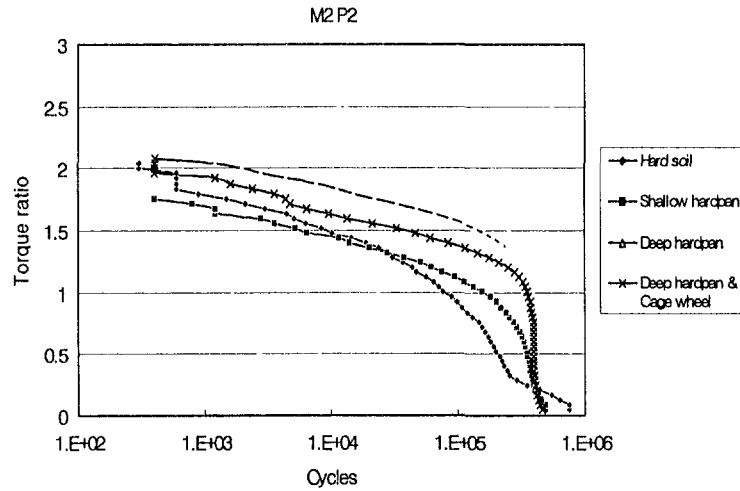


Fig. 4-18 Load spectra with gear M2P2 at four operational conditions.

작업 조건별 부하 스펙트럼을 용이하게 비교하기 위하여 부하 수준을 나

타내는 세로축을 변속기 입력축에 작용하는 토크 부하를 트랙터의 정격 토크에 대한 비(ratio)로써 나타내었으며, 계축용 트랙터의 정격 토크는 110.8 Nm이었다. 부하 스펙트럼에서 각 부하 점들간의 세로축 간격은 일정하며 점들간의 가로축 간격은 부하 수준의 빈도수가 많아질수록 넓어지게 된다. 따라서 크기가 큰 부하의 빈도수가 많아질수록 부하 스펙트럼은 위로 불룩한 형태를 나타낸다.

Table 4-8 Cone index of hard soil (Kim, 1998)

Test site	Soil type	Mean Cone Index, kPa			Mean Moisture Content, %
		0 cm	5 cm	10 cm	
Site I	loamy sand	407.4	584.5	599.8	30.5

Table 4-9 Operational conditions for constructing load spectra

Wheel type		Pneumatic Tire		Cage Wheel
Soil type	Hard soil	Shallow hardpan	Deep hardpan	Deep hardpan

3. 가혹도 분석

가. 각 작업 조건별 가혹도 분석

습지용 보조 차륜을 부착하지 않고 경반이 얇은 곳(장소 I)에서 작업하였을 경우, 전체 작업 단수별 가혹도는 표 4-10에서와 같이 통계적인 유의성이 나타나지 않았다. 즉 경반이 얇은 곳에서는 변속 단수의 변화에 따라 변속기 입력축에 작용하는 토크 부하는 차이가 없는 것으로 나타났다. 그 이유는 변속기의 입력축에 작용하는 부하는 주행 속도의 변화에 크게 영향을 받지 않기 때문인 것으로 판단된다. 이를 확인하기 위하여 동일한 주행 속도에서 PTO 속도를 다르게 하였을 경우와 동일한 PTO 속도에서 주행 속도를 다르게 하였을 경우를 대상으로 가혹도 분석을 수행하였다.

표 4-10은 경반이 얇은 곳에서 각 작업 단수간 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다. 작업 시간은 모두 300시간으로 가정하였으며, 작업 시간을 변화시켜도 손상 합계는 선형적으로 변화되므로 유의성의 결과에는 차이가 없다.

Table 4-10 Result of LSD test for operations at shallow hardpan

Gear	Mean damage sum	LSD
M1P1	0.0170	
M1P2	0.0770	0.0419
M2P1	0.0495	
M2P2	0.1058	

그림 4-19과 4-20에서 보는 바와 같이 경반이 얇은 곳(장소 I)에서 부하 토크의 가속도는 로터리의 회전 속도가 빠를수록 크게 나타났다. 주행 속도가 2.93 km/h (M1)일 때 고속 로터리 작업(P2, 704 rpm)의 가속도는 저속 로터리 작업(P1, 588 rpm)의 4.53배이었으며, 주행 속도가 4.11 km/h 일 때는 고속 로터리 작업이 저속 로터리 작업보다 2.14배 가속하였다.

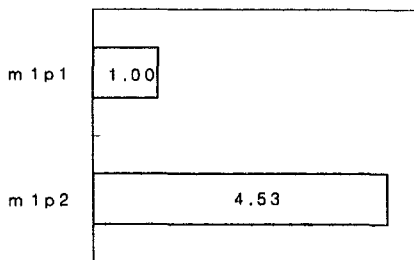


Fig. 4-19 Severity comparison between M1P1 and M1P2 at shallow hardpan.

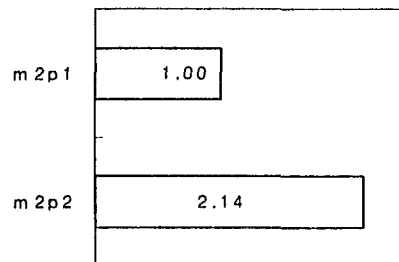


Fig. 4-20 Severity comparison between M2P1 and M2P2 at shallow hardpan.

동일한 PTO 속도에서 주행 속도를 변화시켰을 때는 작업 단수간 가속도의 유의성이 나타나지 않았다. 즉 PTO 속도 588 rpm(P1)과 704 rpm(P2)에서 각각 주행 속도를 2.93 km/h에서 4.11 km/h로 증속하였을 때, 변속기 입력축에 작용하는 부하의 차이는 없는 것으로 나타났다.

트랙터가 쇄토 작업을 수행할 때 변속기에 영향을 미치는 하중은 주로 구동륜과 로터리 작업기로부터 발생된다. 구동륜에 작용하는 주행 저항은 트랙터의 작업 속도의 영향을 받으며, 로터리 작업기에서 작용하는 작업 부하는 로터리 날의 회전 속도 즉 PTO 단수에 따라 차이가 발생된다. 단단한 토양에서는 작업 속도에 의한 영향보다는 PTO 회전 속도에 의한 영향이 크게 나타났으며(김중현, 1998), 경반이 얇은 습답(장소 I)에서도 일반 농지와 같은 경향을 나타내었다.

습지용 보조 차륜을 부착하지 않고 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 작업하였을 경우, 각 작업 단수에서 변속기 입력축에 대한 손상 합계는 경반이 얇은 곳에 비하여 전반적으로 크게 나타났으나, 각 작업 조건간의 차이는 나타나지 않았다. 즉 같은 작업 속도에서 PTO 속도를 변화시켰을 경우와 같은 PTO 속도에서 작업 속도를 변화시켰을 경우 모두 작업 부하의 차이는 나타나지 않았다. 로터리의 회전 속도에 따라 작업간 부하의 차이가 나타나지 않는 것은 경반이 깊은 곳의 토양 강도가 매우 약하기 때문에 로터리 회전 속도의 영향을 크게 받지 않는 것으로 판단된다. 표 4-11은 경반이 깊은 곳에서 각 작업 단수간 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다.

Table 4-11 Result of LSD test for operations at deep hardpan

Gear	Mean damage sum	LSD
M1P1	0.2260	
M1P2	0.5240	0.3150
M2P1	0.5753	
M2P2	0.6920	

표 4-12는 습지용 보조 차륜을 부착하고 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 작업하였을 경우, 각 작업 단수간 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다. 작업 단수가 M2P2인 작업이 다른 작업에 비하여 통계적 유의성이 나타났으나, 다른 작업 단수간에는 유의성이 나타나지 않았다.

Table 4-12 Result of LSD test for operations at deep hardpan using cage wheel

Gear	Mean damage sum	LSD
M1P1	0.0901	
M1P2	0.0868	0.0923
M2P1	0.0757	
M2P2	0.4071	

Table 4-13 Result of LSD test for 4 operations

Gear	Soil condition	Mean damage sum	LSD
M1P1	deep hard pan	0.2260	0.1236
	deep hard pan & cage wheel	0.0901	
	hard soil	0.0868	
	shallow hard pan	0.0170	
M1P2	deep hard pan	0.5240	0.1530
	hard soil	0.2263	
	deep hard pan & cage wheel	0.0868	
	shallow hard pan	0.0770	
M2P1	deep hard pan	0.5753	0.2887
	deep hard pan & cage wheel	0.0757	
	hard soil	0.0540	
	shallow hard pan	0.0495	
M2P2	deep hard pan	0.6920	0.1299
	deep hard pan & cage wheel	0.4071	
	hard soil	0.1135	
	shallow hard pan	0.1058	

나. 작업 조건의 비교

표 4-13은 동일한 작업 단수에서 4가지 작업 조건에 대한 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다.

먼저 습지용 보조 차륜을 부착하지 않은 상태에서 경반이 얇은 곳(장소 I)과 경반이 깊은 곳(장소 II)의 특징이 가혹도에 미치는 영향을 구명하기 위하여 동일한 작업 단수에서 장소 I과 장소 II에서 측정한 토크 부하의 가혹도를 비교하였다. 그림 4-21과 4-22는 작업 속도를 2.93 km/h(M1)로 하고 PTO 속도를 각각 588 rpm(P1)과 704 rpm(P2)로 작업하였을 때 장소 I과 장소 II에서의 가혹도를 비교하여 나타낸 것이다. 작업 속도를 4.11 km/h(M2)로 증속하였을 때 나타난 장소 I과 장소 II의 가혹도는 그림 4-23과 4-24에서와 같다.

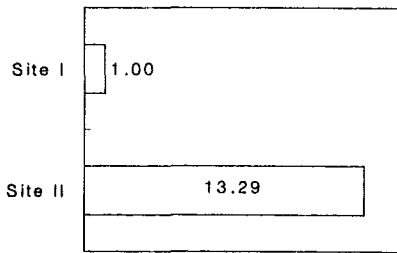


Fig. 4-21 Severity comparison between shallow and deep hardpans with gear M1P1.

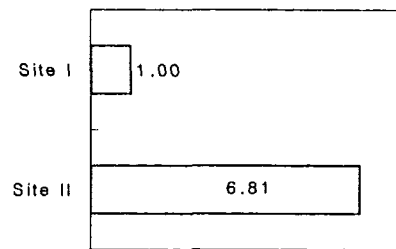


Fig. 4-22 Severity comparison between shallow and deep hardpans with gear M1P2.

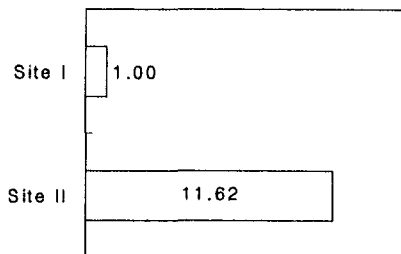


Fig. 4-23 Severity comparison between shallow and deep hardpans with gear M2P1.

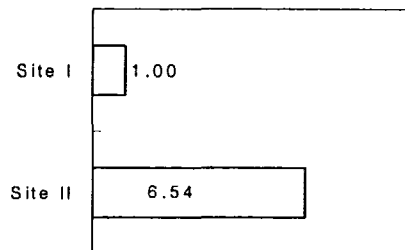


Fig. 4-24 Severity comparison between shallow and deep hardpans with gear M2P2.

경반이 깊은 곳(장소 II)에서의 작업이 경반이 얇은 곳(장소 I)에서의 작업보다 M1P1의 경우 13.29배, M1P2의 경우 6.81배, M2P1의 경우 11.62배, M2P2의 경우 6.54배 더 가혹한 것으로 나타났다.

그림 4-25~4-28은 경반이 깊은 곳(장소 II)과 일반 농지에서 쇠토 작업의 가혹도를 나타낸 것이다. 일반 농지에 비하여 장소 II의 작업이 각각 M1P1인 경우 3.83배, M1P2인 경우 2.32배, M2P1인 경우 10.65배, M2P2인 경우는 7.06배 더 가혹한 것으로 나타났다.

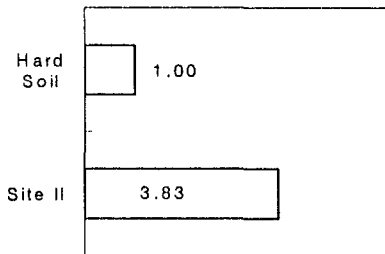


Fig. 4-25 Severity comparison between hard soil and deep hardpan with gear M1P1.

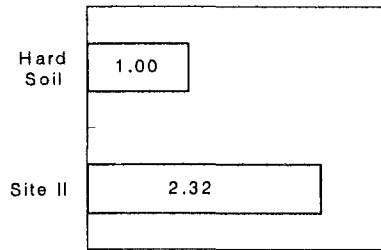


Fig. 4-26 Severity comparison between hard soil and deep hardpan with gear M1P2.

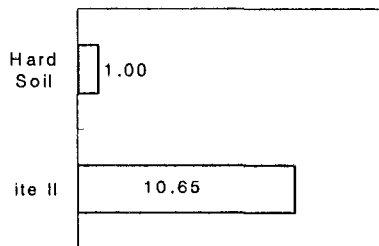


Fig. 4-27 Severity comparison between hard soil and deep hardpan with gear M2P1.

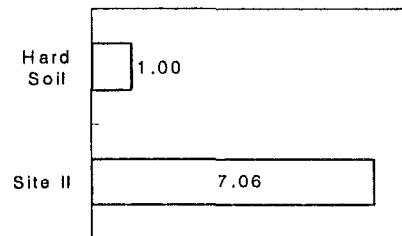


Fig. 4-28 Severity comparison between hard soil and deep hardpan with gear M2P2.

또한 각각의 작업 단수에서 일반 농지와 경반이 얇은 곳(장소 I)에 대한

가속도를 분석한 결과, 일반 농지가 장소 I의 경우보다 쇄토 작업의 가속도가 큰 것으로 나타났다. 그러나 통계적으로는 두 토양 조건에서 작업 단수별 부하의 차이는 보이지 않았다. 즉 일반 농지와 장소 I에서 동일한 작업 단수로 작업하였을 때, 변속기 입력축에 작용하는 부하는 크게 차이가 나지 않는 것으로 판단된다.

그림 4-29~4-32는 경반이 깊은 곳(장소 II)에서 습지용 보조 차륜을 부착한 상태와 부착하지 않은 상태를 비교하여 나타낸 것이다. 습지용 보조 차륜을 부착하지 않았을 때가 부착하였을 때보다 각각 M1P1인 경우 2.51배, M1P2인 경우 6.04배, M2P1인 경우 7.60배, M2P2인 경우는 1.70배 가속한 것으로 나타났다.

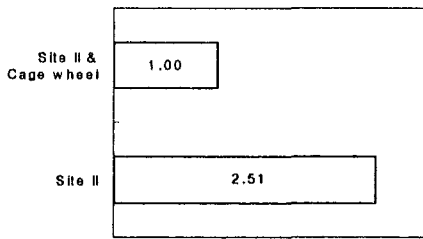


Fig. 4-29 Effect of cage wheel at deep hardpan with gear M1P1.

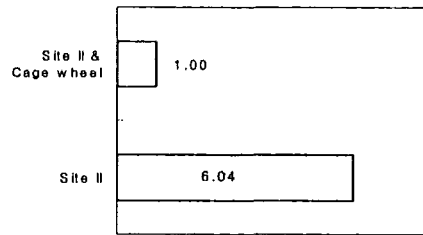


Fig. 4-30 Effect of cage wheel at deep hardpan with gear M1P2.

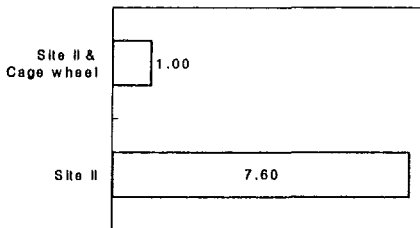


Fig. 4-31 Effect of cage wheel at deep hardpan with gear M2P1.

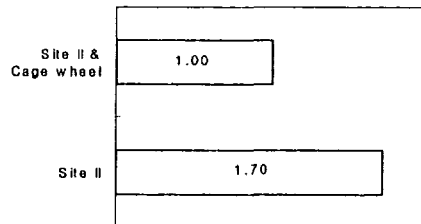


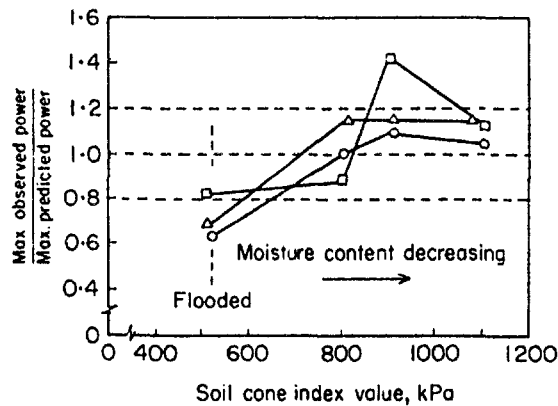
Fig. 4-32 Effect of cage wheel at deep hardpan with gear M2P2.

제5장 습지용 차륜의 성능 예측 및 설계

프로그램

제1절 토양-주행 장치 상호 작용

서구 농업의 마른 토양(dry land)에서 차량의 견인력과 주행성에 대해서는 많은 연구가 지금까지 있어 왔다. 사용 중인 차량의 대부분은 고무 타이어를 장착하고 있는데, 이들 타이어의 여러 가지 설계 및 운전 파라미터가 포장 성능에 미치는 영향을 광범위한 실험을 통해 구명하였다. 따라서, 특정한 마른 토양 조건에서 차량의 성능을 예측할 수 있는 경험식이 마련되어 있으며 주어진 주행 속도에서 최대 견인 효율을 낼 수 있는 하중도 알 수 있다.



○ 3rd gear □ 4th gear △ 5th gear

그림 5-1 전달 가능한 예측 최대 동력과 실제 측정된 동력 사이의 비교

쌀이 주식인 세계의 많은 지역에서는 마른 토양에서의 농업 기술이 통하지 않는다. 여기에서는 차량이 매우 부드럽고 습한 토양을 주행해야만 한다. Aggarwal(1980)에 따르면 46 kW 4륜 구동 트랙터가 습지에서 낼 수 있

는 최대 동력이 마른 토양에서의 40 %정도에 불과하다. 이 실험 결과 전달 가능한 예측 최대 동력과 실제 측정된 동력 사이의 비교는 그림 5-1에서 보여준다. 습지가 아닐 때는 비교적 잘 일치하나 습지에서는 그렇지 않음을 알 수 있다. 이것은 예측식이 마른 토양에서 유도되었기 때문이다.

습지에서 차량의 최대 견인력과 주행성을 위한 조건은 마른 토양과 다르고 또한 마른 토양에서 유도된 경험식을 습지에는 적용할 수 없다는 것이 자명하다. 따라서, 습지에서의 차량 성능에 대한 연구가 분리되어 수행되어야 한다. 그러나, 마른 토양에서와는 달리 습지에서의 차량 성능에 대한 지금까지의 연구는 미비하였다. 본 보고서는 습지를 포함한 토양에서의 차량 성능과 관련된 여러 가지 토양-차량 상호 작용 모형식들을 검토하도록 한다. 이들 토양-차량 상호작용 모형식들을 토대로 습지용 차륜의 성능 예측 및 설계 프로그램을 개발할 수 있게 된다.

차량이 주행할 때 토양은 차량의 하중을 지지하며 동시에 차륜으로부터 지면으로 전달된 추진력을 지지한다. 차량의 하중을 지지하는 능력을 토양 부양(flotation)이라고 하며, 추진력을 지지하는 능력을 견인력(traction)이라고 한다. 그러나 이러한 토양 부양과 견인력은 토양만의 조건에 의하여 결정되는 것이 아니라 토양-차량 상호 작용의 결과이다. 기관으로부터 전달된 동력은 차륜을 통하여 토양으로 전달되며, 토양의 반작용에 의하여 차량이 주행한다.

토양-차량 상호 작용의 변수는 대부분 차량의 성능을 나타내는 변수로서 토양, 차량 변수의 함수로써 표현된다.

1. 토양 추진력(soil thrust)

접지면 토양의 전단 강도로부터 얻을 수 있는 수평 방향의 추진력을 토양 추진력이라고 한다. 이 토양 추진력의 일부는 운동 저항을 극복하는데 이용되며, 나머지는 차량을 견인하는데 이용된다.

