

발간등록번호

11-1543000-001182-01

## 전자제어가 가능한 고효율 대형트랙터 개발

(Development of Large Tractor with High efficiency and  
Electric control)

엘에스엠트론

농림축산식품부

# 제 출 문

농림축산식품부 장관 귀하

이 보고서를 “전자제어가 가능한 고효율 대형트랙터 개발” 과제의 보고서로 제출합니다.

2015년 12월 24일

주관연구기관명 : 엘에스엠트론

주관연구책임자 : 신 현 철

세부연구책임자 : 신 현 철

협동연구기관명 : 성균관대학교

협동연구책임자 : 김 현 수

협동연구기관명 : 미도테크

협동연구책임자 : 이 제 용

협동연구기관명 : 충남대학교

협동연구책임자 : 정 선 옥

# 요 약 문

## I. 제 목

- 전자제어가 가능한 고효율 대형트랙터 개발

## II. 연구개발의 목적 및 필요성

최근 시장의 양극화로 인해 중형 트랙터에서 대형트랙터 시장으로 무게중심의 이동이 이루어지고 있어 국내 업체의 지속적인 성장과 농민의 부담을 줄이기 위해 국산 대형트랙터 개발 필요성이 증가하고 있다. 특히 2000년대에 들어 70~100마력 트랙터를 국산화에 성공하여 해외 트랙터와 경쟁에서 우위를 점함에 따라 해당 마력의 트랙터 시장을 대부분 국내 업체가 차지하게 된 사례를 볼 때, 100마력 이상의 대형트랙터 개발은 농민의 부담을 덜어줌과 동시에 국내 업체의 신장 및 외화 유치에도 큰 힘을 발휘할 수 있을 것으로 기대되고 있다.

전 세계 트랙터 시장 중 100마력 이상의 대형트랙터는 대부분 해외 선진업체가 파워시프트, CVT, 전자식 엔진 등의 Premium 급 기술을 바탕으로 표 1.1.1과 같이 기술 장벽을 형성하고 있다. 국내 트랙터 업체는 과거부터 현재까지 수동변속기, 기계식 엔진 등의 Value 급 제품 개발에 주력해 왔다. 또한 더 큰 시장 확보를 위해 Premium 급 기술 개발을 지속적으로 진행해 왔다. 그러나 현재까지 확보된 기술은 매우 미흡하여 대형트랙터를 양산하기에는 어려움이 있었다. 해외업체들이 개발한 대형트랙터의 경우 구입비용, 유지보수비용 등이 국내 업체의 트랙터에 비해 매우 높기 때문에 대형트랙터를 이용하는 농민들의 부담이 큰 상황이나, 대형 트랙터 시장에 진입한 국내 업체 제품이 없어 시장 대응이 어려운 형편이다.

또한 국제 유가 상승과 더불어 석유 연료의 사용에 따른 환경오염에 대한 관심이 전세계적으로 높아짐에 따라 미국을 포함한 서계 선진국들은 새로운 무역규제의 방안으로 그린라운드를 채택하고 있으며 TIER, STAGE 와 같은 배기가스 규제를 지속적으로 확대, 강화하고 있다.

EU의 경우 2012년부터 CO<sub>2</sub> 평균 배출량 기준을 대폭 강화하여 연비 20km/l인 차량에 대해 120g/km 이하의 CO<sub>2</sub> 평균 배출량을 의무할 예정이나 국내의 유럽 수출차의 경우에는 170g/km(연비 : 13.8km/l)로 배기가스 배출량의 개선이 필요한 실정이다. 미국의 경우 2008년 이후부터 2012년까지 Tier 3를 적용하고 있으며, 2013년부터는 TIER 4로 규제를 강화하였다. 이에 따라 국내 업체의 엔진 기술도 PM 0.03 g/kw-hr, NO<sub>x</sub>이 4.7 g/kw-hr에 맞는 수준의 향상이 필요하다. 국내의 경우에도 2004년 건설기계를 대상으로 환경부에서 처음으로 배기가스 규제를 실시하였으며, 2011년 2월 14일 환경부에서 “자동차 및 건설기계 차기(’12~’16년) 배출허용기준(안)”을 입법예고 하였다. 또한 농업기계에 대해서 ’16년부터 일괄적으로 Tier4 규제를 적용할 예정이다.

그동안 국내 트랙터 엔진은 대부분 배기가스 규제를 만족시키지 못하는 기계식 엔진이었으나, Tier IV 의 환경 규제가 시작됨에 따라 대형트랙터를 시작으로 전자제어식 Tier IV엔진을 적용할 수 밖에 없는 환경이 구성되었다. Tier IV 엔진은 기존의 기계식 Tier II 또는 Tier III 엔진 대비 가격이 3~40% 상승하여 트랙터 판가가 매우 높아질 것으로 예상되고 있으며 이에

다른 선진업체와의 가격 경쟁력 약화가 우려되고 있다. 선진업체의 경우 전자제어식 엔진의 장점을 극대화할 수 있는 무단변속기 기술을 오래전부터 확보하여 양산하고 있으나, 국내의 경우 대부분 수동변속기에 주력하여 대형트랙터에 전자제어식 엔진이 도입되어도 그 기능을 제대로 활용할 수 없는 형편이다. 따라서 대형트랙터로의 시장 트렌드를 반영하고 Tier IV 규제에 대응하기 위해서는 대형트랙터의 Premium 급 기술 적용과 더불어 전자제어식 Tier IV 엔진 기술을 극대화할 수 있는 기술을 개발, 적용해야 한다.

본 연구는 시장에서 지속적으로 증가하는 대형트랙터의 개발 요구에 부합하고 해외 선진업체 및 중국 업체와의 경쟁력 확보, Tier4 엔진 규제에 대한 대응을 위해 프리미엄급 전자제어 기술 확보를 위해 수행되었다. 이를 통해 해외 선진업체와의 기술 장벽을 극복함과 동시에 고객에게 최고의 편의성을 제공함으로써 세계적으로 인정받는 기술력을 확보하고 국내 트랙터 업계의 경쟁력 신장을 이루고자 한다.

본 연구의 최종 목표는 대형 트랙터에 최적 제어가 가능한 시스템 및 핵심부품을 개발하고 최적 제어 시스템을 구축하여 고편의성 및 고효율의 대형 트랙터를 개발하는 것과, 제품의 높은 신뢰성 수준을 확보하기 위하여 대형 트랙터의 평가 기준 제시 및 신뢰성 평가하는 것이다. 본 연구의 연구목표를 요약하면 다음과 같다.

- 최적 동력제어가 가능한 고효율 대형 트랙터 개발
  - 1) 대형 트랙터 플랫폼 개발
  - 2) CAN 기반의 최적 통합제어 시스템 개발
  - 3) 대형 트랙터의 신뢰성 평가

### Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

구분	연도	세부연구개발 내용 및 범위	
1차 년도	2012	대형 트랙터 시스템 설계	대형 트랙터 플랫폼, 요소부품 설계
			제어로직 분석
			사용자 인터페이스 설계
		시스템 모델링 및 시뮬레이터 개발	대형트랙터 동적 모델 개발
			컨트롤러 및 전자부품 설계
		작업기 제어시스템 layout 및 핵심부품 설계	작업기 제어 시스템 및 요소부품 설계
			유압 액추에이터 개발
신뢰성 평가 기준 검토	신뢰성 평가 기준 검토		
2차 년도	2013	핵심/요소부품 설계 및 개발	주요 요소부품 개발 및 안정성 평가
			Vehicle calibration 시스템 개발
			사용자 인터페이스 시제품 개발
			조작부의 시계성, 조작성 고려 설계
		최적 동력제어 알고리즘 개발 및 검증	HMT 상세 모델링
			제어 알고리즘 개발 및 성능평가
			변속성능(충격, 시간)
		작업기 유압 제어 시스템 시제품 개발	MCU/TCU, 전자부품 신뢰성 검증
			시제품 개발 및 제어시스템 검증
		신뢰성 평가 기술 개발	유압 액추에이터 성능 검증
			신뢰성 평가 기술 개발
신뢰성 평가 기준 검토			
해외 검증 및 기존 평가기준 개정 검토			
3차 년도	2014	시스템 통합 및 실용화 기술 개발	실차 설계 및 실용화 기술 개발
			실차 성능 검증 및 최적화
			성능 시험 기준 개발
			사용자 인터페이스 최적화
		최적 동력제어 알고리즘 개발	통합제어 알고리즘 개발 및 최적화
			전자부품 신뢰성 검증 및 최적화
		작업기 유압 시스템 실차적용 및 최적화	실차 적용 및 시스템 최적화
			유압 액추에이터 실차 적용 및 실용화
		신뢰성 평가 및 표준화	신뢰성 평가 기준 제시
			신뢰성 평가

## IV. 연구개발결과

### 1. 대형트랙터 플랫폼 개발

전자제어가 가능한 대형트랙터는 크게 전자식 엔진, 무단변속기, 전자유압시스템으로 구성된다. 전자식 엔진은 Tier 4 환경 규제 강화에 대응 가능한 Tier 4급 전자식 엔진으로 선정하였다. 선정된 엔진은 75kW 급이었으며 차량 적용을 위해 SCR 등의 엔진 핵심 부품을 장착하고 캐빈, 후드와 같은 외장부품을 설계하였다. 또한 Vehicle calibration을 수행하여 냉시동성, 주행성, 배기가스의 성능을 극대화하였다. 변속기는 트랙터에서 사용되는 일반적인 무단변속기 형태인 HMT(Hydrostatic Mechanical Transmission) 방식으로 선정하였고 CNH의 무단변속기인 Autocommand를 벤치마킹하여 자체적인 시스템 설계를 수행하였다. 개발된 시스템은 복합유성기어 조합체와 부변속 4단 및 전후진 파워셔틀의 구조로 구성되었다. 개발 시스템은 최대 40 km/h 이상의 주행속도와 20 kN 이상의 견인력을 확보할 수 있도록 하였고 기어, 베어링, 클러치 등의 요소부품은 ROMAX, KISSOFT 등의 해석 소프트웨어를 이용하여 1차적으로 성능을 검증하고 시작품을 개발하였다. 성능 검증을 위해 다양한 시험장치를 활용하였고 이를 통해 요소부품 및 각 시스템의 검증을 완료하였다. 사용자 인터페이스는 인체 공학적 설계를 통해 보다 높은 편의성을 제공할 수 있도록 개발되었다. 전자유압 장치는 선진사의 벤치마킹을 통하여 시스템 성능을 개선하고 대형트랙터에 적합한 대용량 유압실린더와 차속센서 등을 적용하였다. 또한 유압제어시스템을 개발하여 운전의에 의한 작업조건 설정 및 조작이 원활히 이루어지도록 하였다. 제어 알고리즘은 견인력, 경심, 부하 제어와 윈터치 상승, 후진 상승 등과 같은 부가 제어 기능을 선택할 수 있도록 하였다. 최종적으로 개발된 대형트랙터 플랫폼은 무단변속기로 개발된 Transaxle과 Tier 4 엔진을 몸체로 하였으며 프리미엄 사양에 맞는 캐빈을 장착하여 사용자에게 고품의성을 제공할 수 있도록 구성되었다.

### 2. CAN 기반의 최적 통합제어 시스템 개발

통합제어 시스템은 CAN 기반의 분산제어 방식으로 구현되며 각 핵심부품의 컨트롤러와 이들을 통합 제어하는 시스템으로 구성된다. 통합제어 시스템은 고효율 트랙터를 위한 핵심 시스템이며 각 핵심부품들의 제어 알고리즘 및 통합 제어 알고리즘을 자체 개발하였다.

대형 트랙터는 작업에 따라 부하 크기와 변동이 폭이 심하기 때문에 현재의 부하 특성에 적합한 엔진, 변속기, 작업기의 최적 동작점 제어 및 상호 연계 제어를 통해 최적 제어를 구현해야 한다. 이는 기존 트랙터 작업의 경우 엔진, 변속기, 작업기가 일정 수준 범위하에서 제어 및 유지되었기 때문에 발생하는 비효율 구간을 개선할 수 있으므로 연비 향상 효과가 높을 것으로 판단된다.

엔진 + 변속기 + 작업기의 최적 통합제어 알고리즘 개발을 위해 트랙터의 작업별 부하 측정 및 분석을 실시할 것이며, 부하 측정을 위해 트랙터 주요 동력 소모원을 파악한 후 측정 대상 및 장착 부위에 적합한 계측 시스템을 개발한다. 작업부하 분석은 주요 수도작업(쟁기, 로타리) 및 축산작업(베일러, 랩핑)을 대상으로 수행할 계획이며 장착될 작업기는 개발 목표에 적합한 작업기(100 ~ 130마력 대상)를 이용한다. 작업기는 활용 범위와 사용 빈도를 고려하여 국내 대형 트랙터 적용에 적합한 작업기를 선정하여 시험데이터에 대한 신뢰성을 향상시켜야 한다.

트랙터 시뮬레이션 모델 개발 관련 연구개발은 현재까지 그 사례가 매우 미비하고 특히, 각

각의 요소부품들의 전자제어가 불가능하여 단품에 대한 동작 효율 분석 및 평가만이 수행되고 있다. 따라서 트랙터의 기계적 기본동작 이외에 별도의 ECU + TCU + HCU의 통합 제어가 포함된 시뮬레이션 모델을 개발할 예정이며 이를 이용하여 전체 시스템 및 제어 알고리즘을 개발한다.

트랙터 시뮬레이션 및 제어 알고리즘의 성능평가를 위해 다양한 시험장치를 이용하여 요소 부품 및 전체 시스템을 평가한다. 또한, 정량화된 작업별 부하모드를 이용하여 작업별 특성에 맞게 제어 알고리즘을 검증하고 최적화한다.

### 3. 대형 트랙터의 신뢰성 평가

대형 트랙터의 신뢰성 평가는 OECD, Nebraska 등 북미 및 유럽 등의 시험기준과 국내 농작업의 작업부하를 분석한 데이터를 활용하여 해외 기준을 만족함과 동시에 국내 실정에 맞도록 수행한다. 또한 국내외 인증뿐만 아니라 신뢰성 확보를 위한 성능, 내구, 안정성도 확보할 수 있도록 평가 기준을 보완한다. 대형트랙터의 신뢰성 평가 기술 확보를 위해 표준 시험 코드를 비교하고 안전요인을 고려한 시험코드 개선안을 추천하기 위해 농업 트랙터의 동향을 분석하였다. 시험환경의 차이, 측정 오차, 실험 과정을 고찰하기 위해 주요 표준 개발 기구 (SDOs)의 농업 트랙터 표준 평가 절차 및 코드를 수집하여 비교하였다. 가시성 측정 시스템은 ISO 5006, ISO 5721-1 표준에 의거하여 설계하고 측정하였다. 제시된 가시성 평가는 트랙터 작업자에게 적절하고 안전한 작업을 할 수 있도록 하는 효과적인 방법이다. 공식적인 평가 과정에서 이 가시성 평가 방법이 포함된다면 트랙터 제조업체에 도움을 줄 수 있을 것이다. 트랙터 작업자에게 가해지는 전진진동을 측정하기 위해 ISO 5008, ISO 2631-1에 따라 시스템을 설계하고 평가하였다. 이를 바탕으로 전진 진동 평가절차가 한국 공식 트랙터 평가 기관에서 시행될 수 있도록 고려해야 하고, 국내외 국제 규정에 대응하며 시장 경쟁력을 향상시켜야 한다. 트랙터의 신뢰성 평가를 위해 핵심요소부품 단위별 평가를 수행하였다. 클러치의 내구 시험과 HST 시험, 변속기 내구 시험, 제어기 내환경성 평가를 수행하였고 모든 부품은 목표 신뢰성 수준을 달성하였다. 또한 실차에 대한 주행속도, 견인력, 변속기 효율 및 열평형, 안정성, 소음 시험을 수행하여 차량에서의 신뢰성을 확보하였고 이를 통해 실제 필드에서 나타날 수 있는 다양한 문제를 사전 검증하였다.

## V. 연구성과 및 성과활용 계획

### 가. 연구성과

#### 1. 논문 및 지식재산권 수

구 분	지식재산권		논문		학술 발표	인력양성	
	출원	등록	SCI	비SCI		석사	박사
최종목표	23	14	4	9	-	-	
실적	24	19	5	4	12	21	4

#### 2. 특허 목록

지식재산권[발명특허, 실용신안, 의장, 상표, 규격], <b>신품종, 프로그램개발</b> 등으로 구분하고, 세부적으로 전부(건별로)기록하며, 국외인 경우 반드시 국명을 기록합니다]									
구 분	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국 명	출원			등 록			No.
			출원인	출원일	출원번호	등록인	등록일	등록번호	
특허	클러치 페달의 위치 보정 장치 및 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-05	P2012-0124248	엘에스엠 트론	2013-11-21	P-1333850	1
특허	트랙터에서의 리프트 위치 보정 장치 및 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-05	P2012-0124233	엘에스엠 트론	2013-10-11	P-1319690	2
특허	차량 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127849	엘에스엠 트론	2013-10-31	P-1326351	3
특허	트랙터 변속 장치의 클러치 유압제어방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013/11/04	P2013-0132676	엘에스엠 트론			4
특허	차량 무단 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127848	엘에스엠 트론	2013-10-31	P-1326368	5
특허	작업 차량의 변속 제어 시스템 및 그 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127945	엘에스엠 트론			6
특허	정유압 기계식 변속장치	대한 민국	엘에스 엠트론	2012-11-28	P2012-0136395	엘에스엠 트론	2014-05-22	P-1401104	7
특허	무단 변속기 및 그 제어방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-09-02	P2013-0105384	엘에스엠 트론			8
특허	무단 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-09-03	P2013-0105383	엘에스엠 트론	2015-03-02	P-1500131	9
특허	무단 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-09-02	P2013-0105382	엘에스엠 트론	2015-02-26	P-1498810	10



특허	무단 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-09 -03	P2013-0105 381		2015-03 -18	P-1505739	11
특허	HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSION EQUIPPED WITH AUTOMATIC MANUAL SUB-GEARSHIFT	미국	엘에스 엠트론			엘에스엠 트론	2014-09 -23	8840503	12
특허	차량용 변속기 및 그 제어 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-09 -03	P2013-0105 379	엘에스엠 트론	2015-03 -11	2015-00264 74	13
특허	AMT식 부분변속을 장착한 정유압 기계식 변속기	중국	엘에스 엠트론		CN/201210 297322.8	엘에스엠 트론	2015-11 -26	100033	14
특허	기어 변속 시스템 및 그것의 기어 변속 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-11 -04	P2013-0132 732	엘에스엠 트론	2015-07 -14	P-1538228	15
특허	유성기어열장치를 이용하는 무단변속기 및 무단변속기동 력 제어 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-11 -06	P2013-0134 444	엘에스엠 트론	2015-05 -27	P-1525318	16
특허	유압모터를 통해 회전수 및 토크를 조절할 수 있는 유성기어열 장치 및 유성기어열 장치 조절 방법	대한 민국	엘에스 엠트론	2013-11 -06	P2013-0134 441	엘에스엠 트론	2015-04 -14	P-1513809	17
특허	트랙터용 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-01 -02	P2014-0000 157	엘에스엠 트론	2015-10 -30	P-1566606	18
디자인	트랙터용 계기판 판넬	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-01 -17	D2014-000 2723	엘에스엠 트론	2014-09 -30	D-0764933	19
디자인	트랙터용 콘솔 패널	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-02 -13	D2014-000 7294	엘에스엠 트론	2014-10 -01	D-0765237	20
디자인	트랙터용 콘솔 패널	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-02 -13	D2014-000 7295	엘에스엠 트론	2014-10 -01	D-0765238	21
특허	트랙터용 변속기	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-03 -13	P2014-0029 629	엘에스엠 트론	2015-05 -15	P-1522497	22
특허	유압기계식 변속장치	대한 민국	엘에스 엠트론	2014-12 -26	P2014-0190 869				23
특허	작업차의 차축 동력전달장치	대한 민국	엘에스 엠트론	2015-01 -19	P2015-0008 510				24

### 3. 논문 목록

- 논문명 : Analysis of PTO Load of a 75-kW Agricultural Tractor during Rotary Tillage and Baler Operations in Korean upland Fields  
저자 : 김용주, 최창현, 정선옥, 이대현, 이경환, 신범수  
학술지 : Journal of Terramechanics  
발행년도 : August 2015
  
- 논문명 : Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage  
저자 : 김용주, 정선옥, 최창현  
학술지 : Soil & Tillage Research  
발행년도 : 2013. 07
  
- 논문명 : Research Trends for Performance, Safety, and Comfort Evaluation of Agricultural Tractors: A Review  
저자 : Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi, Soon-Jung Hong, Je-Hoon Sung  
학술지 : Journal of Biosystems Engineering  
발행년도: 39(01), March, 2014
  
- 논문명 : Comparison of Test Standards for Performance and Safety of Agricultural Tractors: A Review  
저자 : Md. Shaha Nur Kabir, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Sung-Hyun Shin  
학술지 : Journal of Biosystems Engineering  
발행년도: 39 (03), September, 2014
  
- 논문명 : Visibility Evaluation for Agricultural Tractor Operators According to ISO 5006 and 5721-1 Standards  
저자 : Md. Shaha Nur Kabir, Mingzhang Song, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Su-Chul Kim, Jong-Kyou Ha  
학술지 : Journal of Biosystems Engineering  
발행년도 : 40(1), March, 2015
  
- 논문명 : Evaluation of Whole Body Vibration of Tractor Operator  
저자 : Md. Shaha Nur Kabir, Sun-Ok Chung, Yong-Joo Kim  
Nam-Seok Sung, Soon-Jung Hong

학 술 지 : International Journal of Agricultural and Biological Engineering

■ 논 문 명 : Mode Shift Control for Dual-mode Power-split-type Hybrid Electric Vehicle

저 자 : 홍성화, 최월선, 안성현, 김용주, 김현수

학 술 지 : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering

발행년도 : February, 2014

■ 논 문 명 : Development of an Integrated Engine-Hydro Mechanical Transmission Control Algorithm for a Tractor

저 자 : 안성현, 최진규, 김수철, 이진웅, 최창현, 김현수

학 술 지 : Advances in Mechanical Engineering

발행년도 : July, 2015

■ 논 문 명 : Modeling and Simulation for a Tractor Equipped with Hydro-Mechanical Transmission

저 자 : 최석환, 김형진, 안성현, 홍성화, 채민재, 권오은, 김수철, 김용주, 최창현, 김현수

학 술 지 : Journal of Biosystems Engineering

발행년도 : August, 2013

■ 논 문 명 : 트랙터 베일러 작업 성능평가를 위한 작업사이클 개발

저 자 : 박진감, 윤현웅, 최창현, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회 2013 춘계학술대회

■ 논 문 명 : 트랙터 플라우 작업 성능평가를 위한 작업사이클 개발

저 자 : 박진감, 윤현웅, 최창현, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회

발행년도 : 2013. 11

■ 논 문 명 : 트랙터 시뮬레이션 모델을 이용한 연비 평가

저 자 : 이현민, 최창현, 김완수, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회

발행년도 : 2015. 04

■ 논 문 명 : Design of Measurement Systems for Reliability Rating Technology Development of High Efficiency Large Tractors

저 자 : Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Youn-Kug Choo, Sun-Ok Chung, Chang-Hyun Choi, Yong-Joo Kim

학 술 지 : 2014 ASABE and CSBE | SCGAB Annual International Meeting

■ 논문명 : Review on Reliability Rating Test Standards for High Efficiency Agricultural Tractors

저 자 : Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung, Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi

학 술 지 : Proceedings of the 5th Asian Conference on Precision Agriculture (ACPA), June 2013

■ 논문명 : Comparison of Testing Standards for Reliability Rating of Roll-over Protective Structure (ROPS) for Agricultural Tractor

저 자 : Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung,\* Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi

학 술 지 : Proceedings of the KSAM & KSBEC 2013 Spring Conference

■ 논문명 : Visibility Measurement and Evaluation for Agricultural Tractor Operators According to ISO 5006 and 5721-1 standards

저 자 : Md. Shaha Nur Kabir, Mingzhang Song, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim

학 술 지 : 한국농업기계학회 2014 추계학술대회

■ 논문명 : Whole Body Vibration Measurement and Evaluation for Agricultural Tractor Operators

저 자 : Md. Shaha Nur Kabir, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Kyeong-Hwan Lee

학 술 지 : 한국농업기계학회/한국생물환경조절학회 2015 춘계공동학술대회

■ 논문명 : Integrated Control of Engine and Hydro-Mechanical Transmission for a Tractor in Working Condition

저 자 : 안성현, 최석환, 민경휘, 손한호, 장미정, 김수철, 김용주, 최창현, 김현수

학 술 지 : FISITA 2014 World Automotive Congress

■ 논문명 : 농업용 트랙터의 작업 시 무단 변속기 제어 전략

저 자 : 안성현, 최석환, 이슬기, 홍성화, 김수철, 김현수

학 술 지 : 한국 자동차공학회 2014 춘계 부문종합 학술대회

■ 논문명 : 정유압 기계식 변속기를 사용한 농업용 트랙터의 연료 소모율 감소를 위한 제어 전략

저자 : 안성현, 최진규, 홍성화, 피재명, 이원빈, 김수철, 이진웅, 김현수

학술지 : 한국 자동차공학회 2015 춘계 부문종합 학술대회

■ 논문명 : 히스테리시스를 고려한 HMT 장착 트랙터의 속도비 제어

저자 : 안성현, 최진규, 이원빈, 피재명, 김수철, 이진웅, 김현수

학술지 : 2015 한국 자동차공학회 학술대회 및 전시회

나. 정량적 성과

항목	단위	개발 목표	달성수준	평가방법	
연료 절감율 (기계식변속기 대비)	%	20-	20↑	자체시험 코드	
최대 주행속도	km/hr	40	43		
최대 견인력	kN	20	21		
파워트레인 효율	%	85	85		
PTO 효율	%	85	88	농업 실용화 재단	
파워트레인 열평형 온도	℃	80↓	70	자체시험 코드	
변속 충격	G	0.25↓	0.1		
변속 시간	sec	0.80↓	0.32		
작업기 제어 정밀도 (수정)	경심	cm	0.5		0.5
	수평	°	0.4	0.4	
	견인력	Voltage	0.04	0.04	
시뮬레이터 정확도	HMT	%	95	95	실내시험 장치와 비교
	트랙터			95	
최적제어 알고리즘 성능	변속추종	%	95	95	실내시험 장치와 비교
	최적제어			95	
트랙터 안정성 시험	P/F	Pass	Pass	농업 실용화 재단	
운전자 소음	dB	80	80	자체시험 코드	
변속기 내구수명	hr	5,000	6,000		
제어기 내환경성	과전압	P/F	Pass	Pass	한국 기계 전기 전자 부품 시험연구원
	내수성	P/F			
	내진성	P/F			
	내열성	P/F			
	통상전원	P/F			
	임펄스	P/F			
	정전기	P/F			

## 다. 성과활용 계획

### 1. 사업화 추진 전략

해외 선진업체들이 선점하고 제품의 기능과 안정성이 매우 중요한 북미/유럽 시장은 현재 개발 단계에서는 진입이 어렵다고 판단된다. 따라서 국내 트랙터 업체에서 개발한 대형트랙터에 적합한 시장은 가격 경쟁력 특화 시장과 기능 확보의 필요성이 있는 중국과 브라질이라 판단되고 있다. 위 두 국가의 대형트랙터 시장은 국내 업체가 진입하기 쉬운 100~135마력 트랙터가 주력이며, 국내 대비 매우 큰 규모의 시장, 향후 발전성 등에서 시장확보 가능성이 매우 크다. 따라서 가격 경쟁력을 확보함과 동시에 고편의성 기능을 개발, 적용함으로써 해외 선진업체 대비 높은 가성비로 시장 규모를 늘릴 수 있을 것으로 기대된다. 이를 위해 우선 저가형 시장인 중국과 브라질 시장을 공략할 계획이다. 초기 물량 확보를 위해 대형트랙터를 저가 사양으로 공급할 계획이며 점차 증가하는 편의성 요구에 발맞추어 프리미엄 사양을 옵션으로 제공할 것이다. 이를 위해 본 연구에서 개발된 기술을 바탕으로 개발단계에서 충분한 검증과 함께 높은 성능의 트랙터를 지속 연구할 계획이다. 또한 양산 및 실용화를 앞당기기 위해 해당 시장에 생산 라인을 확보할 것이다.

해외 선진업체 대비 가격 경쟁력 있는 대형트랙터는 충분한 제품 경쟁력 확보를 통해 높은 가성비의 기업 이미지 확보와 함께 국내외 트랙터 시장의 M/S 확보를 추진할 것이다. 또한 국내외 전시회 출품으로 국산 프리미엄 대형트랙터의 기술과 장점을 소비자에게 소개하고 이후 전세계 시장 진입을 위하여 국제 전시회 (EIMA, 루이빌쇼) 적극 출품하여 대형트랙터에 대한 홍보를 진행할 계획이다.

### 2. 기술 홍보

기술 홍보 및 확산을 위해서는 연구개발품에 대한 성과(매출/수출 등)의 향상을 위해 본 연구개발품을 국내/외 전시회에서 활용하여야 한다. 제품의 홍보 및 광고를 위해 국내/외 전시회에서 실제 개발품을 출품하는 것을 고려하였으나, 이는 실제 개발품의 구조 및 전략 등을 타 경쟁업체에 알려주게 되어(공개) 추후 본 기술의 보호가 어려울 수 있으므로(특허 등 지식재산권 확보 불가능), 작은 모형(간단한 구조 및 동작 구현이 가능), 애니메이션 등의 광고물 제작을 통해 본 기술을 알리는 것이 적합할 것으로 판단된다. 이를 통하면 일반 사용자들에게 현물을 전시하는 것에 비해 더욱더 성능 및 효과를 어필할 수 있을 것으로 판단된다.

## SUMMARY

The purpose of this study was to develop of a row crop tractor which delivers high efficiency with optimized powertrain control system. To achieve the purpose of this study, three sub-objectives are developed. The first is development of a row crop tractor platform. The second is development of integrated vehicle control system based on CAN protocol. The last is implementation of reliability evaluation of a row crop tractor.

Developed high efficient row crop tractor consists of an electronically controlled engine, a continuously variable transmission and electrohydraulic control system. Electronically controlled 75kW engine integrated with selective catalytic reduction and diesel particulate filter was used to meet Tier 4 emission standards. Cold start emission performance and idle stability were improved by vehicle calibration. A hydrostatic mechanical transmission was designed to deliver power of the engine continuously without shifting gears. CNH Autocommand transmission is benchmarked to design system configuration. A compound planetary gear set and three sets of power shuttle for range shift and reverse shift are integrated to achieve 40km/h of maximum speed and 20kN of drag force. CAE tools such as ROMAX and KISSOFT are utilized to optimize design of gears, bearings and clutches. Prototype components and the system are validated by various testing equipments. Electrohydraulic system is improved to fit row crop tractors by using larger cylinders and adding sensors. Optional functions such as drag force control, automatic depth control, working load control and hitch control are also developed. To provide enhanced usability, ergonomically designed premium cabin was equipped.

Integrated vehicle control system was implemented in distributed control system based on CAN protocol and consists of a main control system and controllers for functional elements. The purpose of integrated control system was to control engine, transmission and electrohydraulic system simultaneously through optimal operating line. Measurement system for analyze power requirement of field operation of tractor and agricultural equipments was developed. Working cycle of plow tillage operation, rotary tillage operation and baler operation was developed from the measuring data and reflects the field operation work load in dynamometer and simulation. Optimum integrated control algorithm between engine and CVT transmission is developed and validated using simulation and field operation.

Reliability evaluation process of row crop tractor was implemented based on analyzed data from domestic field workload and other test requirements such as OECD Standard Codes and Nebraska test processes. Testing processes of foreign certification authorities were reviewed and compared. To eliminate error from differences in test environment, measurement and process, Standards Development Organization's agricultural tractor test standards is referred. Visibility evaluation process was designed based on ISO 5006 and

ISO 5271-1. Developed process might improve user safety if it is complemented on official test requirement. Reliability of developed row crop tractor is validated. Component reliability tests such as transmission durability test, clutch durability test, HST performance test and controller environmental test are performed. For the complete vehicle, road test, drag force test, transmission efficiency and thermal balance test, stability and noise test are performed.



# CONTENTS

Chapter 1 Introduction	1
Section 1 Research background	1
Section 2 Purpose and objectives	8
Chapter 2 Present status of technology developments	15
Section 1 Status of technology developments in foreign countries	15
Section 2 Status of technology developments in Korea	15
Section 3 Status of registered patents	16
Chapter 3 Methods and results	19
Section 1 Design and development of high efficient row crop tractor	19
Section 2 System modeling and development of simulator	10
Section 3 Development of electrohydraulic equipment control system	138
Section 4 Development of reliability evaluation process	174
Chapter 4 Achievements of goal and contribution	221
Section 1 Objectives and goal	221
Section 2 Contributions of related fields	224
Section 3 Expected effect	226
Chapter 5 Achievements and application plans of research	227
Section 1 Achievements of research	227
Section 2 Plan of industrialization and technology applications	256
Section 3 Plan of intellectual property rights ensuring	261
Section 4 Applications to other areas and necessity of further works	263
Chapter 6 Technical information related to this study	265
Chapter 7 Status of research facilities and equipments	267
Chapter 8 References	269

# 목 차

제 1 장	연구개발과제의 개요 .....	1
1.1	연구과제의 필요성 .....	1
1.2	연구과제의 목적 .....	8
제 2 장	국내외 기술개발 현황 .....	15
2.1	국외 연구 동향 .....	15
2.2	국내 연구 동향 .....	15
2.3	국내외 특허 동향 .....	16
제 3 장	연구개발수행 내용 및 결과 .....	19
3.1	고효율 대형 트랙터 시스템 설계 .....	19
3.2	대형 트랙터 시스템 모델링 및 시뮬레이터 개발 .....	60
3.3	작업기 제어시스템 개발 .....	138
3.4	고효율 대형 트랙터의 신뢰성 평가 기술 개발 .....	174
제 4 장	목표달성도 및 관련분야에의 기여도 .....	221
4.1	연도별 연구목표 및 달성도 .....	221
4.2	관련분야 기여도 .....	224
4.3	기대효과 .....	226
제 5 장	연구개발 성과 및 성과활용 계획 .....	227
5.1	연구개발 성과 .....	227
5.2	산업화 추진 및 기술확산 방안 .....	256
5.3	지적재산권 확보 계획 .....	261
5.4	타분야 활용 및 추가연구 필요성 .....	263
제 6 장	연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보 .....	265
제 7 장	연구시설·장비 현황 .....	267
제 8 장	참고문헌 .....	269

# 제 1 장 연구개발과제의 개요

## 1.1 연구과제의 필요성

### 1.1.1 트랙터 시장 동향

국내 농업기계 중 트랙터는 하루 평균 사용시간은 9.7시간(한국농업기계학회, 2010), 연간 사용일수는 약 35일, 연간 작업 면적은 대당 13.5 ha로 다른 농업기계에 비해 높은 사용빈도로 장시간 사용되고 있다(국립농산물품질관리원, 2007). 또한 트랙터의 국내 생산량은 그림과 같이 2008년 29,920대로 전체 농업기계의 대부분인 약 40%를 차지하였으며, 해외 수출량은 199,264대로 전년대비 103.6% 상승하여 트랙터의 내수 시장 및 해외 시장에서의 중요성은 지속적으로 증가될 것으로 판단된다(한국농업기계학회, 2009).

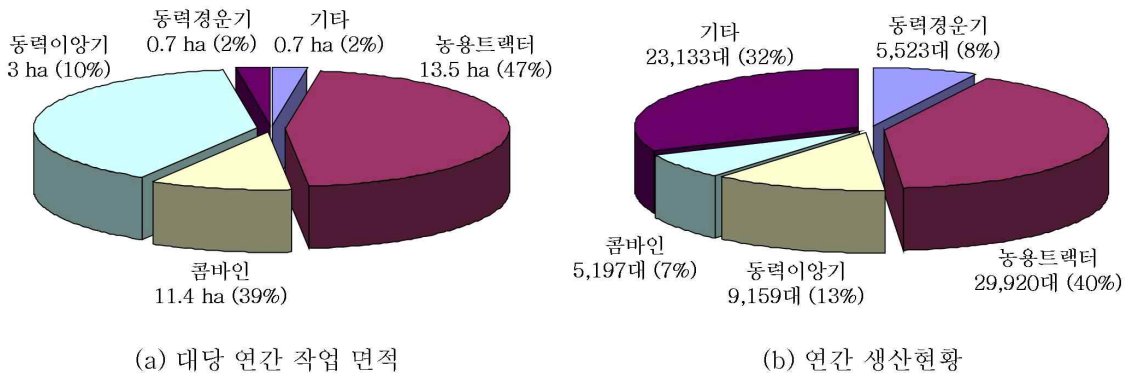


그림 1.1.1 주요 농업기계의 연간 작업 면적 및 생산현황

트랙터의 연간 사용시간은 그림과 같이 마력(HP)이 증가 할수록 크게 상승하여 최대 사용시간이 약 800시간/년 이상으로 증가하는데, 이는 sub-compact가 주로 취미 생활을 위한 주말농에, row-crop이 농장 규모가 큰 북미 및 유럽의 대규모 농작업에 사용되기 때문이다.

세계의 농업기계 시장 규모는 그림 1.1.3(a)와 같이 연간 농업기계 공급대수가 전체 2,000천대로 나타났으며, 그 중 트랙터가 약 1,090천대로 세계 시장의 절반 이상인 54.5%를 차지한다. 따라서 시장성 및 잠재성을 고려했을 때, 농업기계 중 트랙터의 세계 시장 확보가 가장 필요한 평편이다(한국농기계협동조합, 2008).

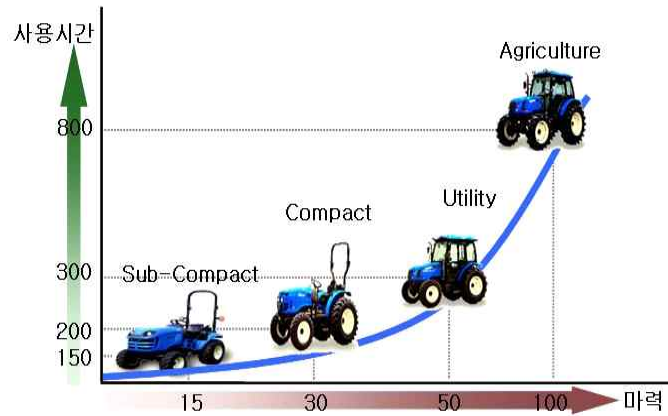


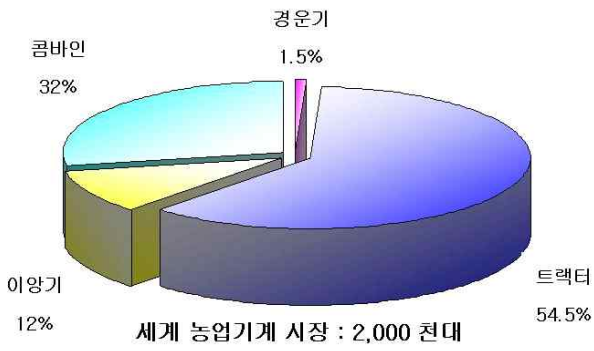
그림 1.1.2 트랙터 마력별 사용시간

트랙터 세계시장은 그림 1.1.3(b)와 같이 전체 시장의 약 37%를 북미 및 유럽에서 차지하고 있으며, 인도 및 중국이 48%로 최근 급 성장세를 보이고 있다. 중국의 경우 트랙터 수요가 꾸준히 증가하고 있어 2006년에 166천대였던 수요가 2010년에는 258천대로 두 배 가까이 증가할 것으로 예상된다. 뉴질랜드는 트랙터의 자국 생산이 전무하여 제품 공급을 전량 수입에 의존하고 있으며, 2009년 트랙터 수입액은 전년 대비 15.39% 증가한 1억 3,000만 달러로 나타났다. 러시아는 2010년 농기계 시장 규모는 35억 달러로 이 중 수입이 18억 달러였으며, 이는 2009년 대비 54%가 상승한 수치로 많은 부분을 수입에 의존하고 있다. 미국의 2008년 총 농기구 매출액은 전년도 같은 시기보다 4.7% 성장한 189억 달러를 기록하였으며, 2009년도에는 전년대비 34% 성장한 253억 달러를 기록할 정도로 대규모의 농기계 시장을 형성하고 있다(Standard & Poor's의 산업 조사 보고서). 베트남은 세계 2위의 쌀 수출국으로 농업기계화율 60~70% 달성을 목표로 2012년까지 농업기계화 정책을 추진 중에 있으며, 이를 위해 매년 4천대 이상의 트랙터가 필요한 것으로 파악된다. 터키는 2008년 터키 산업통상부가 에너지 절약 및 농업 효율성 증대를 위해 노후된 트랙터 700천대 정도를 폐기하기로 결정하였으며, 이로 인해 연간 30~40 천대 수준의 대규모 트랙터 수요가 발생할 것으로 예상된다.

국내 시장은 그림 1.1.4와 같이 트랙터 업체의 표준 생산 능력이 4.2만대이며 2009년 생산실적은 2.7만대, 가동률은 65%로 다른 농업기계에 비해 상대적으로 높지만(농업기계연감, 2010), 세계 시장 규모는 1.2만대로 전체의 약 1% 수준으로 상대적으로 작은 시장을 형성하고 있다.

현재 국내 농기계 기술수준은 부품의 경우 선진국의 81%, 소재는 77% 정도로 나타나 선진 기술과의 큰 격차를 보인다. 기술수준의 격차는 결과적으로 수출규모에서 큰 차이를 보여 현재 농기계의 수출규모는 그림과 같이 유럽이 373억 달러, 미국이 102억 달러, 일본이 19억 달러, 중국이 11억 달러이며, 우리나라는 2억 8천만 달러로 0.5%에 불과한 것으로 나타나 차별화된 기술 개발을 통한 시장 경쟁력 확보가 필요하다.

미국, 유럽, 일본 등의 선진사는 오랫동안 축적된 R&D를 통한 차별화된 기술로 시장을 장악하였고 중국/인도의 경우 저임금을 활용하여 저가 제품으로 해외시장에 진입을 시도하고 있다. 이에 따라 국내 농기계산업의 경쟁력 확보를 위해서는 선진국과의 기술격차 해소 및 신기술 확보, 관련 핵심 기술의 조기 자립화를 하루빨리 이루어야 한다.



(a) 농업기계 시장 규모



(b) 트랙터 시장 규모

그림 1.13 세계 농업기계 시장 규모

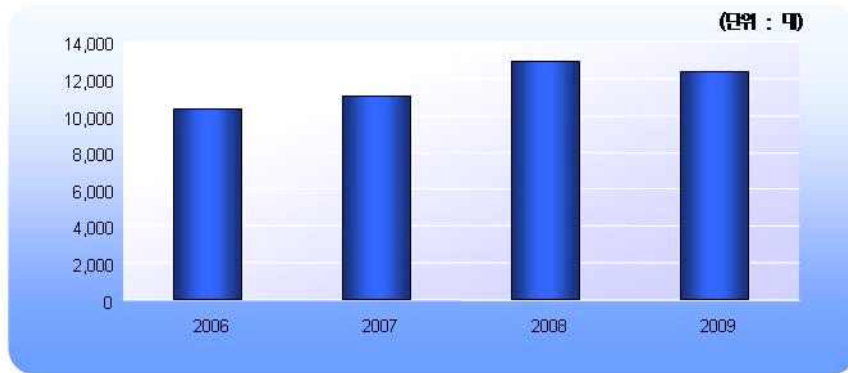


그림 1.14 국내 트랙터 시장 규모

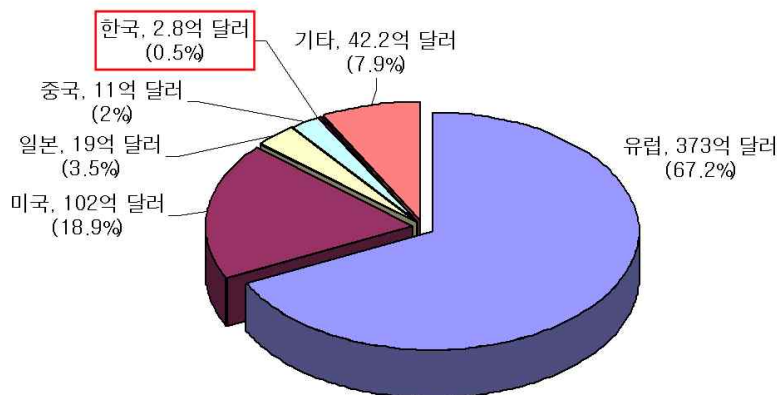


그림 1.15 국가별 농기계 수출규모(전북중앙신문, 2008)

### 1.1.2 프리미엄급 대형트랙터 개발 필요성

최근 시장의 양극화로 인해 중형 트랙터에서 대형트랙터 시장으로 무게중심의 이동이 이루어지고 있어 국내 업체의 지속적인 성장과 농민의 부담을 줄이기 위해 국산 대형트랙터 개발 필요성이 증가하고 있다. 특히 2000년대에 들어 70~100마력 트랙터를 국산화에 성공하여 해외 트랙터와 경쟁에서 우위를 점함에 따라 해당 마력의 트랙터 시장을 대부분 국내 업체가 차지하게 된 사례를 볼 때, 100마력 이상의 대형트랙터 개발은 농민의 부담을 덜어줌과 동시에 국내 업체의 신장 및 외화 유치에도 큰 힘을 발휘할 수 있을 것으로 기대되고 있다.

전 세계 트랙터 시장 중 100마력 이상의 대형트랙터는 대부분 해외 선진업체가 파워시프트, CVT, 전자식 엔진 등의 Premium 급 기술을 바탕으로 표 1.1.1과 같이 기술 장벽을 형성하고 있다. 국내 트랙터 업체는 과거부터 현재까지 수동변속기, 기계식 엔진 등의 Value 급 제품 개발에 주력해 왔다. 또한 더 큰 시장 확보를 위해 Premium 급 기술 개발을 지속적으로 진행해 왔다. 그러나 현재까지 확보된 기술은 매우 미흡하여 대형트랙터를 양산하기에는 어려움이 있었다. 해외업체들이 개발한 대형트랙터의 경우 구입비용, 유지보수비용 등이 국내 업체의 트랙터에 비해 매우 높기 때문에 대형트랙터를 이용하는 농민들의 부담이 큰 상황이나, 대형 트랙터 시장에 진입한 국내 업체 제품이 없어 시장 대응이 어려운 형편이다.

또한 국제 유가 상승과 더불어 석유 연료의 사용에 따른 환경오염에 대한 관심이 전세계적으로 높아짐에 따라 미국을 포함한 서계 선진국들은 새로운 무역규제의 방안으로 그린라운드를 채택하고 있으며 TIER, STAGE 와 같은 배기가스 규제를 지속적으로 확대, 강화하고 있다.

EU의 경우 2012년부터 CO<sub>2</sub> 평균 배출량 기준을 대폭 강화하여 연비 20km/l인 차량에 대해 120g/km 이하의 CO<sub>2</sub> 평균 배출량을 의무할 예정이나 국내의 유럽 수출차의 경우에는 170g/km(연비 : 13.8km/l)로 배기가스 배출량의 개선이 필요한 실정이다. 미국의 경우 2008년 이후부터 2012년까지 Tier 3를 적용하고 있으며, 2013년부터는 TIER 4로 규제를 강화하였다. 이에 따라 국내 업체의 엔진 기술도 PM 0.03 g/kw-hr, NO<sub>x</sub>이 4.7 g/kw-hr에 맞는 수준의 향상이 필요하다. 국내의 경우에도 2004년 건설기계를 대상으로 환경부에서 처음으로 배기가스 규제를 실시하였으며, 2011년 2월 14일 환경부에서 “자동차 및 건설기계 차기(‘12~‘16년) 배출허용기준(안)”을 입법예고 하였다. 또한 농업기계에 대해서 '16년부터 일괄적으로 Tier4 규제를 적용할 예정이다.

그동안 국내 트랙터 엔진은 대부분 배기가스 규제를 만족시키지 못하는 기계식 엔진이었으나, Tier IV 의 환경 규제가 시작됨에 따라 대형트랙터를 시작으로 전자제어식 Tier IV엔진을 적용할 수 밖에 없는 환경이 구성되었다. Tier IV 엔진은 기존의 기계식 Tier II 또는 Tier III 엔진 대비 가격이 3~40% 상승하여 트랙터 판가가 매우 높아질 것으로 예상되고 있으며 이에 따른 선진업체와의 가격 경쟁력 약화가 우려되고 있다. 선진업체의 경우 전자제어식 엔진의 장점을 극대화할 수 있는 무단변속기 기술을 오래전부터 확보하여 양산하고 있으나, 국내의 경우 대부분 수동변속기에 주력하여 대형트랙터에 전자제어식 엔진이 도입되어도 그 기능을 제대로 활용할 수 없는 형편이다. 따라서 대형트랙터로의 시장 트렌드를 반영하고 Tier IV 규제에 대응하기 위해서는 대형트랙터의 Premium 급 기술 적용과 더불어 전자제어식 Tier IV 엔진 기능을 극대화할 수 있는 기술을 개발, 적용해야 한다.

표 1.1.1 선진업체 적용 기술

		Yanmar (EG 782)	Kubota (M105X)	John Deere CVT (6830AP)	Fendt VARIO (209)	Fendt VARIO (312)
마력 (적용 범위)		82PS (60~82PS)	105PS (105~135PS)	135PS (105~135PS)	95PS (70~95PS)	125PS (100~130PS)
엔진		전자식	전자식	전자식	전자식	전자식
변속 방식	방식	CVT	파워시프트	CVT	CVT	CVT
	주변속	HMT(단순) 무단	유압식 유단	HMT(복합) 무단	HMT(단순) 무단	HMT(단순) 무단
	부변속	수동	수동	자동	수동	기계식 수동
편의 기능		전자 유압 부하감지 복합 자동 제어 (엔진+작업기 +변속기) 배속턴	전자 유압 부하감지 복합 자동 제어 (엔진+작업기 +변속기) 배속턴	전자 유압 부하감지 복합 자동 제어 (엔진+변속기)	전자 유압 부하감지 복합 자동 제어 (엔진+변속기)	전자 유압 부하감지 복합 자동 제어 (엔진+변속기)

전자식 엔진의 ECU제어는 냉시동(cold start), 부하 응답성(load response), 점화시기 및 분사량 제어(governing), 과도상태 매연 배출(transient smoke emission) 등과 같은 전통적인 디젤 엔진의 문제점을 해결할 수 있다. 또한 제어의 범위가 배출가스 제어 시스템, 연료 시스템, 흡입공기 조절 시스템 등으로 확장됨에 따라 디젤 배출 규제물질의 저감도 실현 가능하다. 디젤 엔진의 전자제어는 여러 작업상황에 대해 최대 엔진 출력을 낼 수 있도록 하기 위하여 컴퓨터로 연료 분사량을 최적상태로 제어하는 방식으로 엔진의 회전을 일정하게 유지하는 Isochronous Control, Electronic Governor Control, 저온시동 제어 등이 있으며 이들 제어는 CAN(Controler Area Network) 통신 방법으로 전송된다. CAN 통신을 이용한 엔진 제어는 변속기 및 작업기와 연동하여 최적의 엔진 운전점에서 차량 동작을 유지함으로써 높은 연비의 실현이 가능하다.

동력전달 장치는 클러치, 변속기 그리고 추진축으로 구성되어 있으며, 변속기는 클러치와 추진축 사이에 설치되어 엔진의 동력을 자동차의 주행상태에 적합하도록 엔진의 회전을 적절하게 변속하여 회전력을 증대시키거나 회전속도를 변환시킨다. 현재 상용화 된 차량의 변속기(Transmission)는 수동변속기(Manual Transmission, MT), 자동변속기(Automatic Transmission, AT), 자동화 수동변속기(Automated Manual Transmission, AMT) 등으로 구분

된다. 수동변속기(MT)는 주행속도에 따라 운전자가 직접 기어를 조작하는 변속기로, 클러치의 작동을 운전자가 손으로 직접 조작하는 방식이다. 주행 속도에 따라 기어가 자동으로 조작되는 변속기인 자동변속기(AT)는 자동차의 주행속도와 부하에 맞추어 자동적으로 최적의 토크 변환을 얻을 수 있도록 클러치를 제거하였으며, 유체의 미끄러짐에 의해 동력을 전달한다. 자동화 수동변속기(AMT)는 수동변속기와 마찬가지로 동력의 전달은 클러치에 의해 이루어지지만 변속 동작이 자동화되어 있다는 점에서 수동변속기와 자동변속기의 중간 형태라고 할 수 있다. 무단 변속기는 수동변속기나 자동변속기가 갖고 있는 유한한 변속비를 무단변속비로 대체하여 감속비를 최소에서 최대 사이에서 연속적으로 변화시켜 에너지손실을 줄이고 변속 충격을 완화하여 차량의 성능과 승차감을 향상시키기 위한 대안으로 연구되고 있다. 세계 승용차의 무단 변속기 장착비율은 1999년의 2%에서 2005년에는 6%, 2010년에는 14%에 이를 것으로 예측되고 있어 향후 시장이 급속히 증가될 것으로 전망되고 있다. 무단변속기는 기본적으로 구조에 따라 벨트와 풀리(Belt & Pulley) 타입, 트랙션 드라이브(Traction Drive) 타입 그리고 유압작동 기계식(Hydro Mechanical)으로 구분된다. 기계유압식 무단변속기(Hydro Mechanical Transmission, HMT)는 그림 1.1.7과 같이 엔진의 동력을 두 가지 전달 경로를 통해 분기하고 이를 유성기어를 통해 결합하는 과정에서 무단 변속이 가능하도록 고안되었으며 높은 출력 밀도와 발전 및 저속 구간에서 무단변속제어 효율이 높아 군용, 중대형 차량, 건설 중장비, 농업용 트랙터의 적용이 활발히 검토되고 있다.

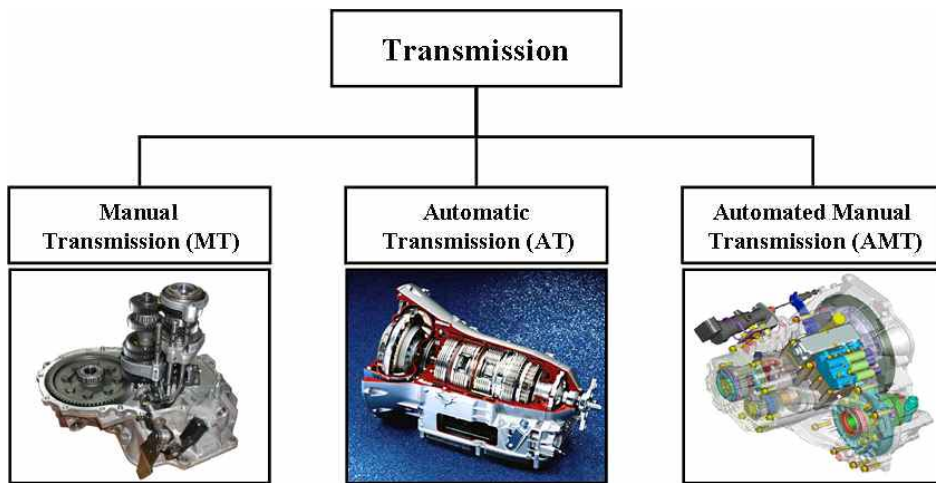


그림 1.1.6 변속기의 분류



표 1.1.2 자동화 수동변속기의 장단점 비교

변속기 종류	장점	단점
수동변속기	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 구조가 비교적 간단함.</li> <li>- 제작비가 낮음.</li> <li>- 연료효율이 좋음.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 클러치, 레버 조작 불편.</li> <li>- 가감속 때의 충격과 소음이 큼.</li> <li>- 클러치를 조작 시 클러치 디스크 마모 가능성 존재.</li> </ul>
자동변속기	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 조작이 비교적 편리함.</li> <li>- 기계적 접촉이 작아 충격 및 소음이 적음.</li> <li>- 초기 구동력이 큼.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 구조가 복잡함.</li> <li>- 높은 가격.</li> <li>- 연료 효율이 수동변속기에 비해 10~20% 낮음.</li> </ul>
자동화 수동변속기	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 조작이 비교적 편리함.</li> <li>- 높은 연료 효율.</li> <li>- 가격이 비교적 저렴함.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 동력 단절감.</li> <li>- 변속 충격 발생.</li> </ul>

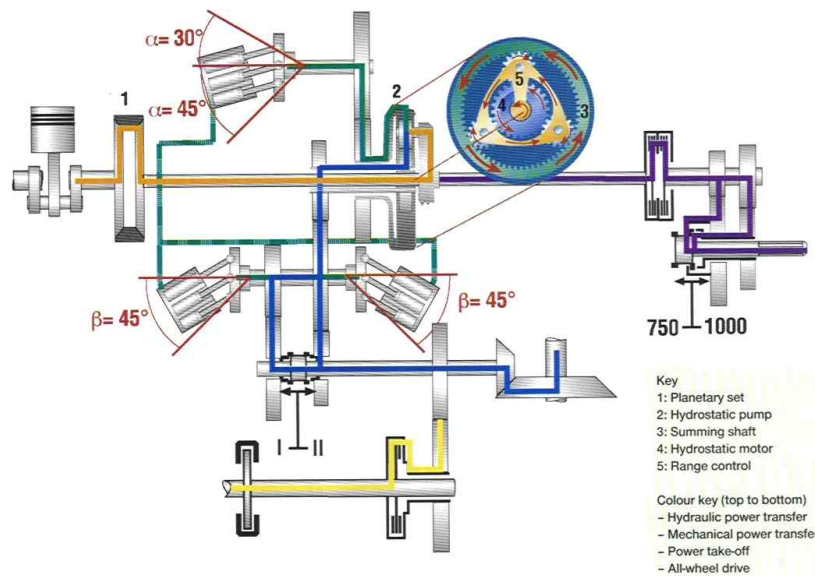


그림 1.1.7 기계유압식 무단변속기의 구조.

전자유압 장치는 트랙터에 사용되는 유압장치를 전자식으로 제어할 수 있도록 한 것이며, 트랙터 작업 시 작업기의 위치 및 자세제어, 로타리 작업기용 경심 및 부하제어, 플라우 작업기용 견인력 및 슬립제어 등 작업기를 여러 가지 작업에 맞추어 자동으로 작동할 수 있도록 하는 것이다. 기존 유압시스템의 경우 트랙터 작업중 현재 부하 상태와는 상관없이 최소한의 제

어만을 수행하였다. 또한 선진 업체 제품에 비해 응답성이 느리고 정밀도가 부족해 실제 사용되는 비율이 미미한 경우가 많았다. 따라서 전자유압시스템의 개선이 필요한 상태이다. 게다가 전자식 엔진이 도입됨에 따라 연동제어를 통해 보다 효율적인 제어가 가능해 지면서 이에 따른 기술 개발이 필요하다.

## 1.2 연구과제의 목적

본 연구는 시장에서 지속적으로 증가하는 대형트랙터의 개발 요구에 부합하고 해외 선진업체 및 중국 업체와의 경쟁력 확보, Tier4 엔진 규제에 대한 대응을 위해 프리미엄급 전자제어 기술 확보를 위해 수행되었다. 이를 통해 해외 선진업체와의 기술 장벽을 극복함과 동시에 고객에게 최고의 편의성을 제공함으로써 세계적으로 인정받는 기술력을 확보하고 국내 트랙터 업계의 경쟁력 신장을 이루고자 한다. 대형트랙터에 적용되는 프리미엄급 기술은 전자식 엔진, 무단변속기, 전자유압시스템 등이 있으며 각 항목에 대해 분석한 결과는 표 1.2.1와 같다.

표 1.2.1 과제의 타당성

항 목	타당성 분석	적용 방안
전자식 엔진	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 전자식 엔진의 고효율 동작을 통해 TIER 4 등의 환경규제 대응이 가능함</li> <li>○ 엔진과 변속기 등의 연동 제어 기술 확보를 통해 제품 경쟁력을 강화할 수 있으며 이를 통한 국내외 시장 M/S 확보</li> <li>○ 친환경 엔진을 통한 브랜드 가치 상승</li> </ul>	ECU 제어
무단 변속기	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 작업 편의성 향상을 위해 대부분의 해외 선진사 대형 트랙터는 무단변속기를 채택하고 있음</li> <li>○ 변속기는 에너지 효율의 대부분을 결정하는 주요 구성 요소로써 최적 동력 제어를 통해 연료 효율 향상 및 고효율 작업이 가능하게 함</li> </ul>	HMT 개발
전자 유압장치	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 유압장치의 전자 제어는 작업 중 작업기의 효율적인 동작을 가능하게 함</li> <li>○ 기존의 전자유압 시스템은 해외 제품에 비해 응답성 및 기능이 낮아 거의 사용되지 않는 수준이었음</li> <li>○ 전자유압 장치의 개선은 트랙터 상품성을 재고하고 경쟁력을 확보하기 위해 필수로 진행되어야 하며, 대형트랙터에서는 엔진 및 변속기와 연동제어로 고효율 작업이 가능함</li> </ul>	전자유압 시스템 개선

본 연구의 최종 목표는 100 ~ 130마력급 대형 트랙터에 최적 제어가 가능한 시스템 및 핵심 부품을 개발하고 최적 제어 시스템을 구축하여 고편의성 및 고효율의 대형 트랙터를 개발하는 것과, 제품의 높은 신뢰성 수준을 확보하기 위하여 대형 트랙터의 신뢰성 평가 기준 및 기술을

개발하고 표준화하는 것이다. 이를 위한 세부 사항으로는 전자식 엔진의 제어를 위한 vehicle calibration 기술, 고효율 무단변속기 개발, 작업기 제어를 위한 전자유압 시스템 개선과 트랙터의 동력제어를 위한 최적동력제어 시스템 개발이 있다. 최적 제어 시스템은 전자식 Tier4 엔진과 엔진-변속기 통합 제어를 가능하도록 하는 무단변속기, 작업 장치를 전자 제어하는 전자유압 및 각각의 컨트롤러로 구성되며, 각각의 구성장치들은 전체 시스템의 최적동력제어 시스템에 의해 트랙터의 동력을 효율적으로 관리하게 된다. 그림 1.2.1은 전자제어 트랙터의 핵심 연구분야를 보여주고 있다.

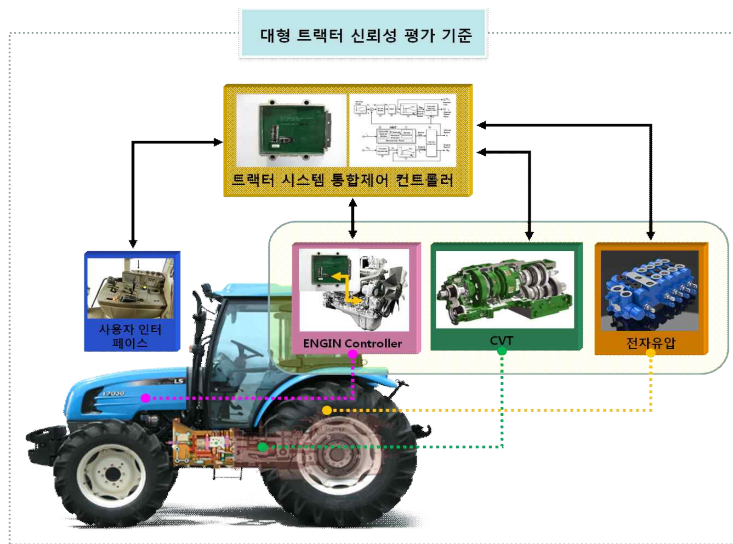


그림 1.1.1 전자제어 트랙터 핵심구성요소

본 연구의 주요 목표 중 하나인 Tier4 엔진은 환경규제의 강화에 대응을 위한 친환경 전자식 엔진으로 ECU (Engine Control Unit)를 통해 엔진의 운전점을 제어함으로써 사용자의 요구에 따라 정밀한 엔진의 제어가 가능하다. Tier4 엔진은 연구과제의 지원팀이 자체 기술을 이미 보유하고 있으므로 전자 엔진의 대형 트랙터 적용 및 최적 제어를 수행하여 작업조건에 따라 적합하게 작동하도록 하는 것을 목표로 한다.

무단변속기는 벨트-폴리, 토로이달, HMT (Hydro-Mechanical Transmission) 등이 있으나, John Deere, CNH 등의 해외 선진업체들이 적용하고 고토크 작업차량인 트랙터에 적합한 HMT 방식을 채택하였다. HMT 방식은 그림과 같이 HST (Hydro-Static Transmission)와 유성기어를 조합하여 무단변속을 구현한 변속기이며, 기계식과 동등한 출력의 작업 구간이 있어 고효율의 작업이 가능한 장점이 있다. HMT 방식 중 유성기어를 복합적으로 구성한 복합유성기어 방식의 HMT를 개발 목표로 선정하였으며 성능평가를 위한 주요 지표는 최고 주행 속도, 최대 견인력, 최대 견인 효율, 열평형, 변속 충격, 변속시간 등으로 하였다.

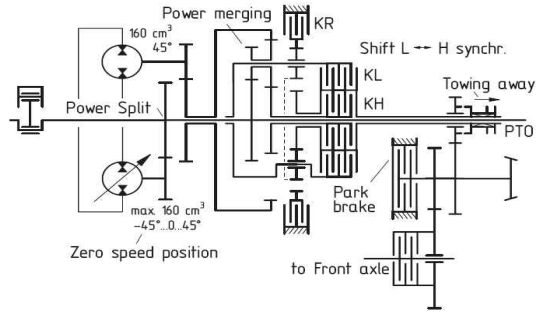


그림 1.2.2 John Deere 社 IVT (HMT 방식)

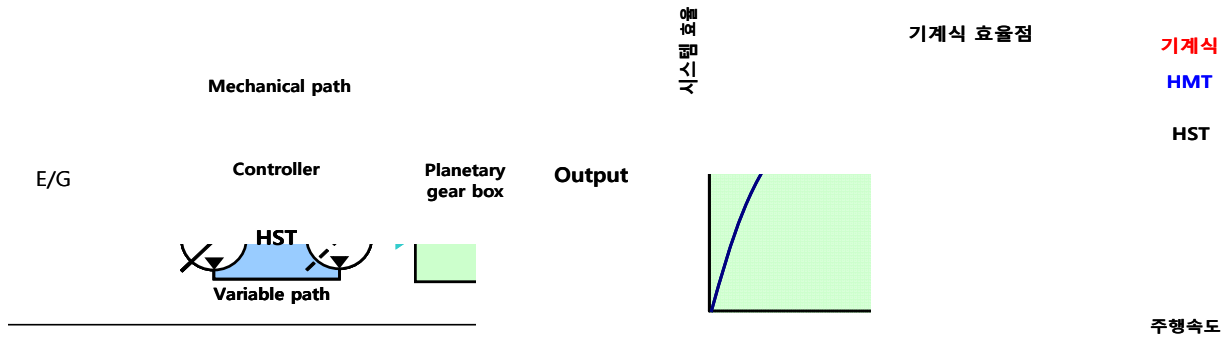
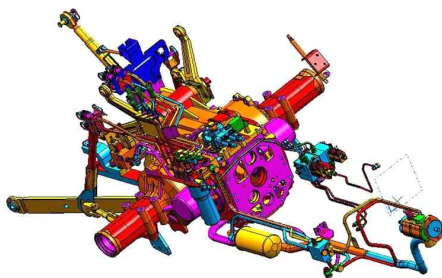
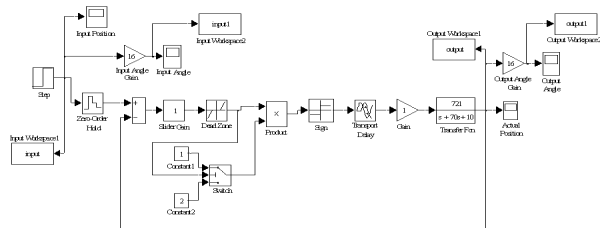


그림 1.2.3 HMT 시스템 개략도 및 효율 (Input coupled)

전자유압 장치는 선진사의 벤치마킹을 통하여 시스템 성능을 개선하고 대형트랙터에 적합한 2실린더 방식과 차속센서 등을 적용하는 것을 목표로 한다. 작업기 제어시스템의 주요 스펙에 대한 기준은 국내뿐만 아니라 일본 등의 선진국에도 표준 규격이 없는 상황이기 때문에 벤치마킹을 수행하여 주요 스펙(응답성, 압력손실 등)들을 정한다.



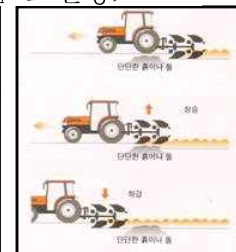
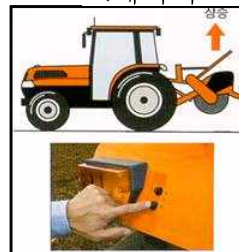
<전자 유압 시스템 구성>



<제어시스템 모델링>



<수평제어 및 경심제어>



<견인제어>

그림 1.2.4 전자유압 장치의 구성 및 기능

통합제어 시스템은 CAN 기반의 분산제어 방식으로 구현되며 각 핵심부품의 컨트롤러와 이들을 통합 제어하는 시스템으로 구성한다. 통합제어 시스템은 고효율 트랙터를 위한 핵심 시스템이며 각 핵심부품들의 제어 알고리즘 및 통합 제어 알고리즘을 자체 개발한다.

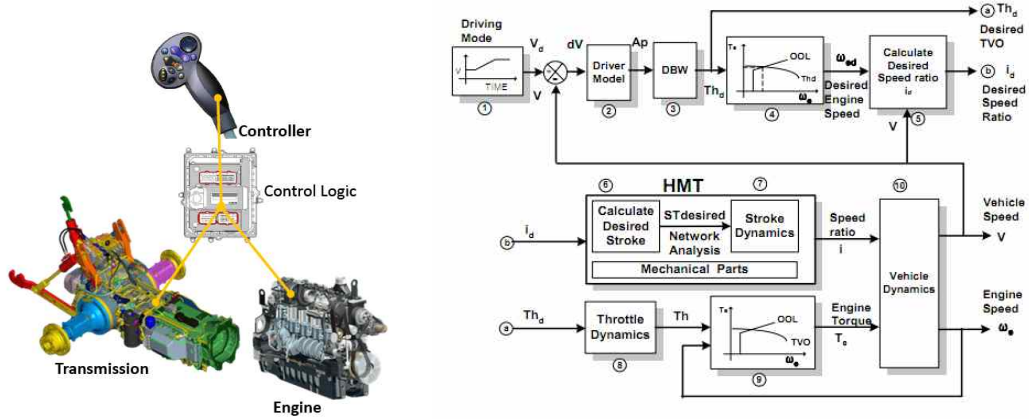


그림 1.2.5 트랙터 통합 제어 알고리즘

대형 트랙터는 작업에 따라 부하 크기와 변동이 폭이 심하기 때문에 현재의 부하 특성에 적합한 엔진, 변속기, 작업기의 최적 동작점 제어 및 상호 연계 제어를 통해 최적 제어를 구현해야 한다. 이는 기존 트랙터 작업의 경우 엔진, 변속기, 작업기가 일정 수준 범위하에서 제어 및 유지되었기 때문에 발생하는 비효율 구간을 개선할 수 있으므로 연비 향상 효과가 높을 것으로 판단된다.



그림 1.2.6 대형 트랙터 작업

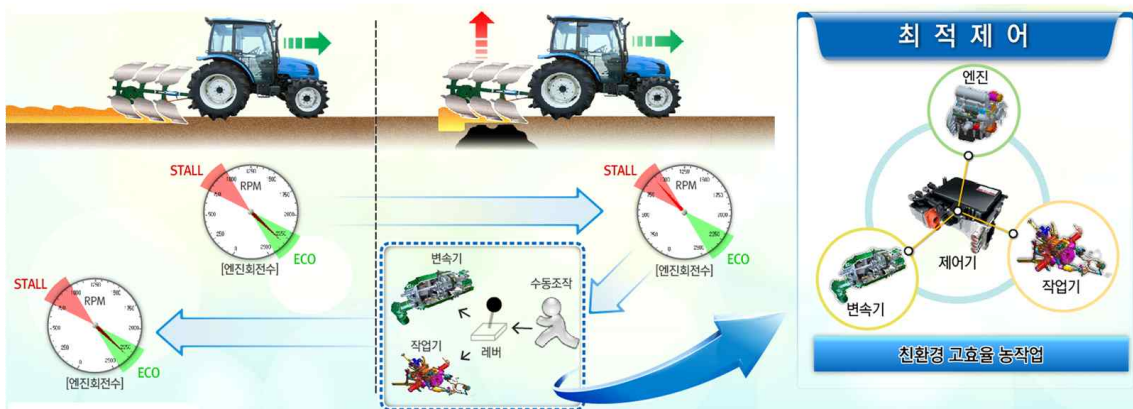


그림 1.2.7 트랙터 작업부하에 따른 최적제어

엔진 + 변속기 + 작업기의 최적 통합제어 알고리즘 개발을 위해 트랙터의 작업별 부하 측정 및 분석을 실시할 것이며, 부하 측정을 위해 트랙터 주요 동력 소모원을 파악한 후 측정 대상 및 장착 부위에 적합한 계측 시스템을 개발한다. 작업부하 분석은 주요 수도작업(쟁기, 로타리) 및 축산작업(베일러, 랩핑)을 대상으로 수행할 계획이며 장착될 작업기는 개발 목표에 적합한 작업기(100 ~ 130마력 대상)를 이용한다. 작업기는 활용 범위와 사용 빈도를 고려하여 국내 대형 트랙터 적용에 적합한 작업기를 선정하여 시험데이터에 대한 신뢰성을 향상시켜야 한다.

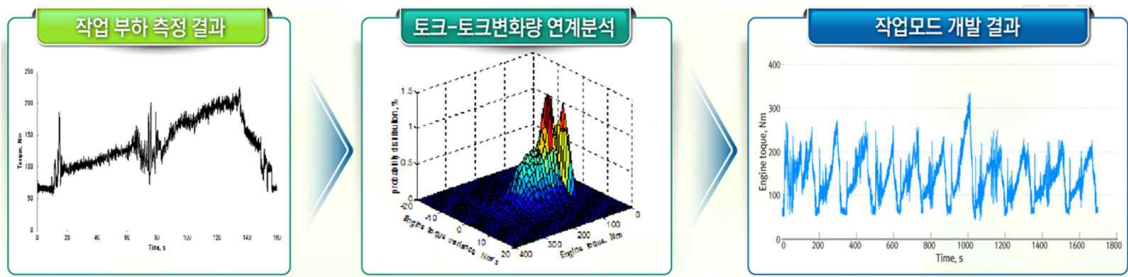


그림 1.2.8 트랙터 작업부하 측정 및 정량화

트랙터 시뮬레이션 모델 개발 관련 연구개발은 현재까지 그 사례가 매우 미비하고 특히, 각각의 요소부품들의 전자제어가 불가능하여 단품에 대한 동작 효율 분석 및 평가만이 수행되고 있다. 따라서 트랙터의 기계적 기본동작 이외에 별도의 ECU + TCU + HCU의 통합 제어가 포함된 시뮬레이션 모델을 개발할 예정이며 이를 이용하여 전체 시스템 및 제어 알고리즘을 개발한다.

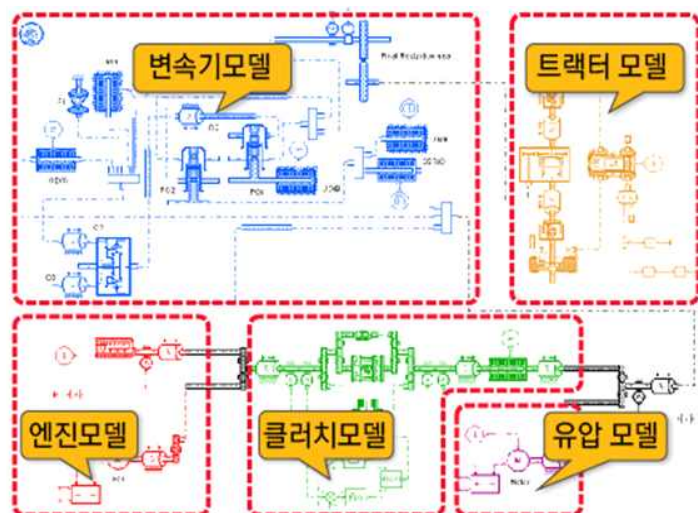


그림 1.2.9 통합 시뮬레이션 모델링

트랙터 시뮬레이션 및 제어 알고리즘의 성능평가를 위해 다양한 시험장치를 이용하여 요소 부품 및 전체 시스템을 평가한다. 또한, 정량화된 작업별 부하모드를 이용하여 작업별 특성에 맞게 제어 알고리즘을 검증하고 최적화한다.

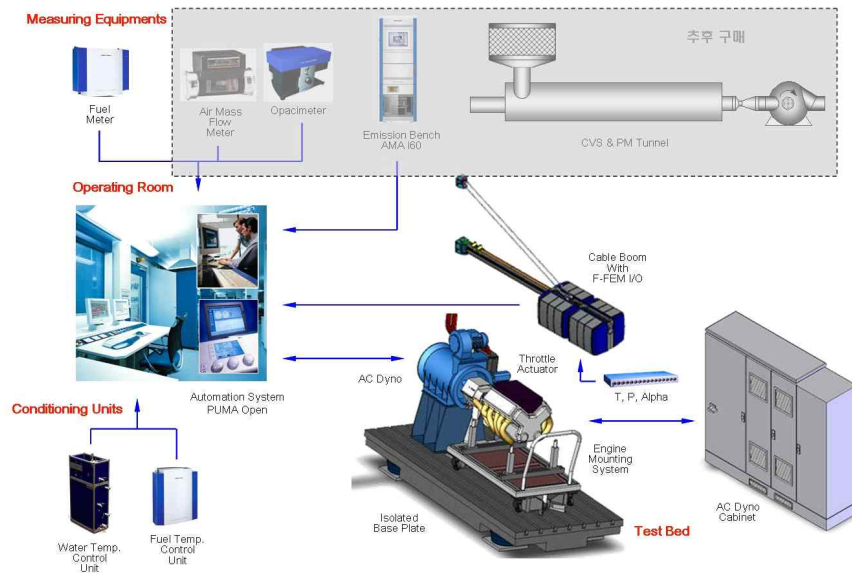


그림 1.2.10 실내시험장치를 통한 제어 알고리즘 개발

대형 트랙터의 신뢰성 평가는 OECD, Nebraska 등 북미 및 유럽 등의 시험기준과 국내 농작업의 작업부하를 분석한 데이터를 활용하여 해외 기준을 만족함과 동시에 국내 실정에 맞도록 수행한다. 또한 국내외 인증뿐만 아니라 신뢰성 확보를 위한 성능, 내구, 안정성도 확보할 수 있도록 평가 기준을 보완한다.

본 연구의 연구목표를 요약하면 다음과 같다.

- 최적 동력제어가 가능한 고효율 대형 트랙터 개발
  - 1) 100~130마력급 대형 트랙터 플랫폼 개발
  - 2) CAN 기반의 최적 통합제어 시스템 개발
  - 3) 대형 트랙터의 신뢰성 평가

정량적 성능평가 항목 및 방법은 표 1.2.2와 같이 시스템 효율, 연료 절감율, 최대전인토크, Tier4 환경규제 대응, 작업기 제어성능, 안전성 시험, 시뮬레이션 정확성, 컨트롤러 신뢰성, 핵심부품 내구성으로 선정하였다. 각각의 성능평가는 트랙터 전체의 경우 국내 유일의 트랙터 인증기관인 농업실용화재단에서 수행하고 요소부품에 대해서는 전자부품연구원 등 전문기관에서 인증한다. 또한 기존에 평가 기준이 없는 항목에 대해서는 자체시험으로 검증한다.

표 1.2.2 성능 평가 항목 및 방법

항목	단위	세계 최고 수준 (J/D 6series 기준)	국내 수준	개발 목표 (년도)			평가방법	
				1차	2차	3차		
연료 절감율 (기계식변속기 대비)	%	10	-	-	10 (실내시험 장치)	20-	자체시험 코드	
최대 주행속도	km/hr	35	30	-	40 (시물레이 션모델)	40		
최대 견인력	kN	20	-	-	20 (시물레이 션 모델)	20		
파워트레인 효율	%	85	-	-	80 (실내시험 장치)	85		
PTO 효율	%	85	-	-	80 (실내시험 장치)	85	농업 실용화 재단	
파워트레인 열평형 온도	℃	80↓	-	-	80 (실내시험 장치)	80↓	자체시험 코드	
변속 충격	G	0.25	-	-	-	0.25↓		
변속 시간	sec	0.80	-	-	-	0.80↓		
작업기 제어 정밀도 (수정)	경심	cm	0.5	1	-	0.6		0.5
	수평	°	0.4	1	-	0.5		0.4
	견인력	Voltage	0.04	-	-	0.06	0.04	
시물레이터 정확도	HMT	%	95	-	-	85	90	실내시험 장치와 비교
	트랙터					80	90	
최적제어 알고리즘 성능	변속추종	%	95	-	-	85	95	시작품과 비교
	최적제어					85	95	
트랙터 안정성 시험	P/F	Pass	-	-	-	Pass	농업 실용화 재단	
운전자 소음	dB	75	-	-	-	80	자체시험 코드	
변속기 내구수명	hr	5,000	-	-	4,000 (실내시험 장치)	5,000		
제어기 내환경성	과전압	P/F	pass	-	-	-	pass	전자부품 시험연구원
	내수성	P/F						
	내전성	P/F						
	내열성	P/F						
	통상전원	P/F						
	임펄스	P/F						
정전기	P/F							



## 제 2 장 국내외 기술개발 현황

### 2.1 국외 연구 동향

해외업체들은 이미 수 년 전부터 트랙터의 연료효율 향상 및 배기가스 규제에 대응하기 위해 CRDI (Common Rail Direct Injection) 전자식 엔진을 적용하고 있다. 이를 통해 연료의 분사량과 분사시기 및 분사압 및 분사율의 독립적 제어가 가능하여 정확한 연료 분사가 가능하다. 따라서 목표하는 정확한 속도와 출력을 얻을 수 있고 기존 디젤엔진에 비해 약 30% 이상의 출력 향상을 기대할 수 있다. 또한 전자식 엔진과 변속기를 연동제어하여 차량의 연료소비를 최소화하는 최적 제어를 수행하고 있다. Fendt의 연구에 의하면 전자식 엔진과 무단변속기를 연동제어할 경우 엔진 연동제어가 되지 않은 파워시프트 변속기 대비 약 30%에 가까운 연비 절감효과가 있다고 한다.

최근 Tier4 전자식 엔진이 도입되면서 선진사들은 무단변속기 적용을 확대하고 무인트랙터 등의 정밀농업기술과 접목하여 고품의성을 제공하려는 연구를 지속적으로 수행하고 있다. 세계 최대 농기계 업체인 존디어의 경우 무단변속기를 100마력 이상의 대형트랙터에 장착하고 있으며 ZF 社의 Eccom과 자체 개발한 IVT의 2가지 형태로 제공하고 있다. 또한 다양한 작업모드를 제공하여 차량의 편의성을 극대화하고 있다. CNH의 경우 150마력 이상의 대형트랙터에 전자식 엔진과 무단변속기를 적용하고 있으며, Fendt의 경우 전 기종에 무단변속기를 장착하여 판매 중이다.

### 2.2 국내 연구 동향

국내 업체 대부분은 자체적인 엔진 제작 및 해외 선진업체 기술도입으로 Tier4 규제에 적용할 수 있는 기술을 확보하고 있다. 그러나 전자식 엔진 도입에도 불구하고 단순히 Tier4 규제에만 대응하고 있기 때문에 높아지는 판가에 상승하는 프리미엄 기능들을 확보하지 못한 상태이다. 따라서 현재까지 국내 농기계업체들이 제공하는 전자제어 및 고품의성 기능은 해외 선진업체 대비 매우 미흡한 수준이다.

무단변속기술은 Tier4 엔진과 낼 수 있는 상승효과가 가장 큰 기술로 아직까지 무단변속기술 실용화를 이루지 못한 국내 업체들의 주 개발 대상 중 하나이다. 국내 농기계 업체에서는 무단변속기술 개발을 수 년 전부터 시도해왔으나 가격 상승, 제어기술 미흡 등의 이유로 사업화가 되고 있지 않고 있다. 그러나 국내의 Tier4 엔진 적용이 눈앞에 다가옴에 따라 그에 상응하는 가치 제공을 위해 대부분의 업체들이 개발을 시도하고 있다.

## 2.3 국내외 특허 동향

국내 및 해외의 기술트렌드를 파악하기 위해 특허 분석하였다. 특허 검색을 위해 표 2.3.1과 같이 기술을 분류하였고 이를 토대로 특허 검색을 수행하였다. 특허 검색은 키워드 검색, 출원인 검색, 특허 분류 검색으로 진행하였고 총 Hitting 건수는 91,828건으로 나타났다. 또한 1차, 2차에 걸친 필터링을 수행하여 유효 특허 2,008건을 추출하였고 3차, 4차 필터링으로 핵심특허 20건을 도출하였다.

표 2.3.1 특허 기술 분류

대분류	중분류	소분류	검색개요 (기술범위)
제어기 (A)	변속기제어 (AA)	-	HST 기술이 적용된 트랙터의 변속기 제어 기술
	작업기제어 (AB)	-	HST 기술이 적용된 트랙터의 HITCH 제어 기술
	통합제어 (AC)	-	HST 기술이 적용된 트랙터의 변속기와 작업기 등 통합적으로 제어하는 기술
	기타(AD)	-	HST 기술이 적용된 트랙터 중 상기 기술을 제외한 기타 기술
자동 변속기 (B)	CVT-주변 속(BA)	1개 유성기어 (BAA)	HST 기술이 적용된 트랙터의 주변속 관련 기술
		2개 유성기어 조합 (BAB)	
		3개 유성기어 조합 (BAC)	
		4개 유성기어 조합 이상 (BAD)	
	CVT-부변 속(BB)	습식다판클러치 (BBA)	HST 기술이 적용된 트랙터의 부변속 관련 기술
		도그클러치 (BBB)	
		싱크로 (BBC)	
		복합 (BBD)	
	DCT (BC)	구조 (BCA)	HST 기술이 적용된 트랙터의 DCT 관련 기술
		제어 (BCB)	
	Power shift (BD)	구조 (BDA)	HST 기술이 적용된 트랙터의 Power shift 관련 기술
		제어 (BDB)	
	HST (BE)	HST 제어 (BEA)	HST+엔진 제어
		중립장치 (BEB)	HST 링크제어장치
기타 (BF)	-	HST 기술이 적용된 트랙터 중 상기 기술을 제외한 기타 기술	
사용자 인터페이 스 (C)	계기판 (CA)	-	트랙터의 계기판(스위치, 디스플레이) 관련 기술
	조작장치 (CB)	-	트랙터의 페달, 레버 관련 기술
	기타 (CC)	-	트랙터의 계기판, 조작장치를 제외한 기술
현가장치 (D)	액슬 (DA)	-	트랙터의 액슬 관련기술
	기타 (DB)	-	트랙터의 액슬 관련기술을 제외한 기타 기술
자율주행 (E)	-	-	주행시 주변환경을 인식하여 주행경로를 자체적으로 결정하며 주행하는 트랙터

그림 2.3.1은 업체별 특허 출원 동향을 나타낸 것으로 제어기, 자동변속기, 사용자 인터페이스 등으로 출원된 특허의 비율을 구분하였다. 해외 업체 중 가장 많이 특허를 출원한 업체는 일본업체인 구보다와 안마, 이세키였다. 출원된 특허에서 가장 많은 비율을 차지하는 특허는 자동변속기 관련 특허였으며, 사용자 인터페이스 및 제어기의 비율도 매우 높았다. 그러나 현가장치와 자율주행 관련 특허는 낮은 수준이었다.

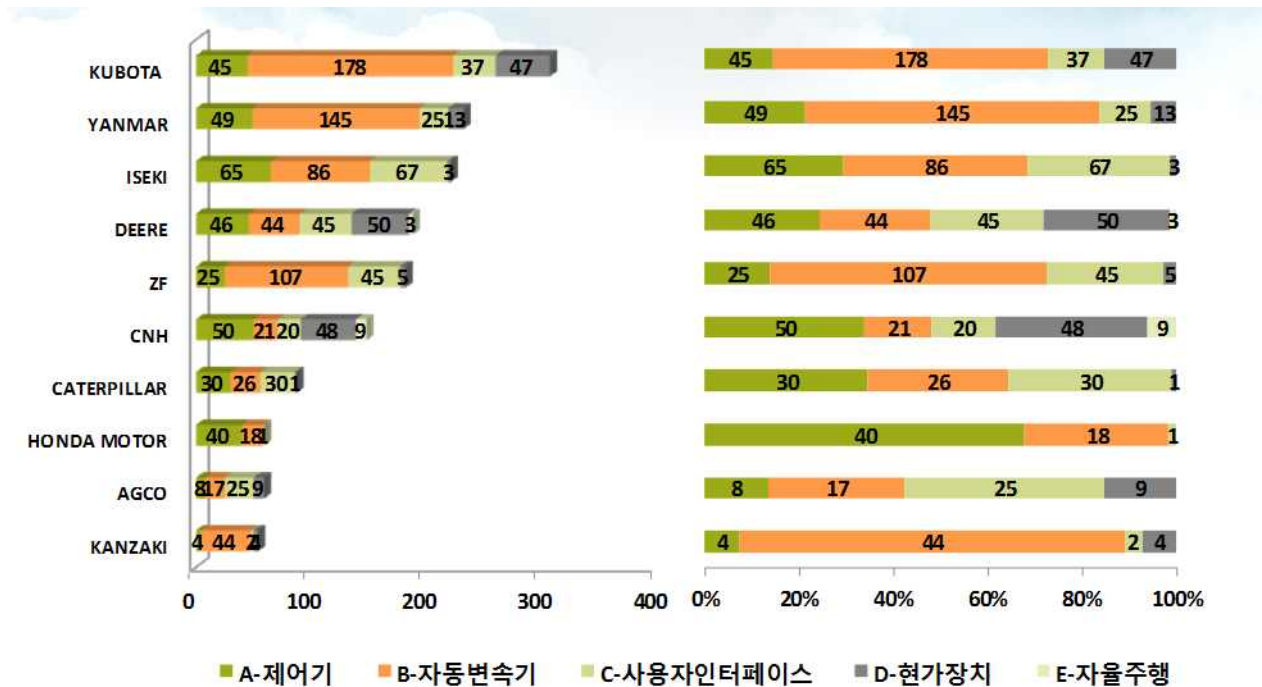


그림 2.3.1 기술별 출원 동향

그림 2.3.2는 연도에 따라 특허가 어떠한 트렌드를 보이는지 나타내고 있다. 자동변속기 중 무단변속기 관련 특허가 가장 큰 폭으로 증가하였다. 또한 사용자 인터페이스 관련 조작장치 관련 특허와 차축 관련 특허도 큰 폭으로 증가하였다. 자율주행 관련 특허는 90년대 말부터 등장하기 시작했으며 그 폭은 크지 않았다.

트랙터의 변속기 관련 특허는 단순한 변속기에서부터 점차 복잡한 무단변속기로의 발전형태를 보였다. 특히 제어 기술의 흐름을 보았을 때, 단순한 응답성 및 변속 충격을 저감할 수 있는 방안에서부터 차량의 인터페이스 관련 기술과 연비향상으로의 기술이 점차 증가하는 것을 확인할 수 있다. 특히 2000년대 들어서는 전자제어 기술이 발전함에 따라 단순히 엔진만의 최적제어가 아니라 부하에 따른 엔진연동기술, 안전성 및 효율 향상을 동시에 꾀하는 최적제어 기술들의 트렌드를 보이고 있다.

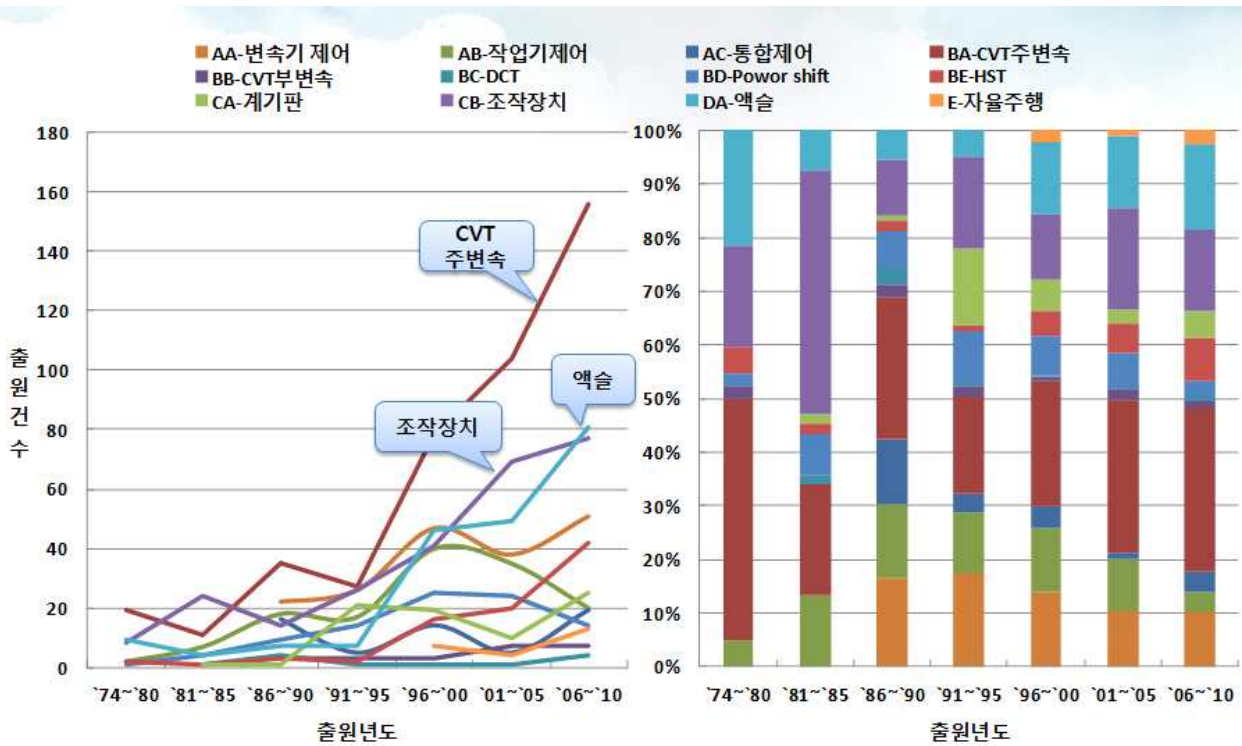


그림 2.3.2 연도별 출원 동향

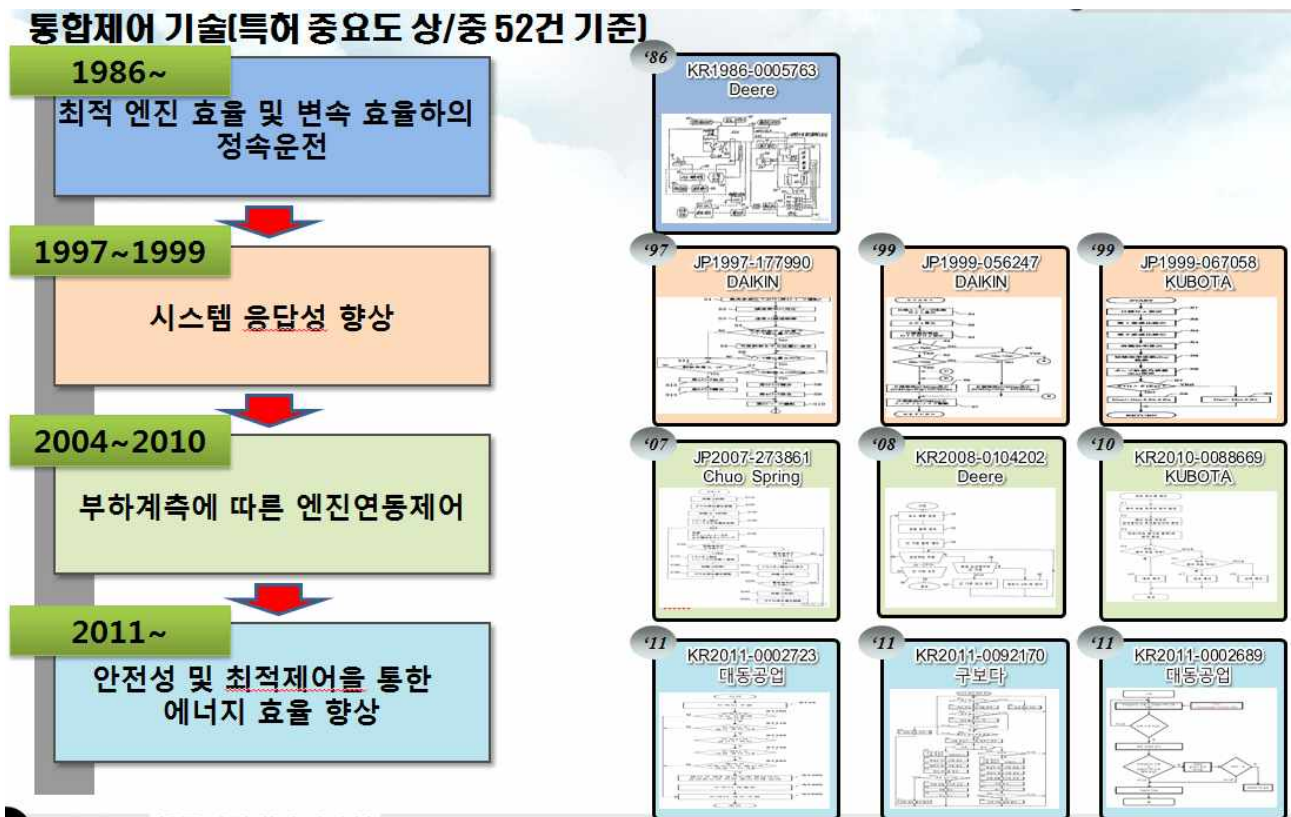


그림 2.3.3 통합제어 기술 트렌드

## 제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

### 3.1 고효율 대형 트랙터 시스템 설계

#### 3.1.1 선진사 제품 벤치마킹

대형트랙터의 시스템 설계를 위해서 선진사 제품의 벤치마킹을 진행하였다. 대형트랙터를 판매하는 선진업체는 존디어, CNH, 구보다 등이 있으며, 고효율 대형트랙터의 핵심부품인 자동변속기로 Hydro-mechanical Transmission (HMT)의 CVT 시스템을 채택한 모델을 대상으로 하였다. CNH의 T7000 시리즈에 적용된 무단변속기인 Autocommand는 그림 3.1.1과 같이 복합유성기어와 유압액추에이터로 작동하는 싱크로 변속장치, HSU, 그리고 습식다판클러치로 구성되어 있다. Autocommand의 경우 유성기어가 2set 로 3set로 구성된 Eccom 대비 단순하게 구성할 수 있다. 또한 평기어로 부변속이 구성되어 유성기어로 구성된 Eccom 대비 상대적으로 가격 경쟁력있는 시스템으로 판단되었다. 각 시스템을 분석한 결과, 시스템의 활용도는 Eccom 이 더 높았으나, Autocommand의 경우 구조가 단순하고 개발 현실성이 더 높다고 판단되었다. 따라서 대형트랙터의 자동변속 시스템의 벤치마킹 대상으로 선정된 최종 모델은 CNH의 T7000 시리즈이었으며, 전자제어 시스템 및 제어 알고리즘 분석은 존디어 6830 모델을 대상으로 하여 그림 3.1.2와 같이 대형트랙터의 제어시스템 벤치마킹을 진행하였다.

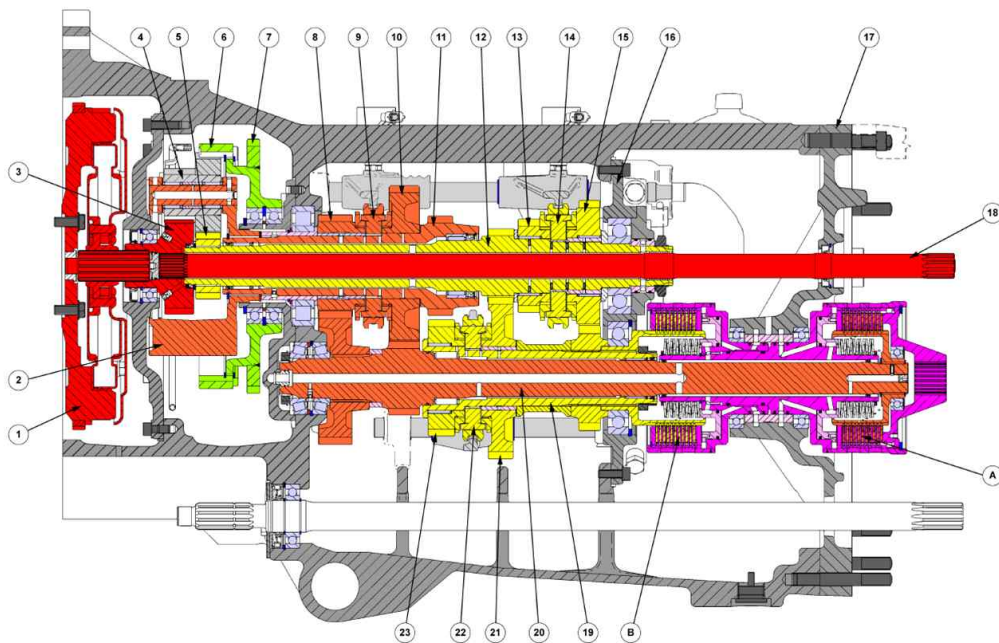


그림 3.1.1 CNH 社의 Autocommand 조립도

표 3.1.1 존디어 벤치마킹 시험항목

시험항목	BM기능	가정
차속 결정 알고리즘 확인 실험	주행속도 설정	실제 차량의 속도는 E/G Limit 설정, RPM, 주행속도 설정에 의해 결정된다.
전후진 레버 조작 실험	전체	중립, 센터파크, 코너파크, PowerZero, 전후진 모드별 TM 상태가 다름
	응답시간	모드 전환 시 응답 지연시간이 있을 것이다.
	Power Zero	CF, CR 중 하나는 Close 되고 부변속, HST는 속도비 위치로 이동하며 차속은 감소한다.
	센터파크	PowerZero 모드로 감속하고 차량정지 10초 후 ParkLock 동작함
	코너파크	PowerZero 모드로 감속하고 차량정지 후 바로 ParkLoack 동장함
	전후진전환	전후진 전환 시 동력이 완전 분리되지 않은 상태에서 전환될 것이다.
	중립	중립모드에서 부변속, CF, CR이 Open되어 동력이 완전분리되고 HST는 차속에 관계 없이 0으로 움직인다.
Power Zero 실험	Power Zero	내리막길에서 PowerZero 상태에서 차량이 미끄러지므로 이를 방지하는 기능이 있다.
		CR, CF 중 Close 되는 클러치는 이전 차량진행 방향에 영향을 받음
차량주행 간 중립 조작 실험	중립조작	진진(후진)->중립-진진(후진) 조작 시 TM은 차속에 부합하는 부변속, HST로 이동 후 전후진 클러치가 동작한다.
Park Lock 설정	Park Lock	ParkLock이 동작할 때 TM은 특정한 패턴으로 움직인다.
		ParkLoack은 중립, 브레이크 동작, 클러치페달 동작시에는 작동하지 않는다.
브레이크 조작 실험	브레이크	브레이크 작동량에 비례하여 TM으로 차속을 감속시키다 브레이크 작동량이 100%가 되면 TM 동력을 분리하고 브레이크를 작동시켜 차량을 정지시킨다.
클러치 조작 실험	클러치	클러치 페달 작동량과 클러치 작동은 비례할 것이다.
반클러치 조작 실험		열과 부하 방지를 위해 반클러치 작동시간을 제한한다.



그림 3.1.2 존디어 6830 벤치마킹 시험

### 3.1.2 대형트랙터 플랫폼 및 핵심부품 설계

#### 3.1.2.1 CVT시스템 설계

HMT(Hydro-Mechanical Transmission) based CVT (Continuously Variable Transmission) 모듈은 기계식 동력전달장치인 유성기어세트(planetary gearset)와 유압식 동력전달장치인 HSU(Hydro-Static Unit)를 결합하여 무단변속을 구현한 장치이다. CVT 모듈은 그림 3.1.3과 같이 볼프람(Wolfram) 방식의 유성기어세트와 가변형 유압펌프/고정형 유압모터가 결합된 HSU로 구성되어 있으며, HSU의 제원은 표 3.1.2와 같다. 유성기어세트의 경우, 출력이 캐리어 일 때는 복합(compound) 유성기어세트로, 출력이 2단 선기어일 때는 볼프람 유성기어세트로 작동한다.

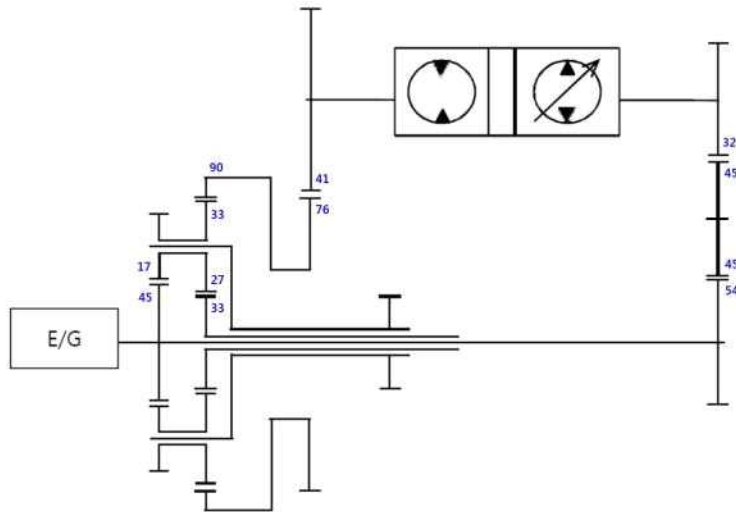
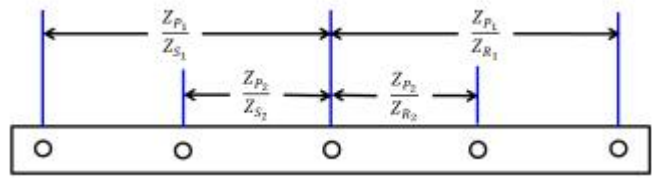
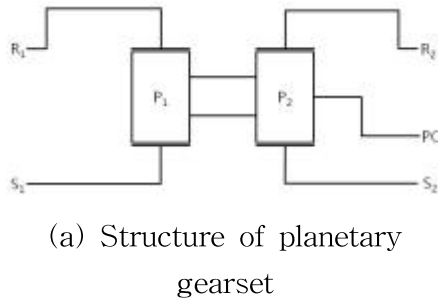


그림 3.1.3 Schematic structure of HMT based CVT module

표 3.1.2 Specification of HSU

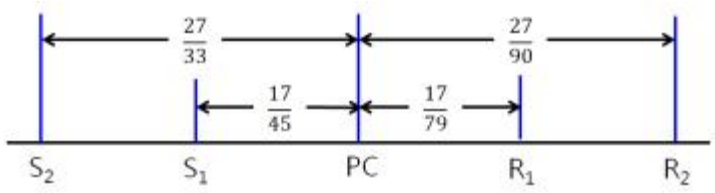
Type	In-line
Pump, cc/rev	45
Motor, cc/rev	45
Max. pressure, bar	450
Input speed, rpm	500 - 4200
Max. output speed, rpm	4070
Control of pump	Electronic proportional

CVT 모듈 해석에는 레버 해석법(Lever Analogy)과 네트워크 해석법(Network Analysis)을 이용하였다. 레버 해석법은 CVT 모듈의 속도 분석을 도시적으로 수행하기 위하여 이용하였으며, 그림 3.1.4는 레버 해석법을 이용하여 1단 선기어 속도(엔진 속도)가 2,300 rpm, HSU에 의한 링기어 속도가 -1046.9 rpm일 때 캐리어와 2단 선기어 속도를 도시적으로 분석한 예시이다.

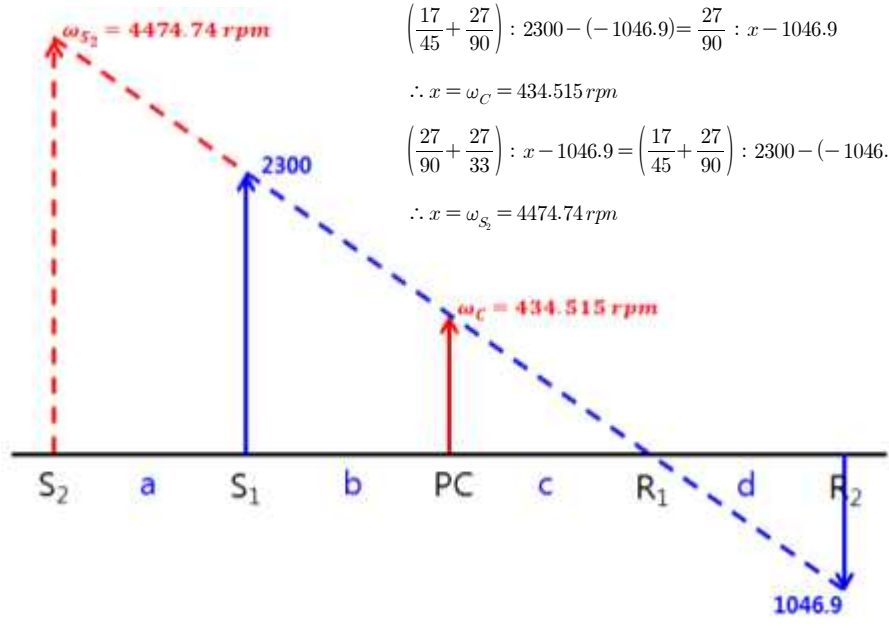


$$Z_{S_1} = 45, Z_{P_1} = 17, Z_{R_1} = 79$$

$$Z_{S_2} = 33, Z_{P_2} = 27, Z_{R_2} = 90$$



(c) No. of gear teeth and calculation of combined analogous lever



$$\left(\frac{17}{45} + \frac{27}{90}\right) : 2300 - (-1046.9) = \frac{27}{90} : x - 1046.9$$

$$\therefore x = \omega_C = 434.515 \text{ rpm}$$

$$\left(\frac{27}{90} + \frac{27}{33}\right) : x - 1046.9 = \left(\frac{17}{45} + \frac{27}{90}\right) : 2300 - (-1046.9)$$

$$\therefore x = \omega_{S_2} = 4474.74 \text{ rpm}$$

(d) Speed results using combined analogous lever

그림 3.1.4 Lever analogy result of Wolfram planetary gearset

레버 해석법은 복잡한 유성기어세트의 속도와 토크를 계산하는 데는 유용하지만 HSU가 포함되어 동력 분기 또는 순환이 발생하는 CVT 모듈 해석에는 한계가 있다. 그래서 CVT 모듈의 토크와 속도를 수식으로 표현하고 계산할 수 있는 네트워크 해석 모델을 이용하였다. 그림 3.1.5는 네트워크 모델을 나타낸 것으로, 축 노드는 1 ~ 15로 설정하였다. 표 3.1.3과 3.1.4는 출력이 캐리어 또는 2단 선기어일 때 네트워크 모델의 각 노드에서의 토크 관계식과 속도 관계식을 나타낸 것이다. 여기서,  $i$ 는 기어비를,  $I_{stroke}$ 은 HSU의 스트로크(-1 ~ 1)를,  $\eta$ 는 기어와 펌프/모터의 동력전달효율을 나타낸 것이다.



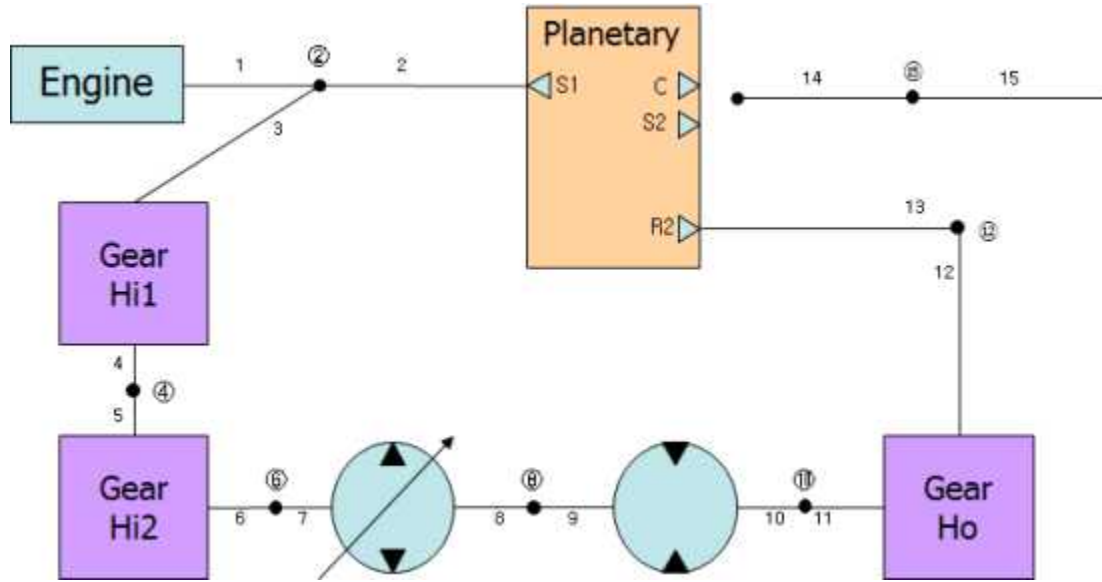


그림 3.1.5 Network model for CVT module

표 3.1.3 Torque and speed equation when output power passes through carrier

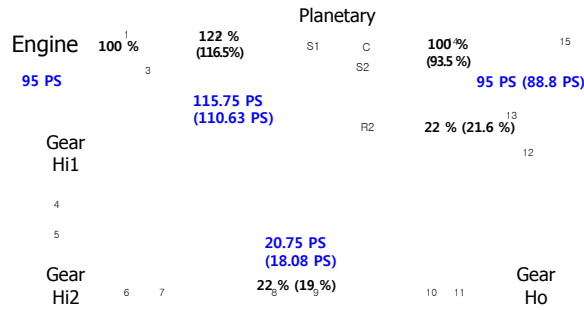
	Name	Torque Equation	Torque Equation (Efficiency considered)		Speed Equation
			$I_{stroke} < 0$ or $\omega_{carrier} < 0$	$I_{stroke} > 0$ and $\omega_{carrier} > 0$	
①	Engine	$T_1 = T_e$			$\omega_1 = \omega_e$
②	Node 2	$T_1 - T_2 - T_3 = 0$			$\omega_2 = \omega_e, \omega_3 = \omega_e$
③	Gear Hi1	$T_3 - i_1 T_4 = 0$	$\eta_1 T_3 - i_1 T_4 = 0$	$T_3 - i_1 \eta_1 T_4 = 0$	$i_1 \omega_3 + \omega_4 = 0$
④	Node 4	$T_4 + T_5 = 0$			$\omega_4 - \omega_5 = 0$
⑤	Gear Hi2	$T_5 - i_2 T_6 = 0$	$\eta_2 T_5 - i_2 T_6 = 0$	$T_5 - \eta_2 i_2 T_6 = 0$	$i_2 \omega_5 + \omega_6 = 0$
⑥	Node 6	$T_6 + T_7 = 0$			$\omega_6 - \omega_7 = 0$
⑦	Pump	$T_7 - Q_p I_{stroke} P_8 = 0$	$\eta_p T_7 - Q_p T_{stroke} P_8 = 0$	$T_7 - \eta_p I_{stroke} P_8 = 0$	$Q_p I_{stroke} \omega_7 + Q_8 = 0$
⑧	Node 8	$P_8 + P_9 = 0$			$Q_8 - Q_9 = 0$
⑨	Motor	$Q_m P_9 - T_{10} = 0$	$\eta_T Q_m P_9 - T_{10} = 0$	$Q_m P_9 - \eta_T T_{10} = 0$	$Q_9 + Q_m \omega_{10} = 0$
⑩	Node 10	$T_{10} + T_{11} = 0$			$\omega_{10} - \omega_{11} = 0$
⑪	Gear Ho	$T_{11} - i_3 T_{12} = 0$	$\eta_3 T_{11} - i_3 T_{12} = 0$	$T_{11} - \eta_3 i_3 T_{12} = 0$	$i_3 \omega_{11} + \omega_{12} = 0$
⑫	Node 12	$T_{12} + T_{13} = 0$			$\omega_{12} - \omega_{13} = 0$
⑬	Planetary Gears	$T_2 + T_{13} + T_{14} = 0$			
⑭	Planetary Gears	$bT_2 - cT_{13} = 0$	$\eta_{sp} bT_2 - cT_{13}/\eta_{pr} = 0$ $(\omega_{carrier} > 0, \text{Not depend on } I_{stroke})$ $bT_2/\eta_{sp} - cT_{13}\eta_{pr} = 0$ $(\omega_{carrier} < 0, \text{Not depend on } I_{stroke})$		$\frac{c}{(b+c)}\omega_2 + \frac{b}{(b+c)}\omega_{13} - \omega_{14} = 0$
⑮	Node 15	$T_{14} + T_{15} = 0$			$\omega_{14} - \omega_{15} = 0$

표 3.1.4 Torque and speed equation when output power passes through stage 2 sun gear

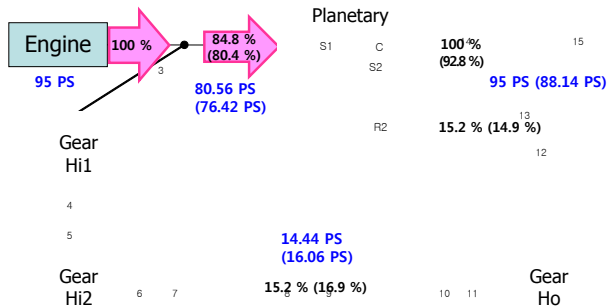
	Name	Torque Equation	Torque Equation (Efficiency considered)		Speed Equation
			$I_{stroke} > 0$	$I_{stroke} < 0$	
①	Engine	$T_1 = T_e$			$\omega_1 = \omega_e$
②	Node 2	$T_1 - T_2 - T_3 = 0$			$\omega_2 = \omega_e, \omega_3 = \omega_e$
③	Gear Hi1	$T_3 - i_1 T_4 = 0$	$\eta_1 T_3 - i_1 T_4 = 0$	$T_3 - i_1 \eta_1 T_4 = 0$	$i_1 \omega_3 + \omega_4 = 0$
④	Node 4	$T_4 + T_5 = 0$			$\omega_4 - \omega_5 = 0$
⑤	Gear Hi2	$T_5 - i_2 T_6 = 0$	$\eta_2 T_5 - i_2 T_6 = 0$	$T_5 - \eta_2 i_2 T_6 = 0$	$i_2 \omega_5 + \omega_6 = 0$
⑥	Node 6	$T_6 + T_7 = 0$			$\omega_6 - \omega_7 = 0$
⑦	Pump	$T_7 - Q_p I_{stroke} P_8 = 0$	$\eta_p T_7 - Q_p I_{stroke} P_8 = 0$	$T_7 - \eta_p I_{stroke} P_8 = 0$	$Q_p I_{stroke} \omega_7 + Q_8 = 0$
⑧	Node 8	$P_8 + P_9 = 0$			$Q_8 - Q_9 = 0$
⑨	Motor	$Q_m P_9 - T_{10} = 0$	$\eta_T Q_m P_9 - T_{10} = 0$	$Q_m P_9 - \eta_T T_{10} = 0$	$Q_9 + Q_m \omega_{10} = 0$
⑩	Node 10	$T_{10} + T_{11} = 0$			$\omega_{10} - \omega_{11} = 0$
⑪	Gear Ho	$T_{11} - i_3 T_{12} = 0$	$\eta_3 T_{11} - i_3 T_{12} = 0$	$T_{11} - \eta_3 i_3 T_{12} = 0$	$i_3 \omega_{11} + \omega_{12} = 0$
⑫	Node 12	$T_{12} + T_{13} = 0$			$\omega_{12} - \omega_{13} = 0$
⑬	Planetary Gears	$T_2 + T_{13} + T_{14} = 0$			$\frac{a}{(a+b+c)} \omega_{13} + \frac{(b+c)}{(a+b+c)} \omega_{14} - \omega_2 = 0$
⑭	Planetary Gears	$bT_2 + (a+b)T_{13} - cT_{14} = 0$	$b\eta_{sp} T_2 + (a+b)\eta_{sp} T_{13} - cT_{14}/\eta_{pr} = 0$		
⑮	Node 15	$T_{14} + T_{15} = 0$			$\omega_{14} - \omega_{15} = 0$

토크 관계식은 동력전달효율을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우로 나누었다. 동력전달방향은 효율을 고려하지 않은 네트워크 모델 해석을 수행한 후 그 결과를 토대로 동력의 부호에 따라 결정된다. 동력은 CVT 요소인 기어쌍, 유압펌프, 유압모터에서는 (+)에서 (-) 방향으로 전달되며, 축의 교점에 설정한 노드에서는 (-)에서 (+) 방향으로 전달된다. 각 축의 부호로부터 동력전달방향을 알 수 있으며, 동력의 입출력 관계를 통하여 효율을 고려할 수 있다. 그러나 HSU 스트로크  $I_{stroke}$ 의 부호가 변함에 따라 동력 흐름이 변경되므로 이를 고려하여 계산식에 효율을 적용하였다. 또한, 해석 수행 시 속도 효율은 100%로 가정하였다.

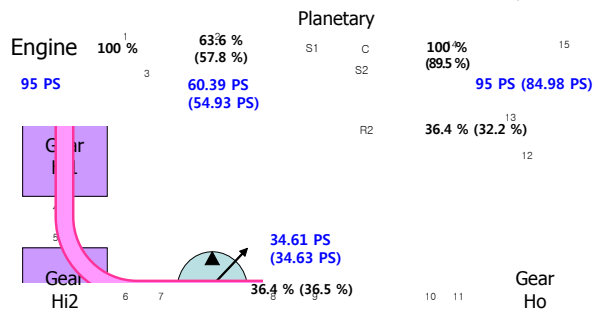
네트워크 모델을 개발하여 CVT 모듈의 토크, 속도, 동력, 효율을 계산하였으며 그 결과는 그림 3.1.6과 표 3.1.5에서와 같다. 해석 수행 시 유성기어세트의 선기어-유성기어 물림과 유성기어-링기어 물림의 효율은 0.985, 평행축 기어의 물림 효율은 0.98로 가정하였으며, 유압펌프와 유압모터의 기계효율은 0.9로 가정하였다.



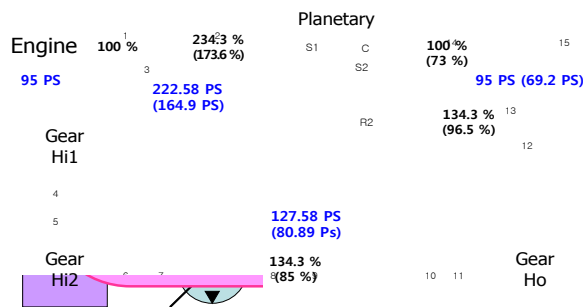
(a) Sun2 Output & Stroke = -0.5 : Forward, Power-Circulation



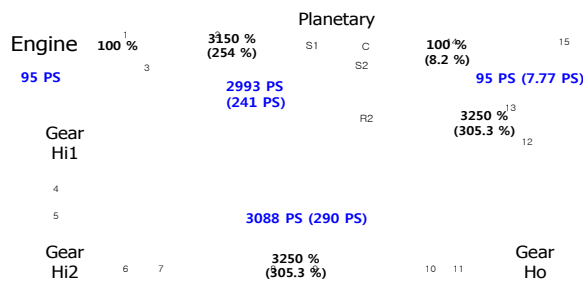
(b) Sun2 Output & Stroke = 0.5 : Forward, Power-Split



(c) Carrier Output & Stroke = -0.5 : Forward, Power-Split



(d) Carrier Output & Stroke = 0.5 : Forward, Power-Circulation



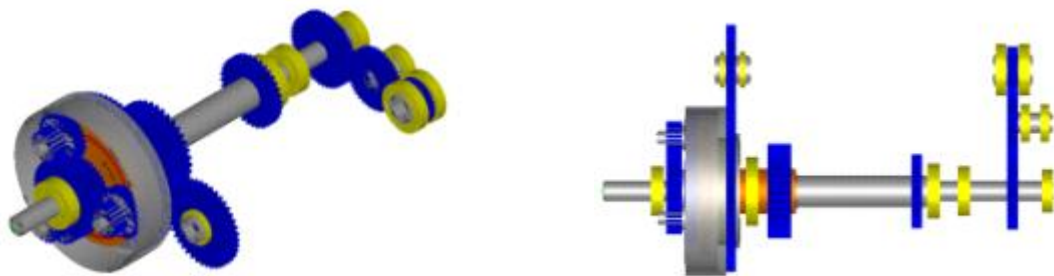
(e) Carrier Output & Stroke = 0.9 : Reverse, Power-Circulation

그림 3.16 Power flow of CVT module with respect to output and stroke

표 3.1.5 Torque and speed results using network model analysis

Output	HSU Stroke	Engine		Pump		Motor		Output	
		Speed, rpm	Torque, Nm	Speed, rpm	Torque, Nm	Speed, rpm	Torque, Nm	Speed, rpm	Torque, Nm
Carrier	-0.5	2300	290.11	3881.3	-69.6	-1940.6	-112.8	1601.6	-372.7
	0.5				131.8	1940.6	-325.3	434.5	-1119.0
	0.9				-583.2	3493.1	524.9	-32.3	1688.3
Stage 2 sun	-0.5				29.5	-1940.6	72.7	3114.2	-200.3
	0.5				-32.3	1940.6	52.3	4474.7	-138.4

네트워크 모델의 신뢰성을 확보하기 위하여 그림 3.1.7과 같이 상용 소프트웨어를 이용한 검증 수행하였다. 상용 소프트웨어에서 유압펌프의 토크와 유압모터의 속도를 계산(iteration method)하기 위하여 표 3.1.6과 같은 코드를 추가하였다.



(a) CVT module modeling

Calc. Kinematic					
2. Input speed	2300rpm	Output speed, Carrier	-32.317rpm	Output speed, Sun2	50
3. Input torque	290.11Nm	Output torque, Carrier	1688.3Nm	Output torque, Sun2	
4. Input power	69.675kW	Output power, Carrier	5.7135kW	Output power, Sun2	
5. Efficiency	0.081768				
6. Ratio	-71.169				
7					
8					
9					
10. Stroke	-0.9				
11. Displacement, pump	45cc/rev			Pump speed	3881
12. Displacement, motor	45cc/rev			Pump torque	-583.2
13. Mech. Eff. pump	0.9	Volume, Eff. pump		Motor speed	3493
14. Mech. Eff. motor	0.9	Volume, Eff. motor		Motor torque	524.9
15					
16. SunPlanet1 Eff	0.995	H2_12 Eff	0.98		
17. SunPlanet2 Eff	0.995	H2_23 Eff	0.98		
18. PlanetRing2 Eff	0.995	H1_12 Eff	0.98		

Sun1 : Input

Pump Motor Carrier : Output

(b) Torque & speed analysis result and power flow

그림 3.1.7 CVT module analysis using commercial software

표 3.1.6 Code for calculating pump torque and motor speed

<pre> Pump torque # IF System.Stroke&lt;=0 OR Carrier_Output.speed&lt;0 THEN RETURN(-System.Disp_pump*System.Stroke/(System.Disp_motor*System.Mech_Eff_pump *System.Mech_Eff_motor)*Motor.torque); ELSE RETURN(-System.Disp_pump*System.Stroke*System.Mech_Eff_pump*System.Mech_Eff_ motor/System.Disp_motor*Motor.torque); ENDIF         </pre>
<pre> Motor speed # IF System.Stroke&lt;=0 THEN RETURN(-System.Volum_Eff_motor/System.Disp_motor*(-System.Disp_pump*System.Str oke*System.Volum_Eff_pump)*Pump.speed); ELSE RETURN(-1/(System.Volum_Eff_motor*System.Disp_motor)*(-System.Disp_pump*System .Stroke/System.Volum_Eff_pump)*Pump.speed); ENDIF         </pre>

표 3.1.7은 네트워크 모델의 해석 결과와 상용 소프트웨어의 결과를 비교한 것이다. 엔진의 토크와 속도를 290.11 Nm와 2300 rpm로 하였을 때 유압펌프, 유압모터, 출력축의 토크와 속도를 비교하였다. 분석 결과, 두 모델의 계산 결과가 정확히 일치하였다. 그러므로 개발된 네트워크 모델(in-house code)은 CVT 모듈의 동력전달특성을 해석하는데 적합한 것으로 검증하였다.

표 3.1.7 Comparison between network model result and commercial software result

Output	HSU Stroke	Pump torque, Nm			Motor torque, Nm			Output torque, Nm		
		Network model	Commercial	Error, %	Network model	Commercial	Error, %	Network model	Commercial	Error, %
Carrier	-0.5	-69.6	-69.6	0.0	-112.8	-112.8	0.0	-372.7	-372.7	0.0
	0.5	131.8	131.8	0.0	-325.3	-325.3	0.0	-1119.0	-1119.0	0.0
	0.9	-583.2	-583.2	0.0	524.9	524.9	0.0	1688.3	1688.3	0.0
Stage 2 sun	-0.5	29.5	29.5	0.0	72.7	72.7	0.0	-200.3	-200.3	0.0
	0.5	-32.3	-32.3	0.0	52.3	52.3	0.0	-138.4	-138.4	0.0

본 과제의 트랙터 파워트레인 은 그림 3.1.8과 같이 CVT 모듈 이외에 전후진 변속부, 4단의 부변속부와 감속기어부로 구성되어 있다. 전후진 변속부와 부변속부는 솔레노이드 밸브를 이용한 클러치 제어로 동력전달 방향과 단수를 결정한다.

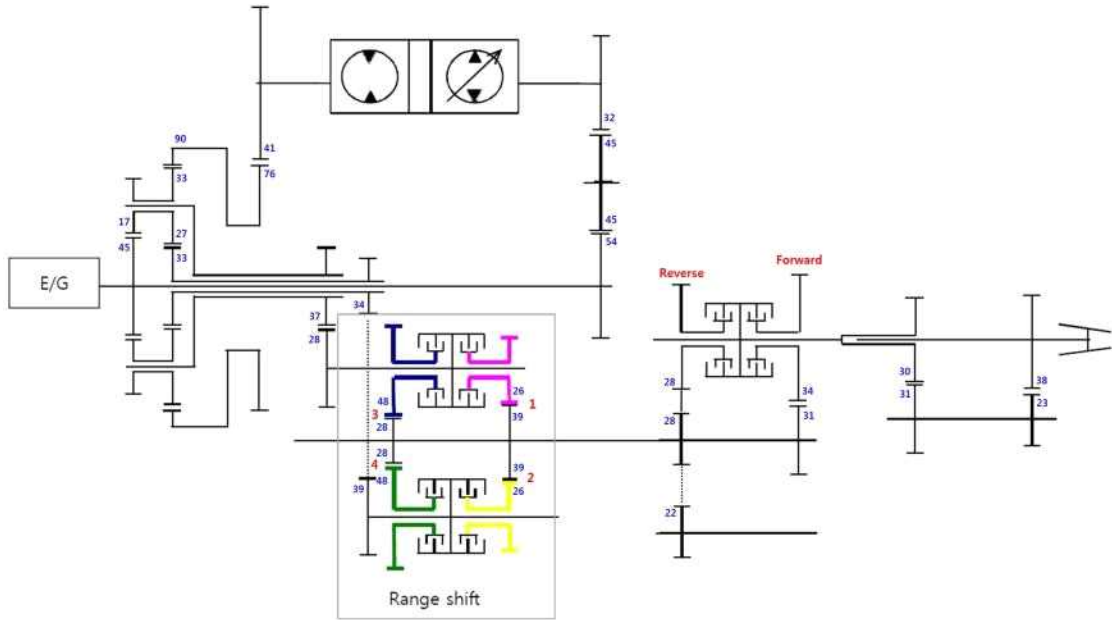


그림 3.1.8 Schematic structure of powertrain with CVT module

그림 3.1.7의 파워트레인 해석을 위하여 CVT 모듈 해석용 네트워크 모델을 파워트레인 전체로 확장하였다. 파워트레인 해석에 사용된 부하 스펙트럼은 표 3.1.8과 같으며, 부하 스펙트럼에 대한 파워트레인의 토크, 속도, 동력 및 효율을 네트워크 모델을 통해 예측한 결과는 표 3.1.9와 같다. 해석 수행 시 전후진 변속부, 부변속부, 감속기어부의 기어 효율은 0.98로 가정하였다.

표 3.1.8 Load spectrum for powertrain

Load case	Duration, hours	HSU stroke	Subshift	Input torque, Nm	Input speed, rpm
LC01	100	0.58	1	104.81	2300
LC02	300	0.30	1	153.78	2300
LC03	300	0.01	1	204.50	2300
LC04	300	-0.28	1	290.11	2300
LC05	300	-0.57	1	290.11	2300
LC06	100	-0.54	2	290.11	2300
LC07	100	-0.17	2	290.11	2300
LC08	100	-0.02	3	290.11	2300
LC09	100	-0.95	3	290.11	2300
LC10	300	-0.24	4	290.11	2300

표 3.1.9 Torque and speed result of powertrain according to load spectrum

Vehicle speed, km/h	Duration, hours	HSU stroke	Sub shift	Input torque, Nm	Input speed, rpm	Motor speed, rpm	Pump torque, Nm	Output torque, Nm	Output speed, rpm	PT Eff, %
2.0	100	0.58	1	104.81	2300	2251.13	62.57	87.84	160.50	0.586
4.0	300	0.30	1	153.78	2300	1164.38	32.36	45.43	314.24	0.782
6.0	300	0.01	1	204.5	2300	38.81	1.08	1.51	473.47	0.886
8.0	300	-0.28	1	290.11	2300	-1086.75	-47.89	-42.40	632.70	0.834
10.0	300	-0.57	1	290.11	2300	-2212.31	-74.96	-86.32	791.93	0.802
12.0	100	-0.54	2	290.11	2300	-2095.88	32.23	-81.78	949.74	0.841
14.0	100	-0.17	2	290.11	2300	-659.81	9.03	-25.75	1105.99	0.872
16.0	100	-0.02	3	290.11	2300	-77.63	-4.68	-3.03	1259.85	0.884
25.0	100	-0.95	3	290.11	2300	-3687.19	-95.91	-143.87	2572.92	0.778
35.0	300	-0.24	4	290.11	2300	-931.50	13.02	-36.35	2767.95	0.867
SUM	2000									

전체 파워트레인의 토크, 속도, 동력, 효율에 대한 네트워크 모델의 해석 결과를 검증하고, 기어, 축, 베어링 등 파워트레인 요소 부품에 대한 강도 및 수명 평가를 위하여 그림 3.1.9와 같이 상용 소프트웨어를 이용한 모델링 및 해석을 수행한 결과를 표 3.1.10과 같이 비교하였다. 분석 결과, 출력 토크의 오차가 최대 0.04 %로서 두 모델의 계산 결과가 잘 일치함을 확인하여, 개발된 네트워크 모델(in-house code)은 트랙터 파워트레인의 동력전달특성을 해석하는데 적합함을 검증하였다.

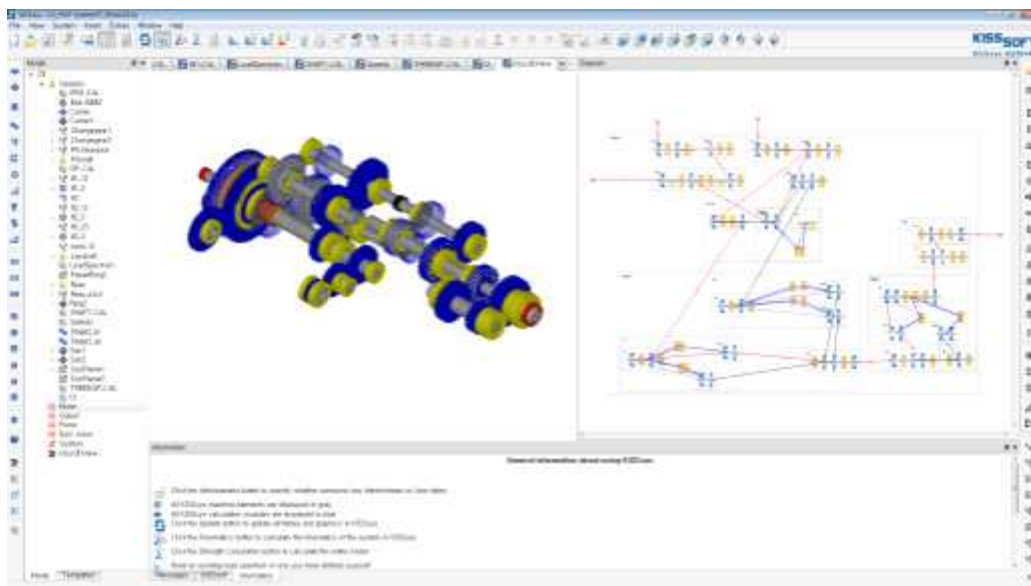


그림 3.1.9 Powertrain modeling using commercial software

표 3.1.10 Comparison between network model result and commercial software result

Load case	Sub shift	Output torque, Nm			Output speed, rpm		
		Network model	Commercial	Error, %	Network model	Commercial	Error, %
LC01	1	880.4	880.3	0.01	-160.5	-160.5	0.0
LC02	1	880.4	880.3	0.01	-314.2	-314.2	0.0
LC03	1	880.4	880.4	0.00	-473.5	-473.5	0.0
LC04	1	879.5	879.2	0.03	-632.7	-632.7	0.0
LC05	1	676.3	676.2	0.02	-791.9	-791.9	0.0
LC06	2	591.2	591.0	0.03	-949.7	-949.7	0.0
LC07	2	526.3	526.1	0.04	-1106.0	-1106.0	0.0
LC08	3	468.1	467.9	0.04	-1259.9	-1259.9	0.0
LC09	3	201.9	201.9	0.05	-2572.9	-2572.9	0.0
LC10	4	209.0	209.0	0.02	-2767.9	-2767.9	0.0

검증된 네트워크 모델을 이용하여 트랙터의 효율과 주행 성능을 분석하였다. 이 때, 차동기어 및 최종감속기어의 기어비는 각각 9/44와 14/78이었으며, 기어 효율은 0.97로 가정하였다. 또한, 타이어의 동반경은 800 mm로 고려하였다. 그림 3.1.10은 주행속도에 따른 트랙터의 효율을 그래프로 나타낸 것이다. 속도가 증가함에 따라 트랙터의 효율도 증가하며, 최대 효율점에 도달한 후 다시 감소한다. HSU의 스트로크가 0일 때 모든 동력이 기어들로만 전달되기 때문에 효율이 가장 높으며 스트로크가 0을 지나면 다시 감소한다. 그림 3.1.11은 주행속도에 따른 트랙터의 휠 토크를 그래프로 나타낸 것이다. 속도가 증가함에 따라 부변속 1-4단을 거치면서 토크가 감소한다.

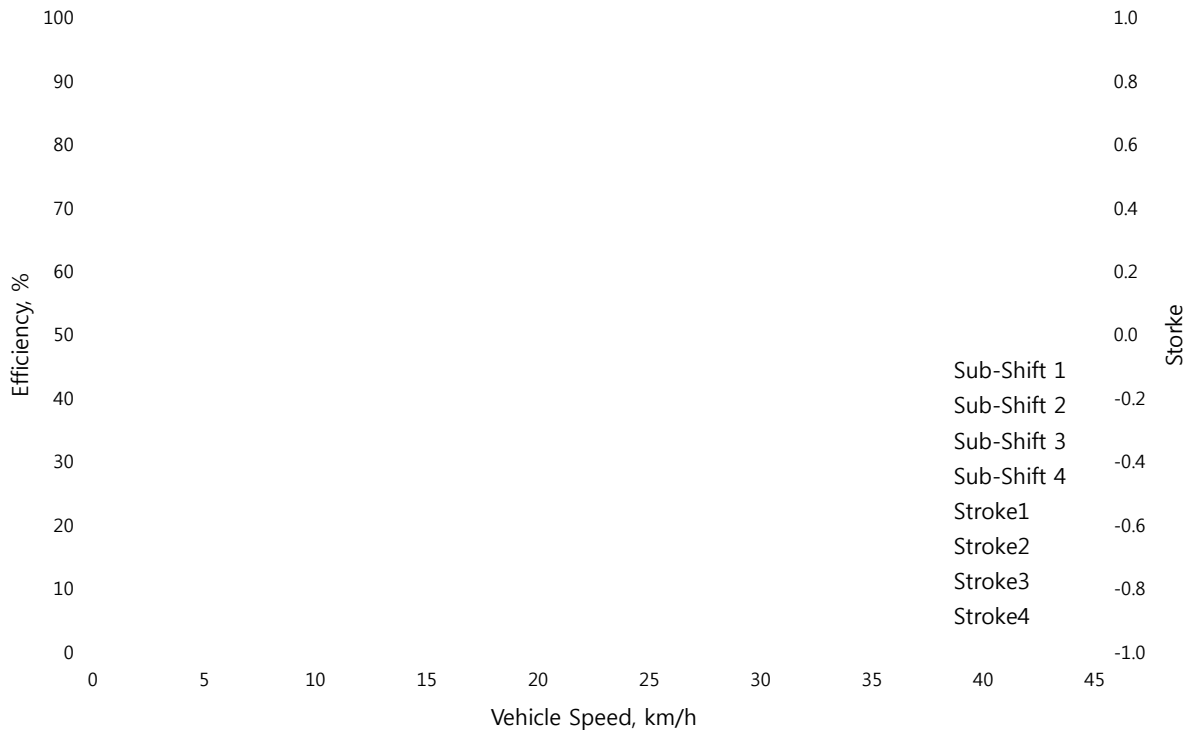


그림 3.1.10 Efficiency curve for powertrain with CVT module



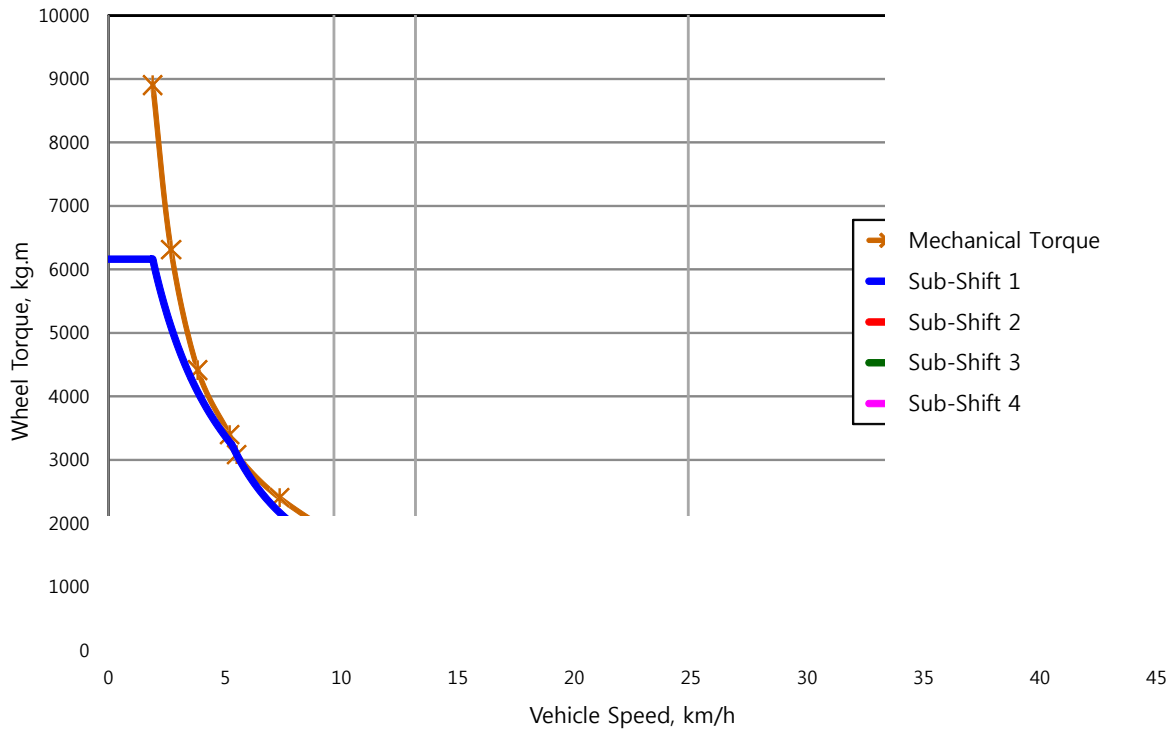


그림 3.1.11 Running performance curve for powertrain with CVT module

트랙터 파워트레인 요소 부품의 설계 타당성을 검토하기 위하여 파워트레인의 신뢰성을 결정하는 핵심 요소인 기어, 베어링, 축에 대해 분석하였다. 기어와 축은 강도 평가에 의한 안전계수를 계산하였으며, 베어링은 정적 강도 평가와 누적손상율을 이용한 수명 평가를 수행하였다. 기어는 GP01 ~ GP15, 축은 Shaft01 ~ Shaft13, 베어링은 BRG01 ~ BRG48으로 그림 3.1.12 ~ 3.1.14와 같이 넘버링 하였으며, 기어와 베어링에 대해서는 표 3.1.11 ~ 3.1.13과 같이 제원을 정리하였다.

- 파워트레인 기어의 강도 평가

기어의 굽힘 강도는 설계수명동안 이뿌리 필렛에서 파손이 발생하지 않을 하중 용량을 평가하기 위한 것으로서 피니언(작은 기어)과 기어(큰 기어)에 대해 각각의 굽힘 응력을 계산하여 평가한다. 기어의 면압 강도는 파괴적 피팅이 발생하지 않을 한계에 대한 평가로서 헤르츠의 접촉 응력 이론을 기초로 한다. 굽힘 강도 계산과 같이 피니언과 기어에 대해 각각의 접촉 응력을 계산하여 평가한다.

파워트레인에 존재하는 15개의 기어쌍에 대하여 강도 평가를 상용 해석 프로그램을 통해 수행하였으며, 각 기어쌍의 제원은 표 3-10과 같다. 표 3-12는 기어의 강도 평가 수행 결과를 정리한 것이다. 각 하중 케이스 및 부하 스펙트럼에 대한 계산 결과, 굽힘 응력에 대한 안전계수 기준인 1.4와 접촉 응력에 대한 안전계수 기준인 1.0을 모두 만족하였다. 대체로 굽힘 응력에 대한 안전계수 여유(margin)가 접촉 응력에 대한 안전계수 여유보다 크게 나타났으며, GP13의 경우, 접촉 응력에 대한 안전계수가 최소값인 1.03으로 나타났다.

☒ 3.1.11 Specification of gears for powertrain

	GP01	GP02	GP03	GP04	GP05	GP06	GP07	GP08
mn	2.5	2.5	2.5	3	3.5	3	3	3.5
alpha	20	20	20	20	20	20	20	20
z1	45	33	27	76	37	34	48	26
z2	17	27	-90	41	28	39	28	39
a	77.5	77.5	-77.5	175.9	114	109.5	114	114
b1	23	18	19	14	34	15	28	25
b2	23	19	19	14	34	14	28	25
x1	-0.2877	0.6642	0.3615	-0.0352	0.1438	-0.1025	-0.1731	0.1093
x2	0.2	0.3615	0	0.1	-0.1344	0.0294	0.1	-0.1
	GP09	GP10	GP11	GP12	GP13	GP14 (Three gears)	GP15 (Three gears)	
mn	3	3.5	3.5	3.5	3.5	2	3.5	
alpha	20	20	20	20	20	20	20	
z1	48	26	31	30	23	54	28	
z2	28	39	34	31	38	45	22	
z3						32	28	
a1	114	114	114	106.97	106.97	99.04	87.46	
a2						79.4	87.78	
b1	12	17	26	27	32	16	28	
b2	28	25	26	27	31	16	28	
b3						16	28	
x1	-0.1731	0.1326	0.0093	-0.016	0.2	-0.5896	-0.1744	
x2	0.1	-0.1	0	0.0167	-0.1993	0.5	0.1	
x3						0.7183	-0.0816	

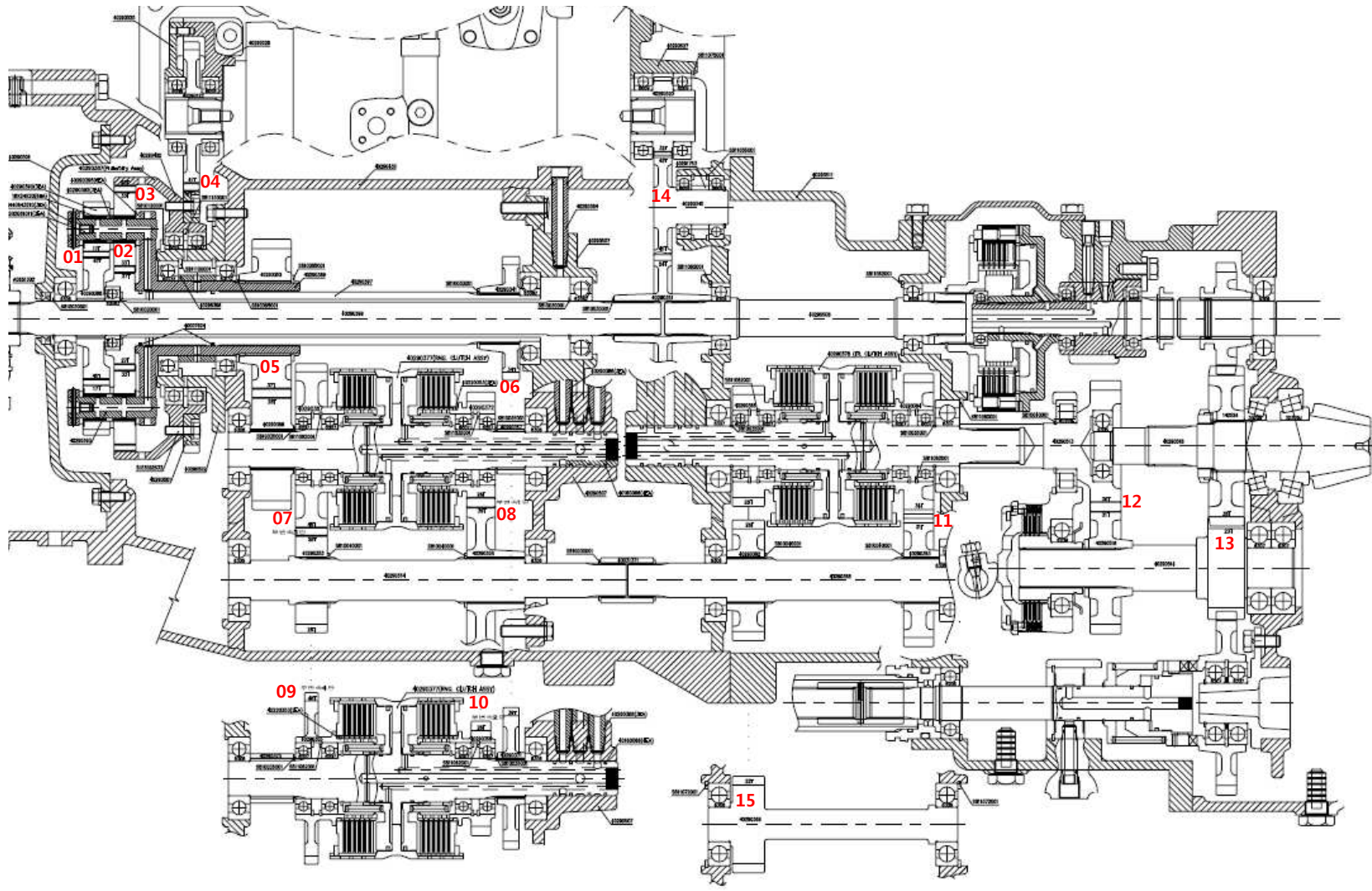


그림 3.1.12 Numbering of gear pairs

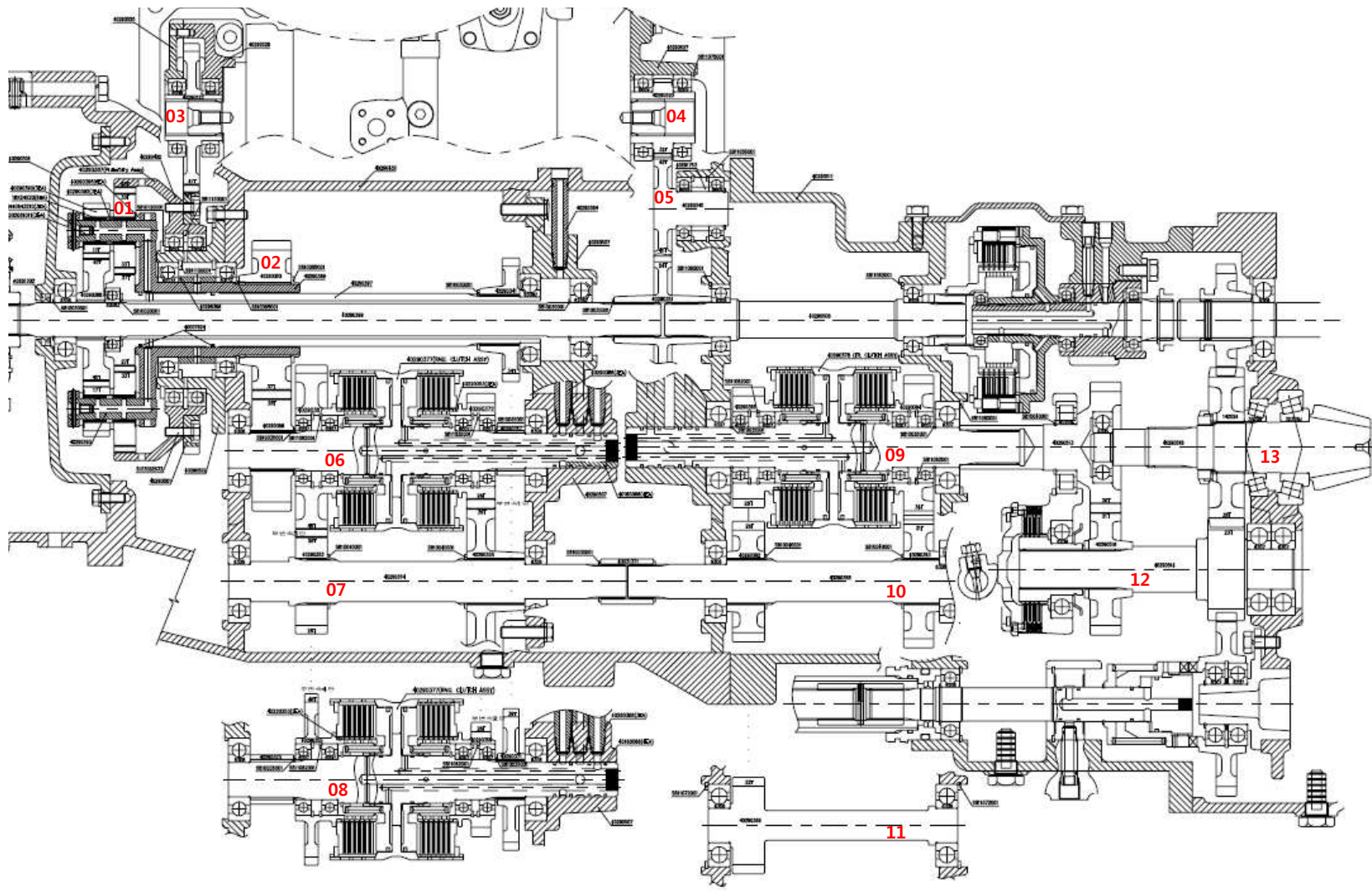


그림 3.1.13 Numbering of shafts

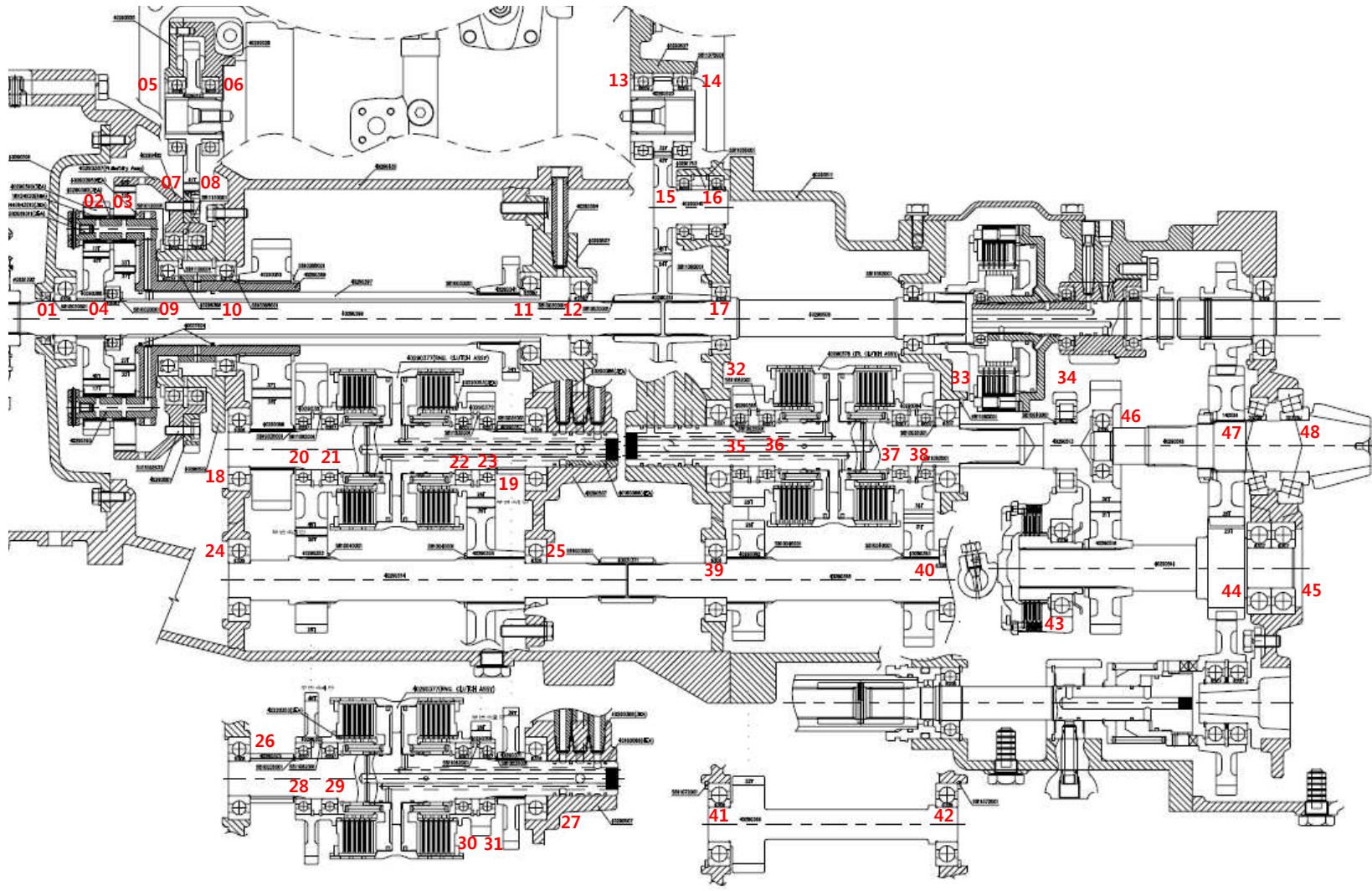


그림 3.1.14 Numbering of bearings

☞ 3.1.12 Specification of bearings for powertrain

	<b>BRG01</b>	<b>BRG02</b>	<b>BRG03</b>	<b>BRG04</b>	<b>BRG05</b>	<b>BRG06</b>	<b>BRG07</b>	<b>BRG08</b>
Shaft	Sun1	^Pin	^Pin	Sun1	H1_2	H1_2	Ring2	Ring2
BRG type	FAG 6306	INA K18X24 X20	INA K18X24 X20	FAG 6006	FAG 61808	FAG 61808	FAG 61824	FAG 61824
d	30	18	18	30	40	40	120	120
D	72	24	24	55	52	52	150	150
b	19	20	20	13	7	7	16	16
	<b>BRG09</b>	<b>BRG10</b>	<b>BRG11</b>	<b>BRG12</b>	<b>BRG13</b>	<b>BRG14</b>	<b>BRG15</b>	<b>BRG16</b>
Shaft	Carrier1	Carrier1	Sun2	Sun1	H2_3	H2_3	H2_2	H2_2
BRG type	FAG 6013-2Z	FAG 6013-2Z	FAG 6208-2R Z	FAG 6306N	FAG 6009	FAG 6009	FAG 6006	FAG 6006
d	65	65	40	30	45	45	30	30
D	100	100	80	72	75	75	55	55
b	18	18	18	19	16	16	13	13
	<b>BRG17</b>	<b>BRG18</b>	<b>BRG19</b>	<b>BRG20</b>	<b>BRG21</b>	<b>BRG22</b>	<b>BRG23</b>	<b>BRG24</b>
Shaft	Sun1	s1	s1	^s1	^s1	^s1	^s1	s2
BRG type	FAG 6206	FAG 6306	FAG 6306	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6306
d	30	30	30	35	35	35	35	30
D	62	72	72	62	62	62	62	72
b	16	19	19	14	14	14	14	19
	<b>BRG25</b>	<b>BRG26</b>	<b>BRG27</b>	<b>BRG28</b>	<b>BRG29</b>	<b>BRG30</b>	<b>BRG31</b>	<b>BRG32</b>
Shaft	s2	s3	s3	^s3	^s3	^s3	^s3	s4
BRG type	FAG 6306	FAG 6306	FAG 6306	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6307
d	30	30	30	35	35	35	35	35
D	72	72	72	62	62	62	62	80
b	19	19	19	14	14	14	14	21
	<b>BRG33</b>	<b>BRG34</b>	<b>BRG35</b>	<b>BRG36</b>	<b>BRG37</b>	<b>BRG38</b>	<b>BRG39</b>	<b>BRG40</b>
Shaft	s4	s4	^s4	^s4	^s4	^s4	s5	s5
BRG type	FAG 6307	FAG NU208E	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6007	FAG 6306	FAG 6306
d	35	40	35	35	35	35	30	30
D	80	80	62	62	62	62	72	72
b	21	18	14	14	14	14	19	19
	<b>BRG41</b>	<b>BRG42</b>	<b>BRG43</b>	<b>BRG44</b>	<b>BRG45</b>	<b>BRG46</b>	<b>BRG47</b>	<b>BRG48</b>
Shaft	s6	s6	s1	s1	s1	s2	s2	s2
BRG type	FAG 6306	FAG 6306	FAG 6209	FAG 6307	FAG 6307	FAG 6305	FAG 30209J2/Q	FAG 30309J2/Q
d	30	30	45	35	35	25	45	45
D	72	72	85	80	80	62	85	100
b	19	19	19	21	21	17	20.75	27.25

☒ 3.1.13 Results of safety factor for gear pairs

No. of Gear Pair	GP01		GP02		GP03		GP04		GP05	
Safety Factor	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact
LC01	5.07	1.54			3.04	2.39	2.88	1.89	3.58	1.83
LC02	5.08	1.46			2.98	2.25	3.15	1.87	3.36	1.54
LC03	5.22	1.49			2.99	2.25	4.72	2.68	3.26	1.48
LC04	5.38	1.53			3.02	2.27	3.18	1.88	3.18	1.44
LC05	6.63	1.74			3.95	2.61	3.13	1.79	3.54	1.49
LC06	4.31	1.50	3.05	1.81	4.83	3.11	3.69	2.14		
LC07	4.43	1.48	3.05	1.74	5.16	3.08	5.16	2.73		
LC08	4.56	1.49			2.41	2.22	4.21	2.57	2.78	1.51
LC09	8.91	2.43			6.28	3.78	3.29	1.95	3.93	1.69
LC10	4.32	1.33	2.98	1.58	4.99	2.79	4.48	2.32		
Total	4.24	1.30	2.71	1.49	2.37	2.10	2.87	1.68	2.78	1.35
No. of Gear Pair	GP06		GP07		GP08		GP09		GP10	
Safety Factor	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact
LC01					3.20	1.67				
LC02					2.88	1.40				
LC03					2.79	1.34				
LC04					2.72	1.30				
LC05					3.18	1.38				
LC06	2.35	1.38							2.74	1.40
LC07	2.50	1.40							2.92	1.43
LC08			2.70	1.47						
LC09			3.46	1.58						
LC10	2.42	1.28					2.33	1.24		
Total	2.34	1.26	2.70	1.44	2.70	1.23	2.33	1.24	2.74	1.33
No. of Gear Pair	GP11		GP12		GP13		GP14 (three gears)		GP15 (three gears)	
Safety Factor	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact	Bending	Contact
LC01	2.81	1.68	2.64	1.59	2.37	1.43	2.25	1.78		
LC02	2.54	1.41	2.38	1.34	2.05	1.20	3.46	2.03		
LC03	2.48	1.35	2.33	1.28	2.02	1.16	22.29	4.51		
LC04	2.43	1.31	2.29	1.25	1.99	1.12	2.51	1.75		
LC05	2.97	1.42	2.82	1.36	2.47	1.23	1.80	1.49		
LC06	3.31	1.63	3.16	1.56	2.79	1.42	3.55	2.20		
LC07	3.48	1.65	3.40	1.60	3.03	1.46	6.81	2.93		
LC08	3.64	1.67	3.59	1.62	3.26	1.50	8.64	3.26		
LC09	4.61	1.79	4.69	1.76	4.39	1.64	1.51	1.47		
LC10	4.35	1.65	4.43	1.62	4.18	1.51	5.62	2.53		
Total	2.41	1.21	2.27	1.15	1.97	1.03	1.51	1.43		

축 강도 평가는 DIN 743을 이용하였으며, 정적 강도( $S_s$ ) 및 피로 강도( $S_D$ )에 대한 안전계수를 계산하였으며, 하첨자 t는 인장(tension)과 압축(compression), b는 굽힘(bending), s는 비틀림(torsion)을 의미한다. 축의 강도 평가 기준은 정적 강도와 피로 강도 모두 1.2 이상으로 선정하였다.