토양 추진력을 예측하는데 사용되는 기본 모형은

$$H = \iint \tau(x) dA \quad (5-1)$$

여기서, H = 토양 추진력
 A = 접지 면적

이다. 접지면 토양의 전단 응력에 따라 토양 추진력은 여러 형태로 표현될 수 있다. 소성 토양에 대해 가장 일반적으로 사용되는 전단 응력은 Janosi-Hanamoto(1961)식으로 표현된다.

$$\tau(x) = (c + p \tan \phi) \left(1 - e^{-\frac{sx}{k}}\right) \quad (5-2)$$

식 (5-2)를 식 (5-1)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$H = b(c + p \tan \phi) \left[l - \frac{k}{s} \left\{ 1 - e^{-\frac{sl}{k}} \right\} \right] \quad (5-3)$$

여기서, b = 접지 면적의 단변
 l = 접지 면적의 장변
 c = 토양의 점성 계수
 p = 토양의 수직 응력
 ϕ = 토양의 내부 마찰각
 s = 슬립
 x = 접촉면의 선단에서 응력 지점까지의 거리
 k = 토양의 변형 상수

위의 식 (5-3)에서와 같이 토양 추진력은 토양 변수로서는 점성 계수, 내부 마찰각, 변형 상수의 영향을 받으며, 차량 변수로서는 접지면의 면적, 중량의 영향을 받는다.

Wisner와 Luth(1973)는 차원 해석(dimensional analysis)을 통해 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$H = 0.75W(1 - e^{-C_s s}) \quad (5-4)$$

여기서, W = 차륜 하중

$$C_n = \frac{CI \cdot b \cdot d}{W} = \text{차륜 수치}$$

CI = 원추 지수

d = 타이어의 지름

2. 침하(sinkage)

침하는 수직으로 작용하는 외력의 크기가 토양 부양 이상일 때 외력에 의하여 토양이 수직방향으로 이동한 거리이다. 침하는 토양 다짐을 초래하며 운동 저항의 원인이 된다.

차량의 침하는 차량의 중량과 토양의 하중지지 능력에 의하여 결정된다. 침하 모형은 차륜의 침하와 차량 중량과의 관계를 평판에 작용하는 하중과 침하의 관계로 가정하여 평판의 압력-침하 관계식을 이용하여 구한다. 일반적으로 가장 많이 사용되는 압력-침하식은 Bekker에 의한 식 (5-5)로서 두 개의 상수와 평판의 폭이 포함되어 있다.

$$z = \left(\frac{P}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5-5)$$

여기서, P = 압력

k_c = cohesive modulus of sinkage

k_ϕ = frictional modulus of sinkage

n = modulus of sinkage

b = 평판의 폭

Bekker에 의해 제안된 전통적인 식은 무늬에서 주행하는 습지용 차량의 침하를 예측하는데에 적절하지 않다. 이는 눈토양의 응력-변형률 관계가 하중을 가하는 시간과 밀접하기 때문이다. 시간 효과 즉, strain rate 효과를 고려한 침하 예측식에 대한 연구가 있었다.

Pan 등(1987)은 응력을 받고 있을 때 시간을 고려하는 rheological material로 눈 토양을 가정하는 새로운 접근법을 개발하였다.

는 토양을 그림 5-2와 같은 일반적인 Burgers 모형으로 가정하였고 침하 예측식은 다음과 같다.

$$u = \frac{\alpha p}{\sqrt{A}} \left[\frac{1}{E_M} + \frac{1}{E_K} (1 - e^{-E_M t / \lambda_K}) + \frac{t}{\lambda_M} \right] \quad (5-6)$$

여기서, α = 원판의 형상 계수

A = 원판의 면적

t = 시간

ν = 토양의 포아송 비

$E_M, E_K, \lambda_M, \lambda_K$ = 토양의 rheological parameters

$$E_M = \frac{E_1}{1-\nu^2}, E_K = \frac{E_2}{1-\nu^2}, \lambda_M = \frac{\lambda_1}{1-\nu^2}, \lambda_K = \frac{\lambda_2}{1-\nu^2}$$

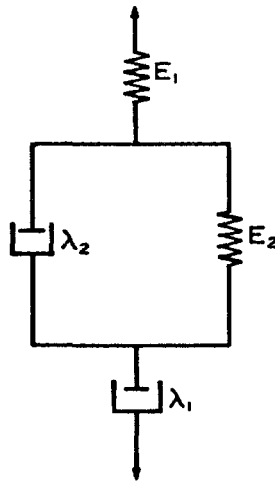


그림 5-2 Burgers 모형

Sargana 등(1985)은 strain-rate 효과에 대한 토양의 응답을 적절히 설명할 수 있는 모형을 제안하였다.

$$p = \left(\frac{k_{co}}{b} + k_{\phi o} \right) z^n + \left(\frac{\eta'}{b} + \eta'' \right) z^m (\bar{V})^\alpha \quad (5-7)$$

여기서, k_{co} = 준정적 침하 점성 계수

$k_{\phi o}$ = 준정적 침하 마찰 계수

\bar{V} = 침하 속도, cm/s

α = 침하 속도 지수

η' = cohesive viscosity 계수

η'' = frictional viscosity 계수

m = 침하 동적 지수

식 (5-7)의 제안된 식은 Bekker 식의 장점을 가지면서 deformation rate 효과를 고려한 식이다. 그림 5-3에서처럼 계산된 pressure-sinkage 곡선은 실험 결과와 잘 일치한다.

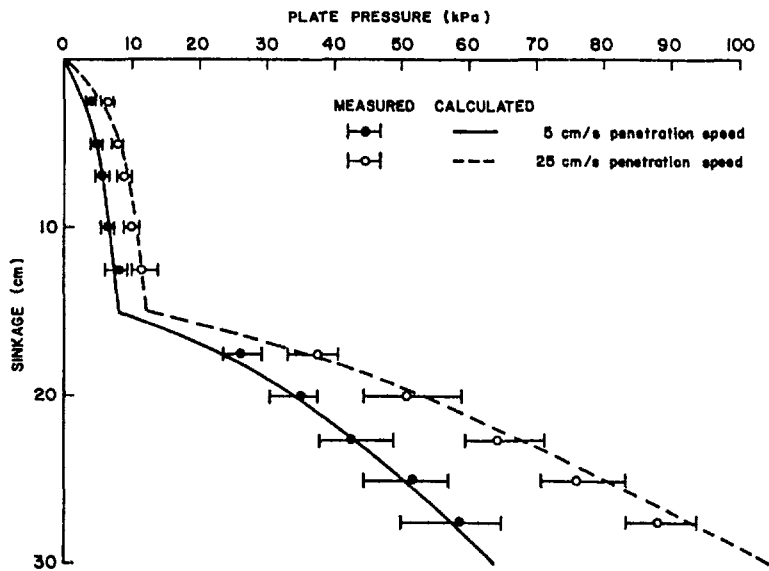


그림 5-3 평판 침하의 측정값과 예측값의 비교

3. 운동 저항(motion resistance)

토양-차량의 상호작용에 의하여 결정되는 운동 저항은 크게 두가지 형태로 구분된다. 가장 일반적인 형태는 차량에 의하여 접지면의 토양이 침하됨

으로써 발생하는 토양 다짐에 의한 운동 저항이고, 또 다른 형태는 차량에 의하여 토양이 주행 방향으로 밀림으로써 발생하는 불도징에 의한 운동 저항이다. 토양 다짐에 의한 운동 저항은 토양 다짐에 소요된 에너지는 운동 저항이 한 일과 같다는 원리를 적용하여 모형화되고 있으며, 불도징에 의한 운동저항은 주로 실험을 통한 경험식으로서 모형화되고 있다.

가. 토양 다짐에 의한 운동 저항

토양 다짐에 의한 운동 저항을 모형화하는데 이용되는 기본식은

$$R = \frac{b}{l} \int_0^{z_0} p(z) dz$$

$$= \frac{1}{(3-n)^{\frac{2n+2}{2n-1}} (n+1) (k_c + bk_\phi)^{\frac{1}{2n+1}}} \left[\frac{3W}{d} \right]^{\frac{2n+2}{2n+1}}$$

(5-8)

여기서, $p(z)$ = 압력-침하 곡선

$$z_0 = \text{최대 침하} = \left[\frac{3W}{b(3-n) \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \sqrt{d}} \right]^{\frac{2}{2n+1}}$$

나. 불도징에 의한 운동저항

불도징에 의한 운동 저항의 모형으로서 가장 널리 알려져 있는 모형은 Bekker(1960)의 모형으로서 다음과 같이 모형화하였다.

$$R = \frac{b \sin(\alpha + \phi)}{2 \sin \alpha \cos \phi} (2zcK_c + \gamma z^2 K_\gamma) + \frac{\pi t^3 \gamma (90 - \phi)}{540} + \frac{c \pi t^2}{180} + ct^2 \tan(45 + \frac{\phi}{2}) \quad (5-9)$$

여기서, $K_c = (N_c - \tan \phi) \cos^2 \phi$.

$$K_\gamma = \left(\frac{2N_\gamma}{\tan \phi} + 1 \right) \cos^2 \phi$$

$$t = z \tan^2 \left(45 - \frac{\phi}{2} \right)$$

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{1-2z}{D}\right)$$

γ = 비중량

또한, 운동 저항의 크기를 결정하는데 사용되는 변수에는 운동 저항 계수 (motion resistance coefficient)가 있다. 운동 저항 계수는 주행 장치에 작용하는 수직 하중에 대한 운동 저항의 비로서 다음과 같이 주어진다.

$$C_{RR} = \frac{R}{W}$$

(5-10)

여기서, C_{RR} = 운동 저항 계수

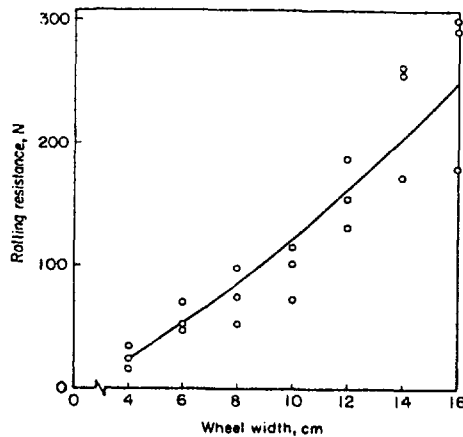


그림 5-4 고운 점토에서 차륜의 운동에 대한 차륜 폭의 영향

Gupta(1982)는 습지에 대해 12개의 데이터에서 상관 계수가 0.84인 다음과 같은 식을 제시했다.

$$C_{RR} = \sqrt{\frac{z_0}{d}}(0.63 + 0.34b/d)$$

(5-11)

여기서, $b =$ 차륜의 폭, cm
 $d =$ 차륜의 지름, cm

운동 저항에 대한 차륜 폭의 영향을 명확하게 설명할 수 있는 이론은 지금까지 없다.

4. 견인력(drawbar pull)

견인력은 토양 추진력에서 운동 저항을 뺀 값으로서 차량을 견인하는 데 이용된다. 견인력이 크면 차량의 주행성이 증가된다.

$$DP = H - R \quad (5-12)$$

여기서, $DP =$ 견인력

주행성의 크기와 효율을 나타내는 데 사용되는 가장 일반적인 변수는 견인 계수(tractive coefficient)와 견인 효율(tractive efficiency)이다. 견인 계수는 식 (5-13)과 같이 차륜에 작용하는 수직 하중에 대한 견인력의 비이다.

$$C_t = \frac{DP}{W} = \frac{H - R}{W} \quad (5-13)$$

수직하중에 의하여 토양이 파괴되지 않는 범위에서 견인력은 차량의 중량에 따라 증가되나, 토양이 파괴되어 수직 침하가 계속되면 견인력은 0이 되고 차량은 주행할 수 없는 상태가 된다. 견인 효율은 최종 구동축으로 전달된 동력이 유효한 견인 동력으로 전환된 비율로서 식 (5-14)와 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{Pv}{T\omega} \quad (5-14)$$

여기서, $v =$ 주행 속도
 $T =$ 주행 차축의 토크

ω = 주행 차축의 각속도

주행 성능이 우수한 차량은 견인 계수와 견인 효율이 모두 높은 차량이다. 차량 조건이 차량이 낼 수 있는 최대 견인력에 대한 영향을 구명하고 이를 경험식으로 표현하였다[26]. 후차축의 하중비가 최대 견인력에 미치는 영향은 다음과 같다.

$$P_{\max} = 19.6R_r - 835 \quad (5-15)$$

여기서, P_{\max} = 최대 견인력, kgf

R_r = 후차축의 하중비, %

이 경험식에서 차체 중량은 934 kg이었으며, 후차축의 하중비가 클수록 최대 견인력이 증가함을 알 수 있다. 차체 중량이 최대 견인력에 미치는 영향은 다음과 같다.

$$P_{\max} = 0.51W + 45 \quad \text{for concrete surface} \quad (5-16a)$$

$$P_{\max} = -0.92W + 1.47 \quad \text{for wetland}$$

(5-16b)

여기서, W = 차체 중량

콘크리트 노면, 즉 단단한 토양에서는 차체 중량이 증가할수록 최대 견인력이 증가하지만 연약한 습지에서는 오히려 감소함을 알 수 있다.

제2절 프로그램 개발

습지에서 작업하는 트랙터 주행 장치의 설계 기법을 정립하기 위해서는 습지와 주행 장치 사이의 모형식을 이용하여 주행 장치의 성능을 예측하며 주행 장치의 주요 설계 변수들이 성능에 미치는 영향을 구명할 수 있는 성능 예측 및 설계 프로그램이 요구된다. 본 연구에서는 차륜의 성능을 예측하고 이를 설계할 수 있는 프로그램을 개발하여 차륜의 주요 설계 변수에 대한 민감도 해석을 실시하였다. 본 연구에서 개발된 프로그램의 주요 특징

은 다음과 같다.

1. 기능과 특징

본 연구에서 개발된 프로그램의 기능은 첫째, 주어진 차륜을 장착한 트랙터의 성능을 예측하고, 둘째, 차륜의 주요 설계 변수가 차륜의 성능에 미치는 영향을 구명하기 위한 주요 변수의 민감도 해석을 수행할 수 있도록 하였다. 또한, 프로그램은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- (1) 구동 방식에 따른 성능 예측 및 민감도 해석이 가능하다.
- (2) 모형식에 따른 성능 예측 및 민감도 해석이 가능하다.
- (3) 건조한 토양 조건에 대한 예측식이 포함되어, 습지 이외의 각종 토양 조건에서 성능 예측과 민감도 해석이 가능하다.
- (4) 공기 타이어의 보조 차륜으로서 케이지 휠에 대한 성능 시험 결과를 제시한다.
- (5) 습지의 토양 특성을 제시한다.
- (6) 편리한 GUI를 구현하였다.

2. 적용 모형식

습지에서 차량이 최대 견인력을 낼 수 있는 조건은 건조한 토양(dry land)의 경우와는 다르기 때문에 건조한 토양에서 유도된 모형식을 습지에 직접 적용하기는 어렵다. 따라서, 차량의 성능을 예측하기 위한 모형식은 건조한 토양과 습지를 구분하여 적용하여야 한다. 그러나, 최근까지 습지를 대상으로 한 모형식 개발 연구는 미흡하였다. 본 연구에서는 건조한 토양을 대상으로 개발된 차량 성능 및 각종 토양-차량의 상호 작용에 대한 모형식과 습지를 대상으로 개발된 모형식을 검토하여 차륜형 주행 장치의 성능 예측 및 설계 프로그램에 적용하였다.

가. 토양 추진력

접지면 토양의 전단 강도로부터 얻을 수 있는 수평 방향의 추진력을 토양 추진력이라고 한다. 이 토양 추진력의 일부는 운동 저항을 극복하는데 이용

되며, 나머지는 차량을 견인하는데 이용된다.

토양 추진력을 예측하는데 사용되는 기본 모형은

$$H = \int \int_A \tau(x) dA$$

(5-17)

여기서, H = soil thrust

A = contact area

이다. 접지면의 전단 응력에 따라 토양 추진력은 여러 가지 형태로 표현될 수 있다. 소성 토양에 가장 일반적으로 적용되는 전단 응력은 야노시-하나모토(Janosí-Hanamoto, 1961)식으로 다음과 같이 표현된다.

$$\tau(x) = (c + p \tan \phi) \left(1 - e^{-\frac{px}{K}}\right) \quad (5-18)$$

식 (5-18)를 식 (5-17)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$H = b(c + p \tan \phi) \left[l - \frac{K}{s} \left(1 - e^{-\frac{sl}{K}}\right) \right] \quad (5-19)$$

여기서, b = width of contact area

l = length of contact area

c = cohesion of soil

p = normal stress

ϕ = internal friction angle

s = slip

K = soil deformation constant

식 (5-19)에서와 같이 토양 추진력은 토양의 점성 계수, 내부 마찰각, 변형 상수의 영향을 받으며, 차량 변수로서는 접지면의 면적, 중량의 영향을 받는다.

와이즈머와 루스(Wisner and Luth, 1973)는 차원 해석(dimensional

analysis)을 적용하여 다음과 같은 토양 추진력 예측식을 제시하였다.

$$H = 0.75W(1 - e^{-C_n s}) \quad (5-20)$$

여기서, W = load acting on wheel

$$C_n = \frac{CIbd}{W} = \text{wheel numeric}$$

CI = cone index

d = tire diameter

나. 침하

차량의 침하는 차량의 중량과 토양의 하중지지 능력에 의하여 결정된다. 침하 모형은 차륜의 침하와 차량 중량과의 관계를 평판에 작용하는 하중과 침하의 관계로 가정하여 평판의 압력-침하 관계식을 이용하여 구한다. 일반적으로 가장 많이 사용되는 압력-침하식은 베커(Bekker, 1960)에 의한 식 (5-21)로서 두 개의 상수와 평판의 폭이 포함되어 있다.

$$z = \left[\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (5-21)$$

여기서, P = normal pressure

k_c = cohesive modulus of sinkage

k_ϕ = frictional modulus of sinkage

n = modulus of sinkage

b = width of plate

베커(Bekker)에 의하여 제안된 식은 무논에서 주행하는 습지용 차량의 침하를 예측하는 데는 적절하지 않다. 이는 논토양의 응력-변형률 관계가 하중을 가하는 시간에 영향을 받기 때문이다. 시간 효과를 고려하여 사가나(Sargana, 1985) 등은 변형 속도 효과(strain-rate effect)에 대한 토양의

응답을 설명할 수 있는 모형을 제안하였다.

$$p = \left(\frac{k_{co}}{b} + k_{\phi o} \right) z^n + \left(\frac{\eta'}{b} + \eta'' \right) z^m (\bar{V})^\alpha \quad (5-22)$$

여기서, k_{co} = cohesion coefficient for static sinkage
 $k_{\phi o}$ = frictional coefficient for static sinkage
 \bar{V} = sinkage velocity, cm/s
 α = sinkage velocity index
 η' = cohesive viscosity coefficient
 η'' = frictional viscosity coefficient
 m = dynamic sinkage index

다. 운동 저항

토양-차량의 상호작용에 의하여 결정되는 운동 저항은 크게 두 가지 형태로 구분된다. 가장 일반적인 형태는 차량에 의하여 접지면의 토양이 침하됨으로써 발생하는 토양 다짐에 의한 운동 저항이고, 또 다른 형태는 차량에 의하여 토양이 주행 방향으로 밀림으로써 발생하는 불도징에 의한 운동 저항이다. 토양 다짐에 의한 운동 저항은 토양 다짐에 소요된 에너지는 운동 저항이 한 일과 같다는 원리를 적용하여 모형화되고 있으며, 불도징에 의한 운동저항은 주로 실험을 통한 경험식으로서 모형화되고 있다. 토양 다짐에 의한 운동 저항을 모형화하는 데 사용된 기본식은 다음과 같다.

$$R = \frac{b}{l} \int_0^l p(z) dz$$

$$= \frac{1}{(3-n)^{\frac{2n+2}{2n-1}} (n+1) (k_c + bk_\phi)^{\frac{1}{2n+1}}} \left[\frac{3W}{d} \right]^{\frac{2n+2}{2n+1}} \quad (5-23)$$

여기서, $p(z)$ = pressure-sinkage relation

$$z_0 = \text{최대 침하} = \left[\frac{3W}{b(3-n)\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi\right)\sqrt{d}} \right]^{\frac{2}{2n+1}}$$

불도징에 의한 운동 저항의 모형은 가장 널리 알려져 있는 베커(Bekker, 1960)의 모형을 이용하였다.

$$R = \frac{b \sin(\alpha + \phi)}{2 \sin \alpha \cos \phi} (2zcK_c + \gamma z^2 K_\gamma) + \frac{\pi t^3 \gamma (90 - \phi)}{540} + \frac{c \pi t^2}{180} + c t^2 \tan(45 + \frac{\phi}{2}) \quad (5-24)$$

$$\text{여기서, } K_c = (N_c - \tan \phi) \cos^2 \phi$$

$$K_\gamma = \left(\frac{2N_\gamma}{\tan \phi} + 1 \right) \cos^2 \phi$$

$$t = z \tan^2 \left(45 - \frac{\phi}{2} \right)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{1 - 2z}{D} \right)$$

γ = specific weight

운동 저항의 크기를 결정하는데 사용되는 변수에는 운동 저항 계수 (motion resistance coefficient)가 있다. 운동 저항 계수는 주행 장치에 작용하는 수직 하중에 대한 운동 저항의 비로서 다음과 같이 주어진다.

$$C_{RR} = \frac{R}{W} \quad (5-25)$$

여기서, CRR = motion resistance coefficient

굽타(Gupta, 1982)는 습지에 대한 운동 저항 계수로서 12개의 실험 데이터를 이용하여 상관 계수가 0.84인 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$C_{RR} = \sqrt{\frac{z_0}{d}} (0.63 + 0.34b/d) \quad (5-26)$$

여기서, b = width of wheel, cm

d = diameter of wheel, cm

이상의 모형식 중에서 특히, 습지를 대상으로 개발된 모형식으로서 침하에 대해서는 사가나(Sargana, 1985) 등이 제시한 모형식을, 운동 저항에 대해서는 굽타(Gupta, 1982)이 제시한 모형식을, 습지를 대상으로 한 모형이 없는 토양 추진력의 경우에는 야노시-하나모토(Janosi-Hanamoto, 1961) 식을 차륜의 성능 예측 및 민감도 해석에 이용하였다

3. 프로그램의 구조

습지용 차륜형 주행 장치의 성능 예측 및 설계 프로그램(WVT)은 성능 예측에 필요한 변수를 입력하는 전처리기(preprocessor), 입력한 변수에 따라 성능 지수를 계산하는 처리기(processor), 계산한 성능 지수를 그래프로 표현하는 후처리기(postprocessor), 습지 특성과 보조 차륜의 성능 실험 결과를 제시하는 정보(information)의 4개 모듈(main module)로 구성하였다. 표 5-1은 각 모듈에 대한 설명을 나타낸 것이다.

Table 5-1 Structure of wheel design program

Preprocessor	Input all the data necessary Soil variables, vehicle variables
Processor	Compute soil thrust, sinkage, motion resistance, tractive coefficient and tractive efficiency
Postprocessor	Presentation of tractive performance Presentation of sensitivity analysis
Information	Wetland properties Result of cage wheel performance test

특히, 정보 모듈은 성능 예측 프로그램을 용이하게 활용하기 위한 것이다. 비교적 계측이 용이한 함수율, 점토 함량 등으로부터 점성과 내부 마찰

각 등을 계산할 수 있는 그래프를 제시하였다. 성능 예측 모형식이 없어 설계 변수에 따른 성능 변화를 예측할 수 없는 케이지 휠의 경우에는 성능 시험의 결과를 이용하여 케이지 휠의 설계 변수가 성능에 미치는 영향을 제시하였다.

제3절 프로그램을 이용한 성능 예측

부하 계측 및 보조 차륜의 성능 시험용으로 사용하였던 트랙터(TA4140)의 제원과 습지의 특성을 '습지용 차륜 성능 예측 및 설계 프로그램'에 입력하여 습지에 트랙터의 성능을 예측하였다.

1. 변수 입력

트랙터 및 토양에 대한 입력 데이터는 표 5-2에서와 같다.

Table 5-2 Input data for wheel design program

Parameters		Value	
Tractor	Width, cm	20.32	
	Front tyre	Diameter, cm	86.36
		Load, N	3965.4
		Width, cm	34.544
	Rear tyre	Diameter, cm	141.732
		Load, N	5340
Soil	Cohesive modulus, kPa	10	
	Internal frictional angle, deg	25	
	Cone index, kPa	400	

2. 성능 예측 결과

표 5-2의 변수를 입력하면 프로그램은 처리기를 거쳐 후처리기에서 예측한 결과를 출력한다. 구동 방식에 관계없이 침하와 운동 저항은 표 5-3에서와 같이 예측되었다. 후륜의 폭과 지름이 전륜보다 크나 작용하는 수직 하중도 크므로 후륜의 침하와 운동 저항이 전륜에서보다 크게 예측되었다.

Table 5-3 Predicted sinkage and motion resistance

Sinkage, cm		Motion resistance, kN	
Front	Rear	Front	Rear
21.181	25.733	2.79	3.24

그림 5-5과 5-6는 각각 2륜 구동, 4륜 구동 트랙터의 토양 추진력을 예측한 결과이다. 후륜의 토양 추진력은 2륜 구동과 4륜 구동에서 모두 같으나 전륜의 토양 추진력은 4륜 구동에서만 나타나며 후륜의 40% 정도이다.

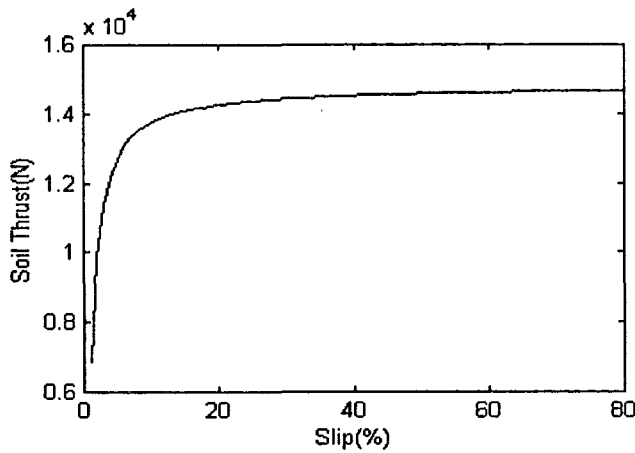


Fig. 5-5 Soil thrust of 2WD.

그림 5-7과 5-8는 각각 2륜 구동, 4륜 구동 트랙터의 총 견인 효율을 예측한 결과이다. 후륜의 침하와 토양 추진력은 2륜 구동과 4륜 구동에서 모두 같으나 전륜의 토양 추진력이 존재하는 4륜 구동이 2륜 구동보다 총 견인 효율이 크게 예측되었다. 따라서, 구동 방식은 2륜 구동보다는 4WD의 견인 성능이 우수한 것으로 확인되었다. 그러나 전륜과 후륜의 침하가 20 cm 이상으로 예측되었으며, 견인 효율도 최고 50-60 % 내외로 예측되어 침하를

줄이고 운동 저항을 감소시킬 수 있으며, 토양 추진력을 증가시킬 수 있는 보조 차륜이 요구된다.

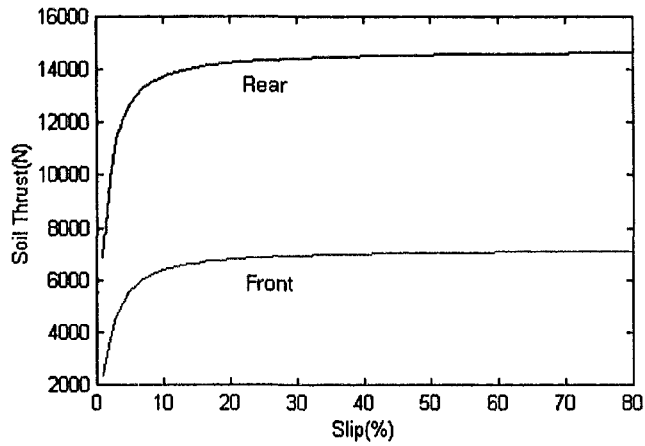


Fig. 5-6 Soil thrust of 4WD.

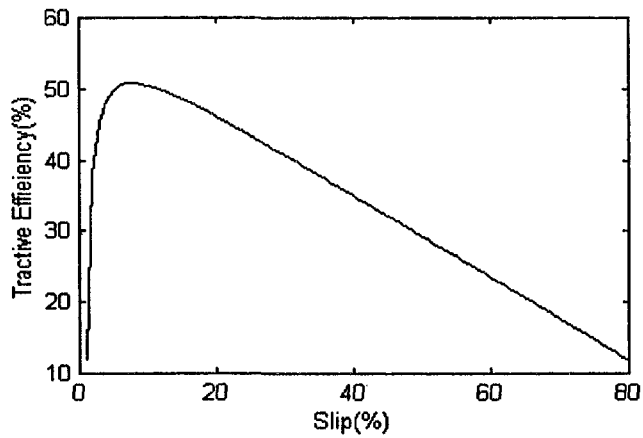


Fig. 5-7 Tractive efficiency of 2WD.

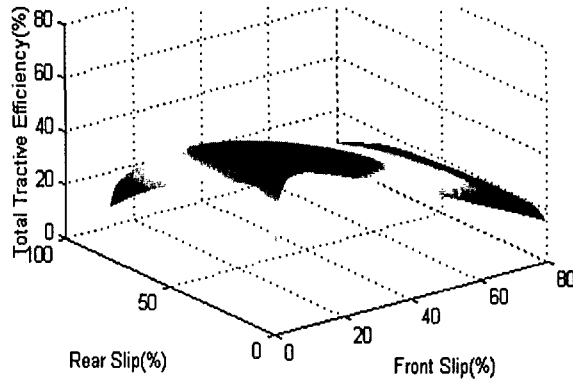


Fig. 5-8 Tractive efficiency of 4WD.

제4절 프로그램을 이용한 차륜 설계

성능 예측 및 민감도 해석 모듈을 이용하여 차륜 폭, 차륜 지름, 차륜에 작용하는 수직 하중의 변화에 따라 토양 추진력, 침하량, 운동 저항의 변화를 예측하여 습지에서 트랙터의 작업 성능을 극대화할 수 있는 차륜의 설계 기법을 정립하였다. 차륜의 설계 변수에 대한 민감도 해석을 위하여 구동 방식은 단일 구동륜(single wheel)으로 하고 차륜의 제원과 토양특성은 표 5-2에서와 같이 입력하였다.

1. 차륜 폭

차륜 폭은 토양 추진력, 침하, 운동 저항 등에 영향을 미치는 중요한 설계 변수로서, 각 모형식의 독립 변수로 사용되고 있다.

가. 토양 추진력에 미치는 영향

야노시-하나모토(Janosi-Hanamoto) 식 (5-19)에서 같이 차륜의 폭이 커질수록 토양 추진력은 증가되며, 증가 경향은 그림 5-9에서와 같다.

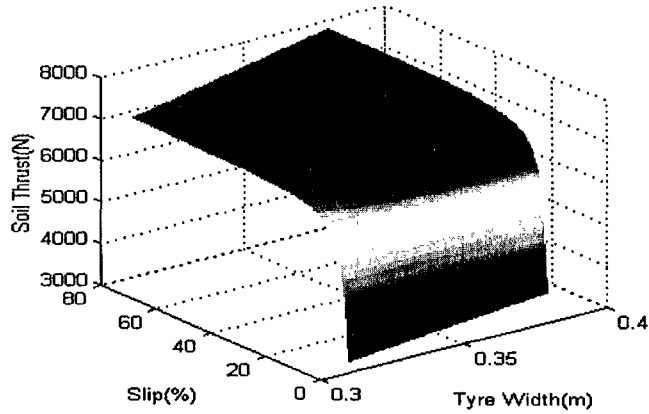


Fig. 5-9 Soil thrust vs. wheel width.

나. 침하에 미치는 영향

사가나(Sargana, 1985)의 침하 모형식 (5-22)에서와 같이 차륜의 폭이 증가할수록 침하는 감소되며, 감소 경향은 그림 5-10에서와 같다.

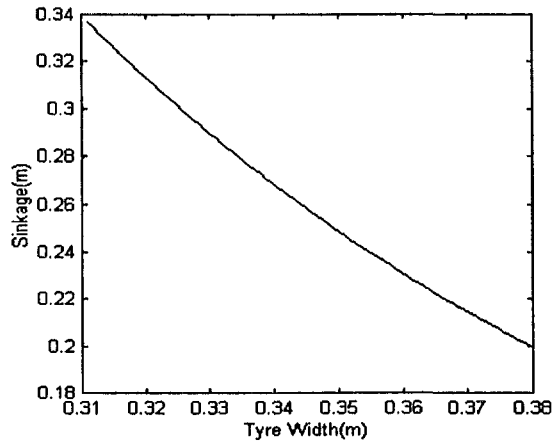


Fig. 5-10 Sinkage vs. wheel width.

다. 운동 저항에 미치는 영향

굽타(Gupta, 1982)가 제안한 운동 저항 모형식 (5-26)에서와 같이 차륜 폭이 증가할수록 운동 저항은 감소되며, 감소 경향은 그림 5-11에서와 같다.

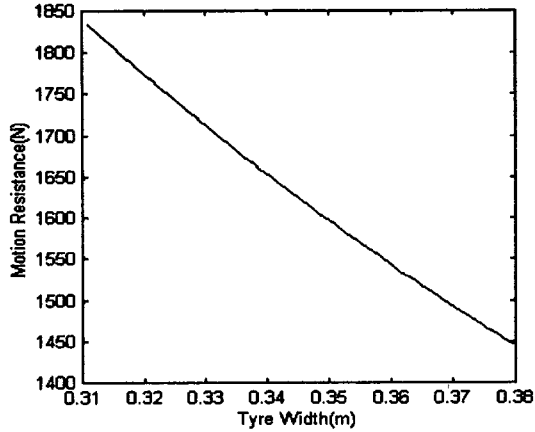


Fig. 5-11 Motion resistance vs. tyre width.

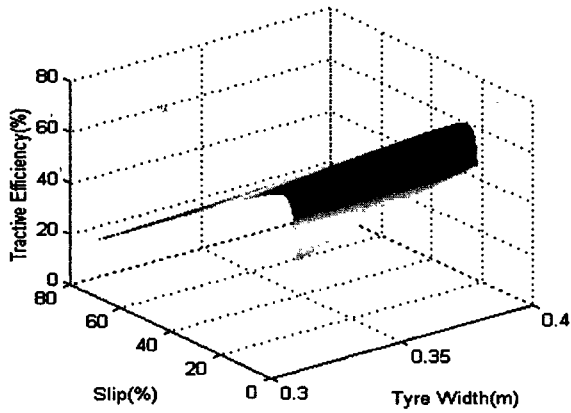


Fig. 5-12 Tractive efficiency vs. wheel width.

라. 견인 효율에 미치는 영향

견인 효율은 구동륜에 전달된 동력에 대한 실제 주행에 소요된 동력의 비이다. 타이어의 폭이 증가함에 따라 토양 추진력이 증가되고 침하와 운동 저항이 감소되기 때문에 견인 효율은 증가되며, 증가 경향은 그림 5-12에서와 같다.

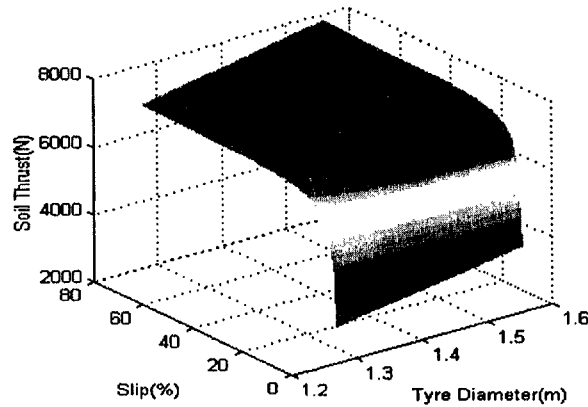


Fig. 5-13 Soil thrust vs. wheel diameter.

2. 타이어 지름

타이어 지름은 토양 추진력, 침하, 운동 저항 등의 모형식에서 직접 또는 다른 변수를 통하여 간접적으로 사용되고 있는 중요한 설계 변수이다

가. 토양 추진력에 미치는 영향

차륜의 지름이 증가할수록 토양 추진력도 증가되며, 증가 경향은 그림 5-13에서와 같다.

나. 침하에 미치는 영향

차륜의 지름이 증가할수록 침하는 감소되며, 감소 경향은 그림 5-14에서와 같다.

다. 운동 저항에 미치는 영향

차륜의 지름이 커질수록 운동 저항은 감소되며, 감소 경향은 그림 5-15에
서와 같다.

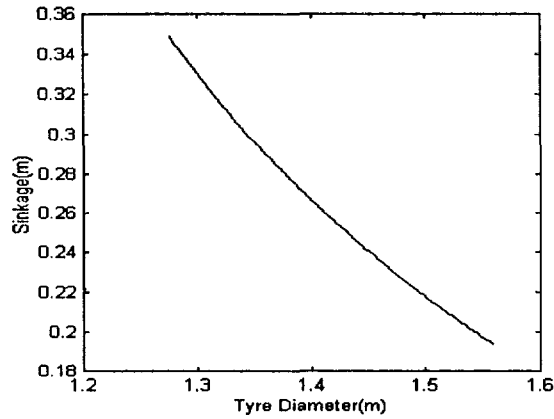


Fig. 5-14 Sinkage vs. wheel diameter.

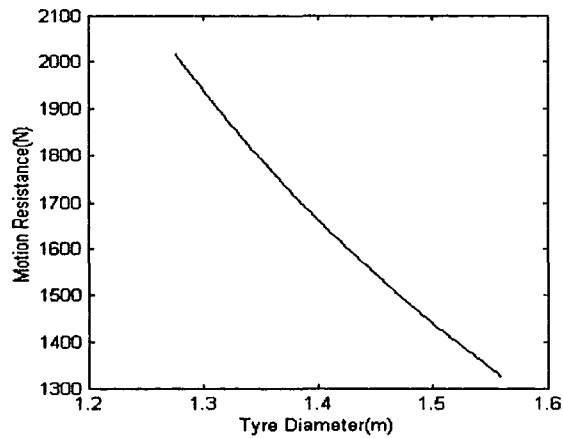


Fig. 5-15 Motion resistance vs. wheel diameter.

라. 견인 효율에 미치는 영향

차륜의 지름이 증가할수록 견인 효율도 증가하며, 증가 경향은 그림 5-16

에서와 같다.

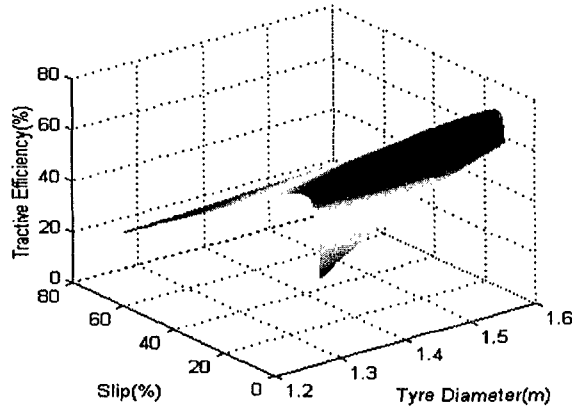


Fig. 5-16 Tractive efficiency vs. wheel diameter.

3. 차륜에 작용하는 수직 하중

차륜에 작용하는 수직 하중은 토양 추진력, 침하, 운동 저항 등의 모형식에 직접적으로 포함되어 있는 중요한 설계 변수이다.

가. 토양 추진력에 미치는 영향

차륜에 작용하는 수직 하중이 커질수록 토양 추진력은 증가되며, 증가 경향은 그림 5-17에서와 같다.

나. 침하에 미치는 영향

차륜에 작용하는 수직 하중이 커질수록 침하도 증가되며, 증가 경향은 그림 5-18에서와 같다.

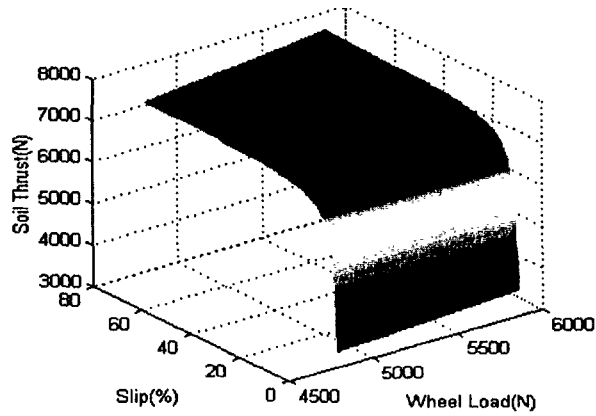


Fig. 5-17 Soil thrust vs. wheel load.

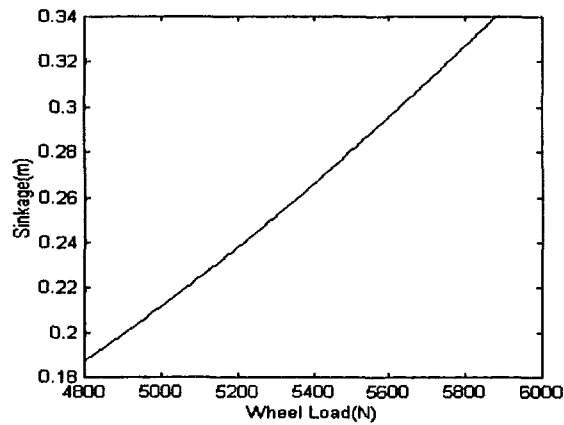


Fig. 5-18 Sinkage vs. wheel load.