베어링의 피로 수명 평가는 ISO 281:1990과 ISO 281:2007을 이용하였으며, 베어링의 정적 강도는 ISO 76:2006을 이용하여 계산하였다. 베어링 피로 수명의 기준은 파워트레인 보증 수명인 2,000 시간 이상이며, 정적 안전계수의 기준은 2.0 이상으로 선정하였다.

파워트레인에 존재하는 13개의 축 조립품(subassembly)에 대한 강도 평가와 48개의 베어링에 대한 피로 수명 및 정적 강도 평가를 수행하였다. 축 강도 평가와 베어링 수명 평가는 기어의 강도 평가와 마찬가지로 부하 스펙트럼( $K_A = 1.0$ )을 바탕으로, 각 하중 케이스(load case) 및 전체 부하 스펙트럼(total)에 대한 안전 계수와 피로 수명을 계산하였다. 각 베어링의 제원은 표 3.1.13과 같으며, 평가 조건을 표 3.1.14에 정리하였다. 각 하중 케이스 및 부하 스펙트럼에 대한 계산 결과, 축은 정적 강도와 피로 강도 모두 안전계수 기준인 1.2를 만족하였다. 베어링의 경우 모두 안전을 1.0 이상을 만족하였다.

표 3.1.14 Conditions for shaft rating and life prediction of bearings

Shaft material	SCM420H	Amp. temp.	30 °C
Carrier material	SCM420H	Shaft. temp.	70 °C
Housing material	GCD450	Housing. temp.	70 °C
Shaft calculation	DIN 743:2012	Oil temp.	60 °C (oil injection)
	Infinite life strength		70 °C (oil bath)
	Load case 2 (constant stress ratio)	Impurity	ISO 4406 -/17/14

HMT 시스템에 대해 해석된 결과를 바탕으로 파워트레인 요소부품의 개발을 수행하였다. 복합유성기어는 HMT 시스템을 구성하는 핵심요소 중 하나로 그림 3.1.15 ~ 3.1.16과 같이 설계 및 제작되었다. 제작된 샘플은 조립성 및 간섭을 확인하여 작동에 이상이 없는지 검토한 후 시작품에 장착되었다.



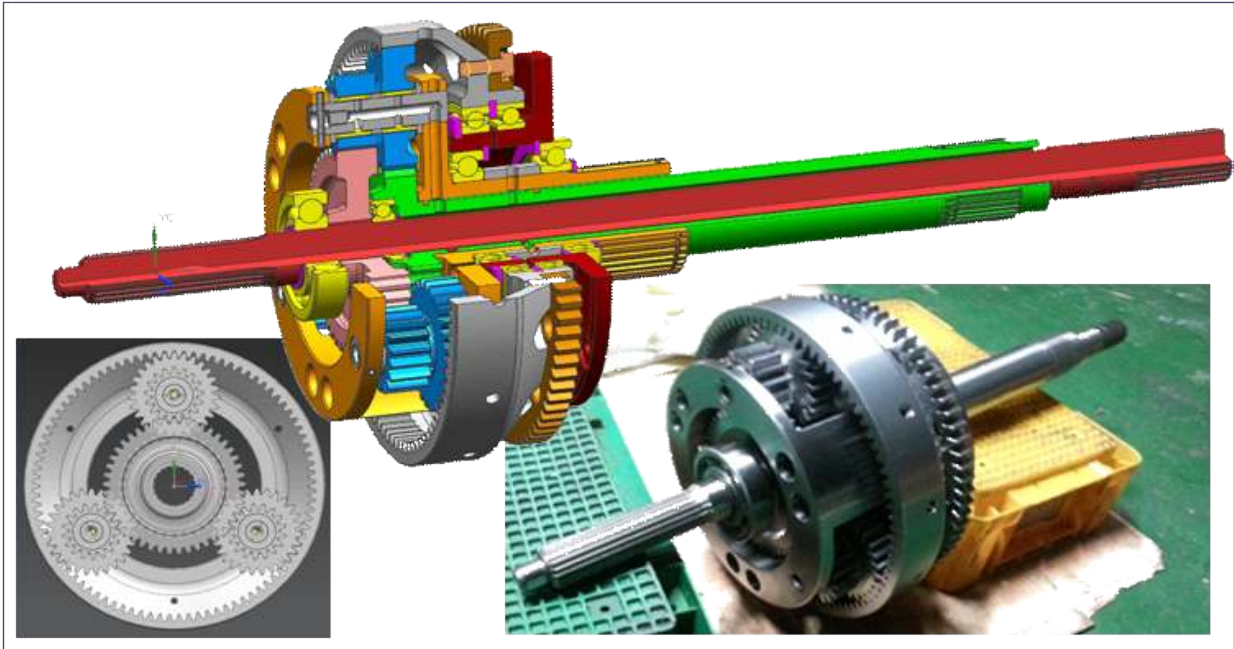


그림 3.1.15 복합유성기어 모델링 및 샘플



그림 3.1.16 복합유성기어 장착부

1차년도에 진행된 클러치 기본 설계를 바탕으로 2차년도에는 클러치 열용량 검토 및 강도 검토, 형상 최적화를 수행하였다. 또한 설계된 클러치를 제작하여 단품시험을 수행하였고 3차년도에는 시제품 차량에 장착하였다. 그림 3.1.17 ~ 3.1.19는 클러치팩의 강도와 변형량이 적정 한지 해석한 결과이다.

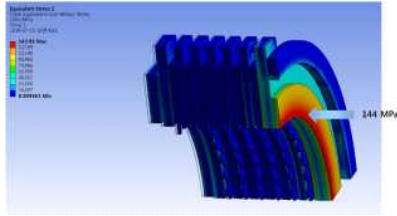


그림 3.1.17 응력 검토

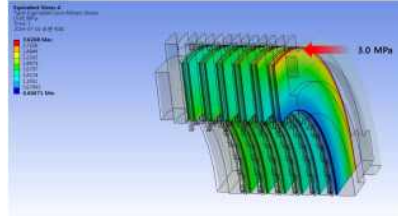


그림 3.1.18 단위면압 검토

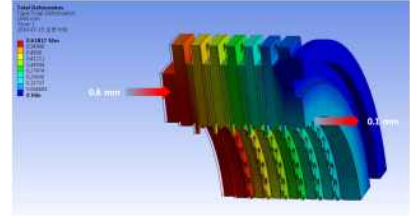


그림 3.1.19 변형량 검토

클러치 열용량 검토는 열전달 이론을 이용하여 수행하였다. 열전달 수식은 에너지 평형식과 열전달 방정식으로 구성되어 있고 이를 해석하기 위해 그림 3.1.20과 같이 Simulation X가 이용되었다. 이 때 클러치에서 발생하는 에너지 발생량은 클러치에 가해지는 힘에 따른 마찰력과 그 때의 상대속도, 관성량 등에 의해 결정된다. 이를 위해 트랙터 상사모델을 관성모델과 마찰, 감쇠요소를 이용하여 구성하였다.

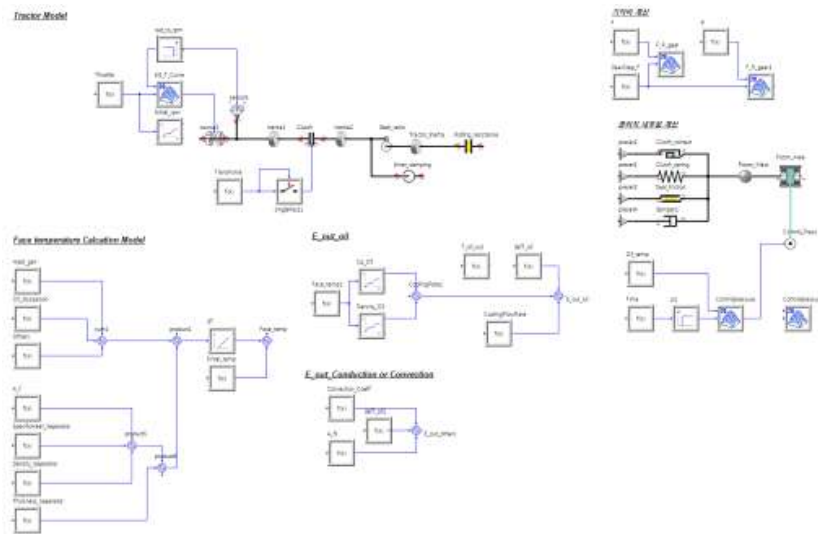


그림 3.1.20 클러치 열용량 모델

구성된 열용량 모델은 클러치 사양, 운할량, 클러치 압력제어 프로파일 및 외부 대류를 고려할 수 있도록 되어 있다. 구성된 모델을 활용하여 트랙터 엔진속도와 사용 변속비 및 공급 냉각 운할량에 따른 민감도 분석을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 클러치 마찰재 온도는 조건에 따라 250℃ 미만으로 나타났다. 사용된 클러치 마찰재에 문제가 되는 온도는 340℃ 정도이며 따라서 클러치팩이 기능 수행에 문제가 없다고 판단하였다.

클러치팩은 초기 설계된 형상을 기반으로 원활한 피스톤 작동과 누유 및 냉각성이 개선되도록 설계 변경하였다. 피스톤 작동성을 확보하기 위해 클러치 케이스의 내외경 턱의 길이를 추가로 확보하고 유격을 확보하였다. 또한 피스톤이 케이스에서 이동할 때 기울어지지 않고 균일하게 Reaction plate와 닿을 수 있도록 공차를 보다 정밀하게 관리할 수 있도록 개선하였다. 클

러치 냉각성능은 클러치 내구성과 긴밀한 관계가 있기 때문에 클러치에서 발생한 열이 빠르게 소실될 수 있도록 순환회 형상을 개선하였다.

위와 같이 수행한 응력 해석 및 클러치 열용량 검토, 그리고 형상 개선 결과를 바탕으로 클러치 초기 설계안을 개선하여 개발하였다. 대형트랙터의 변속용 클러치팩은 부변속에 장착되며 1-2단 변속용, 3-4단 변속용, 전후진 변속용의 총 3쌍이 장착된다. 클러치 사양은 변속기 전체 시스템 해석으로 얻어진 결과를 바탕으로 클러치 단품에 대한 설계를 수행함으로써 결정되었으며 확정된 설계안을 바탕으로 개발된 클러치는 그림 3-20, 21과 같이 실제 차량에 장착되었다.

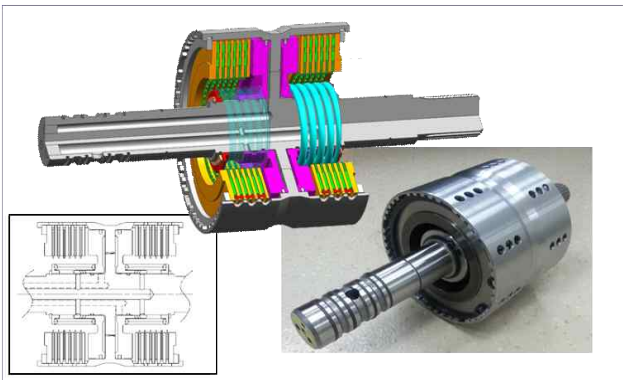


그림 3.1.21 클러치팩 모델링 및 샘플



그림 3.1.22 클러치 장착 상태

HMT의 유압시스템은 그림 3.1.23 ~ 3.1.25와 같이 기초 설계 및 모델링되었다. 그림 3.1.24는 유압시스템의 메인 컨트롤 밸브로, 메인 컨트롤 밸브에는 부변속 클러치를 제어하는 솔레노이드 밸브와 전후진 클러치를 제어하는 비례감압밸브, 내부 압력을 유지시켜주는 릴리프 밸브 등으로 구성되어 있으며, 클러치에 적절한 순환오일을 공급하기 위한 오리피스 등이 장착되었다.

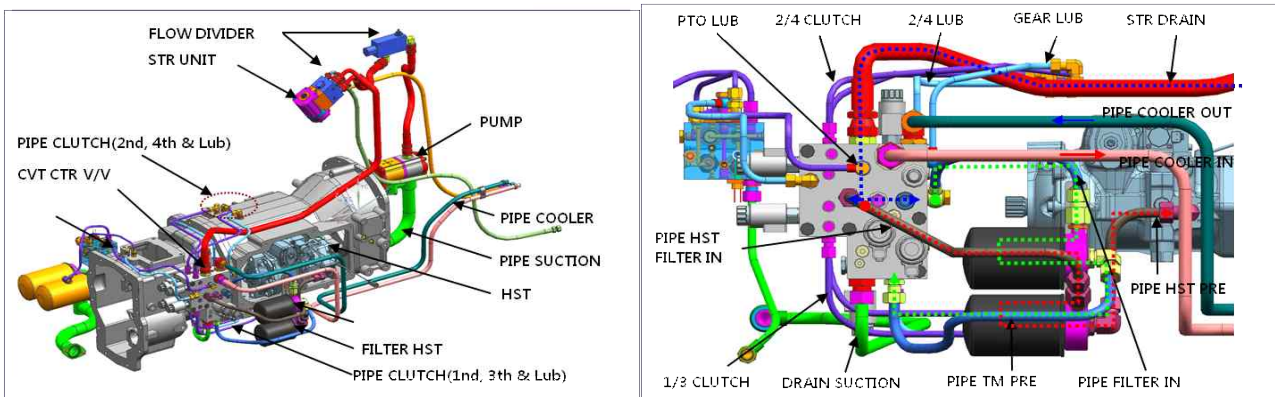


그림 3.1.23 유압시스템 모델링

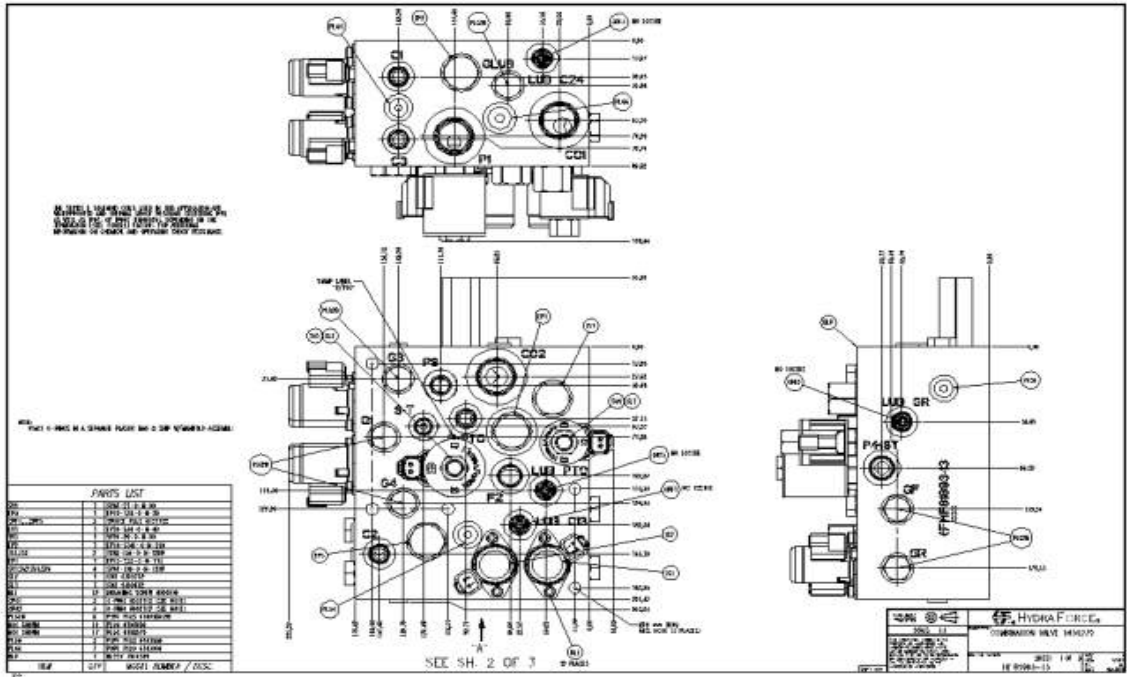


그림 3.1.24 메인 컨트롤 밸브블럭

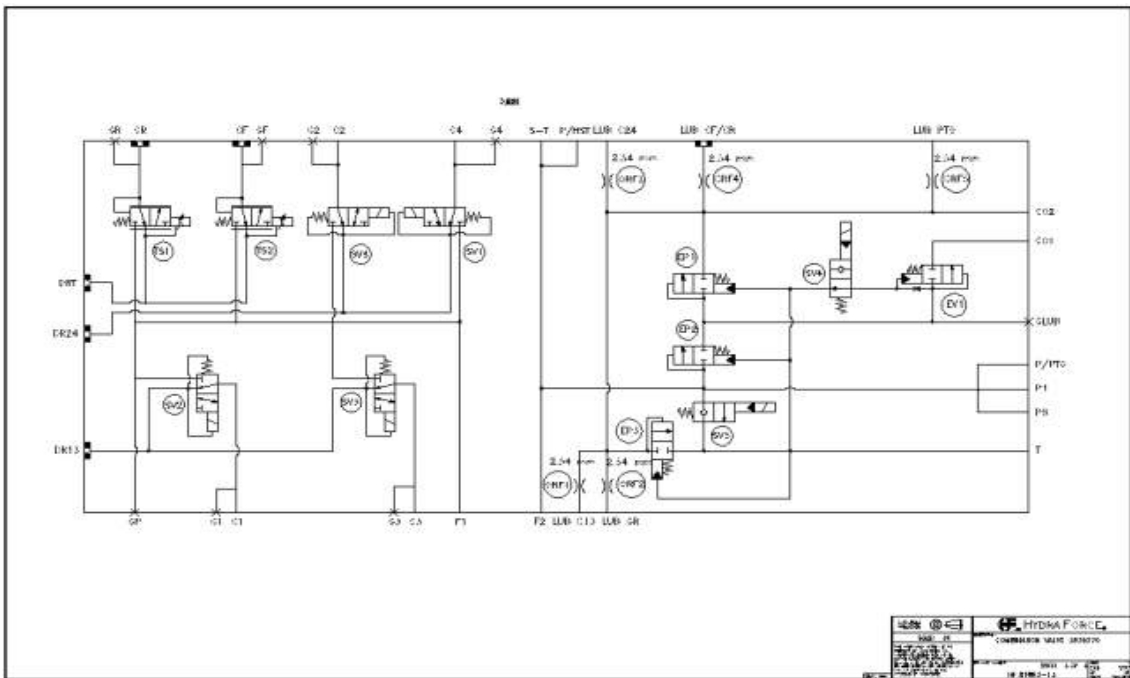


그림 3.1.25 메인 컨트롤 밸브블럭 유압회로도

위의 설계를 기반으로 그림 3-26과 같이 개발된 유압시스템을 실차에 적용하였다. 유압시스템이 실제 동작이 제대로 이루어지는지 확인하기 위해 그림 3.1.26 ~ 28과 같이 압력, 유량센서 및 DAQ 장비들을 장착하여 NI의 LABVIEW를 이용하여 계측하였다.



그림 3.1.26 유압라인 및 메인컨트롤 밸브



그림 3.1.27 계측장비 장착상태



그림 3.1.28 모니터링 시스템

부변속 클러치 제어를 위한 클러치 메인압력은 그림 3.1.29와 같이 차량의 속도와 관계없이 초기 설계 시 목표한 20 bar를 달성하였다. 실제 차량 구동 시 솔레노이드 밸브에 의해 클러치에 공급된 압력 또한 20 bar로 동일하였고 클러치의 공급 냉각 윤활압력도 그림 3.1.30과 같이 목표한 3 bar 이상을 달성하였고, 변속기의 출력속도를 0 → Max. speed 까지 증가시킴에 따라 클러치 제어 압력과 윤활압력이 변동없이 유지되었다.

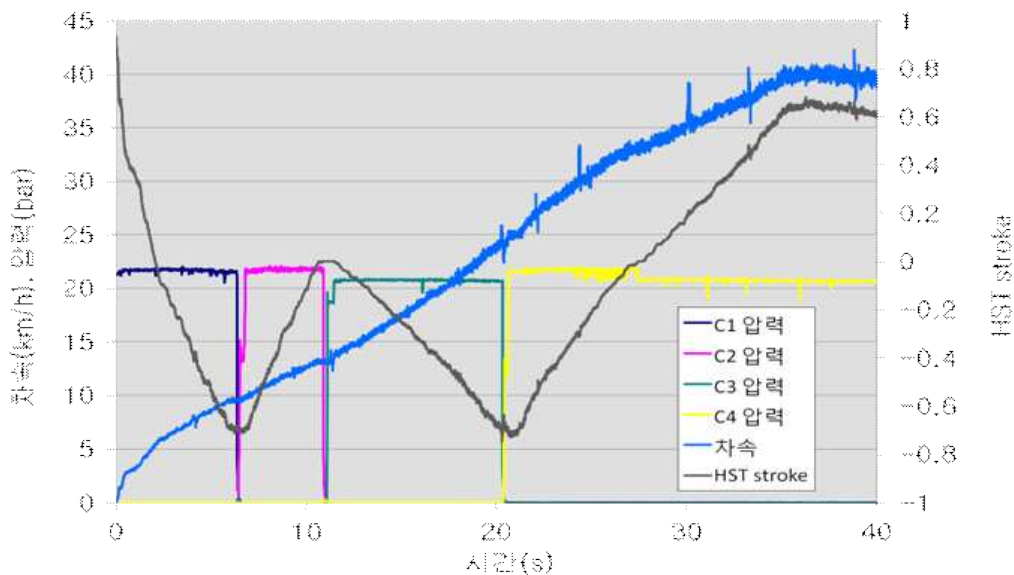


그림 3.1.29 엔진속도 2000 rpm 시 클러치 압력 / HST Stroke / 차속

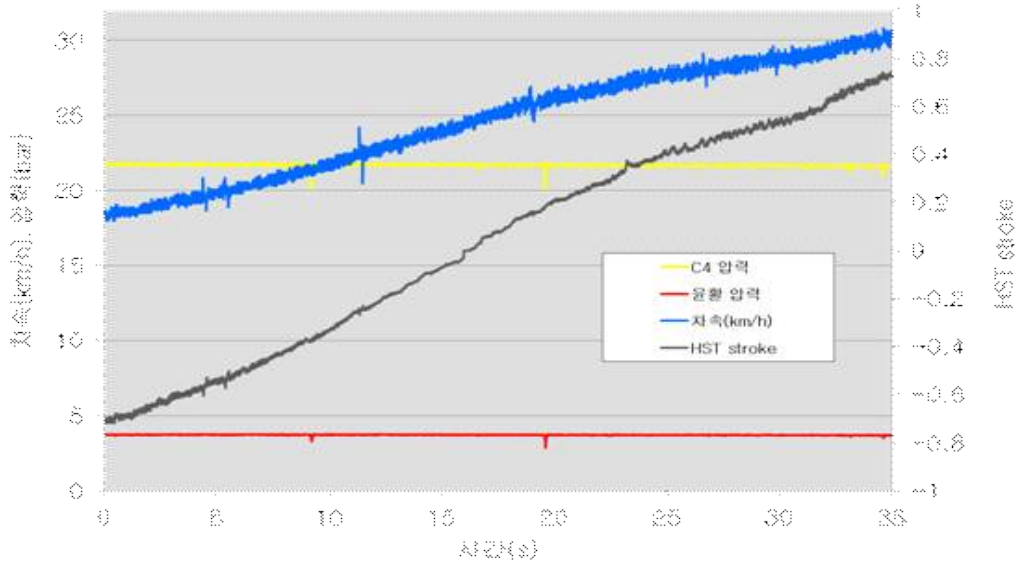


그림 3.1.30 차속 증가에 따른 윤활 및 클러치 압력

### 3.1.2.2 엔진 Application

- 전자식 엔진 제어를 위한 vehicle calibration 시스템 개발

Tier-4급 전자식 엔진을 대형 트랙터에 적용하기 위해서 엔진 성능 시험을 통해 calibration에 필요한 인자를 획득하여 다음 항목과 같은 시험을 통해 트랙터 사양과 제어 목적에 적합한 튜닝을 수행하였다.

- ① 시동성 및 시동 후 안정성: 저온, 고온, 고지 시동성 및 시동 후 안정성, 부분 냉시동성
- ② 일반적인 주행성 테스트: 아이들 안정성 테스트, All speed governor 제어 안정성, 운전성, 기타 요구되는 주행성능 개발
- ③ 스모크 calibration: 시동 및 주행 시 발생하는 스모크 저감 및 스모크 제한에 의한 동력 성능 개선 시험, 평지, 오르막, 내리막 조건에서의 스모크 calibration
- ④ 소음 calibration: 연소 소음 수준 확인 및 개선 시험, 기타 하드웨어의 소음 시험 및 검증
- ⑤ All speed governor: Drop control, PTO 모드 제어 시험
- ⑥ 기본 및 보정 항목에 대한 최적화 시험
  - 연료 분사 시스템(연료, 연료압력, 시스템 보호)
  - 모델링 데이터(토크, 온도, 압력, 공기 유량)에 대한 최적화 시험
  - 엔진 프로텍션(냉각수, 오일, 연료, 배기온도 및 압력, 터보차저 스피드)
- ⑦ DPF 재생 시험: 온도 제어, Soot 예측 모델 구축, DPF 스케줄링, 재생 및 예열모드에서 주행 안정성
- ⑧ Diagnostic: 센서 및 액츄에이터의 고장 진단, 시스템 failure에 대한 타당성 에러 진단, 고장에 따른 recovery action 확인

시험은 개발될 엔진이 Tier-4급임을 고려하여 그림 3.1.31과 같이 배기가스 규제를 고려하여 NTE(Not To Exceed)조건에서 개발되었다. 인증 시험의 경우 외기 온도 20~30℃, 압력조건 600~700 mmHg에서 Heavy-duty 디젤 엔진에 대한 성능 시험을 실시하고 있다.

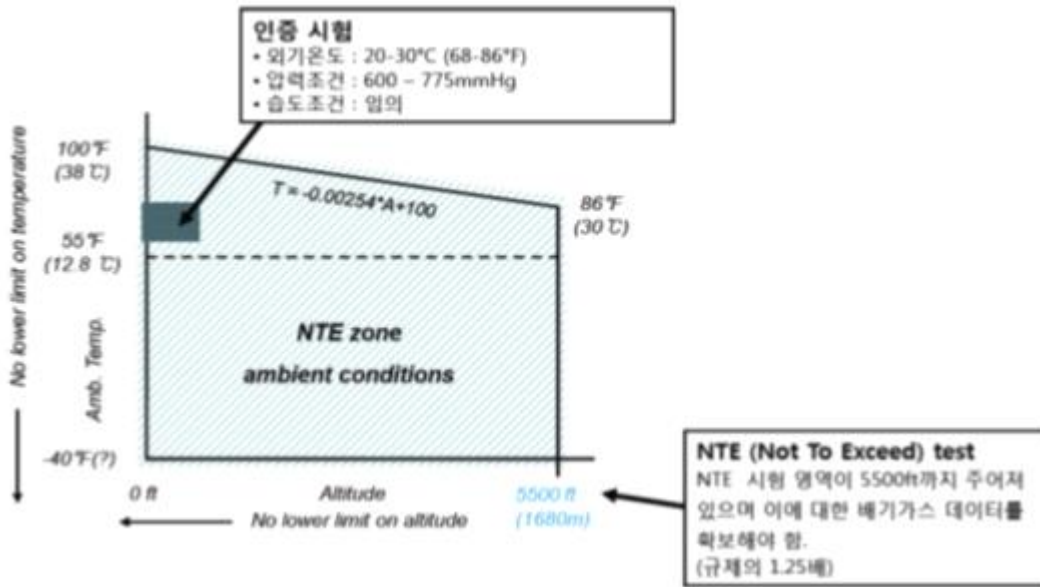


그림 3.1.31 외부 조건에 따른 NTE (Not To Exceed) Test zone.

- Engine calibration

Tier-4 전자식 엔진의 calibration을 위해 연료 분사 시기, 연료 분사 압력, 보조 연료 분사효과, Injector 분무각, piston 특징, T/C trim, IVO/IVC, 분사시기에 따른 성능평가를 실시하였으며, 성능평가 결과를 이용하여 엔진의 분사시기 및 압력, 연료량 Calibration을 수행하였다.

- Vehicle calibration

주요 Engine Calibration 시험 외에 차량 시동성 및 안정성, 외부 부하에 대한 안정성 등에 대한 캘리브레이션을 수행하였다.

① 시동성 및 Idle 안정성 확보

차량의 시동은 일반적인 엔진 작동 상황이 아닌 특수한 상태로서 이에 대한 제어 Parameter가 구분이 되어 있어 이에 대한 최적화를 실시하여 그림 3-32과 같이 ECU 최적화 Mapping을 수행하였다. 최적화를 통해 차량의 시동 후 Parameter간의 급격한 변화가 일어나는 Transient Phase를 최소화하였고 Combustion Efficiency와 Injection Timing 등에 대한 적절한 Transient Phase를 설정으로 급격한 연소의 변화를 방지하여 아이들 안정성을 확보였다. 또한 적절한 Idle Speed를 설정하여 불완전 연소에 의한 진동에 대한 방지 및 빠른 Warm-up을 실시할 수 있도록 하였다.

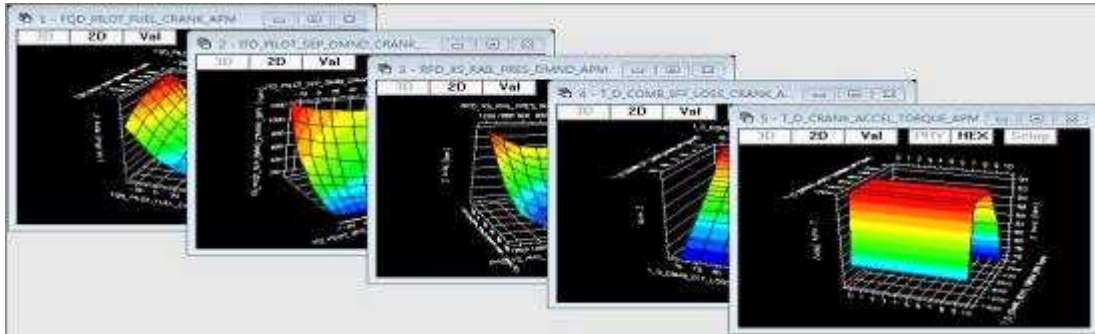


그림 3.1.32 시동성 관련 Parameter의 최적화 실시

외부 부하에 대한 Idle 안정성 확보를 위해 Vehicle Calibration을 수행하였다. 냉간 상태에서 엔진은 불안정한 상태가 될 우려가 있어 안정된 Idle speed를 유지하기 위해 Torque 보상을 실시하고 이를 PID 제어를 실시하여 Oscillation 및 Shock을 방지하였다.

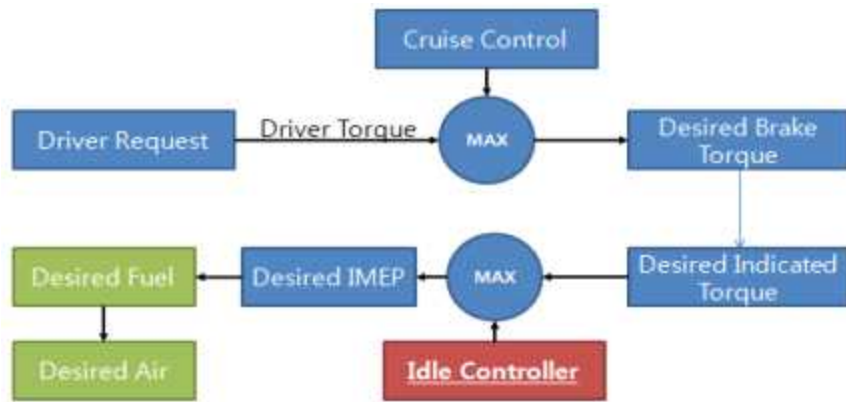


그림 3.1.33 Idle Controller에 의한 제어 Process

시동시간 및 Idle 안정성에 대한 평가 항목 및 평가 기준을 냉각수온 별로 설정하면 그림 3.1.34, 35, 36와 같다.

Coolant Temp [degC]	-25	-20	-15	-10	0	10	20	30	40	60
Development Target [sec]	10.0	8.0	6.0	5.0	4.0	3.0	2.5	2.0	2.0	2.0

그림 34 냉각수온별 시동시간에 대한 기준

Coolant Temp [degC]	-25	-20	-15	-10	0	10	20	30	40	60
Development Target [rpm]	40	35	30	25	20	15	10	10	10	10
	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-10	-10	-10

그림 3.1.35 냉각수온별 Idle 안정성에 대한 기준



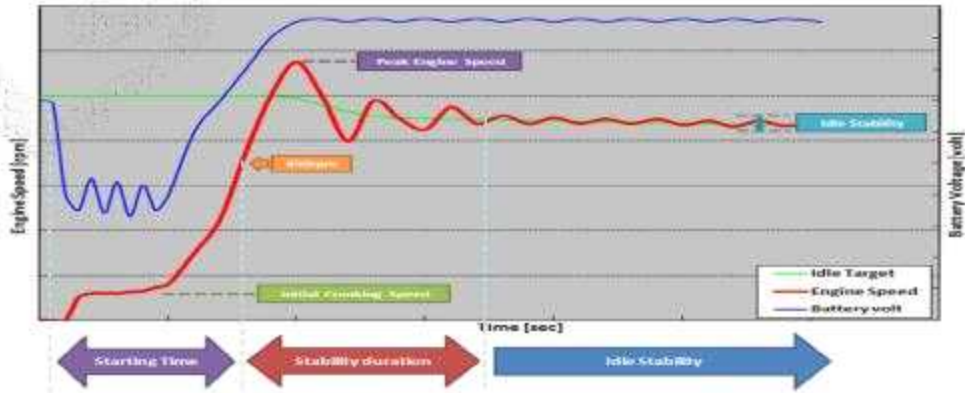


그림 3.1.36 시동시간 평가를 위한 평가 항목

저온에서 엔진 시동성 및 안정성에 대한 평가를 실시하고 반복시험을 통해 최적화하여 안정적인 시동시간과 Idle 안정성을 확보한 결과는 그림 3.1.37, 3.1.38과 같다.

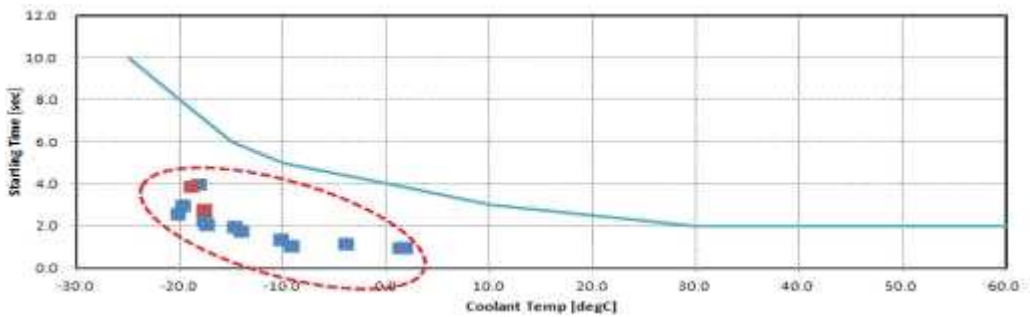


그림 3.1.37 시동시간 평가를 위한 평가 항목

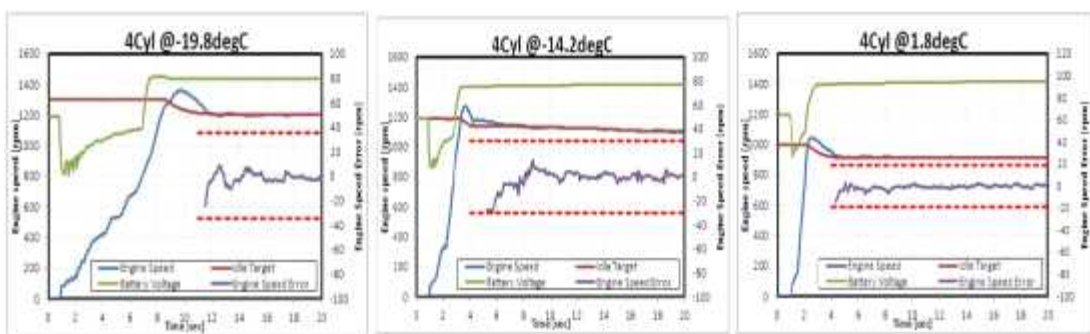


그림 3.1.38 냉각수온 별 시동 Phase 및 Idle 안정성 확인

### ③ Full Load 제어 안정성 Calibration

농기계의 특성상 항상 엔진에 Load가 부가되는 상태에서 운행이 되며 작업 환경에 따른 외부 부하의 변동이 크다. 농기계는 일정한 엔진회전 속도에서 정속으로 주행하며 작업을 실시하거나 일정한 회전속도 및 토크가 가해지는 작업기를 사용하기 때문에 일정한 부하와 속도를 유

지할 수 있는 엔진 제어를 실시해야 한다.

Full load 제어 안정성을 확보하기 위해 농기계 작동 시 발생할 수 있는 보기류에 대한 외부 부하를 결정하고 냉시동 직후 또는 Full Warm-up 상태에서 PID 제어 Parameter 최적화를 통한 개발 목표에 상응하는 Idle 안정성 확보한 결과는 그림 3.1.39, 3.1.40과 같다.

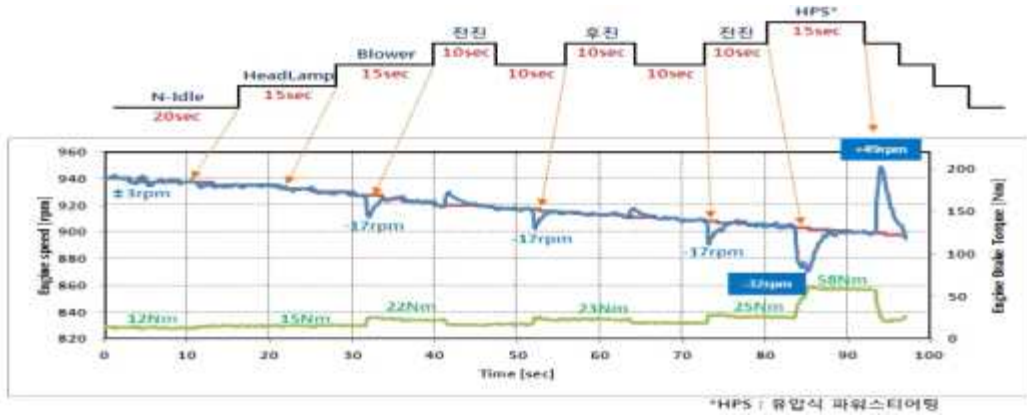


그림 3.1.39 냉간 시동 직후 외부 부하에 대한 안정성 평가

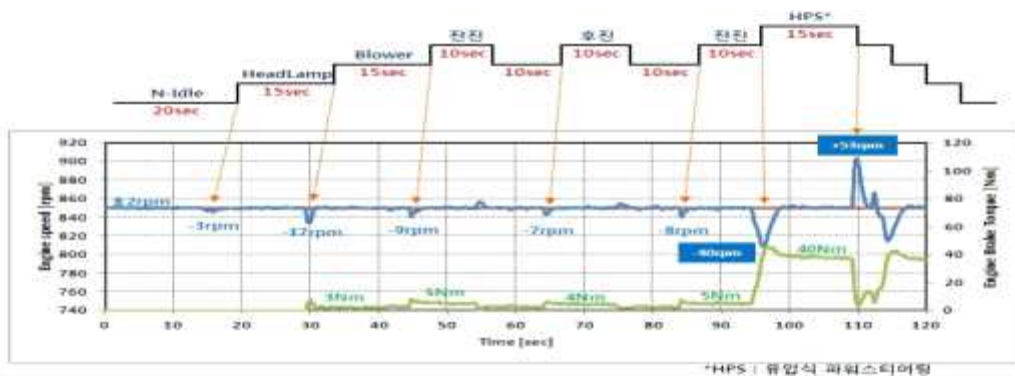


그림 3.1.40 Full Warm-up 상태에서 외부 부하에 대한 안정성 평가

### 3.1.2.3 캐빈 및 외장

트랙터 Hood는 Tier4 엔진이 장착되면서 지지부 구조 개선으로 열김각도를 55°, 개구면적을 0.243m<sup>2</sup>으로 하여 외관 틈새 및 개폐 품질을 향상시켰다. 앞바퀴의 Mud Guard는 크기를 줄이 되 틈새 적게하여 작업 시 그 역할에 충실하도록 설계하였다. 또한 조향각도 조정범위를 기존의 26°에서 45°로 크게 하여 사용자 요구사항을 만족하도록 하였다.

트랙터의 외향은 전반적으로 고급화를 추진하였다. 방향지시등은 LED등을 채택하였고 계기 판은 Tier4 엔진 표기를 위한 메뉴가 추가되었고 대형 LCD 모니터를 장착하였다. 캐빈 내부의 의자에는 일반 사양 이외에도 Air suspension 이 옵션으로 장착될 수 있도록 하였다.



그림 3.1.41 캐빈사양

Tier3	Front Mud Guard	Tier4F																									
 <p style="text-align: center;">틀새 88mm</p>	<table border="1" style="margin: auto;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">구분</th> <th colspan="3">Mud Guard</th> </tr> <tr> <th>Tier3</th> <th>Tier4</th> <th>비고</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>길이(mm)</td> <td>-</td> <td>-120</td> <td>길이축소</td> </tr> <tr> <td>타이어 틀새(내수)</td> <td rowspan="2">88</td> <td>40</td> <td rowspan="2">조향각 조정 필요</td> </tr> <tr> <td>타이어 틀새(수출)</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>Dynamic Angle(도)</td> <td>26</td> <td>45</td> <td></td> </tr> <tr> <td>적용모델</td> <td>P100</td> <td>P80/90/100</td> <td>적용확장</td> </tr> </tbody> </table>	구분	Mud Guard			Tier3	Tier4	비고	길이(mm)	-	-120	길이축소	타이어 틀새(내수)	88	40	조향각 조정 필요	타이어 틀새(수출)	60	Dynamic Angle(도)	26	45		적용모델	P100	P80/90/100	적용확장	 <p style="text-align: center;">틀새 40mm 60mm</p> <p style="text-align: center;">❖ Loader Bracket 조향/요동각 간섭Check</p>
구분	Mud Guard																										
	Tier3	Tier4	비고																								
길이(mm)	-	-120	길이축소																								
타이어 틀새(내수)	88	40	조향각 조정 필요																								
타이어 틀새(수출)		60																									
Dynamic Angle(도)	26	45																									
적용모델	P100	P80/90/100	적용확장																								
 <p style="text-align: center;">26도</p>	 <p style="text-align: center;">45도</p>	<p>✓ 타이어 틀새 국내규정 없음</p> <p>✓ 타이어틀새 EC규정 60mm 수출모델 조향각 조정 필요 (틀새 규정 만족 시 간섭발생)</p>																									

그림 3.1.42 Front Mud Guard

### 3.1.2.4 PTO 및 작업기 장착부

개발하는 대형트랙터는 전방 PTO 장착이 용이한 구조로 설계되어 북미/유럽 등의 프리미엄 급 시장에서도 대응할 수 있도록 하였다. 또한 프론트로더의 장착 시 문제가 없도록 간섭 검토를 3D CAD를 통해 수행하였다.

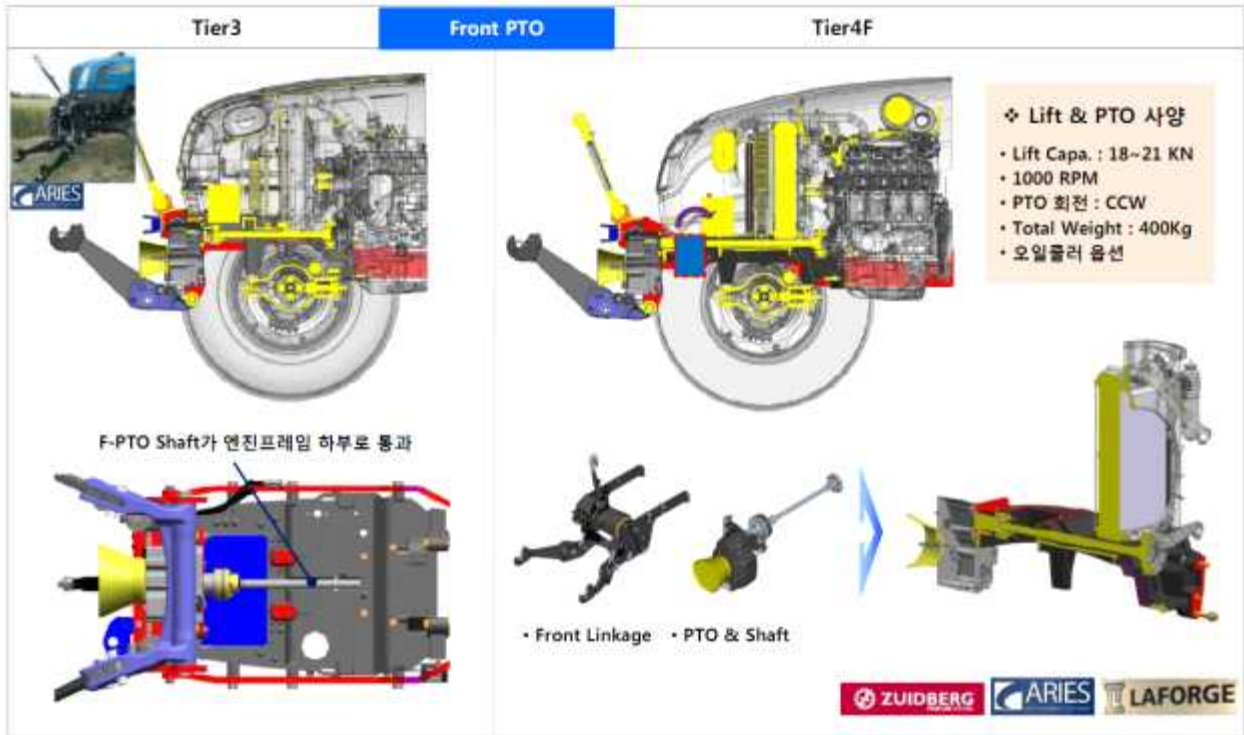


그림 3.1.43 Front PTO Compatibility



그림 3.1.44 Front Loader Layout

### 3.1.2.5 사용자 인터페이스

농용 트랙터 운전석의 인터페이스는 운전자의 신체 크기를 고려한 주변 운전 환경의 범위를 결정하는 것으로부터 시작된다. 인간공학 설계에서 인체 분절(segment)의 크기를 반영한 인체 모델의 개발은 필수적이다. 인체 모델은 인체 분절의 크기와 기능적 인체 측정치수를 포함하는 인체측정치를 기반으로 개발된다. 국내의 경우 기술표준원의 주도로 SizeKorea라는 인체측정 데이터베이스가 개발되어 있으며 미국의 경우 2006년에 발표된 인체측정 데이터베이스가 사용되어진다. 본 과제에서 개발된 인체 모델은 미국남성의 인체측정자료 데이터베이스 프로그램 (PeopleSize 2008 Professional)으로부터 추출되었다. 일반적인 제품 설계에서 대상 인구집단의 5~95 퍼센타일의 사용자를 대상으로 하지만, 미국 트랙터 업체들은 미국 농민의 신체 특징과 정서적 신뢰도를 위해 5~99퍼센타일의 운전자를 대상으로 설계한다. 따라서 18세부터 64세까지의 미국 성인 남성 인구집단의 인체측정자료로부터 조정 인터페이스 설계의 최소인체치수(5 퍼센타일), 표준인체치수(50 퍼센타일) 그리고 최대인체치수(99 퍼센타일)를 추출하여 사용하였다. 인체측정자료는 인체 세그먼트(segment) 치수와 인체의 기능적 치수가 혼재되어 있어 각 설계요소의 특징과 부합하는 인체측정자료를 사용하였다.

신체 크기가 다양한 운전자의 작업 안전성과 편리성을 높이기 위하여 좌석의 위치는 운전공간 내에서 표 1-1-13과 같은 조정거리를 가져야 한다. 신체의 길이는 일반적으로 넓다리가 종아리보다 길지만, 착석한 자세에서 시트의 높이는 무릎 각도에 따라 변화량이 늘어나므로 좌석의 위치 선정에서 전후 이동거리보다는 상하 이동거리가 더 큰 값을 갖는다. 조향핸들은 좌석과 달리 틸팅과 확장(extension)이 결합된 형태로 위치를 조절할 수 있다. 틸팅과 확장의 조합을 통해 얻어져야 하는 전/후/상/하 이동거리는 표 3.1.15의 권장 값에 준하여 결정한다.

표 3.1.15 좌석 및 조향핸들의 조정 권장값

항목		치수(단위 : mm, °)	비고
좌석	전/후 이동거리	151 mm	
	상/하 이동거리	164 mm	
	좌/우 회전각도	±20°	
	등받이 회전각도	30°	
조향핸들	전/후 이동거리	223 mm	
	상/하 이동거리	120 mm	

조정장치의 기계적 메커니즘은 인간공학적 설계에서 고려해야 하는 중요한 요소이다. 레버의 크기를 줄인 현재의 디자인 트렌드를 감안할 때, 과도한 조작력으로 인해 발생할 수 있는 근골격계 피로도는 문제가 될 소지가 없다. 다만 조정장치의 크기가 작아질 경우, 트랙터와 같이 진동에 노출이 심한 경우 오작동의 위험이 증가하게 된다. 또한 작은 조작력도 트랙터의 진동으로 인해 오작동의 원인이 될 수 있으므로 적절한 수준의 조작력을 제공하여야 한다. 발조작 조정장치(페달)의 경우, 운전자의 발너비(foot breadth)를 기준으로 결정해야 한다. 미국 큰 체구 성인남성 (95퍼센타일)의 발너비는 115mm로서 페달의 너비는 이보다 넓게

설계되어야 한다. 브레이크 페달 사이 간격은 10~20mm 사이를 유지해야 하며 이중 페달 사이 간격은 이보다는 넓게 설계하여야 한다. 페달의 크기와 페달 사이의 간격은 큰 체구 운전자(99퍼센타일)을 기준으로 설계하여야 주변 페달과의 간섭으로 인한 오작동의 발생 위험을 낮출 수 있다. 페달의 조작력은 기계식 메커니즘의 경우와 유압보조식 메커니즘일 경우 다르게 설정될 수 있지만 유압보조식 메커니즘을 채용하는 경우, 유압 시스템의 고장시 조작력(activation force)도 고려하여야 한다. 조작력은 농용 자주식 기계의 조작력을 정의한 ISO 기준을 따른다.

손조작 조정장치는 크게 레버형, 스위치형 그리고 휠형으로 나뉘는데 각각의 경우에 다른 설계기준을 적용하여 설계하여야 한다. 손바닥으로 움켜쥐는 형태의 레버는 “엄지-검지 핑거 그립 직경 (thumb-index finger grip diameter)” 또는 “엄지-중지 핑거 그립 직경 (thumb-middle finger grip diameter)” 값을 고려하여 레버의 크기를 결정한다 (표 3.1.16, 그림 3.1.45). 레버 말단부의 크기는 가변형을 사용하지 않으므로 일반적으로 표준체구의 사용자에게 기준을 두어 설계한다. 손바닥으로 움켜쥐는 형태의 레버도 말단부의 측면을 감싸는 형태와 말단부의 상단을 감싸는 형태로 구분할 수 있다 (그림 3.1.46). 일반적으로 레버 말단부의 측면을 감싸는 형태는 레버 말단부의 상단을 감싸는 형태의 형태보다 말단부의 크기가 작도록 설계한다. 레버 말단부의 측면을 감싸는 형태의 경우 표 3.1.16의 표준체구 측정치인 41~49사이의 값으로 부터 권장값을 취하는 것이 일반적이다.

표 3.1.16 레버 말단부의 크기 설계용 인체 측정치

변수명	치수 (단위 : mm)			비고
	작은체구 (5퍼센타일 )	표준체구 (50퍼센타일 )	큰체구 (99퍼센타일 )	
thumb-index finger grip diameter	35	41	50	
thumb-middle finger grip diameter	41	49	60	

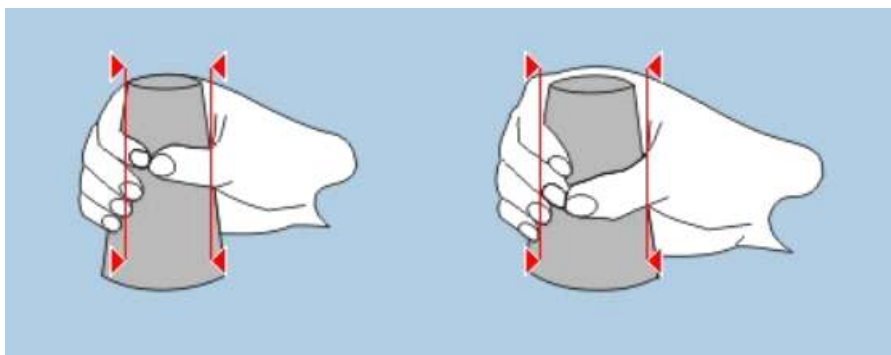


그림 3.1.45 thumb-index finger grip diameter (좌) 와 thumb-middle finger grip diameter (우) 의 측정방법



그림 3.1.46 말단부의 측면을 감싸쥐는 레버 (좌) 말단부의 상단을 감싸쥐는 레버 (우)

스위치형 조정장치의 경우 레버보다 세밀한 주의를 기울여 설계하여야 한다. 푸쉬형 토글 스위치의 경우 위치에 따라 운전자는 엄지 또는 검지를 택일하여 사용하게 되므로 신체 치수가 더 큰 엄지를 고려하여 설계하여야 한다. 엄지의 인체측정치는 표 3.1.17과 같다. “엄지 관절 두께(thumb joint depth)”는 엄지의 손가락뼈사이관절(interphalangeal joint)의 굽힘방향 두께이고, “엄지 관절 너비(thumb joint breadth)”는 엄지 관절 두께를 직교하는 너비이다 (그림 3.1.47). “엄지 길이(thumb length)”는 엄지의 끝부터 엄지의 손가락손 허리뼈 사이관절 (metacarpophalangeal joint)까지의 수평거리를 의미한다. 돌출형 푸쉬 스위치의 경우 엄지 관절 두께와 엄지 관절 너비만 고려하면 되지만, 매립형의 경우 엄지길이도 고려하여 설계한다.

표 3.1.17 푸쉬형 토글 스위치 설계를 위한 엄지의 인체측정치

변수명	치수 (단위 : mm)			비고
	작은체구	표준체구	큰체구	
	(5퍼센타일)	(50퍼센타일)	(99퍼센타일)	
Thumb joint depth	15	19	23	
Thumb joint breadth	20	23	27	
Thumb length	58	67	80	

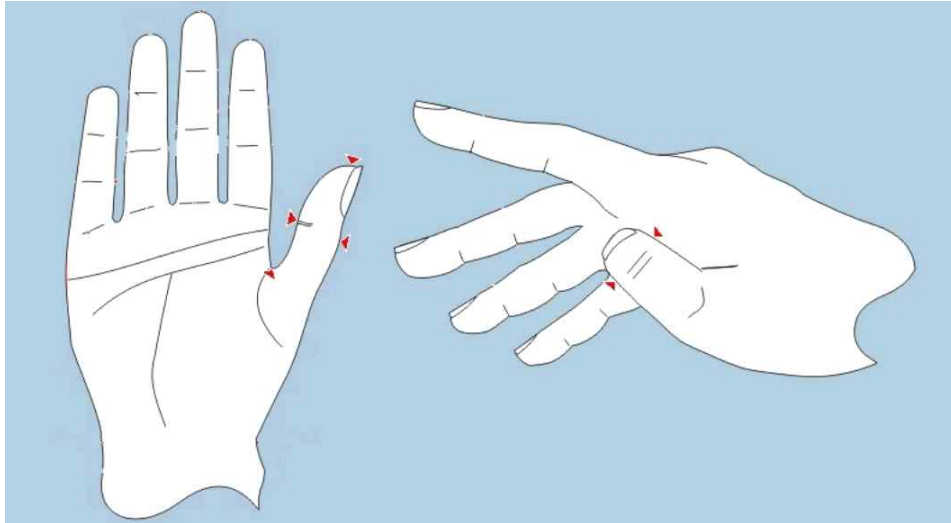


그림 3.147 Thumb joint depth/length (좌) 와 thumb joint breadth (우) 의 측정 방법

운전자가 좌석에 착석하여 조정 장치를 조작할 때 운전자의 어깨기준점 (acromion) 으로부터 조정 장치까지 거리는 운전의 안전성에 영향을 미치는 중요한 요소이다. 팔을 쭉 편상태에서 어깨기준점으로부터 중지끝까지의 팔길이 (표 3.1.18) 를 최대 도달거리 (maximum reach) 로 정의하며, 이론적으로 모든 조정장치는 운전자가 엉덩이 뒷부분을 등받이에 붙이고 허리 90도를 유지한 채 착석하였을때 어깨점으로부터 도달거리를 반지름으로 하는 3차원 공간 내부 (최대 도달 영역) 에 위치하여야 한다. 조정 장치가 최대 도달 영역의 외부에 위치하는 경우, 상체를 기울여 조작은 가능하지만 전방 주시선으로부터 시야가 분리되어 운전자의 주의력 분산에 의한 사고 및 오동작의 위험이 증가하며, 조작 빈도가 높은 조정 장치의 경우 이러한 위험은 증폭된다.

표 3.1.18 위팔, 아래팔 및 팔전체길이

변수명	치수 (단위 : mm)			비고
	작은체구 (5퍼센타일)	표준체구 (50퍼센타일)	큰체구 (99퍼센타일)	
Arm length	729	796	891	
Back of elbow to fingertip	439	479	536	
Upper arm length	290	317	355	

도달 영역은 최대, 적정, 최적 도달 영역으로 구분되어진다. 최대 도달 영역은 팔을 쭉 뻗었을 때 (팔꿈관절 180°) 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 먼쪽 경계가 결정되며 팔꿈관절이 150° 유지될 때 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 가까운쪽 경계가 결정된다. 최대 도달 영역 내에 위치하는 조정 장치는 섬세한 조작이 불가능하고, 조작력이



작아야 하며, 어깨부위의 근골격계 피로도를 증가시키는 특징을 가지고 있다. 적정 도달 영역은 팔꿈관절이 150° 유지될 때 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 먼쪽 경계가 결정되며 팔꿈관절이 90° 유지될 때 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 가까운쪽 경계가 결정된다. 적정 도달 영역 내에 위치하는 조정 장치는 비교적 섬세한 조작이 가능하고, 조작력의 허용 범위도 증가하는 특징을 가지고 있다. 최적 도달 영역은 팔꿈관절이 90° 유지될 때 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 먼쪽 경계가 결정되며 팔꿈관절이 54° 유지될 때 중지 끝이 도달할 수 있는 거리로 영역의 가까운쪽 경계가 결정된다. 최적 도달 영역 내에 위치하는 조정 장치는 섬세한 조작이 가능하고 조작력의 허용범위 또한 증가하며, 어깨부위의 근골격계 피로도를 최소화 할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 조작력과 관련하여 팔꿈관절의 각도가 중요한 역할을 담당한다. 팔꿈관절이 80~100도의 범위에서 최대 조작력을 가질 수 있다.

표 3.1.19 도달영역 비교

구분		치수 (단위 : mm)			비고
		작은체구 (5퍼센타일)	표준체구 (50퍼센타일)	큰체구 (99퍼센타일)	
최대 도달 영역	먼쪽 경계	729	796	891	팔꿈관절 150~180°
	가까운쪽 경계	705	770	862	
적정 도달 영역	먼쪽 경계	705	770	862	팔꿈관절 90~150°
	가까운쪽 경계	526	574	643	
최적 도달 영역	먼쪽 경계	526	574	643	팔꿈관절 54~90°
	가까운쪽 경계	357	389	435	

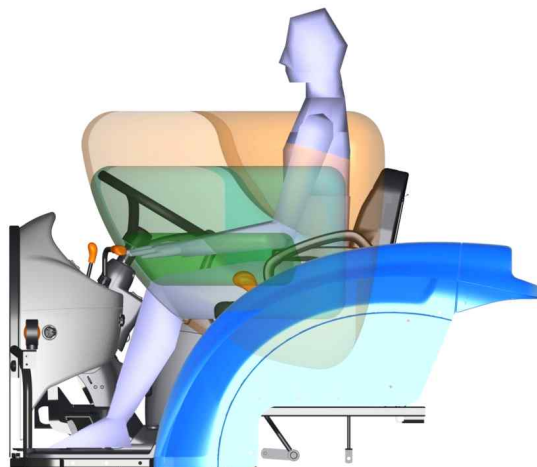
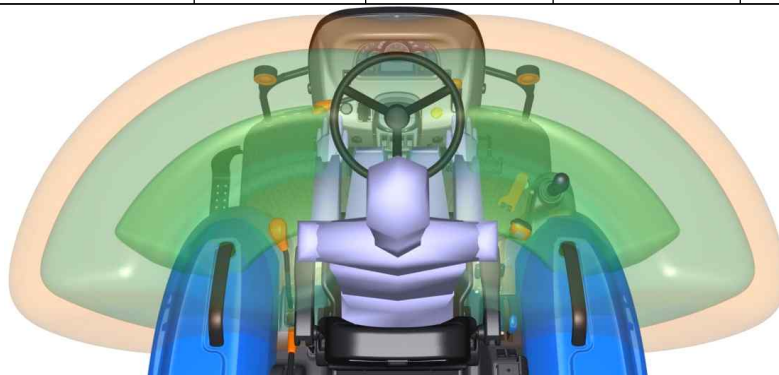


그림 3.1.48 도달영역 비교

① 계기판

계기판의 경우 Tier4 엔진 표기를 위한 메뉴가 추가되었고 기존의 계기판 LCD에서 더욱 큰 화면의 LCD를 채택하여 사용자에게 고평의성을 제공할 수 있도록 설계되었다.



그림 3.1.49 계기판 개선설계

② 디스플레이 (LCD 모니터)

사용자가 쉽고 빠르게 차량제어를 할 수 있도록 변속부 등의 조작부 외에 LCD 모니터를 추가하였다. LCD 모니터는 사용자가 시각적으로 접근하기 때문에 이해가 쉽고 적은 버튼만으로 원하는 설정을 할 수 있는 장점이 있다.



그림 3.1.50 디스플레이 2차 시작품 (LCD 모니터)

### ③ 스톱클 레버

전자식 엔진의 스톱클은 핸드스톱클 레버와 스톱클 페달에 의해 제어될 수 있다. 핸드스톱클 레버는 주로 엔진의 한계 최대속도를 설정하기 위해 사용되고 스톱클 페달은 주로 작업이나 주행 중 출력을 끌어올리기 위해 사용된다.

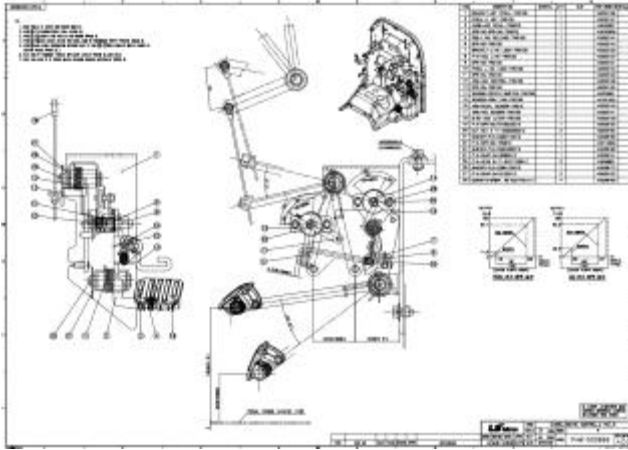


그림 3.1.51 스톱클 페달 설계



그림 3.1.52 스톱클 레버&페달 3D 모델링

### ④ 변속레버

변속레버는 레버를 앞뒤로 움직여 고속과 저속을 제어할 수 있도록 하였다. 적용 변속기가 무단변속기이므로 간편한 작동만으로 차속을 제어할 수 있으며 레버에 장착되어 있는 최고속도 다이얼을 통해 차량의 최고속도를 제한할 수 있다. 또한 변속레버에는 전자유압 작업기 승강 시스템을 쉽게 사용할 수 있도록 윈터치 버튼식 작업기 승강제어장치가 있어 하나의 레버로 변속 뿐만 아니라 작업기도 제어 가능하다.

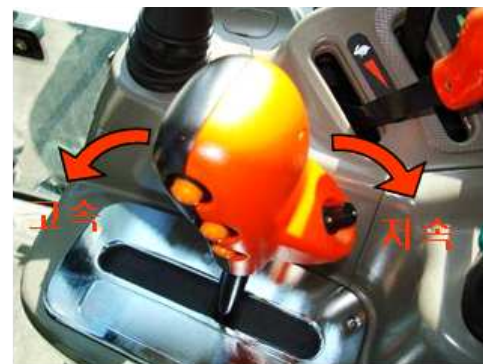


그림 3.1.53 무단변속기 전용 변속 레버의 시제품(좌)과 실제 트랙터에 적용된 변속 레버(우)

### 3.1.3 대형트랙터 시작품 개발

#### 3.1.3.1 시작품 변속기 조립

앞서 설계된 복합 유성기어, 습식 다판 클러치팩, 그리고 HSU를 조합하여 HMT 기반의 CVT 변속기 주변속부의 시작품을 제작하였다. 여기에 앞으로는 Tier-4 엔진을 장착하고, 뒤로는 부변속부 및 리어 액슬을 장착하여 트랙터의 기본 차대가 완성되었다.

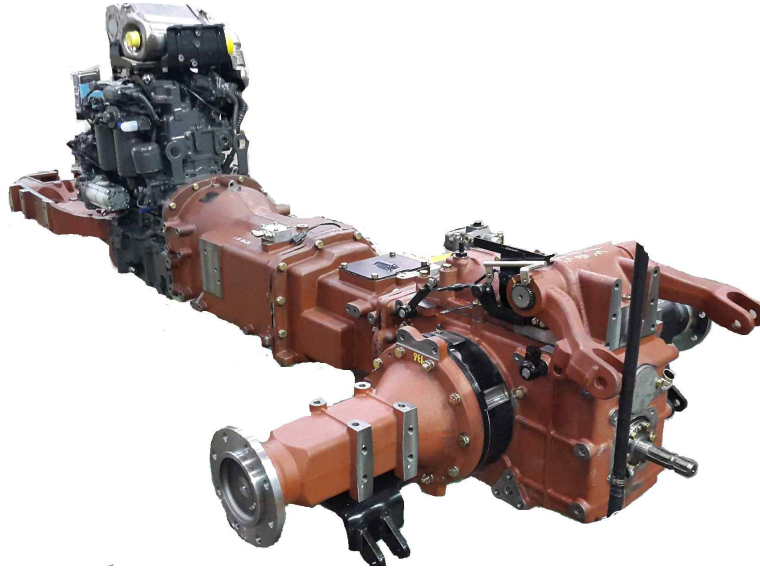


그림 3.1.54 Engine and Trans-axle assembly

차대에는 HMT 기반의 CVT 변속기를 제어하기 위한 유압 밸브 시스템 및 유압 라인이 추가로 장착되었고, Tier-4 엔진을 제어하기 위한 제어 유닛 및 배선, 흡기 및 배기 호스와 배출가스 여과 시스템, 그리고 최종적으로 연료탱크와 캐빈이 조립되어 엔진 시동 및 유압 제어 기능을 검증하였다. 기본적인 성능 검증 후 최종 조립된 차량은 그림 3.1.56과 같다.



그림 3.1.55 엔진 시동 및 유압 제어 기능 검증을 위한 조립 상태



그림 3.1.56 완성된 Proto 차량

## 3.2 대형 트랙터 시스템 모델링 및 시뮬레이터 개발

### 3.2.1 CVT 트랙터의 동력전달계 모델링과 시뮬레이션

#### 3.2.1.1 CVT 트랙터 동력전달계 모델링

- 엔진

엔진 토크는 엔진 회전수와 스로틀 개도량으로 결정된다. 그림 3.2.1은 이 연구에서 사용된 엔진 특성맵으로, 엔진의 최대 토크값과 BSFC(brake specific fuel consumption)을 나타낸다. OOL(optimal operating line)은 등과워 커브에서 엔진의 효율이 가장 좋은 점을 연결한 것으로 각 엔진을 OOL에서 운전할 경우 연료소모량을 최소화할 수 있다. 엔진의 동역학은 다음과 같다.

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J_e}(T_e - T_{T/M} - T_{loss} - T_{PTO}) \quad (3.2.1)$$

$$T_{loss} = T_{friction} + T_p \quad (3.2.2)$$

여기서  $J$ 는 회전관성,  $\omega$ 는 회전속도,  $T$ 는 토크이며, 하첨자  $e$ ,  $T/M$ ,  $loss$ ,  $PTO$ ,  $friction$ ,  $p$ 는 각각 엔진, 변속기, 손실, PTO축, 마찰, 펌프를 뜻한다. 엔진 손실토크는 엔진의 마찰력에 의한 토크손실( $T_{friction}$ )과 유압펌프 손실( $T_p$ )의 합으로 나타난다.

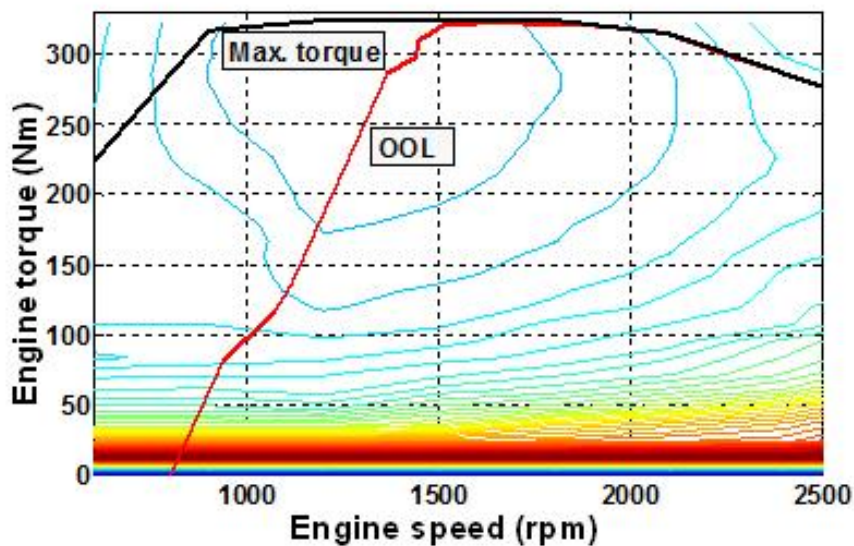


그림 3.2.1 트랙터의 엔진 특성 곡선

- HSU

HSU는 CVT의 가장 중요한 요소로, 유압펌프와 유압모터로 구성되어있다. 엔진이 유압 펌프를 회전시키면 유량이 토출되고, 이 유량은 유압 회로를 거쳐 압력을 생성한다. 유압 펌프의 고압 라인과 저압 라인의 압력 차이에 의해 유압 모터가 구동되어 동력이 전달된다. 이

때 펌프의 사판(swash plate)의 각도에 따라 유압 펌프의 토출 유량이 조절되어 유압 모터의 속도를 연속적으로 변화시킨다.

표 3.2.1 HSU 사양

유압 펌프	종류	가변 용량 피스톤 펌프
	용량 (cc/rev)	-45 ~ 45
유압 모터	Type	고정 용량 피스톤 펌프
	용량 (cc/rev)	45
최대 작동 압력 (bar)	450	

표 3.2.1은 HSU의 사양을 나타낸다. 유압 펌프는 variable displacement axial piston type으로 사판각의 변화에 따라 최대 45cc/rev를 토출시키며, 사판각은 두 개의 솔레노이드 밸브에 의해 제어된다. 유압 모터는 fixed displacement axial piston type으로 45cc/rev의 용량을 가진다. 펌프와 모터는 각각의 흡입구와 토출구가 연결되어 있으며 두 관로 사이에는 지나친 압력 상승을 방지하기 위한 압력 relief valve와 flushing valve, 손실된 유량을 보충하고 최저 라인압력을 유지시켜 주는 charging pump와 check valve가 설치되어 있다. HSU의 입/출력 토크와 속도 관계식은 다음과 같다.

$$T_m = \frac{T_p}{i_{stroke}} (\eta_{mech})^{sign(T_p)} \quad (3.2.3)$$

$$\omega_m = \omega_p \times i_{stroke} \times (\eta_{vol})^{sign(T_p)} \quad (3.2.4)$$

여기서  $\eta$ 는 효율,  $i$ 는 기어비를 나타내며, 하첨자  $m, p, stroke, mech, vol$ 은 각각 유압 모터, 유압 펌프, 사판각, 기계, 체적을 뜻한다.

CVT는 HSU와 복합 유성기어에 의해 동력분기식 구조를 구성하고 있다. 동력분기식 구조는 유성기어의 연결 조합과 유성기어의 사양 등에 따라 동력의 방향이 결정된다. 동력의 방향에 따라 HSU에 흐르는 동력의 방향이 달라지며, HSU의 입/출력 관계가 결정된다. 연구 대상 HSU는 AMESim을 이용하여 모델링되었다(그림 3.2.2). 이 때 HSU의 체적 효율과 기계 효율은 그림 3.2.3의 HSU 특성 시험 결과를 사용하였다. HSU의 체적 효율(volumetric efficiency)과 기계 효율(mechanical efficiency)은 HSU의 스트로크(사판각), HSU 내부 압력, 입력 속도에 따라 변화한다.

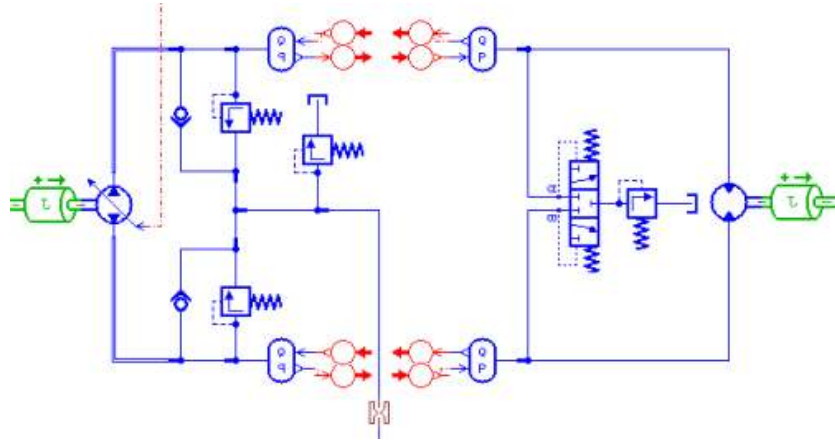
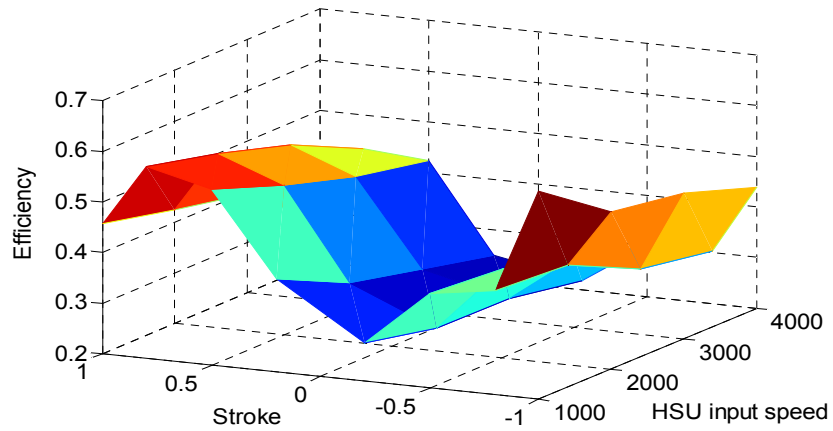
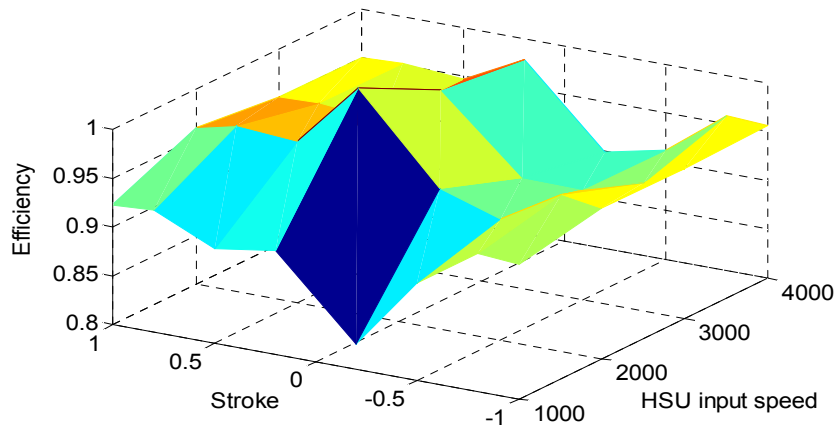


그림 3.2.2 AMESim model of HSU



<Mechanical efficiency>



<Volumetric efficiency>

그림 3.2.3 HSU 체적 효율과 기계 효율 (내부 압력=400bar)

HSU 내부 압력은 HSU의 모터, 펌프의 토크를 통해서 구할 수 있고, HSU 스트로크는 TCU(transmission control unit)을 통해 제어된다. HSU 입력 속도는 HSU 펌프 속도이며, 엔진 축과 기어를 통해 연결되기 때문에 엔진 속도에 종속된다. 연구대상 CVT는 HSU의



모터에서 펌프로 동력이 전달될 때 동력순환 현상이 발생하며, 펌프에서 모터로 동력이 전달될 때는 동력분기 현상이 나타난다[4]. 그림 3.2.4는 HSU 스트로크와 부변속에 따라 발생하는 동력순환 및 동력분기 현상을 나타낸다. 그림 3.2.4의 x축 speed ratio는 속도비를 뜻하며, 다음과 같이 정의된다.

$$Speedratio = \frac{\omega_{wh}}{\omega_e} \quad (3.2.5)$$

여기서 하첨자 wh, e는 각각 트랙터 휠, 엔진을 나타낸다.

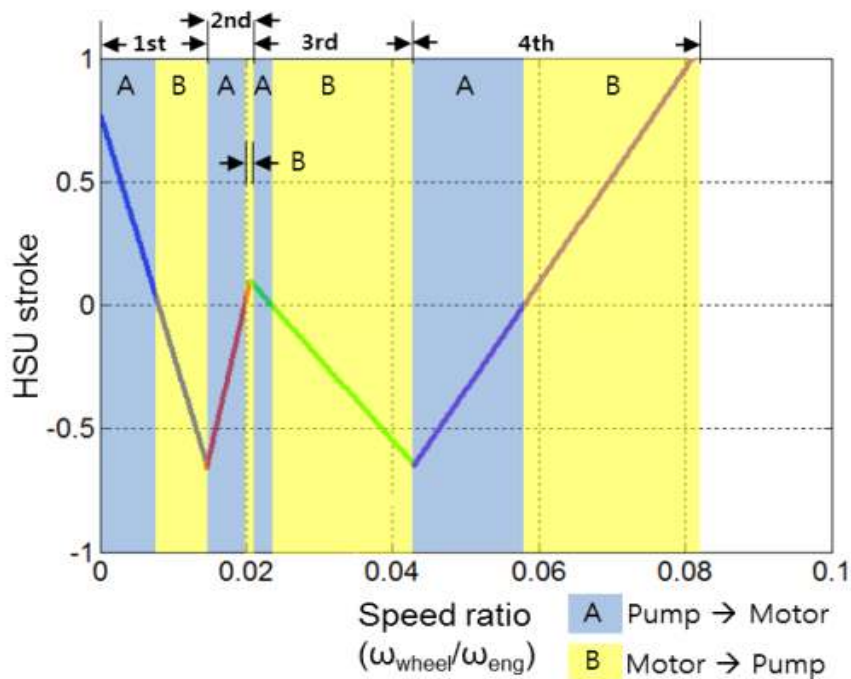


그림 3.2.4 speed ratio와 HSU 스트로크에 따른 HSU 내의 동력의 방향

- 복합유성기어

CVT의 복합유성기어는 HSU만 사용할 경우 제한된 변속비를 확장시키는 역할을 한다. Fig 3.6은 연구대상 CVT에 사용되는 복합유성기어로서 두 개의 SPPG(single pinion planetary gear)가 pinion 기어를 공유하는 방식이다. 이 복합유성기어는 4개의 축을 가지며, sun 기어1은 엔진, ring 기어는 HSU 모터, carrier와 sun 기어2는 각각 부변속부의 1/3단 기어축(output1), 2/4단 기어축(output2)에 연결된다.