다. 운동 저항에 미치는 영향

차륜에 작용하는 수직 하중이 커질수록 운동 저항은 증가되며, 증가 경향은 그림 5-19에서와 같다.

라. 견인 효율에 미치는 영향

차륜에 작용하는 수직 하중이 증가함에 따라 견인 효율은 감소되며, 감소 경향은 그림 5-20에서와 같다.

이상의 민감도 해석 결과는 일반적으로 예상될 수 있는 결과와 같다.

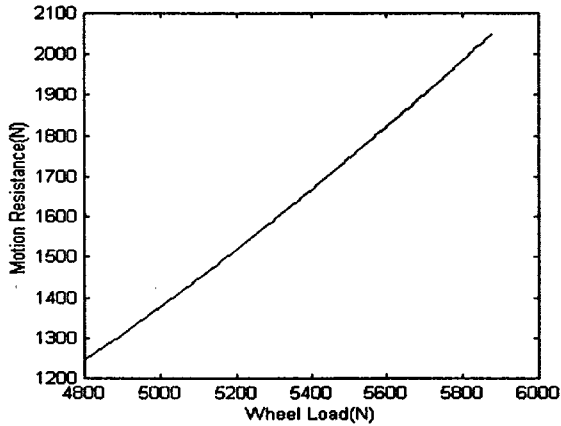


Fig. 5-19 Motion resistance vs. wheel load.

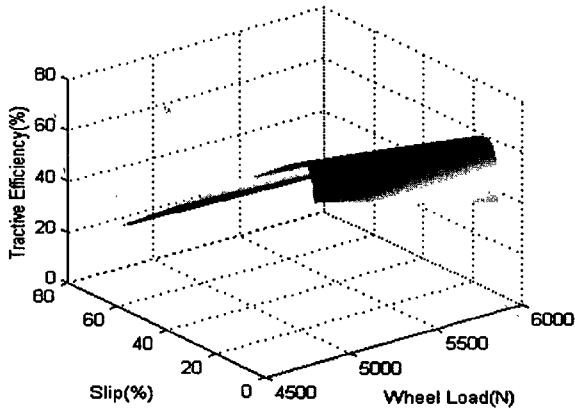


Fig. 5-20 Tractive efficiency vs. wheel load.

제6장 실험용 보조 차륜 설계

필리핀, 태국, 인도네시아 등 동남아 지역의 논 토양은 경반이 깊고 점토 함량이 높으며 토양 함수비가 높아 습지와 유사한 특성을 나타낸다. 따라서, 동남아 지역에 수출을 목적으로 하는 트랙터를 개발하기 위해서는 동남아 지역의 토양과 경작 조건에 적합한 습지용 주행장치를 개발하여야 한다.

제1절 습지용 주행장치 현황

중국 남부 등의 벼 이모작 지대에서는 늦벼를 수확한 후 토양의 함수비가 높아지거나, 겨울에 비가 많이 오면 토양의 함수비가 45 % 내외로 증가된다. 따라서 논에서 사용되는 타이어는 담수 상태의 논뿐만 아니라 함수비가 높은 토양에서도 적응성이 높아야 한다. 러그가 높은 논 전용 타이어도 습지에 대한 적응성이 낮고, 자결성이 부족한 경우에는 경운 작업을 할 수 없다.

습지 토양의 수평 지지력은 일반 논 토양에서보다도 낮다. 예를 들면 습지에서 20 cm 깊이의 전단 강도는 38 kPa도이다. 그러나, 일반 논에서 20 cm 깊이의 전단 강도는 일반적으로 100 kPa이상이다.

토양과 물체의 사이의 마찰력은 소성한계일 때부터 증가하기 시작하며, 액성한계 이후에는 함수비에 따라 선형으로 증가한다. 최대 마찰 계수는 함수비가 45 % 정도일 때 나타난다. 논 토양과 물체 사이의 접착력도 토양의 함수비에 따라 변화되며, 함수비가 45 % 정도일 때 최대값에 이른다. 일반적으로 습지의 함수비는 45 % 내외이기 때문에 습지에서 사용되는 주행 장치는 높은 자결성이 요구된다.

차륜형 트랙터가 일반 타이어를 장착하고 논에서 작업하면 침하, 슬립, 구름저항이 높아 정상적인 작업을 할 수 없으며 주행성을 상실할 수도 있다. 논에서 사용하는 주행 장치는 대체로 철차륜, 높은 러그 타이어, 보조 주행 장치, 특수 주행 장치 등의 4가지로 나눌 수 있다.

1. 철차륜

철차륜은 러그의 형상에 따라 그림 6-1에서와 같이 엽편(葉片)식, 망격(網格)식, 삼각형식 등으로 나눌 수 있다.

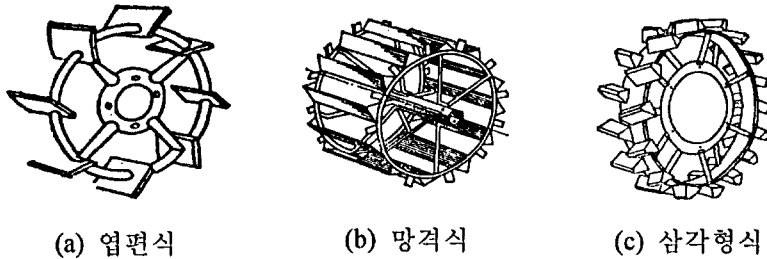


그림 6-1 철차륜의 종류

철차륜은 주행 효율이 높고 가격이 저렴하며, 제작이 용이하고, 트랙터에 장착하기가 편리하기 때문에 많이 사용된다. 그러나, 포장에서 장거리를 이동할 때는 진동이 크기 때문에 타이어로 바꾸어야 한다. 철차륜은 주로 소형 차륜식 트랙터와 경운기에서 사용한다.

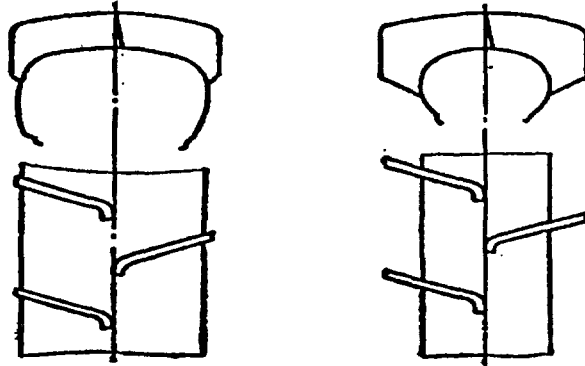
2. 높은 러그 타이어

습지에서 사용되는 타이어는 그림 6-2에서와 같이 러그가 높은 일반형 타이어와 착(窄)폭(窄幅)타이어로 구별할 수 있다.

러그가 높은 타이어는 일반 타이어와 기본적인 구조가 같고 러그의 높이는 8 cm 정도이며, 러그 사이의 폭이 넓다. 따라서 진동이 작고, 주행 상태가 평온하며 경반의 파괴가 적다. 견인 효율도 철차륜에 비하여 8~10% 높다[11]. 그러나, 습지에서는 많은 흙이 타이어 표면에 부착되는 단점이 있다.

착폭 타이어는 철차륜과 일반 타이어의 특징을 함께 가지고 있다. 착폭 타이어는 바퀴자국이 작고 흙 부착이 적으며, 구름 저항이 작고 견인력이 커서 일반 논뿐만 아니라 습지에도 적용이 가능하다. 포장 실험의 결과에

의하면 착폭 타이어는 일반 타이어에 비하여 구름 저항을 13~24 % 적었으며, 견인력을 10~17 % 증가되었다.

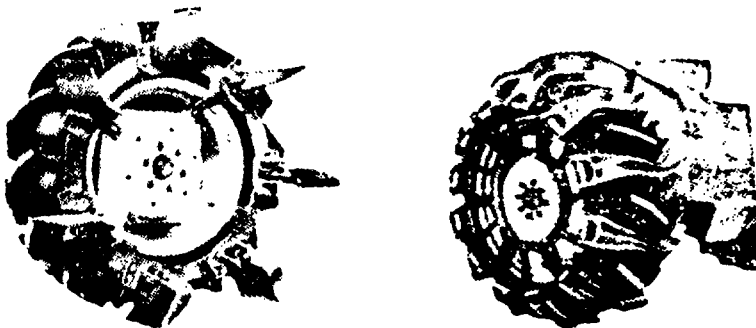


(a) 러그가 높은 일반형 타이어 (b) 착폭 타이어

그림 6-2 일반형 타이어와 착폭 타이어

3. 보조 주행 장치

보조 주행 장치는 견인력을 증가시키기 위하여 타이어의 외부에 부착하는 하중 부가 장치로서, 그림 6-3에서처럼 망격식(网格)과 접는식이다.



(a) 망격식

(b) 접는식

그림 6-3 보조주행장치

접는식 보조 주행 장치는 외경이 타이어보다 작고, 러그를 접을 수 있기 때문에 사용이 편리한 점이 있으나, 구름 저항과 바퀴 자국이 크다. 이상의 주행 장치에 대한 특징은 표 6-1에서와 같다.

표 6-1 주요 습지용 주행 장치의 특성

성능	주행장치 유형			
	러그가 높은 일반형 타이어	착폭 타이어	엽편식 철차륜	망격식 철차륜
추진력	비교적 좋다	좋다		좋지 않다
구름저항	작다		크다	
조향 및 후진성능	비교적 좋다		비교적 좋지 않다	
안락성	좋다		좋지 않다	
적용범위	경반이 25 cm 깊이 이내에 있어야 한다.			경반이 40 cm 깊이 이내에 있어야 한다.
기타	침하가 작다 바퀴 자국이 크다	흙 부착이 적다. 바퀴 자국이 좁다	침하가 깊다. 경운기에서 사용한다. 바퀴 자국이 명확하지 않다.	침하가 제일 작다. 바퀴로 씨레질을 할 수 있다

4. 특수 주행 장치

특수 주행 장치에는 그림 6-4, 6-5에서와 같은 보행륜과 4절 기구 주행 장치가 있다. 보행륜은 차륜을 보행 방식으로 대체하여 구름 저항을 감소시키고 견인력을 증가시켜 주행성을 높인다. 트랙터에 이러한 보행륜을 장착하면 습지에서 견인 효율을 약 10 % 정도 향상시킬 수 있다[11]. 4절 기구 주행 장치는 보조 주행 장치로서 후륜 구동륜의 바깥쪽에 장착한다. 4절 기구 주행 장치는 유압으로 구동되며, 4절 기구 주행 장치가 구동하지 않을

때는 타이어로 주행한다. 또한, 견인력과 주행성이 높으며, 깊은 침하 상태에서 탈출이 쉽다.

이상의 주행 장치가 습지에서 사용되고 있으며 그 성능이 우수한 것은 착폭 타이어와 4절 기구 주행 장치이다.

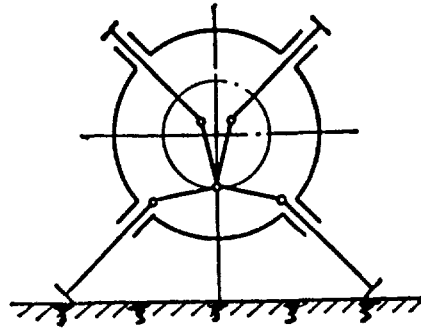
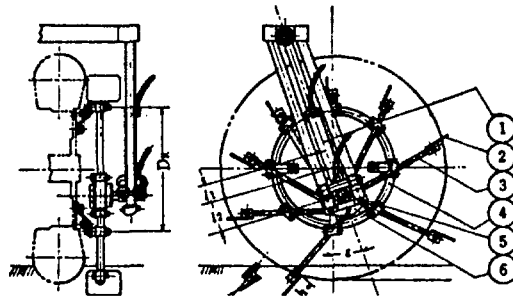


그림 6-4 보행륜



- | | |
|----------|--------------|
| 1. 유압 링크 | 2. 러그 구동 링크 |
| 3. 러그판 | 4. 러그축 |
| 5. 러그 링크 | 6. 러그 링크 가이드 |

그림 6-5 4절기구 주행 장치

5. 착폭 타이어

경반이 있는 눈 토양은 경반 부근의 토양 지지력이 수평과 수직 방향 모두 표층 토양보다 훨씬 높다. 따라서 토양 지지력을 충분히 활용하기 위해

서는 주행 장치가 경반에서 주행하여야 한다.

함수비가 45 % 내외일 때 토양과 타이어 사이의 마찰계수와 부착력은 최대치에 이른다. 습지는 함수비가 45 % 내외이기 때문에 습지에서 사용하는 트랙터는 높은 자결성과 토양 추진력을 가져야 한다. 따라서 차륜이 회전할 때는 러그 사이 토양의 전단면을 가능한 크게 하여야 하며, 동시에 러그 사이의 간섭을 최소화하여 추진력을 높여야 한다. 차륜과 토양의 접촉 면적이 감소되면 자결성이 향상될 뿐만 아니라 전단된 토양의 이동을 감소시킨다. 이는 논에서 사용되는 차륜에 대한 기본 설계 원리의 하나이다.

그림 6-6에서와 같이 논에서 사용되는 철차륜의 토양 추진력은 드레드 폭 B에 대한 러그 넓이 b의 비 b/B와 러그의 높이에 의하여 변화하며, 일정한 범위 내에서는 b/B의 비가 증가할수록 견인 성능도 향상된다. 따라서, 착폭 타이어, 즉 드레드가 좁고 러그가 높은 타이어가 일반 논에서 뿐만 아니라 습지에서도 적응성이 높다고 판단된다.

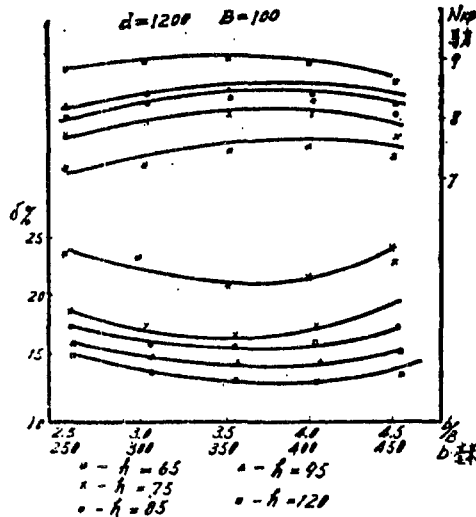


그림 6-6 견인력이 800 kgf일 때 철차륜의 견인 성능, b/B비, 러그 높이의 관계

6. 4절 기구 주행 장치

그림 6-7과 같이 러그축 중심 O_2 와 구동축 중심 O_1 을 연결하는 링크 $A(O_1O_2=E)$ 를 고정하고 링크 $B(O_1O_2=R_2)$ 를 원동 링크로 하여 링크 $D(O_2O_4)$ 를 회전시킨다. 링크 D 는 O_2 을 중심으로 회전하며, O_3 점은 슬라이드로 연결되어 있다.

링크 D' 가 O'_2 를 중심으로 회전할 때, $O_2O'_2=e$ 라고 하면 $R_2 > E+e$ 가 만족되는 범위에서 O'_2 가 원동 링크 B 의 끝점이 그리는 원내에서 임의로 이동하여 지면에 대한 러그의 작용 정도를 변화시킬 수 있다.

4절 기구 주행 장치는 러그의 길이가 변화되기 때문에 러그가 고정되어 있는 철차륜에 비하여 토양에 대한 적응성이 그만큼 높다. 4절 기구 주행 장치에서 러그가 토양과 접촉할 때 일반 철차륜에 비하여 접지각이 크기 때문에 수직 방향 차륜 지지력이 증가하며, 러그가 토양에서 탈출할 때는 접지각이 작기 때문에 러그가 흙을 퍼올리는 현상이 없어진다. 그림 6-8은 4절 기구 주행 장치의 러그 궤적을 나타낸 것이다.

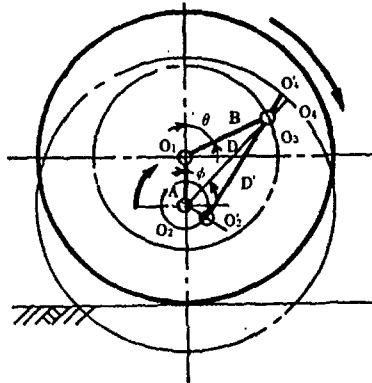


그림 6-7 4절 기구 주행 장치

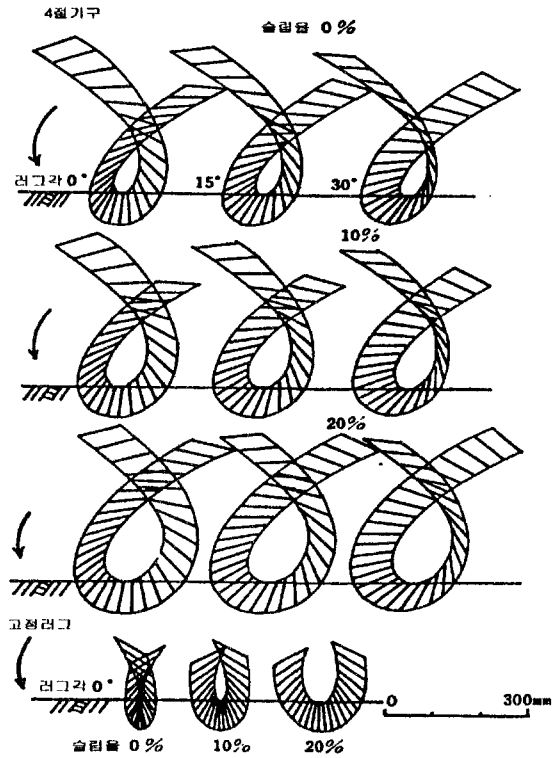


그림 6-8 4절 기구 주행 장치의 리그 궤적

표 6-2 구름 저항

리그각(deg)	구름 저항(kN)	구름 저항 계수
0	4.30	0.35
	(3.01)	(0.24)
15	4.11	0.33
	(2.60)	(0.21)
30	5.12	0.41
	(3.90)	(0.32)

* ()의 수치는 리그가 고정되어 있을 때의 수치

* 함수비 46.8 %, 원추지수 219 kPa, 주행 속도 0.3 m/s

* 타이어 규격: 전륜 5-10, 후륜 8.3/8-24

4절 기구 주행 장치에 대한 포장 시험의 결과를 다음과 같이 보고하였다 [18].

① 구름 저항

러그각의 변화에 따르는 구름 저항은 표 2에서와 같다.

② 유효 직경

유효 직경은 러그에 의하여 증가되며, 4륜 구동에서 유효 직경이 더욱 증가되는 경향이 있다. 이는 견인력을 증가시키고 침하를 감소시킬 수 있다.

표 6-3 구동륜의 유효 직경

러그각(deg)		2륜 구동(mm)	4륜 구동(mm)
러그 고정	0	688 (0.694)	704 (0.710)
	15	688 (0.694)	704 (0.710)
	30	662 (0.688)	748 (0.755)
러그 작동	0	726 (0.733)	739 (0.746)
	15	723 (0.730)	726 (0.733)
	30	710 (0.717)	768 (0.775)

* ()내의 수치는 메이커가 제시한 유효 직경에 대한 비이다.

* 타이어 규격: 전륜 5-10, 후륜 8.3/8-24

③ 견인 성능

그림 6-9는 벼를 수확하고 40일이 지난 논에서 측정한 4절 기구 주행 장치의 견인력을 나타낸 것이다[18]. 4절 기구 주행 장치가 작동하면 견인력은 상당히 향상됨을 볼 수 있다.

주행 장치가 작동하지 않으면, 트랙터가 타이어 드레드 이상으로 침하되었을 때 러그의 접지 상태는 고정식 철차륜의 경우에서와 같은 상태가 된

다. 일반적으로 4절 기구 주행 장치의 효과는 슬립이 작을 때 크다. 슬립이 20 %일 때, 러그가 작동할 때의 견인력은 작동하지 않을 때보다 2륜 구동에 서는 1.42배, 4륜 구동에서는 1.17배로 증가되었다. 토양이 단단할수록 이 러한 효과는 더욱 증가한다.

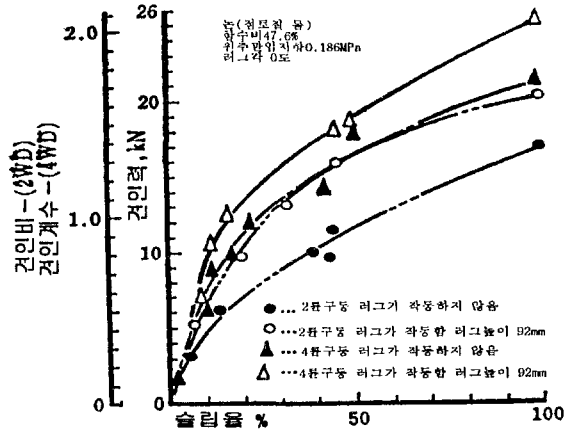


그림 6-9 4절 기구 주행 장치의 견인 성능

④ 침하 탈출 성능

함수비가 46.8 %이고 원추 지수가 220 kPa인 사질 토양에서 러그가 작동하지 않을 때, 트랙터에 100 %의 슬립이 발생하는 견인 부하를 가하면 침하는 약 250 mm 정도가 되며, 주행이 불가능한 상태가 된다.

표 6-4 4절 기구 주행 장치의 침하 탈출 시간

구동장치 유형	러그 각도(deg)	시간(sec)
2륜 구동	0	5.7
	15	5.2
	30	4.5
4륜 구동	0	4.5
	15	4.5
	30	4.2

이러한 상태에서 4절 기구 주행 장치를 통하여 침하 지역을 탈출하는 데 소요되는 시간을 측정한 결과는 표 6-4에서와 같다.

⑤ 자결성

그림 6-10은 차륜에 토양이 부착된 상태를 나타낸 것이다. 좌측의 일반 철차륜은 타이어 외측에 고정되어 있기 때문에 철차륜과 타이어 사이뿐만 아니라 러그에도 많은 흙이 부착되어 있다. 우측의 4절 기구 주행 장치는 러그가 장착된 링과 러그가 회전각에 따라서 상하로 편심 이동하고, 또한 각도 변화가 있기 때문에 토양 부착을 최소화됨을 알 수 있다.



그림 6-10 4절 기구 주행 장치의 자결성

제2절 습지용 차륜의 선택

습지는 비교적 깊은 연약 토층을 형성한다. 연약 토층은 강도가 낮고 부착력이 크다. 일반 차륜으로 작업할 때는 슬립과 침하가 크고 흙의 부착이 심하기 때문에 구름저항이 커서 정상적으로 작업할 수 없다. 접지압이 낮으면 차륜 침하와 구름저항이 감소된다. 궤도형 주행 장치가 접지압을 낮출 수 있기 때문에 널리 이용되고 있으나 고가라는 단점이 있다. 경반의 깊이가 30cm 이내인 경우에는 차륜을 경반까지 침하시켜 큰 토양 추진력을 얻을

수 있으며 또한 경제적이기 때문에 이러한 원리를 이용한 차륜이 널리 사용된다. 그러나 뚜렷한 경반이 존재하지 않는 경우에는 차륜의 침하를 최소화하여 작업할 수 있도록 차륜을 설계하여야 한다.

케이지 휠(Cage Wheel)은 동남아 지역에서 경운기의 습지용 차륜으로 널리 사용되고 있다. 케이지 휠은 침하가 적고 견인 성능이 우수하며 구조가 간단하고 제작 비용이 싸기 때문에 동남아 지역의 토양 조건과 경제적 여건에 적합한 것으로 판단된다. 트랙터용 습지 보조 차륜은 습지에서 트랙터의 견인 성능을 제고하고 침하를 감소시킬 목적으로 구동륜의 외측에 부착하는 보조 차륜을 말한다. 구동륜에 보조 장치를 부착하면 침하가 감소되고 견인 성능이 향상된다. 트랙터의 견인 성능을 향상시키기 위한 구동륜 보조 장치에는 여러 가지 형태가 있으나, 본 연구에서는 동력 경운기에 보편적으로 사용되고 있고, 또 동남아 지역의 농경지에 적합한 케이지 휠(Cage wheel)을 대상으로 트랙터에서 사용될 수 있는 조건을 구명하여 트랙터용 습지 보조 차륜의 설계 기술을 확립하고자 한다.

케이지 휠을 보조 차륜으로 사용하면 다른 형식의 보조 차륜에 비하여 러그 수를 증가시킬 수 있기 때문에 견인 성능이 향상되고 침하를 감소시킬 수 있으며, 중량을 가볍게 할 수 있기 때문에 트랙터의 습지 적응성을 높일 수 있다. 또한 케이지 휠은 구조가 간단하고 제작이 용이하기 때문에 다른 형식의 차륜에 비하여 가격이 싸다.

보조 차륜의 설계에 필요한 주요 설계 변수에는 케이지 휠의 형상과 크기를 결정하는 차륜의 지름, 차륜의 폭, 러그의 수, 러그의 각도, 러그의 크기가 있다. 이러한 설계 변수는 케이지 휠의 견인 성능에 큰 영향을 미치는 것으로 보고되었으나(Kittichai 등, 1991) 케이지 휠을 보조 차륜으로 사용한 예는 보고된 바 없다. 케이지 휠을 트랙터용 습지 보조 차륜으로 설계하기 위해서는 습지 조건에서 각 설계 변수가 케이지 휠의 견인 성능에 미치는 영향을 구명하여야 한다.

드라이어(Dwyer, 1988) 등이 점토 함량이 높은 태국의 논 토양 조건에서,

지름 1.42m, 폭 0.47m인 케이지 휠에 수직 하중 5.8kN를 작용시켜 수행한 실험 결과에 의하면 케이지 휠은 다른 차륜에 비하여 구름저항은 크지만 높은 견인 효율을 얻을 수 있는 것으로 나타났다. 특히, 그림 6-11에서와 같이 슬립이 높은 경우에도 큰 견인력을 얻을 수 있기 때문에, 이러한 케이지 휠을 4륜 구동 트랙터의 타이어에 부착하면 트랙터의 습지용 주행 장치로서 이용될 수 있는 것으로 판단된다.

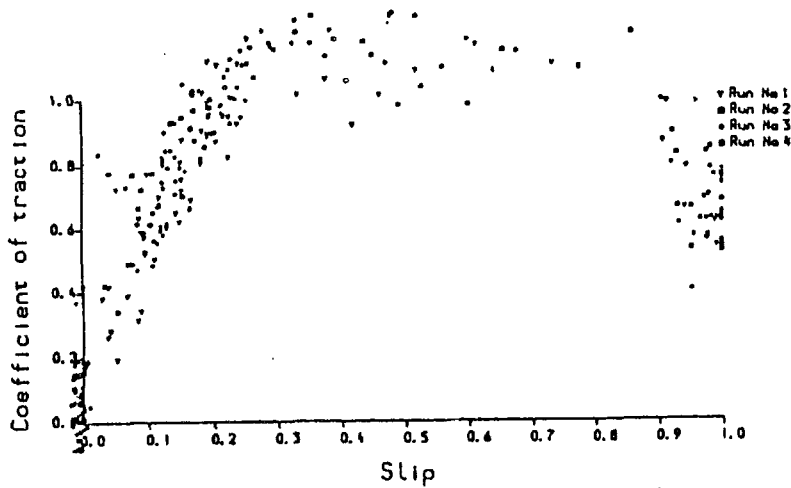
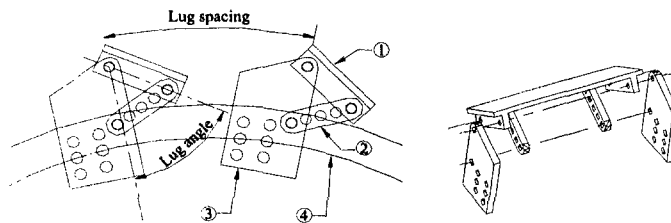
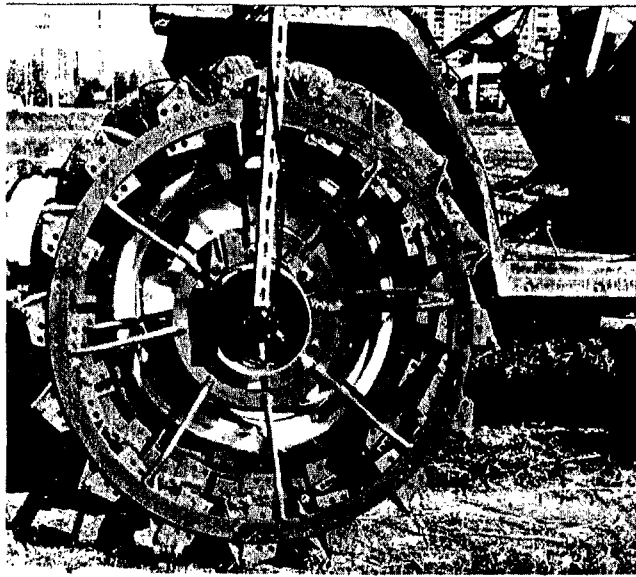


Fig. 6-11 Traction coefficient of cage wheel.

제3절 타이어 부착형 보조 차륜의 설계

그림 6-12는 설계 제작한 시험용 케이지 휠의 모양과 주요 부품을 나타낸 것이다. 타이어 디스크에 케이지 휠을 부착하여 습지에서 구동륜의 보조 역할을 할 수 있도록 설계하였다. 리그는 두께가 8 mm인 장방형의 평판을 사용하였으며, 평판의 단변을 100 mm로 고정하고, 장변은 케이지 휠의 폭의 크기에 따라 변화시켰다. 케이지 휠의 형태를 결정하기 위한 4개의 설계 변수는 조정할 수 있도록 설계하였다. 즉,

(1) 러그각은 케이지 휠의 반경 방향과 러그 판이 이루는 각이다. 러그판은 핀을 이용하여 러그 프레임에 장착하며, 러그각 조정 링크를 이용하여 러그각을 조정한다. 러그각 조정 링크에 있는 러그각 조정 구멍을 이용하여 러그각을 15° , 30° , 45° , 60° , 75° 로 변화시킬 수 있도록 하였다.



- ① Lug plate
- ② Linkage for adjusting lug angle
- ③ Lug frame
- ④ Wheel rim

Fig. 6-12 A view of cage wheel attached to drivin of test tractor.

(2) 케이지 휠의 지름은 러그에 의하여 결정되는 케이지 휠의 외경이다. 볼트를 이용하여 러그 프레임에 림에 장착하며, 러그 프레임에 있는 3단계의 구멍을 이용하여 러그 프레임의 위치를 3단계로 조정하여 케이지 휠의 지름을 1182, 1222, 1262 mm로 조정할 수 있도록 하였다.

(3) 러그 피치각은 케이지 휠의 회전 중심을 기준으로 한 러그와 러그 사이의 각도이다. 케이지 휠에 장착되는 러그 수는 각각 12개와 16개로 조정될 수 있도록 하였으며, 이에 따라 러그 피치각은 각각 30° 와 22.5° 가 된다. 러그 피치는 케이지 휠의 외경을 기준으로 한 원주상에서 러그와 러그 사이의 거리이다. 러그 피치는 러그 피치각과 케이지 휠 지름에 따라 변화된다.

(4) 케이지 휠의 폭은 림과 림 사이의 간격이다. 케이지 휠의 림 간격을 조정하여 휠의 폭을 200, 250, 300 mm로 조정할 수 있도록 하였다. 러그 장변의 길이는 케이지 휠이 폭과 같다.

일반적으로 케이지 휠은 외경이 클수록 견인력이 증가되고 구름 저항이 감소되어 견인 성능이 향상된다. 그러나 외경이 구동 타이어 외경보다 크면 도로를 주행할 때는 케이지 휠이 직접 노면과 접촉하게 된다. 공기압이 160 kPa일 때 구동 타이어의 동반경이 623 mm이었으므로, 케이지 휠의 외경은 구동 타이어보다 작은 것이 2개, 큰 것이 1개이었다. 케이지 휠의 외경이 구동 타이어보다 작을 때는 케이지 휠을 부착한 상태로 도로를 주행할 수 있다.

케이지 휠의 폭이 증가되면 접지압이 감소되어 침하를 줄일 수 있으나 트랙터의 운거와 구름 저항도 증가되므로 작업 수행이 어렵게 된다. 러그 수가 증가될 때도 침하가 감소될 수 있으나 러그 사이에 흙이 부착되어 주행 성능이 떨어진다. 따라서 적절한 러그 피치각을 구명할 필요가 있다. 러그 각도 견인 성능에 큰 영향을 미치는 것으로 알려지고 있다.

제4절 견인 성능 실험

1. 계측 장치

케이지 휠의 견인 성능을 측정하기 위하여 그림 6-13에서와 같은 계측 장치를 구성하였다. 케이지 휠을 장착한 부하 계측용 트랙터가 부하 트랙터를 견인할 때 인장 로드셀로써 견인력을 측정하였다. 부하의 크기는 부하 트랙터의 브레이크로써 가감하였다. 경반이 깊은 눈에서는 부하 계측용 트랙터에서 과도한 슬립이 발생되었기 때문에 부하 트랙터 대신 승용 이양기를 이용하여 부하를 줄이고 슬립을 조정할 수 있도록 하였다.

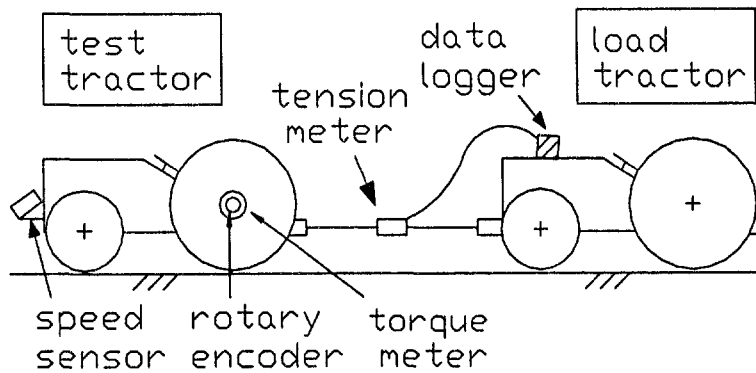


Fig. 6-13 Instrumentation for tractive performance t

부하 계측용 트랙터에는 구동축 토크 변환기, 로터리 엔코더, 속도 센서를 설치하여 좌 우측 구동축의 구동 토크, 구동축의 각속도, 트랙터의 주행 속도를 측정하였다. 구동축 토크 변환기, 로터리 엔코더, 속도 센서는 본 연구 보고서 제3장의 제2절에서와 같은 사양을 사용하였으며, 견인력은 표 6-5에서와 같이 인장 로드셀을 사용하여 측정하였으며, 식 (6-1)과 같은 속도 설정식을 이용하여 결정하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{Drawbar pull}(kN) &= 2000 \times \frac{\text{signal}(mV)}{-3.002 \times 5} \times 9.81 \\
 &= -1.307 \times \text{signal}(mV)
 \end{aligned}
 \tag{6-1}$$

Table 6-5 Specifications of tension load cell

Item	Specifications
Manufacturer	Bongshin Co.
Model	TRU
Rated capacity	2000 kgf
Non-linearity	0.0167 % F.S.
Hysteresis	0.02 % F.S.
Repeatability	0.02 % F.S.
Zero balance	0.4131 % F.S.
Creep (30 min)	0.02 % F.S.
Excitation (recommended)	12 VDC
Max. overload	200 % F.S.
Signal output	-3.002 mV/V

Table 6-6 Specifications of data logger

Item	Specifications
Manufacturer	Omnidata
Model	700 Series Polycorder
Analog sampling	76.8 kHz / Channel
Analog channels	10
Digital channels	5
Frequency channels	3
Memory	448 kByte CMOS static RAM

좌 우측 구동축 토크 변환기, 로터리 엔코더, 인장 로드셀, 속도 센서로부터 출력된 신호를 동시에 수집, 저장하기 위하여 데이터 로거를 사용하였다. 데이터 로거는 A/D변환, 스트레인 증폭, 펄스 카운팅 기능과 프로그램 수행 능력을 가진 휴대형으로서 주요 명세는 표 6-6에서와 같다.

2. 토양 조건

실험은 각각 경반의 깊이가 15~20 cm 정도인 얇은 논과 경반의 깊이가 30~35 cm 정도인 깊은 논을 선정하여 실시하였다. 두 곳 모두 경지 정리를 하지 않은 상태의 포장이었으며 벼 수확 후 배수가 잘 되지 않아 지면에 약 10-20 mm 깊이의 물이 고인 상태이었다. 표 6-7과 6-8는 각각 견인 실험을 실시한 두 포장의 토양 조건을 나타낸 것이고, 그림 6-14는 경반이 깊은 논에서 측정된 원추지수의 변화를 나타낸 것이다. 경반에 이를 때까지 원추지수는 최대 100~200 kPa까지 서서히 증가하였으나 경반에서는 800 kPa 이상으로 급격히 증가하였다.

Table 6-7 Soil properties of test field with shallow hardp

Soil type		Sand
Moisture content (% d.b.)		41
Mean cone index (kPa)	Depth 5 cm	0
	10 cm	200
	15 cm	380
	20 cm	823

토양의 입도 분석은 한국 산업 규격 KSF-2302의 규정에 따라 수행하였으며, 토양의 토성은 미 농무성(USDA)법을 이용하여 결정하였다. 원추지수는 미국 농공학회 표준(ASAE Standard S313.2)에서 제시한 정각과 밀면적이 각각 30°, 323 mm²인 원추를 사용하여 측정하였다. 토양의 함수비는 한국 산업

규격 KSF-2306에 따라, 토양의 흙 입자 비중 시험은 한국 산업 규격 KSF-2308에 따라 실시하였으며, 소성 한계는 한국 산업 규격 KSF-2304에 따라, 액성 한계는 한국 산업 규격 KSF-2303에 따라 결정하였다. 토양의 점성, 내부 마찰각, 부착력, 외부 마찰각은 SR-2 토양 시험기를 이용하여 측정하였다.

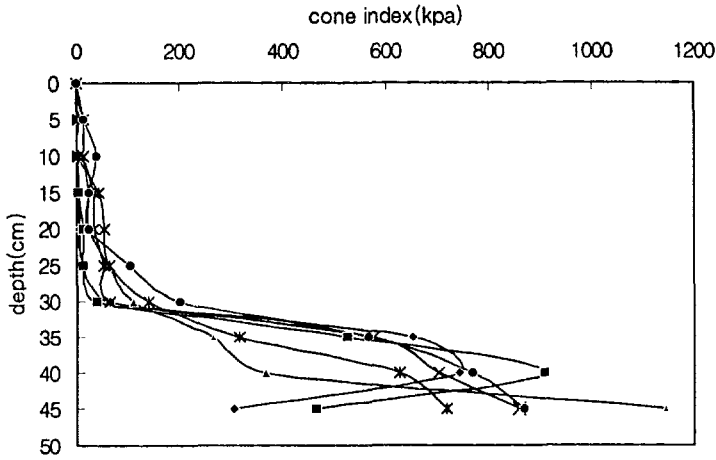


Fig. 6-14 Cone index measured at test field with de

Table 6-8 Soil properties of test field with deep hardp

Soil type	Sandy clay loam
Cohesion (kPa)	11.9
Internal friction angle, (deg)	17.5
Adhesion (kPa)	4.8
Soil metal friction angle, (deg)	10.4
Moisture content (% d.b.)	40.7
Liquid limit (%)	56.6
Plastic limit (%)	40.7
Specific weight	2.6

3. 타이어의 공기압

구동륜의 외측에 케이지 휠을 장착하면 케이지 휠은 타이어와 상호 작용하여 추진력을 발생시킨다. 타이어 공기압이 낮으면 타이어의 동반경이 작아지고 타이어에 의한 추진력보다 케이지 휠에 의한 추진력이 상대적으로 증가된다.

케이지 휠을 부착하고 로터리를 장착한 상태에서 로터리가 최대 지상고에 있을 때 2개의 후륜에 작용하는 하중은 10 kN이었다. 타이어의 공기압-하중 표에 의하면 이 하중에 대한 구동륜 타이어의 적정 공기압은 70 kPa이다. 시험 트랙터에 사용된 구동륜 타이어의 최대 허용 공기압이 160 kPa이므로 실험에서는 75, 125, 160 kPa 3수준으로 공기압을 변화시키며 타이어의 공기압이 케이지 휠의 견인 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

4. 시험 방법

케이지 휠의 설계 변수인 러그각, 러그 피치, 휠의 폭, 휠의 지름을 변화시키며 견인 실험을 수행하였다. 실험에서 설계 변수의 조합은 표 6-9에서와 같이 하였으며, 공기압의 영향을 구명하기 위한 실험에서는 케이지 휠의 지름을 1182 mm와 1222 mm 2 수준으로 선정하였다.