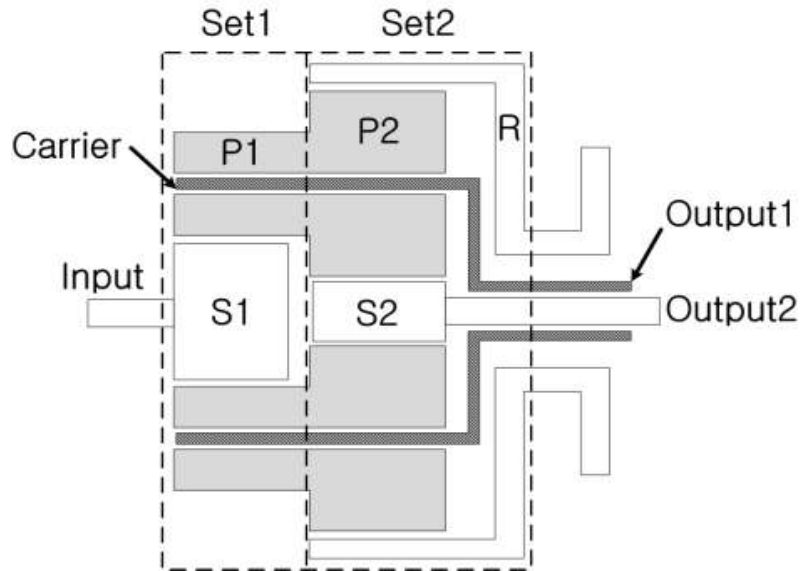


그림 3.2.5 연구대상 CVT의 복합유성기어

본 연구에서는 레버해석을 통해 복합유성기어의 속도 및 토크를 분석하였다. SPPG방식 복합유성기어의 레버는 sun 기어, carrier, ring기어의 기어 치수와 2개의 요소 연결을 1개의 출력 속도 및 토크를 계산한다. 하지만 본 과제에서 사용된 복합유성기어는 ring기어1이 제외되고 pinion기어와 carrier가 공유되는 형태로 2개 출력축의 속도 및 토크 계산이 필요하다. 그림 3.2.6은 복합유성기어의 레버를 합성하는 과정을 보여준다.

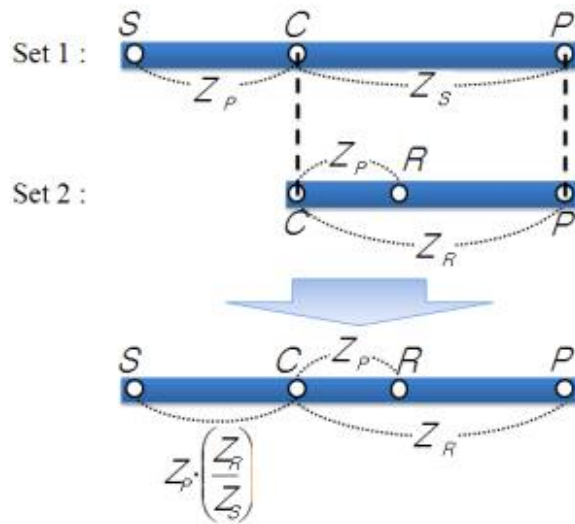


그림 3.2.6 Pinion 기어를 고려한 복합유성기어의 레버

그림 3.2.6의 레버를 이용하여 복합유성기어의 속도 및 토크 관계식이 도출된다. 이 때 유성기어 각 요소의 관성과 전달 효율은 무시하였다.

$$\omega_C = \frac{1}{Z_{P1}Z_R + Z_{P2}Z_{S1}}(Z_{P2}Z_{S1}\omega_e - Z_{P1}Z_R\omega_m) \quad (3.2.6)$$

$$\omega_{S2} = \frac{1}{Z_{S1}Z_{S2}Z_{P2} + Z_{S2}Z_{P1}Z_R}((Z_{S1}Z_{S2}Z_{P2} + Z_{S1}Z_{P2}Z_R)\omega_e + (Z_{S1}Z_{P2}Z_R - Z_{S2}Z_{P1}Z_R)\omega_m) \quad (3.2.7)$$

$$T_C = \left(\frac{Z_{P1}Z_R}{Z_{P2}Z_{S1}} + 1\right)(T_e - T_p) \quad (3.2.8)$$

$$T_{S2} = \left(\frac{Z_{S2}Z_{P1}Z_R - Z_{S1}Z_{P2}Z_R}{Z_{S2}Z_{P1}Z_R + Z_{S1}Z_{P2}Z_R} + 1\right)(T_e - T_p) \quad (3.2.9)$$

여기서 하첨자 S, C, R, P는 각각 sun기어, carrier, ring기어, pinion기어를 나타낸다.

#### - 부변속부

현재 상용화된 대다수의 트랙터는 다양한 작업조건에서 적합한 변속비를 선택하기 위해 15~30단의 변속단수를 가진다. 설계상의 문제와 가격, 조작의 편의성 등을 이유로 기존 4~6단 변속기의 출력단에 부변속부를 추가하여 단수를 확장한다. CVT의 경우 무단변속기능이 있어 여러 작업조건에도 유연하게 대처할 수 있지만 변속범위가 좁다는 단점이 있다. 이러한 단점을 해결하기 위해 부변속부를 이용하여 변속범위를 확장시킨다.

이 연구에서 사용된 부변속부는 파워시프트 방식의 변속기로 유성기어에서 출력된 두 개의 출력부를 4개의 클러치를 이용하여 동력을 전달한다. 복합유성기어의 carrier에서 나온 출력축1은 1/3단 클러치와 연결되어 있으며 sun 기어2에서 나온 출력축2는 2/4단 클러치에 연결되어 상향 또는 하향 변속 시 클러치의 조작을 통하여 동력 단절 없이 동력을 전달할 수 있다. 클러치의 전달 토크식은 다음과 같다.

$$T_{cl} = \mu \frac{2(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} N_{cl} (P(t) A_{pis} - F_{spring}) \quad (3.2.10)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수,  $r$ 은 반지름,  $N$ 은 마찰면 개수,  $P$ 는 압력,  $A$ 는 넓이,  $F$ 는 힘을 뜻하며, 하첨자 cl, o, i, pis, spring는 각각 클러치 outter, inner, 피스톤, 스프링을 나타낸다.

### 3.2.1.2 CVT 트랙터 성능 시뮬레이터 개발

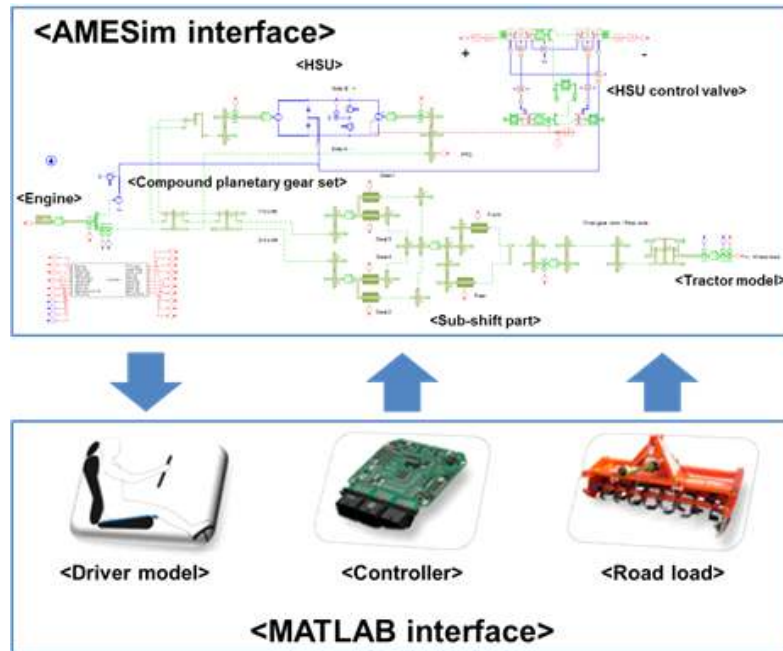


그림 3.2.7 CVT 트랙터 성능 시뮬레이터

그림 3.2.7은 AMESim과 MATLAB/Simulink의 co-simulation을 이용한 CVT장착 트랙터의 성능 시뮬레이터이다. CVT의 파워트레인은 AMESim을 이용하여 모델링하였으며, MATLAB/Simulink를 이용하여 운전자 모델, 엔진 제어기, HSU 스트로크 제어기, 부변속 제어기, 운동저항 모델 등을 모델링하였다.

### 3.2.1.3 CVT 각 기어 및 클러치 속도/토크 시뮬레이션 해석

개발된 CVT 트랙터 성능 시뮬레이터를 이용하여 CVT 각 기어 및 클러치의 속도, 토크를 고찰하였다. 연구대상 CVT의 설계 사양 검토를 위하여 엔진은 최대 정격 출력점인 2300rpm, 300Nm에서 72kW로 운전하며, 트랙터 속도 0→50km/h에 대한 응답을 고찰하였다.

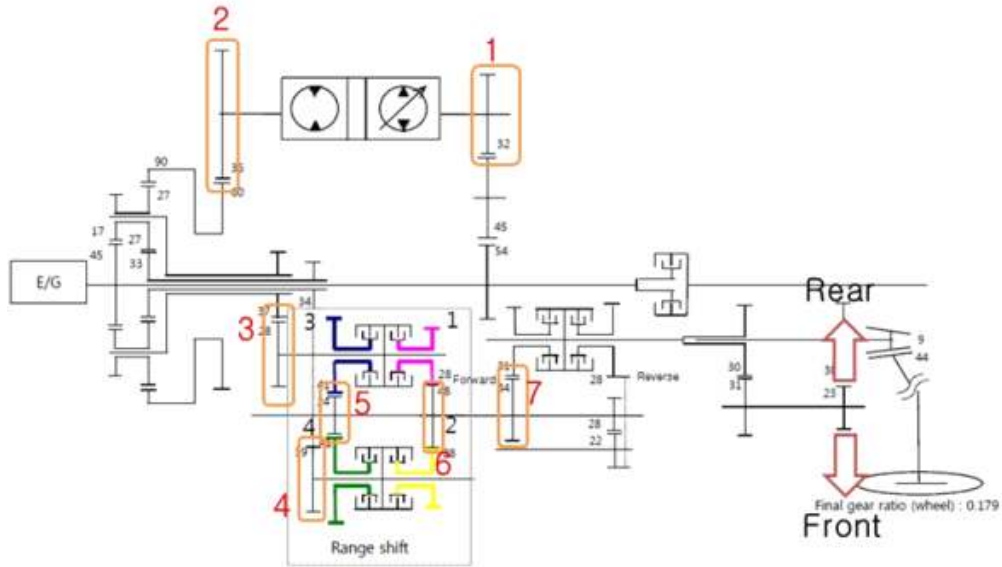


그림 3.2.8 CVT 시스템 구조도

그림 3.2.8은 대상 CVT 시스템의 구조도로 각 기어 요소들의 위치를 나타내었다. 1번은 HSU 펌프 축 기어, 2번은 HSU 모터-ring 연결 기어, 3번은 carrier-1/3단 연결 기어, 4번은 ring-2/4단 연결 기어, 5번, 6번, 7번은 각각 전진 클러치와 부변속 기어 연결 기어이다.

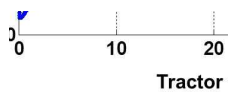


그림 3.2.9 1번 부분(HSU 펌프 축)

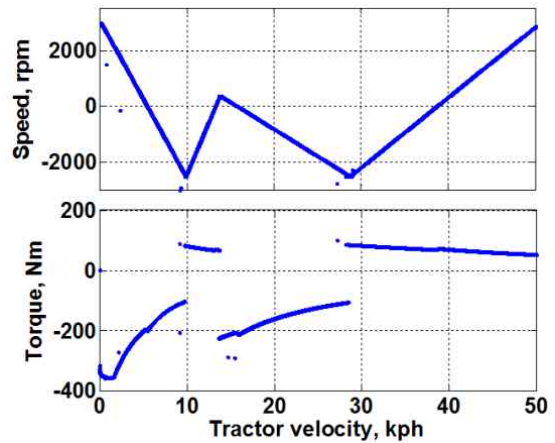


그림 3.2.10 2번 부분(HSU 모터 축)

그림 3.2.9는 1번 부분(HSU 펌프 축) 시뮬레이션 결과이다. 트랙터의 경우 승용차량과 달리 작업 시 엔진의 속도가 일정하게 유지된다. 따라서 엔진축과 직결된 1번 부분(HSU 펌프 축)은 일정한 속도를 유지한다. 앞서 복합유성기어 모델에서 부변속단이 변화함에 따라 토크의 크기와 방향이 변화함을 확인하였다. 시뮬레이션 결과에서도 부변속단이 변화함에 따라 HSU 펌프로 전달되는 토크의 크기와 방향이 순간적으로 변화하는 것을 확인할 수 있다.

그림 3.2.10은 2번 부분(HSU 모터 축) 시뮬레이션 결과이다. HSU 모터 속도는 HSU 펌프 속도, HSU 스트로크에 따라 결정되며, 엔진 속도가 고정되었기 때문에 HSU 스트로크 변화에 비례하여 나타나게 된다. 또한 레버해석 결과에서 확인하였듯이 부변속단에 따라 토크의 방향이 변화한다.

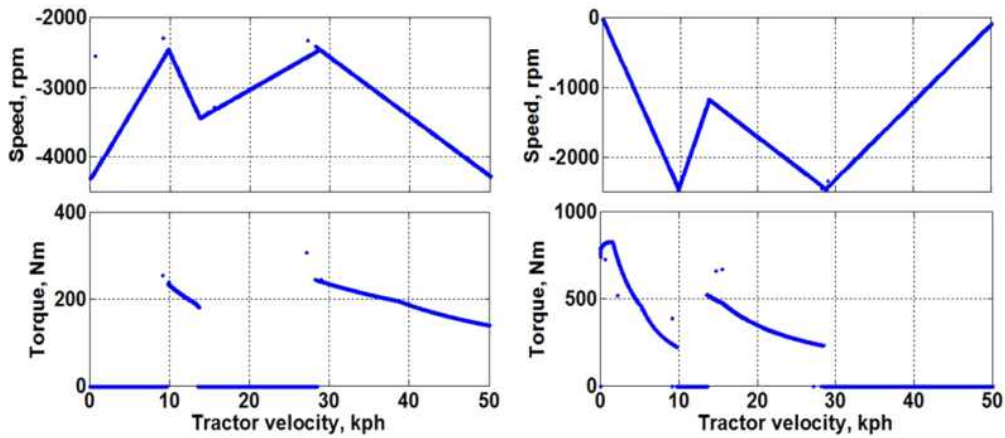


그림 3.2.11 3번(carrier-1/3단), 4번(sun기어-2/4단)

그림 3.2.11은 3번(carrier-1/3단), 4번(sun기어-2/4단) 부분 시뮬레이션 결과이다. 각각 carrier-1/3단, sun 기어-2/4단 연결 기어의 속도와 토크를 나타낸다. 3번 부분의 속도는 HSU 스트로크에 비례하며, 4번 부분의 속도는 HSU 스트로크에 반비례한다. 부변속 1/3단이 체결되었을 경우 carrier-1/3단을 통해 토크가 전달되며, sun 기어-2/4단으로 토크가 전달되지 않는다. 반대로 부변속 2/4단이 체결되었을 경우 sun 기어-2/4단으로 토크가 전달되며, carrier-1/3단으로는 토크가 전달되지 않는다.

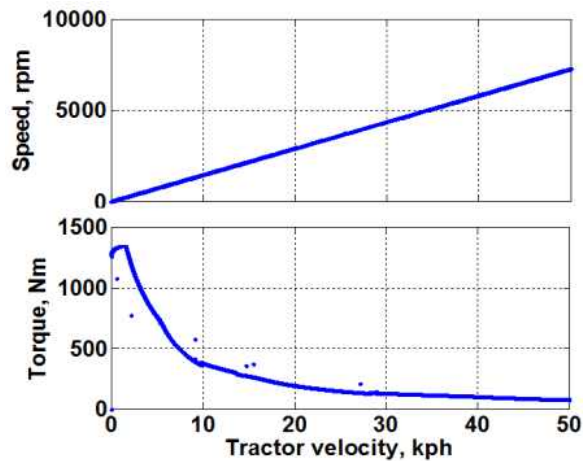


그림 3.2.12 5, 6, 7번 부변속 축

그림 3.2.12는 5, 6, 7번 기어 연결 축(부변속 축) 시뮬레이션 결과이다. 엔진의 속도는 일정하게 유지되지만, HSU 스트로크와 부변속단의 변화에 따라 속도가 일정하게 상승하는 것을 확인할 수 있다. 앞에서 각 부변속단에 따라라 클러치 토크는 불연속적이지만, 5, 6, 7번 기어 연결축에서 출력 토크는 연속적으로 변하는 것을 알 수 있다.

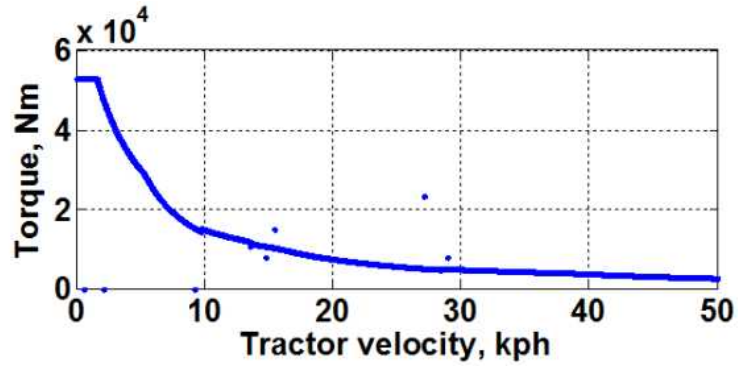


그림 3.2.13 엔진 정격 출력(70kW) 시 휠 토크(시뮬레이션)

그림 3.2.13은 엔진 정격 출력 시 휠 토크를 나타낸다. 5, 6, 7번 기어 연결 축 시뮬레이션 결과에서 볼 수 있듯이 트랙터 속도가 증가함에 따라 휠 토크는 반비례하여 감소한다.

그림 3.2.14 엔진 정격 출력(70kW) 시 휠 토크 (실제 트랙터)

그림 3.2.14는 주관기관에서 제공한 엔진 정격 출력 시 휠 토크 해석결과로서, 그림 3.14의 시뮬레이션 결과와 유사한 값을 보인다. 이를 통해 이 연구에서 개발한 CVT 트랙터 성능 시뮬레이터(동적 해석 시뮬레이션)가 실제 트랙터 출력 성능을 만족함을 확인하였다.

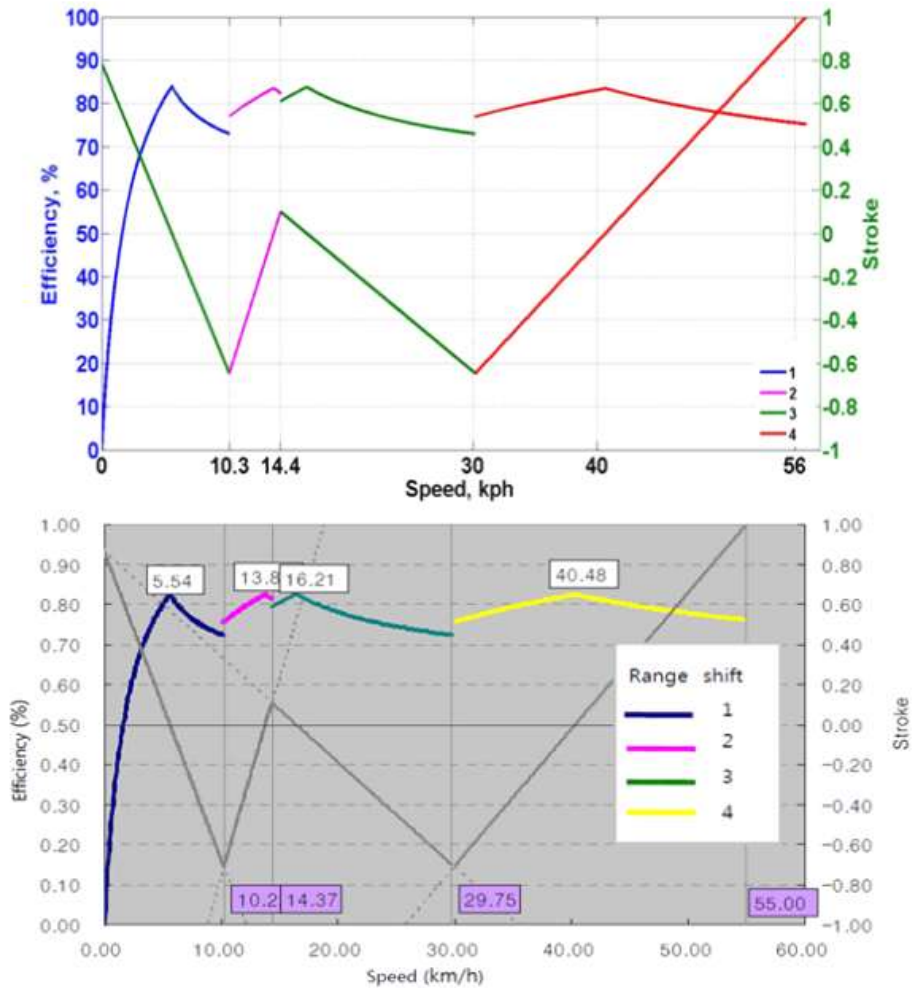


그림 3.2.15 시뮬레이터와 실제의 CVT 트랙터 동력 전달 효율

그림 3.2.15는 CVT 트랙터 성능 시뮬레이터의 동력 전달 효율 및 주관기관 제공 CVT 동력 전달 효율이다. CVT 트랙터 성능 시뮬레이터에서의 효율은 주관기관에서 제공한 설계 효율과 유사한 값을 보인다. CVT 전달 효율은 HSU 스트로크가 0이 되는 지점에서 가장 높으며, 각 변속단에서 HSU 스트로크의 변화에 따라 효율이 변화한다.

### 3.2.2 연구대상 CVT 유압제어 시스템 상세 모델링

#### 3.2.2.1 연구대상 CVT 유압제어 시스템 구조

연구대상 CVT 트랙터는 PST의 일종으로 엔진의 동력이 파워 시프트 클러치, 복합유성기어 등으로 이루어진 기계식 경로와 HSU로 이루어진 유압식 경로를 통해서 전달된다. 따라서 연구대상 트랙터의 유압제어 시스템은 (1) 동력전달, (2) 부변속단 변속, (3) 윤활 및 냉각에 필요한 유압과 유량을 공급한다.



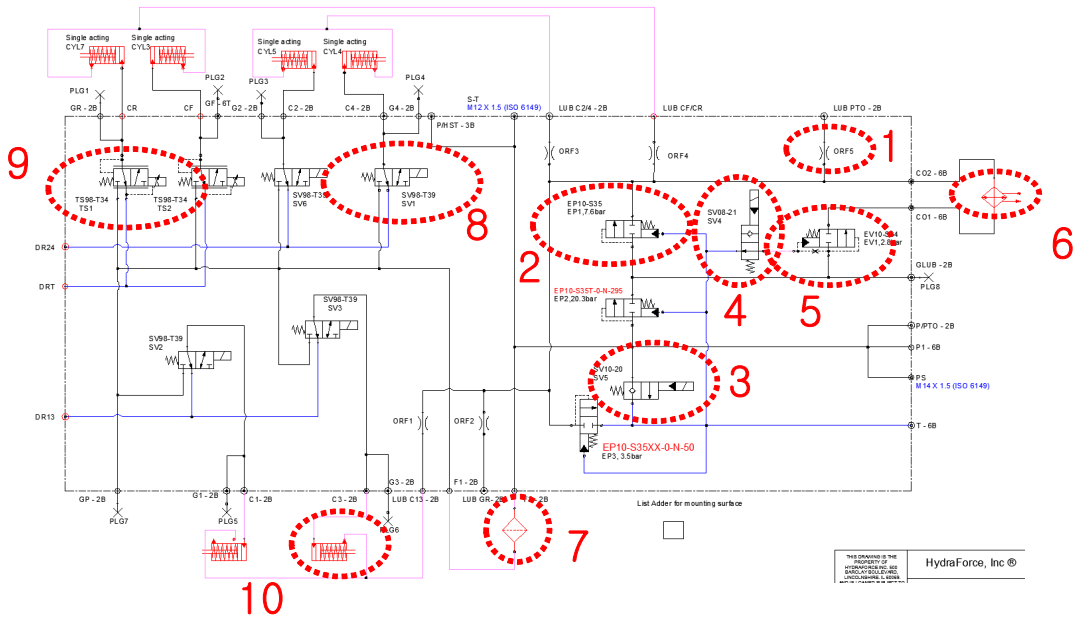


그림 3.2.16 연구대상 CVT 트랙터의 밸브바디 구조

그림 3.2.16은 연구대상 CVT 트랙터의 밸브바디 구조이다. 부변속 및 전/후진 클러치에 윤활유를 공급하는 오리피스, 밸브바디 내에 일정한 압력 유지를 위한 압력 제어 밸브, 순환하는 오일의 불순물을 제거하는 필터와 오일의 온도를 유지하기 위한 쿨러, 클러치 제어 밸브 및 클러치 실린더 등으로 이루어져있다.

유압 펌프의 선정을 위하여 밸브바디 내의 필요 유량은 밸브 바디 입력 압력, 즉 라인 압력이 20bar를 유지한다는 가정하에 밸브 바디에 필요한 유량을 시뮬레이션을 통해 계산하였다. 모델링 과정은 그림 3.2.16의 번호 순서대로 진행하였다. 이 때 유압 제어 시스템 모델링은 SimulationX 프로그램을 사용하였다.

### 3.2.2.2 유압제어 시스템 모델링

- 유압 제어 시스템 요소부품 모델링

유압 제어 시스템 모델링 대상은 크게 윤활 시스템, 밸브, 클러치 피스톤, 그리고 HSU로 이루어져 있다.

윤활 시스템은 밸브 바디 내의 오리피스를 통해 변속기 내에 일정한 윤활유를 공급한다. 윤활유는 변속기 부품의 냉각 및 클러치와 기어 사이의 윤활 역할을 하며 윤활유의 공급이 제대로 이루어지지 않을 경우 변속기의 성능이 떨어질 수 있으며 설계된 변속기 수명을 만족하지 못할 수 있다. 윤활유 공급을 안정적으로 하기 위해서는 오리피스에 일정한 필요 압력이 형성되어야 한다.

클러치 제어 밸브를 제외하고 밸브 바디 내의 압력 제어를 위한 목적으로 총 5개의 밸브가 사용된다. 유압 펌프를 통해 입력된 유량을 이용하여 각 밸브바디 내에 필요한 압력을 밸브를 통해 조정한다. 각 밸브의 검증은 제조사에서 제공한 압력-유량 특성을 이용하여 검증하였다.

클러치 피스톤은 질량, 스프링 등으로 이루어져있다. 클러치 압력을 제어하는 on/off 압력 제어 밸브와 비례 압력 제어 밸브에서 토출되는 유량은 피스톤으로 전달되어 피스톤 내부의 압력을 형성한다. 피스톤에서 형성된 압력은 부변속 및 전/후진 클러치를 접합시키는 힘이 된다. 피스톤으로 유량이 흐르게 되면 피스톤 내부에서는 압력 상승이 일어나며, 밸브 바디의 라인 압력은 토출 유량에 의해 순간적인 압력 하강이 발생한다.

연구대상 CVT 트랙터는 CVT기능을 위해 HSU를 사용한다. HSU에서 전달되는 동력의 크기는 유압 시스템의 유량 및 압력에 따라 정해진다. 이 때 HSU로 전달되는 공급유량을 구하기 위하여 HSU 펌프 속도, HSU 스트로크, HSU 내부 압력에 따른 공급 유량을 측정하여 모델링하였다.

- 모델링 검증

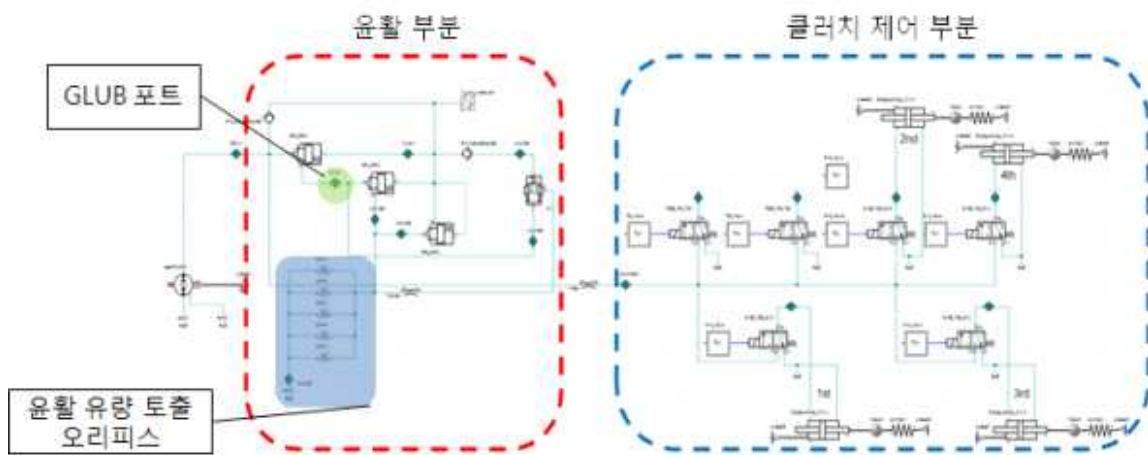


그림 3.2.17 연구 대상 시스템의 전체 밸브바디 모델

그림 3.2.17은 운행 오리피스, 밸브 및 기타 구성요소들을 모두 연결한 전체 밸브바디 모델이다. 시스템에 필요한 필요유량은 운행 유량, 클러치 제어 유량 및 HSU 유량의 합으로 구할 수 있다. 개발된 밸브바디 모델을 이용하여 각 필요 유량을 구할 수 있다. 먼저 밸브바디 모델의 검증을 위하여 측정 가능한 GLUB포트의 압력을 비교하였다. GLUB포트의 압력은 EP, SV5, EV, SV4 밸브를 거쳐 운행 유량을 토출하는 오리피스의 입력 압력으로, 밸브 모델을 사용한 시뮬레이션 압력과 측정된 압력을 비교하여 밸브바디 모델을 검증할 수 있다. 이 때 오일펌프 회전속도 1000rpm의 조건에서 시뮬레이션과 테스트 벤치에서의 GLUB포트 압력을 비교한 결과, GLUB 포트의 정상상태 압력은 실험결과와 약 0.08bar의 압력차가 존재하였다. 오차율은 2% 미만으로 오차의 원인은 실제 밸브바디 내의 필터, 쿨러 등에서 생기는 저항과 오일 온도에 따른 특성 변화 때문이다.

### 3.2.3 CVT 시스템 동력특성 해석

연구대상 CVT 트랙터는 HMT에 의해 주행 및 작업상황에서 원하는 변속비를 연속적으로 구현한다. 엔진의 동력은 기계식 경로와 유압식 경로를 통해 트랙터로 전달되며, 유압식 경로만 사용하는 HST에 비해 동력 전달 효율이 상대적으로 높다. 하지만 HMT의 구조적 특성과 변속비에 따라 CVT에서 발생하는 손실이 달라지기 때문에 동력 전달 효율을 높이기 위해서는 HMT 효율이 높은 영역에서 운전이 이루어져야 하며, 이를 위해서는 CVT의 동력특성 해석이 필요하다.

CVT의 동력특성 해석을 위하여 정상상태 동력특성 해석 방법인 네트워크 해석을 수행하였다[5, 6]. 네트워크 해석을 위해 대상 CVT의 네트워크 모델을 구하였다.

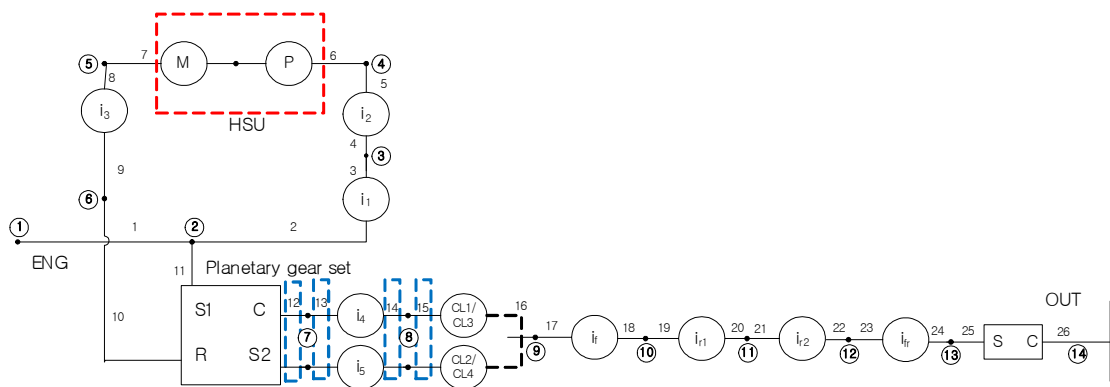


그림 3.2.18 연구대상 CVT의 네트워크 모델

그림 3.2.18은 연구대상 CVT의 네트워크 모델을 도시한 것이다. 동력 전달계는 일반적으로 동력 전달요소(power transmission element, TM요소)와 축으로 구성되어있다. TM 요소는 축을 통해 연결되며, 각 요소의 전, 후를 노드로 표현할 수 있다. 각 노드는 토크 노드와 속도 노드로 나뉘며, 노드간의 관계식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\vec{M}_T \cdot \vec{T} = \vec{\beta}_T \quad (3.2.11)$$

$$\vec{M}_w \cdot \vec{w} = \vec{\beta}_w \quad (3.2.12)$$

여기서  $M$ 은 관계 행렬,  $\beta$ 는 boundary vector, 즉 엔진에서 출력되는 토크와 속도벡터이다.

### 3.2.3.1 네트워크 해석

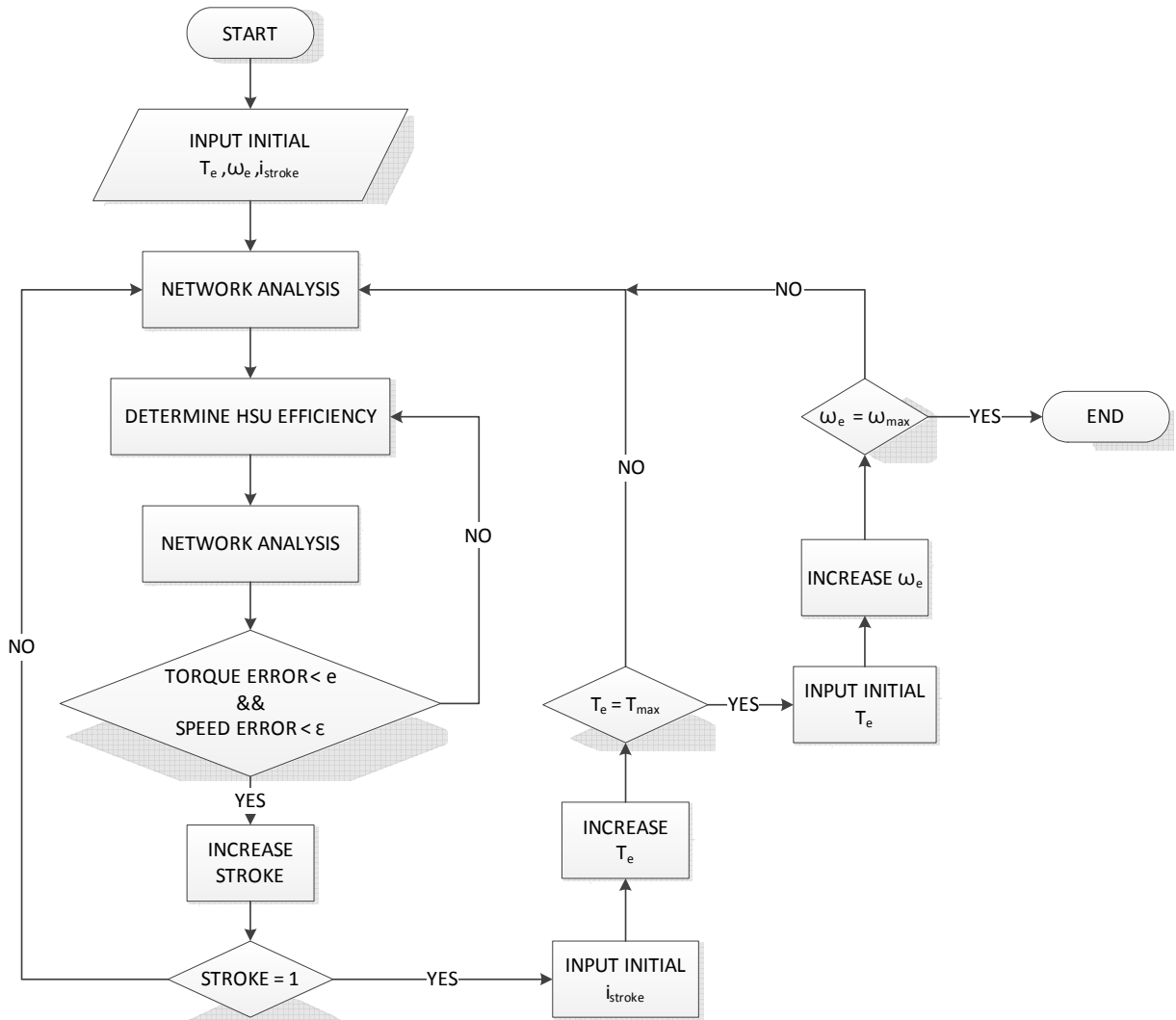


그림 3.2.19 네트워크 해석 순서도

그림 3.2.19는 네트워크 해석 순서도이다. 가장 먼저 시스템의 입력 속도와 토크, 즉 엔진 속도와 토크를 선정 후 초기 HSU 스트로크( $i_{stroke}$ )를 설정한다. 초기 조건에 HSU 효율을 100%로 가정한 후 네트워크 해석을 수행한다. 이 때 네트워크 해석을 통해 구해진 HSU 펌프 속도, 토크값을 이용하여 HSU의 효율을 구한 후 네트워크 모델에 적용하여 다시 네트워크 해석을 수행한다. 전 단계에서 구한 HSU 펌프 속도, 토크값과 현 단계에서 구한 HSU 펌프 속도, 토크값의 차이가 일정범위 안으로 수렴할 때 까지 위의 과정을 반복한다. 오차 범위가 일정범위 안으로 수렴했을 경우 네트워크 해석을 종료한 후 엔진 속도, 토크, HSU 스트로크에 따라 해석과정을 반복한다.

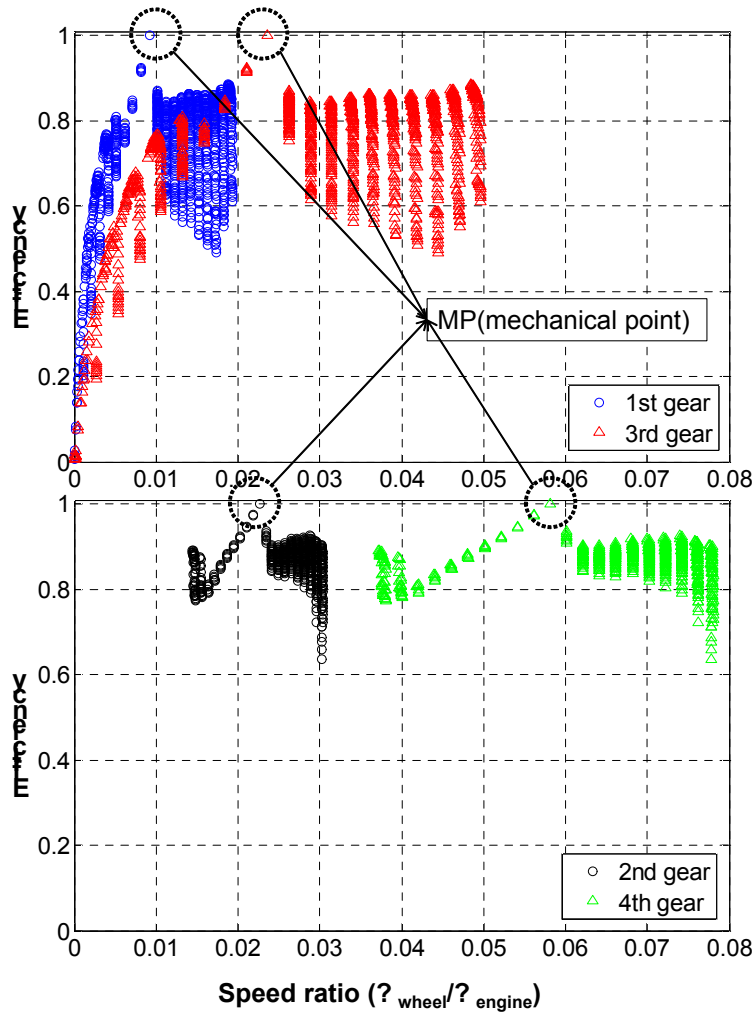


그림 3.2.20 속도비에 따른 각 부변속단에서의 효율

그림 3.2.20은 네트워크 해석의 결과로 구한 속도비에 따른 각 부변속단의 효율을 도시한 것이다. 엔진의 속도, 토크의 변화가 모두 고려되었기 때문에 각 부변속 단과 속도비에서 엔진의 운전점 변화에 따른 CVT 효율 변화를 확인할 수 있다. HSU에서 발생하는 동력 손실만을 고려하였기 때문에 MP(mechanical point), 즉 모든 동력이 기계식 경로만을 통해 전달되는 속도비에서 효율이 100%로 나타난다. 1/3단의 효율 차이가 2/4단의 효율 차이보다 상대적으로 더 좁은 것을 볼 수 있다. 또한 1/3단의 효율이 2/4단의 효율보다 상대적으로 더 낮은 효율을 보인다. 이는 2/4단에서 상대적으로 효율이 높은 기계식 경로로 전달되는 동력이 더 크기 때문이다. 2/4단의 경우 낮은 속도비(speed ratio=0.015~0.02, 0.037~0.06)에서 효율이 감소하다 상승하는 것을 확인할 수 있다. 이는 HSU 스트로크가 -1에 근접한 영역으로 그림 3.4에서 알 수 있듯이 이 영역에서 HSU의 mechanical efficiency가 상승하기 때문이다.

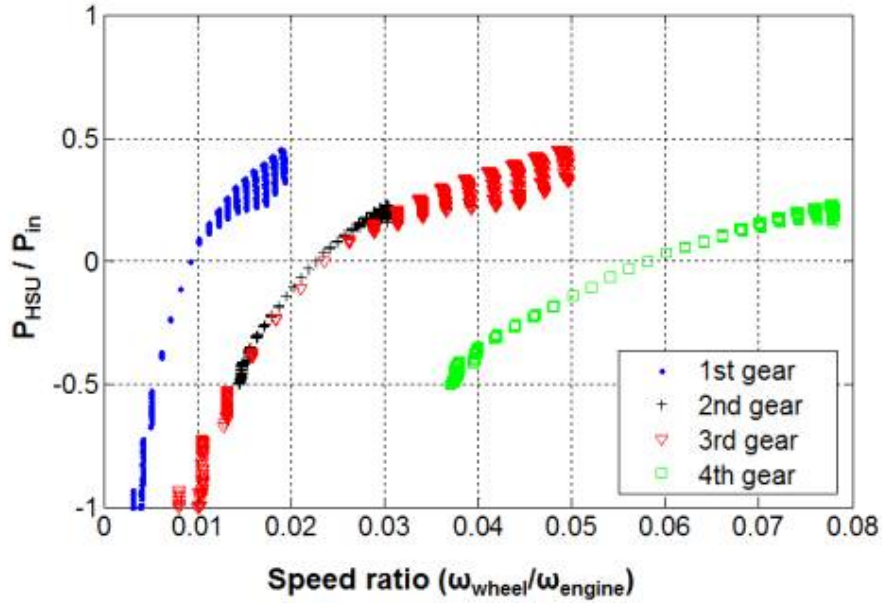


그림 3.2.21 속도비에 따른 각 부변속단에서의 유압식 경로 동력 비

그림 3.2.21은 속도비에 따른 각 부변속단에서 유압식 경로의 동력 비이다. 동력비는 유압식 경로의 입력동력에 대한 출력동력의 비로 나타내었다. 1/3단에 비해 2/4단의 유압식 경로를 통해 전달되는 동력이 상대적으로 좁은 것을 볼 수 있다. 이는 그림 3.2.20에서 1/3단이 2/4단에 비해 상대적으로 효율이 낮은 이유를 설명한다. 동력비가 -1과 +1 사이에서 동력은 유압식 경로와 기계식 경로로 분기된다. 예를 들어 동력비가 0.4이면 입력동력의 40%가 유압식경로로, 나머지 60%가 기계식경로로 분기된다. 동력비가 0일 때, 즉 유압식 경로로 전달되는 동력이 0일 때 모든 동력은 기계식 경로로 전달되며 이 때 효율은 100%, 즉 MP가 된다. 동력비가 ‘-’이면 입력동력이 유압식경로를 거꾸로, 즉 모터에서 펌프로 동력이 순환하는 것을 뜻한다. 동력순환이 발생하면 동력이 효율이 상대적으로 낮은 유압식 경로를 지나가기 때문에 시스템 효율이 감소한다.

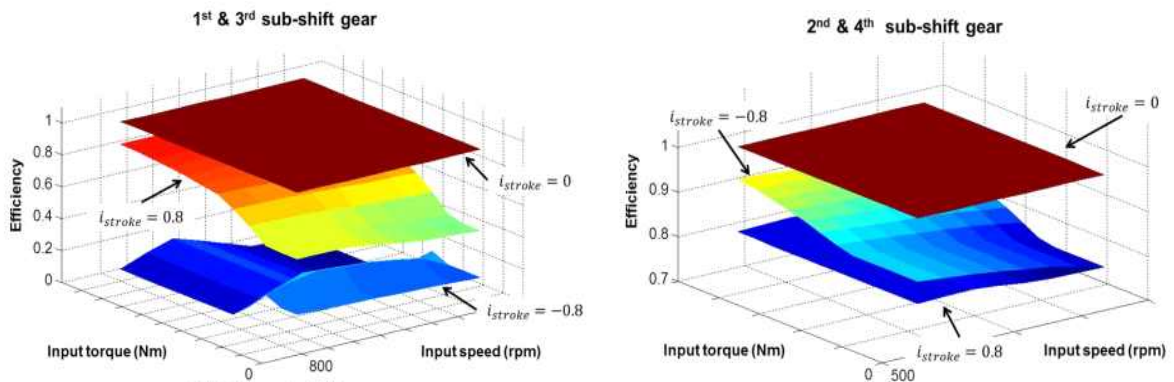


그림 3.2.22 각 부변속 단에서 CVT 효율

그림 3.2.22는 각 부변속 단에서 입력 속도, 토크, HSU 스트로크에 따른 CVT 효율을 나타낸 것이다. 1/3단의 효율과 2/4단의 효율은 각각 입력 속도, 토크, HSU 스트로크가 같은 경우 동일하다. 각각의 면은 동일한 HSU 스트로크의 경우이며, 각각 HSU 스트로크=-0.8, 0, 0.8일 때의 결과이다.

### 3.2.3.2 엔진 효율

연구대상 CVT 트랙터의 엔진 효율은 그림 3.2.2의 엔진 BSFC(brake specific fuel consumption)값을 사용하였다. BSFC값을 이용해 엔진의 효율을 다음과 같이 계산된다.

$$\eta_e = \frac{1}{BSFC \times fuel\ efficiency} \quad (3.2.13)$$

여기서 fuel efficiency는 디젤 엔진이므로 0.01195kWh/g으로 가정하였다. 엔진의 효율과 그림 3.2.22의 CVT 효율을 이용하여 엔진 속도, 엔진 토크, 속도비에 따라 연구대상 CVT 트랙터의 전체 효율을 구할 수 있다.

### 3.2.3.3 엔진-CVT 효율

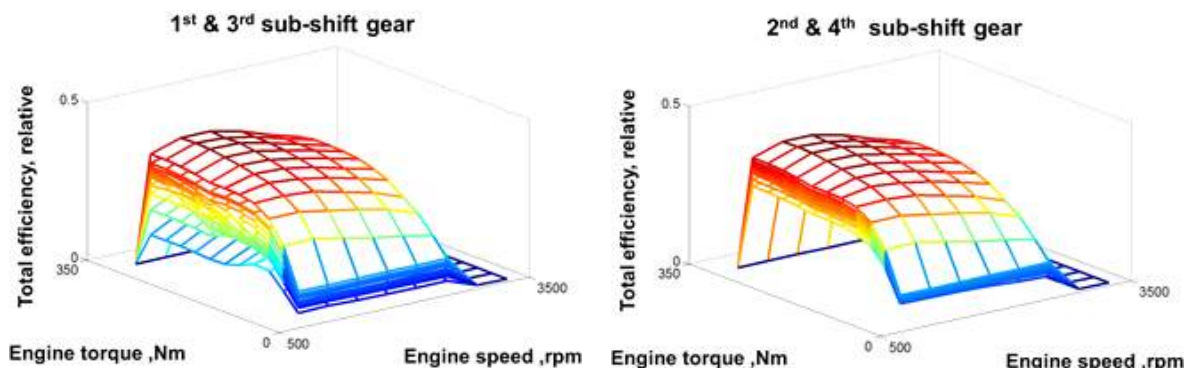


그림 3.2.23 엔진-CVT 효율

그림 3.2.23은 엔진 효율과 CVT 효율을 이용해 도출된 엔진-CVT 효율이다. 각 면은 HSU 스트로크값이 동일했을 때 엔진 속도, 토크에 따른 효율 변화를 도시한다. 엔진 효율은 엔진-CVT 효율에 지배적인 영향을 끼친다. 하지만 같은 엔진 속도, 토크일 경우 엔진-CVT 효율은 HSU 스트로크=0이 되는 mechanical point에서 가장 높다.

### 3.2.4 엔진-CVT 통합 제어 알고리즘 개발 및 시뮬레이터를 이용한 성능평가

#### 3.2.4.1 부변속

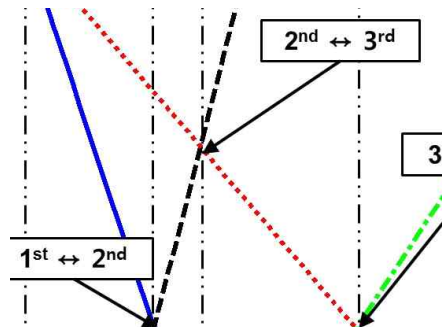


그림 3.2.24 속도비에 따른 부변속

그림 3.2.24는 속도비에 따른 부변속을 도시한 것이다. 엔진 시동 시 부변속은 1단으로 체결되며 HSU 스트로크=0.87이 되어 속도비는 0을 구현한다. 속도비가 0이기 때문에 엔진 속도와 관계없이 트랙터 속도는 0이 된다. 1단에서 HSU 스트로크가 음의 방향으로 증가함에 따라 속도비는 증가하여, 속도비=0.0171에서 1단(실선)과 2단(파선)이 교차한다. 이 때 1단 출력축 속도와 2단 출력축 속도가 동일하기 때문에 별도의 클러치 슬립 제어 없이도 부변속이 가능하다. 1단에서 3단 혹은 4단으로 변속하는 skip shift는 출력축 속도가 동기화되지 않기 때문에 불가능하다.

#### 3.2.4.2 엔진 속도 고정 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘

베일러 작업, 로타리 작업 등의 경우 PTO 클러치를 통해 작업기에 동력을 전달하며, 이 때 엔진 속도는 일정하게 유지되어야 한다. 엔진 속도가 고정되기 때문에 트랙터 속도는 CVT 속도비에 종속된다.

엔진은 작업 시 PTO축과 변속기에서 부하를 받게 되며, 엔진 토크가 일정할 경우 변속기의 부하 혹은 PTO의 부하가 상승하면 엔진 속도가 감소하게 된다.

실제 트랙터 작업 상황에서 주행 토크 및 작업 토크는 일반적인 도로에서와 달리 불규칙적이며 변화가 크다. 작업 시 트랙터 엔진의 최대 토크를 넘는 부하가 작용하면 엔진 속도는 감소하게 되어 안정적인 작업 성능을 유지하기 힘들며, 엔진이 꺼지는 상황이 발생할



수 있다. 이를 방지하기 위해서 CVT의 무단변속 기능을 이용하여 엔진 속도 고정 시 엔진 속도를 유지하는 제어 알고리즘을 다음과 같이 개발하였다.

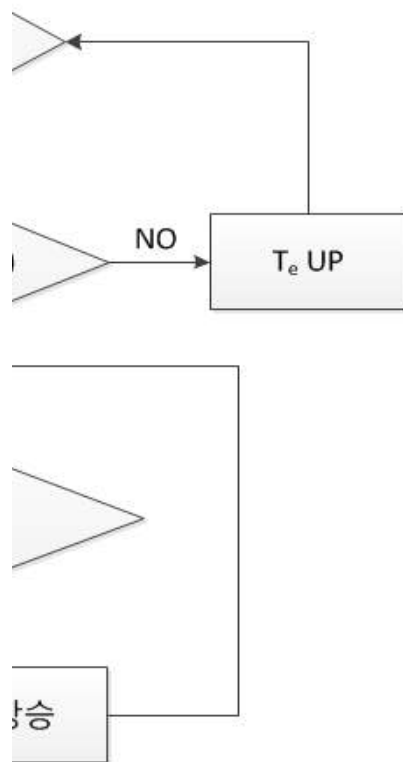


그림 3.2.25 엔진속도 고정 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘

트랙터를 이용하여 주행 및 작업을 시작하기 전에 작업자는 요구 엔진 속도를 설정한다. 트랙터의 hand throttle lever를 100%로 고정하여 엔진 속도 유지를 위해 엔진 최대 토크까지 사용가능하도록 하고, 변속비 제어 결정 상수( $\alpha$ )를 결정한다. 변속비 제어 결정 상수는 변속기와 PTO의 부하 토크가 엔진 토크보다 커져서 엔진 속도가 감소할 때 변속기 제어 개입 시점을 결정한다. 변속비 제어 결정 상수가 1에 가까울수록 요구 엔진 속도에 가깝게 제어되지만 트랙터 속도의 변화 폭이 크며, 0에 가까울수록 엔진 속도 변화는 크지만 트랙터 속도의 변화폭은 상대적으로 작다.

CVT 성능 시뮬레이터를 이용하여 제어 알고리즘을 검증하였다. 이 때 트랙터와 PTO에서 전달되는 부하량은 실험 데이터를 이용하였다.

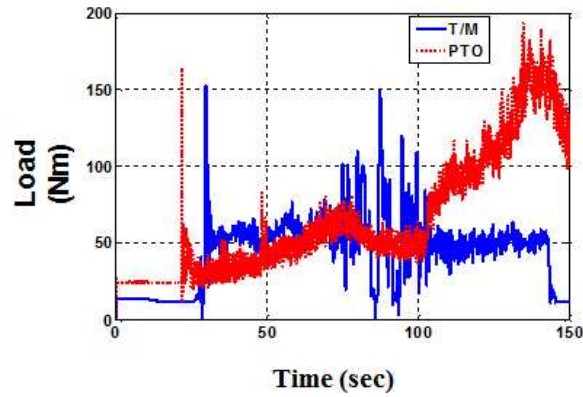


그림 3.2.26 베일러 작업 시 부하 데이터

그림 3.37은 베일러 작업 시 변속기 부하토크와 PTO 부하토크의 데이터이다. 베일러 작업 부하 실험은 90마력급의 수동변속기를 장착한 트랙터를 사용하였다.

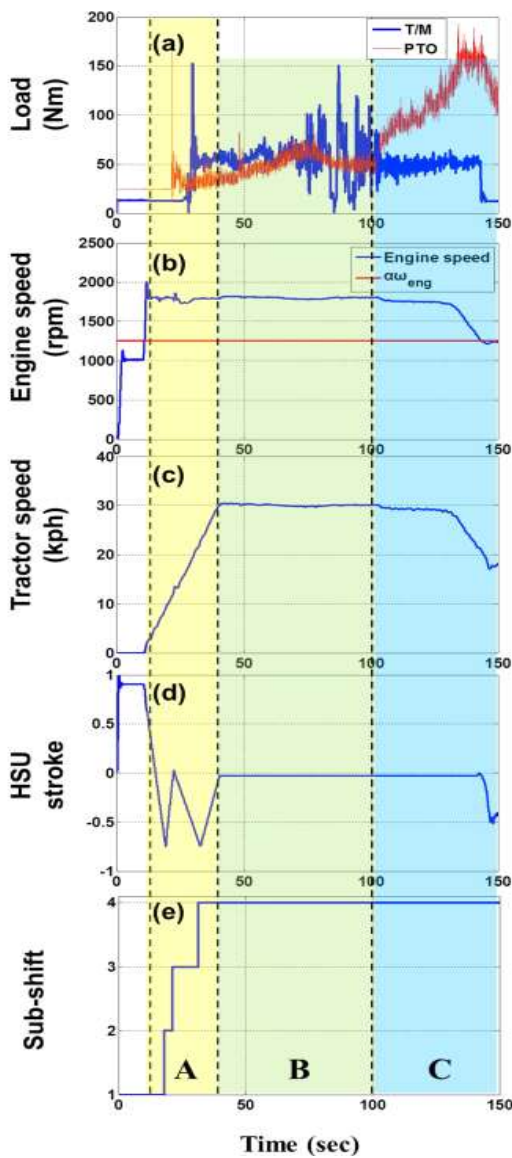


그림 3.2.27 베일러 작업 시뮬레이션:  $\alpha=70\%$

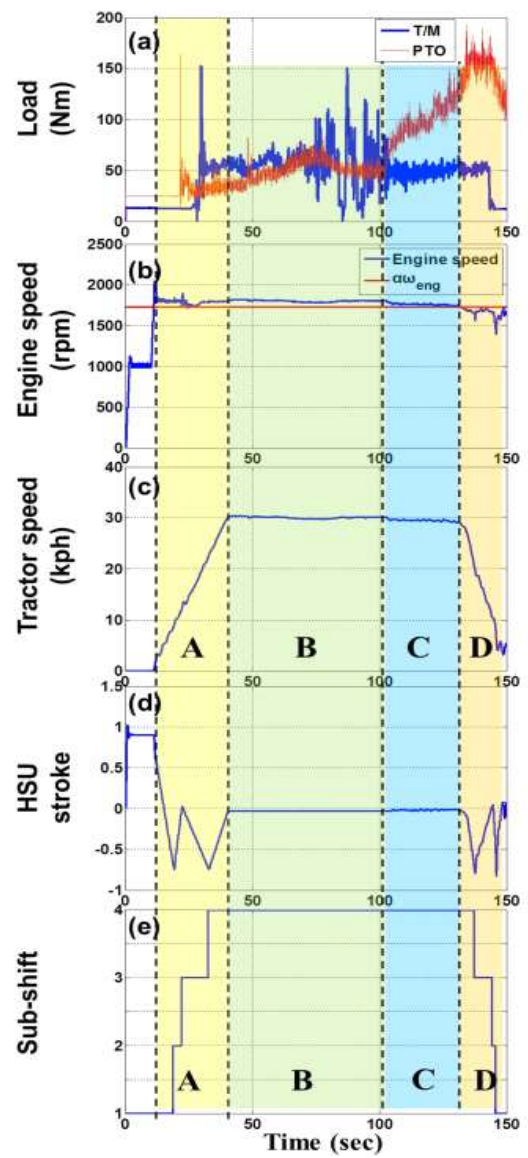


그림 3.2.28 베일러 작업 시뮬레이션:  $\alpha=90\%$

그림 3.2.27은 CVT 성능 시뮬레이터와 베일러 작업 부하데이터를 이용한 시뮬레이션 결과이다. 변속비 제어 결정 상수( $\alpha$ )는 0.7이며, 요구 엔진 속도는 1800rpm이다. 따라서 최소 엔진 속도는  $1800\text{rpm} \times 0.7 = 1260\text{rpm}$ 으로 결정된다. A영역에서 트랙터 속도는 0~30km/h까지 증가한다. 이 때 HSU 스트로크는 트랙터 속도가 변화함에 따라 변화하며, 부변속단은 상향변속한다. B, C영역에서 베일러 작업을 수행한다. B영역에서 엔진 속도, 트랙터 속도, HSU 스트로크 등이 일정하게 유지된다. 이는 작업 상황에서 전체 부하 크기가 엔진의 최대 토크보다 작기 때문이다. C영역에서 PTO 부하토크가 엔진 최대 토크보다 커지면서 엔진 속도( $\alpha$ )가 감소하기 시작한다. 엔진 속도가 1260rpm까지 감소하면 HSU 스트로크 제어가 시작되며 이 후 엔진은 PTO 부하토크가 증가함에도 최소 엔진 속도 1260rpm을 유지한다.

그림 3.2.28은 변속비 제어 결정 상수( $\alpha$ )를 0.9로 했을 때 시뮬레이션 결과이다. 요구 엔진 속도는  $\alpha=0.9$ 에서 1728rpm이 된다. B 영역에서는 엔진 속도, 트랙터 속도가 유지되며 C 영역에서 엔진 속도가 감소하기 시작한다. D영역이 되면 엔진 속도가 최소 엔진 속도에 도달하게 되어 HSU 스트로크와 부변속단이 하향변속한다. CVT의 기어비가 하향변속 되면서 엔진부하가 감소하게 되며, 이를 통해 엔진 속도는 최소 엔진 속도를 유지한다. 엔진 속도의 진동은 부변속부의 변속 시 변속 충격에 의해 발생한다.

그림 3.2.27과 같이 변속비 제어 결정 상수를 낮추면 엔진 속도의 변화가 크기 때문에 작업기의 성능이 저하되지만 변속기를 이용한 부하 보상이 최소화 되어 부하 토크가 커져도 트랙터 속도가 상대적으로 높게 유지되며 빈번한 변속 상황을 줄일 수 있는 장점이 있다. 반면에 그림 3.2.28과 같이 변속비 제어 결정 상수를 높이면 엔진 속도는 요구 엔진 속도에 근접하게 유지되지만 트랙터 속도의 변화폭은 상대적으로 더 크다. 따라서 작업자는 작업기의 종류, 작업 상황에 따라 적절한 변속비 제어 결정 상수를 결정해서 사용해야한다.

### 3.2.4.3 엔진 속도 가변 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘

쟁기작업 등과 같이 PTO를 사용하지 않는 작업 혹은 트랙터 주행 시 엔진의 속도는 유지되어야 할 필요가 없다. 따라서 엔진의 효율적인 운전을 위해서 엔진 속도를 가변하는 엔진-CVT 통합제어 적용이 가능하다. 이 연구에서는 엔진 최적 운전을 위한 2가지의 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 개발하였다.

- 엔진 OOL 제어

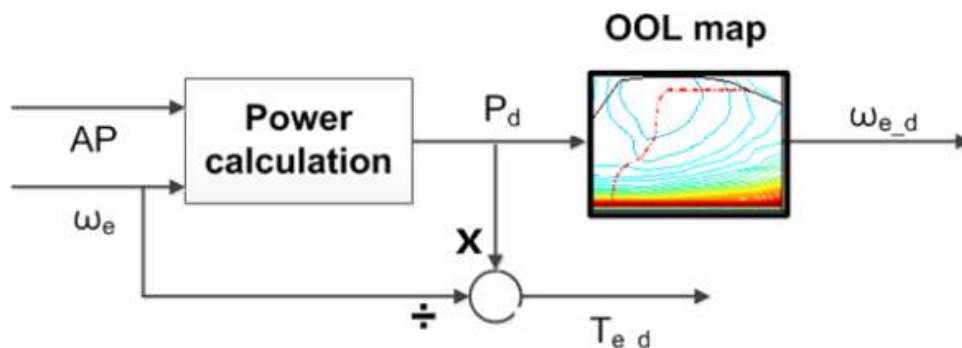


그림 3.2.29 엔진 OOL 제어 알고리즘

그림 3.2.29는 엔진 OOL 제어 알고리즘의 블록 다이어그램이다. 엔진 OOL 제어는 엔진 운전이 엔진의 열효율이 가장 좋은 영역에서 운전되도록 하는 제어 방법이다[7, 8]. 트랙터 요구 파워가 AP(acceleration pedal)과 현재 엔진 속도에 의해 결정되면, 엔진 BSFC에서 도출된 OOL 데이터에서 요구 엔진 속도가 계산된다. 요구 엔진 속도는 트랙터 속도에 대하여 CVT를 이용해 제어된다. 요구 엔진 토크는 요구 파워와 현재 엔진 속도에서 도출된다. 엔진 OOL 제어 알고리즘의 성능을 CVT 성능 시뮬레이터를 통해 검증하였다.

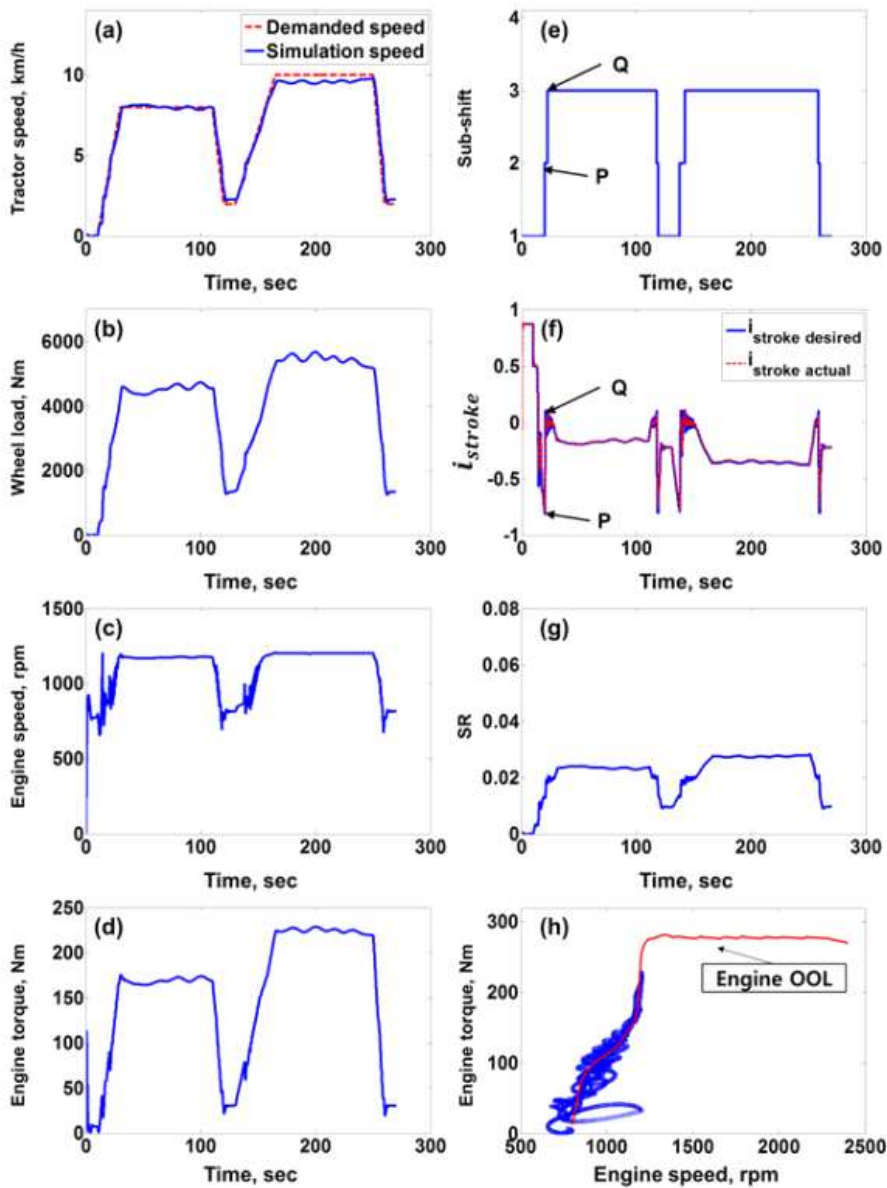


그림 3.2.30 엔진 OOL 제어 알고리즘 시뮬레이션 결과

그림 3.2.30은 엔진 OOL 제어 알고리즘의 시뮬레이션 결과이다. 시뮬레이션 시 부하크기는 주관기관에서 제공된 쟁기작업 시 부하량을 사용하였다. 트랙터 속도는 t=10 sec에서 가속하여 8km/h까지 상승 후 유지, 그 후 감속 후 다시 10km/h까지 상승 후 유지한다. 엔진 속도(c)는 부하 크기(b)에 따라 변화한다. 이는 엔진 OOL에서 요구 파워의 크기가 크면 요구 엔진 속도

가 커지기 때문이다. 엔진 운전점(h)은 엔진 OOL에서 형성되어 각 요구동력에서 엔진 연료 소모량이 최소인 영역에서 운전된다.

- 엔진-CVT 통합 OOL 제어

엔진 OOL 제어는 엔진 열효율이 가장 높은 엔진 OOL에서 운전되기 때문에 엔진 효율이 높게 유지된다. 하지만 연구대상 CVT 트랙터에 사용된 HMT는 엔진 속도, 엔진 토크, HSU 스트로크, 속도비 등에 따라 동력전달 효율이 변화하기 때문에 엔진의 효율이 높게 유지되어도 CVT(HMT)가 효율이 낮은 영역에서 운전되면 트랙터 전체의 효율은 낮아진다. 따라서 이 연구에서는 엔진-CVT 전체 효율을 고려한 엔진-CVT 통합 OOL 제어 알고리즘을 개발하였다.

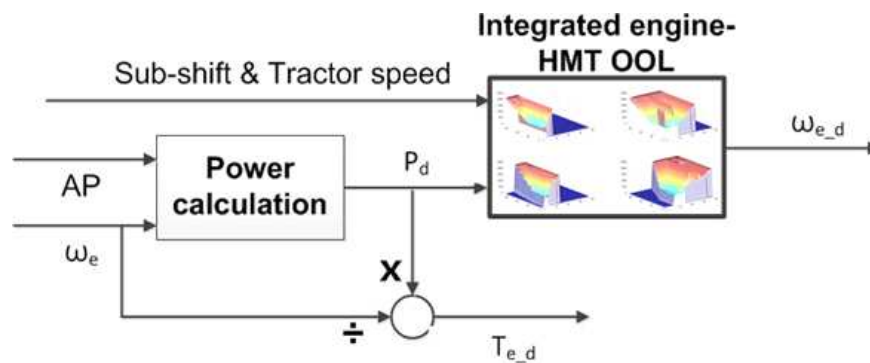


그림 3.2.31 엔진-CVT 통합 OOL 제어 알고리즘

그림 3.2.31은 엔진-CVT 통합 OOL 제어 알고리즘의 블록 다이어그램이다. 엔진 OOL제어와 유사하지만 요구 엔진 속도가 부변속단, 트랙터 속도에 따라 도출된 엔진-CVT 통합 OOL에서 결정된다. 이 때 엔진-CVT 통합 OOL은 그림 3.2.1의 엔진-CVT 효율에서 각 부변속단에 대하여 파워, 트랙터 속도에 따라 엔진-CVT 효율이 가장 높은 엔진 속도에서 도출된다.

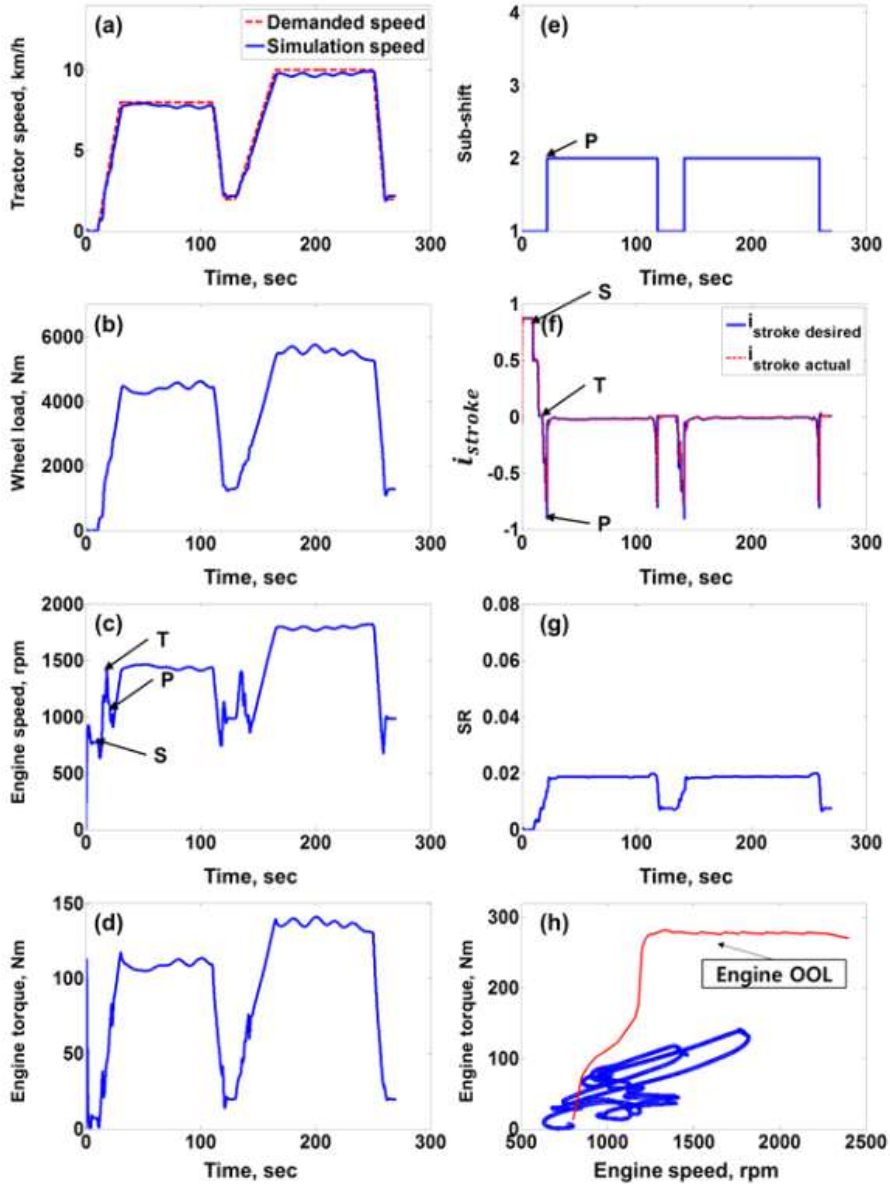


그림 3.2.32 엔진-CVT 통합 OOL 제어 알고리즘 시뮬레이션 결과

그림 3.2.32는 엔진-CVT 통합 OOL 제어 알고리즘의 시뮬레이션 결과이다. 시뮬레이션 조건은 그림 3.2.29의 엔진 OOL 제어와 동일하다. 엔진 속도(c)는  $t=10\text{sec}$ (S)에서 상승하여 1420rpm(T)도달 후 감소한다. 이는 부변속 1단의 엔진-CVT 통합 OOL에서 트랙터 속도에 따라 요구 엔진 속도가 증가 후 감소하기 때문이다(그림 3.2.32). T 이후 엔진 속도는 감소하여 P에서 다시 상승하며 이 때 부변속(e)은 1단에서 2단으로 상향 변속한다. HSU 스트로크(f)는 트랙터 속도가 일정할 때  $i_{\text{stroke}}=0$ 을 유지한다. 이는 트랙터가 CVT의 mechanical point에서 운전되는 것이 엔진-CVT 전체 효율 측면에서 유리하기 때문이다. 엔진 운전점(h)은 엔진 OOL을 벗어나 운전되지만 CVT가 효율이 높은 점에서 운전되기 때문에 엔진-CVT 전체 효율은 더 높고 따라서 연료 소모량이 감소된다.

표 3.2.2 효율 및 연료 소모율 비교

	엔진 OOL 제어	엔진-CVT 통합 OOL 제어
평균 엔진 효율	34.5 %	30.8 %
평균 CVT 효율	62.7 %	76.7 %
평균 전체 효율	21.6 %	23.7 %
상대 연료 소모율, L/km	100 %	92.5 %
상대 연료 소모율, L/kWh	100 %	92.4 %

표 3.2.2는 엔진 OOL 제어와 엔진-CVT 통합 OOL 제어의 효율 및 연료 소모율을 비교한 것이다. 평균 엔진 효율은 엔진 OOL 제어 시 34.5%로 엔진-CVT 통합 OOL 제어(30.8%)와 비교하여 더 높은 효율을 보인다. 하지만 평균 CVT 효율은 엔진-CVT 통합 OOL 제어가 더 높다. 따라서 전체적인 엔진-CVT 효율은 엔진-CVT 통합 OOL 제어가 2.1% 높다.

연료 소모율은 L/km와 L/kWh로 비교하였다. 평균 효율이 엔진-CVT 통합 OOL 제어가 더 높기 때문에 연료 소모율은 더 낮게 나타난다.

### 3.2.5 엔진-CVT 통합 제어 알고리즘 테스트 벤치 검증

#### 3.2.5.1 테스트 벤치

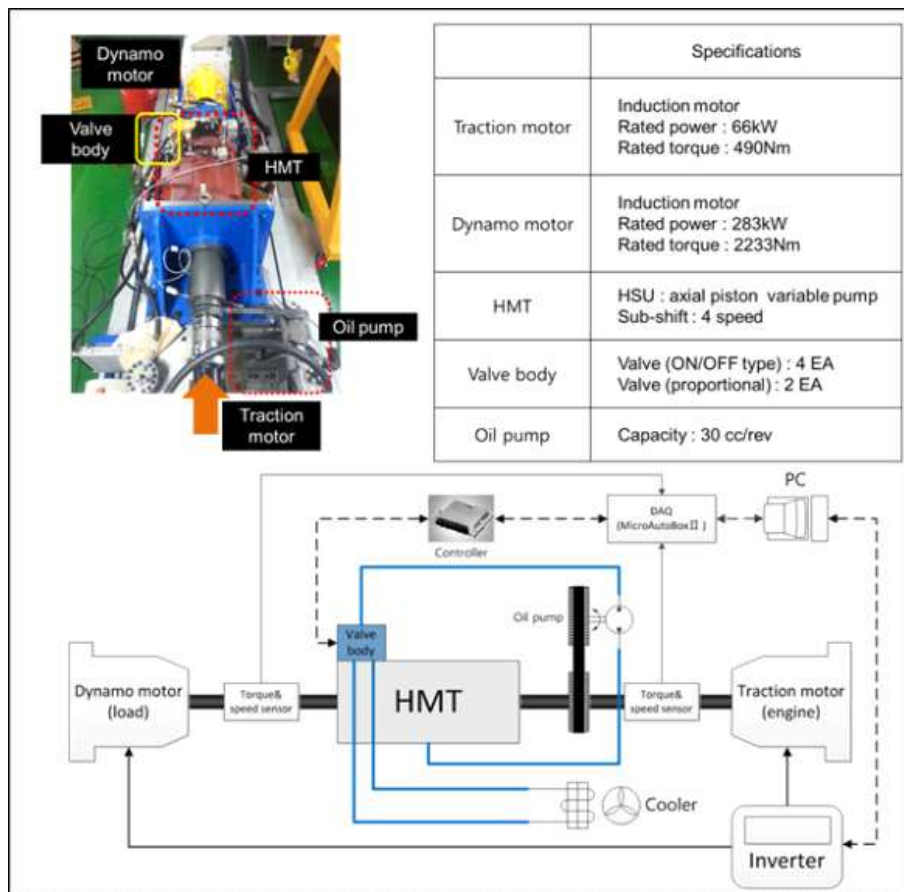


그림 3.2.33 연구대상 CVT 테스트 벤치

그림 3.2.33은 CVT 테스트 벤치의 개략도 및 사양이다. 테스트 벤치는 구동 모터(traction motor), CVT(HMT), 밸브 바디, 쿨러, 다이นา모(dynamo)로 구성되어있다. 구동 모터는 66kW이며, 엔진 역할을 모사한다. HSU와 부변속 클러치는 오일 펌프와 밸브바디를 통해 유량을 공급받아 제어된다. 입력축과 출력축에서 토크, 속도값이 계측된다. DAQ(data acquisition)를 위하여 dSPACE의 MicroAutoBoxII가 사용되었으며, 이를 통해 각 밸브를 제어한다. 트랙터가 받는 부하는 다이나모를 이용해 생성된다.

### 3.2.5.2 엔진 속도 고정 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘 검증

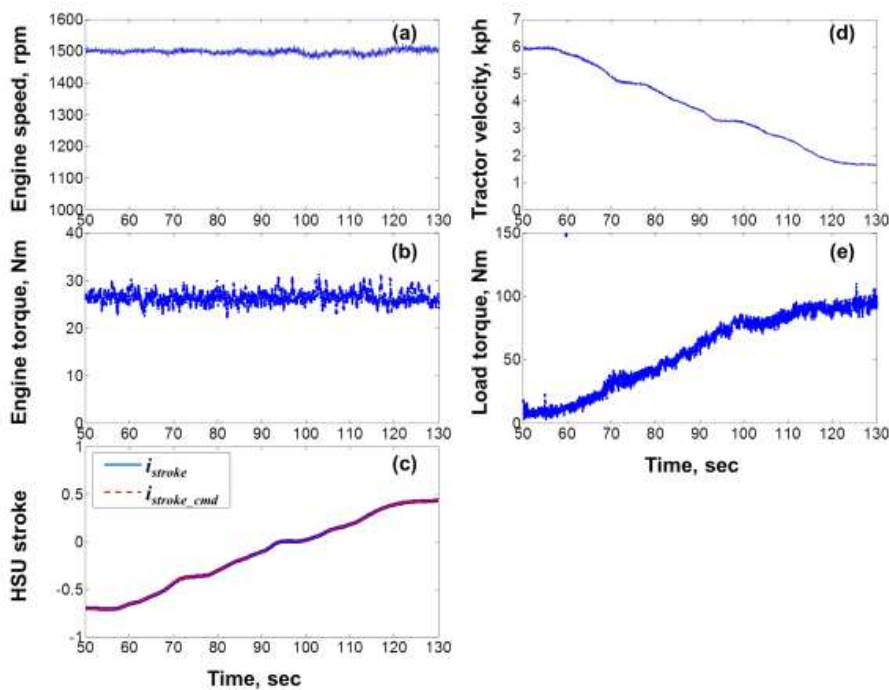


그림 3.2.34 엔진속도 고정 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘 벤치 검증

그림 3.2.34는 엔진 속도 고정 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘 테스트 벤치 검증 결과이다. 요구 엔진 속도는 1500rpm이며, 변속비 제어 결정 상수( $\alpha$ )는 1이다. 즉 요구 엔진 속도 1500rpm이 부하에 상관없이 그대로 유지되어야 한다. 부변속은 1단으로 고정되었으며, 트랙터 속도는 초기에 6km/h이다. 테스트 벤치 장비에서 PTO 부하는 구현이 되지 않기 때문에 변속기에서 전달되는 부하토크(e)만 변화시켜  $t=50\text{sec}$ 부터 부하토크를 10Nm~100Nm까지 지속적으로 증가시키며 CVT 변속제어에 의해 요구 엔진 속도 1500rpm을 유지하는지 시험을 수행하였다. 이 때 엔진 토크(b)는 26Nm로 고정하였다. 부하토크가 증가하면서 트랙터 속도(d)는 감소한다. 하지만 HSU 스트로크(c)가 부하토크 증가에 따른 엔진 부하량을 보상해주기 위해 변속하면서 엔진 속도(a)를 요구 엔진 속도 1500rpm으로 유지한다. 따라서 엔진 속도는 부하량의 변화와 상관없이 일정하게 유지되며, 트랙터 속도는 부하토크가 100Nm까지 상승하면서 1.6km/h까지 감소한다.



### 3.2.5.3 엔진 속도 가변 시 엔진-CVT 통합제어 알고리즘 검증

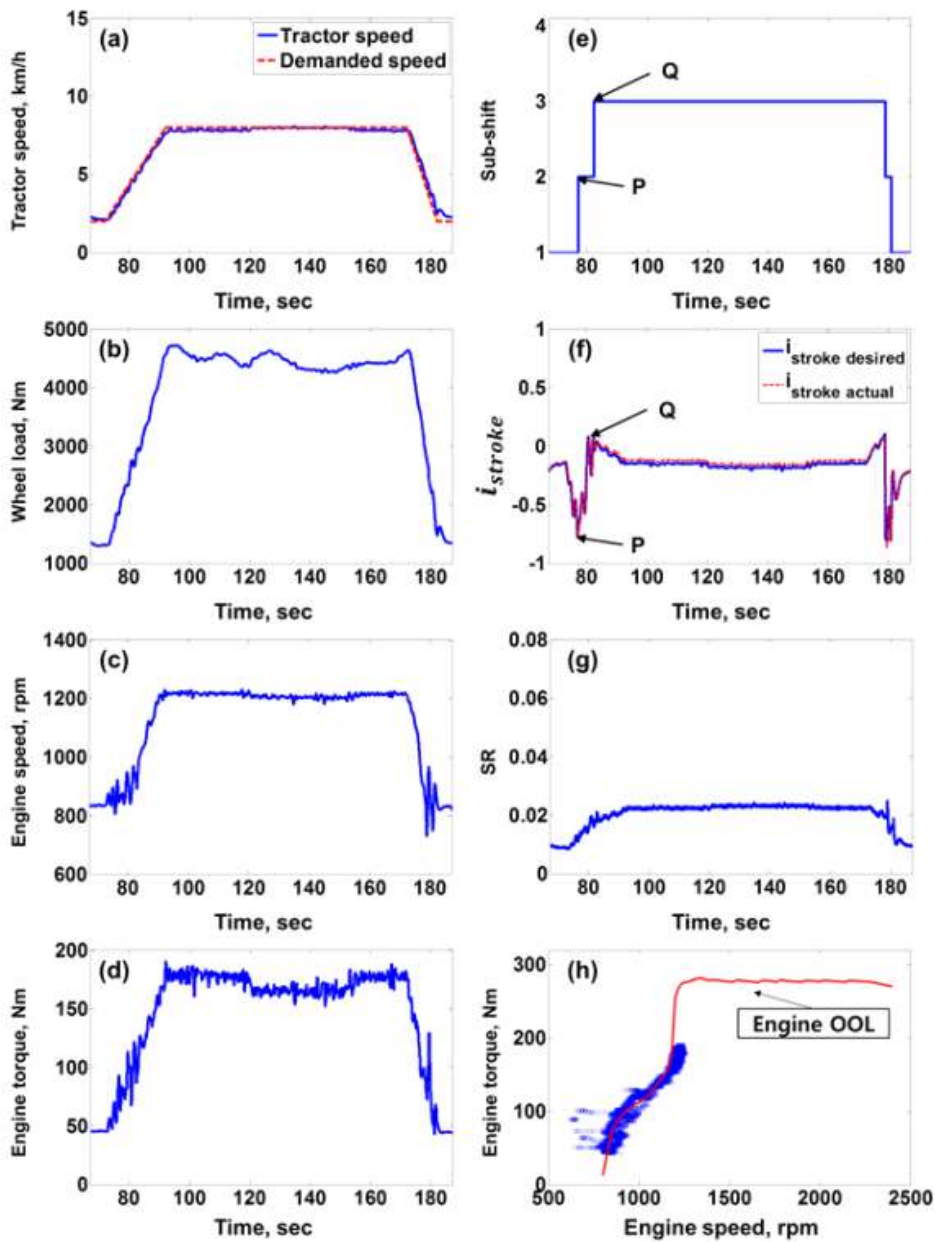


그림 3.2.35 엔진 OOL 제어 알고리즘 테스트 벤치 결과

그림 3.2.35는 엔진 OOL 제어 알고리즘의 테스트 벤치 결과이다. 트랙터 속도(a)는 2km/h에서 시작하여 8km/h로 상승 후 속도를 유지하다 감소한다. 이 때 엔진 속도(c)는 800rpm에서 1200rpm으로 상승 후 트랙터 속도가 하강할 때 까지 1200rpm을 유지하다 감소한다. HSU 스트로크는 트랙터 속도가 증가함에 따라 1단에서 (-)방향으로, 2단에서 (+)방향으로, 3단에서 (-)방향으로 요구 HSU 스트로크를 추종한다. 부변속(e)는 P에서 2단, Q에서 3단으로 변속하여 유지 후 다시 하향 변속한다. 속도비(SR)은 HSU 스트로크와 부변속단에 의해 SR=0.023까지 상승하여 트랙터 속도가 일정할 때 유지된다. 엔진 운전점(h)는 엔진 OOL 근처에서 형성되는 것을 확인할 수 있다.

## 3.2.6 통합제어를 위한 인터페이스 및 통합제어시스템 개발

### 3.2.6.1 CAN의 개요 및 트랙터에서의 활용

CAN 통신이란, 1988년 Bosch사와 Intel사에서 자동차내의 각종 계측제어 장비들 간의 디지털 직렬 통신을 제공하기 위하여 개발한 시리얼 네트워크 통신방식으로 처음에 'Car Area Network'라는 명칭으로 시작된 만큼 차량 내에 적합하도록 개발되었다. 여러 개의 전자제어 장치들을 병렬로 연결하여 각각의 전자제어 장치들 간에 원활한 정보교환이 가능하다는 장점이 있고 여러 개의 장치를 단 2개의 선으로 제어할 수 있다는 장점이 있다. 또한 다른 자동화 통신망들에 비하여 가격 대 성능비가 우수하며, 지난 수년간 차량내의 열악한 환경에서 성공적으로 동작되어 신뢰도가 검증된 통신망이다. 신뢰도가 검증된 만큼 기존 차량에서도 승용차, 트럭, 버스 등 엔진 관리 시스템, 미끄럼 방지 브레이크, 기어제어, 활성 서스펜션 등과 같은 전자제어 장치들 사이의 커뮤니케이션 Power Train에 이용되고 있다. 또한 외부 전자파나 노이즈에 강해 자동차뿐만 아니라 산업 자동화, 건물 자동화, 의료 장비, 열차, 중장비 차량 등 다양한 분야에서 활용되고 있다.

CAN은 일반 승용 자동차 및 특수 차량에서 전선의 무게 감소와 각 유닛들의 효율성을 높이며 자동화 등에 큰 기여를 하고 있다. 국내에 일반 승용 자동차 분야는 CAN 기반의 내부 시스템의 많은 발전이 있었으나 농경지 등에서 사용되는 트랙터는 아직 그에 못 미치고 있다. CAN은 통신선을 트위스트 꼬임으로 하여 주변 노이즈에 강하므로 농업 환경에서 적용성이 가장 좋은 통신방법이다. 농업 트랙터와 임업 작업기에서의 CAN은 ISO 11783에서 규정되어 있다.

ISO 11783의 내용을 살펴보면, CAN에 의해 데이터가 교환될 때 어떠한 전자제어 장치들도 주소화되지 않고 메시지의 내용에 의해서 정해진다. ID는 메시지의 내용뿐만 아니라 우선순위도 결정하는데, 이것은 여러 개의 전자제어 장치들이 동시에 버스에 접근하려고 할 때 버스를 할당을 위하여 중요하다. 전송되는 메시지의 우선순위는 해당 메시지의 ID에 의해 결정되는데 시스템을 설계하는 동안 결정되며 이진법에 의해 표현되고 동적으로 변할 수 없으며 가장 낮은 이진수를 갖는 ID가 가장 높은 우선순위를 갖는다.

### 3.2.6.2 통합제어시스템 layout

고효율 대형 트랙터에는 기존의 트랙터에 비해 전자식 엔진의 제어를 담당하는 엔진 컨트롤 유닛 (Engine Control Unit, ECU), HMT를 제어하기 위한 변속기 컨트롤 유닛(Transmission Control Unit, TCU), 그리고 작업기의 제어를 담당하는 Hitch Control Unit (HCU), 등이 추가된다. 각각의 전자 제어 유닛의 제어는 아래의 그림과 같이 각종 센서들을 통해 엔진의 회전수, 차량의 속도, 브레이크 클러치, 셔틀 레버, 사용자 입력등의 신호로부터 가속 혹은 감속 여부, 연료소모량, 속도 등의 신호를 수집하고 이를 정해진 맵에 비교하여 각각의 제어부의 작동 여부를 결정한다. 그 후 ECU와 TCU 및 HCU는 각각의 컨트롤러에 장착된 액추에이터에 명령을 내려 동작상태를 결정하게 된다. 이는 각각 분리된 시스템으로 존재하기는 하지만, 전체적인 트랙터의 운전 상태를 결정하기 위해서는 모든 제어 유닛을 통합하고 제어하기 위한 통합 제어시스템이 필요하다. 본 연구에서는 아래의 그림과 같이 통합 제어 시스템을 구성하였다.

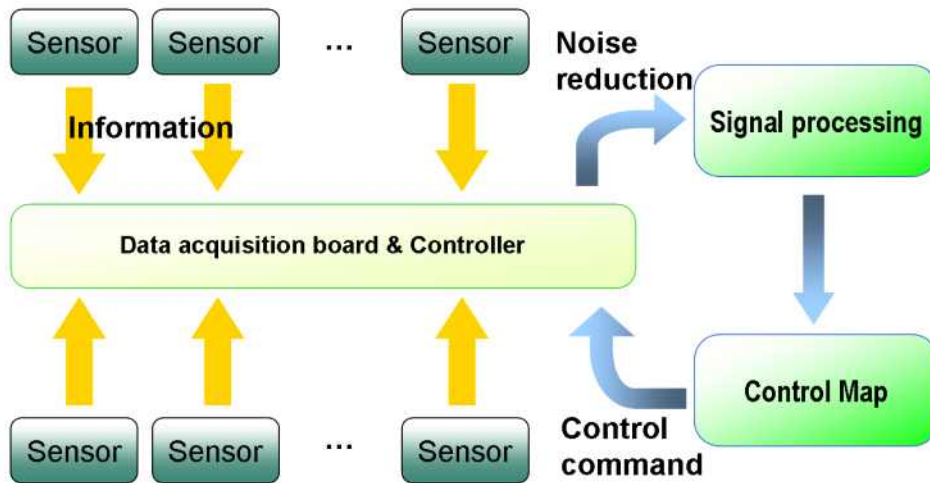


그림 3.2.36 전자제어를 위한 측정 시스템.

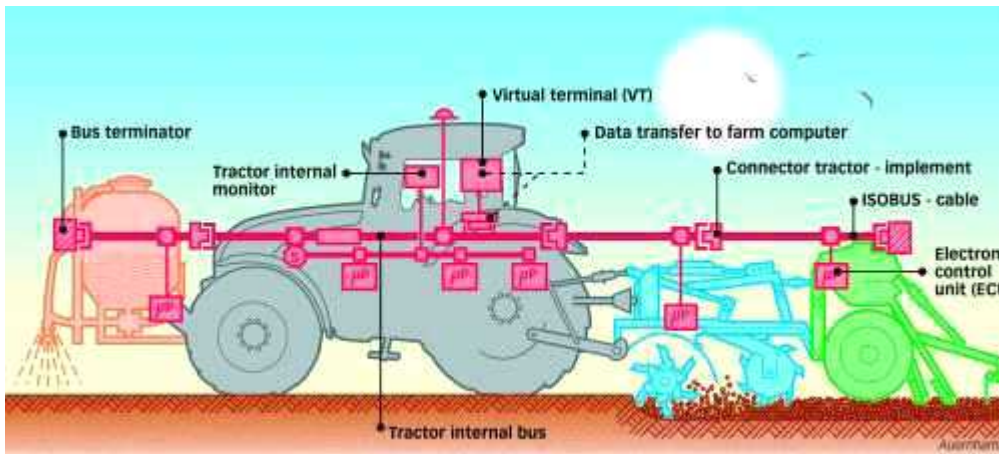


그림 3.2.37 통합 제어 시스템 개념도

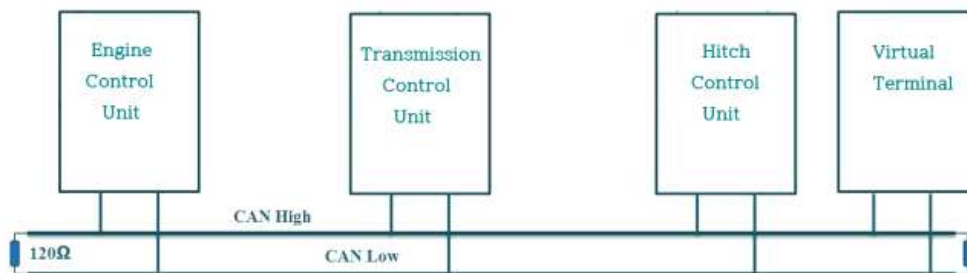


그림 3.2.38 통합 제어 시스템 ECU 구성도.

통합 제어 시스템의 ECU는 기본적으로 엔진, 변속기, 작업기를 제어할 수 있는 3개의 ECU를 ISO 11783 기반의 CAN 인터페이스로 제작하고, 각각의 ECU를 통합 적으로 관리할 수 있는 기능을 TCU에 내장하여 각각의 ECU를 관리하도록 하며, 현재의 작업 상태나 시스템 상태를 Virtual Terminal을 이용하여 디스플레이 할 수 있도록 한다.

### 3.2.6.3 전자 제어 유닛 설계

각각의 전자 제어 유닛의 설계 시 적용할 수 있는 방법에는 하드웨어(실험장치) - 하드웨어(제어기 시제품), 하드웨어(실험장치) - 소프트웨어(제어 알고리즘), 소프트웨어(동적 해석 프로그램) - 하드웨어(제어기 시제품), 소프트웨어(동적 해석 프로그램) - 소프트웨어(변속제어 알고리즘)를 이용하는 네 가지 방법을 사용할 수 있다. 현재 자동차 회사에서 많이 사용되고 있는 하드웨어(실험장치) - 하드웨어(제어기 시제품)의 방법은 제어기를 설계하고 이를 수정할 때마다 제어기를 다시 만들어 실험을 반복해야하는 번거로움과 함께 개발에 많은 시간과 경비가 소요된다는 단점이 있지만 실제 차량의 모델로 한 실험 장치에 시제품을 장착하기 때문에 완성품에 적용 시 높은 신뢰도와 적용성을 보장한다는 장점이 있다. 하드웨어(실험장치) - 소프트웨어(제어기 알고리즘)의 방법은 변속제어기를 쉽게 변경할 수 있으나, 만약 알고리즘 상에 문제가 발생하면 실험장치가 고장 날 우려가 있다. 소프트웨어(동적 해석 프로그램) - 하드웨어(제어기 시제품)의 방법은 일반적으로 HILS (Hardware-In-the-Loop Simulation)로 불리며 제어기의 작동여부는 물론 실험 장치에서 구현 할 수 없는 모든 주행상태에 대하여 제어기의 동작을 검증할 수 있는 장점이 있지만 우선 동적 해석 프로그램이 실험 장치에 의해 검증이 되어야한다. 소프트웨어로만 설계할 경우에는 제작비용 및 시간을 절감할 수 있지만, 신빙성이 떨어지는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 완성품 제작 시 신뢰성과 적용성이 보장되는 하드웨어 - 하드웨어 방식의 설계방법을 사용하였다.

#### - ECU 설계

엔진을 제어하기 위한 ECU는 아래의 그림과 같이 구성하였다. 이는 앞서 개발한 Tier4 엔진의 컨트롤러 및 전자장비 시스템을 이용한 것으로, 아래의 컨트롤러는 ISO 11783 기반의 통합 제어 시스템 버스에 연결되어 엔진에 관한 정보, 토크, 회전 속도 등을 전송하며, 메인 ECU인 TCU로부터 엔진 속도, 토크에 대한 입력을 받아 운전을 가능하게 한다.

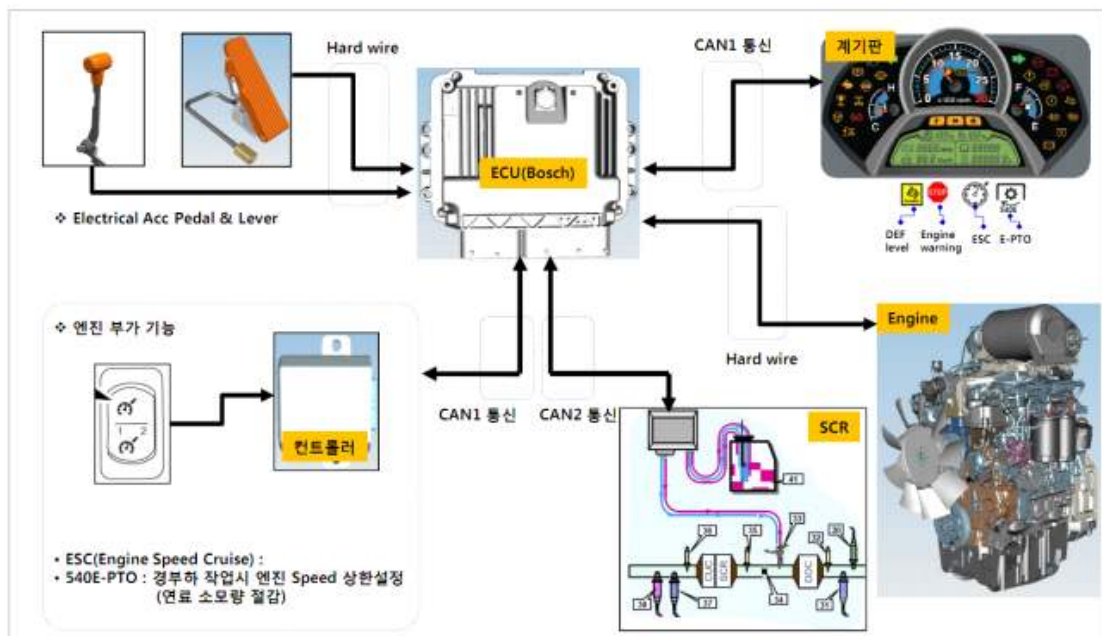


그림 3.2.39 엔진 컨트롤러 및 전자장비 시스템.

- Analog & Digital Specification

TCU는 ECU와 HCU의 통합제어도 담당하고 있으며 이를 위해서는 계측시스템 구성이 필요하다. 그림 3.2.40과 3.2.41은 Analog 와 Digital의 입력 사양을 나타낸 것으로 이러한 계측신호를 통해 트랙터의 전반적인 상태를 파악할 수 있다. 계측신호는 전후진 레버의 위치, 클러치 페달 위치, 부변속 클러치 위치 등 조작부 신호와 T/M 오일온도, 압력 등으로 구성되어 있다. 제어를 위한 Digital 출력 신호는 그림 3.2.42와 같으며 단순 제어용 출력이 나타나 있다.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
1		AIC 1	1	AI 1	Shuttle Lever	F - 3.81V, N - 2.5V, R - 1.19V
2		AIC 2	2	AI 2	Clutch Pedal Position	센서 저항 : 2KΩ ±20%
3		AIC 3	3	AI 3	F/R Sync Position #1	센서 저항 : 2KΩ ±20%
4		AIC 4	4	AI 4	1-4/5-8 Sync. Position #1	센서 저항 : 2KΩ ±20%
5		AIC 5	5	AI 5	T/M Oil Temperature	센서 저항 : 0.148 ~ 9.875kΩ
6		AIC 6	6	AI 6	T/M Oil Pressure	센서 범위 : 0 ~ 20 bar, 출력 전압 : 0.5 ~ 4.5V
7		AIC 7	7	AI 7	F/R Sync Position #2	센서 저항 : 2KΩ ±20%
8		AIC 8	8	AI 8	1-4/5-8 Sync. Position #2	센서 저항 : 2KΩ ±20%
-	-	-	9	AI 9	F/R Motor Current	모터 전류 : 30A
-	-	-	10	AI 10	1-4/5-8 Motor Current	모터 전류 : 30A
-	-	-	11	AI 11	C1 Current	밸브 전류 : 3A
-	-	-	12	AI 12	C2 Current	밸브 전류 : 3A
-	-	-	13	AI 13	C3 Current	밸브 전류 : 3A
-	-	-	14	AI 14	C4 Current	밸브 전류 : 3A
-	-	-	15	AI 15	Battery Voltage	전원 모니터링용
9		AIC 16	16	AI 16	Shuttle Control Sensitivity	센서 저항 : 2KΩ ±20% 전후진 클러치 제어 민감도 조정용
10		AIC 17	17	AI 17	Throttle Position	센서 저항 : 2KΩ ±20%
11		AIC 18	18	AI 18	Throttle Position #2	AI 10의 예비 채널임
12		AIC 19	19	AI 19	Clutch Pedal Position #2	AI 2의 예비 채널임

그림 3.2.40 Analog input specification.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	동작 상태	스위치 접촉 방식	특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명				
1		DIC 1	1	DI 1	Neutral Switch	Active High	Toggle	AI 1과 동일 센서임
2		DIC 2	2	DI 2	Clutch Pedal Switch	Active High	Push	주변속 조작 스위치
3		DIC 3	3	DI 3	Up Shift Switch	Active High	Push	
4		DIC 4	4	DI 4	Down Shift Switch	Active High	Push	
5		DIC 5	5	DI 5	Range Shift Switch	Active High	Push	
6		DIC 6	6	DI 6	Hi Range Switch	Active High	Push	
7		DIC 7	7	DI 7	Lo Range Switch	Active High	Push	부변속 레버 위치 스위치
8		DIC 8	8	DI 8	Creep Switch	Active High	Push	
9		DIC 9	9	DI 9	Park Brake Switch	Active High	Push	3점 히치 조작 스위치
10		DIC 10	10	DI 10	Seat Switch	Active High	Push	
11		DIC 11	11	DI 11	OneTouch Up Switch	Active High	Push	
12		DIC 12	12	DI 12	OneTouch Down Switch	Active High	Push	
13		DIC 13	13	DI 13	F/R Sync SW	Active High	Push	
14		DIC 14	14	DI 14	1-4/5-8 Sync SW	Active High	Push	
15		DIC 15	15	DI 15	Oil Filter	Active High	Push	
-	-	-	16	DI 16	Lub Valve #1 Diagnosis	-	-	밸브 고장 진단용
-	-	-	17	DI 17	Lub Valve #2 Diagnosis	-	-	밸브 고장 진단용
-	-	-	18	DI 18	F/R Motor Diagnosis	-	-	모터 과전류 진단용
-	-	-	19	DI 19	1-4/5-8 Motor Diagnosis	-	-	모터 과전류 진단용
16		DIC 20	20	DI 20	Brake Pedal Switch	Active High	Push	LH와 RH 직결 (단일 신호 사용)
17		DIC 21	21	DI 21	Diagnosis #1	-	-	예비 채널임
18		DIC 22	22	DI 22	Diagnosis #2	-	-	예비 채널임

그림 3.2.41 Digital input specification.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
-	-	-	1	DO 1	Range clutch #1	방향 제어용 출력 (00 : stop, 01 : F, 10 : R, 11 : off)
-	-	-	2	DO 2	Range clutch #2	
-	-	-	3	DO 3	Range clutch #3	
-	-	-	4	DO 4	Range clutch #4	
1		DOC 5	5	DO 5	Lub Valve #1	Smart IC 필요, 3A
2		DOC 6	6	DO 6	Lub Valve #2	Smart IC 필요, 3A
-	-	-	7	DO 7	Buzzer	On-board Type
3		DOC 8	8	DO 8	Horn	1A (P/Brake 경고 장치 사양 기준)

그림 3.2.42 Digital output specification.

- Pulse input

펄스 신호를 통해 입력되는 신호는 그림 3.2.43과 같다. 펄스신호는 주로 엔진속도와 변속기 내부 속도, 차량 속도로 구성되고 각 부분의 센서를 통해 입력된다.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
1		PIC 1	1	PI 1	Engine Speed Sensor	5V 인가
2		PIC 2	2	PI 2	T/M Output Speed Sensor 1	PI 2,3은 동일 센서임, 5V 인가
3		PIC 3	3	PI 3	T/M Output Speed Sensor 2	
4		PIC 4	4	PI 4	Vehicle Speed Sensor 1	PI 4,5는 동일 센서임, 5V 인가
5		PIC 5	5	PI 5	Vehicle Speed Sensor 2	

그림 3.2.43 Pulse input.

- PWM output

비례제어의 경우 PWM 신호를 통해 출력되고 부변속 클러치 및 전후진 클러치, HSU 제어를 위한 출력 신호가 PWM으로 제어된다. 그림 3.2.44는 PWM out을 나타낸 것으로 각 부의 이름과 사양이 나타나있다.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
1		POC 1	1	PO 1	C1 Valve	비례 밸브 제어용 출력
2		POC 2	2	PO 2	C2 Valve	비례 밸브 제어용 출력
3		POC 3	3	PO 3	C3 Valve	비례 밸브 제어용 출력
4		POC 4	4	PO 4	C4 Valve	비례 밸브 제어용 출력
-	-	-	5	PO 5	F/R Cluth #1	F/R 모터 제어용 출력
-	-	-	6	PO 6	F/R Cluth #2	
-	-	-	7	PO 7	Range connection #1	1-4/5-8 모터 제어용 출력
-	-	-	8	PO 8	Range connection #1	
5		POC 5	-	-	HSU A	모터 양방향 제어 출력
6		POC 6	-	-	HSU B	

그림 3.2.44 PWM output.

- CAN Communication & Power

제어시스템 간의 CAN 통신을 위한 커넥터와 전원연결을 위한 커넥터 및 사양을 그림 3.2.45와 3.2.46에 나타냈다. CAN 커넥터는 2x8 pin의 커넥터를 위해 테스트가 가능하고 전원의 경우 대부분 12V로 입력된다.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
1		CNC 1	1	CAN H	CAN H	
2		CNC 2	2	CAN L	CAN L	
-	-	-	2x8 pin		JTAG Connector	테스트 및 디버깅용 (양산 시에는 조립하지 않 것)

그림 3.2.45 CAN 제어를 위한 커넥터 라인.

커넥터			마이크로 컨트롤러		입/출력 명	사양 및 특기 사항
순번	배치	핀 명	순번	핀 명		
1		PWC 1	-	-	Signal PWR	신호용 5V 전원 (자가 진단 기능 포함)
2		PWC 2	-	-	Key PWR 1	모터용 12V 전원 #1
3		PWC 3	-	-	Key PWR 2	모터용 12V 전원 #2
4		PWC 4	-	-	Key PWR 3	밸브용 12V 전원
5		PWC 5	-	-	Key PWR 4	컨트롤러용 12V 전원
6		PWC 6	-	-	Battery PWR	전원 OFF 시 기구 원위치 및 데이터 기록용
-	-	-	1	PW	Microcontroller PWR	내부 5V 전원 (PWC 1과 다름, 자가 진단 기능 포함)
7		GDC 1	2	GD	Signal GND	신호용 접지
8		GDC 2	-	-	Battery GND 1	모터용 접지 #1
9		GDC 3	-	-	Battery GND 2	모터용 접지 #2
10		GDC 4	-	-	Battery GND 3	밸브용 접지
11		GDC 5	-	-	Battery GND 4	컨트롤러용 접지

그림 3.2.46 제어를 위한 전원입력.

- 사용자 조작부 메인 결선

제어기와 사용자 조작부 연결을 위한 메인 결선은 그림 3.2.47과 3.2.48과 같다. 그림 3.2.47의 사용자 조작부는 전후진 셔틀 레버와 클러치 페달, 스로틀 페달의 엔진과 전후진부가 나타나 있으며, 그림 3.2.48에는 변속기 조작부와 전자유압 조작부 등이 나타나 있다.

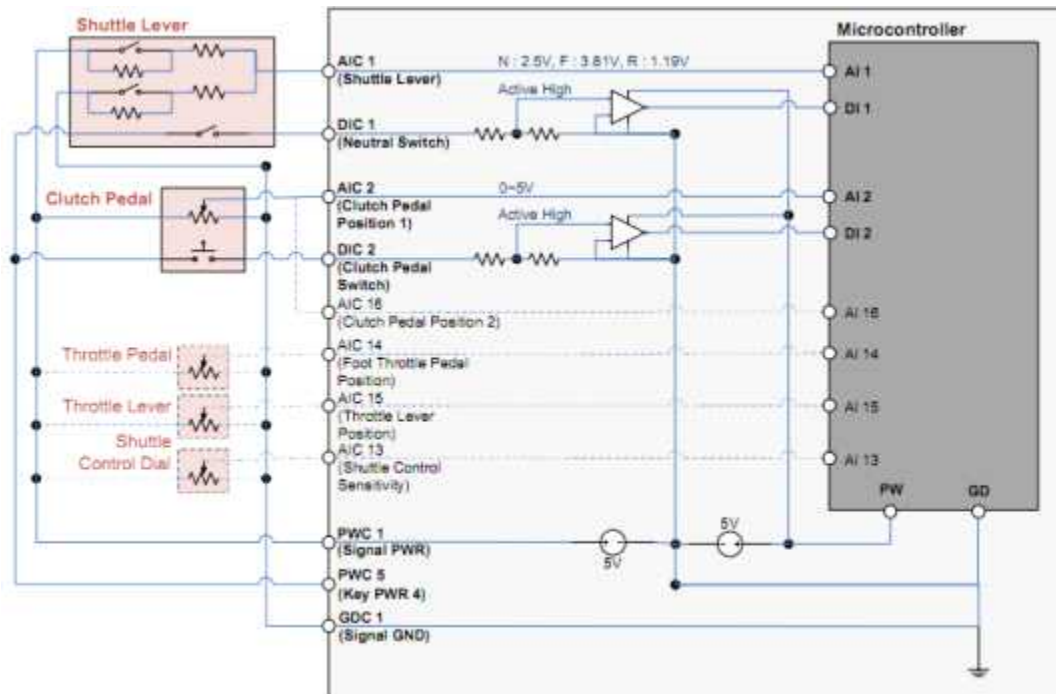


그림 3.2.47 사용자 조작부 메인 결선#1

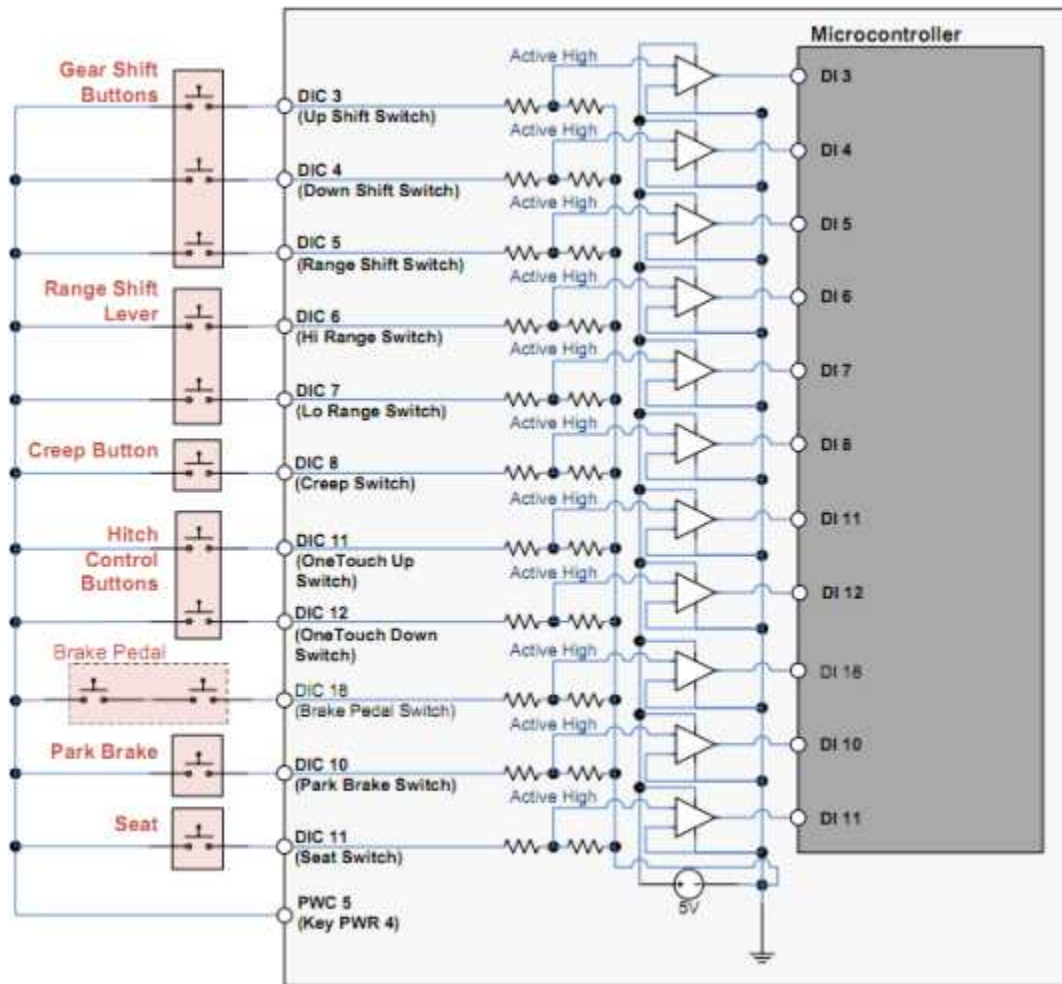


그림 3.2.48 사용자 조작부 메인 결선#2

- 변속기 센서 결선

변속기 상태 계측을 위한 센서와 제어기 결선은 그림 3.2.49와 같다. 변속기 센서로부터 엔진 속도와 변속기 출력 속도, 차속 속도, TM온도 등을 통신하며, 이를 CAN 통신을 통해 전체 시스템의 상태를 파악할 수 있다.



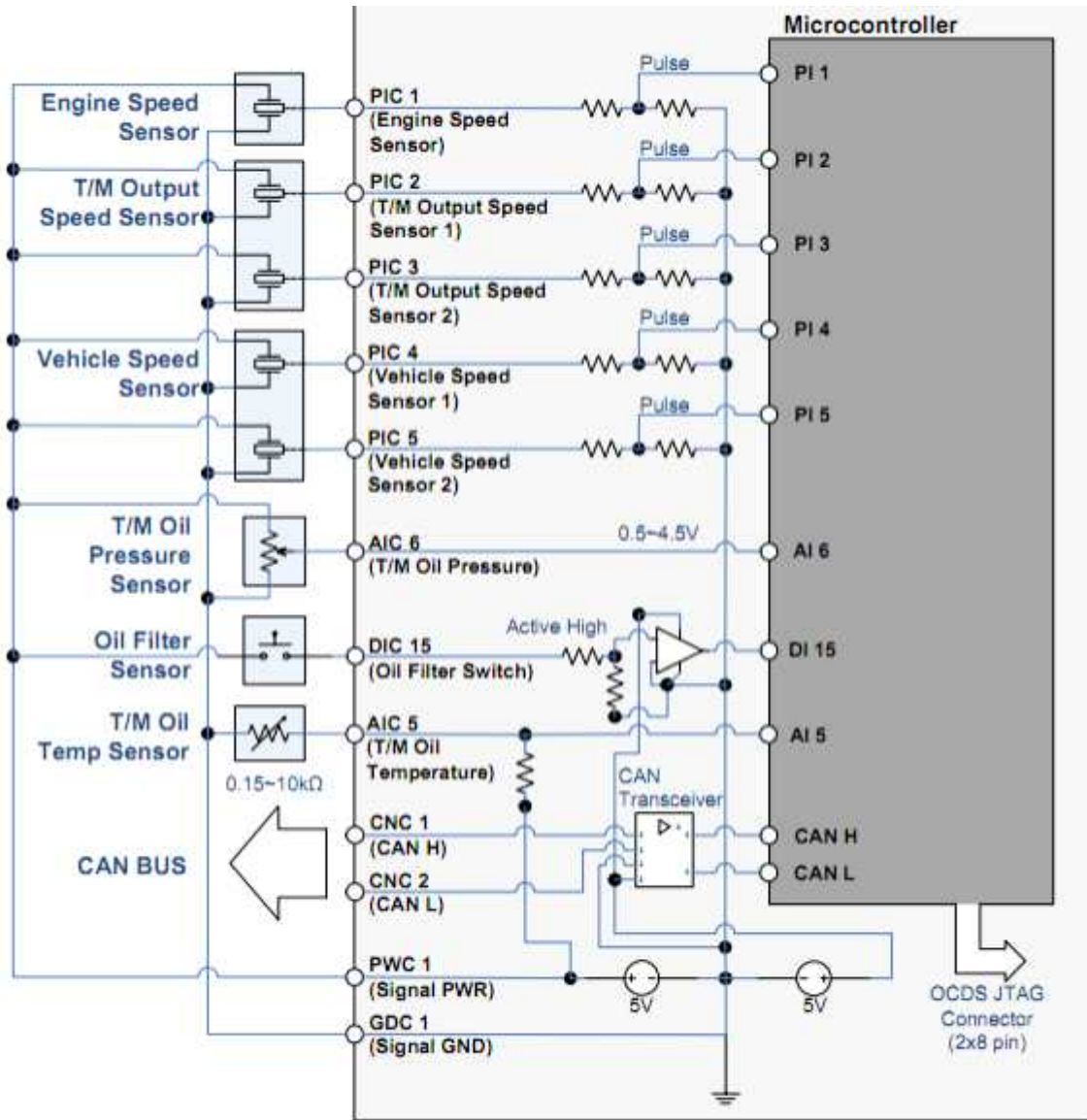


그림 3.2.49 T/M 센서 결선

- 밸브 및 출력제어 결선

변속기 제어를 위해서는 클러치 On/Off 제어와 더불어 비례제어가 이루어져야 한다. 또한 클러치 윤활라인의 밸브로 윤활량 조절도 가능하다. 그림 2-95는 밸브 제어를 위한 결선도를 보여주고 있다.

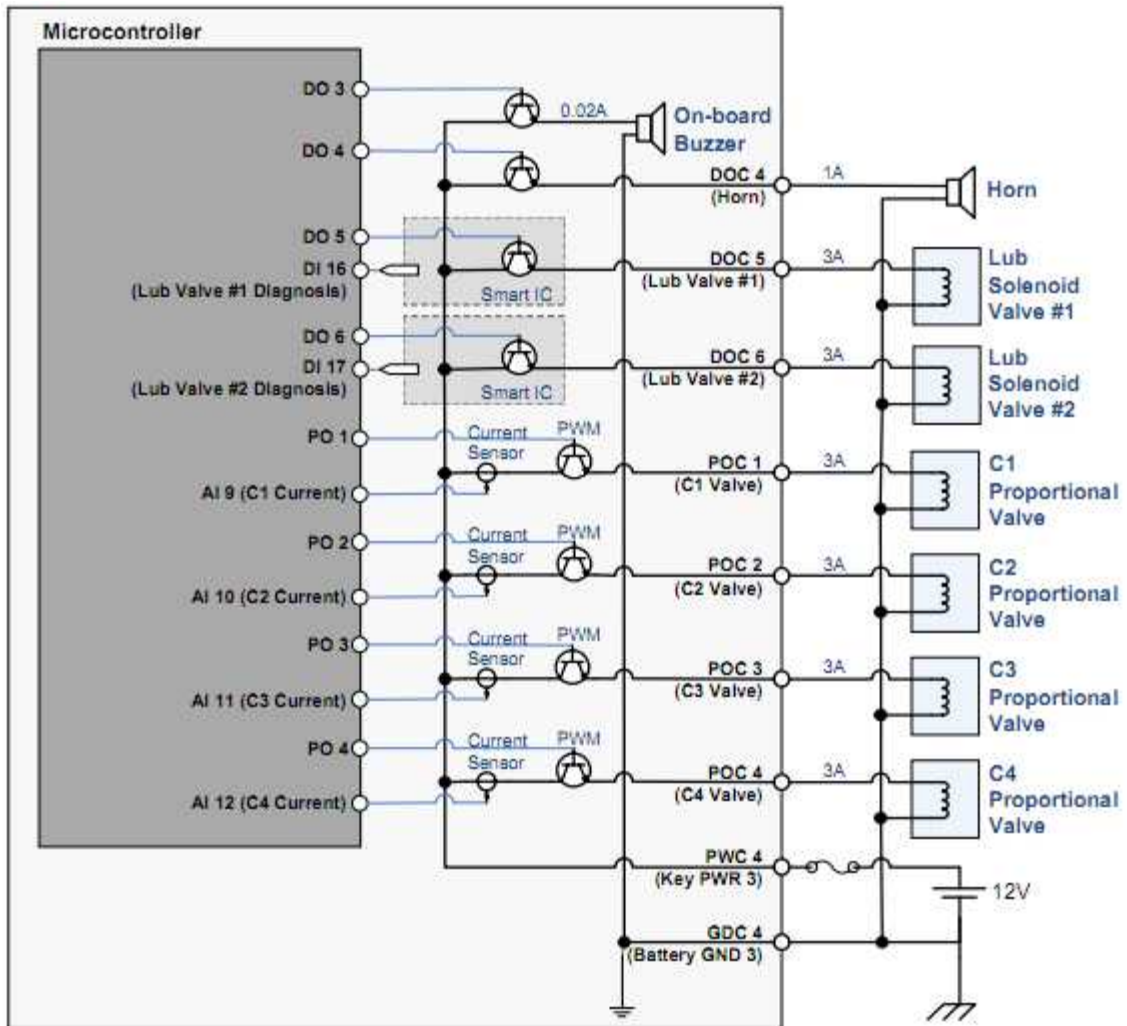


그림 3.2.50 밸브 및 출력제어 결선.

- 사용자 인터페이스 결선

사용자에게 트랙터 상태를 보여주기 위한 디스플레이와의 결선은 그림 3.2.51과 같이 구성하였다. 사용자 입력 결선은 디스플레이와 연결되어 T/M의 상태를 보여주고 전체 차량의 속도 및 작업모드를 나타낼 수 있도록 구성되었다.

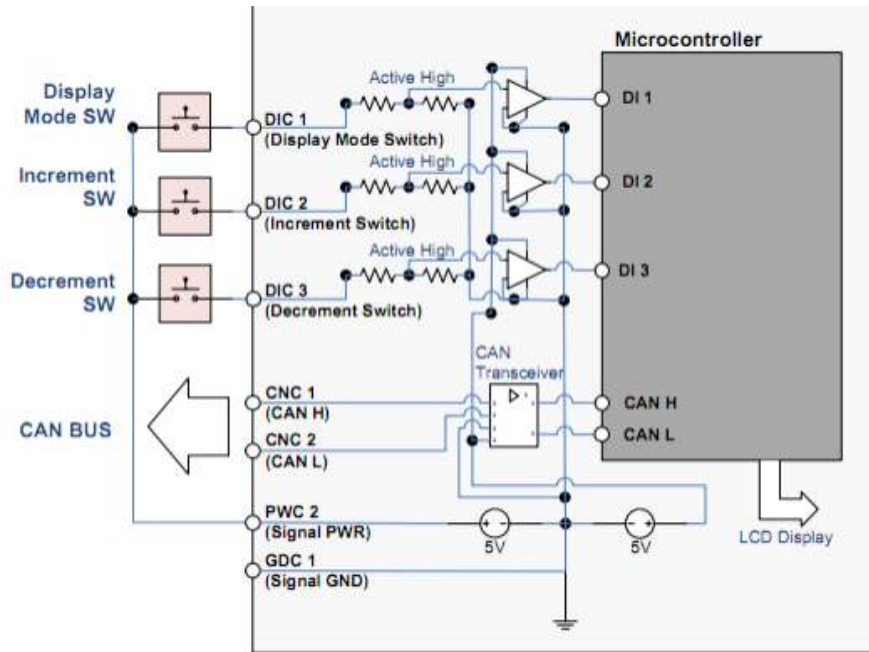


그림 3.2.51 사용자 입력 결선.

- 마이크로 컨트롤러

제어기 마이크로 컨트롤러는 Infineon 社 제품으로 선정하였다. I/O는 100핀(QFP-100)과 144핀 (QFP-144)가 사용가능하며, 이는 Analog 채널이 16ch일 때이다. 마이크로 컨트롤러의 요구 제어 주기는 5ms이고 추후 확장성과 고장진단을 위한 메모리 확보가 필요하다. 전원은 트랙터 배터리 전압인 12V로 선정하였고 사용 온도조건은 -30~80도 조건으로 선정하였다.

- TCU 시작품 설계

위의 설계안을 바탕으로 TCU 시작품을 개발하였다. TCU 컨트롤러에는 열에너지로 방출을 위하여 컨트롤러 보드에 장착된 POWER-FET을 알루미늄 방열판에 부착하여 장착하였으며 그림 3.2.52와 같이 시작품을 개발하였다.

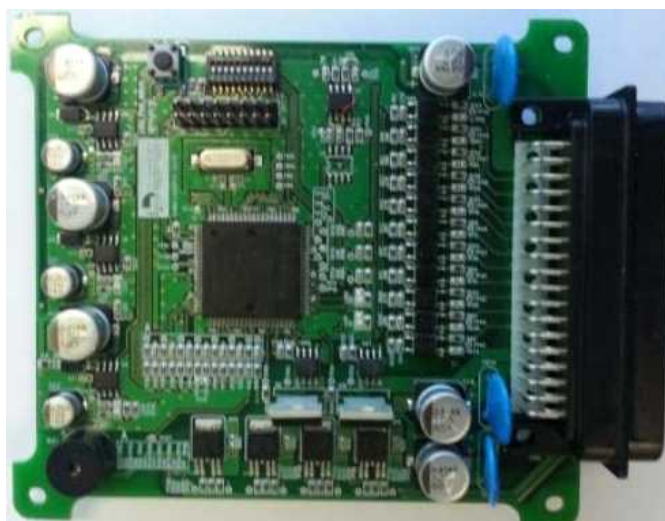


그림 3.2.52 Control Board



그림 3.2.53 트랙터 장착 상태

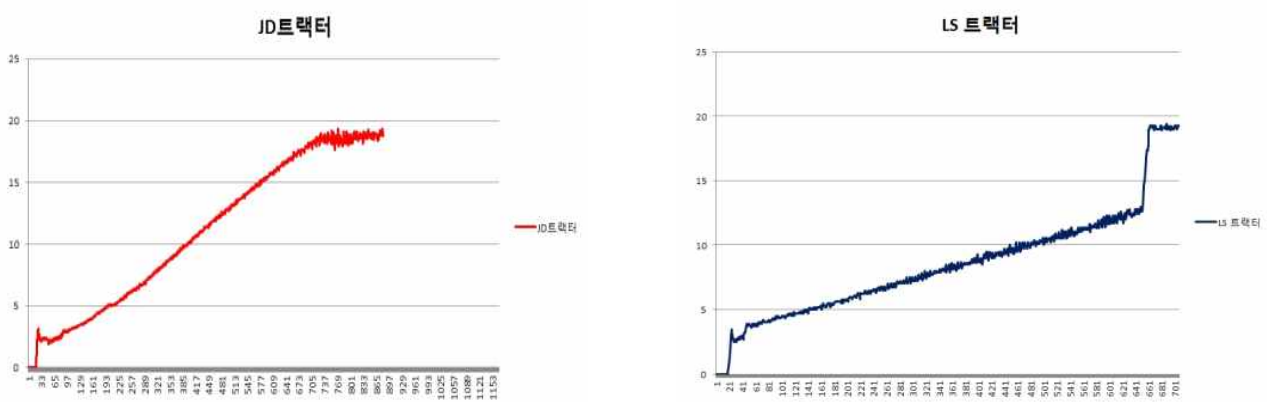


그림 3.2.54 제어기를 활용한 유압밸브 제어 형상 (vs. 존디어)

제어기 시작품을 그림 3.2.53과 같이 차량에 장착하여 성능을 검증하였다. 차량과의 CAN 통신을 통해 변속기 제어를 수행하였으며 이를 위해 HSU, 유압밸브 제어를 수행하였다. 또한 엔진, 작업기와의 통신으로 차량 상태를 파악하고 이를 위한 최적제어를 수행하는 알고리즘을 입력하였다. 그림 3.2.54는 존디어와 개발된 제어기가 장착된 트랙터의 압력제어 형상을 비교한 것으로 개발 트랙터의 경우 선형적으로 제어가 되는 형상으로 나타났다. 개발 차량은 이러한 제어 특성을 통해 차량이 기동 시 충격 완화를 위한 압력 프로파일을 자유자재로 입력하여 변속 충격 및 시간을 최적화할 수 있도록 하였다.

### 3.2.7 부변속 절환 충격 개선

HST 스트로크는 정/역방향의 비례 제어 밸브 2개를 이용하여 비례적으로 제어하도록 하였으며, HST의 충전 효율과 히스테리시스를 고려하여 최적제어를 하도록 알고리즘을 수정하였다. HST 스트로크는 앞선 주행 속도 선택 알고리즘을 통하여 선정된 변속비를 통해 아래의 함수에 나타나 있는 변속비에 대한 HST 스트로크를 선택하여 -1 ~ 1 사이의 값을 지나는 HST 스트로크에 비례하도록 하여 전류 값을 출력하도록 하였다. 그림 3.2.56은 HST 스트로크 조정에 따른 주행 속도 변화를 나타낸 그림이다.

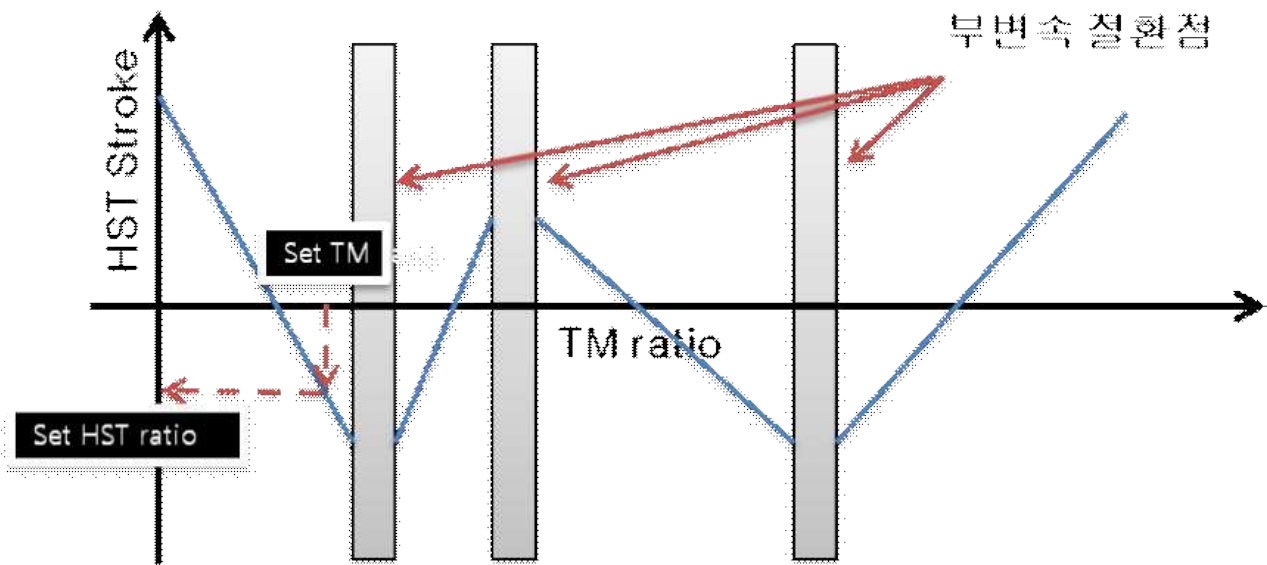


그림 3.2.55 HST 스트로크 결정 알고리즘

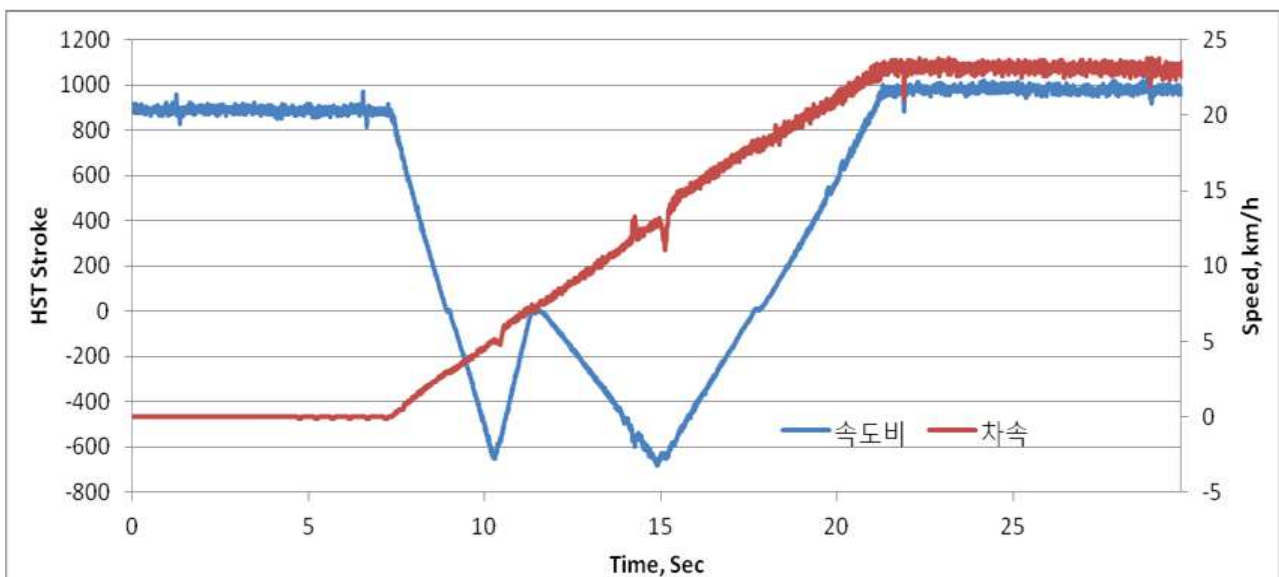


그림 3.2.56 HST 스트로크에 따른 주행 차속

HST 스트로크는 앞선 속도 결정알고리즘을 통해 결정된 변속비에 따라 결정되어 출력된다. HST 스트로크가 부변속 지점에 다다를 경우에는 부변속이 수행되며, HST 효율과 히스테리시스에 의해, 원하는 지점에 다다르지 않아 변속 시 충격이 발생한다. 그래프에서 속도비가 변하는 순간에 차속이 급격히 변화되는 현상이 변속 충격을 나타낸 것이다. 변속 충격은 기계의 수명을 떨어뜨리고 운전자에게 불쾌감을 주므로 충격을 최소화 하기 위한 제어 알고리즘이 적용되었다.

HST 스트로크는 Ideal한 값에 대하여 히스테리시스 현상을 보이며, 또한 체적효율이 떨어짐에 따라 스트로크가 부변속 전환점에 도달하였음에도 이론적인 값에 도달하지 못하는 현상이 발생한다. 이로 인해 부변속 동기화지점에서 속도 변화가 발생하여 변속 충격이 크게 나타나므로, 부변속 지점에 HST 스트로크가 다다를 경우, 히스테리시스를 고려한 시간 지연과 체적 효율 저하에 따른 스트로크 에러를 보완하기 위하여 전류 궤적을 수정하여 HST 스트로크를 원하는 지점까지 다다르도록 하였다. 변속이 완료되어 HST 스트로크가 이동하게 될 경우 전류 궤적을 다시 수정하여 빠르게 이동 가능하도록 하였다.

아래 그림은 1->2단 전환 Stroke = -720에 도달하지 못해 오차가 70정도 발생함에 따라 차속 저하에 따른 충격 발생 -> 적응 제어 적용 후 차속 변화 감소를 나타낸 것이다.

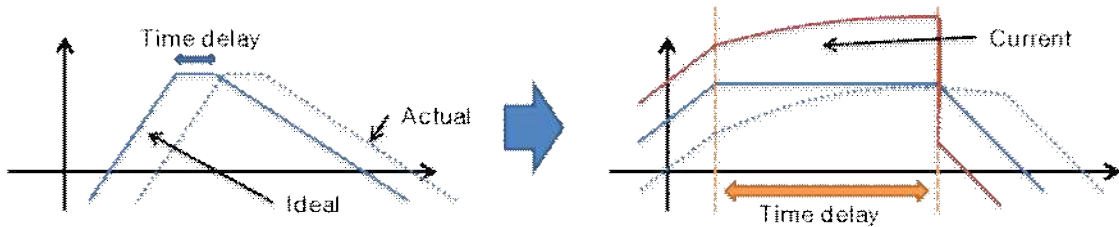


그림 3.2.57 HST 효율 및 히스테리시스를 고려한 적응 제어 방안

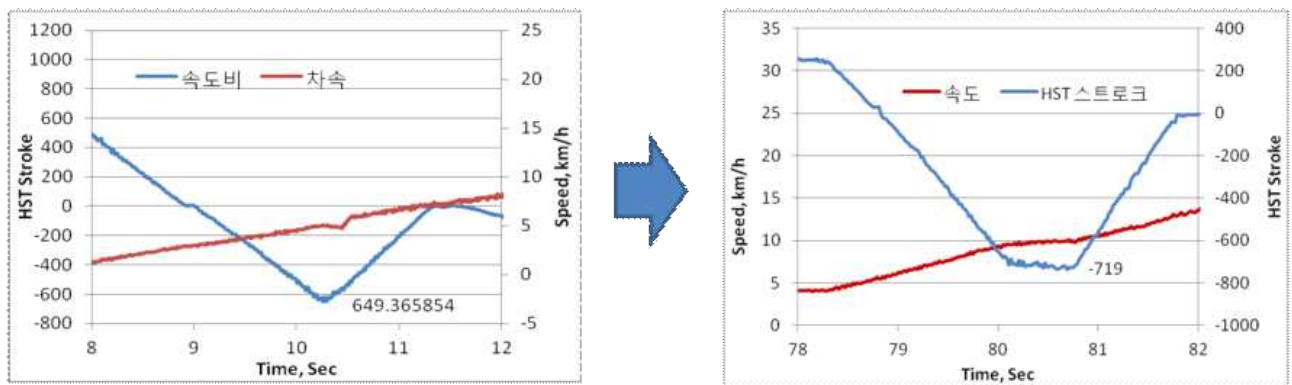


그림 3.2.58 HST 스트로크 제어에 따른 변속 충격 완화 방안

부변속 클러치 절환의 경우, 클러치팩 실린더의 이동 시간과 밸브의 응답 시간 지연으로 인하여, 목표 변속단과 현재 변속단을 동시에 변화 시킬 경우, 동력이 단절되는 현상이 발생, 이는 부하가 작용할 경우 변속 충격이 발생할 수 있다. 따라서 HST 스트로크가 부변속 절환 지점에 다다를 경우, 아래 그림과 같이 목표 변속 단수의 클러치가 밸브 시간 지연 응답 만큼 미리 동작하여 시간 지연응답을 최소화 하고, 현재 변속단수의 클러치는 목표 변속 단수의 클러

치가 Engage되는 시점까지 기다려준 후 Disengage를 하는 알고리즘을 추가하였다.

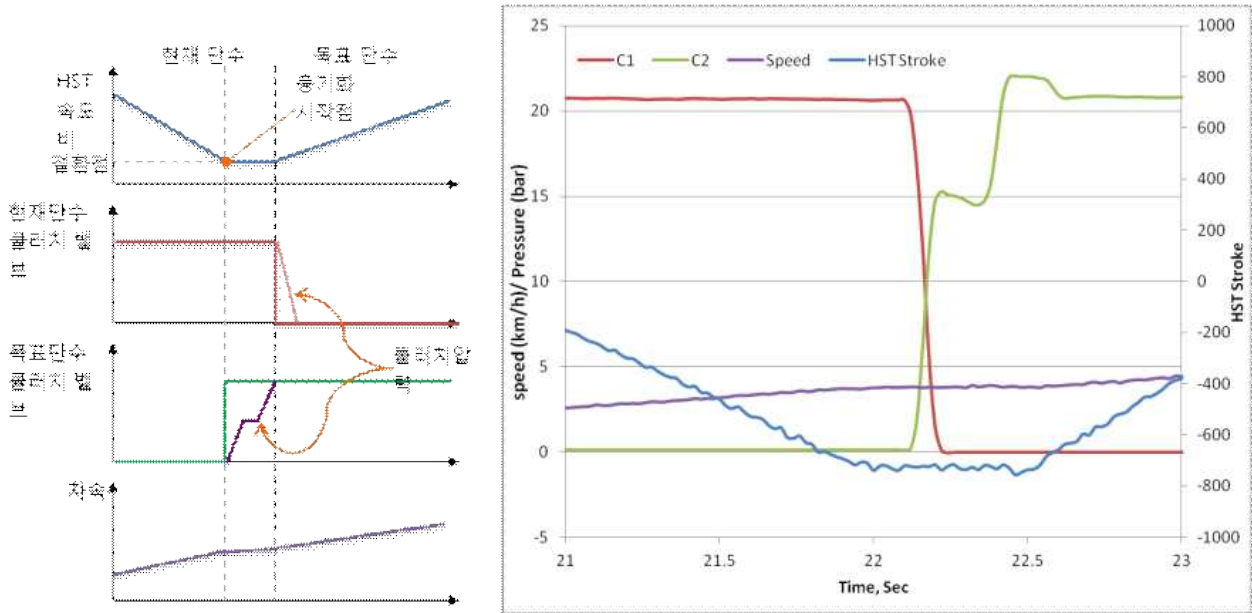


그림 3.2.59 부변속 클러치 제어

부변속 동작의 응답 속도를 개선하고 변속 충격을 줄이기 위해 위와 같이 HST 스트로크 제어와 부변속 클러치 제어 알고리즘을 적용한 결과는 다음 그림과 같으며, 공차 상태와 쟁기 작업 주행 상태에 대해 변속 시간은 0.32초, 변속 충격은 0.1G 이하로 최적화하였다.

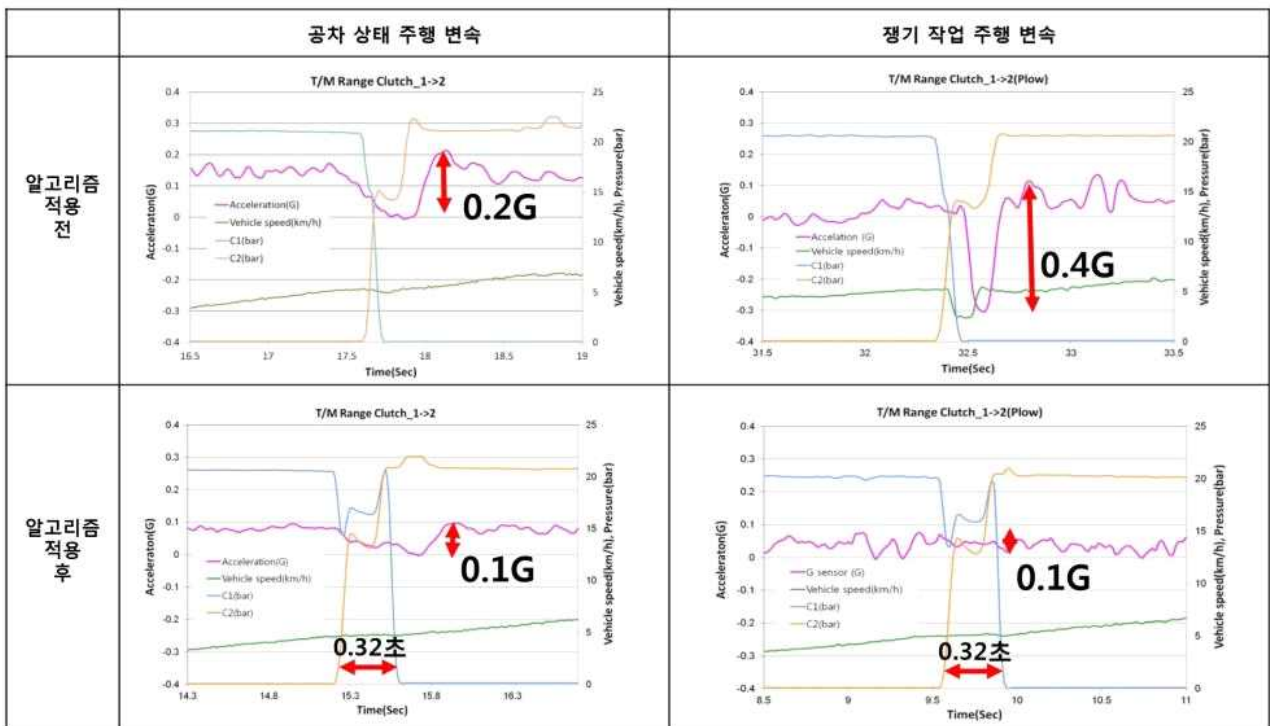


그림 3.2.60 부변속 변속 충격 개선

### 3.2.8 트랙터 작업부하 계측

#### 3.2.8.1 트랙터 작업부하 계측 시스템 개발

가. 트랙터 제원

본 연구에서 사용된 트랙터는 표 3.2.10과 같이 크기 4,000 × 2,677 × 2,640 (L × W × H) mm, 무게 3,260 kg의 71 kW급 4륜구동 중형 트랙터를 사용하였다. 트랙터 엔진의 정격출력은 2,300 rpm에서 71 kW로 이때 PTO 출력은 65 kW이며, 변속기는 기계식 수동변속기로 동력전달효율은 90%이다. 유압장치는 작업기를 조절하는 3점 히치의 승하강에 사용되는 주 유압펌프와 조향 및 윤활에 사용되는 보조 유압펌프로 구성되며, 이론적 토출량은 주 유압펌프가 12 cc/rev, 보조 유압펌프가 6 cc/rev로 작업기 사용을 위한 주 유압펌프에 더 많은 동력이 분배되고 있음을 알 수 있다.

표 3.2.10 Specification of Test Tractor

Item	Specification
Length × Width × Height (mm)	4,000 × 2,677 × 2,640
Weight (kg)	3,260
Engine	Rated power (kW)
PTO	Rated power (kW)
Hydraulics	No. of pump
	Max. pressure (MPa)
	Pump displacement (cc/rev)
	Volumetric efficiency (%)

나. 동력 계측 센서

(1) 변속기 입력축

변속기 입력축의 토크 및 회전수를 측정하여 소요동력을 계산하였으며, 회전속도는 변속기 입력축과 엔진의 회전속도비가 1:1임을 고려하여 트랙터 자체에 내장되어 있는 엔진 속도계(tachometer)를 사용하여 측정하였다. 토크 측정은 변속기 입력축의 경우 슬립링 등을 이용한 접촉식의 센서 인터페이스를 이용하기 어렵기 때문에 그림 3.2.61과 같이 텔레메트리 시스템을 이용하였다. 변속기 입력축의 텔레메트리 시스템은 클러치를 통해 엔진과 연결되는 중공 축(hollow shaft) 외부에 스트레인게이지(CEA-06-250US-350, MicroMeasurement Co., USA)를 부착하여 토크 신호를 측정하였으며 라디오 텔레메트리(radio telemetry) I/O 인터페이스(R2, Manner, Germany)를 이용하여 무선으로 센서의 신호를 수집하였다. 변속기 입력축의 텔레메트리 시스템은 그림 3.2.62와 같이 구성되었으며, 토크 신호는 스트레인게이지 → 회전부 안테나(rotor antenna) → 고정부 안테나(stator antenna) → 수신기(receiver) → 데이터 수집장치의 순서로 전송되며, 센서 및 안테나 전원은 수신기에서 고정부 안테나를 통해 회전부 안테나로 전원을 공급(induction power)하게 된다. 변속기 입력축의 토크 측정을 위해 사용된 텔레메트리 시스템은 파워트레인 내부에 설치되었고 무선 통신으로 인한 결선의 제한 및 기계적 마모가 없어 수명이 길다는 장점이 있어 작업환경이 열악한 트랙터의 정확한 소요동력 측정이 가능할 것으로 판단된다.



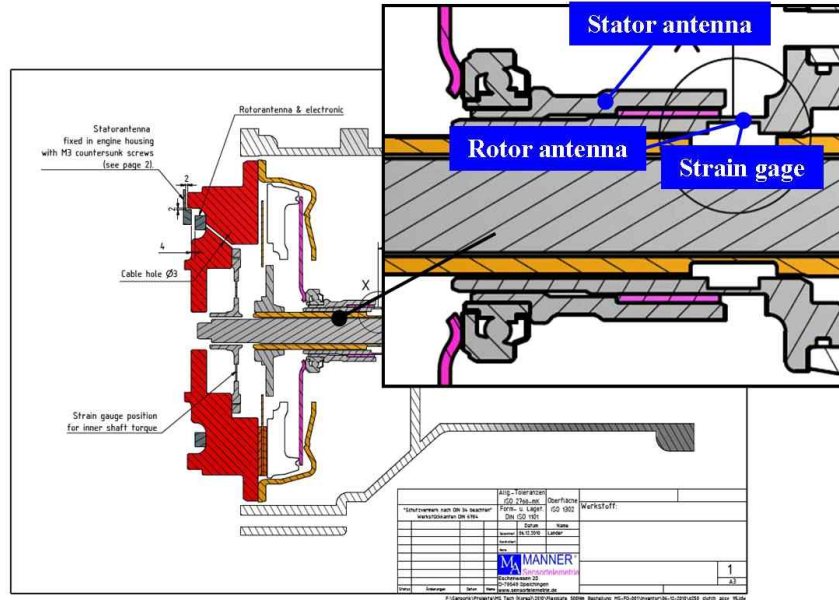


그림 3.2.61 Design of torque measurement system for transmission input shaft.



(a) Strain gauge+rotor antenna      (b) Stator antenna      (c) Receiver

그림 3.2.62 Components of torque measurement system for transmission input shaft.

## (2) PTO 입력축

PTO 입력축의 소요동력은 변속기 입력축과 동일한 텔레메트리 시스템을 이용하였으며, 회전속도도 엔진의 회전속도와 동일하므로 트랙터 자체에 내장된 센서를 이용하였다. PTO 입력축 토크 측정 시스템은 그림 3.2.63과 같이 설계하였으며, 그림 3.2.64(a)와 같이 플라이휠 (flywheel)의 댐퍼(damper)에 4개의 스트레인게이지(CEA -06-250US -350, MicroMeasurement Co., USA)와 회전부 안테나를 설치하여 토크 신호를 측정하였다. 토크 신호 전송 및 전원 공급을 위한 고정부 안테나와 수신기는 각각 그림 3.2.64(b), 그림 3.2.64(c)와 같다.

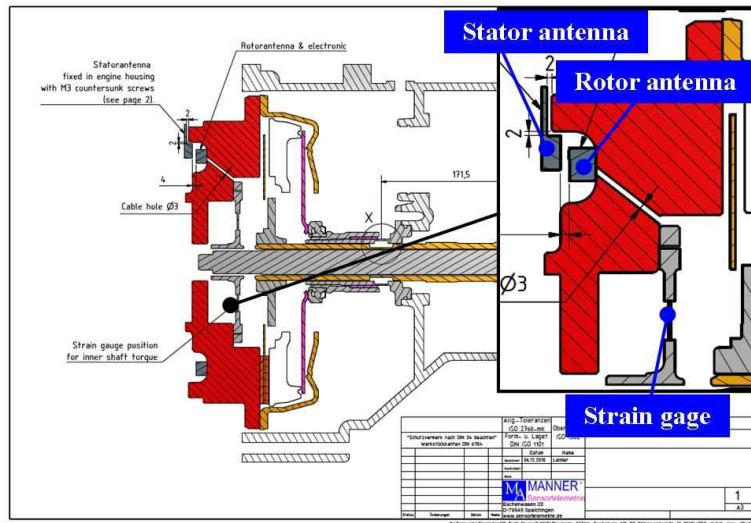


그림 3.2.63 Design of torque measurement system for PTO input shaft.



(a) Strain gage+rotor antenna      (b) Stator antenna      (c) Reciever

그림 3.2.64 Components of torque measurement system for PTO input shaft.

### (3) 유압펌프

유압펌프의 소요동력은 유압펌프의 토출 압력, 유량, 체적 효율을 이용하여 계산하였다. 유압 펌프의 토출 압력은 그림 3.2.68과 같이 주 및 보조 유압펌프에 각각 압력센서(P6A, HBM, Germany)를 장착하여 측정하였으며, 유량은 엔진 회전속도와 유압펌프의 회전속도가 비례하므로 엔진 회전속도와 각각의 펌프에 대한 이론 토출량을 이용하여 계산하였다.

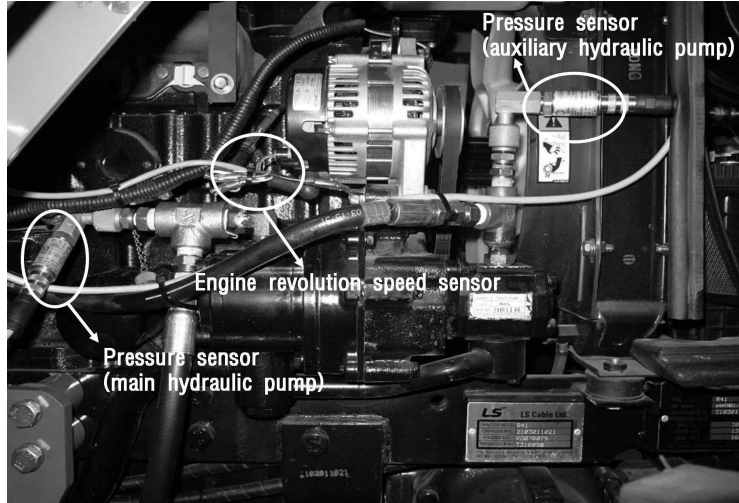


그림 3.2.65 Installed pressure sensors for power measurement of hydraulic pump.

#### 다. 엔진 작업부하 측정

포장작업을 수행하며 측정된 변속기 입력축, PTO 입력축의 토크와 회전수를 이용하여 식 (1)과 같이 소요동력을 계산하였다(Ryu, 2004). 주/보조 유압펌프의 소요동력은 측정된 유압과 이론적 토출량, 채적효율을 이용하여 식 (2)와 같이 계산하였다(Kim, 2004). 산출된 주요 구성 요소의 소요동력 합을 엔진의 소요동력으로 간주하였고, 전체 엔진의 소요동력을 엔진 회전수로 나누어 엔진 부하를 산출하고 엔진의 작업부하로 간주하였다.

$$Power_{axle} (kW) = \frac{2\pi \times T \times N}{60,000} \quad (1)$$

Where, T : Torque, Nm.

N : Rotation speed, rpm.

$$Power_{pump} = \eta_v \times \frac{P \times Q}{104,081} \quad (2)$$

Where,  $\eta_v$  : Volumetric efficiency, %,

P : Hydraulic pump pressure, MPa,

Q : Hydraulic pump displacement, cm<sup>3</sup>/s.

#### 라. 신호처리 방법(잡음제거)

데이터 수집 장치에 의해 측정된 센서의 부하 신호는 측정 시 주변 환경에 따라 여러 가지 잡음이 섞여있어 시스템의 진단을 위해서는 센서 신호의 종류에 따라 적합한 잡음제거 방법이 필요하다. 일반적으로 잡음 제거 방법에는 시간 영역에서 연속되는 신호의 통계적 연산을 이용하여 제거하는 방법과 주파수 영역으로 변환한 후, 알고 있는 잡음 영역을 제거하는 주파수 영

역의 방법이 있다. 주파수 영역의 잡음 제거로는 푸리에 변환(Fourier transform)을 이용한 방법과 웨이블릿 변환(Wavelet transform)을 이용한 방법 등이 있으며 복잡한 신호의 잡음제거에는 모함수(Mother function)가 다양한 웨이블릿 변환이 많이 사용되어 진다. 시간 영역의 잡음 제거로 가장 많이 사용되는 것은 연산이 적고 간단한 이동평균필터(Moving average filter)가 있으며 주변 환경의 변화에 따라 필터 특성의 변화가 가능한 적응필터(Adaptive filter), 상태값을 갱신 및 교정하는 연산을 반복하여 최적의 값을 통계적으로 추정해 나가는 칼만필터(Kalman filter) 등이 있다. 이에 이동평균필터, 웨이블릿필터, 적응필터, 칼만필터를 트랙터 계측 시스템의 잡음 제거에 적합하도록 각각 개발하여 실제 포장에서의 주행 실험을 통해 잡음을 제거하였으며, 이를 통해 트랙터 고장진단 시스템에 적합한 잡음제거 알고리즘을 선정하였다.

(1) 잡음제거 알고리즘 시스템

대형마력 트랙터 시스템에 적합한 잡음제거 알고리즘을 선정하기 위해 그림 3.2.66과 트랙터 작업 중 웨이블릿 변환, 이동 평균법, 적응 필터의 알고리즘을 실시간 처리할 수 있도록 계측 시스템을 개발하였다. 계측 시스템은 고장 진단 센서로부터 측정된 신호를 입력하는 I/O 인터페이스 모듈, 입력된 센서 신호를 고속으로 처리하여 PCI 통신으로 제어부로 전송하는 FPGA(Field Programmable Gate Array) 모듈, 고속의 신호처리 및 제어가 가능한 RT(Real time) 모듈을 이용하였다. 측정된 센서 신호는 1 kHz의 속도로 각각의 센서에 적합한 I/O 인터페이스 모듈에 입력되어 신호 변환을 거친 후, FPGA 모듈에 입력되어 각각의 잡음제거 알고리즘으로 신호처리 하여 RT 모듈에 전송되어 진다.

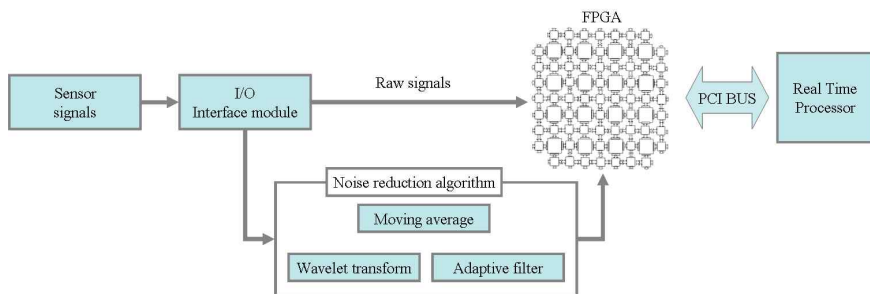


그림 3.2.66 Measurement systems for noise removal algorithm selected

(2) 평가 방법

트랙터의 신호는 변속이 없는 경우에는 대부분의 신호가 일정하므로 잡음제거가 용이한 장점이 있으나 지나치게 많은 연산과 높은 차수를 사용하면 시스템의 감도를 저하시키는 단점이 있다. 그러므로 잡음제거 시스템의 잡음제거 성능을 높이는 동시에 감도를 유지하기 위해서는 각각의 잡음제거 알고리즘의 응답 특성에 관한 연구가 필요하다. 포장 작업 시 엔진축, 트랜스미션축, 차축의 회전속도는 주로 변속에 의하여 측정값이 변화되므로 본 연구에서는 기계식 무단변속기를 이용하여 15 km/h에서 30 km/h로 급속 변속함에 따른 근접센서 신호의 응답을 경사 응답(ramp response)으로 가정하고 지연 시간(delay time)과, 상승 시간(rising time)을 계산하였다. 지연 시간은 응답이 최초로 최종 값의 50 %가 되는데 걸리는 시간이며, 상승 시간은

응답이 최종값의 10~90 %까지 걸리는 시간으로 지연 시간과 상승 시간이 짧을수록 시스템의 반응이 빠른 것을 의미한다.

### (3) 평가 결과

웨이블릿필터, 이동평균필터, 칼만필터, 적응필터를 이용하여 고장진단 센서의 잡음을 제거한 결과, 표 3.2.11과 같이 각각의 신호대잡음비의 평균값은 35.8 dB, 28.7 dB, 35.9 dB, 37.9 dB로 측정되어 원신호의 27.7 dB 보다 좋은 신호대잡음비를 나타내고 있어 높은 잡음제거 성능을 보여주고 있다. 이동평균필터는 센서의 종류에 상관없이 일정한 신호대잡음비를 가지고 있는 것으로 나타났는데, 이것은 이동평균필터가 고속으로 센서 신호를 수집하고 평균을 내서 신호의 잡음을 제거하므로 잡음제거 성능이 센서의 종류 보다는 센서의 수집 속도에 영향을 받기 때문으로 판단된다. 각각의 잡음제거 필터에 대한 잡음제거 성능은 측정 센서에 따라 다소 다른 결과를 보여주고 있으나 전체적으로 적응 필터를 이용한 경우가 가장 우수한 결과를 보여주고 있다. 또한 적응 필터의 경우 엔진 회전속도가 가장 좋은 신호대잡음비를 가지고 있으며, 변속부와 차축도 우수한 잡음제거 성능을 보여 엔진의 회전속도와 유사한 잡음 신호에 영향을 받는 것을 알 수 있다.