시험 트랙터의 기관 속도는 2,000 rpm으로 유지하였으며, 30초간 직진으로 주행하면서 시험 트랙터의 견인력, 주행 속도, 구동축 토크와 각속도를 각각 측정 기록하였다. 처음 20초 동안은 부하 트랙터의 변속기를 중립 위치에 놓고 견인하였으며, 다음 10초 동안은 시험 트랙터의 슬립이 증가되도록 부하 트랙터의 브레이크를 작동시켜 견인 부하를 증가시켰다.

시험 트랙터는 2륜 구동으로 하였으며, 경반이 얇은 곳에서는 주행 속도를 M2단(4.1 km/h)으로 하였다. 경반이 깊은 곳에서는 M2단에서 과도한 슬립이 발생하였기 때문에 부하 트랙터를 승용 이앙기로 대체한 후 M2단과 M1단(2.9 km/h)으로 견인하였다.

경반이 깊은 논에서는 좌우 구동 타이어 자국을 따라 각각 3곳을 선정하

여 50 mm 깊이로 원추지수를 측정하고 이를 평균하여 타이어 자국이 난 부분의 토양 경도를 결정하였다.

Table 6-9 Combination of design parameters of cage wheel for

Design parameter	Lug angle (°)	Wheel diameter (mm)	Wheel width (mm)	Lug pitch (mm)	Inflation pressure (kPa)
Shallow hardpan	15, 30, 45, 75	1182	300	232	125
	30, 45	1182	300	310	125
Deep hardpan	15, 30, 45, 60	1182	300	232	125
	30, 45	1182	300	310	125
	30, 45	1182	200	232	125
	30, 45	1262	300	248	125
	45	1182	300	232	75, 125, 160
	45	1222	300	240	125, 160

5. 결과 및 고찰

가. 견인 성능

케이지 휠의 견인 성능은 견인력과 견인 효율로써 나타내었다. 각 실험 조건에서 측정된 견인력과 견인 효율은 그 값이 분산되어 있기 때문에 이를 직접 비교하기는 어렵다. 따라서, 비교의 편의를 위하여 슬립의 함수로서 견인력과 견인 효율에 대한 실험식을 유도하여 이를 비교하였다. 실험식은 Wismer-Luth 식(1974)을 적용하여 식 (6-2), (6-3)에서와 같이 유도하였으며, 이 때 상수 A, B, C, D는 SAS 프로그램을 이용하여 비선형 회귀방정식으로 결정하였다.

$$P = A(1 - e^{BS}) \quad (6-2)$$

$$TE = (1 - S) \left[1 - \frac{C}{1 - e^{DS}} \right] \quad (6-3)$$

여기서, P = 견인력

TE = 견인 효율

S = 슬립

나. 경반이 얇은 논외의 경우

1) 러그각의 영향

그림 6-15~6-18은 경반이 얇은 논에서 러그각이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 견인 성능 실험에서 케이지 휠의 폭과 지름은 각각 300 mm와 1182 mm로 고정하였으며, 러그 피치는 232 mm와 310 mm 두 종류로 하였다. 러그각은 각 러그 피치에 대하여 15°, 30°, 45°, 75° 4 수준으로 변화시켰다. 케이지 휠을 부착하지 않고 타이어만을 부착하였을 때의 견인 성능도 함께 비교하였다.

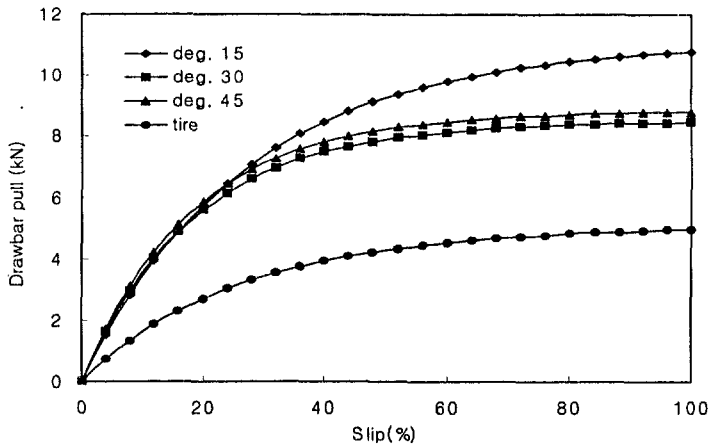


Fig. 6-15 Effects of lug angle on drawbar pull for the wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter.

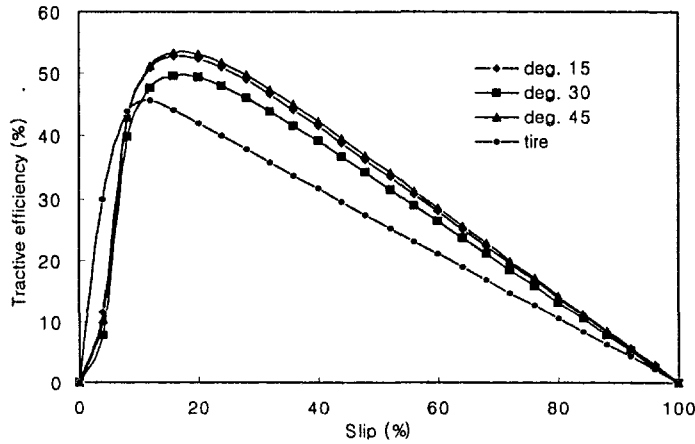


Fig. 6-16 Effects of lug angle on tractive efficiency cage wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter.

그림 6-15에서와 같이 러그 피치가 232 mm인 경우, 러그각에 따른 견인력 차이는 슬립이 30% 이하이면 나타나지 않았다. 그러나 슬립이 30% 이상이면 러그각이 증가할수록 견인력은 감소되었다. 러그각이 75도일 때는 100%의 슬립이 발생하여 부하 트랙터의 견인이 불가능하였다. 이는 232 mm와 같이 러그 피치가 작은 경우에는 러그각이 증가할수록 러그의 실제 접지 면적이 증가하여 충분한 토양 추진력을 얻을 수 있는 단단한 토층까지 케이지 휠이 침하되지 않기 때문인 것으로 판단된다. 최대 견인력을 얻기 위해서는 케이지 휠이 경반까지 침하되어야 한다. 그러나 이 경우에도 운동저항이 증가되기 때문에 무조건 케이지 휠을 경반까지 침하시킬 수는 없다. 견인 효율에서는 그림 6-16에서와 같이 슬립에 관계없이 러그각의 영향은 크게 나타나지 않았으며, 최대 견인 효율은 슬립이 20% 정도일 때 약 53% 정도이었다. 타이어만을 사용하였을 때의 견인력과 견인 효율은 케이지 휠을 부착하였을 때보다 크게 감소하였으며, 케이지 휠에 의한 견인 성능은 타이어만을 부착하였을 때보다 견인력에서 최대 114%, 견인 효율에서 최대 32% 향상되었다.

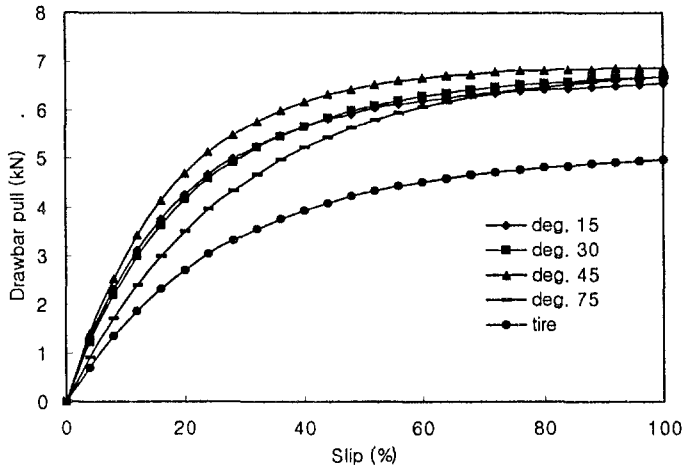


Fig. 6-17 Effects of lug angle on drawbar pull for cage wheel with 310mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter.

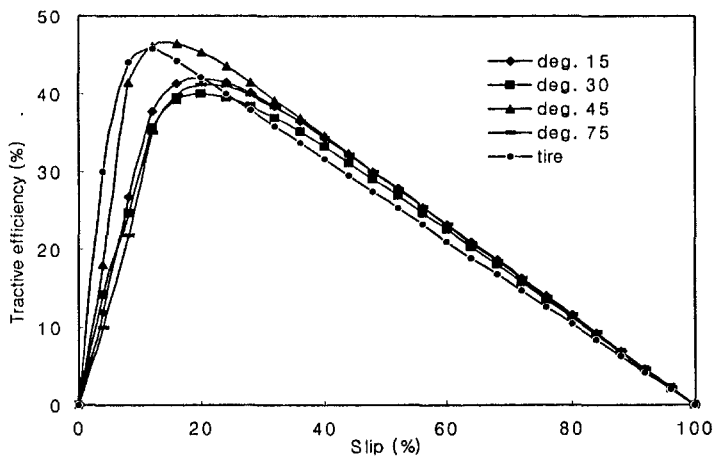


Fig. 6-18 Effects of lug angle on tractive efficie the cage wheel with 310 mm lug pitch, 300 m width and 1182 mm diameter.

러그 피치가 310 mm인 케이지 휠의 경우에는 그림 6-17에서와 같이 러그

각이 45°일 때 견인력이 가장 크게 나타났으며, 러그각이 75°일 때는 오히려 견인력이 감소되었다. 견인 효율은 그림 6-18에서와 같이 러그각에 의한 영향은 크게 나타나지 않았다.

케이지 휠을 부착하였을 경우, 타이어만을 부착한 경우에 비하여 모든 러그각에서 견인력이 향상되었다. 견인 효율은 모든 러그각에서 타이어만을 부착한 경우와 비교하여 큰 차이가 없었으나 향상되는 경향을 나타내었다. 이는 케이지 휠을 부착하였을 때 구름 저항의 증가보다는 토양 추진력의 증가가 더 컸기 때문인 것으로 판단된다.

2) 러그 피치의 영향

그림 6-15와 6-17 및 그림 6-16와 6-18을 비교하여 러그 피치가 견인 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 러그각이 같을 때 견인력과 견인 효율은 러그 피치가 작을수록 우수하였다. 즉, 러그 피치가 232 mm일 때의 견인력과 견인효율은 러그 피치가 310 mm일 때보다 우수하였다. 이는 러그 피치가 작을수록 케이지 휠의 러그 수가 증가되어 러그에 의한 추진력이 증가되기 때문인 것으로 판단된다. 실험한 토양에서는 러그 사이에 흙이 부착되는 현상은 발생되지 않았으나 러그 피치가 작으면 러그 사이에 흙이 부착되어 주행 성능이 저하되므로 토양에 따라 적절한 러그 피치가 요구된다.

다. 경반이 깊은 논외의 경우

1) 케이지 휠을 부착하지 않았을 때의 견인 성능

그림 6-19와 그림 6-20은 각각 경반이 깊은 논에서 케이지 휠을 부착하지 않았을 때 트랙터의 견인력과 견인 효율을 나타낸 것이다.

견인력은 주행 속도에는 큰 영향을 받지 않았으며, 슬립이 30% 이상일 때는 슬립의 영향도 크게 나타나지 않았다. 또한 시험 포장은 토양의 함수비가 40.7%로서 높았기 때문에 슬립이 증가될수록 타이어에 많은 흙이 부착되어 구름 저항이 더욱 증가되는 현상이 나타났다.

견인 효율은 그림 6-20에서와 같이 주행 속도가 저속일 때는 약간 증가되

었으나 그 차이는 크지 않았으며, 경반이 얇은 논에 비하여 54% 정도 감소 되었다.

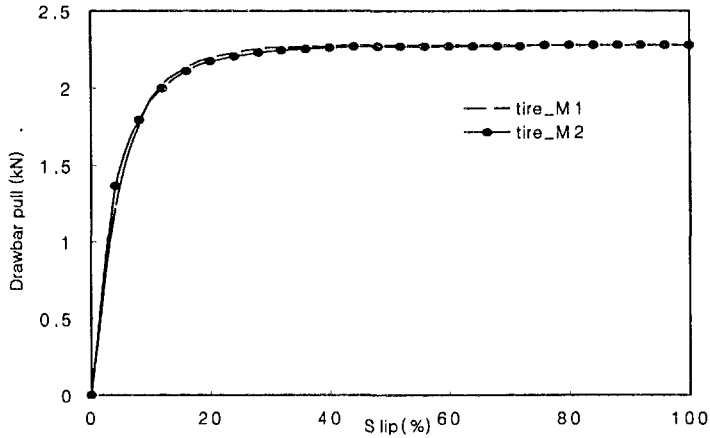


Fig. 6-19 Drawbar pull of tractor with tire only in a hardpan field.

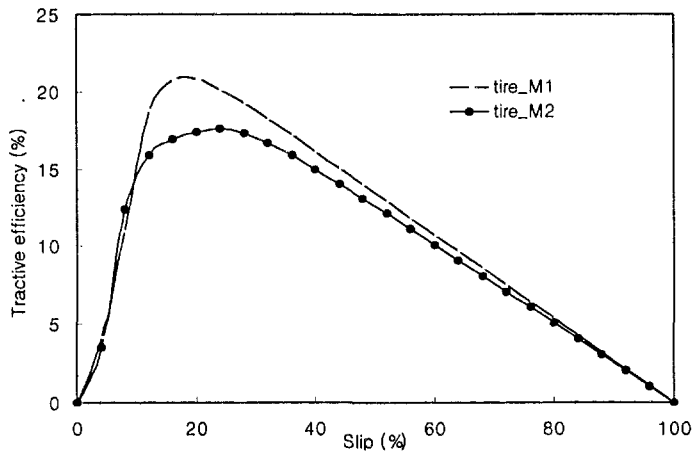


Fig. 6-20 Tractive efficiency of tractor with tire in a deep hardpan field.

타이어 자국에서 측정된 원추지수는 699 kPa로서 타이어만을 부착하였을 때는 비교적 단단한 경반까지 트랙터가 침하되는 것으로 나타났다.

2) 러그각의 영향

그림 6-21~그림 6-24는 케이지 휠의 지름을 1182 mm, 러그 피치를 232 mm로 고정하고 M1단과 M2단의 주행 속도에서 러그각이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이 때 러그각은 각각 15°, 30°, 45°, 60°로 변화시켰다.

M1단에서 케이지 휠을 부착한 트랙터의 견인력은 그림 6-21에서와 같이 러그각이 45°와 60°일 때 타이어만을 부착한 경우보다 각각 최대 48%와 36% 증가되었으며, 케이지 휠의 보조 역할이 확실하게 나타났다. 그러나, 러그각이 15°와 30°일 때는 러그와 러그 사이에 흙이 부착되어 견인력이 감소되는 것으로 나타났다. M1단에서 슬립이 30% 이상일 때는 견인력이 크게 증가되지 않는 것으로 나타났다.

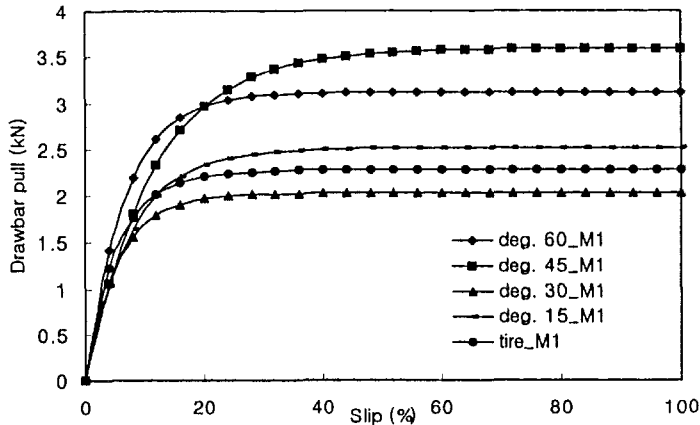


Fig. 6-21 Effects of lug angle on drawbar pull for the wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter at M1 gear.

M2단에서는 그림 6-23과 그림 6-24에서와 같이 러그각에 관계없이 견인력과 견인 효율에서 모두 케이지 휠의 효과가 나타나지 않았다. M1단에 비하

여 견인력이 감소되는 것은 주행 속도의 증가에 따라 구름 저항이 증가되기 때문인 것으로 판단된다.

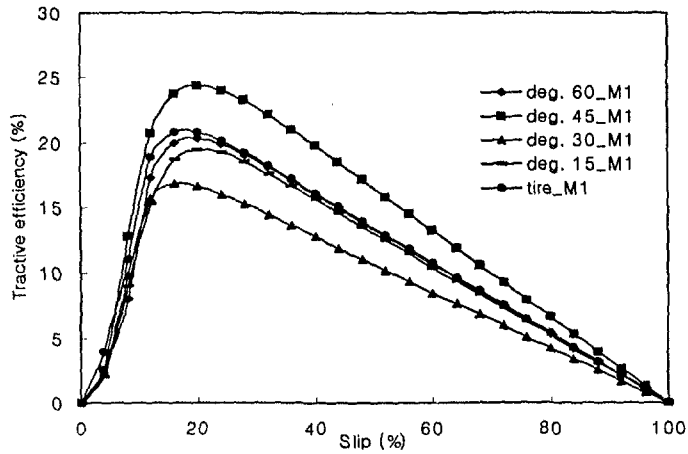


Fig. 6-22 Effects of lug angle on tractive efficiency for cage wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter at M1 gear.

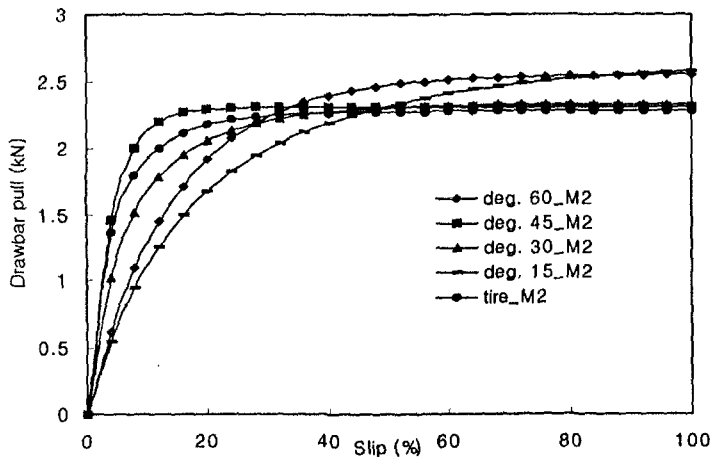


Fig. 6-23 Effects of lug angle on drawbar pull for the wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter at M2 gear.

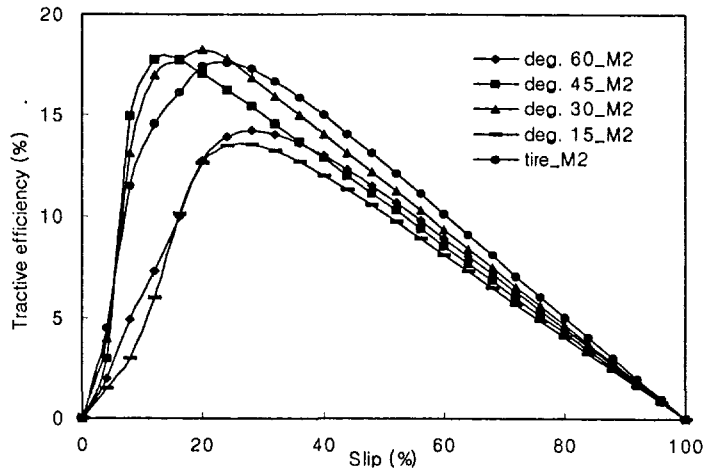


Fig. 6-24 Effects of lug angle on tractive efficiency cage wheel with 232 mm lug pitch, 300 mm width and 1182 mm diameter at M2 gear.

타이어 자국의 원추지수는 360 kPa로서, 케이지 휠을 부착하면 케이지 휠이 트랙터의 하중을 일부 지지하여 타이어의 접지압과 트랙터의 침하를 감소시키는 것으로 판단된다. 그러나 접지압의 감소는 토양 반력의 감소를 초래하여 견인 작업에서는 슬립이 증가되고 견인력과 견인 효율이 감소되는 원인이 된다. 즉, 접지압이 감소되면 타이어와 케이지 휠이 경반까지 침하되지 않고 중간층의 연약한 토층에서 추진력을 얻기 때문에 큰 견인력을 얻을 수 없는 것으로 판단된다.

견인 효율도 견인력과 같이 러그각이 45°, 주행 단수가 M1일 때 케이지 휠에 의한 효과가 나타났으며, 다른 조건에서는 타이어만을 부착한 경우보다 오히려 견인 효율이 감소되었다. 견인 효율의 감소는 차륜 폭의 증가로 인한 구름 저항의 증가와 낮은 접지압으로 인한 추진력의 감소 때문인 것으로 판단된다.