잡음제거 시스템의 응답 특성을 알아보기 위해 그림 3.2.67과 같이 15 km/h에서 30 km/h로 급속 변속함에 따른 센서 신호의 변화를 경사 응답으로 가정하여 표 3.2.12와 같이 지연 시간과 상승 시간으로 나타내었다. 필터를 사용하지 않은 경우의 지연 시간은 0.60 s, 상승 시간은 1.13 s로 변속 시간이 다소 지연되고 있음을 알 수 있다.

필터를 사용한 경우의 지연 시간은 적응 제어를 이용한 경우가 1.09 초로 가장 적게 나타났으며, 복잡한 연산 등에 의하여 웨이블릿필터를 이용하면 1.93 초로 잡음 제거 시 많은 시간을 필요로 하는 것을 알 수 있다. 상승 시간은 단순한 계산에 의하여 이동평균필터를 이용하는 것이 0.67 초로 가장 짧은 시간을 보여주고 있으며, 칼만필터를 이용하면 안정된 응답 성능을 보이고 있으나 이전 신호의 공분산에 대한 업데이트로 인하여 상승 시간이 오래 걸리는 것을 알 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 신호대잡음비가 높고 시간 지연이 적은 적응필터를 트랙터의 신뢰성 있는 신호 계측을 위한 잡음제거 알고리즘으로 선정하였다.

표 3.2.11 Signal-to-noise ratio of the filter

Sensor signal	SNR (db)				
	Raw signal	Wavelet filter	Moving average filter	Kalman filter	Adaptive filter
Engine revolution speed	24.5	36.0	28.7	43.7	45.0
Transmission revolution speed	29.6	36.8	28.8	42.5	44.1
Driving shaft revolution speed	31.9	41.5	28.8	39.1	43.9
Driving shaft torque	27.2	36.2	28.7	30.9	32.5
Hydraulic temperature	25.4	28.9	28.7	29.3	30.2
Average	27.7	35.8	28.7	35.9	37.9

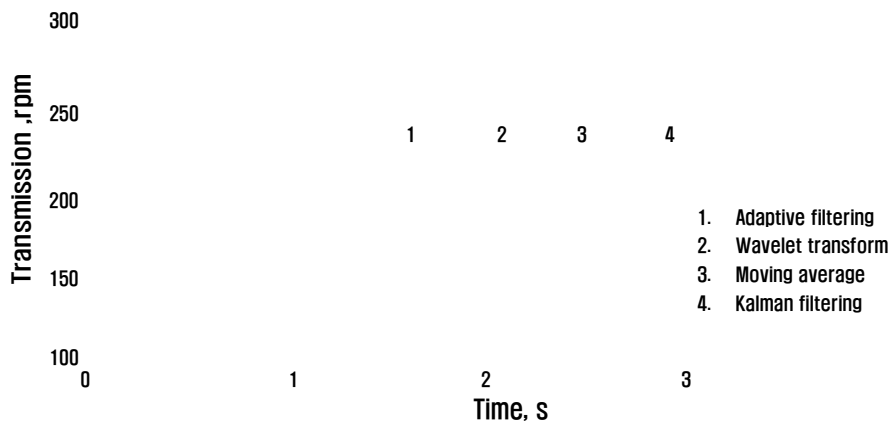


그림 3.2.67 필터 방법에 따른 계단응답.

표 3.2.12 Response characteristics of the filter method

Item	Raw signal	Wavelet filter	Moving average filter	Kalman filter	Adaptive filter
Delay time(s)	0.60	1.93	1.77	1.88	1.09
Rising time(s)	1.31	1.20	0.67	1.53	0.97

### 3.2.9.2 트랙터 주요 포장작업의 부하 측정 및 분석

#### 가. 주요 포장작업 선정

트랙터는 플라우 경운, 로타리 경운, 베일러, 랩핑, 운반 등 다양한 농작업을 수행한다. 본 연구에서 개발할 작업 사이클은 농작업 시간에 대한 사용자 실태조사를 참고하여 선정하였다. Lee (2011)의 조사 결과 표 3.2.13과 같이 국내 중형 트랙터의 연간 이용 시간은 평균 342 시간으로 나타났으며, 작업별 트랙터의 평균 이용 시간은 로타리 경운 102 시간(30%), 플라우 경운 86 시간(25%), 베일러 작업 55 시간(16%), 랩핑 작업 41 시간(12%), 로더 작업 24 시간(7%), 트레일러 작업 17 시간(5%), 기타 작업 17 시간(5%)의 순서로 나타났다. 트랙터 사용 비율 분석 결과를 고려하여 연간 이용 시간이 많은 본 연구에서는 비중이 높은 플라우 경운, 베일러 작업 및 로타리 경운 작업을 선정하여 작업 사이클을 개발하였다.

표 3.2.13 Survey results of averaged annual usage of tractor for field operation

Field operations	Averaged annual usage	
	Time (h)	Ratio (%)
Plow tillage	86	25
Rotary tillage	102	30
Trailer	17	5
Loader	24	7
Baler operation	55	16
Wrapping operation	41	12
Others	17	5
Total	342	100

#### 나. 포장작업의 부하 측정 실험

경운 및 베일러 작업은 전라남도 함평군(위도 35°59'23" ~ 35°59'26" 경도 127°12'56" ~ 127°13'3")에서 실시하였으며 작업 기간은 플라우, 로타리 경운의 경우 2013년 4월부터 1개월간, 베일러 작업의 경우 2013년 10월부터 1개월간 수행하였다. 작업별로 동일한 규격 및 토질 조건을 가진 경작지를 대상으로 포장 시험을 진행하였으며, 경작지 하나의 규격은 3,000 m<sup>2</sup>(100mx30m), 총 10개를 대상으로 경운 및 베일러 작업을 실시하였다. 또한 포장 시험 전 토양 조건 분석을 위해 토성, 수분함량 및 원추 관입지수의 특성을 분석하였다. 토성은 전북대학교에 의뢰하여 미국 농무부(USDA)법에 의해 분석하였고 수분함량은 오븐건조법을 이용하였으며 원추 관입지수는 soil compaction meter (SC900, Spectrum Technology, E Plainfield, USA)를 이용하여 3회 반복 측정하였다(ASABE, 2011a; ASABE, 2011b). 각각의 토양 분석 결과 표 3.2.14와 같이 토성, 평균 수분함량 및 평균 원추 관입지수는 플라우 경운 시에는 사질토, 22.3 %, 1,325 kPa, 로타리 경운 시에는 사질토, 23.2 %, 1,301 kPa, 베일러 작업 시에는 사질토, 24.9 %, 1,205 kPa로 측정되었다. 작업 경로는 일반적인 왕복경운작업 패턴 중 경운 작업 시

널리 사용되며 작업거리에 따른 영향의 제거가 가능한 그림 3.2.71의 C형으로 선정하였다(Seo et al., 2007).

포장 시험은 숙련된 작업자가 기존의 숙달된 방법으로 수행하여 신뢰성을 향상 시켰으며, 변속수준은 표 3.2.15와 같이 국내의 일반적인 조건으로 선정하였다(Kim et al., 2011a). 변속수준은 플라우 경운은 L3 (부변속 L단, 주변속 3단), 로타리 경운과 베일러 작업은 L3P1 (부변속 L단, 주변속 3단, PTO 1단)으로 선정하였다. 시험은 경운 작업의 경우 경심을 20 cm로 유지하도록 3점 히치를 하강한 후(Kim et al., 2011a) 전진 작업, 조향 및 작업기 상승, 선회, 정지의 일반적인 작업 경로(Seo et al., 2007)로 데이터를 수집하였으며, 베일러 작업은 작물을 수집 및 압축하는 베일링(baling), 압축된 작물의 배출(discharging)의 과정의 반복으로 작물의 배열에 따라 이동하면서(Kim et al., 2011c; Chang et al., 2010) 데이터 수집을 실시하였다.

작업기는 그림 3.2.69와 같이 플라우 경운은 경폭이 240 cm인 8련 단용 플라우(PS2408, Sewoong, Korea)를 사용하였으며, 로타리 경운은 경폭이 230 cm이고 L형 칼날이 탑재되어 있는 대형 로타베이터(WJ230E, Woongjin Machinery Co. Ltd., Korea)를 사용하였다. 베일러 작업은 칼날수가 15개, 베일직경이 1.25 m인 원형 베일러(RF2125, Vicon, Netherland)를 사용하였다.

표 3.2.14 Soil condition of site for tillage

Field operation	Soil type	Averaged water content	Averaged cone index
Plow tillage	Sandy	22.3 %	1,325 kPa
Rotary tillage	Sandy	23.2 %	1,301 kPa
Baler operation	Sandy	24.9 %	1,205 kPa

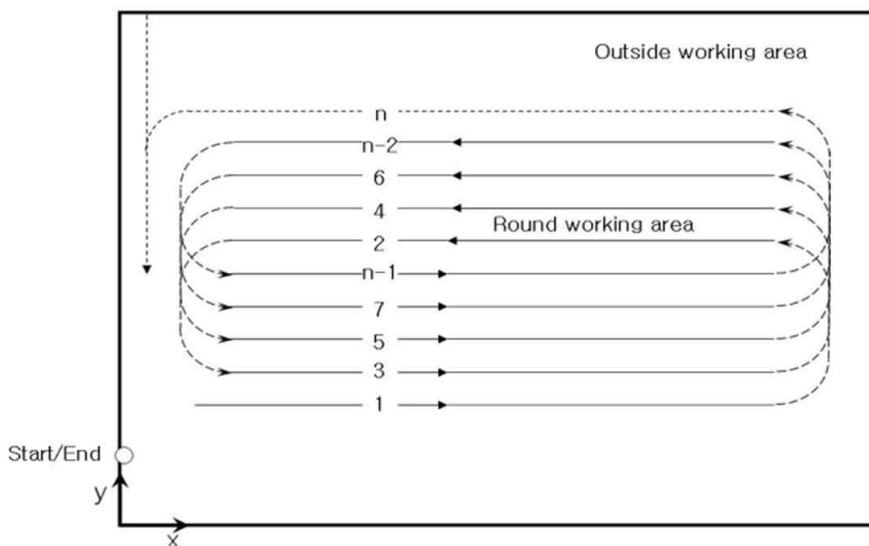


그림 3.2.68 C type path for field operation.



표 3.2.15 Experimental conditions of field operations

Field operations	Depth	Gears setting	
		Transmission	PTO
Plow	20 cm	L3 (3.77 km/h)	-
Rotary			P1 (540 rpm)
Baler	-		

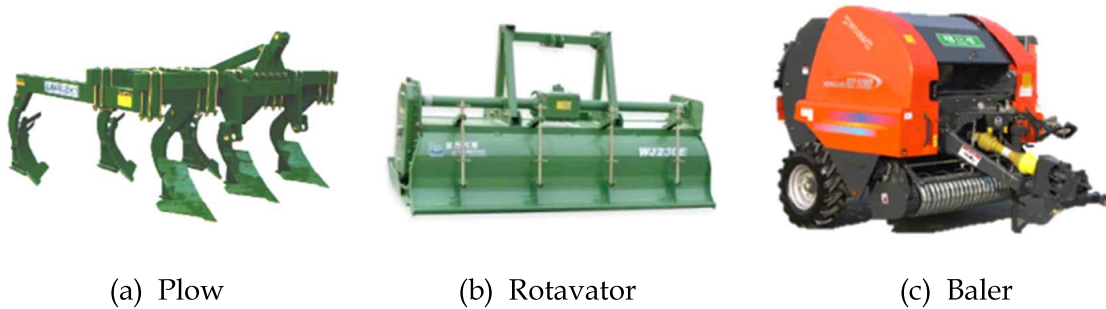


그림 3.2.69 Used tractor implements for field operations.

다. 포장작업의 부하 특성 분석

(1) 플라우 경우

플라우 경우 작업의 변속기 입력 토크, 주 및 보조 유압장치 압력, 엔진 토크(전체 부하)의 대표적인 계측 결과는 그림 3.2.70과 같다. 직진 작업 시 변속기 입력 토크는 토양 상태에 따라 최대 약 177 Nm까지 증가하였으며, 토크 변화의 일정한 패턴은 관찰되지 않았다. 메인 유압장치는 약 5 MPa 수준의 일정 압력을 유지하다가 약 23, 25, 30초에서 8 ~ 9 MPa까지 상승하였는데, 이는 토양 상태에 따른 작업자의 작업기 제어에 따른 결과로 보인다. 보조 유압장치는 직진 주행을 위한 조향 제어에 따라 직진 작업구간 내에서도 다소 변동이 관찰되었으며 약 80초에서 선회 시작에 따라 급격히 상승하였다. 전체 토크는 대부분의 토크가 변속기에서 크게 발생되어 변속기 토크 곡선과 유사하게 관찰되었다. 직진 작업이 끝난 후 다음 직진구간 진입을 위한 선회 시 변속기 입력 토크는 속도 감소와 작업기 상승에 따라 급격히 낮아졌으며 선회 이후에는 순간적인 속도 증가에 의해 100 Nm까지 급격히 상승하였다. 주 유압장치는 선회 구간 진입 시 작업기 상승으로 인해 12 MPa 이상까지 급격히 상승하였으며 작업기 제어 후 다시 감소하여 약 5 MPa를 유지하였다. 보조 유압장치는 선회 작업의 급격한 조향 제어에 의해 15 MPa 이상까지 상승된 후 다시 하강되었으며 조향을 직선에 맞추기 위해 핸들을 푸는 과정에서 다시 상승하였다. 선회 구간에서 전체 토크는 변속기 입력축 토크가 비교적 직진 작업 구간에 비해 낮은 값을 유지한 관계로 유압장치의 변동에 따라 많이 변화함을 알 수 있다.

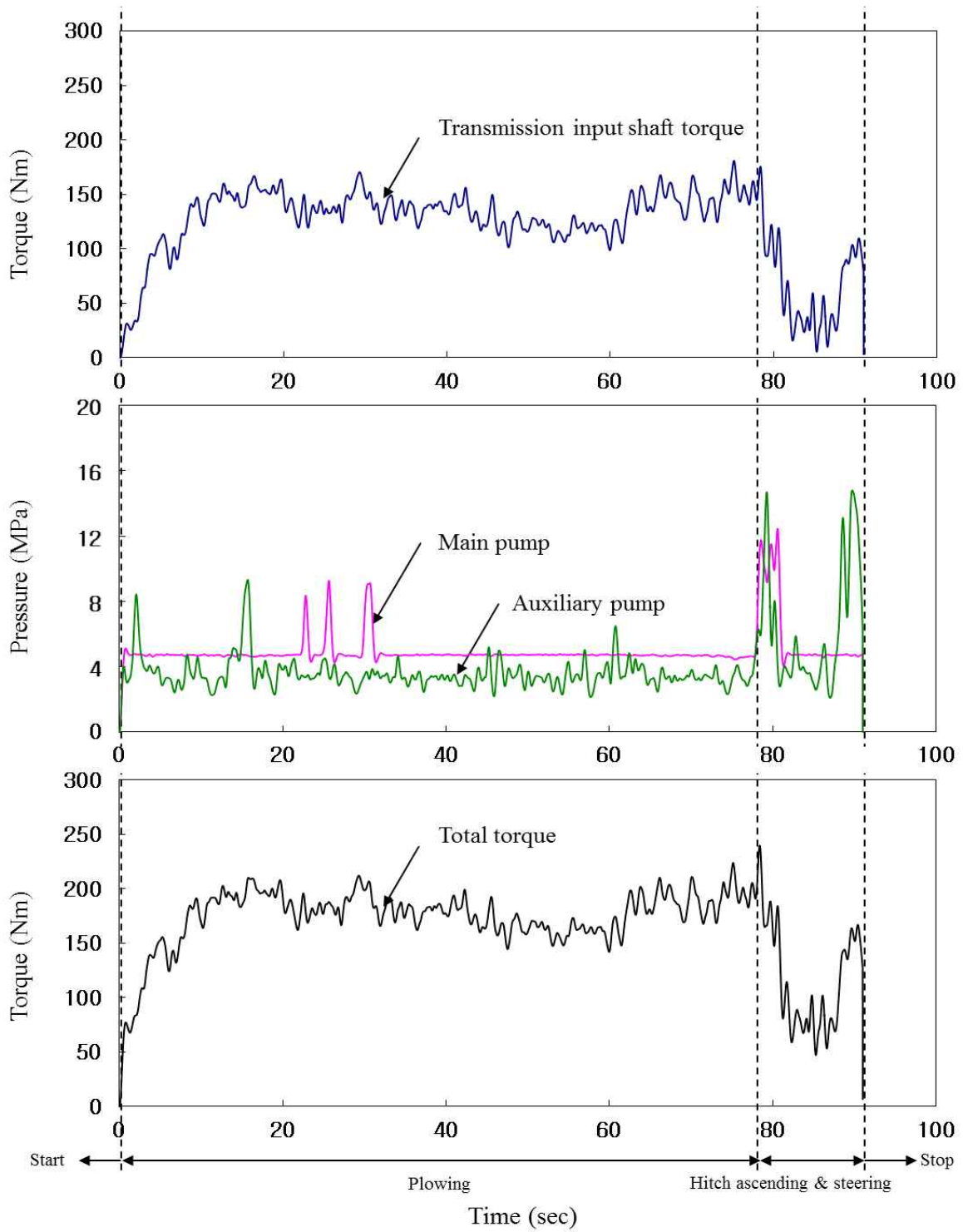


그림 3.2.70 Representative load pattern of plow tillage.

## (2) 로타리 경운

로타리 경운 작업의 변속기 입력 토크, PTO 입력 토크, 주 및 보조 유압장치 압력, 엔진 토크(전체 부하)의 대표적인 계측 결과는 그림 3.2.71과 같다. 전반적으로 플라우 경우에 비해 토크의 변동 빈도가 더 높게 관찰되었으며, 변속기 입력 토크는 50 ~ 100 Nm의 범위를 유지하였고, 대부분의 토크는 PTO에 의해 발생되었다. PTO 입력 토크는 최대 200 Nm 이상까지 상승되었으며 메인 유압장치는 약 5 ~ 13 MPa 범위에서 지속적으로 변동되었다. 이를 통해 플라우 경우에 비해 비교적 작업기 제어가 빈번히 발생됨을 알 수 있다. 보조 유압장치는 약 4 MPa 수준의 일정 압력을 유지하다가 약 10, 85초에서 16 MPa 이상까지 급격히 상승하였다. 계산된 전체 토크는 주요 항목 중 가장 높은 토크 비중을 차지하는 PTO 토크의 변동과 유사하게 관찰되었으며, 최댓값은 약 285 Nm로 나타났다.

## (3) 베일러 작업

베일러 작업의 대표적인 부하 계측 결과는 그림 3.2.72와 같이 나타났다. 변속기 입력 토크는 구동하는 순간에 가장 크게 증가하였으며, 베일 형성 구간에서는 50 ~ 110 Nm의 범위로 나타났다. 또한 트랙터가 정지 상태로 있는 베일 결속(tying a bale) 및 배출(discharging) 구간에는 약 20 Nm 미만의 낮은 부하를 보였다. PTO 입력 토크는 베일 형성 시 챔버 내 수확물의 증가에 따라 지속적으로 증가하여 최대 200 Nm 이상까지 상승하였으며, 베일 결속 구간에서는 트랙터의 정지와 챔버로 유입되는 수확물의 감소에 따라 토크가 감소되었다. 배출 구간에서는 챔버 개폐 후 베일 배출을 위한 회전력 증가로 순간적으로 PTO 토크가 상승되었으며, 배출 이후 급격히 감소되었다. 주 유압장치는 베일 형성 구간에서는 베일러의 수평유지를 위해 유압 회로를 작동시켜 대부분 5 MPa 수준을 유지하였으며 높은 부하 발생 시 히치를 제어하여 순간적으로 10 MPa 이상 증가하는 구간도 관찰되었다. 보조 유압장치는 초기 구동 시 베일 구간 진입을 위한 조향으로 급격하게 16 MPa 이상까지 증가하였다. 베일러 작업 중 수확물이 직선경로에 위치하지 않기 때문에 보조 유압은 베일 형성 구간 중 잦은 조향 작업에 의해 압력이 4 ~ 8 MPa 범위로 나타났으며, 베일 결속 및 배출 구간에서는 별도의 조향이 필요하지 않기 때문에 약 4 MPa 미만의 낮은 압력을 보여 주었다.

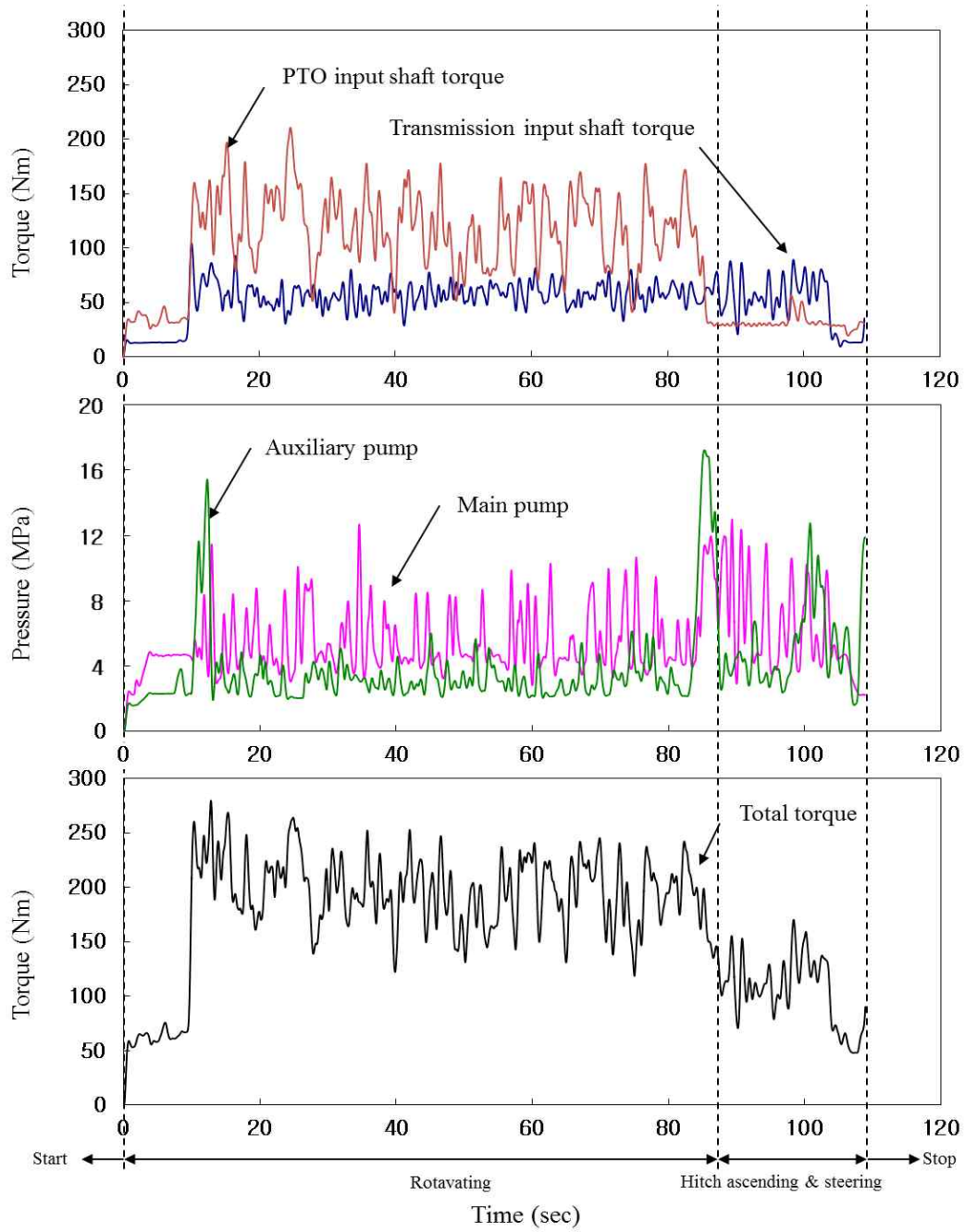


그림 3.2.71 Representative load pattern of rotary tillage.

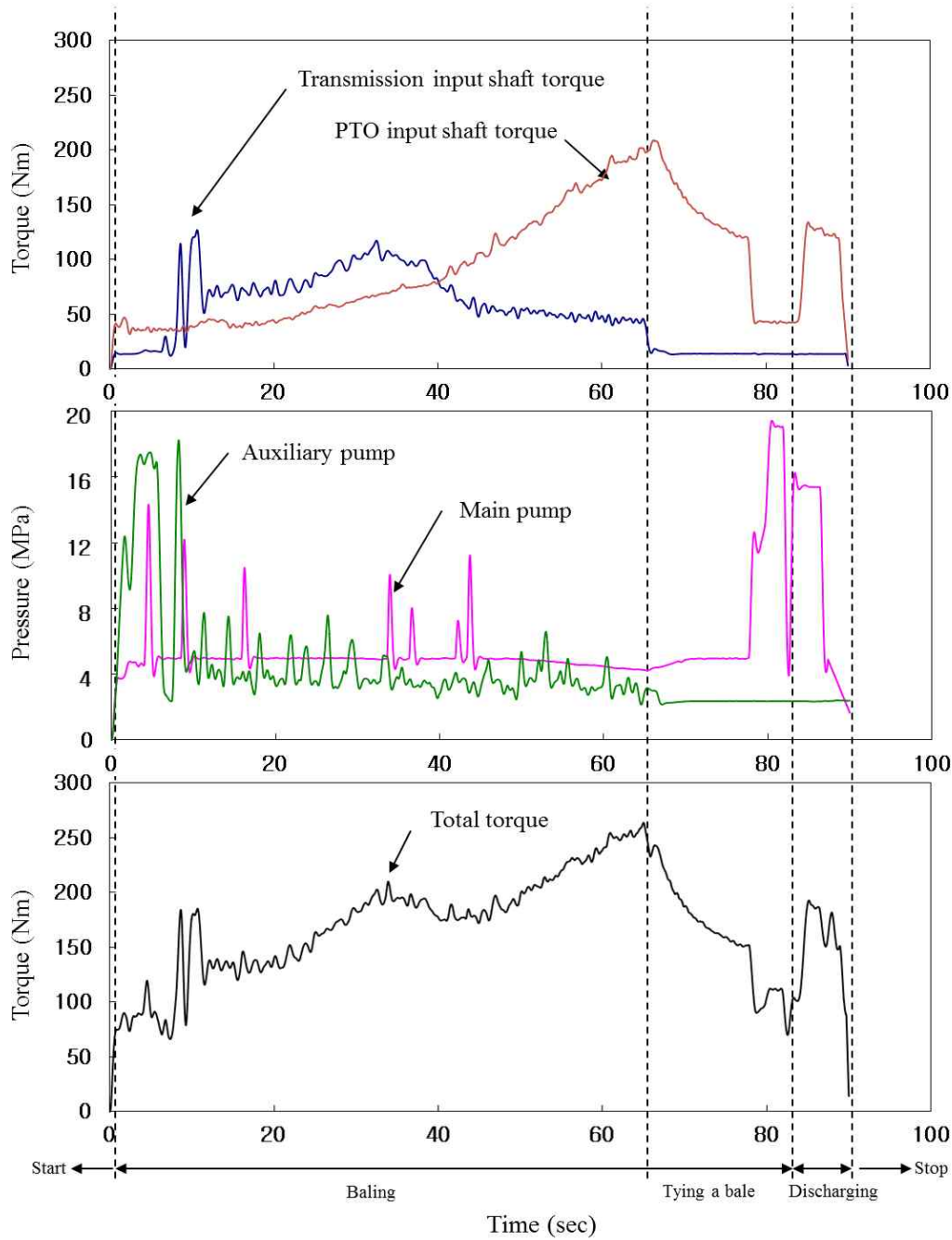


그림 3.2.72 Representative load pattern of baler operation.

### 3.2.8.3 트랙터 주요 포장작업의 작업 사이클 개발

#### 가. 작업사이클 생성

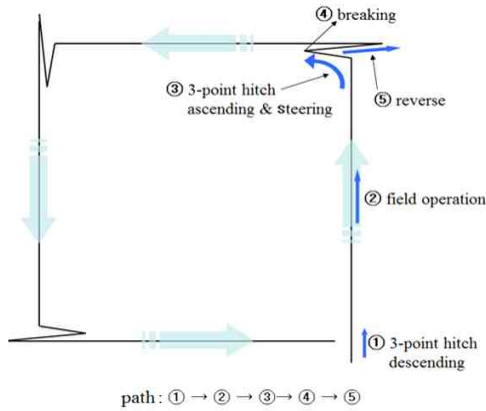
작업 사이클은 주요 작업의 엔진 토크를 최소단위인 micro-trip으로 재분류 후 임의의 micro-trip들을 조합하여 생성하였다(Tong et al., 2011; Kamble et al., 2009; Tamsanya et al., 2009). 이때 micro-trip은 그림 3.2.73과 같이 작업이 반복되는 최소 단위이며 플라우 및 로타리 경운 작업은 직선 작업과 다음 경로 진입을 위한 선회 과정이 반복되므로 직선 작업 시작 시점에서 선회 종료까지로 micro-trip구간을 선정하였다. 베일러 작업은 조사료의 처리, 운반, 저

장이 용이하도록 조사료를 베일로 만드는 과정으로 트랙터가 이동하며 조사료를 걷어 올리고 (pick-up) 절삭(chopper)하는 베일 형성(baling) 구간, 챔버 내에 베일이 가득 차면 트랙터를 정지시켜 베일을 끈으로 결속하는 베일 결속 구간(tying a bale), 챔버를 열어 수확물을 배출하는 배출 구간(discharging)으로 구분된다. 따라서 micro-trip은 1개의 베일을 형성하여 배출하기까지의 구간으로 선정하였다. 작업 사이클을 구성하는 micro-trip 수는 경운 작업의 경우 1구역의 경작지에서 왕복 가능한 횟수를 기준으로 결정하였으며, 베일러 작업은 1개의 시험 경작지에서 생성되는 베일의 개수를 기준으로 선정하였다. 따라서 경운 작업의 경우 시험 경작지에서 평균 5회 왕복 작업이 가능하여 10개의 micro-trip을 이용하였으며, 베일러 작업은 경작지 당 평균 7개의 베일 배출이 가능하여 7개의 micro-trip으로 작업 사이클을 구성하였다.

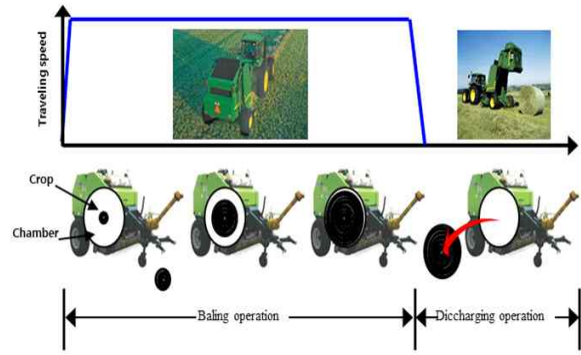
생성된 작업 사이클 중 대표성이 결여된 작업 사이클은 판정 기준(assessment criteria)을 통해 제외시켜야 한다. 자동차는 운전자가 직접 스로틀 페달(throttle pedal)을 제어하여 운전 경로 및 상황에 따른 속도, 가속도의 패턴이 발생되기 때문에 주행 사이클의 판정기준은 속도, 가속도 관련 인자들이 사용된다(Hung et al., 2007). 트랙터의 경우 작업 시 스로틀을 고정 후 정속 주행하며 작업 상태에 따라 토크의 패턴이 발생되기 때문에 작업 사이클의 판정 기준은 토크(torque), 토크 변화량(torque-variation) 관련 항목과 정상적인 작업 진행과 작업 효율의 판단을 위해 작업 시간을 대표하는 micro-trip의 평균 시간 항목을 이용하였다. 선정된 판정 기준은 아래와 같다(Yoon, 2013).

- (1) 최대 토크(maximum torque), Nm
- (2) 최소 토크(minimum torque), Nm
- (3) 평균 토크(averaged torque), Nm
- (4) 최대 토크(maximum torque variation), Nm/s
- (5) 최소 토크(minimum torque variation), Nm/s
- (6) 평균 토크(averaged torque variation), Nm/s
- (7) Micro-trip 평균 시간(micro-trip averaged duration), s

생성된 작업 사이클은 판정 기준을 인자로 전체 데이터(경운 작업 : 각각 100개의 micro-trip, 베일러 작업 : 70개의 micro-trip)와의 절대상대오차(absolute percentage error)를 계산하였으며, 평가 기준 각각의 절대상대오차가 모두 5%미만인 경우에만 대표성을 가지는 적합한 작업 사이클로 판정하였다(Tong and Hung, 1999).



(a) Tillage



(b) Baler operation

그림 3.2.73 Micro-trips of tillage and baler operation.

#### 나. 작업사이클 분석

판정 기준을 통해 선정된 작업 사이클 중 가장 대표성을 가지는 작업 사이클은 PV (performance value)와 SAPD (speed acceleration probability distribution)를 이용한 SSD (sum square difference)를 통해 최종 선정하였다. PV는 작업 사이클의 판정 기준 항목 각각의 절대오차에 대한 가중치 합으로 표현되며, SSD는 SAPD를 이용하여 전체 데이터와 작업 사이클 간 속도(토크) - 가속도(토크변화량) 쌍의 확률 분포 차이를 나타낸다. 두 가지 지표 모두 데이터 그룹 간의 유사성에 대한 차이를 나타내기 때문에 값이 낮을수록 대표성이 더 높다고 판단한다.

SAPD의 경우 작업 사이클은 속도, 가속도가 아닌 토크, 토크 변화량이 주요 항목이므로 TTPD (torque torque-variation probability distribution)로 바꾸어 확률 분포도를 작성하였다. TTPD는 측정된 토크 및 토크 변화량의 최소, 최대값을 고려하여 각각 동일한 구간으로 등분한 후 토크 - 토크 변화량 쌍이 발생된 시간의 2차원 배열을 구성하고 전체 시간에 대한 비율로 변환하여 작성한다. TTPD의 토크, 토크 변화량 구간은 본 연구에서 사용된 71 kW급 트랙터 엔진의 최대 토크를 고려하여 등분하였다. 토크 구간은 0 ~ 400 Nm 범위를 10 Nm 간격으로, 토크 변화량 구간은 -200 ~ 200 Nm 범위를 10 Nm 간격으로 등분하였으며, 각각의 구간별 발생 시간 빈도를 계산하여 전체 시간에 대한 비율로 환산하였다.

#### (1) 플라우 경운

플라우 경운의 작업 사이클(working cycle of plow tillage, WCPT)은 그림 3.2.74와 같이 나타났다. 작업 사이클은 모두 10개의 micro-trip으로 구성되었고 약 1,000초의 작업 시간을 가진다.

플라우 경운 작업 사이클의 판정 기준 값과 전체 데이터와의 절대상대오차는 표 3.2.16과 같다. 플라우 경운의 작업 사이클은 2.4 ~ 4.7%의 절대상대오차 범위로 모든 항목에서 5% 미만을 만족하고 있으며 micro-trip의 평균시간에서 최대 4.7%로 가장 크게 나타났다. 이는 micro-trip 시간의 경우 같은 거리의 작업구간에서도 발생하는 부하에 따른 슬립, 사용자의 부

하 제어 등 작업 속도에 영향을 주는 인자가 다양하기 때문에 타 요인에 비해 통계적인 차이가 더 큰 것으로 판단된다.

토크 변화량의 최댓값은 TTPD의 토크 변화량 범위인  $-200 \sim 200 \text{ Nm/s}$ 를 초과하여 경운 작업의 부하 변동이 엔진의 최대 토크인  $400 \text{ Nm}$ 에서 최대 50%까지 증가 혹은 감소될 정도로 크게 변함을 알았다. 토크 변화량 범위는 더 큰 범위의 선정이 가능하나 토크 데이터 수집 결과, 토크 변화량의 최대 크기가  $200 \text{ Nm/s}$  이상인 경우는 그 빈도가 상대적으로 매우 작아 TTPD 작성 시 구별이 어려워 본 연구에서는 범위인  $-200 \sim 200 \text{ Nm/s}$ 를 초과하는 경우에는 각각  $-200$ 과  $200$ 으로 나타내었다.

전체 데이터 및 플라우 경운 작업 사이클의 TTPD 작성 결과는 각각 그림 3.2.75, 3.2.76과 같이 나타났다. 플라우 경운 작업 사이클의 TTPD는 전체 데이터의 TTPD와 유사한 형상을 보여 플라우 작업에 대해 대표성을 가지고 있음을 알 수 있다. 플라우 경운 작업 사이클은 토크의 경우  $40 \sim 300 \text{ Nm}$ 의 범위에 분포되어 있으며 전체 데이터에 비해 표본이 작기 때문에 좀더 분산되어 있음을 알 수 있다. 이때 토크 변화량은  $-100 \sim 100 \text{ Nm/s}$ 의 범위에서 대부분 분포되어 있었다.

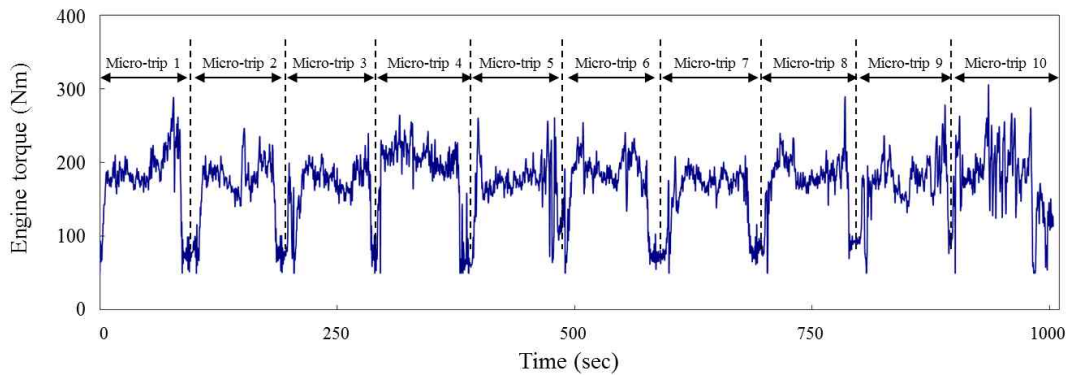


그림 3.2.74 Working cycle of plow tillage (WCPT).



표 3.2.16 Comparison of assessment parameters of selected working cycles and the entire data (plow tillage)

Parameter	Entire data	WCPT	APE (%)
Max. torque (Nm)	312.5	301.9	3.4
Min. torque (Nm)	49.2	51.3	4.3
Mean torque (Nm)	168.3	164.2	2.4
Max. torque-variation (Nm/s)	200.0	194.7	2.7
Min. torque-variation (Nm/s)	-200.0	-192.6	3.7
Mean torque-variation (Nm/s)	5.0	5.3	3.9
Mean micro-trip Duration (sec)	97.9	102.5	4.7

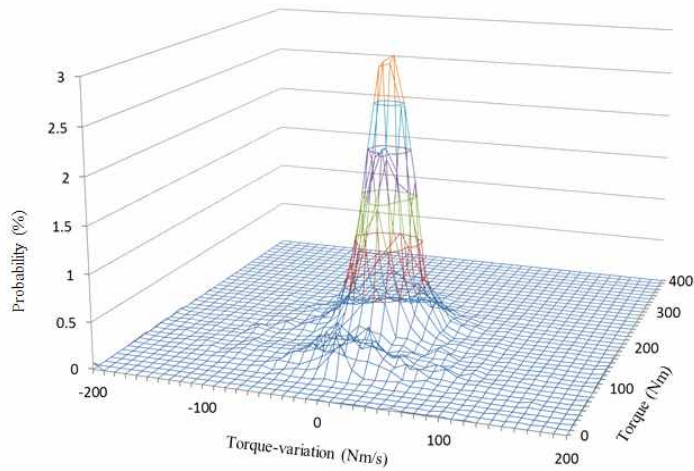


그림 3.2.75 The result of TTPD for entire data of plow tillage (100 micro-trips).

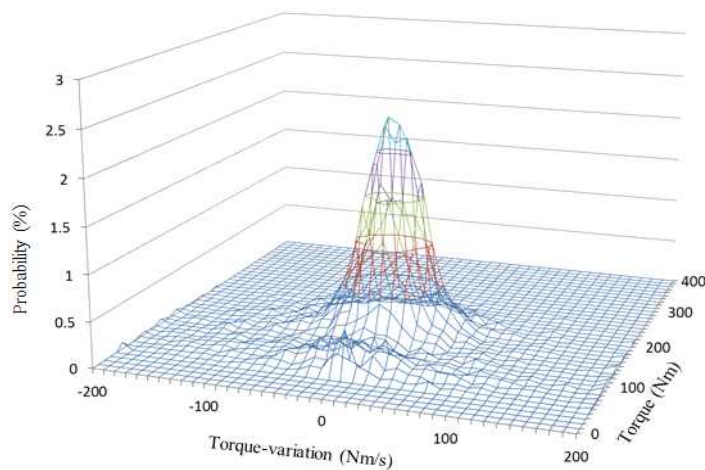


그림 3.2.76 The result of TTPD for working cycle of plow tillage (10 micro-trips).

(2) 로타리 경운

로타리 경운의 작업 사이클(working cycle of rotary tillage, WCRT)은 그림 3.2.77과 같이 나타났다. 작업 사이클은 플라우 경운과 같이 모두 10개의 micro-trip으로 구성되었고 약 1,000초의 작업 시간을 가졌다.

로타리 경운 작업 사이클의 판정 기준 값과 전체 데이터와의 절대상대오차는 표 3.2.17과 같다. 로타리 경운 작업 사이클의 절대상대오차는 1.4 ~ 4.7%로 플라우 경운 작업 사이클에 비해 다소 넓은 범위지만 모든 항목에서 5% 미만을 만족하고 있으며, 플라우 경운 작업 사이클과 동일하게 micro-trip의 평균시간에서 최대 4.7%로 가장 큰 오차를 가졌다.

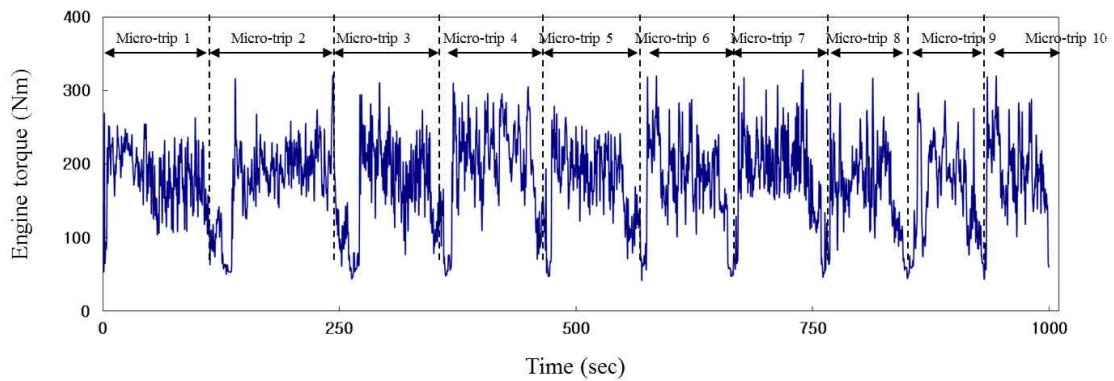


그림 3.2.77 Working cycle of rotary tillage (WCRT).

표 3.2.17 Comparison of assessment parameters of selected working cycles and the entire data (rotary tillage)

Parameter	Entire data	WCRT	APE (%)
Max. torque (Nm)	329.1	324.1	1.5
Min. torque (Nm)	44.9	46.7	4.0
Mean torque (Nm)	180.1	177.5	1.4
Max. torque-variation (Nm/s)	199.8	196.6	1.6
Min. torque-variation (Nm/s)	-199.5	-192.9	3.3
Mean torque-variation (Nm/s)	-4.1	-4	2.4
Mean micro-trip Duration (sec)	106.1	101.1	4.7

전체 데이터 및 로타리 작업 사이클의 TTPD 작성 결과는 각각 그림 3.2.78, 3.2.79와 같이 나타났다. 로타리 경운 작업 사이클의 TTPD는 플라우 경운 작업 사이클에 비해 전체 데이터와 차이가 다소 발생되어 좀 더 넓은 범위에 산재되어 있지만 전반적으로 유사한 형상을 보여주고 있다. 로타리 경운 작업 사이클은 토크의 경우 40 ~ 300 Nm의 범위에 분포되어 있으며

토크 변화량은  $-200 \sim 200 \text{ Nm/s}$ 의 범위에서 넓게 분포되어 있다.

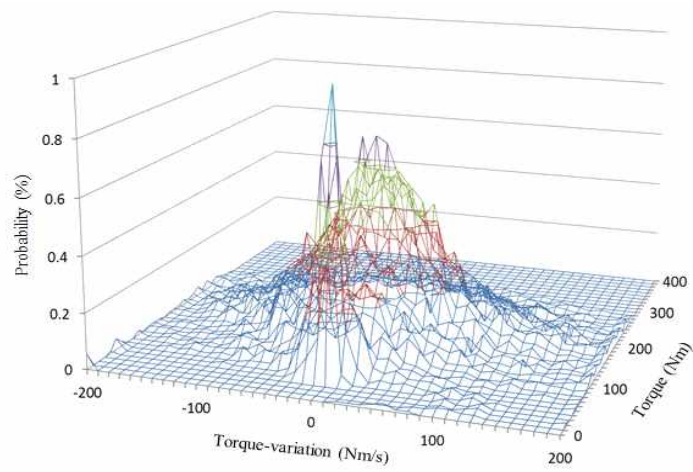


그림 3.2.78 The result of TTPD for entire data of rotary tillage (100 micro-trips).

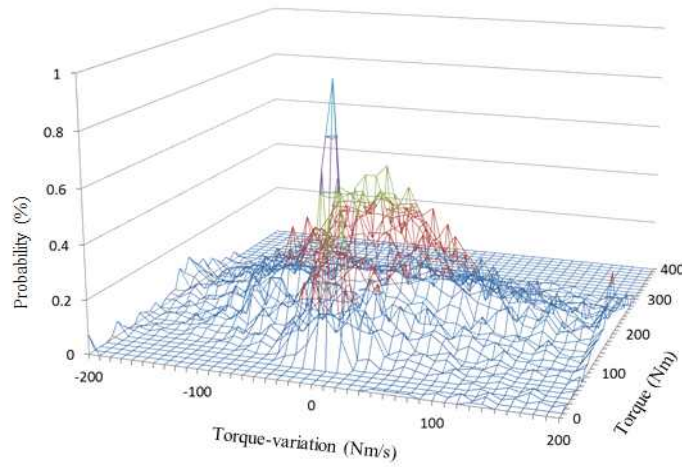


그림 3.2.79 The result of TTPD for working cycle of rotary tillage (10 micro-trips).

### (3) 베일러 작업

대표적인 베일러 작업 사이클(working cycle of baler operation, WCBO) 선정 결과, 그림 3.2.80과 같이 나타났다. 베일러 작업 사이클은 경작지 단일 구역에서 수확되는 평균 베일수를 고려하여 7개의 micro-trip으로 구성되었고 약 600초의 작업 시간을 나타냈다.

전체 데이터와 베일러 작업 사이클의 판정 기준 값 각각의 절대상대오차는 표 3.2.18과 같이 나타났다. 베일러 작업 사이클의 판정 기준 중 토크의 최대, 최소, 평균은 각각 333.8, 34.2, 172.2 Nm이며 토크 변화량의 최대, 최소, 평균은 각각 196.8, -194.8, 0.058 Nm/s, micro-trip의 평균시간은 97.3 sec로 나타났다. 베일러 작업 시 엔진 최대토크의 최대 약 84%, 평균 43% 수준의 부하가 발생되며, 토크 변화량을 기준으로 확인 결과, 엔진 최대토크의 최대 50%의 증가 혹은 감소될 정도로 크게 변함을 알 있다. 베일러 작업 사이클의 판정 기준은 전체데이터와 0.1 ~ 4.9%의 범위로 모든 항목이 5% 미만을 만족하였으며 평균 토크에서 최소 오차를, micro-trip 평균시간에서 4.9%의 최대 오차가 관찰되었다.

베일러 작업의 TTPD 작성 결과 전체 데이터는 그림 3.2.81, 베일러 작업 사이클은 그림 3.2.82와 같이 나타났다. 전체 데이터와 베일러 작업 사이클의 TTPD는 토크 범위 30 ~ 300 Nm, 토크 변화량의 범위 -200 ~ 200 Nm/s에서 유사한 분포를 보였으며, 평균 토크와 평균 토크 변화량에 근접 할수록 높은 확률분포를 가졌다. 평균 지점에서 전체데이터는 최대 약 2.5%의 확률분포를 가졌으며, 작업 사이클은 약 2%의 확률분포를 가져 전체 데이터에 비해 작업 사이클이 다소 범위 내에서 좀 더 고르게 분포됨을 확인 할 수 있었다. 이는 전체에 비해 작업 모드 제작에 활용된 데이터가 적은 것에 기인된 것으로 판단된다.

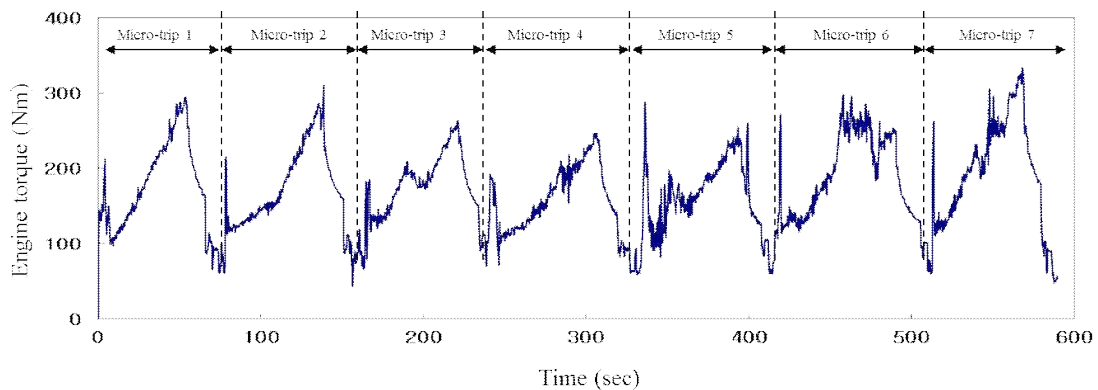


그림 3.2.80 Working cycle of baler operation (WCBO).

표 3.2.18 Comparison of assessment parameters of selected working cycles and the entire data (baler operation)

Parameter	Entire data	WCBO	APE (%)
Max. torque (Nm)	334.2	333.8	0.1
Min. torque (Nm)	32.6	34.2	4.8
Mean torque (Nm)	172.1	172.2	0.1
Max. torque-variation (Nm/s)	198.9	196.8	1.1
Min. torque-variation (Nm/s)	-199.1	-194.8	2.1
Mean torque-variation (Nm/s)	0.06	0.058	3.3
Mean micro-trip Duration (sec)	92.8	97.3	4.9

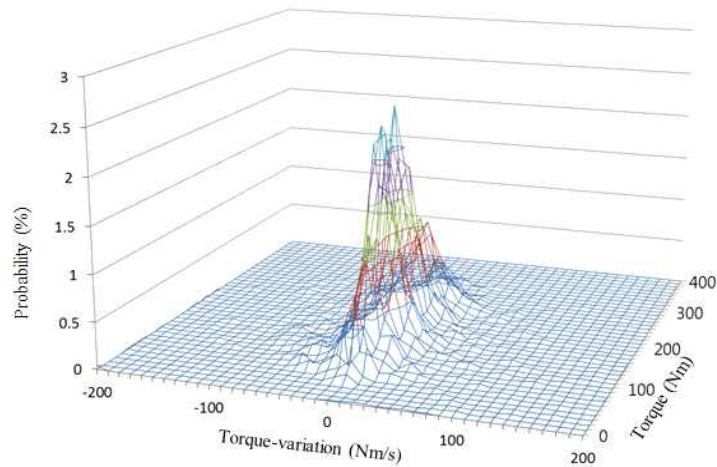


그림 3.2.81 The result of TTPD for entire data of baler operation (70 micro-trips).

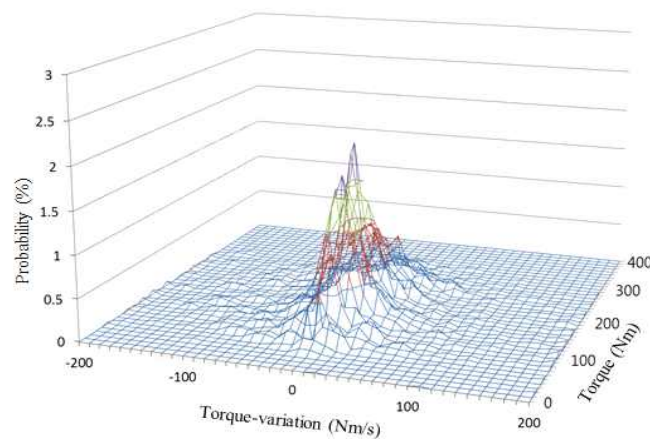


그림 3.2.82 The result of TTPD for working cycle of baler operation (7 micro-trips).

다. 작업사이클 평가

작업 사이클의 PV, SSD 계산 결과는 표 3.2.19와 같다. PV 값은 플라우 경운 작업 사이클에서 108.71, 로타리 경운 작업 사이클에서 115.42, 베일러 작업 사이클에서 89.55로 베일러에서 가장 낮게 나타났으며, TTPD를 이용하여 SSD를 계산한 결과 플라우 경운, 로타리 경운, 베일러 작업 사이클에서 각각 1195.96, 1212.53, 952.19로 PV와 동일하게 베일러 작업 사이클에서 가장 낮게 나타났다. 이를 통해 3가지 작업 사이클 중 베일러 작업이 다른 작업에 비해 전체 데이터에 대한 대표성이 더 큰 것을 알 수 있다.

최종 선정된 작업 사이클은 트랙터 분야의 작업 사이클 개발에 대한 연구 사례가 미비하기 때문에 국제 공인 주행 사이클을 이용하여 평가하였다. 평가는 각각의 주행 사이클의 PV를 개발된 작업 사이클 PV에 대한 비율로 표현하였으며 그 결과 표 3.2.20와 같이 대부분의 경우 현재 사용되고 있는 주행 사이클에 비해 PV가 낮게 나타났고 특히, FTP 72와 LA 92의 경우 플라우 경운 작업 사이클의 55%, 로타리 경운 작업 사이클의 52%, 베일러 작업 사이클의 67% 수준으로 가장 큰 차이를 보였다. 반면 가장 유사한 값을 보인 주행 사이클은 ECE 15로써 플라우 경운 작업 사이클의 90%, 로타리 경운 작업 사이클의 84%, 베일러 작업 사이클의 108%로 나타나 베일러의 경우 더 좋은 결과를 보였다. 따라서 개발된 작업 사이클이 대체적으로 트랙터 작업 특성을 잘 반영하고 있으며 최적화를 통해 트랙터 실내 성능평가에 활용 가능하다고 판단된다.

표 3.2.19 Comparison of SSD and PV of work cycles and driving cycles

	WCPT	WCRT	WCBO
PV	108.71	115.42	89.55
SSD	1195.96	1212.53	952.19

표 3.2.20 PV ratio with respect to selected working cycles

	NYCC	IM240	FTP72	FTP75	LA92	ECE15	10Mode
WCPT	0.68	0.74	0.55	0.58	0.55	0.90	0.75
WCRT	0.64	0.69	0.52	0.55	0.52	0.84	0.71
WCBO	0.82	0.89	0.67	0.71	0.67	1.08	0.92

### 3.2.8.4 작업 사이클을 이용한 트랙터 작업 성능 분석

#### 가. 트랙터 작업효율

그림 3.2.83과 같이 3000 m<sup>2</sup>를 기준으로 외곽부터 안쪽으로 진행하여 경운 작업을 수행하였고, 플라우와 로타리 경운 작업의 작업효율은 경폭 × 작업길이 × 한필지 당 작업횟수 ÷ 시간으로 계산하여 시간당 작업면적을 구하였다. 플라우와 로타리 경운 작업 모두 한필지당 평균 9회의 작업을 실시하였다. 베일러 작업의 경우 베일 1개의 평균 무게 × 평균 베일 개수 ÷ 시간으로 계산하여 시간당 무게로 작업효율을 구하였으며 한 필지당 평균 베일 개수는 7개이다.

플라우 경운, 로타리 경운, 베일러 작업의 시간당 작업면적 및 시간당 생성 베일 무게로 계산된 각 포장 작업별 작업효율은 표 3.2.21과 같이 나타났다. 플라우 경운의 작업기 경폭은 240 cm, 작업 길이는 100 m, 평균 작업횟수는 9회, 작업시간은 973초로 전체 작업효율은 79.92 a/h로 나타났다. 로타리 경운의 작업기 경폭은 230 cm, 작업길이는 100 m, 평균작업횟수는 9회, 작업시간은 1040초로 전체 작업효율은 71.65 a/h로 나타나 플라우 경운의 작업효율이 로타리 경운의 작업효율보다 비교적 높게 나타난 것을 확인할 수 있었다. 베일러 작업의 경우 작업형태가 달라 플라우, 로타리 경운 작업과의 직접적 비교는 불가능하며 베일 작업을 하는 조사료의 종류에 따라 밀도 차이에 의한 무게 차이로 작업효율이 다르게 나타날 수 있다. 필드 시험에서 사용된 조사료는 총채보리로 평균 베일 무게는 692.3 kg, 한 필지당 평균 베일 수는 7개, 작업 시간은 998초로 전체 작업 효율은 9.91 t/h로 나타났다.

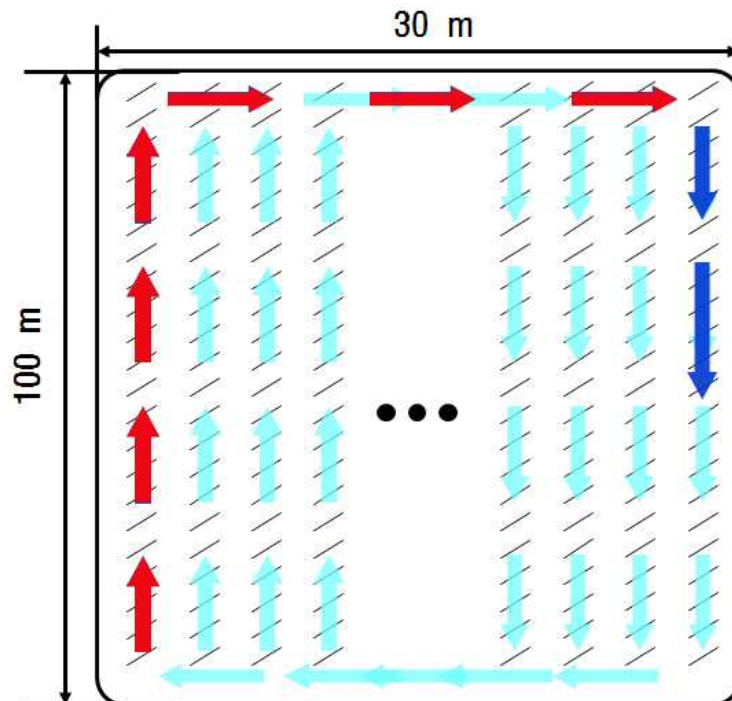


그림 3.2.83 Experimental path for field operation.

표 3.2.21 Analysis of Tractor Working Efficiency

	작업 효율(a/h)	경폭(cm) × 작업길이(m)	평균 작업 (회)	작업시간(sec)
Plow tillage	79.92	240 × 100	9	973
Rotary tillage	71.65	230 × 100	9	1040
	작업 효율(t/h)	평균 베일 무게(kg)	평균 베일수 (개)	작업시간(sec)
Baler operation	9.91	692.3	7	998

나. 트랙터 실내 시험장치를 이용한 성능분석

실내시험 장치는 그림 3.2.84와 같이 구성하였다. 주요 구성 요소는 71kW 트랙터 디젤 엔진과 220kW 엔진 다이내모미터(Dynamometer), 연료공급 장치 등으로 구성되어 있다. 실내 시험 방법은 트랙터 엔진을 구동 시킨 후 다이내모미터를 통해 생성된 작업사이클의 부하를 입력하면서 토크 및 연료소모량을 측정하였다.

포장 작업별 작업사이클을 적용하여 실내시험장치 구동한 결과는 그림 3.2.85와 같다. 플라우 경운작업과 로타리 경운작업, 베일러 작업은 각각 973, 1040, 998초로 나타나 세 작업 모두 약 1000초의 작업 시간을 보였다. 작업별 특성에 따라 다른 패턴을 보이고 있으나 세 작업 모두 주요 작업 구간은 200 Nm에서 이루어지고 있다.

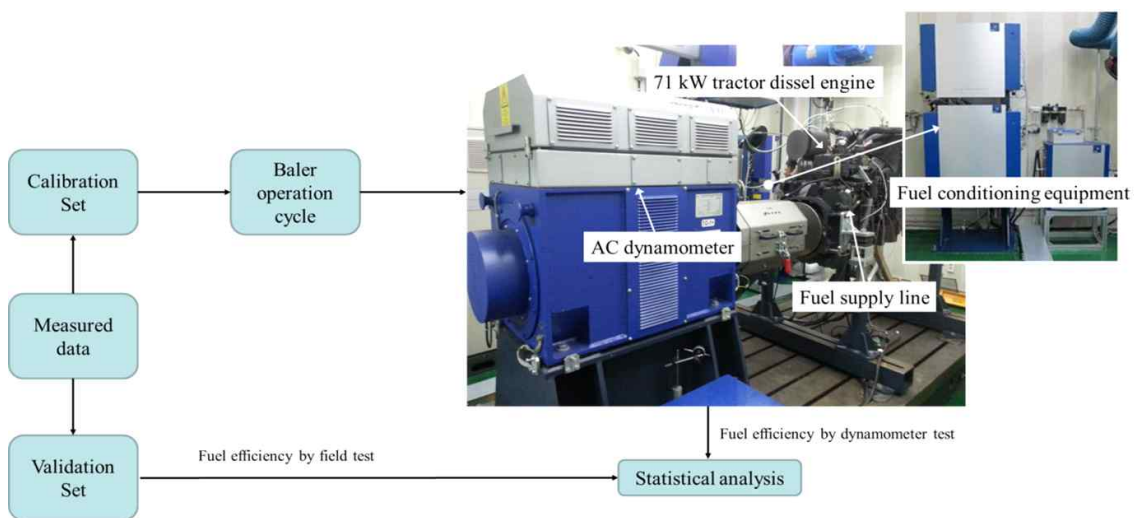


그림 3.2.84 Method of Engine Dynamometer test



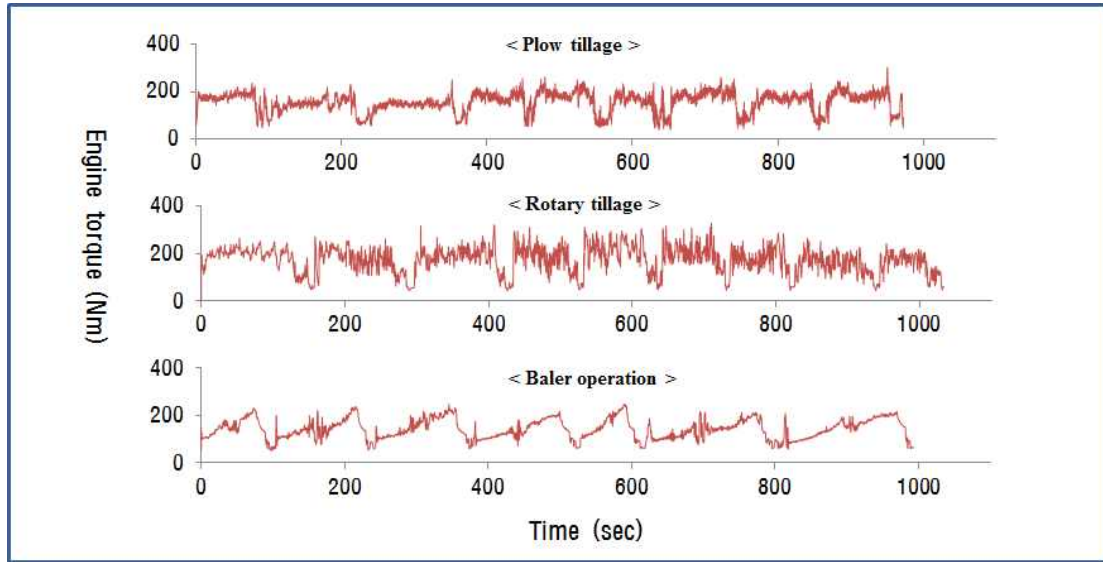


그림 3.2.85 Torque Results of Lab. Test

다. 시뮬레이션 모델 개발 및 성능 분석

(1) 트랙터 시뮬레이션 모델 개발

트랙터 시뮬레이션 모델을 이용한 연비평가를 위해 그림 3.2.86과 같은 독일 ITI GmbH에서 개발한 Multi-Domain 시뮬레이션 프로그램인 Simulation X를 이용하였다. Simulation X는 복합적인 시스템의 물리적 작용을 모델링, 해석 및 분석을 할 수 있는 종합적인 CAE Tool이다.

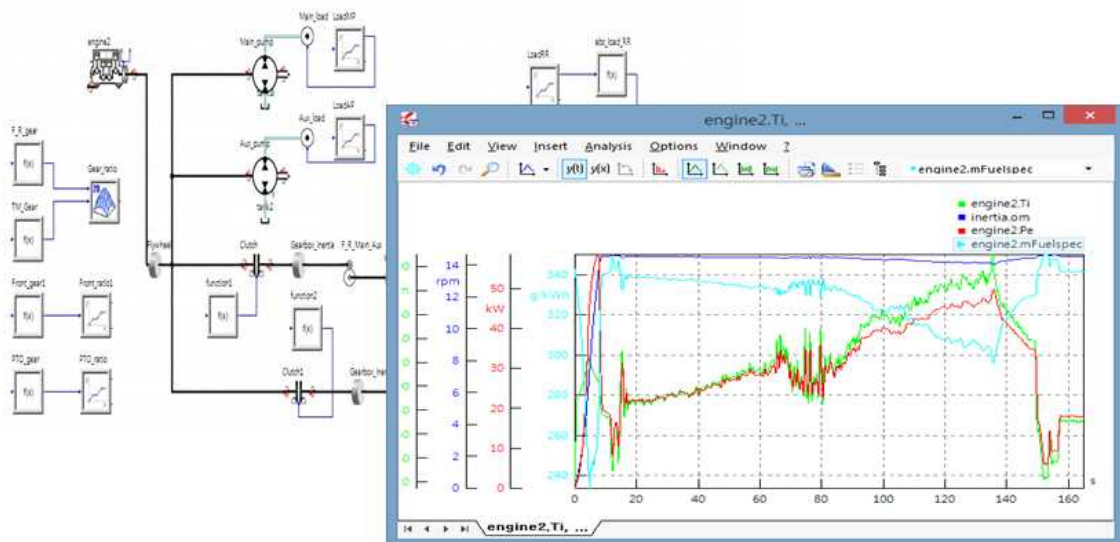


그림 3.2.86 Tractor Simulation Modeling Software

설계 하고자 하는 트랙터 시뮬레이션의 구성은 동력전달 계통으로 작업사이클의 부하 데이터 입력을 통해 엔진 토크 및 연비 분석을 하고 한다. 주요 구성은 그림 3.2.87과 같으며 엔진에서 발생하는 동력이 변속기를 거쳐 휠 및 PTO로 전달되고 엔진에서 직접 3점 히치와 조향

장치의 펌프로 동력이 전달되는 구조이다.

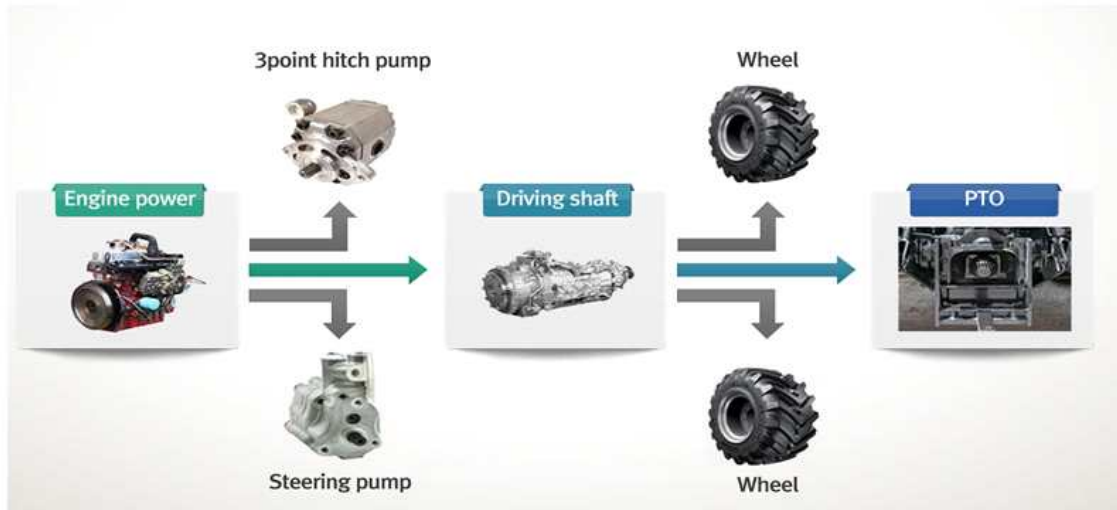


그림 3.2.87 Structure of Tractor Power Train System

(가) 트랙터 엔진

트랙터가 농작업을 할 때, 변속단수 및 엔진 속도는 작업부하에 따라 결정된다. 변속단수 및 엔진속도를 결정하기 위해서는 엔진의 정확한 모델링이 필요하다. 엔진의 모델링은 스로틀 열림량과 엔진속도 뿐만 아니라 많은 지표를 고려해야 한다. 본 연구에서는 실제 포장작업 데이터 계측 시 사용한 트랙터의 엔진사양을 표 3.2.22와 같이 적용하였다.

엔진 모델은 엔진 종류, 정격과워, 정격 엔진회전수, 초기 엔진회전수, 스로틀 열림량, 엔진 회전수에 따른 토크 맵 및 연료소모량 맵을 시뮬레이션 모델에 적용하였다. 디젤엔진은 스로틀 밸브가 없으므로 여기서 스로틀 열림량은 엔진 연료펌프에 부착된 조속기의 연료량을 컨트롤 하는 밸브의 열림 정도를 지칭하며, 밸브가 회전하는 각도를 기준으로 회전하지 않았을 때를 0, 엔진이 무부하 최고 회전수에 도달했을 때 열림각을 1로 보았다. 본 연구에서는 실제 데이터 측정 시 최대 스로틀로 작업을 실시하였기 때문에 스로틀 열림량은 1로 고정하였다. 그림 3.2.88은 엔진 토크 맵과 연료소모량 맵을 나타낸 것이며 그림 3.2.89는 엔진 사양이 적용된 엔진 모델 구성이다.

표 3.2.22 Specification of Field Test Tractor

Types of Engine	Diesel Engine
Rated Power	71 kW
Rated Engine Speed	2300 rpm
Initial Engine Speed	800 rpm

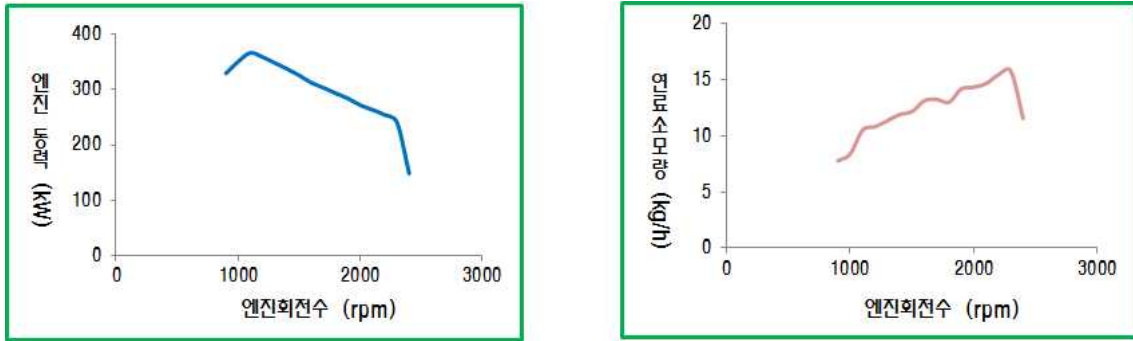


그림 3.288 Engine Torque Map and Fuel Consumption Map of Field Test Tractor

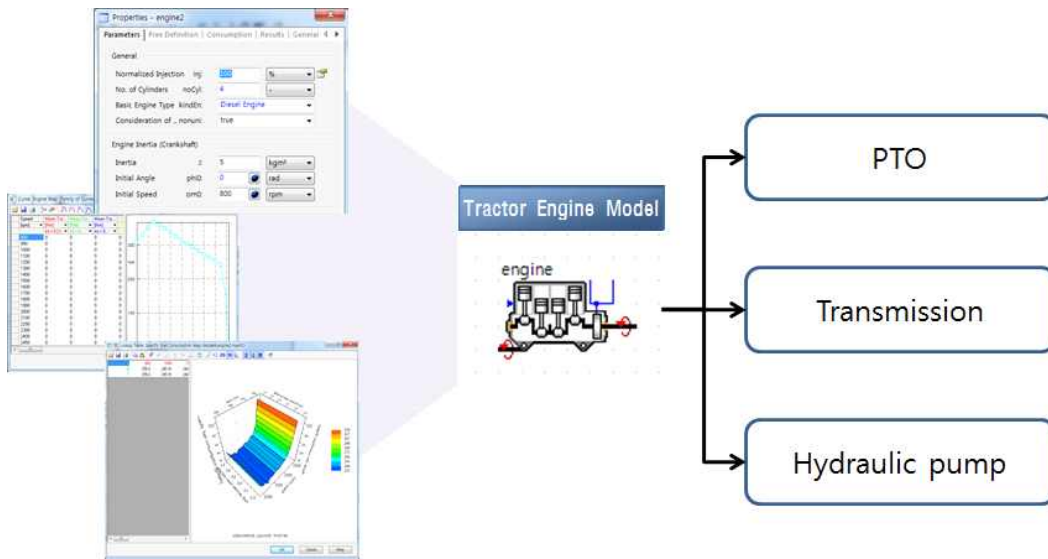


그림 3.289 Tractor Engine Model

(나) 트랙터 변속기

변속기 모델은 엔진으로부터 전달된 토크와 엔진속도를 차축으로 전달하는 역할을 하는 장치로 실측 시험 시 사용된 변속 단수를 설정하고 변속기 축 후방에 외부 부하를 입력할 수 있도록 구성하여 생성된 작업사이클을 입력하여 시뮬레이션을 진행하였다. 엔진과 변속기의 연결을 위해 클러치 모델을 선정하였으며 실측 시험 시 단수를 고정하여 작업을 진행하였기 때문에 시뮬레이션이 진행되는 동안 클러치 모델은 항상 연결이 되어 있도록 설정하였다. 그림 3.2.90은 변속기 모델의 구성에서 클러치 연결과 외부부하가 입력되는 것을 나타내고 있다.

그림 3.2.91은 변속기 모델 구성에서 기어 부분으로 기계식 기어 모델을 설계하여 단순 기어 모델에 기어비를 입력하였다. 기어비는 전후진 각각 입력하였으며 주변속 및 부변속 조합으로 총 12단의 기어비를 입력하였다. 또한 변속기 축의 물성 적용을 위해 각 축마다 시험 트랙터의 변속기축 관성 모멘트를 설정하였다.

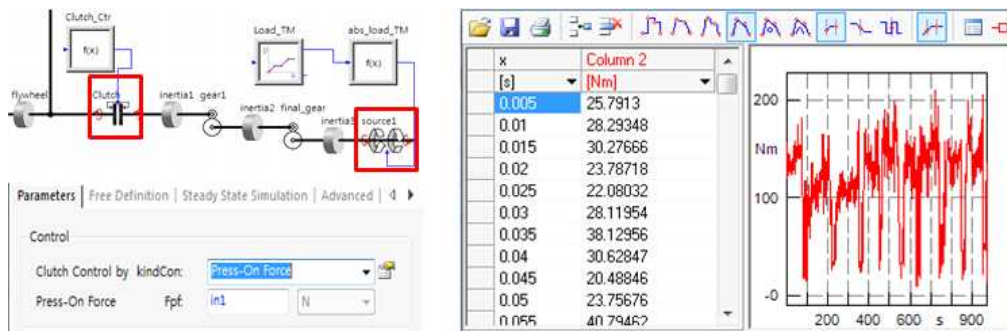


그림 3.2.90 Clutch Model and Application of Transmission Working cycle

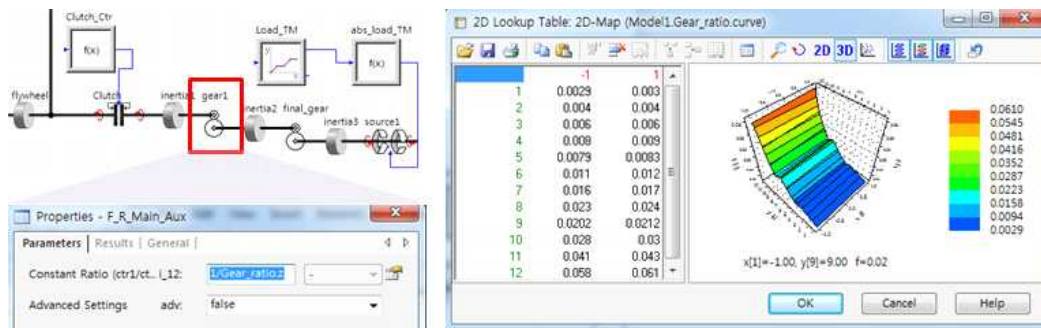


그림 3.2.91 Transmission Gear Ratio

(다) PTO 및 유압 시스템

표 3.2.23은 실측 트랙터의 PTO 및 유압 사양을 나타낸 것이다. PTO 동력이 변속기, 유압 동력과 합산하여 엔진 소요동력으로 계산 될 수 있도록 독립형 PTO로 선정하였으며 엔진 진접 연결식이므로 클러치와 기어를 구성하고 기어비를 입력하였다. 작업기 승·하강 및 조향을 위한 유압펌프는 트랙터에서 가장 많이 사용되는 기어식 유압펌프를 선정하여 유압펌프 최대 압력 및 토출량 등을 설정하였으며 그림 3.2.92는 사양을 적용한 모델 구성도 이다.

표 3.2.23 Field Test Tractor PTO and Hydraulics Specification

	Itme	Specification
PTO	Rated Power (kW)	65
	No. of Pump	2 (Main, Auxiliary)
Hydraulics	Max. Pressure (MPa)	20.6
	Pump Displacement (cc/rev)	12 (Main), 6 (Auxiliary)
	Volumetric Efficiency (%)	95

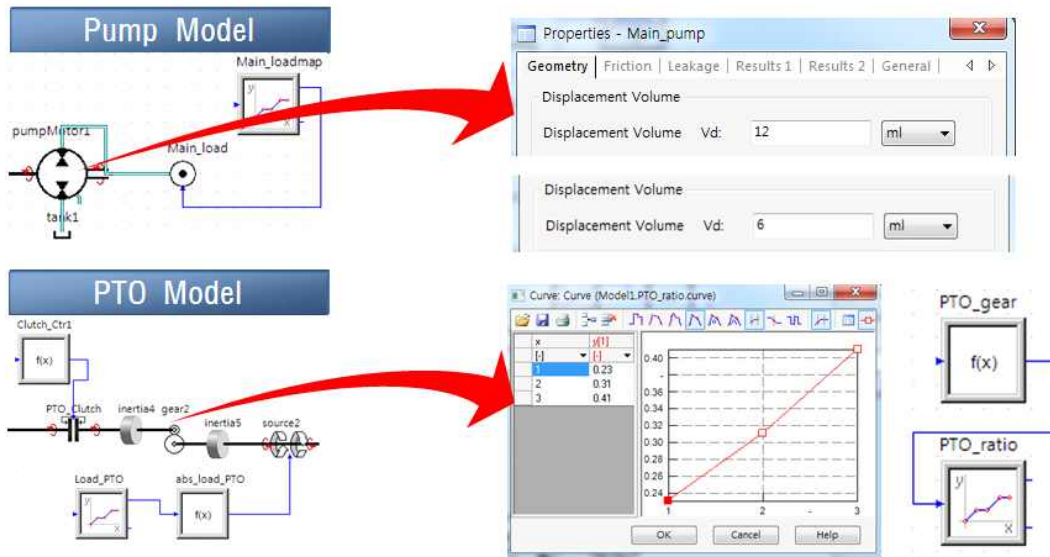


그림 3.2.92 PTO(Power Take Off) and Pump Model

(라) 트랙터 시뮬레이션 모델

트랙터의 엔진, 변속기, PTO, 유압장치 등의 트랙터 동력 전달 구조를 바탕으로 각 컴포넌트별 시뮬레이션 모델 설계 후 전체 트랙터 시뮬레이션 모델 결과는 그림 3.2.93과 같다. 각 컴포넌트에서 생성된 작업사이클 입력을 통해 부하 데이터를 입력하여 엔진 부하로 작용하도록 설계하였으며 엔진에서 토크, 연료소모량, 연료소비효율 등의 측정을 실시하였다.