3) 러그 피치의 영향

그림 6-25와 그림 6-26은 케이지 휠의 지름을 1182 mm로 고정하고 러그 피치를 232 mm에서 310 mm로 증가시킨 후 주행 속도를 M1단과 M2단으로 하였을 때, 러그각이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이때 러그각은 30°와 45°로 변화시켰다. 견인력은 타이어만을 부착하였을 때보다 30% 이상 크게 향상되었으며, 케이지 휠의 효과가 크게 나타났다. 슬립이 40%에 이를 때까지 견인력은 슬립의 증가에 따라 빠르게 증가되었으나 그 이상에서는 크게 증가되지 않았다. 그러나 40% 이하의 슬립에서는 러그각이 45°일 때보다 30°일 때 견인력이 더 컸으며, 높은 슬립에서도 러그 사이에 흙이 부착되는 현상은 나타나지 않았다. 이는 러그 피치가 232 mm인 경우와는 반대되는 현상이었다.

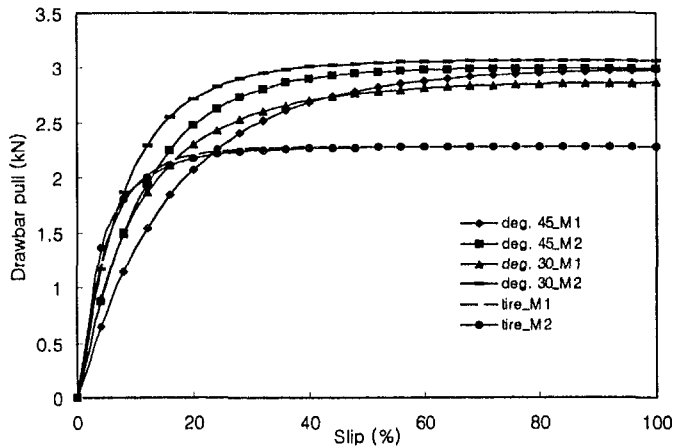


Fig. 6-25 Effects of lug angle on drawbar pull for cage wheel with 310 mm lug pitch, 300 mm lug width and 1182 mm diameter.

타이어 자국에서 측정된 원추지수는 564 kPa이었으며, 러그 피치가 232 mm일 때보다 증가되었다. 이는 러그 피치가 232 mm에서 310 mm로 증가되었을 때 케이지 휠의 러그가 16개에서 12개로 감소되고 토양과 케이지 휠의

접촉 면적이 러그 피치가 232 mm일 때보다 감소되어 케이지 휠이 경반까지 침하 되었기 때문인 것으로 판단된다.

견인 효율은 M1단과 M2단에서 모두 타이어만을 부착한 경우에 비하여 증가되었으며, M2단에서는 러그 피치가 232 mm일 때보다 17% 이상 크게 향상되었다. 이는 러그 피치가 증가되면 케이지 휠의 침하가 증가되어 트랙터가 보다 단단한 토층에서 주행할 수 있으며 슬립이 감소되기 때문인 것으로 판단된다.

경반의 깊이가 30 cm 이하인 눈에서는 러그 피치를 증가시켜 단단한 경반까지 트랙터를 침하시키는 것이 견인 성능을 높일 수 있는 방법으로 생각된다. 그러나 경반이 깊은 눈에서는 러그 피치를 작게 하여 트랙터의 침하를 감소시켜야 하며, 이러한 조건에서는 큰 견인력이 요구되는 쟁기 작업은 적합하지 않다고 판단된다.

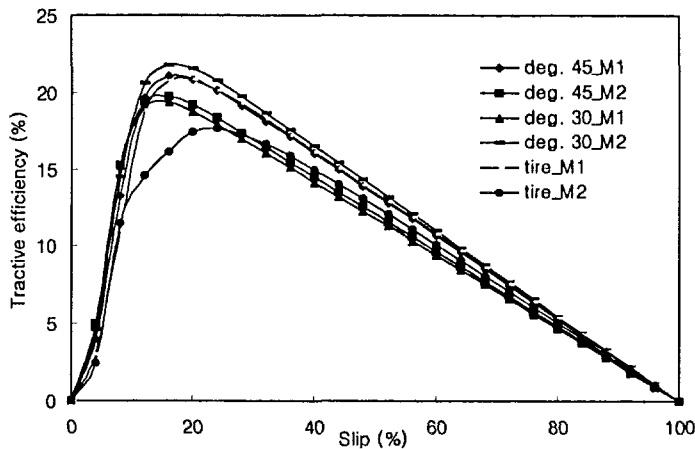


Fig. 6-26 Effects of lug angle on tractive efficiency cage wheel with 310 mm lug pitch, 300 mm lug width and 1182 mm diameter.

4) 차륜 폭의 영향

그림 6-27과 그림 6-28은 케이지 휠의 폭을 300 mm에서 200 mm로 줄이고,

러그 피치를 232 mm, 지름을 1182 mm로 하였을 때 M1단과 M2단의 주행 속도에서 러그각이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

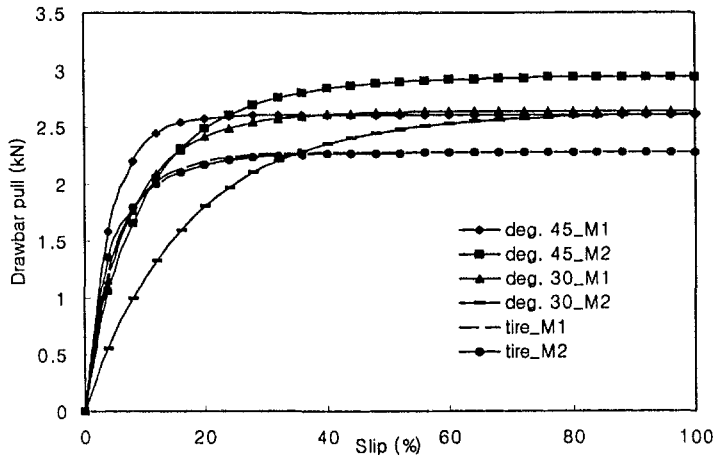


Fig. 6-27 Effects of lug angle on drawbar pull for the wheel with 232 mm lug pitch, 200 mm lug width and 1182 mm diameter.

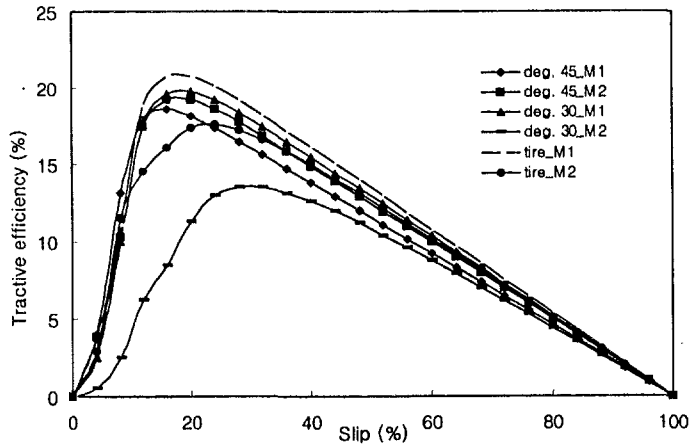


Fig. 6-28 Effects of lug angle on tractive efficiency for the cage wheel with 232 mm lug pitch, 200 mm lug width and 1182 mm diameter.

케이지 휠을 부착하였을 때는 M2단에서 러그각이 30°이고 슬립이 30% 이하인 경우를 제외하고는, 모두 케이지 휠을 부착하지 않았을 때보다 견인력이 증가하여 케이지 휠의 효과가 나타났다.

타이어 자국에서 측정된 원추지수는 590 kPa이었다. 케이지 휠의 폭이 300 mm, 러그 피치가 232 mm인 경우와 비교하면 같은 러그 피치에서 차륜의 폭이 감소됨으로서 타이어 자국의 원추지수가 크게 증가되었으며, 또한, 케이지 휠이 보다 단단한 토층에서 주행하였기 때문에 최대 견인력도 증가된 것으로 판단된다.

그림 6-25와 그림 6-26에서 나타낸 케이지 휠의 폭이 300 mm, 러그 피치가 310 mm인 경우와 비교하면 타이어 자국의 원추지수는 큰 차이가 없었으나 견인력과 견인 효율은 모두 낮게 나타났다. 따라서, 동일한 접지압에서는 러그 피치와 휠의 폭이 큰 케이지 휠이 견인 성능을 높이는 데 효과적인 것으로 판단된다.

5) 케이지 휠 지름의 영향

그림 6-29와 그림 6-30은 케이지 휠의 폭을 300 mm, 러그 피치를 248 mm로 하고, 지름을 1262 mm로 증가시켰을 때 M1단과 M2단의 주행 속도에서 러그각이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

케이지 휠의 지름을 증가시켰을 때 견인력은 4 작업 조건에서 모두 케이지 휠이 없을 때보다 47% 이상 향상되었으며, 견인 효율도 타이어만을 부착하였을 때보다 증가되는 경향을 나타내었다. 따라서, 케이지 휠의 견인 성능에 가장 큰 영향을 미치는 설계 변수는 지름인 것으로 판단된다.

케이지 휠의 반경이 타이어의 동반경보다 큰 경우에는 케이지 휠이 타이어보다 더 단단한 토층과 접촉하기 때문에 케이지 휠의 효과가 확실하게 나타나는 것으로 판단된다.

타이어 자국에서 측정된 원추지수는 359 kPa로서, 러그 피치의 증가로 인한 접지 면적은 감소되었으나, 동시에 휠 지름의 증가로 인한 접지 면적은

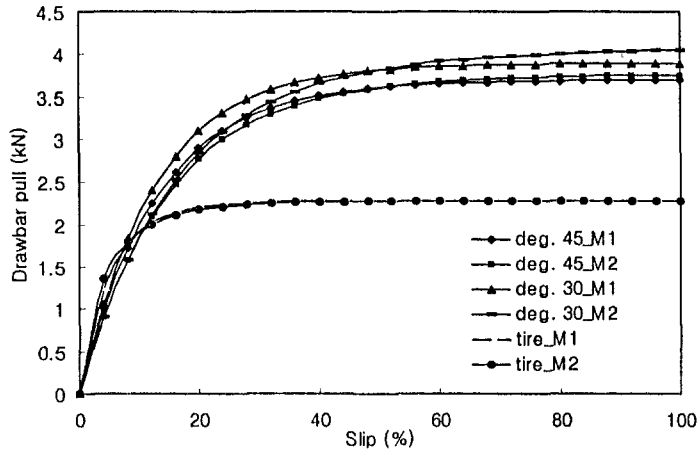


Fig. 6-29 Effects of lug angle on drawbar pull for cage wheel with 248 mm lug pitch, 300 mm lug width and 1262 mm diameter.

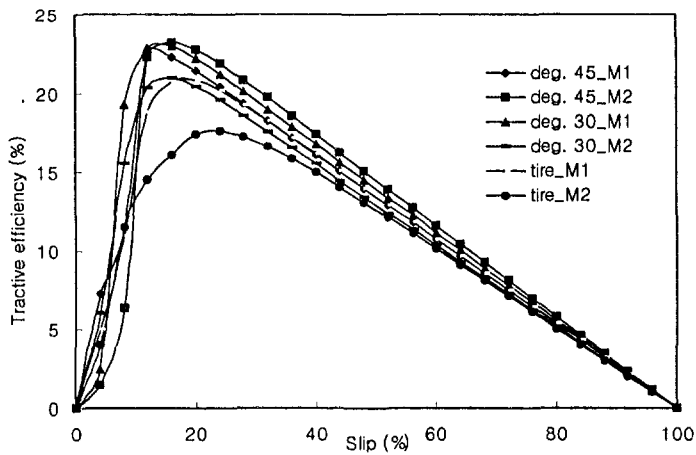


Fig. 6-30 Effects of lug angle on tractive efficiency for the cage wheel with 248 mm lug pitch, 300 mm lug width and 1262 mm diameter.

증가되어, 전체적으로는 케이지 휠의 접지 면적이 증가되었기 때문에 접지

압이 낮아진 것으로 판단된다. 그러나 낮은 접지압에서도 케이지 휠에 의한 견인력 제고 효과가 크기 때문에 트랙터의 습지 적응력은 향상될 것으로 판단된다.

견인 효율에서도 다른 설계 변수보다는 케이지 휠 지름의 영향이 가장 크게 나타났다. 케이지 휠의 지름을 증가시키면 견인력이 증가되며, 슬립을 감소시킬 수 있다. 따라서, 휠의 지름을 증가시키는 것이 케이지 휠의 효과를 제고할 수 있는 가장 기본적인 방법인 것으로 판단된다.

6) 공기압의 영향

그림 6-31과 그림 6-32는 케이지 휠의 폭을 300 mm, 러그 피치를 232 mm, 지름을 1182 mm, 러그각을 45°로 하였을 때 M1단과 M2단의 주행 속도에서 타이어 공기압이 견인력과 견인 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

M1단에서 트랙터의 견인력은 공기압이 160 kPa일 때보다 75 kPa일 때 최대 7.4% 증가하였으며, M2단에서도 160 kPa일 때보다 125 kPa, 75 kPa일 때 각각 최대 3.8%, 13.7% 증가되었다. 즉, 타이어의 공기압이 감소될수록 견인력은 증가되었다.

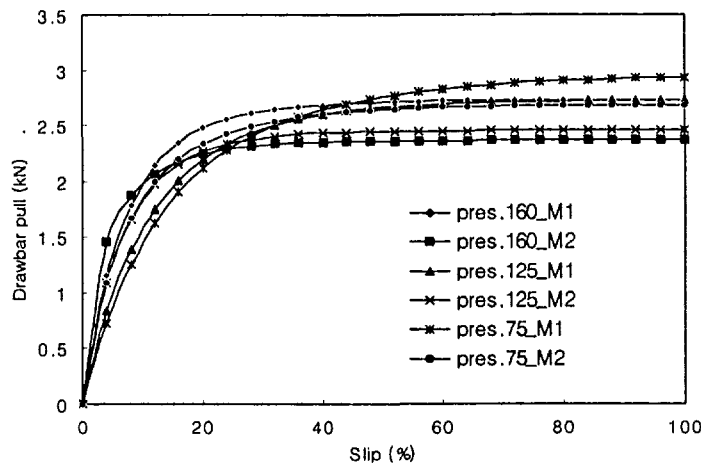


Fig. 6-31 Effects of inflation pressure on drawbar p the cage wheel with 1182 mm diameter.

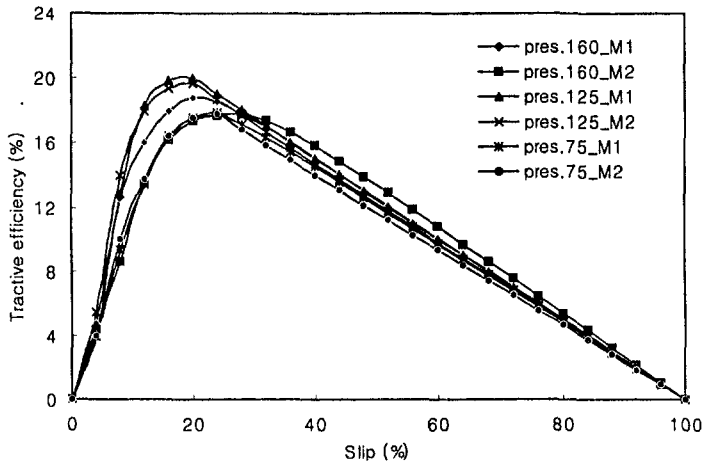


Fig. 6-32 Effects of inflation pressure on tractive for the cage wheel with 1182 mm diameter.

M1단의 견인 효율은 공기압이 160 kPa일 때보다 75 kPa일 때 3.7% 감소되었으며, M2단에서도 125 kPa, 75 kPa일 때 각각 3.8%, 8.5% 감소하였다. 공기압이 감소될수록 견인 효율도 감소되었다.

그림 6-33과 그림 6-34는 같은 조건에서 케이지 휠의 지름을 1222 mm로 증가시켰을 때 공기압의 변화에 따른 견인력과 견인 효율의 변화를 나타낸 것이다. 타이어 공기압이 75 kPa일 때는 케이지 휠이 노면과 접촉하여 도로 주행이 어려웠으므로 견인 실험에서는 공기압을 125 kPa과 160 kPa 2 수준으로 변화시켰다.

견인력은 M1단에서 슬립이 60% 이하일 때 두 수준의 공기압에서 최대 11%의 차이가 나타났으나 60% 이상일 때는 차이가 나타나지 않았다. M2단에서는 두 수준의 공기압에서 견인력의 차이가 없는 것으로 나타났다.

견인 효율은 M1단에서 타이어 공기압이 160 kPa일 때가 125 kPa일 때보다 최대 12% 증가되었으나, M2단에서는 2 수준의 공기압에서 견인 효율의 차이가 나타나지 않았다.

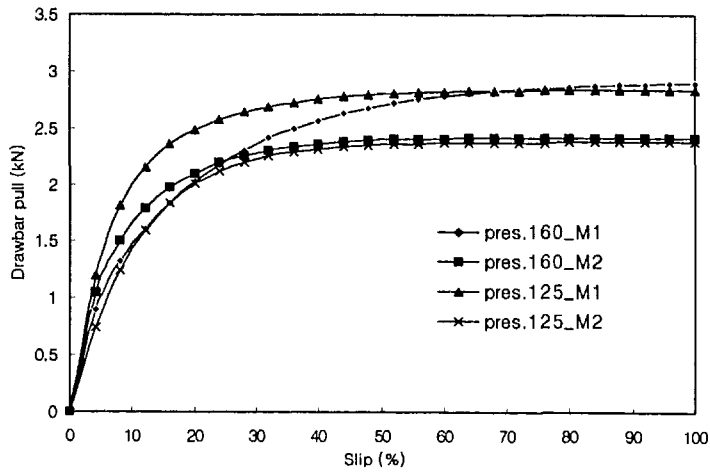


Fig. 6-33 Effects of inflation pressure on drawbar p for the cage wheel with 1222 mm diameter.

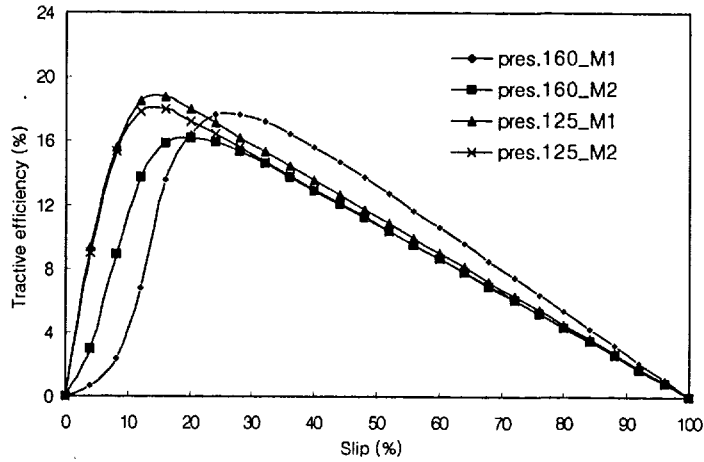


Fig. 6-34 Effects of inflation pressure on tractive for the cage wheel with 1222 mm diameter.

이상의 실험 결과를 종합하면 20% 이상의 슬립에서는 공기압이 감소될수록 견인력은 증가되고 견인 효율은 감소되나 그 차이는 크지 않은 것으로

판단된다.

실험에 사용된 바이어스 플라이 타이어의 경우에는 공기압이 견인 성능에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 알려지고 있다(이동렬 등, 1998). 그러나, 케이지 휠을 부착하였을 때는 공기압이 감소되면 타이어의 동반경이 작아져서 토양에 대한 케이지 휠의 작용이 증가된다. 따라서 공기압의 변화에 의한 견인 성능의 변화는 케이지 휠의 작용 때문인 것으로 판단된다. 실제로 공기압을 160 kPa에서 125 kPa로 감소시켰을 때 시험 트랙터의 타이어 동반경은 3 mm 감소되었으며, 75 kPa로 감소시켰을 때는 타이어의 동반경이 11 mm 감소되었다.

제7장 습지용 트랙터 보조 차륜

제1절 습지용 트랙터 보조 차륜의 설계

1. 습지용 트랙터 부착 타이어

습지용 트랙터 구동 타이어의 규격은 9.5-20 FM2 6PR이다. 동양물산에서 제공한 타이어 9.5-20 FM2 6PR 승인도에 의하면 9.5-20 FM2 6PR 타이어의 제원은 표 10에서와 같다.