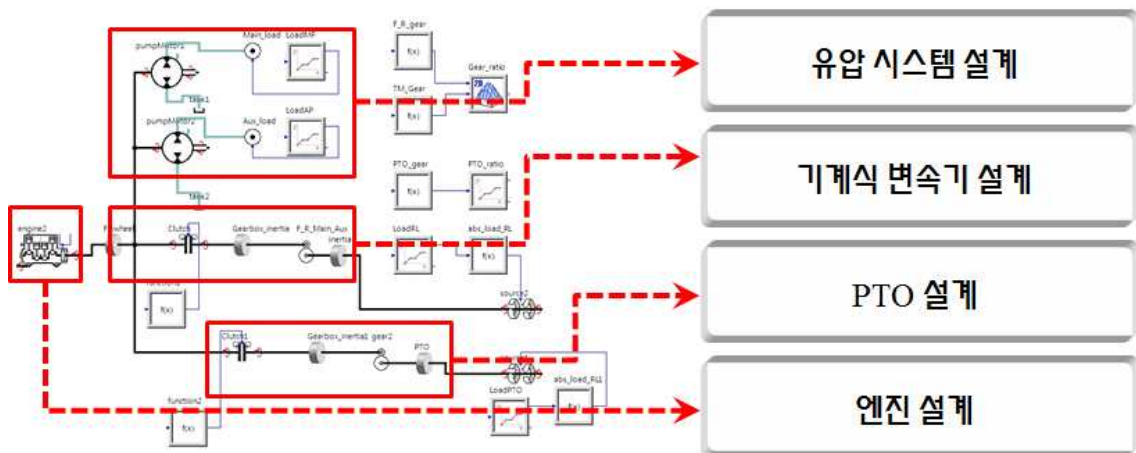


그림 3.2.93 Tractor Simulation Model using Simulation X

(2) 트랙터 시뮬레이션 모델 성능 검증

(가) 플라우 경운 작업

실내 시험과 시뮬레이션 모델의 플라우 경운 작업부하 결과는 그림 3.2.94와 같다. 매우 유사한 패턴의 결과를 보여주고 있으며 플라우 경운 시 약 200 Nm에서 작업이 진행되는 것을 확인 할 수 있었다. 플라우 경운 작업은 베일러 작업에 비해 토양의 상태에 영향을 많이 받기 때문에 각각의 세부 작업간의 형태가 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과의 평균 토크는 162.05 Nm로 Validation set의 평균 토크인 154.21 Nm보다 높게 나타났다. 두 평균간의 APE(Absolute Percentage Error)는 5.08%로 5% 보다 높게 나타났으나 그 차이가 크지 않고 필드 시험 시 오차로 인한 것으로 판단된다. T-test 분석결과 두 평균에 유의한 차이가 없음을 확인하여 시뮬레이션 모델을 이용한 플라우 경운의 부하 분석이 가능함을 확인 하였다.

플라우 경운 작업의 실내 시험과 시뮬레이션의 연료소모량 비교는 그림 3.2.95와 같은 결과를 나타내었다. 그래프 비교 상 출발 및 선회 구간 등에서 차이가 나타났으나 실질적인 작업구간에서는 매우 유사한 패턴을 보여주고 있으며, 약 12~14 kg/h로 나타나고 있다. 플라우 경운 작업의 시뮬레이션 연료소모량과 Validation set의 연료소모량의 평균은 각각 13.44 kg/h, 12.78 kg/h로 나타나 시뮬레이션의 연료소모량이 0.66 kg/h 높게 나타났으며, APE는 5.16%로 5%보다 높게 나타났으나 큰 차이가 나타나지 않았다. 두 평균의 T-test 분석 결과 평균에 유의한 차이가 없음을 확인하여 플라우 경운 작업 시뮬레이션의 연료소모량을 이용한 트랙터 연비 평가가 가능할 것으로 판단된다.

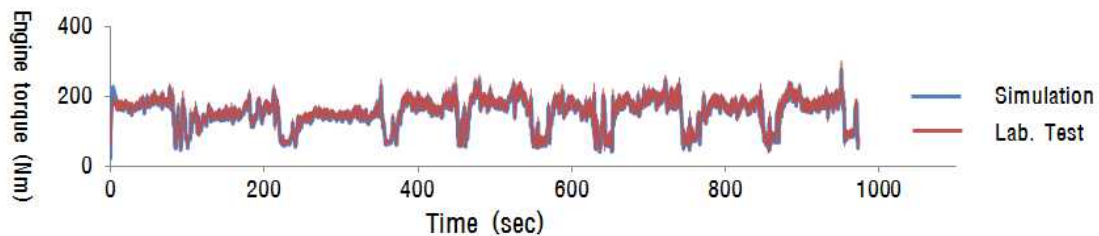


그림 3.2.94 Comparison of Simulation and Lab. Test Engine Torque for Plow Tillage

표 3.2.24 Comparison of Simulation and Validation set Engine Torque for Plow Tillage

		Mean±std	T-value	APE (%)
Engine Torque (Nm)	Validation Set	154.21±41.85	2.74	5.08
	Simulation	162.05±39.92		

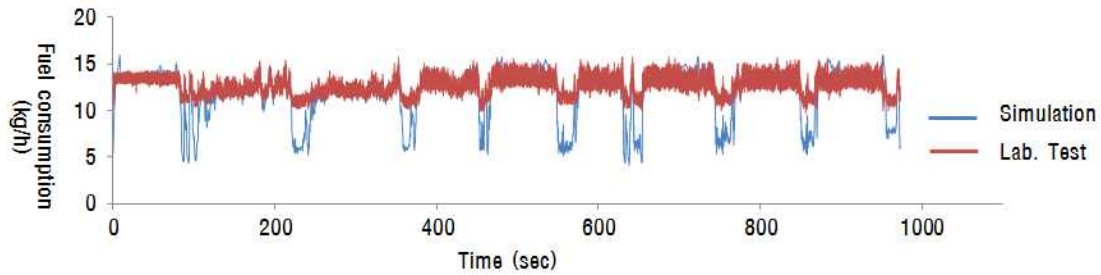


그림 3.2.95 Comparison of Simulation and Lab. Test Fuel Consumption for Plow Tillage

표 3.2.25 Comparison of Simulation and Validation set Fuel Consumption for Plow Tillage

		Mean±std	T-value	APE (%)
Fuel Consumption (Kg/h)	Validation Set	12.78±1.33	2.01	5.16
	Simulation	13.44±1.98		

(나) 로타리 경운 작업

로타리 경운의 실내 시험과 시뮬레이션 시험의 엔진 토크는 그림 3.2.96과 같다. 플라우 경운과 마찬가지로 매우 유사한 패턴을 보이며 로타리 경운 작업시 대부분의 토크는 PTO에 의해 발생되어 전체 토크는 PTO 토크의 변동과 유사하게 나타났다. PTO 사용량이 많아 전반적으로 플라우 경운에 비해 토크의 변동 빈도가 더 높게 관찰되었다. 로타리 경운의 시뮬레이션 엔진 토크의 평균은 173.57 Nm로 나타났으며, 비교 분석을 위한 Validation set의 엔진토크 평균은 180.98로 플라우 경운 작업보다 비교적 높게 나타났다. 두 평균의 APE는 4.09%로 나타나 5%이내를 만족하였으며 T-test 분석 결과 두 평균에 유의한 차이가 없음을 확인 하여 시뮬레이션을 이용한 로타리 경운 작업의 부하 분석이 가능할 것으로 판단된다.

로타리 경운 작업의 연료 소모량 비교 결과는 그림 3.2.97과 같다. 실내 시험과 시뮬레이션 시험 모두 약 3~15 kg/h 범위를 나타냈으며 선회 구간에서 오차가 발생했으나 실제 작업 구간은 유사한 형태로 나타난 것을 확인 할 수 있다. 로타리 경운의 연료소모량 시뮬레이션 평균은 13.24 kg/h 이며 Validation set의 평균은 13.83으로 나타나 APE가 4.27%를 보였다. 로타리 경운 작업의 평균 토크가 높게 나타나 연료 소모량도 비교적 높게 나타난 것을 확인할 수 있었으며, T-test 결과 두 평균에서의 유의한 차이가 없음을 확인하여 시뮬레이션 모델을 이용한 로타리 경운의 연료소모량 분석이 가능할 것으로 판단된다.

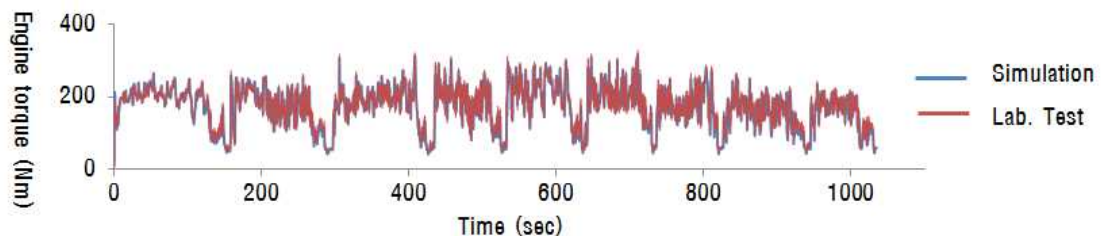


그림 3.2.96 Comparison of Simulation and Lab. Test Engine Torque for Rotary Tillage

표 3.2.26 Comparison of Simulation and Validation set Engine Torque for Rotary Tillage

		Mean±std	T-value	APE (%)
Engine Torque (Nm)	Validation Set	180.98±55.61	2.48	4.09
	Simulation	173.57±51.50		

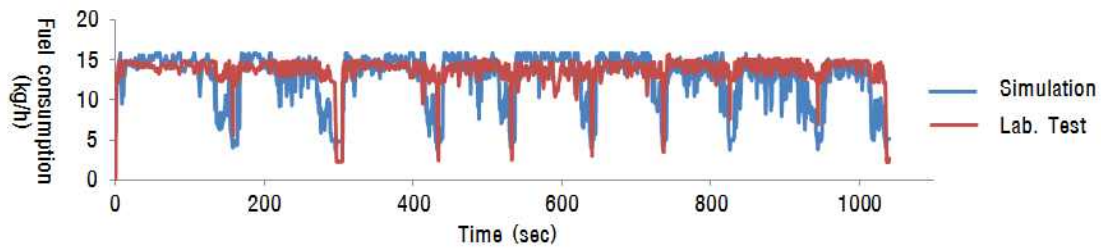


그림 3.2.97 Comparison of Simulation and Lab. Test Fuel Consumption for Rotary Tillage

표 3.2.27 Comparison of Simulation and Validation set Fuel Consumption for Rotary Tillage

		Mean±std	T-value	APE (%)
Fuel Consumption (Kg/h)	Validation Set	13.83±1.94	1.79	4.27
	Simulation	13.24±2.29		

(다) 베일러 작업

베일러 작업의 시뮬레이션 모델과 실내 시험장치의 엔진 토크는 그림 3.2.98과 같으며, 베일 배출 구간에서 미세한 차이가 있으나 전체 작업 구간은 매우 유사한 패턴을 나타내고 있다. 베일러 챔버에 베일의 양이 증가함에 따라 엔진 토크도 함께 증가하고 있으며 출발과 선회 시 큰 토크 변동이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 엔진 토크의 T-test 분석 결과 시뮬레이션 모델의 평균 토크와 Validation set의 평균 토크는 유의한 차이가 없음을 확인하여 시뮬레이션 모델에 베일러 작업의 작업사이클을 적용하여 토크 분석을 실시 할 수 있을 것이라 생각된다. 시뮬레이션과 Validation set의 평균은 각각 140.55 Nm, 146.57 Nm로 플라우 경우와 로타리 경우보다 비교적 낮은 토크를 나타냈으며, APE는 4.11%로 나타나 5%이내를 만족하였다.

베일러 작업의 시뮬레이션과 실내시험의 연료소모량 비교 그래프는 그림 3.2.99와 같이 나타났다. 연료소모량 그래프는 PTO를 사용하여 베일을 형성하는 구간에서 매우 유사하게 나타났으며 시뮬레이션과 Validation set의 평균은 각각 11.69 kg/h, 12.22 kg/h로 APE는 4.33%를 나타내었다. 두 평균의 T-test 결과 평균간에 유의한 차이가 없음을 확인하여 시뮬레이션 모델을 이용한 베일러 작업의 연료소모량 평가가 가능할 것으로 판단된다.



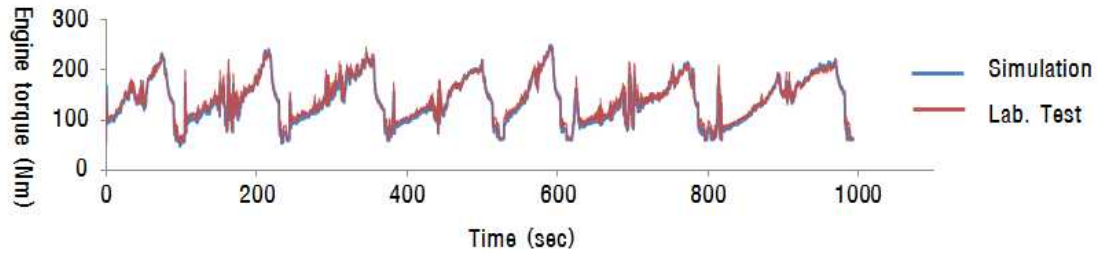


그림 3.2.98 Comparison of Simulation and Lab. Test Engine Torque for Baler Operation

표 3.2.28 Comparison of Simulation and Validation set Engine Torque for Baler Operation

		Mean±std	T-value	APE (%)
Engine Torque (Nm)	Validation Set	146.57±42.58	3.26	4.11
	Simulation	140.55±44.36		

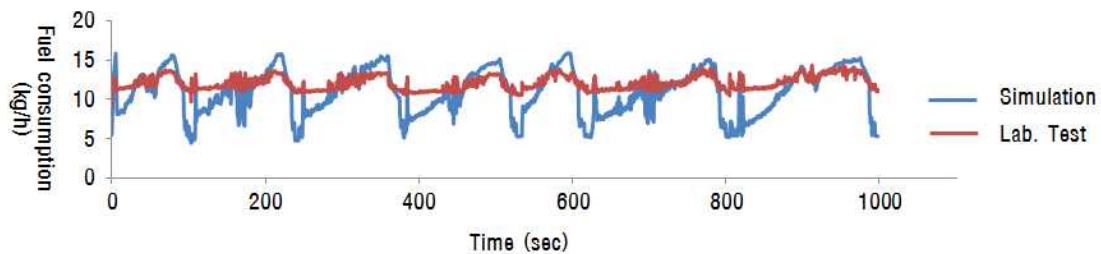


그림 3.2.99 Comparison of Simulation and Lab. Test Fuel Consumption for Baler Operation

표 3.2.29 Comparison of Simulation and Validation set Fuel Consumption for Baler Operation

		Mean±std	T-value	APE (%)
Fuel Consumption (Kg/h)	Validation Set	12.22±1.56	2.87	4.33
	Simulation	11.69±2.01		

### (3) 시뮬레이션 모델 연비평가

연비 시뮬레이션 결과는 표 3.2.30과 같이 나타났다. 변속기, PTO, 유압펌프에서 측정된 토크를 엔진 소요 동력으로 계산하여 각 작업의 시간당 연료 소모량에 나누어 주어 연료소비효율을 구하여 기준 동력 당 연료를 소비하는 정도를 계산하였다. 세 작업의 연비는 0.25 ~ 0.35 kg/kWh의 범위를 나타내고 있으며 작업 특성에 따라 연비 패턴이 다양하게 나타난다. 플라우 경운, 로타리 경운, 베일러 작업의 연비평균은 각각 0.317, 0.307, 0.322 kg/kWh이며 작업별 차

이는 크지 않지만 로타리 경운의 연비 효율이 가장 좋은 것으로 평가된다. 최대값과 최소값의 차이는 매우 작은 것으로 나타나며, 작업의 종류에 관계없이 기관이 낼 수 있는 최대 최소 효율이 유사한 것으로 판단된다.

표 3.2.30 Evaluation of Simulation Model Fuel Efficiency

	Ave. (kg/kWh)	MAX. (kg/kWh)	MIN. (kg/kWh)
Plow tillage	0.317±0.018	0.346	0.233
Rotary tillage	0.307±0.022	0.347	0.234
Baler operation	0.322±0.017	0.345	0.234

### 3.2.7 포장시험을 통한 실차 연비 검증

대형트랙터의 연료소비량 개선효과를 확인하기 위해 최적제어 알고리즘이 적용된 차량을 이용하여 쟁기작업을 수행하고 실제 필드시험에서 계측된 기계식 차량에서의 연료소비량과 비교하였다. 그림 3.2.100은 필드시험 사진과 실제 작업 시 차량 이동경로를 보여주고 있으며, 작업 이동경로는 GPS 모듈을 이용하여 계측하였다. 차속제어 차량은 기계식과의 비교를 위해 동등한 차속을 유지하도록 제어하였으며 과부하 시 변속비를 변경하여 부하를 극복하도록 하였다. 표 3.2.31은 쟁기작업에서의 연료소비량을 비교한 것으로 표의 FC는 Fuel Consumption으로 일반적인 연비를 나타내고 SVFC는 Specific Volumetric Fuel Consumption으로 트랙터와 같은 작업차량에서 차량효율을 나타내는 지표이다. 또한 FCA는 Fuel Consumption per tilled unit Area 로 1ha 당 필요 연료를 의미하며, 이는 곧 작업능률을 의미한다. FCA는 FC/Velocity/작업기경폭 으로 계산하였으며, 작업에 사용된 작업기가 동일하기 때문에 FC/Velocity로 동등 비교할 수 있다.

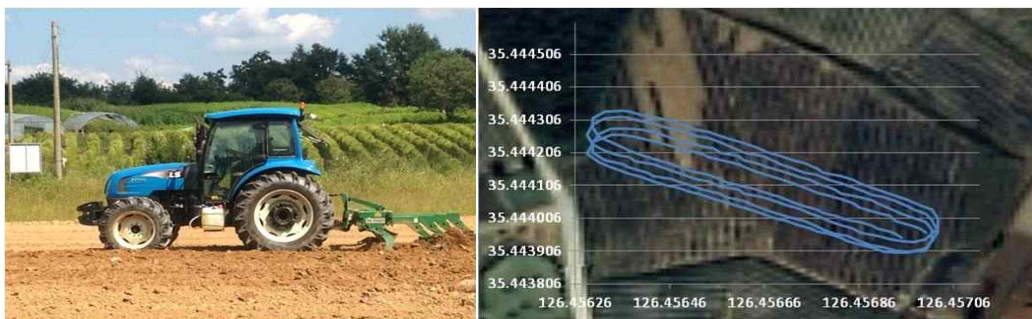


그림 3.2.100 필드시험 사진 및 작업지 이동경로 확인(GPS 모듈 사용)

표 3.2.31 쟁기작업 시 연료소비량 비교

작업 단수	FC			SVFC			Velocity			FCA		
	Non	Control	%	Non	Control	%	Non	Control	%	Non	Control	%
L3	8.5	6.11	-28.12	0.7	0.51	-27.14	2.96	3.11	5.07	14.36	9.82	-31.58
L4	12.12	9.05	-25.33	0.58	0.45	-22.41	4.21	4.45	5.70	14.39	10.17	-29.36
M1	13.53	10.71	-20.84	0.47	0.39	-17.02	4.21	4.66	10.69	16.07	11.49	-28.49
M2	15.31	12.32	-19.53	0.51	0.43	-15.69	5.77	6.01	4.16	13.27	10.25	-22.74

\*작업단수는 기계식만 해당

쟁기작업에서 FC의 경우 L3단의 차속인 3 km/h 영역에서 최대 24.5%의 저감효과가 있었으며, FCA로 보았을 경우 31.58%의 향상된 작업능률을 보였다. 차속이 증가하게 되면 전반적으로 FC는 감소하였으나, 작업능률 측면인 FCA의 경우 M1단 차속까지는 22~31 %의 향상 효과를 보였다. 이러한 연비향상은 최적제어 및 Tier4 엔진의 연비 향상 효과로 판단된다. 그림 3.2.101은 기계식 작업을 최적제어 작업으로 변경하였을 때의 나타나는 FC와 SVFC를 나타내고 있다. 기계식의 경우 동일한 엔진회전수에서 작동하기 때문에 연료소비량이 크게 변하지 않지만, 최적제어 작업의 경우 최적 연비가 나타나는 엔진회전수에서 작동하기 때문에 연료소비량을 감소시킬 수 있는 것으로 판단된다.

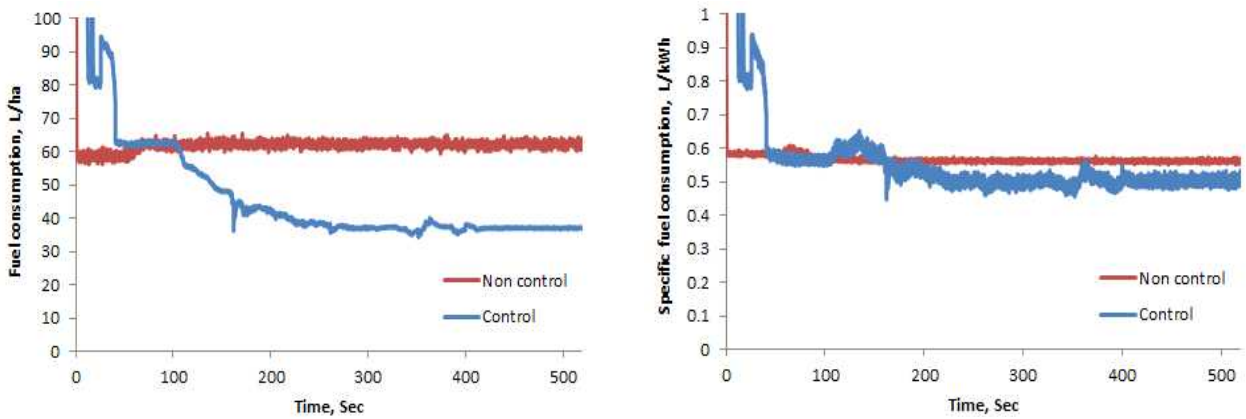


그림 3.2.101 최적 제어 시 연료소비량 비교

### 3.3 작업기 제어시스템 개발

#### 3.3.1 선진사 제품 벤치마킹을 통한 작업기 전자유압 시스템 및 요소부품 분석

##### 3.3.1.1 선진사 트랙터의 작업기관련 전자유압 시스템의 연구·개발 동향

선진사 트랙터의 작업기관련 전자유압 제어 시스템의 연구·개발 동향 및 성능 분석을 위한 벤치마킹을 수행하였으며, 또한 향후 한국의 거대 시장으로 다가오고 있는 중국의 트랙터 환경 등을 고려하여 중국사 트랙터에 대한 벤치마킹도 동시에 수행하였다. 그림 3.3.1, 3.3.2 및 3.3.3에 대표적으로 선진 트랙터 업체인 Johndeere, Deutz Fahr, Yanmar 트랙터의 사진을 나타내었다. 사진에서 보는 바와 같이 선진사 트랙터의 작업기제어 중 포지션 제어에서 커다란 변화가 관측되었다. 기존의 1실린더(단동식) 방식에서 2실린더(단동식) 방식으로 제어시스템의 개발 방향이 변화되고 있으며, 이는 트랙터 및 작업기의 대형화에 따른 사용 압력의 문제점 해결 및 정비성의 향상을 위한 것으로 판단된다.



그림 3.3.1 John Deere



그림 3.3.2 Deutch Fahr



그림 3.3.3 Yanmar

##### 3.3.1.2 중국 트랙터의 작업기관련 전자유압 시스템의 연구·개발 동향.

그림 3.3.4, 3.3.5에 대표적으로 중국 트랙터 업체인 Robol, Chery 트랙터의 사진을 나타내었다. 사진에서 보는 바와 같이 중국 트랙터의 작업기제어 중 포지션 제어는 이미 선진사를 벤치마킹하여 기존의 1실린더(단동식) 방식에서 2실린더(단동식) 방식으로 제어시스템의 개발 방향이 변화되고 있으며, 이는 차후 중국 시장으로 진출하기 위해서는 2실린더(단동식) 방식의 제어시스템의 개발이 필요하다고 판단된다.



그림 3.3.4 Robol Tractor



그림 3.3.5 Chery Tractor

### 3.3.1.3 작업기 전자유압 시스템의 성능 분석

선진사 트랙터의 대표적인 작업기 제어인 포지션 및 수평제어시스템에 대한 성능 분석을 위해 실내에서의 실차 성능실험을 수행하였다. 실험에 사용된 트랙터는 Kubota 트랙터(L500 모델-50PS)이고, 작업기는 Rotary (LG175-361Kg)이었다. 실험은 엔진 회전수 idle, 1500, 2500 rpm 및 리프트 암의 변화 각도 15, 25°에서 수행되어졌으며, 그림 3.3.6에는 대표적으로 엔진 회전수2500rpm, 리프트암의 변화 각도 15, 25°에서의 포지션제어에 대한 실험 결과를 나타내었다. 또한 그림 3.3.7에는 대표적으로 엔진 회전수2500rpm, 수평 경사각±8°에서의 수평제어에 대한 실험 결과를 나타내었다.

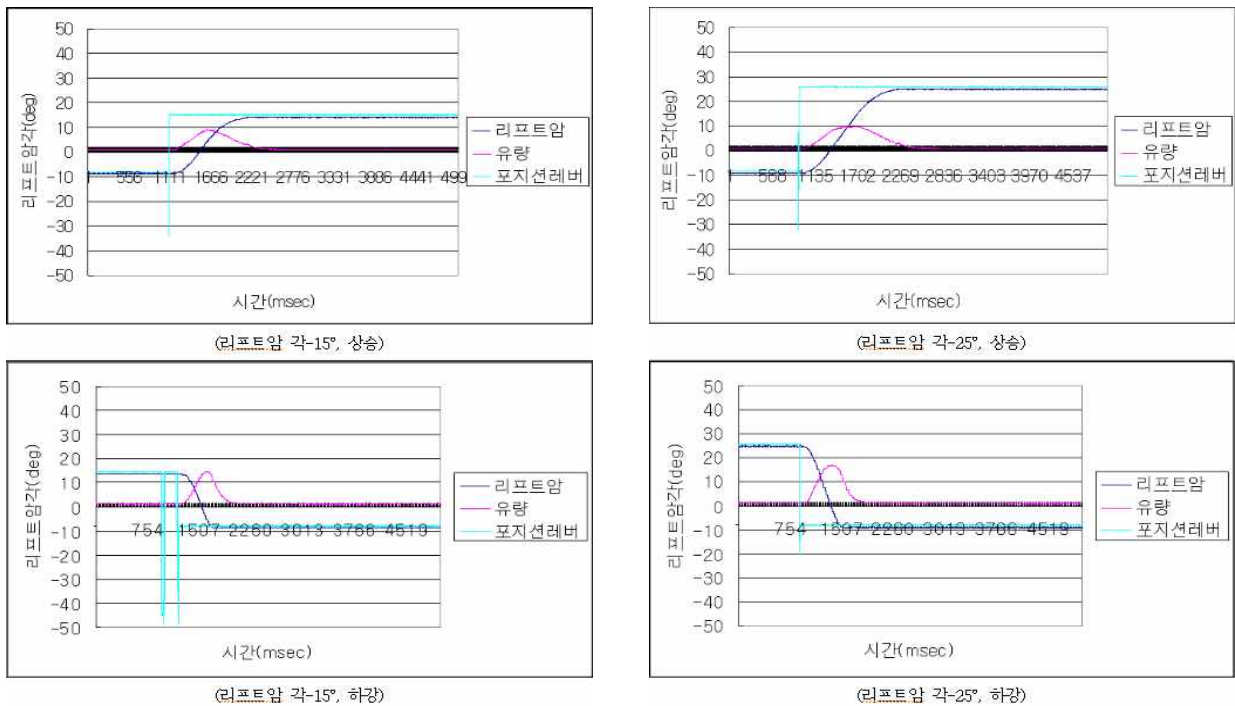


그림 3.3.6 포지션제어에 대한 성능실험 결과

포지션제어에 대한 성능실험 결과로부터 상승 시의 실린더 유량은 약 10 lpm, 하강 시는 약 15 lpm정도 이었으며, 하강 시는 자중에 의해 작업기가 하강함으로 하강 시의 유량은 작업기의 하중에 의해 영향을 받는다. 리프트 암의 각도의 변화는 시작 부분과 끝 부분에서 완만한 커브를 그리면서 변화하는 것을 알 수 있으며, 이는 작업기 상/하강 시에 작업기에 의한 쇼크 정도가 작게 부드럽게 작동한다는 것을 보여주는 것이다.

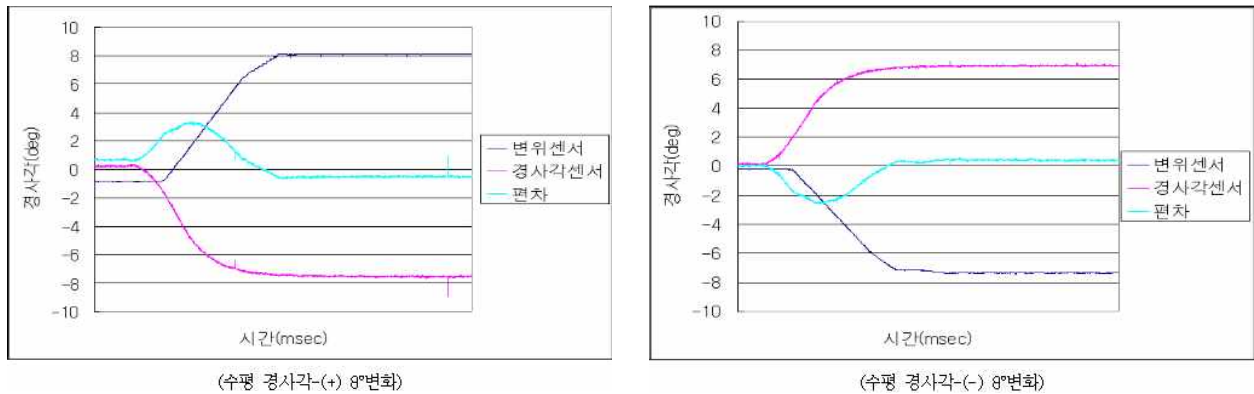


그림 3.3.7 수평제어에 대한 성능실험 결과

그림 2-3-3의 수평제어에 대한 성능실험 결과로부터 작업기 경사각의 변화에 대해 실린더가 잘 추종하고 있는 것을 알 수 있으며, 제어 편차는 약 0.5°정도 이었다. 특히 상승의 경우에 있어서 실린더가 멈추기 약 1°전에서 유량이 1/2로 줄어드는 것이 관측되었으며, 이는 실린더에 의한 쇼크방지 및 미세 제어를 위한 것으로 판단된다.

### 3.3.2 전자유압 시스템의 제어시스템 및 요소부품 설계

#### 3.3.2.1 제어시스템 설계

경운작업과 같은 농작업은 미국에서는 주로 plow작업기에 의해, 일본에서는 주로 Rotary작업기에 의해 이루어지고 있으며, 한국에서는 plow와 rotary의 양 작업기에 의한 경운 작업이 거의 같은 비율로 행해지고 있다. 작업기의 종류에 따른 작업조건 및 방법이 다르며, 요구되는 제어기능도 다르다. 또한 본 연구에서는 국내뿐만 아니라 수출을 위한 대형 트랙터용 작업기 제어시스템의 개발을 목적으로 하고 있으므로, 작업조건 및 방법에 적합한 비례제어밸브에 의한 유량제어방식의 제어시스템의 설계가 이루어졌다.

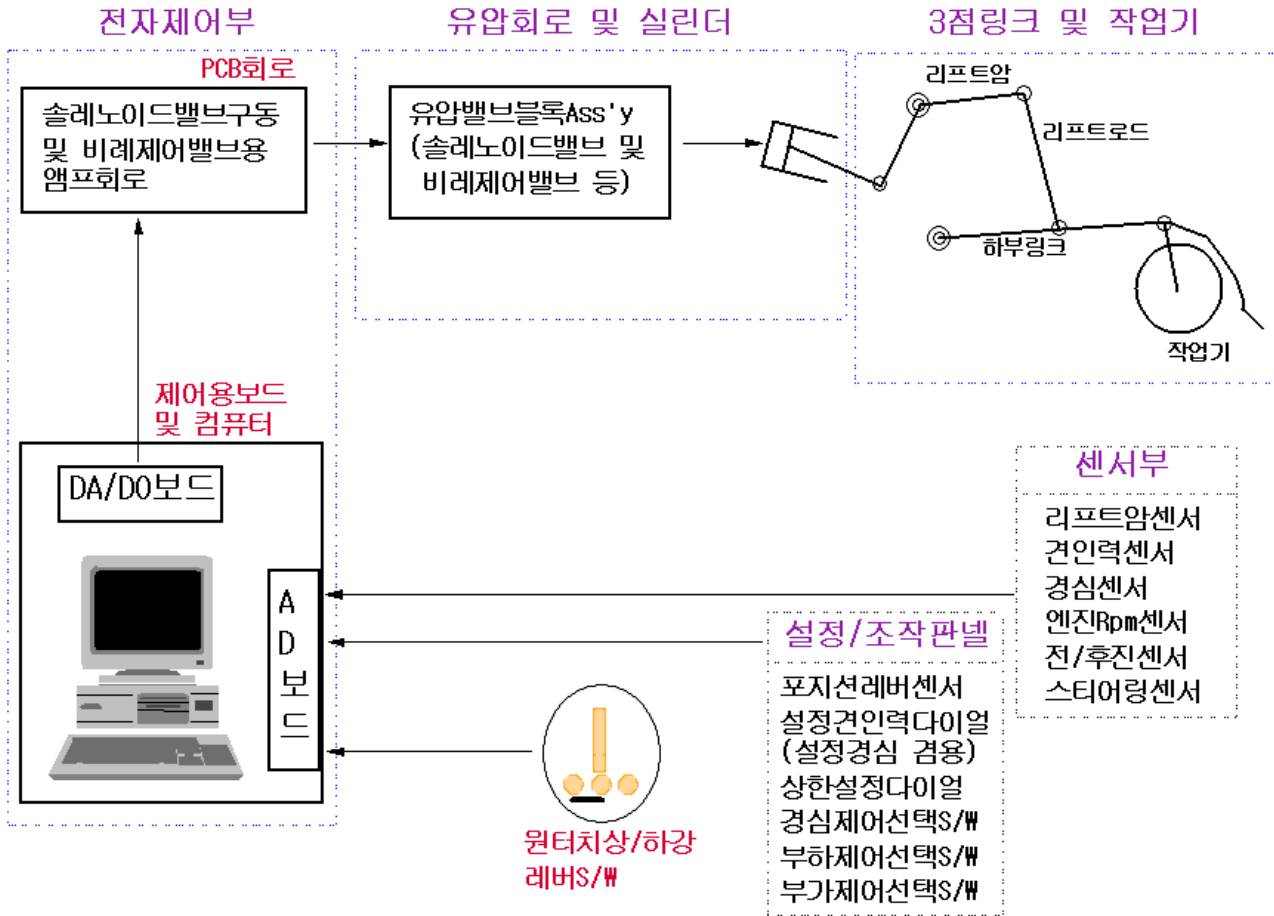


그림 3.3.8 제어시스템의 개요

제어 시스템은 그림 3.3.8에서 보는바와 같이; 1)작업시의 작업조건 등의 설정 및 조작을 위한 설정/조작 판넬, 2)작업기의 위치, 견인력, 경심 및 작업부하 등의 검출을 위한 각종 센서로 구성되는 센서부, 3)각종 센서로부터의 신호를 입력보드(A/D보드)를 통해 읽어 들여 각종 연산처리를 수행하고, 출력보드(D/A 및 D/O보드)통해 밸브구동회로에 제어신호를 출력하기 위한 마이크로컴퓨터 및 유압밸브의 구동을 위한 밸브구동회로(PCB)등으로 구성되는 전자제어부, 4)전자제어부로 부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브 및 유량비례제어밸브를 간접제어함으로써 유압실린더의 작동 제어를 위한 각종 유압밸브 및 밸브블록으로 구성되는 유압회로 및 실린더, 5)리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 작업기의 5요소로 구성되어 있다.

- 설정. 조작 판넬

설정, 조작 판넬은 운전자에 의한 작업조건 등의 설정 및 조작을 위한 요소로, 본 제어 시스템에서는 그림 3.3.9에서 보는바와 같이 전자 제어부의 조작 판넬상의 각종 다이얼의 조작에 의해 견인력, 경심 및 리프트암의 상한 값 설정, 또한 각종 스위치의 조작에 의해 견인력 제어, 경심 제어, 부하 제어, 원터치 상승, 후진 상승 및 스티어링(조향) 상승 제어와 같은 부가 제어 기능 등의 선택이 가능하도록 설계되었다.

## 설정 및 조작 패널

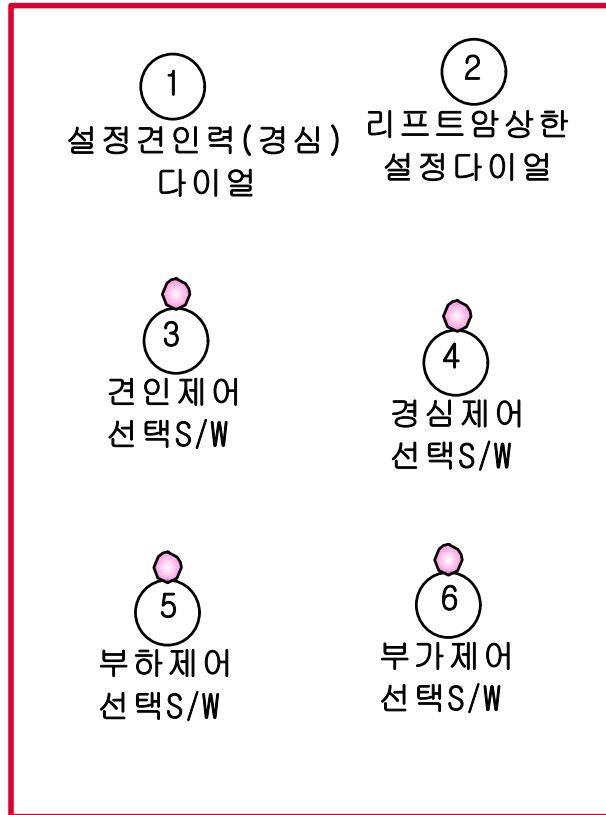


그림 3.3.9 설정.조작 패널

### - 전자 제어부

전자 제어부는 설정, 조작 패널 등을 통해 운전자에 의해 설정된 각종 작업 조건 등과 각종 센서로부터의 신호를 입력포트(A/D보드)를 통해 읽어들이어 각종 연산처리를 수행 한 후 설정 값과의 편차를 구해, 편차에 비례한 제어신호를 출력포트(D/A보드 등)를 통해 출력하는 마이크로컴퓨터, 마이크로컴퓨터로부터의 제어 신호에 의해 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브 등을 구동 및 제어하기 위한 비교회로, 솔레노이드밸브 구동회로 및 앰프회로 등으로 구성되는 전자 회로(PCB회로) 등의 하드웨어와 하드웨어의 제어를 위한 제어용 알고리즘 등의 소프트웨어로 구성되어 있다.



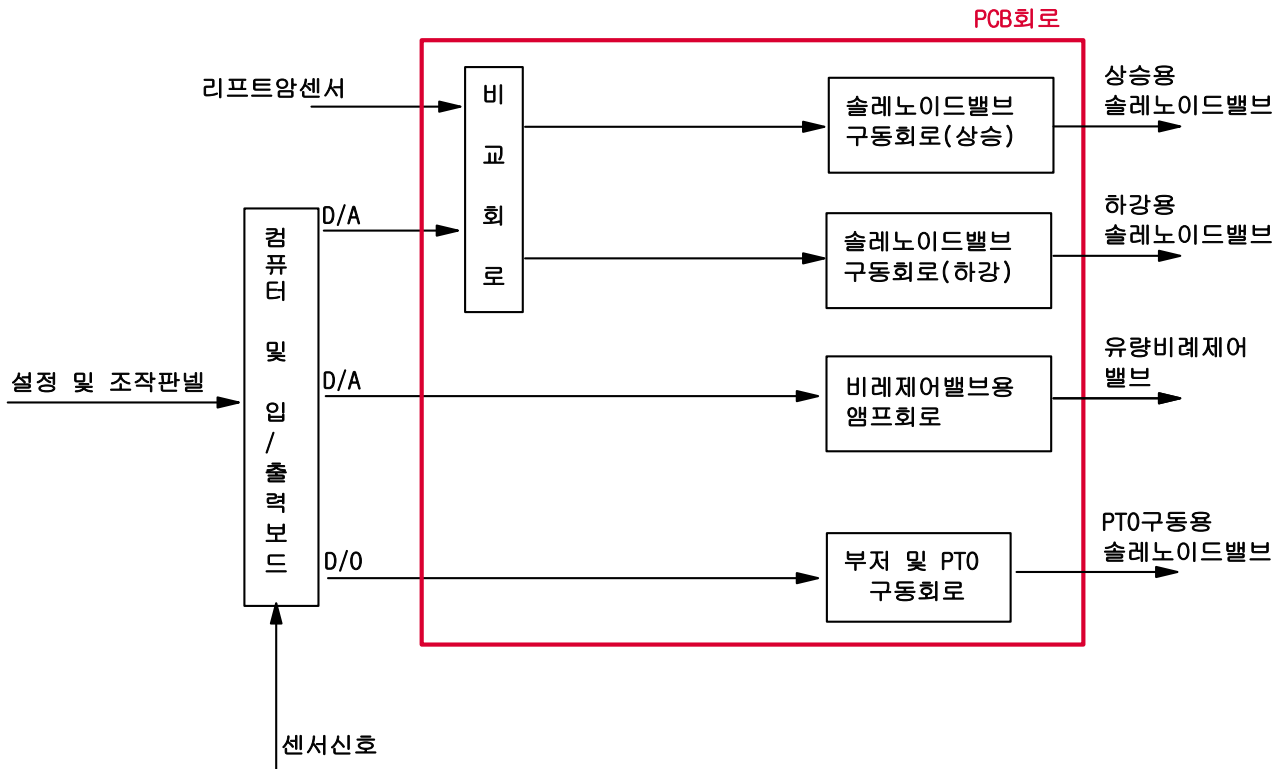


그림 3.3.10 전자 제어부의 개요

그림 3.3.11에 전자 제어부의 하드웨어 제어를 위한 메인 알고리즘을 표시하였다. 그림 3.3.11에서 보는바와 같이 마이크로컴퓨터는 트랙터의 시동과 동시에 초기화를 수행한 후에 포지션 레버(위치레버)와 리프트암위치의 불일치로 인한 오작동 방지 및 안전성의 확보를 위한 check 기능을 수행하게 된다. check기능이 완료되면 마이크로컴퓨터는 우선 원터치의 조작상태를 check한 후, 원터치switch가 ON상태이면 리프트암 상한설정다이얼에 의해 설정된 리프트암의 위치까지 작업기가 한번에 상승하는 리프트암 상한 제어 모드를 수행하게 된다. 또한 부가 제어스위치가 ON상태에서 후진 및 스티어링(조향)센서가 ON상태이면 리프트암 상한 제어 모드를 수행하여 리프트암 상한 설정다이얼에 의해 설정된 리프트암의 위치까지 작업기가 한번에 상승한다. 원터치, 부가 제어스위치가 OFF상태이면서, 견인력제어, 경심제어 및 부하제어 선택 스위치가 ON상태이면 각각의 선택 스위치에 해당하는 제어모드(견인력제어, 경심제어 및 부하제어)를 수행하게 된다. 원터치, 부가제어 및 제어모드 선택스위치가 OFF상태이면 제어 시스템은 포지션(위치)제어모드를 수행한다.

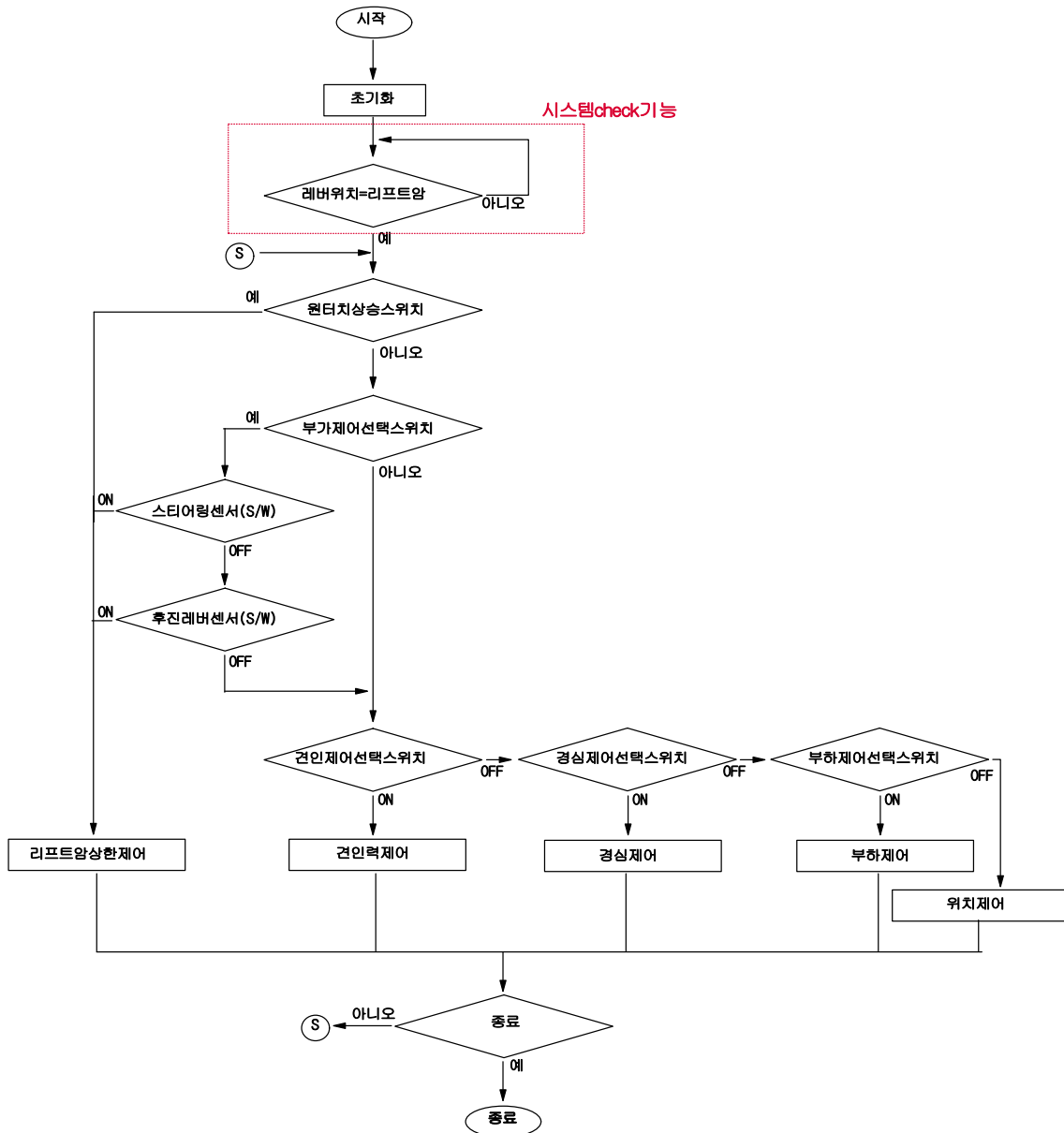


그림 3.3.11 메인 알고리즘

그림 3.3.12에 리프트암 상한 제어 모드에 대한 제어 알고리즘을 표시하였다. 마이크로컴퓨터는 설정, 조작 패널상의 리프트암 상한 설정다이얼에 의해 설정된 상한 설정 값과 현재의 리프트암의 위치 값을 비교하여 편차를 계산한 후, 전자 제어부(컨트롤러)는 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브의 작동제어를 위한 제어신호를 출력하여 유압 컨트롤밸브를 제어함으로써 작업기가 설정 상한위치까지 한 번에 상승하도록 제어한다.

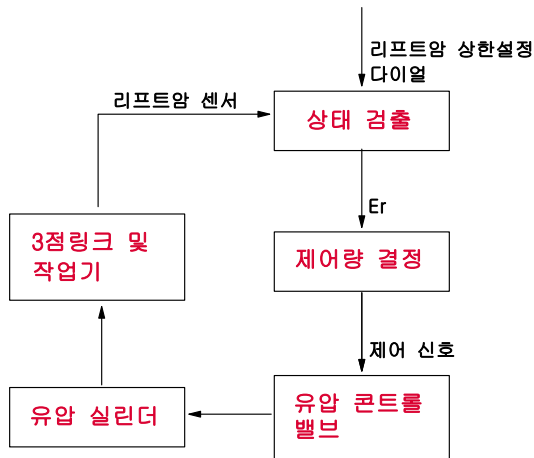


그림 3.3.12 리프트암 상한제어 모드

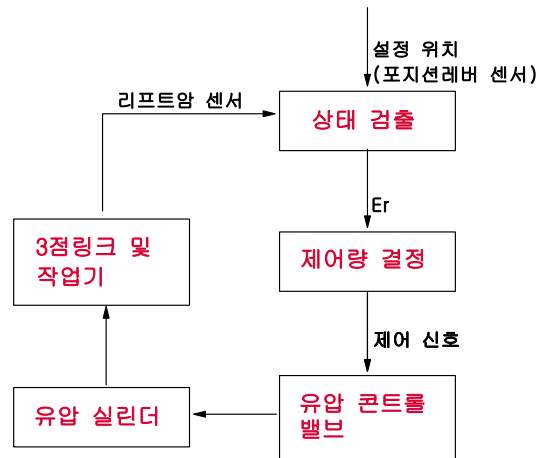


그림 3.3.13 위치(포지션)제어 모드

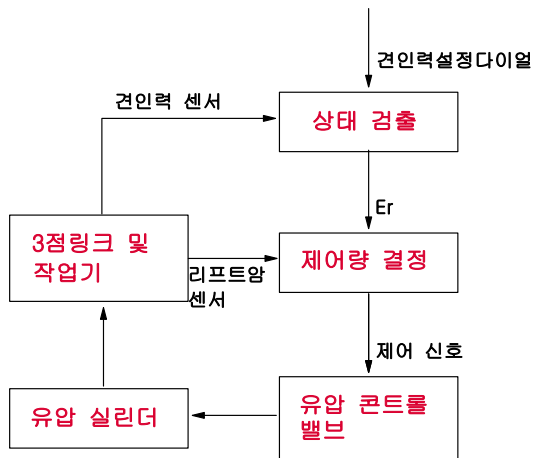


그림 3.3.14 견인력 제어 모드

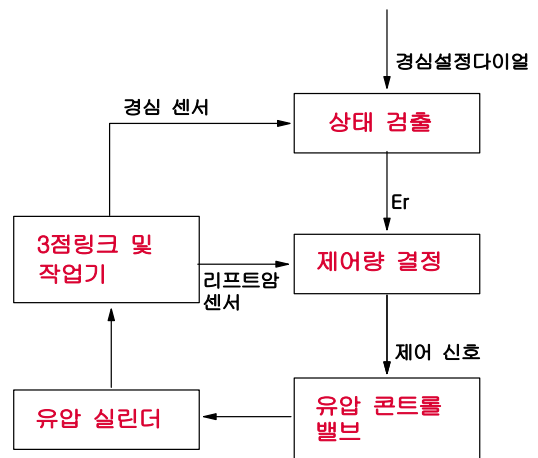


그림 3.3.15 경심 제어 모드

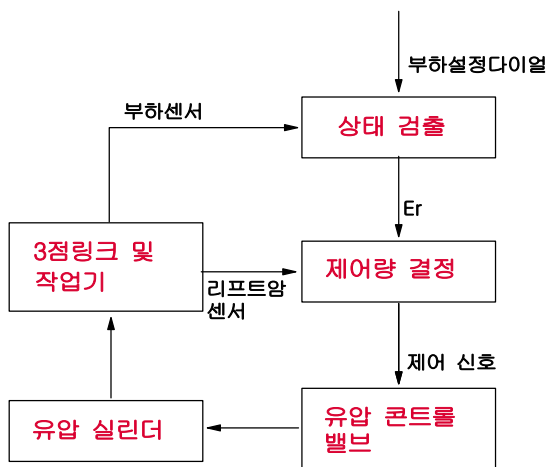


그림 3.3.16 부하 제어 모드

위치(포지션) 제어모드에서는 그림 3.3.13에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 포지션레버 및 리프트암 센서로부터의 신호를 읽어 들인 후에 리프트암 센서에 의해 현재의 작업기의 위치를 구하여, 포지션레버에 의한 설정 값과 비교한 후에 편차를 계산하게 된다. 컨트롤러는 이 편차의 절대 값이 설정된 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크면 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브의 작동제어를 위한 편차에 비례한 제어신호를 출력하여 유압 컨트롤밸브를 제어함으로서 작업기가 포지션레버의 위치에 따라 상승 및 하강하도록 제어한다.

견인력 제어모드에서는 그림 3.3.14에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 견인력 설정다이얼에 의한 설정 견인력과 작업기에 걸린 현재의 견인력을 비교한 후, 편차를 계산하고 리프트암 센서로부터의 신호에 의해 현재 리프트암의 위치를 계산하여 제어를 위한 제어량을 결정한다. 컨트롤러는 제어량이 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크면 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브의 작동제어를 위한 편차에 비례한 제어신호를 출력하여 유압 컨트롤밸브 제어 함으로서 작업기에 걸린 견인력이 항상 설정 견인력으로 유지되도록 작업기의 상/ 하강 제어를 수행한다.

경심 제어모드에서는 그림 3.3.15에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 경심 설정다이얼에 의한 설정 경심과 로타리커버 센서에 의한 작업기의 경심을 비교한 후, 편차를 계산하고 리프트암 센서로부터의 신호에 의해 현재 리프트암의 위치를 계산하여 제어를 위한 제어량을 결정한다. 컨트롤러는 제어량이 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크면 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브의 작동제어를 위한 편차에 비례한 제어신호를 출력하여 유압 컨트롤밸브제어 함으로서 작업기의 경심이 항상 설정 경심으로 유지되도록 작업기의 상/ 하강제어를 수행한다.

부하 제어모드에서는 그림 3.3.16에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 부하 설정다이얼에 의한 설정 부하와 부하(엔진rpm) 센서에 의한 작업기의 부하를 비교한 후, 편차를 계산하고 리프트암 센서로부터의 신호에 의해 현재 리프트암의 위치를 계산하여 제어를 위한 제어량을 결정한다. 컨트롤러는 제어량이 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크면 솔레노이드밸브 및 비례제어밸브의 작동제어를 위한 편차에 비례한 제어신호를 출력하여 유압 컨트롤밸브제어 함으로서 작업기의 부하가 항상 설정 부하로 유지되도록 작업기의 상/ 하강제어를 수행한다.

### 3.3.2.1 요소부품 설계

#### - 센서부

센서부는 트랙터에 의한 포장에서 농 작업 중의 작업기의 작업 상태에 관한 정보를 얻기 위한 요소로, 위치(포지션제어)제어를 위한 위치 및 리프트암 센서, 견인력제어를 위한 견인력 센서, 경심제어를 위한 로타리 커버 검출방식의 경심센서, 부하제어를 위한 엔진rpm센서, 부가 제어(후진 및 조향 상승제어)를 위한 후진 및 조향센서 등의 각종 센서로 구성되어 있다.

#### - 리프트암 센서

작업기의 위치 검출을 위한 센서로 리프트암축의 한쪽 면에 포텐션미터를 장착하여 리프트암의 회전 각도를 포텐션미터로 검출함으로서 작업기의 위치를 검출하도록 되어있다.

- 견인력 센서

견인력센서는 Plow작업기에 의한 경운작업 중, 토양에 의한 작업기의 견인부하를 검출하기 위한 센서로서, 하부링크를 고정하기 위한 외팔보형 좌.우 고정핀에 스트레인게이지를 부착하여 견인부하에 의한 핀의 변형을 스트레인게이지로 검출함으로써 견인부하가 검출되도록 설계되어 있다.

그림 3.3.17에 견인력센서의 개요를 나타내었다. 센서는 하부링크를 고정하기 위한 외팔보형 좌.우측 고정핀, 각각의 고정핀상에 부착된 전.후 2개의 스트레인게이지와 휘스톤 브릿지회로의 4-게이지법을 이용한 앰프등으로 구성되어 있다.

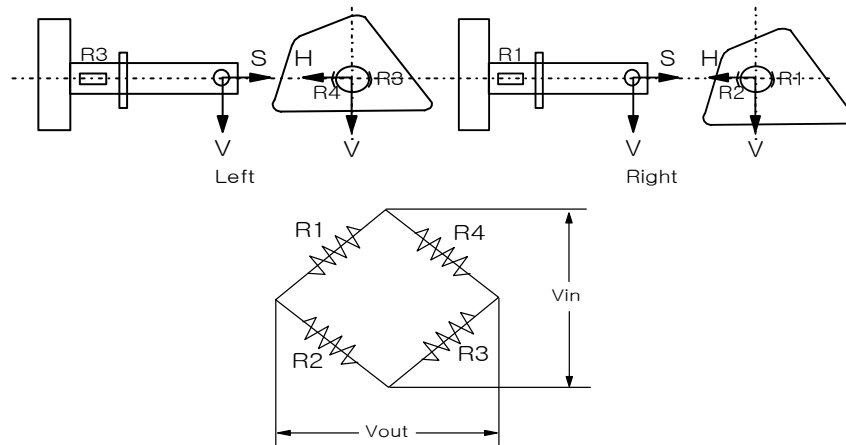


그림 3.3.17 견인력센서의 개요

- 경심 센서

경심 센서는 로타리 작업기에 의한 경운작업 중, 주행로면의 불균일 등으로 발생하는 차체의 피칭현상 및 차륜의 침하 현상으로 인한 작업기의 경심 변화를 검출하기 위한 센서이다. 그림 3.3.18에서 보는바와 같이 경심 센서는 로타리 커버 검출 방식으로 경심의 변화에 따라 움직이는 균평판의 움직임을 링크를 이용하여 로타리 커버 상에 고정된 포텐션미터로 검출함으로써 경심을 검출하도록 설계되어졌다.

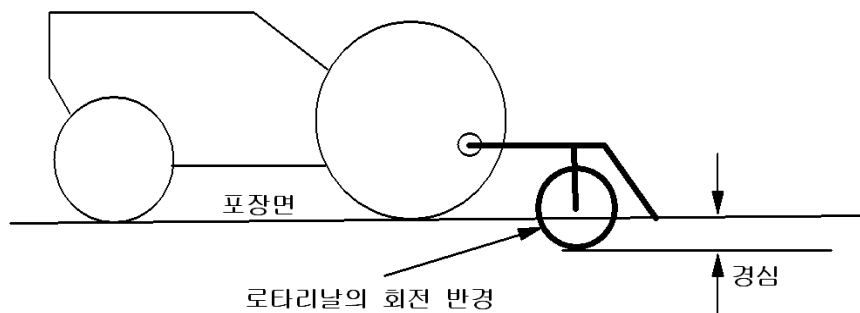


그림 3.3.18 로타리 작업 개요

- 엔진rpm센서

Rotary작업기에 의한 경운작업 중, 토양에 의한 작업부하의 변화는 엔진회전수의 변화를 발생시킴으로, 본 연구에서는 엔진rpm센서를 이용하여 엔진회전수의 변화를 검출함으로써 토양에 의해 Rotary작업기에 걸리는 작업부하를 검출하였다. 엔진rpm센서는 크게 마그네틱픽업 센서, 기어회전판 및 F-V컨버터의 전자회로로 구성되어 있으며, F-V컨버터는 엔진회전수의 변화에 따른 마그네틱픽업 센서의 출력주파수의 변화에 비례한 아날로그 전압을 출력한다.

- 후진 센서 및 조향(스티어링) 센서

후진 센서(ON/OFF 스위치)는 후진 레버 작동 시 센서가 ON상태가 되도록 설계해야 하며, 조향 센서(리미트 스위치)는 조향 실린더 상에 설치되어 운전자에 의한 조향 동작에 의해 조향 실린더의 로드가 설정된 위치(약 40도)에 오면 센서가 ON상태가 되어야 한다.

- 유압부

유압회로는 회로상의 유로의 변경 등을 통해 유압펌프로 부터의 압축된 오일을 유압회로와 연결되어 있는 유압실린더에 공급함으로써 리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 제어대상인 작업기를 상승 및 하강시키기 위한 제어시스템을 구성하고 있는 하나의 요소이다. 유압밸브는 컨트롤러로부터의 제어 신호를 받아 솔레노이드 밸브를 ON/OFF 함으로써, 유압펌프로부터 받은 압축유의 방향을 제어하여 실린더를 상승/하강 동작을 하도록 하는 장치이다. 그림 3.3.19와 3.3.20은 설계한 수평제어와 포지션제어 회로도이다.

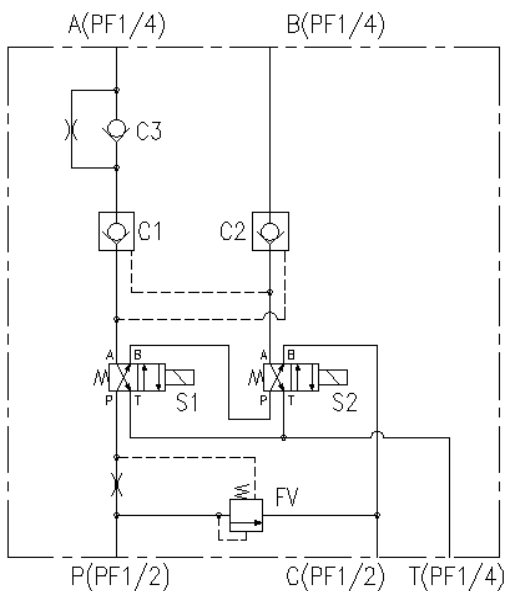


그림 3.3.19 수평제어 회로도

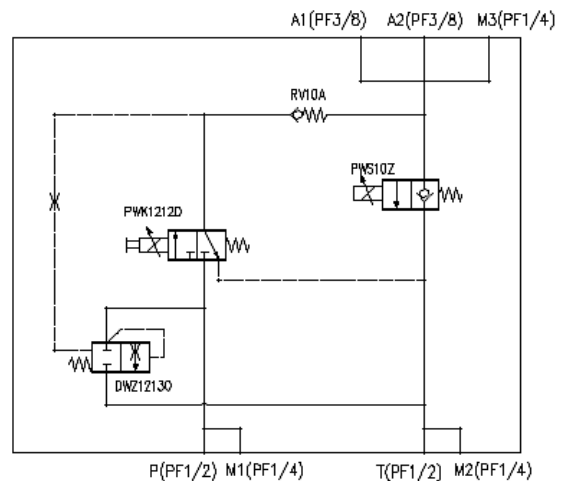


그림 3.3.20 포지션제어 회로도

### 3.3.3 전자 유압 시스템 요소부품 및 시작품 개발

#### 3.3.3.1 컨트롤러 개발

센서로부터의 신호를 읽어 들여 각종 연산처리를 수행한 후 제어시스템의 액츄에이터인 유압 회로에 제어신호를 출력 하는 컨트롤러는 전자회로 등으로 구성되는 하드웨어 및 제어알고리즘에 따라 전자회로의 제어를 수행하는 소프트웨어로 구성되어 있다. 컨트롤러는 하나의 보드에 의해 포지션 제어 및 수평 제어가 가능하도록 설계되어 있으며, 또한 최적화 제어를 위해 메인 컨트롤러와의 통신을 위한 CAN통신 포트가 설치되어 있다. 그림 3.3.21에 컨트롤러의 회로도, 제어알고리즘 및 그림 3.3.22에 개발된 컨트롤러의 사진을 나타내었다.

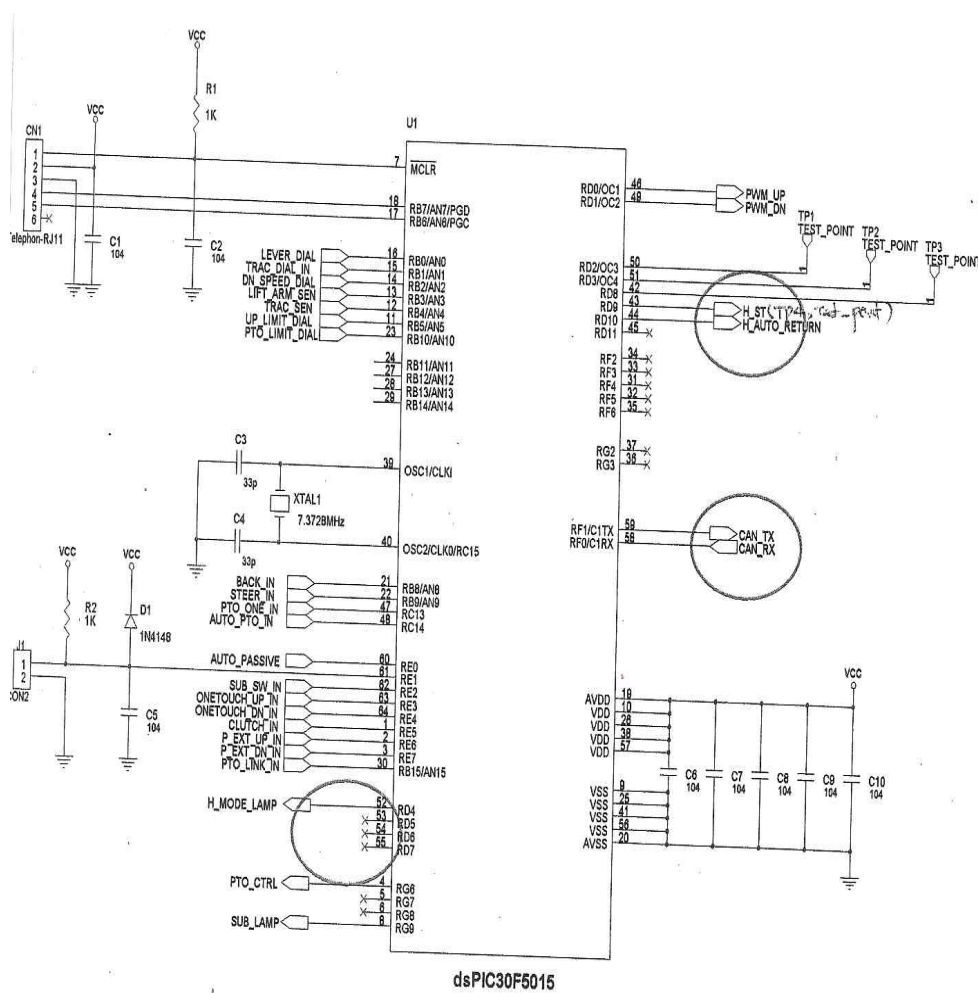


그림 3.3.21 컨트롤러의 회로도(메인)



그림 3.3.22 통합 컨트롤러

### 3.3.3.2 유압밸브 개발

#### - 수평제어 밸브

설계한 수평제어 용 회로도를 바탕으로 그림 3.3.23과 같이 가공도를 제작하였으며, 그림 그림 3.3.24는 사진을 나타내었다. 기존 수평제어 밸브보다 원가를 30%정도 절감할 수 있도록 설계하였다.

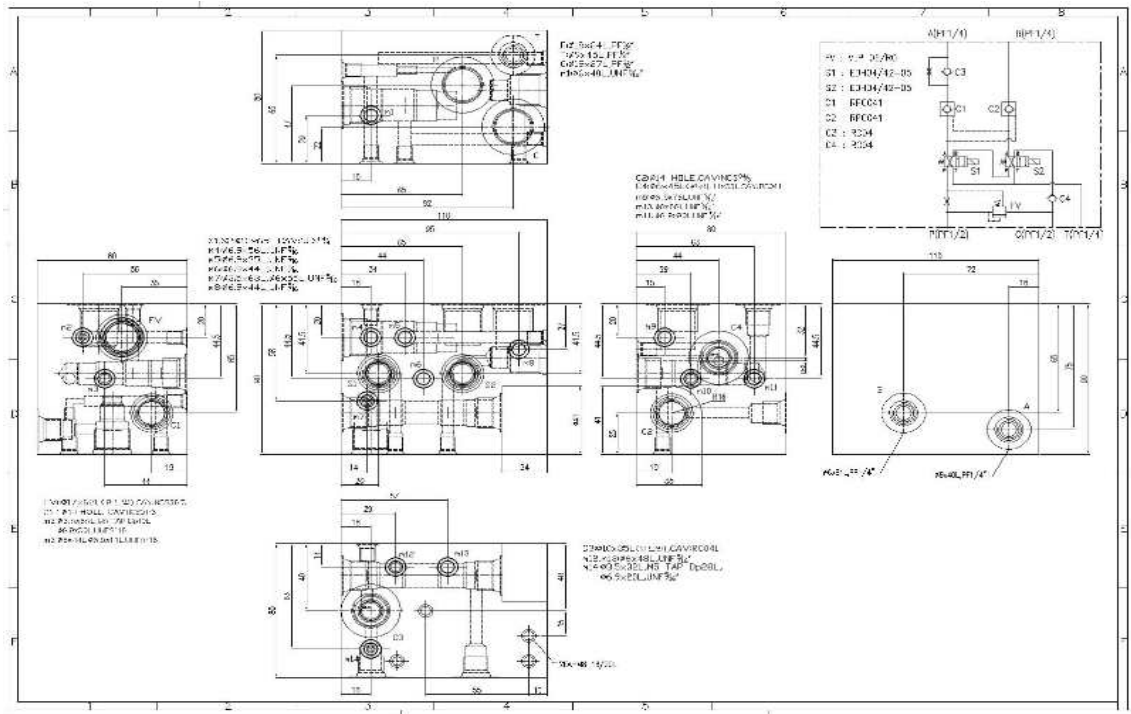


그림 3.3.23 수평제어용 회로도 및 가공도





그림 3.3.24 수평제어용 밸브 ASS'Y

### 3.3.3.3 포지션제어 밸브

그림 3.3.25, 3.3.26은 포지션제어를 위한 유압회로도 및 샘플의 사진이다. 설계된 유압회로는 선진사 트랙터의 포지션제어용 유압 실린더와 같이 현재의 1 실린더가 아닌 2 실린더방식으로 설계되었다.

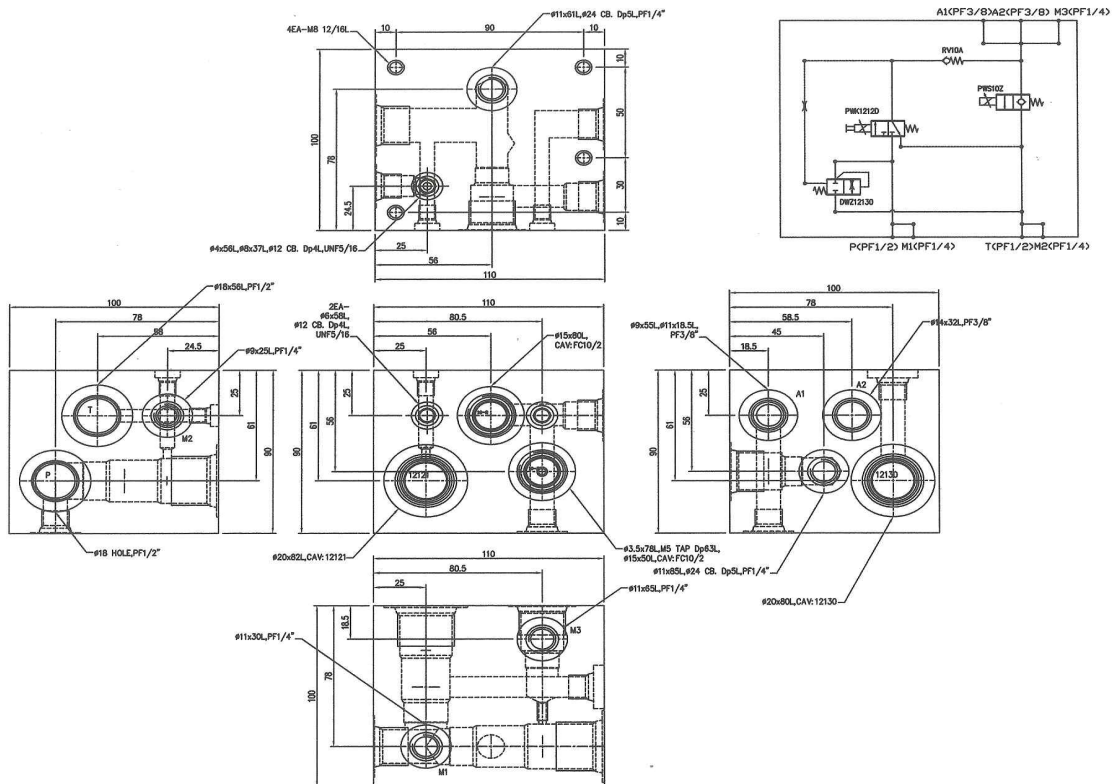


그림 3.3.25 포지션제어용 회로도 및 가공도



그림 3.3.26 포지션제어용 밸브 ASS'Y

### 3.3.3.4 센서부 개발

#### - 리프트암 센서

본 트랙터는 약 80°의 범위 내에서 리프트암이 회전되도록 설계되어 있으므로, 리프트암 센서로서 사용된 포텐션미터는 센서의 분해능 등을 고려하여 약 90°의 것을 사용하였으며, 그 사양은 다음과 같다.

표 3.3.1 포텐션미터의 주요사양

제조 회사	창신전자(주)
모델명	CP - 290
기계적 각도	130°
전기적 각도	90°
전저항치	2kΩ
직선성	±1%

#### - 견인력 센서

견인력 측정은 스트레인 게이지와 앰프를 이용하였으며, 스트레인 게이지의 주요 사양은 다음과 같다.

표 3.3.2 견인력 측정용 스트레인 게이지 주요 사양

TYPE	KFG-5-120-C1-11
Temperature compensation	Steel
Gage Length	5 mm
Gage resistance	119.8±0.2 Ω
Gage Factor	2.11 ±1.0 %
Adop표 Thermal Expansion	11.7 ppm/°C
Transverse Sensitivity	0.40 %
Company	KYOWA

- 경심 센서

경심 센서는 리프트암 센서와 마찬가지로 포텐션미터를 사용하였으며, 다음과 같이 선형 캘리브레이션하여 그 특성을 모델링하였다.

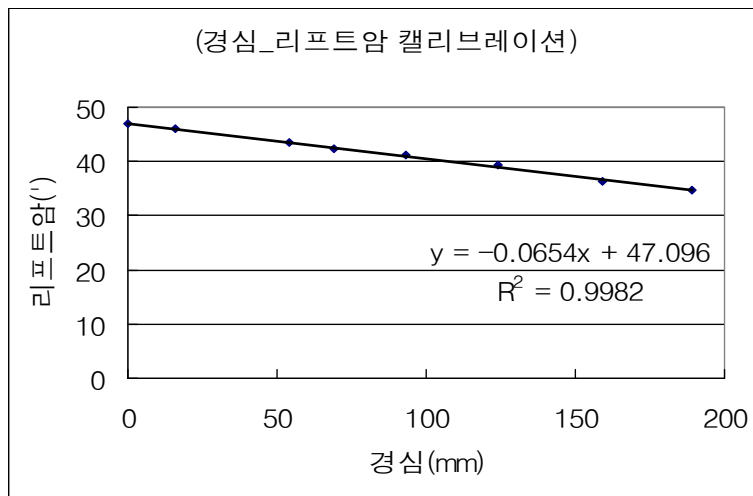


그림 3.3.27 경심 센서의 캘리브레이션 결과

- 엔진RPM 센서

엔진 rpm은 기어 회전판에 대해 마그네틱 픽업 센서를 이용하여 검출하며, 마그네틱 픽업 센서의 사양은 다음과 같다.

표 3.3.3 마그네틱픽업 센서의 주요사양

제조사	현대오토넷
모델명	HA-33801
정격전압	DC 12V
사용회전수	60 - 9500rpm
출력형식	펄스 파형

- 후진 센서 및 조향(스티어링) 센서

후진 센서는 레버가 후진 위치에서 On/Off 스위치를 동작하도록 구성하였으며, 조향 센서는 조향축 킹핀 상단에 포텐션미터를 이용하여 허브의 회전 각도를 검출하도록 구성하였다.

- 레버 센서

레버 센서는 리프트암 승강 레버에 포텐쇼미터를 부착하여 레버의 위치를 검출하도록 구성하였다.

- 경사각 센서

경사각 센서의 주요 사양은 아래 표와 같으며, 캘리브레이션 결과를 통해 경사각과 센서의 출력전압의 선형적 상관 관계를 모델링하였다.

표 3.3.4 경사각 센서의 주요 사양

제조 회사	삼광 컨트롤
검출 각도	수평에 대하여 $\pm 20^\circ$
경사 감도	100mV / $1^\circ \pm 5\%$
정격 전압	12V
출력 전압	0 - 5V
시정수	0.5sec(200msec시)

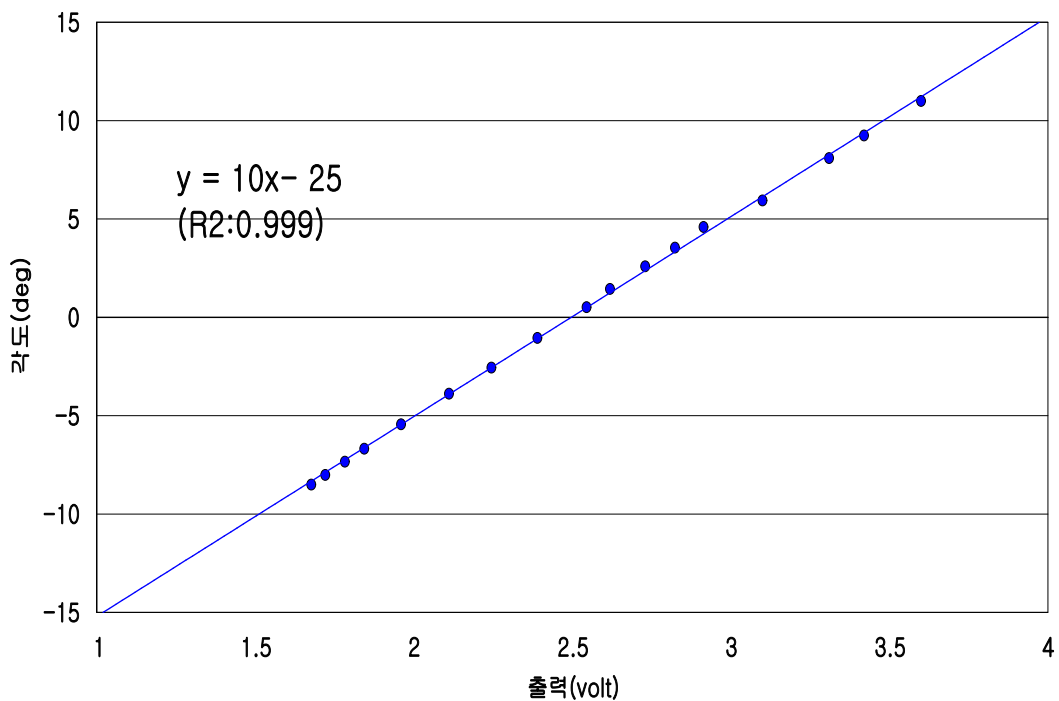


그림 3.3.28 경사각 센서의 캘리브레이션 결과

### 3.3.4 전자 유압 시스템 TEST BED 제작 및 제어시스템 검증

#### 3.3.4.1 TEST BED 제작

##### - 수평제어 시스템

개발된 컨트롤러의 수평 제어실험을 위한 실험 장치를 아래 사진과 같이 구성하였으며, 실험은 파워 유닛의 펌프 토출 유량 20 lpm, 실린더에의 입력 유량 6 lpm 및 제어 불감대 0.5°(민감), 1.0°(표준), 2.0°(둔감)의 조건 하에서 수행되어졌다.



그림 3.3.29 수평제어 실험을 위한 실험장치의 사진

그림 3.3.30에는 수평 제어의 실험 결과를 나타내었다. 실험 결과로부터 편차가 불감대(0.5, 1 및 2°)이상이 되면 상/하강 제어 신호가 출력되어 작업기가 수평을 유지되도록 제어가 되고 있음을 알 수 있다.