Table 7-1 Specifications of tractor tire for wet land use

Item	Specifications	Unit	Remark
Size	9.5-20 6PR		
Lug type	R2		
Overall diameter	945±8	mm	New tire
Section width	240±5	mm	New tire
Tread radius	431.8±50.8	mm	New tier
Tread width	264±5	mm	New tire
Lug height(skid depth)	45.6±1.5	mm	New tire
Air pressure	220	kPa	Max
Load	8.232	kN	Max
Rim	Recommend	w-8×20	
	Permitted	w-7×20	

2. 습지용 트랙터 보조 차륜의 설계

구동 타이어의 특성과 실험용 케이지 휠의 견인 성능 실험 결과를 이용하여 트랙터용 습지 보조 차륜을 설계하였다. 설계 요점을 정리하면 다음과 같다.

(1) 케이지 휠 형식의 보조 차륜을 설계하였다. 경반이 깊은 논에서는 케이지 휠 형식의 보조 차륜을 장착하였을 때 견인 성능은 타이어만 장착하였

을 때 보다 높게 나타났다. 케이지 휠의 설계 변수가 변화되면 타이어 자국의 원추지수가 변화된다. 이는 구동륜 접지압이 변화되는 것을 의미한다. 즉, 설계 변수를 적절히 선정하면 습지 조건에서 작업할 수 있는 보조 차륜을 설계할 수 있다.

(2) 보조 차륜의 지름은 880 mm로 선택하였다. 트랙터 타이어의 외경은 945 mm, 동반경은 약 450 mm로 추정하였다. 보조 차륜을 부착한 상태에서 도로 주행이 가능하도록 하였으며, 이 조건을 고려하여 보조 차륜의 외경을 최대한 크게 하였다.

견인 성능 실험 결과에 의하면 보조 차륜의 외경이 크면 견인 성능이 향상되고 접지압도 낮출 수 있기 때문에 습지 적응 능력이 높아진다. 그러나 보조 차륜의 작용 반경이 구동 타이어의 동반경 보다 크면 도로 주행시 보조 차륜이 단단한 노면에 접촉하여 진동이 일어나기 때문에 주행이 어렵게 된다. 보조 차륜의 러그 부분을 접는 형식으로 설계하면 작업할 때는 보조 차륜의 반경을 타이어보다 크게 하여 트랙터의 견인 성능을 높일 수 있고, 도로 주행에서는 러그를 접어 보조 차륜과 노면이 접촉하지 않도록 하여 편리한 점은 있으나 보조 차륜의 구조가 복잡하게 되고 차륜의 가격과 무게가 증가하게 된다.

(3) 보조 차륜의 폭을 314 mm와 200 mm의 두 수준으로 하였다. 보조 차륜의 폭을 크게 하면 접지압을 감소시킬 수 있어 습지에서 작업 능력이 높아지나, 보조 차륜의 폭이 너무 크면 사용상 불편한 점이 많다. 견인 성능 실험에 의하면 경반의 원추지수가 300 kPa인 토양에서는 보조 차륜의 폭이 300 mm 이상이 되어야 할 것으로 판단된다. 그러나, 경반의 강도가 높고 또 깊이가 30 mm 이하인 경우에는 차륜이 단단한 경반에서 주행하기 때문에 큰 견인력을 얻을 수 있다. 따라서, 성능 시험을 위하여 차륜이 폭이 각각 314 mm와 200 mm인 두 가지 차륜을 설계하였다.

(4) 러그 피치는 230 mm를 선택하였다. 견인 성능 실험에 의하면 러그 수가 많을수록 더 큰 견인력을 얻을 수 있고 접지압을 감소시킬 수 있다.

(5) 러그 각은 45°로 하였다. 견인 성능 실험에서 45°의 러그 각이 가장 우수한 것으로 나타났다. 45°의 러그 각을 사용하면 높은 견인 성능을 얻을 수 있으며 높은 슬립에서도 러그에 흙이 부착되는 블로킹 현상을 방지할 수 있다.

(6) 구조를 간단히 하였다. 구조를 간단히 하면 보조 차륜의 중량을 감소시킬 뿐만 아니라 습지에서 차륜에 흙이 부착되는 블로킹 현상을 방지할 수 있다. 러그의 내부 공간을 크게 하여 블로킹을 방지하였다.

그림 16은 설계 제작한 습지용 트랙터 보조 차륜이다. 그림 16(a)는 폭이 넓은 보조 차륜이고 그림 (b)는 폭이 좁은 보조 차륜이다.



(a)

(b)

그림 7-1 습지용 트랙터 보조 차륜

제2절 견인 성능 실험

1. 실험 장치

동양물산(주)에서 개발한 습지용 트랙터는 그림 7-2에서와 같다. 케이지 휠을 장착한 상태에서 트랙터의 견인성능을 계측하기 위하여 그림 7-3에서와 같이 개발된 케이지 휠을 트랙터의 후륜에 장착하였다. 트랙터 후륜의 회전 속도를 계측하기 위하여 그림 7-4에서와 같이 트랙터의 후륜의 구동축

에 엔코더를 장착하였으며, 트랙터의 주행 속도를 계측하기 위하여 그림 7-5에서와 같이 속도 센서를 장착하였다. 습지용 트랙터로 부하 트랙터를 견인하면서 인장 로드셀로써 견인력을 측정하였다. 부하의 크기는 부하 트랙터의 브레이크로써 가감하였다.



그림 7-2 습지용 트랙터



그림 7-3 케이블을 부착한 습지용 트랙터

로터리 엔코더, 인장 로드셀, 속도 센서로부터 출력된 신호를 동시에 수집, 저장하기 위하여 데이터 로거를 사용하였다. 로터리 엔코더, 속도 센서, 인장 로드셀은 본 연구 보고서 제3장의 제2절에서와 같은 사양을 사용하였다.

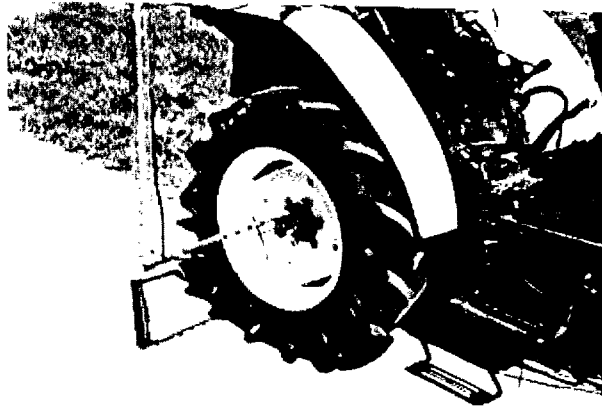


그림 7-4 습지용 트랙터에 장착된 엔코더.



그림 7-5 습지용 트랙터에 장착된 속도 센서

2. 토양 조건

견인 성능 실험은 서울대학교 농업생명과학대학 부속 농장 포장에서 실시하였으며, 가을에 경운을 하고 봄에 건담 로터리 작업을 진행하여 채토가 잘 된 상태였다. 모내기 직전 물을 관수하여 2일 후에 견인 성능 실험을 수행하였다. 그림 7-6은 실험 포장에서 측정된 원추지수의 변화이다.

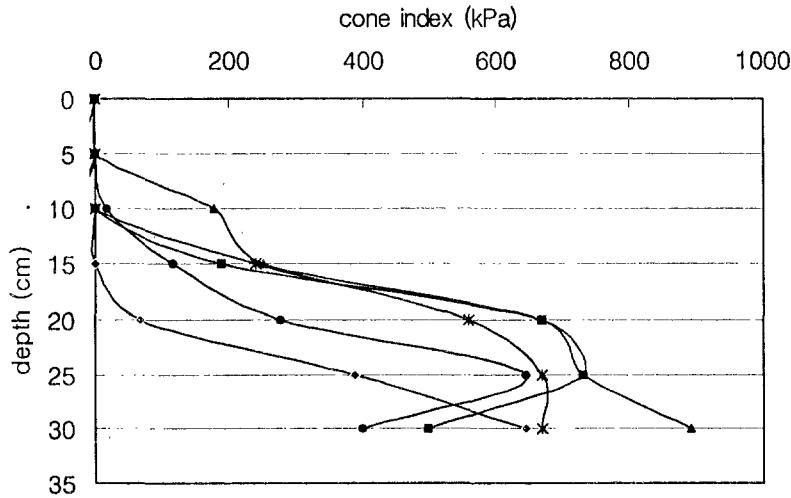


그림 7-6 실험 포장의 원추지수.

3. 실험방법

시험 트랙터의 기관 속도는 2,000 rpm으로 유지하였으며, 30초간 직진으로 주행하면서 시험 트랙터의 견인력, 주행 속도, 구동축의 각속도를 각각 측정 기록하였다. 처음 5초 동안은 부하 트랙터의 변속기를 중립 위치에 놓고 견인하였으며, 다음 10초 동안은 시험 트랙터의 슬립이 증가되도록 부하 트랙터의 브레이크를 작동시켜 견인 부하를 증가시켰다. 부하 트랙터는 동양물산(주)에서 생산한 4140형 트랙터를 사용하였다.

시험 트랙터는 2륜 구동으로 하였으며, 주행 속도는 부변속 2단, 주변속

3단(2.453 km/h)과 부변속 2단, 주변속 4단(3.366 km/h)으로 하였다.

4. 실험결과

습지용 트랙터로 부하 트랙터를 견인하면서 견인 부하, 주행속도, 구동륜의 회전 속도를 계측하여 계산된 습지용 트랙터의 견인력이 슬립의 변화에 따르는 변화는 그림 7-7에서와 같다. 케이지 휠을 부착한 상태와 부착하지 않은 두 가지 상태였으며, 주행 속도는 부 변속을 2단으로 고정하고 주 변속은 각각 3단과 4단으로 하였다.

그림 7-7에서 주행속도가 낮은 주 변속 3단에서는 주 변속 4단에 비하여 더 높은 견인력이 나타났으며, 케이지 휠을 부착하면 견인력이 약 16% 증가하였다. 주 변속 4단에서는 슬립이 40% 이하이면 케이지 휠을 부착한 경우에 높은 견인력이 나타났고, 슬립이 40% 이상이면 케이지 휠을 부착하지 않은 경우에 약간 더 높은 견인력이 나타났다.

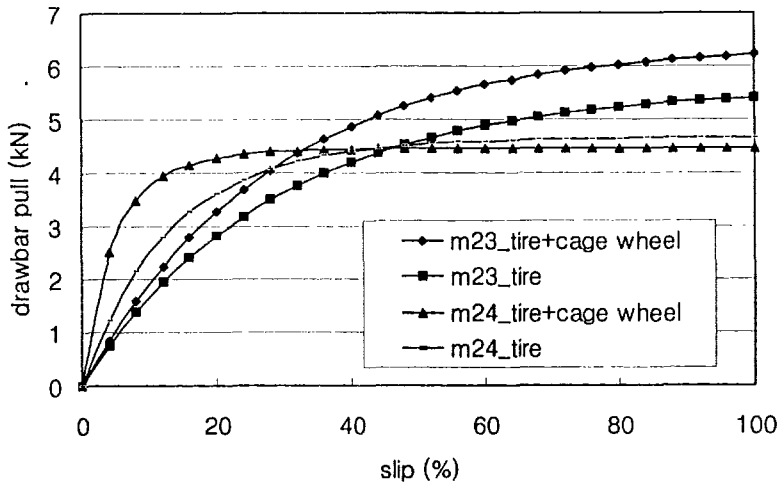


그림 7-7 케이지 휠을 부착한 상태와 부착하지 않은 상태에서 계측된 습지용 트랙터의 견인력.

트랙터의 견인력은 실험 토양의 강도와 주행 장치에 의하여 결정된다. 토

양의 강도가 높으면 더 높은 추진력이 발생한다. 케이지 휠을 부착하여 40% 이상의 슬립에서 견인력이 감소하는 것은 토양 강도의 차이로 인한 실험 오차로 판단된다.

실험을 수행한 두 개의 작업단에서 4 kN 이상의 높은 견인력이 나타날 수 있는 것은 실험 포장에 단단한 경반이 존재하기 때문인 것으로 판단된다. 따라서, 습지용 트랙터 보조 차륜의 성능을 구명하기 위하여서는 습지 조건에 부합되는 포장에서 진일보의 실험을 수행할 필요가 있다고 판단한다.

참고문헌

1. 김경욱. 1998. 습지 농작업 부하 특성 구명 및 습지용 주행 장치 설계 기술 개발 1차 연도 보고서. 동양물산중앙기술연구소.
2. 김대철, 김경욱, 이주완. 1998. 트랙터 변속기의 부하 스펙트럼 개발. 한국농업기계학회지 23(6): 539-548.
3. 김중현, 김경욱, 최원철, 오영근. 1998. 농용 트랙터의 변속기 부하 가속도에 관한 연구. 한국농업기계학회지 23(5): 417-426.
4. 김중현, 김경욱. 1998. 농용 트랙터의 변속기 부하 가속도에 관한 연구. 한국농업기계학회지 23(5): 417-426.
5. 송지호. 1990. 변동 하중하의 피로 파괴. 대한기계학회지 30(2): 115-130.
6. 이동렬, 김경욱, 정병학. 1998. 공기압이 바이어스 플라이 타이어의 견인 성능에 미치는 영향. 한국농업기계학회지 23(1): 1-12.
7. 오영근, 류일훈, 김경욱. 2000. 트랙터용 습지 보조 차륜의 설계(1). 한국농업기계학회지 25(2): 79-88
8. 정원욱, 강성수. 1995. 피로수명 예측법을 이용한 각 도로가 차량의 내구성에 미치는 가속도 평가. 한국자동차공학회논문집 3(6): 154-161.
9. 채영암, 구자욱, 서학수, 이영만. 1987. 기초생물통계학. 향문사.
10. 한경훈, 김경욱. 1999. 습답 로타리 작업에 대한 농용 트랙터의 변속기 부하 가속도에 관한 연구. 한국농업기계학회지 24(4): 293-300.
11. 陳德興, 陳秉聰, 張書軍. 1997. 步行輪機構原理. 農業工程學報 10(2): 123-129.
12. 潘君丞 等, 南方9省 區水田土壤參數分析, 農業機械學報 12月, 1981
13. 機械電子工業部洛陽拖拉機研究所. 1994. 拖拉機設計手冊. 機械工業出版社.
14. 施炯. 1980. 窄胎体高花紋水田輪胎的研制. 農業機械學報 6期: 7-16.

15. キティチャイ トゥリラタナシリチャイ, 笈田 昭, 本多雅志 1990. かご車輪の設計基準確立に関する研究(第1報). 農業機械學會誌 52(4): 21~27.
16. キティチャイ トゥリラタナシリチャイ, 笈田 昭, 本多雅志 1991. かご車輪の設計基準確立に関する研究(第2報). 農業機械學會誌 53(3): 47~56.
17. 小松 實, 樋口 英夫. 1989. 農用トラクタの可動ラグ式走行補助に関する研究(第1報). 農業機械學會誌 51(6): 37~44.
18. 小松 實, 樋口 英夫. 1990. 農用トラクタの可動ラグ式走行補助に関する研究(第2報). 農業機械學會誌 52(6): 11~17.
19. 田中 孝, 西村 功. 1967. 水田におけるトラクタの走行性能判定に関する実験結果の總括的考察. 農業機械學會誌 29(1): 45~49.
20. 田中 孝, 中嶋 洋. 1986. 土-ラグ系の相互作用に関する基礎的研究(第1報). 農業機械學會誌 48(2): 225~232.
21. 中嶋 洋, 田中 孝. 1988. 土-ラグ系の相互作用に関する基礎的研究(第2報). 農業機械學會誌 50(6): 3~10.
22. 農業機械化研究所, 乗用トラクタの走行・牽引および耕耘性能に関する研究, 1966
23. 王 秀崙, 田中 孝, 山崎 稔. 1989. ラグ車輪と土との相互作用に関する研究(第2報). 農業機械學會誌 51(5): 11~18.
24. 王 秀崙, 田中 孝, 山崎 稔. 1990. ラグ車輪と土との相互作用に関する研究(第3報). 農業機械學會誌 52(2): 11~18.
25. Abdullah. 1998. Investigation on rice field characteristics and tractor operating conditions in INDONESIA. CREATA, Bogor Agri. Uni. and Tongyang Moolsan.
26. Aggarwal, S., Tractive performance of a two-wheel drive tractor in wet soil. M. Engng Thesis, AIT, Bangkok, 1980(unpublished)

27. Bannantine, J. A., J. J. Comer and J. L. Handrock. 1990. Fundamentals of metal fatigue analysis. Prentice Hall.
28. Bekker, M. G. 1960. Off-the-road locomotion. The University of Michigan Press, Ann Arbor.
29. Bekker, M. G. 1969. Introduction to terrain-vehicle systems. The University of Michigan Press, Ann Arbor.
30. CREATA, Bogor Agri. Uni. and Tongyang Moolsan. 1998. Investigation on rice field characteristics and tractor operating conditions in INDONESIA.
31. Dowling, N. E. 1972. Fatigue failure predictions for complicated stress-strain histories. Journal of Materials 7(1): 71-87.
32. Dwyer M. J. and J. R. Dawson. 1988. Improving the tractive performance of wheeled tractors in wet paddy field. Proc. 2th Int. Conf. ISTVS, Thailand. 413-433.
33. Gasparetto, E., P. Febo, D. Pessina and E. Rizzato. 1992. The rolling resistance of narrow steel wheel in Italian paddy fields. Journal of Agricultural Engineering Research 52: 91-100.
34. Gee-Clough, D. and W. Chancellor. 1976. Pull and lift characteristics of single lugs on rigid wheels in wet rice soil, Transactions of the ASAE 19(3): 433-441, 447
35. Gee-Clough, D. 1979. The effect of wheel width on the rolling resistance of rigid wheels in sand. J. Terramech. 15(4), 161-184.
36. Gee-Clough, D., S. Aggrawal., M. L. Jayasundera., A. Singh., V. M. Tiangco and N. G. Shah. 1981. Recent research into vehicle performance in wetland conditions. Proc. 7th Int. Conf. ISTVS, Calgary, 551-583.
37. Gee-Clough, D. 1980. Selection of tyre sizes for agricultural

- vehicles. J. agric. Engng Res., 25(3), 261-278.
38. Gee-Clough, D. 1985. The special problems of wetland traction and floatation. J. agric. Engng Res., 32(3), 279-288.
 39. Gerlach, A. 1966. Field measurement of tractor transmission forces. Transactions of the ASAE 9(5): 707-712.
 40. Gupta, P. K. 1982. The effect of wheel width on the rolling resistance of rigid wheels in wet paddy soils. M. Engng Thesis, AIT, Bangkok.
 41. Janosi, A. and B. Hanamoto. 1961. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicle in deformable. Proc. 1st Conf. on Mech. of Soil Vehicle Systems. Torino.
 42. Kim, J. H., Analysis of Mission and Transmission Loads of Agricultural Tractors, Unpublished MS thesis, Seoul National University, Suwon, Korea. 1998
 43. Koga, K., Introduction to paddy field engineering, Asian Institute of Technology, 1992
 44. Lingaiah, K. 1994. Machine design data handbook. McGraw Hill Book Co.
 45. Pan, J. Z. and C. Y. Ji. 1987. Prediction of sinkage for wetland vehicles. J. Terramech, 24(2): 159-168.
 46. Renius, K. Th. 1977. Application of cumulative damage theory to agricultural tractor design elements. KONSTRUKTION 29(3): 85-93.
 47. Salokhe, V. M., D. Gee-Clough and Harjono. 1990. The measurement of forces under multiple cage wheel lugs. Proc. 10th Int. Conf. ISTVS, Kobe. 217-228.
 48. Salokhe, V. M., D. Gee-Clough, S. Manzoor and K. K. Singh. 1990.

Improvement of the tractive performance of cage wheel lugs by enamel coating. Journal of Agricultural Engineering Research 45: 209-224.

49. Sargana, M. A., D. Gee-Clough and C. P. Gupta. 1985. Dynamic Equation for the pressure-sinkage relationship in saturated clay soils. J. Terramech. 22(2): 111-120.
50. Shigley, J. S. and C. R. Mischke. 1989. Mechanical engineering design, 4ed. McGraw-Hill.
51. Tanaka, T. 1984. Operation in paddy fields : State of the art report. J. Terramech. 21(2): 153-179.
52. Wismer, R. D. and H. J. Luth, Off-road traction prediction for wheeled vehicles. J. Terramech., 10(2), 49-61, 1973
53. Wismer, R. D. and H. J. Luth. 1974. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. Transactions of the ASAE 17(1):8-10, 14.
54. Wong, J. Y. 1978. Theory of ground vehicles. John Wiley and Sons, New York.