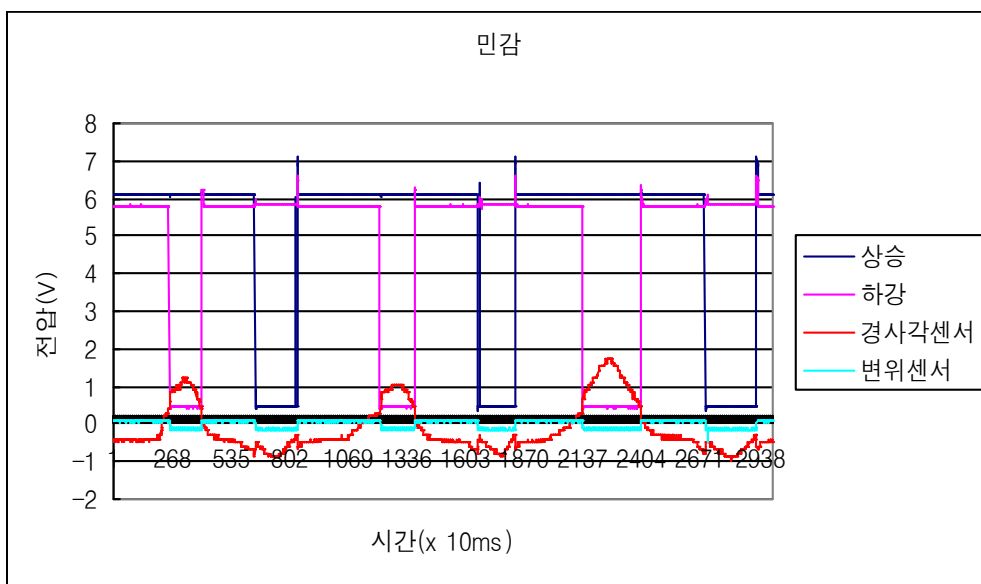
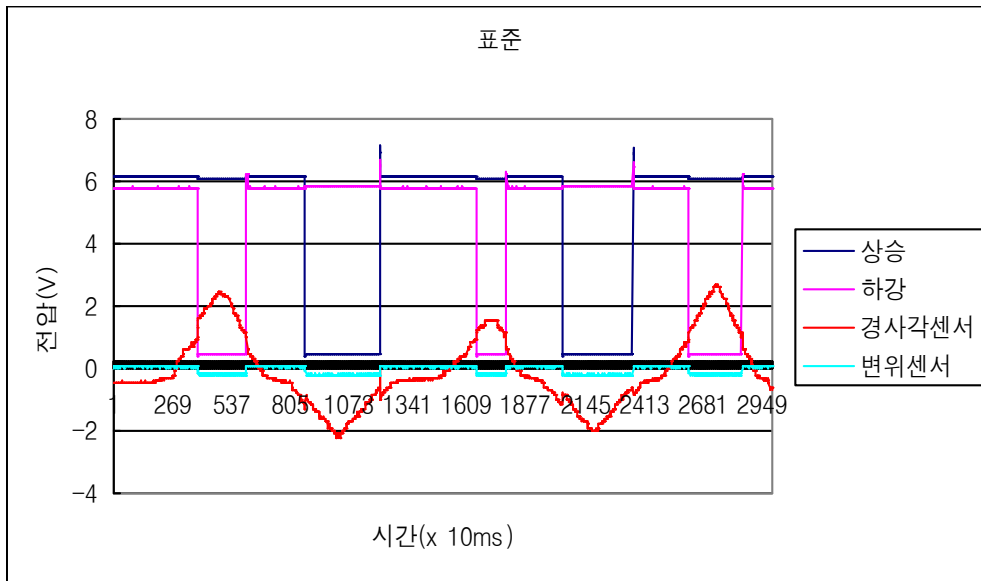
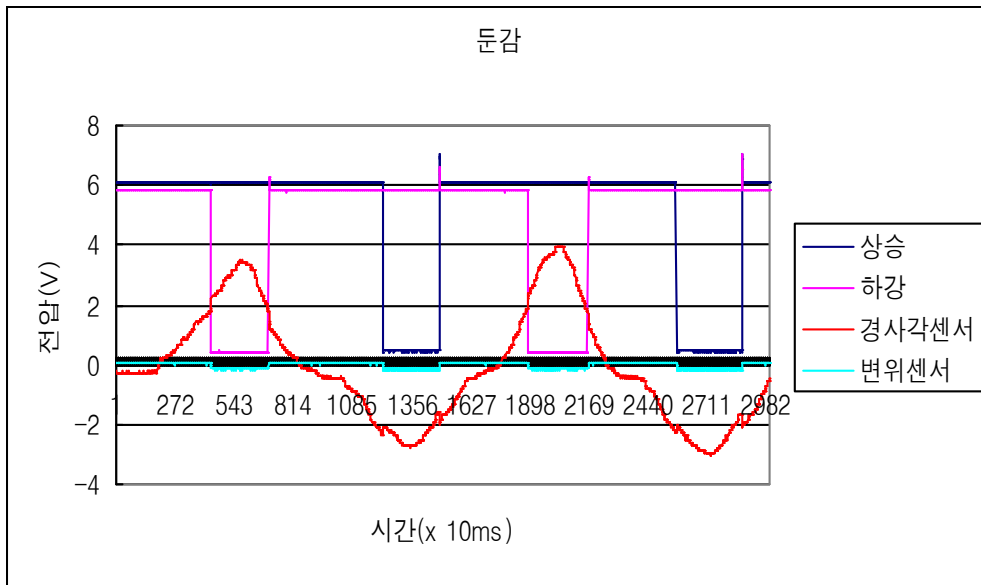


그림 3.3.30 작업기 수평제어의 실험 결과

- 포지션 제어 시스템



그림 3.3.31 포지션제어 실험장치

그림 3.3.31에 개발된 컨트롤러에 의한 실내에서의 포지션 제어실험을 위한 실험 장치의 사진을 나타내었으며, 실험은 파워 유닛에 의해 펌프의 토출 유량 20 lpm 및 컨트롤러에 의한 듀티비의 변화 40, 50, 60 및 70%의 조건하에서 수행되어졌다. 그림 3.3.32에 실험 결과(듀티비-50, 60 및 70%를 나타내었다.

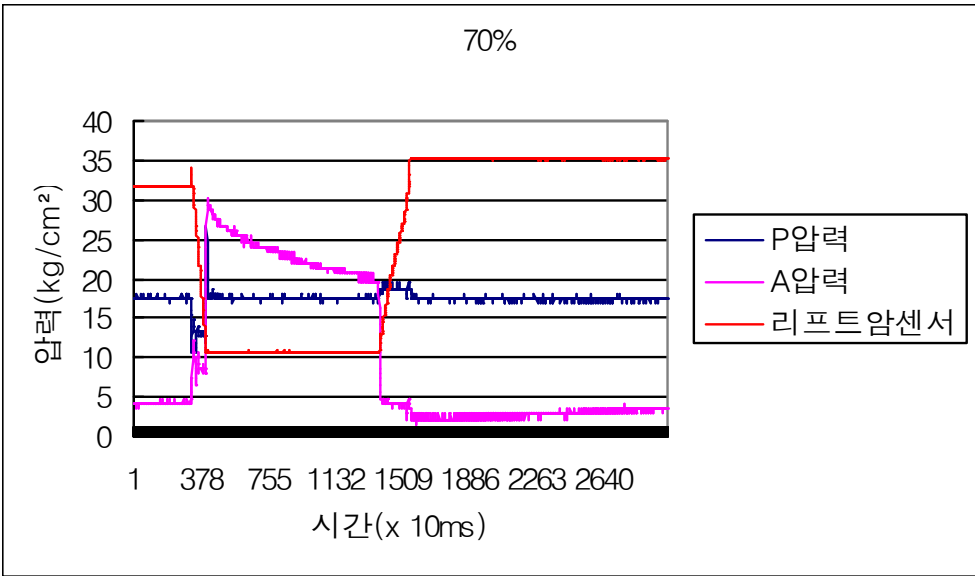
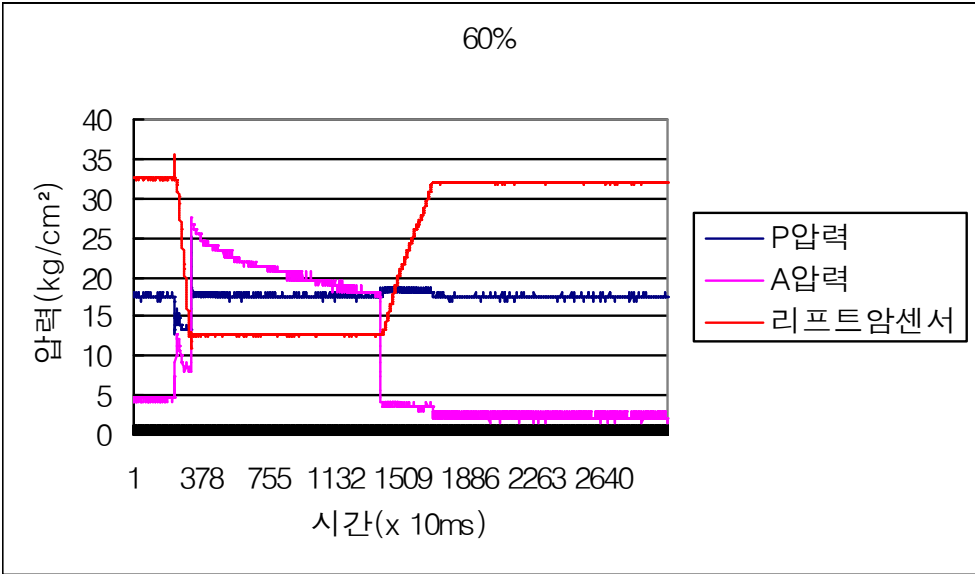
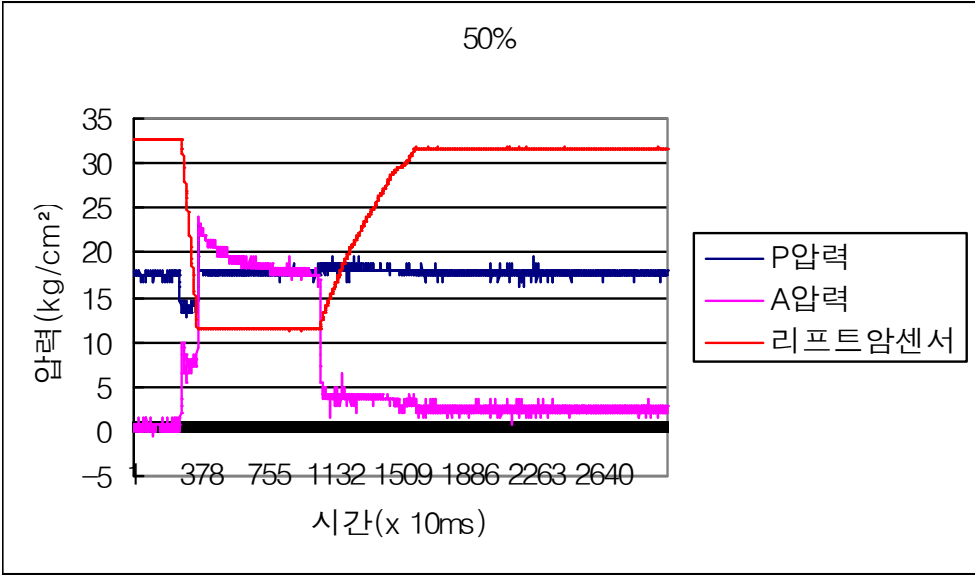


그림 3.3.32 위치선제어 스텝실험 결과(듀티비-50, 60 및 70%)



그림 3.3.32의 실험 결과로부터 컨트롤러의 듀티비에 비례하여 유량도 증가(10, 15 및 20 lpm)하는 것을 알 수 있으며, 리프트 암도 잘 작동하는 하는 것을 알 수 있다.

- 트랙터 시스템 장착

개발된 전자유압 시스템의 검증을 위해 시제품을 다음과 같이 실제 트랙터에 적용하였다.

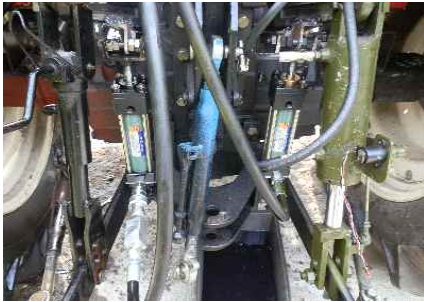


그림 3.3.33 Two 실린더

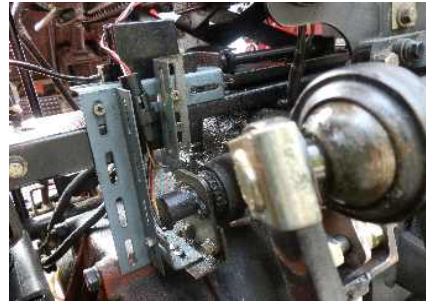


그림 3.3.34 수평 제어 센서



그림 3.3.35 변위 센서



그림 3.3.36 수평 제어 밸브

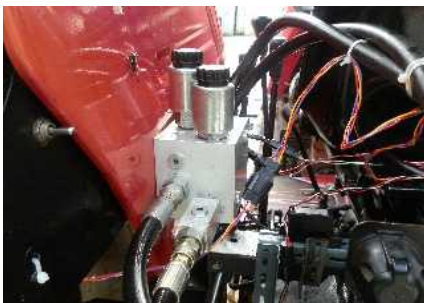


그림 3.3.37 포지션 밸브



그림 3.3.38 제어 레버

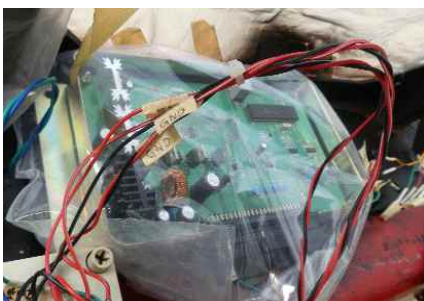


그림 3.3.39 통합 컨트롤러

### 3.3.4.1 제어시스템 검증

- ONE/TWO 실린더 비교 실험

선진사의 대형 트랙터는 TWO 실린더를 사용하여 포지션 제어를 하고 있다. 그 이유는 실린더가 외부에 장착되기 때문에 AS등에 유리하고 같은 압력으로 안정적으로 더욱 크고 무거운 작업기의 제어가 가능하기 때문이다. 이를 검증하기 위하여 200kg 무게의 작업기에 대해 각각 1000, 1500, 2000, 2500rpm 에서 반복 실험을 실시하였다.

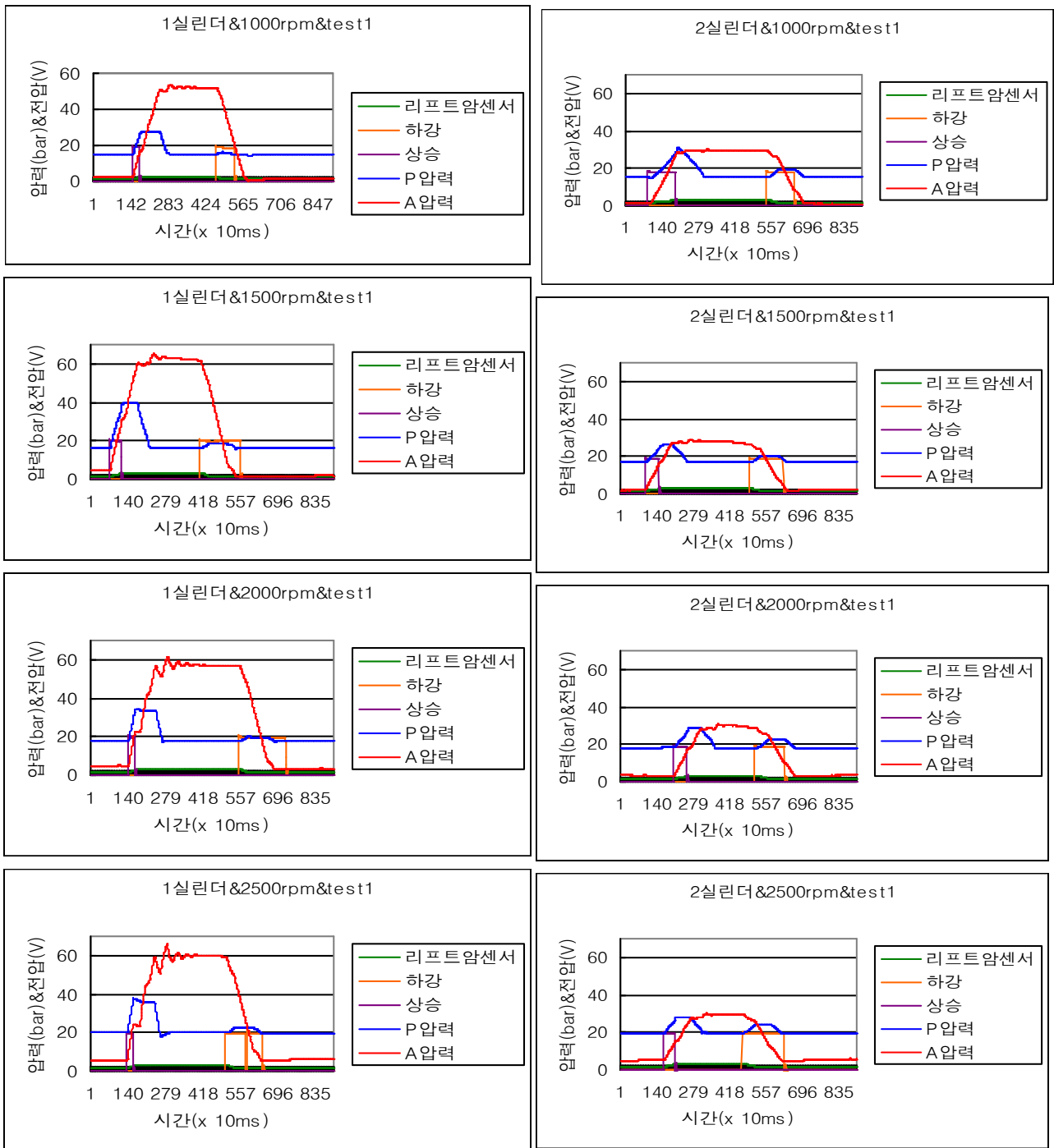


그림 3.3.40 ONE 실린더 제어 결과

그림 3.3.41 TWO 실린더 제어 결과

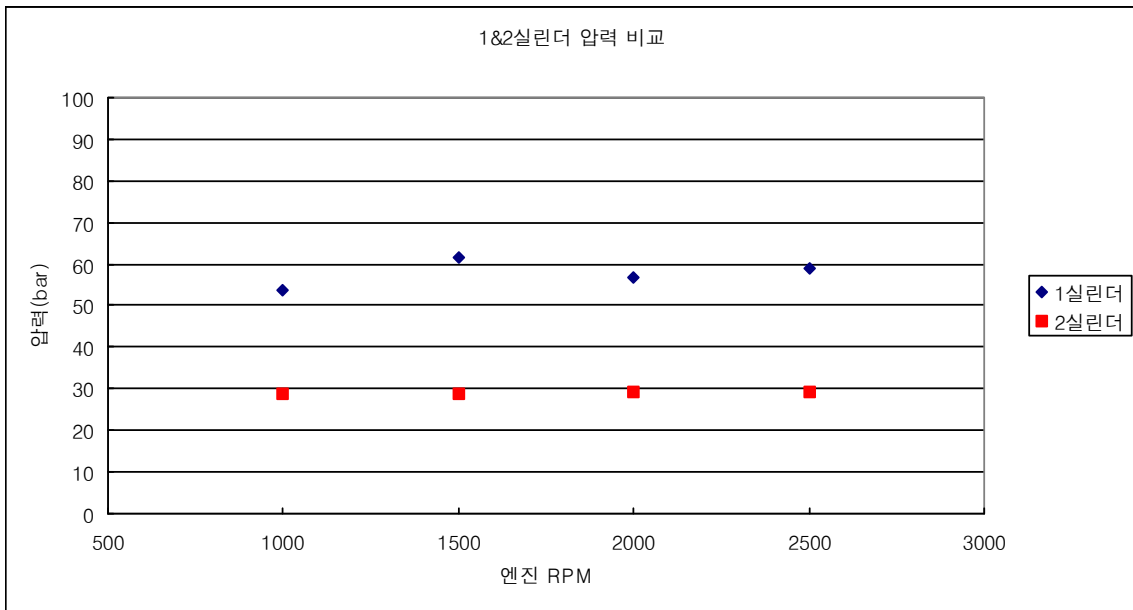


그림 3.3.42 ONE 실린더와 TWO 실린더의 압력 비교

그림 3.3.42의 결과 TWO 실린더가 ONE 실린더에 비하여 약 1/2압력 분산 효과가 있는 것으로 확인되었다. 이는 ONE 실린더와 TWO 실린더의 단면적 차이에 의하여 얻어진 결과이다.

- 수평제어 기초실험 및 검증

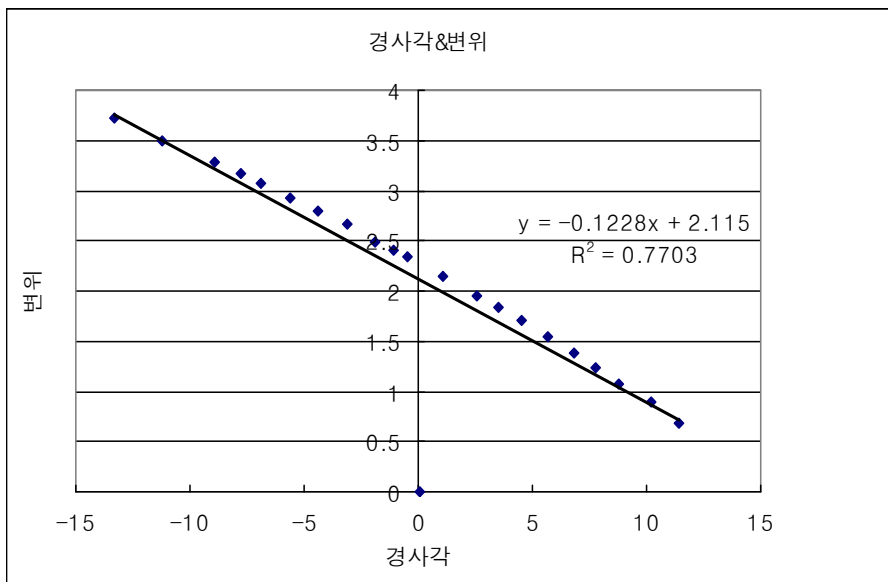


그림 3.3.43 트랙터 경사도 및 변위전압 사이의 관계

그림 3.3.43은 LG55 트랙터에 장착한 수평제어 시스템의 제어를 위한 기초 실험결과이다. 수평제어를 위한 경사각센서와 실린더에 장착한 변위센서와의 관계를 수식화한 것이다.

- 포지션제어 기초실험 및 검증

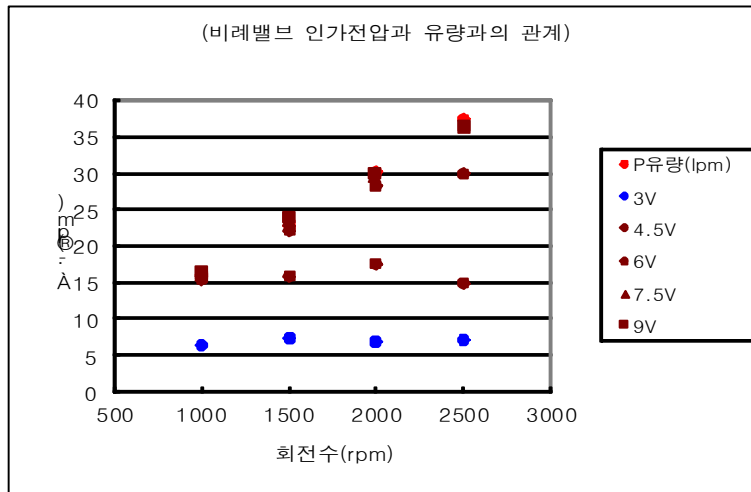


그림 3.3.44 비레벨브 인가전압과 유량과의 관계

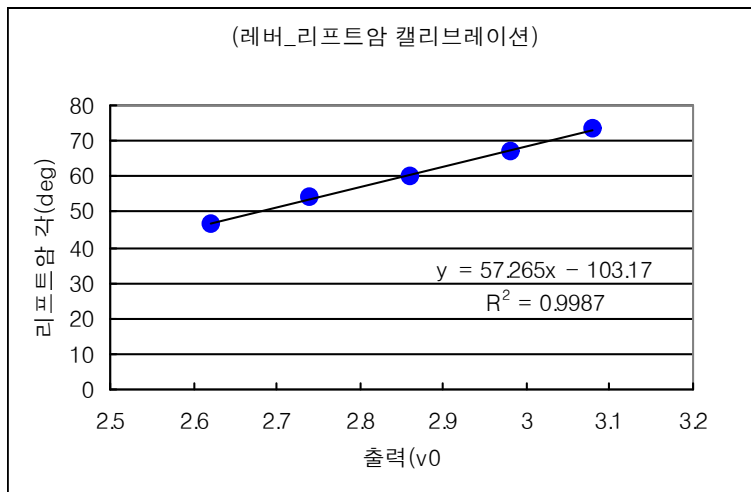


그림 3.3.45 레버 출력과 리프트암 각도의 관계

그림 3.3.44, 3.3.45는 LG55 트랙터에 장착한 포지션제어 시스템의 제어를 위한 기초 실험결과이다. 그림 3.3.44는 비레벨브를 이용하여 엔진 rpm에 따른 유량을 제어하기 위한 실험이며, 그림 3.3.45는 조작 레버 출력과 리프트암의 각도의 관계를 구한 것이다. 이 실험결과를 바탕으로 포지션제어의 최적화를 수행하였다.

### 3.3.5 작업기 유압 제어시스템 실차 적용 및 포장시험

#### 3.3.5.1 실차 적용

반복실험을 진행하여 정확한 결과를 얻기 위해서는 기준이 되는 자료가 필요하며, 전자제어 유압밸브의 경우에는 트랙터 펌프의 출력 유량의 영향을 받는다. 이에 기준 정보를 얻기 위한

실차 적용 및 기초 실험을 진행하였다. 준비한 기대는 LG 55마력 트랙터이며, 작업기는 대동로타베이터 440kg를 준비하였다.

- 트랙터 토출 유량 실험

엔진 회전수에 대한 트랙터의 토출 유량은 아래 그래프와 같이 측정되었다. 1500RPM 이상에서는 토출되는 유량이 26.5LPM으로 일정하게 유지되므로 실험 구간은 500~1500RPM으로 결정하였다.

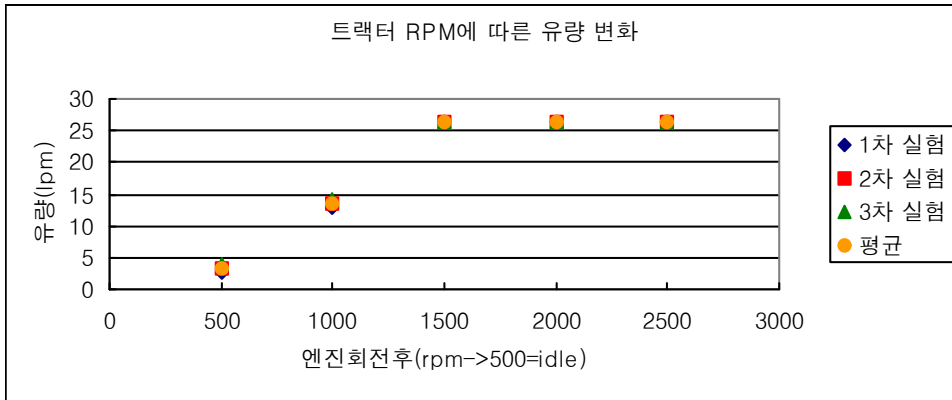


그림 3.3.46 트랙터 토출유량 측정

- 포지션제어밸브 반응 속도 측정

유량은 각 조건에서 1000, 1500RPM으로 설정하였으며, 밸브의 제어는 수동으로 상승/하강에 대하여 실험을 진행하였다. 그 결과는 아래 그래프와 같다. 실험결과 트랙터의 RPM 변화는 실린더의 상승/하강 속도에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 해석된다.

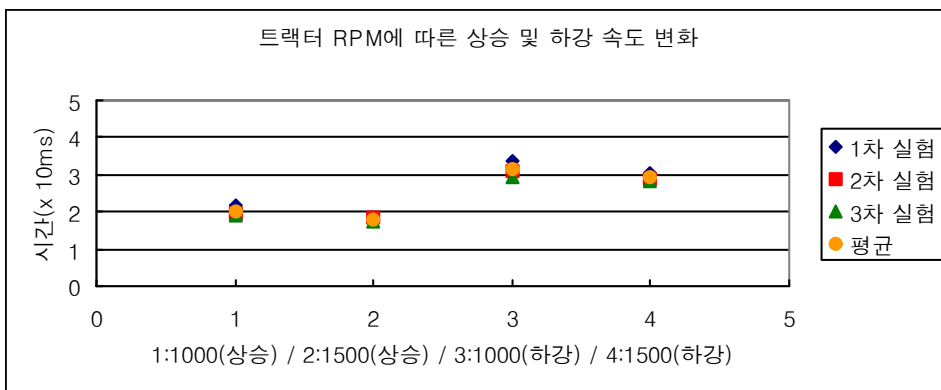


그림 3.3.47 포지션밸브 상승/하강 유량 검증

- 경심제어 불감대 측정

아래 그래프는 불감대 특성을 확인하기 위한 실험 결과이며, 경심제어 상승에서 하강 시 경심설정은 0.9~2.0V 사이 값을 설정하였고, 불감대 영역은 값은 0.3V로 설정하였다.

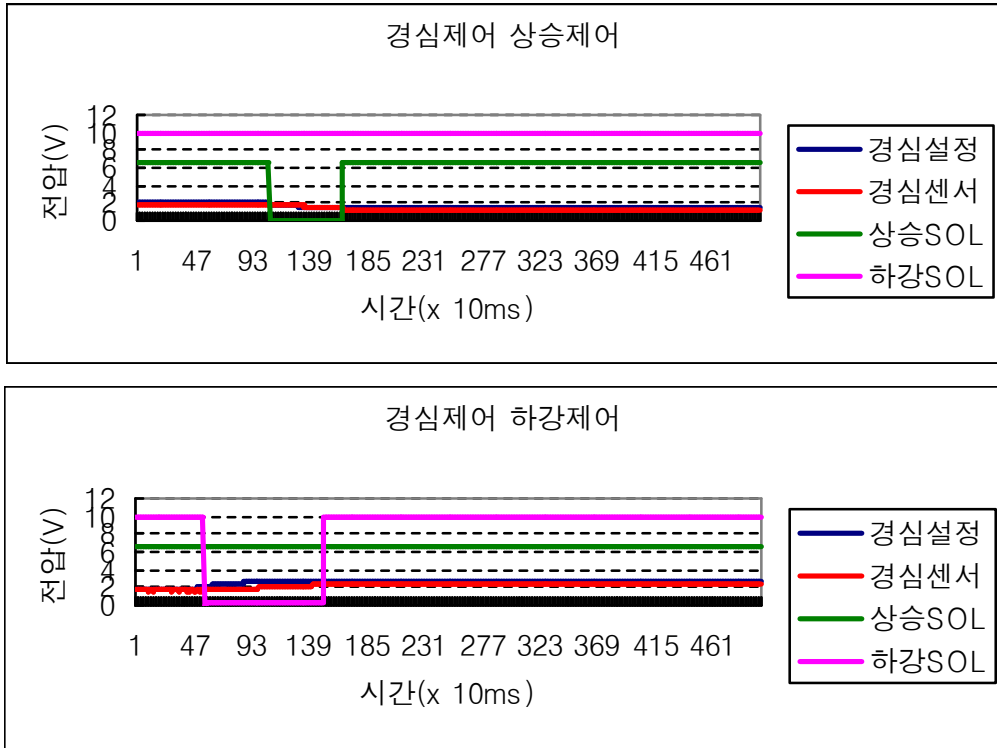


그림 3.3.48 경심 상승/하강 불감대 검증 실험

경심설정 값의 변화에 따라 경심센서의 출력 값이 불감대 영역인 0.3V 이내가 되도록 밸브의 상승/하강 작동이 이루어졌다. 상승제어의 경우는 오차가 0.132V이며, 하강제어는 0.29V으로 불감대 영역을 만족한다.

- 경심제어 제어도 측정

그림 3.3.49는 설정경심에 따른 리프트암의 변화 관계를 측정하였다. 실험에 사용된 작업기는 대동로타베이터 440kg이며, 하단부에서 축까지의 거리가 10cm이다. RPM은 전격(2500RPM)에서 진행하였으며, 상승/하강 각 4단계로 설정경심 값을 조절하여 리프트암센서 값을 측정하였다.

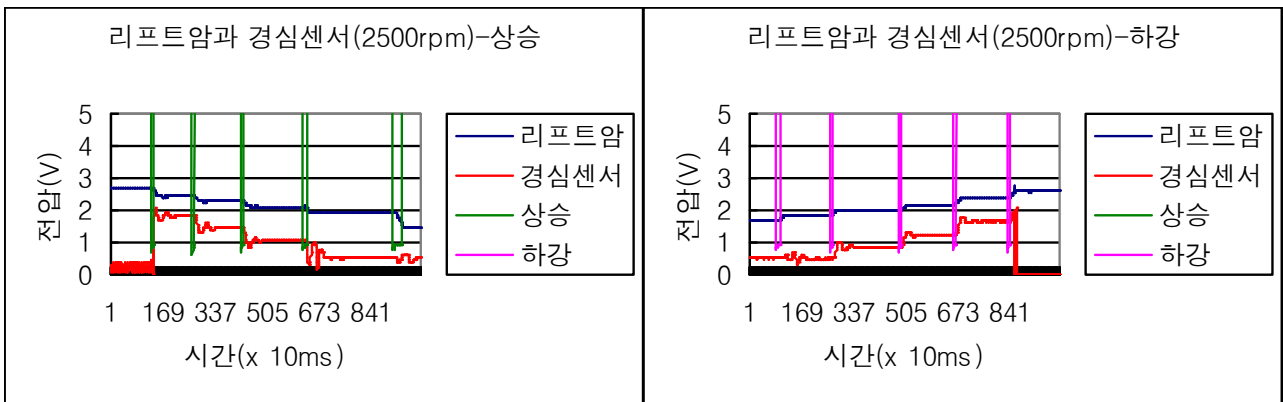


그림 3.3.49 설정경심과 리프트암의 관계 검증

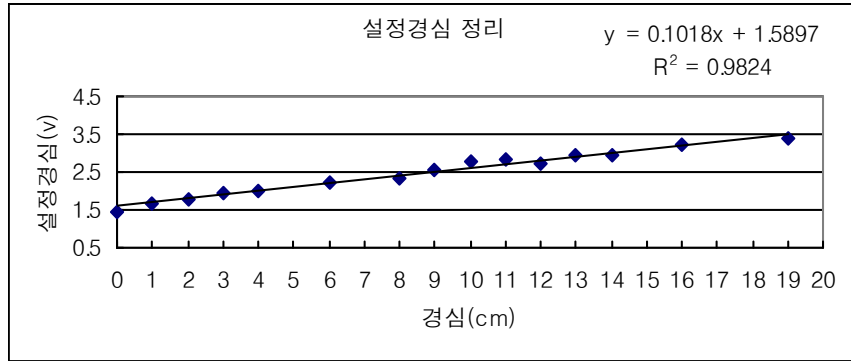


그림 3.3.50 설정경심 캘리브레이션

그림 3.3.50에 의하여 작업기의 설정경심 값에 따라서 얼마의 깊이로 제어가 되는지 알 수 있었다. 이 결과를 통해 실차 실험 시 작업기의 제어도를 측정할 수 있다.

### 3.3.5.2 포장시험

작업기에 대한 토양반력이 제어시스템의 제어성능에 미치는 영향을 규명하기 위해 포장시험이 수행되었으며, 인위적으로 만들어진 불균일한 포장면을 주행 작업하면서 설계된 제어시스템의 기본제어 및 부가제어에 대한 실험을 수행하였다.

#### - 시험 구성

시험을 위한 트랙터의 계측 시스템은 아래 그림에서 보는바와 같이 제어용 컴퓨터, 입/출력보드(A/D 및 D/A보드), 컨트롤러(1), 유압회로(2), 그리고 아날로그 데이터레코더 등으로 구성되어 있다. 센서는 레버 위치 센서(4), 리프트암 센서(5), 피치각 측정 센서(6), 지상고 센서(7), 견인력 센서(8), 그리고 엔진rpm 센서(9)로 구성되었다. 컴퓨터 및 데이터레코더 등에 필요한 전원은 트랙터의 발전기로부터 공급하였다.

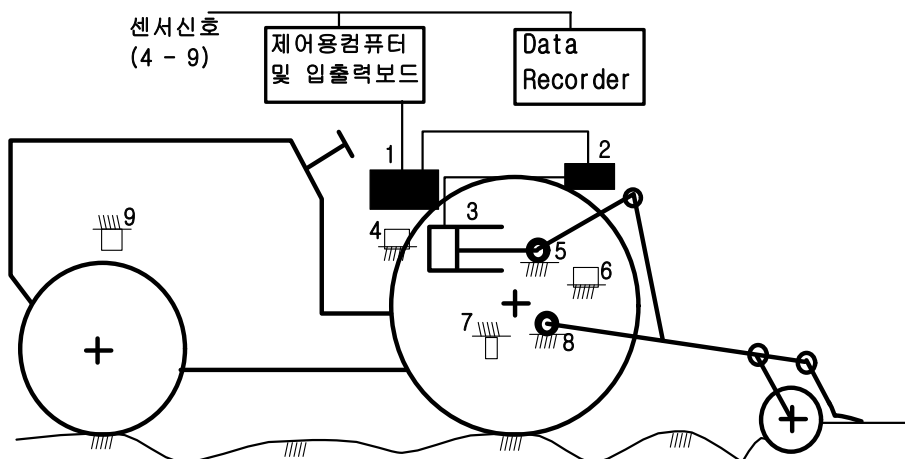


그림 3.3.51 포장 시험을 위한 트랙터 계측 시스템 구성



그림 3.3.52 1차 포장시험



그림 3.3.53 2차 포장시험

- 기본제어에 관한 성능시험

포장에서 경운작업 중의 Plow 및 Rotary작업기에 대한 토양반력의 제어시스템의 기본제어인 위치, 견인력 및 부하제어성능에의 영향을 규명하기 위한 포장시험이 수행되었다. 시험은 3종류의 주행속도(1.3Km/h, 2.3Km/h 및 4.2Km/h)에서 임의의 작업 깊이로, 인위적으로 만들어진 불균일한 포장면을 주행 작업하면서 행해졌다.

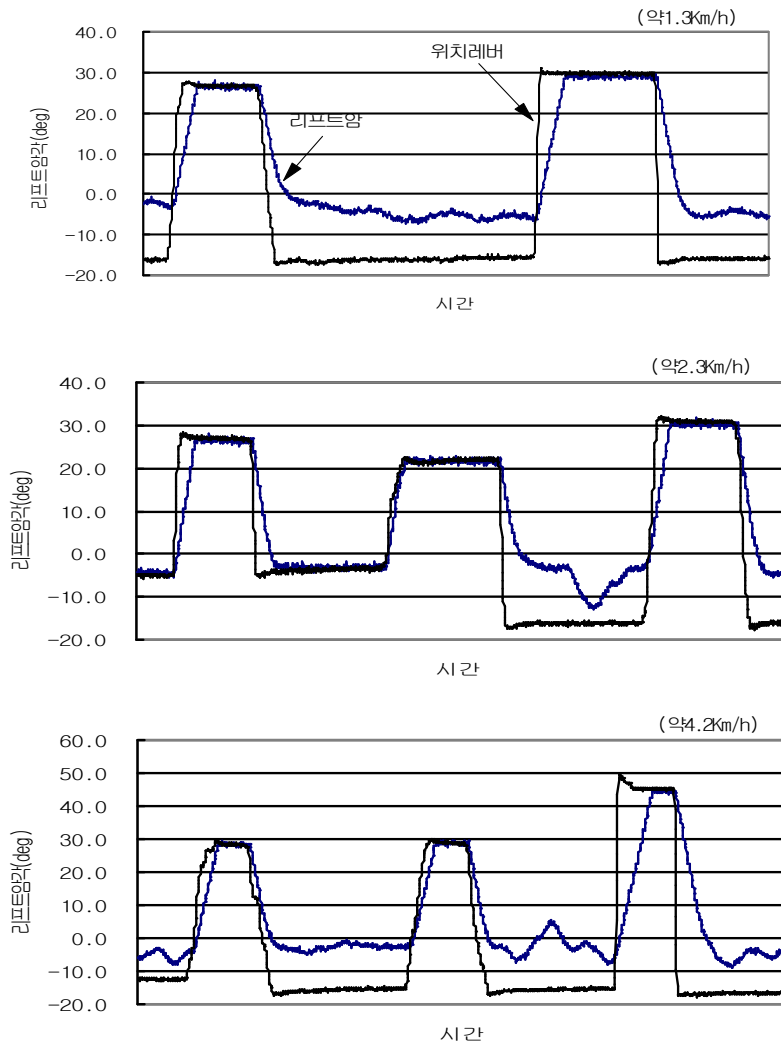


그림 3.3.54 위치 제어 시험 결과



그림 3.3.54에 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에서의 로터리작업기에 의한 위치제어실험결과를 표시하였다. 실험결과로부터 상승의 경우는 주행속도에 관계없이 제어편차가 약 0.3°로 리프트암이 위치레버에 의한 설정 치에 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 하강의 경우는 리프트암의 각도가 약-5°(경심 약17cm)까지는 리프트암이 위치레버에 잘 추종하고 있으나, 그 이하의 각도에서는 추종하지 못하고 있다. 이러한 원인은 하강용 슬레노이드밸브는 제어신호에 의해 열려있으나, 실험시기가 겨울철인 관계로 이 이하의 경심에서는 토양반력이 작업기의 자중보다 커서 발생하는 현상으로 생각된다.

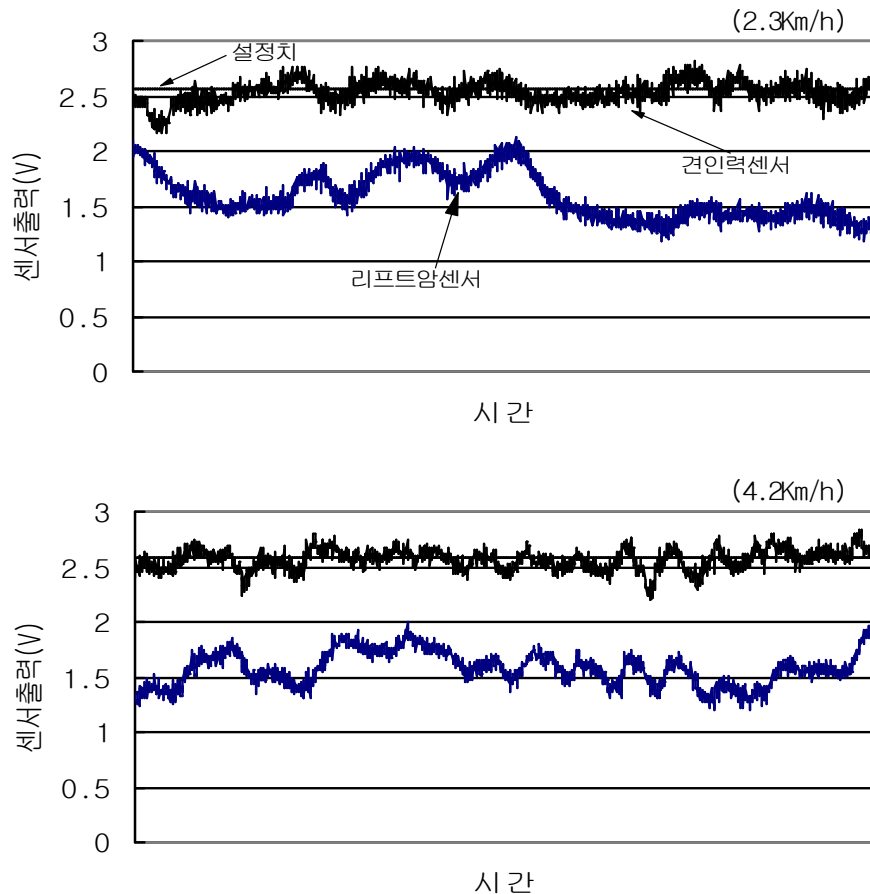


그림 3.3.55 견인력제어에 시험 결과

그림 3.3.55에 대표적으로 주행속도 2.3, 4.2Km/h 및 설정견인력 600Kgf에서의 Plow작업기에 의한 견인력제어실험결과를 표시하였다. 실험결과로부터 주행속도에 관계없이 견인력제어가 잘 행해지고 있음을 알 수 있으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 2.3Km/h에서 22.6Kgf이고 주행속도 4.2Km/h에서 24.5Kgf이다.

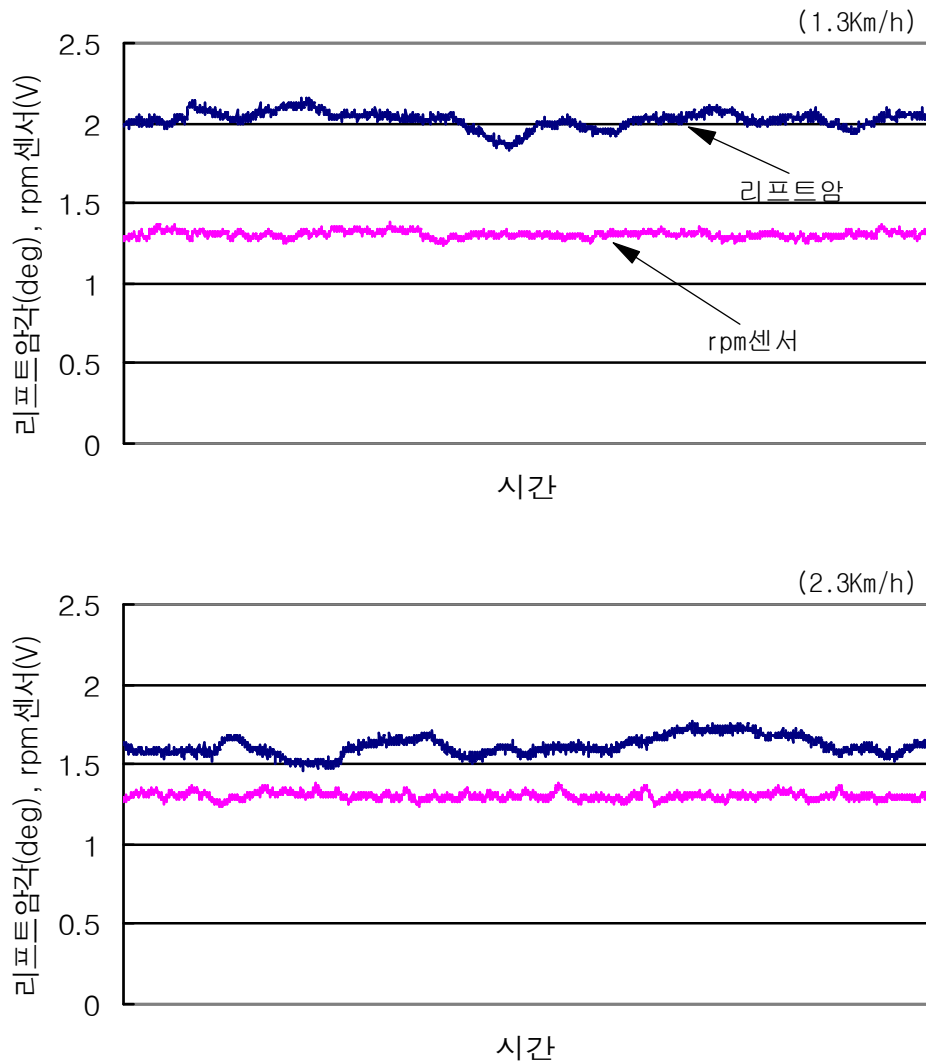


그림 3.3.56 부하제어에 대한 시험 결과

그림 3.3.56에 대표적으로 주행속도 1.3, 2.3Km/h 및 설정엔진회전수 2500rpm에서의 Rotary 작업기에 의한 부하제어실험결과를 표시하였다. 실험결과로부터 주행속도에 관계없이 부하제어가 잘 행해지고 있음을 알 수 있으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 1.3Km/h에서 171rpm이고 주행속도 2.3Km/h에서 164rpm이다.

- 부가제어에 관한 성능실험

본 연구에서 설계된 작업기제어시스템은 위치, 견인력 및 부하제어 등의 기본제어 외에 운전자의 편리성 등을 고려하여 윈터치, 전/후진 및 스티어링 상승의 부가제어기능을 갖고 있다. 윈터치, 전/후진 및 스티어링 상승제어에서는 작업 중의 스위치조작 및 센서신호에 의해 작업기를 운전자에 의해 설정된 상한설정위치 및 위치레버위치까지 한 번에 상승하거나 하강한다. 경운작업 중의 Plow 및 Rotary작업기에 대한 토양반력의 윈터치, 전/후진 및 스티어링 상승제어성능에의 영향을 규명하기 위한 포장실험이 수행되었다. 실험은 3종류의 주행속도(1.3Km/h, 2.3Km/h 및 4.2Km/h), 임의의 작업 깊이 및 상한설정위치에서 트랙터가 포장면을 주행 작업하면서 행해졌다.

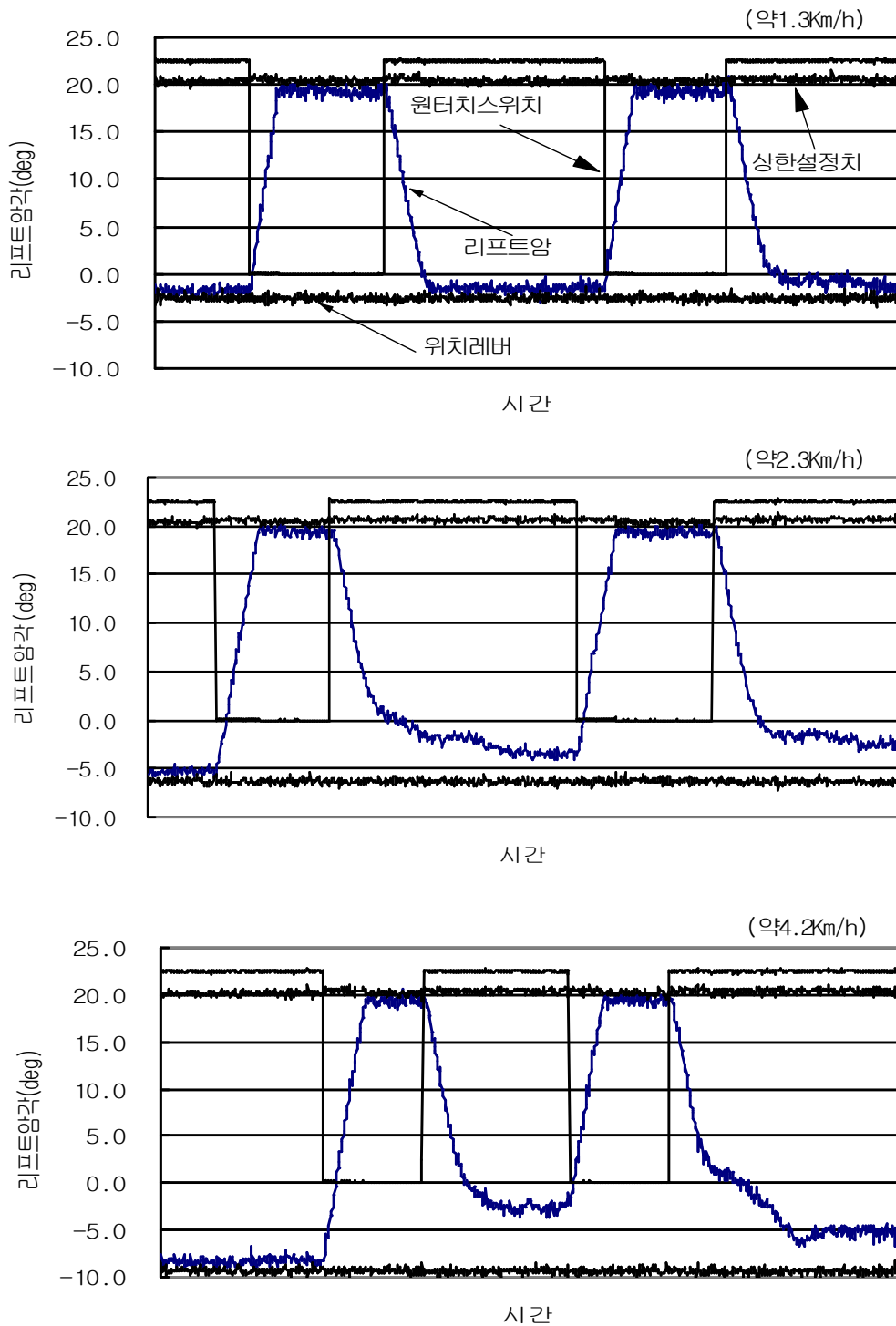


그림 3.3.57 원터치 상승제어에 대한 실험결과

그림 3.3.57에 대표적으로 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에 대한 상한설정치 23°, 임의의 위치레버 위치에서의 로터리작업기에 의한 원터치제어의 실험결과를 표시하였다. 실험결과로부터 주행속도 1.3Km/h에서는 원터치스위치의 ON(0V)과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한 번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한 번에 하강함을 알 수 있다. 주행속도 2.3 및 4.2Km/h에서는 원터치스위치의 ON(0V)과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한 번에 상승하나, OFF시는 일부 실험구간에서 위치레버의 위치까지 하강하지 못하는 현상이 관측되었다. 이

러한 원인은 위치제어실험에서와 같이 실험시기가 겨울철인 관계로 토양이 얼어 토양반력이 작업기의 자중보다 큼으로서 제어는 되고 있으나 작업기가 하강하지 못하고 있기 때문인 것으로 판단된다.

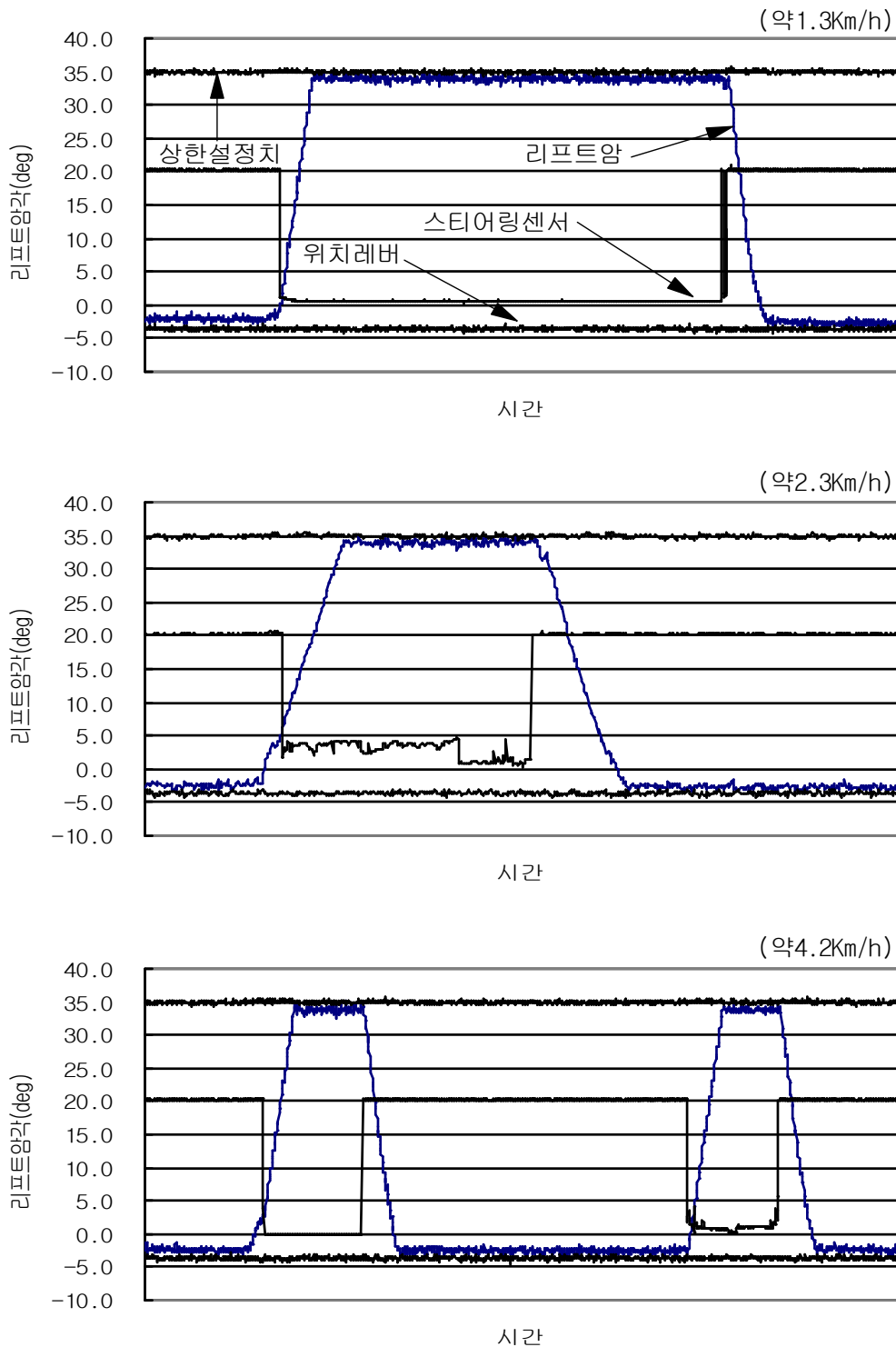


그림 3.3.58 스티어링 상승제어에 대한 실험결과

대표적으로 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에 대한 상한설정치 35°, 위치레버의 위치 -5°에서의 로터리작업기에 의한 스티어링 상승제어의 실험결과를 그림 3.3.58에 표시하였다. 실험결과

는 주행속도에 관계없이 스티어링 센서(리미트스위치)의 ON(OV)과 함께 리프트암이 상한설정 위치까지 한 번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한 번에 하강함을 보여주고 있다.

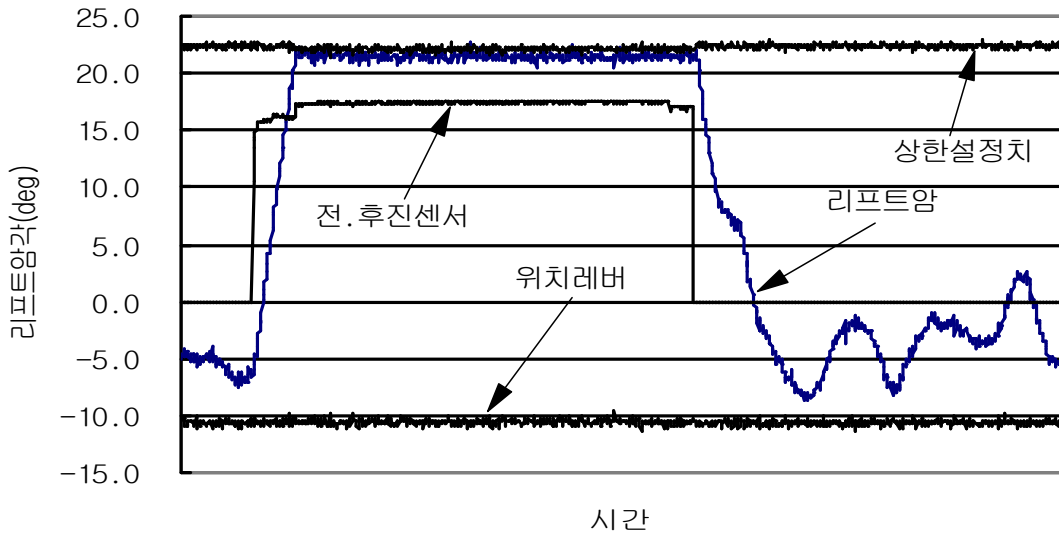


그림 3.3.59 전/후진 상승제어에 대한 실험결과

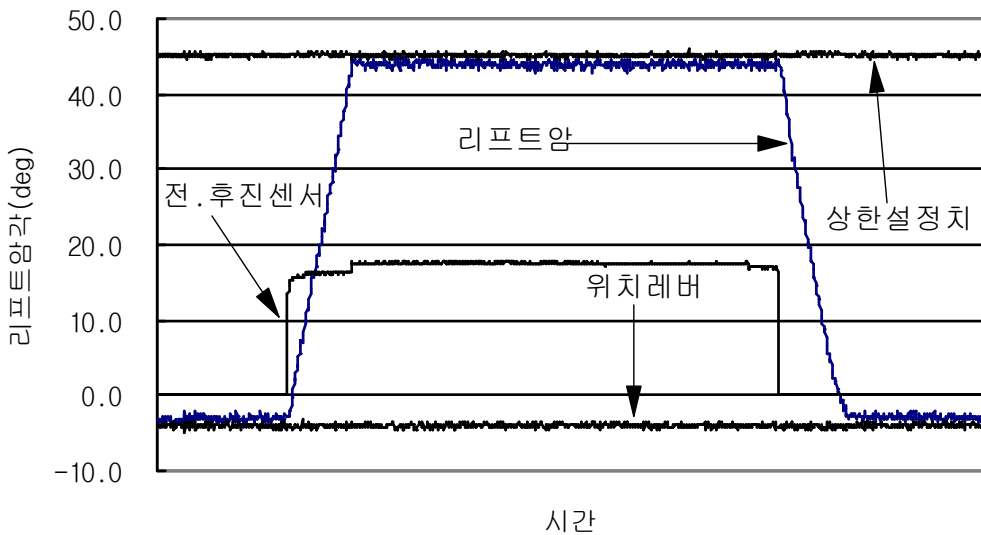


그림 3.3.60 전/후진 상승제어에 대한 실험결과

그림 3.3.59, 3.3.60에 대표적으로 정지상태에서의 23°의 상한설정위치, -11°의 위치레버 및 43°의 상한설정위치, -4°위치레버에 대한 로터리작업기에 의한 전.후진상승제어의 실험결과를 표시하였다. 실험결과로부터 위치레버의 위치 -4°에서는 전/후진센서(리미트스위치)의 ON과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한 번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한 번에 하강함을 알 수 있다. 그러나 위치레버의 위치 -11°에서는 하강 시에 위치레버의 위치까지 작업기가 하강하지 못했다. 이러한 원인은 위치제어실험에서와 같이 실험시기가 겨울철인 관계로 토양이 얼어 토양반력이 작업기의 자중보다 크므로서 제어는 되고 있으나 작업기가 하강하지 못하고 있기 때문인 것으로 판단된다.

### 3.3.6 포장시험 결과를 활용한 유압/제어시스템의 설계 수정 및 최적화

#### 3.3.6.1 수평제어 유압회로 설계 수정

수평제어는 노면이 불 균일 또는 차륜의 침하 등에 의한 차체의 롤링형상에도 불구하고 작업기를 지면에 대해 수평으로 유지하여 주는 제어기능이다. 이양기 및 트랙터의 작업 시에 사용되며, 빠른 작업에 의하여 에너지 절감 및 생산선 향상에 크게 기여하여 보다 높은 효율을 보여준다.

2차 년도에 진행한 수평제어 실험에서 보다 높은 제어를 위하여 유압회로 및 프로그램 수정을 진행하였다. 기존의 유압회로는 1속 제어로 어느 구간에서나 일정한 속도로 유압을 제어하는 구조이다. 새로 수정한 유압회로는 2속 제어가 가능하도록 설계하였다. 제어의 마지막 구간에서 보다 속도를 줄여, 보다 정교한 제어를 가능하도록 하는 방법이다.

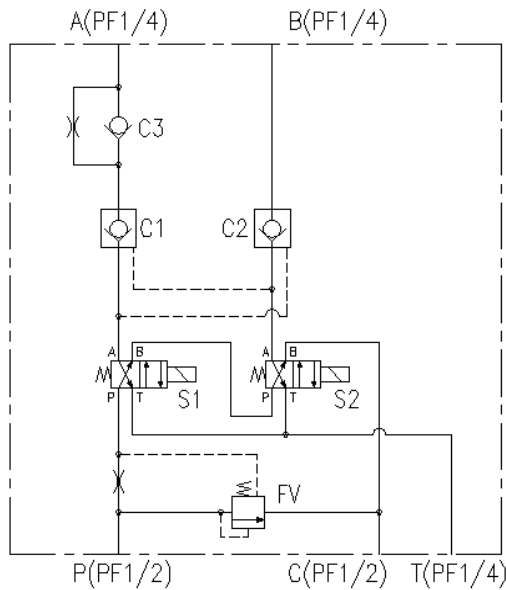


그림 3.3.61 수정 전 수평제어 회로도

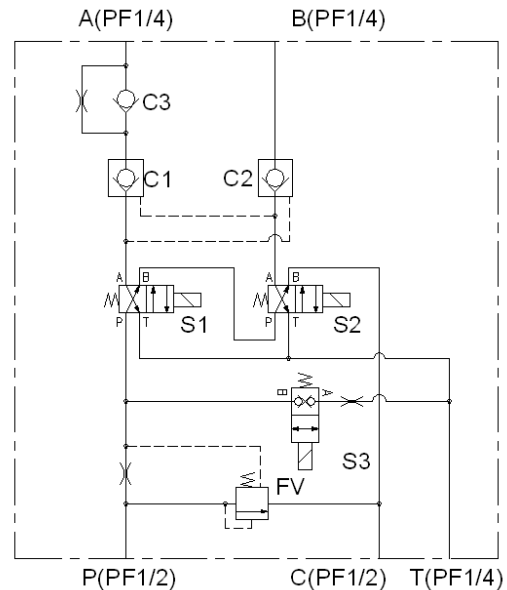


그림 3.3.62 수정 후 수평제어 회로도

그림 3.3.62의 회로도는 P-T라인 사이에 솔레노이드 밸브와 오리피스를 추가하여, 솔레노이드 밸브 작동 시 A, B포트에 흐르는 유량을 일시적으로 줄여 속도를 줄이는 방식이다.

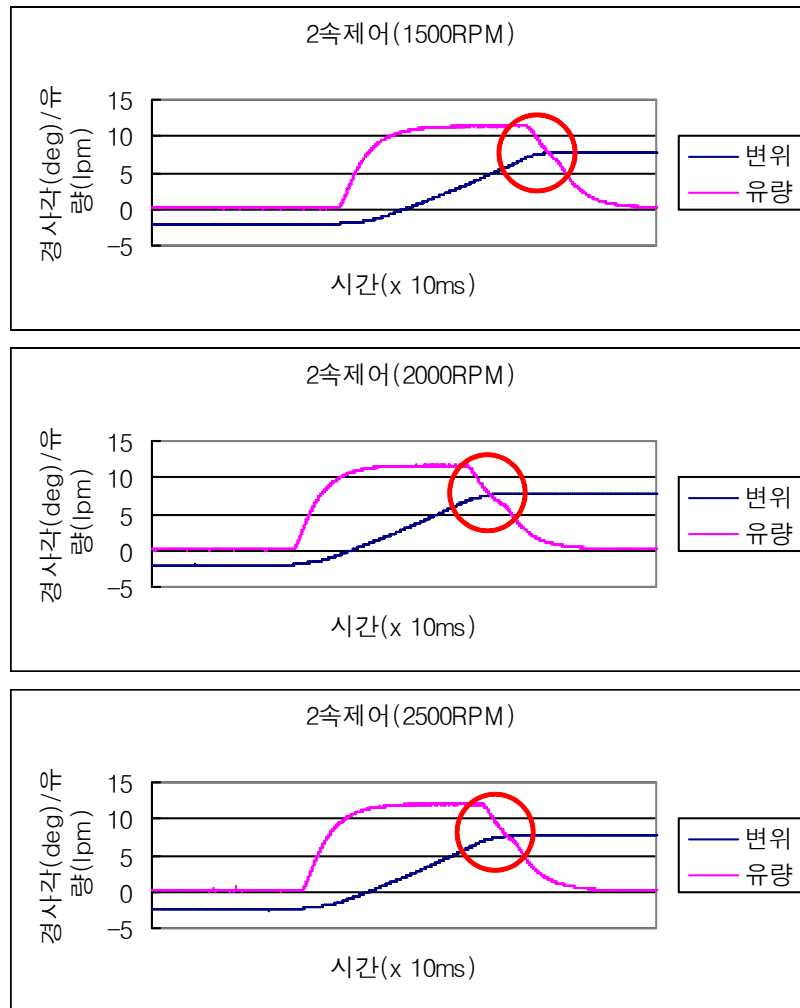


그림 3.3.63 수평 2속제어 검증 실험

2속제어 실험결과 위 그래프와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 마지막 부분에서 솔레노이드 밸브가 작동하면서 유량이 반으로 줄어들고, 변위의 변화 값도 낮아지는 것을 확인할 수 있다.

### 3.4 고효율 대형 트랙터의 신뢰성 평가 기술 개발

#### 3.4.1 국내외 트랙터 신뢰성 평가 기준 분석

국내외 트랙터의 전반적인 신뢰성 평가 기술 및 방법에 대한 자료를 수집 및 분석했다 (OECD, Nebraska 등). 표 3.4.1에 나타낸 바와 같이 트랙터의 성능, 운전자의 환경, 안전성을 중심으로 연구 항목을 선정했고 각 규격 사이의 수행된 평가 규격과 주요 측정 허용오차, 평가 조건, 평가 절차 등 절차적 차이를 비교하였다.

표 3.4.1 트랙터의 신뢰성 평가 항목

분류	평가 항목
PTO	PTO 출력, PTO 안정성
견인	견인력
유압 시스템	유압력
연료	연료 절약 기술
안전	ROPS, 제동, 운전자의 가시성
편이	진동, 열적 로드
기타	EMC/EMI

Power take-off (PTO) 및 보호 장비 평가 기준을 테스트 요건 및 성능 시험 절차에 대한 비교하였다(표 3.4.2, 3.4.3). ISO는 기준 연료 및 윤활유에 대한 정보를 언급하였지만, OECD는 트랙터 제조업체에 의한 최소한의 적합한 기준을 언급함, PTO 성능 평가를 위한 트랙터의 작동 워밍업 시간을 OECD는 1시간, ISO는 2시간을 언급하였다. 그리고 OECD는 PTO 성능 평가 시 연료소모량의 특성을 확인하기 위한 계산에 5개의 추가적인 정보를 제공하지만 ISO는 제공하지 않고 있다. EC는 PTO type 3의 보호 구조물에 대한 정보를 제공하지만 ISO는 기준에 관련한 내용을 언급하지 않으며, PTO의 호보 구조물의 재질은 EC에서는 견고, ISO는 유연해야 한다고 명시하고 있다.

표 3.4.2 Power take-off (PTO) 평가 기준 비교

Item	OECD Code 2	ISO 789-1
Fuel and lubricants	References are not specified	The Coordinating European Council (CEC) references fuels for specific engine Lubricants shall comply with the manufacturer's specifications
General test requirement	Shaft connecting PTO to dynamometer shall not have any appreciable angularity	The angle shall not exceed 2°
Maximum power test	Tractor shall be operated for 1 h subsequent to warming-up period for power to become stabilized	Tractor shall be operated where maximum power occurs for 2 h subsequent to the warming-up period for stabilized conditions
Fuel consumption tests	Fuel consumption is measured at 5 additional times to enable the evaluation of fuel economy	Not mentioned about the measurement of fuel consumption at additional points



표 3.4.3 Power take-off (PTO) 보호 장비 평가 기준 비교

Item	ISO 500-1	Directive 86/297/EEC (Amended in 2010/62/EU, 2012/24/EU)
Protective guards for PTO type-3	Not provided	User manual must contain instructions and warning relating to coupling and releasing the PTO; use of tools or machines coupled to the rear PTO
Characteristics of the PTO protective guard	Master shield may be made of flexible material	Materials used must be able to withstand bad weather, must retain their mechanical properties in cold weather, and must be sufficiently sturdy

견인 성능 평가 기준 비교하였다(표 3.4.4). 무단변속/완전 자동변속의 경우, OECD는 7개, ISO와 NTTL은 6개의 변속기축의 속도 비율 혹은 주행속도에 따라 구분하여 평가하고, 평가 중 주위의 온도 기준은 각각의 표준에서 35, 20+15, 4.5~10 °C로 다르게 명시되고 있다.

표 3.4.4 견인 성능 평가 기준 비교

Item	OECD Code 2	ISO 789-9	NTTL (Board action No. 06, 08)
Definition	Power available at the drawbar, a distance of at least 20 m	Power at the drawbar for at least 20 s, or time to cover 20 m, whichever is longer	-
Ambient temperature	Shall not exceed 35°C	Temperature at the test track shall be 20°C ± 15°C	May lowered from 10° to 4.5°C
Steplessly variable/fully automatic transmission	Power envelope curve can be obtained by determining maximum power for a sufficient no. of transmission ratios	Test carried out at 6 transmission ratios, including that at which the maximum power is obtained	Tractor shall be operated at 6 or more travel speeds
Fuel consumption (FC) measurement	-FC is measured at nominal speed of 7.5 and between 7 and 10 km/h -FC test is designed to compare fuel efficiency at partial loads of tractors with either a GT or a CVT	-FC is measured when the tractor traverses a straight track of 100m	-Upper speed limit involving measurement of FC for 2 h or more shall be 11.76 km/h

유압 성능 평가 기준 비교하였다(표 3.4.5). 측정 허용 오차는 ISO와 OECD는 동일하고 ASABE는 제시하는바가 다를 수 있다. ISO는 낮은 히치 점과 프레임을 연결하여 유압 성능을 평가하고 ASABE는 ‘정적양력시험(Static lift force test)’과 ‘동적양력시험(Dynamic lift force test)’을 통하여 평가하는 차이가 있다.

표 3.4.5 유압 성능 평가 기준 비교

Item	ISO 789-2		OECD Code 2	ASABE (SAE J283)	
	Accuracy of measurement	Time		±0.2s	Same as ISO789-2
Distance		±0.5%	Distance	±3mm	
Temperature		±0.5°C	Temperature	±2°C	
Test procedures	-Uses a static lift force corrected to 90% of minimum hydraulic pressure -Maintenance of lift of load test (optional) is stated		-Same as ISO 789-2 -Not stated an optional lift of load test	-Along with the static lift force test, 3 s and 6 s additional lift times are added to 10 s lift time for the dynamic lift capacity test	

Roll Over Protective Structure (ROPS) 성능 평가 기준 비교하였다(표 3.4.6). ASABE는 좌석기준점(Seat Reference Point, SRP)을 결정하지만 OECD, ISO, EC는 좌석색인점(Seat Index Point, SIP)를 결정하고, 측면의 시험 지점이 각 기관의 평가기준마다 다를 수 있다.

표 3.4.6 Roll Over Protective Structure (ROPS) 성능 평가 기준 비교 (static)

Item	OECD Code 4	ISO 5700	ASABE (SAE J2194)	Directive 2009/75/EC
Scope	Tractor mass ≥600kg	Tractor mass ≥800kg	Tractor mass minimum 800kg	Mass ≥ 800 kg
Tolerances	Distance	Same as OECD Code 4	Dimensions	Same as SAE J2194
	Force		Deflections	
	Mass		Mass	
	Time		Forces	
Test procedures and conditions	-SIP is determined Side loading (SD) is applied to the ROPS's upper extremity at (160-ah) mm forward of SIP -An overload test is given	-Same as OECD 4 -SD is applied to ROPS's upper edges at 85 mm forward of SIP Same as OECD Code 4	-SRP is determined Side load is applied to the ROPS at a point 300 mm forward of the SRP -An overload and field upset test is outlined here	-Same as SAE J2194 -Same as SAE J2194

제동 성능 평가 기준 비교했다(표 3.4.7). 측정 허용 오차는 모든 기관마다 제시하는바가 다르며 측정하는 방법도 또한 시험기관마다 모두 다름을 알 수 있다.

표 3.4.7 제동 성능 평가 기준 비교

Item	ISO 5697		OECD Code 2		ASABE (ANSI/ASAE S365.9)	
	Accuracy of measurement	Travel speed	±3%	Rotational speed	±0.5%	Temperature
Mass		±3%	Time	±0.2%	Test speed	±2%
Deceleration		±3%	Distance	±0.5%	Towing force	±3%
Stopping distance		±1%	Force	±1.0%	Device to towed to test machine	±4°
Input force		±5%	Mass	±0.5%	Brake temp	±2%
Tyre pressure		±5%	Hydraulic pressure	±2.0%	Time to stop	±1%
Fluid pressure		±5%	-		Ambiant temp	±3°C
Test procedures	-Performance shall be based on measured deceleration and stopping distance		-Based on mean fully-developed deceleration and mean deceleration calculated over the stopping distance		-Based on minimum stopping distance and corresponding braking control input force	
	*Cold performance test: -Test surface shall not have a longitudinal slope >1%, nor a side slope >3% -Fade test: Describes separately for maximum design speed ≤ 35 and ≥ 35 km/h		-Brakes have not been actuated for one hour deemed to be cold  -Describes a common fade test procedure		-Same as OECD code 2  -Fade and recovery test procedure are described here	

전신 진동 성능(Whole Body Vibration, WBV) 평가 기준 비교하였다(표 3.4.8). ISO는 주파수 가중 곡선(vibration frequency weighting)를 제공하고 EC는 진동 작업 값과 한계 값을 제공하며 ASABE의 평가기준은 ISO 평가기준과 동일하다.

표 3.4.8 전신 진동 성능(Whole Body Vibration, WBV) 평가 기준 비교

	Directive 2002/44/EC		ISO 2631-1		ISO 2631-5	
						Health risks probability
Action limit	0.5	9.1	0.5	9.1	0.5	Moderate
Exposure limit	1.15	21	0.8	14.8	0.8	High

운전자의 가시성(표 3.4.9)과 EMC 평가 기준을 비교하였다(표 3.4.10).

표 3.4.9 운전자의 가시성 평가 기준 비교

Item	ISO 5721-1; ISO 5721-2	Directive 2008/2/EC; 2009/59/EC
Scope	Maximum design speed $\leq$ 25 km/h and $>$ 50 km/h	Maximum design speed between 6 and 40 km/h
Application	Applicable the field of vision to the front, side, and the rear of the operator	Applicable to the field of vision and windscreen wipers; and rear-view mirrors
Test conditions	Eye position shall be located 680 mm above and 20 mm in front of the seat index point Two point sources (150 W, 12 V), 65 mm apart and symmetrically located with respect to the reference point	'Reference point' situated at 700 mm vertically above the line of intersection and 270 mm in the direction of the pelvic support from the vertical plane Same as ISO 5721-1
Requirements	Masking effects must not exceed 700 mm	Same as ISO 5721-1
Test procedure	Additional tests for semi-circle vision to front i.e. movement of light sources to each side of eye position are described Field of vision laterally behind and beside the vehicle are described separately	Additional tests are not mentioned Requirements for fitting interior and exterior rear-view mirrors are mentioned

표 3.4.10 EMC 평가 기준 비교

Item	Directive 2009/64/EC	ISO-14982
Scope	Applicable to the EMC of tractors and ESA's intended to be fitted to tractor	Not applicable to immunity whose functions are not involved in the direct control and modification of functions
Narrow band reference limits	If, signal strength <20 dB $\mu$ V/m over frequency range 88 to 108 MHz, no further testing will be required for narrow band electromagnetic radiation	-
Test procedure	No type-approval test for electrostatic discharge and conducted transients is deemed necessary	Electrostatic discharge and conducted transients referred to ISO/TR 10605 & ISO 7637-0,1,2

### 3.4.2 고효율 대형 트랙터 평가 기준 설계

#### 3.4.2.1 PTO 성능 평가

고정된 트랙터의 PTO축을 유니버설조인트를 이용하여 다이내모미터를 직선으로 고정하고 보호커버를 씌워 PTO축의 외부환경으로 인한 손상을 막고 다이내모미터에서 PTO축의 토크 및 회전수를 측정하였다. 지속적인 연료의 공급을 위해 연료소모량을 측정하였으며, 또한 동력이 발생하는 엔진의 작동상태를 확인하기 위하여 온도센서를 부착하여 확인하고 연료, 오일, 냉각수의 온도와 압력을 측정하였다. 일정한 측정 환경 확인 및 유지를 위해 온도 및 상대 습도를 측정 및 조절 하였고 측정된 데이터는 자료수집장치로 전달되어 모니터링 및 저장하도록 하였다.

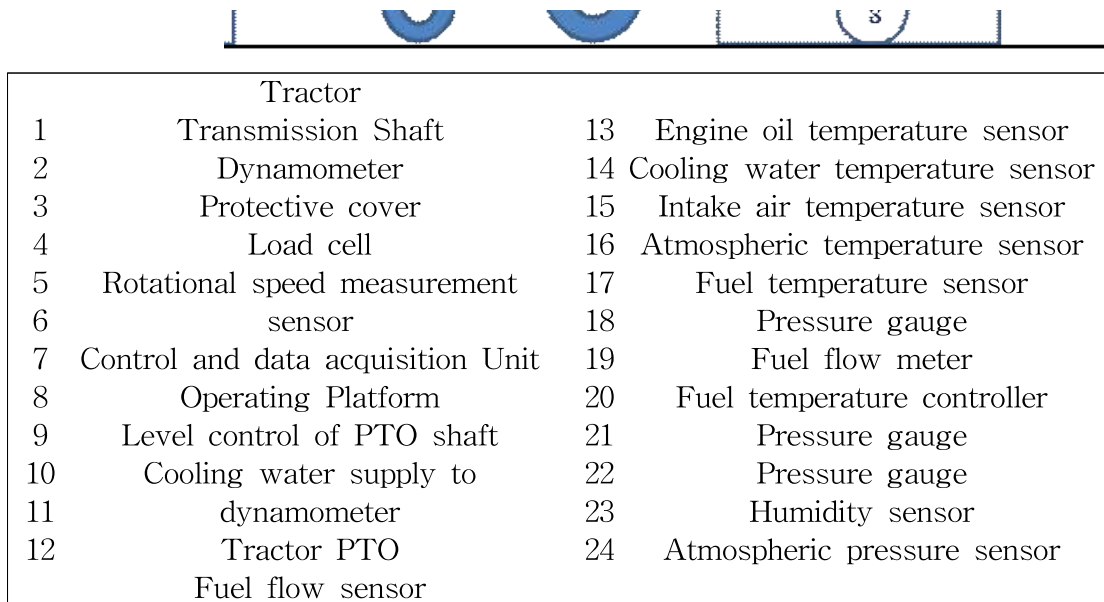
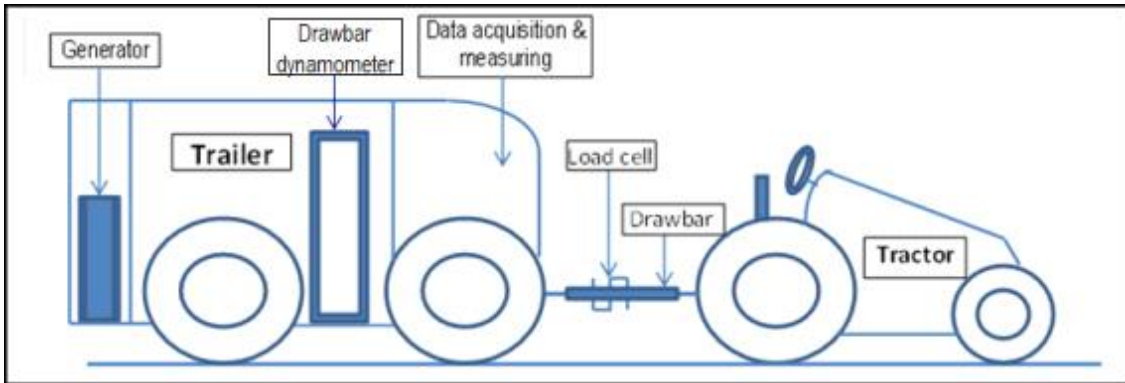


그림 3.4.1 Arrangement and configuration for PTO performance evaluation

### 3.4.2.2 견인 성능 평가

최대 견인 출력이 발생하는 속도단수( $\pm 1$ )까지 실시한 견인 주행을 실시한 후 부가중량을 부착하지 않은 상태로 트랙터와 시험장치를 적합한 높이로 3점 히치에 연결하고 전진 속도를 안전한계(18 km/h) 이하로 주행하도록 하였다. 부착기에 데이터 계측을 위한 자료수집장치를 설치하여, 트랙터 내부의 연료, 오일, 냉각수의 온도를 측정하였고 타이어의 슬립율과 직선주행에서 벗어나는 정도를 확인하기 위해 회전계를 사용하여 타이어 또는 궤도 러그가 65% 이상을 유지하고  $20 \pm 15$  °C 이하의 온도에서 수행하도록 하였다.

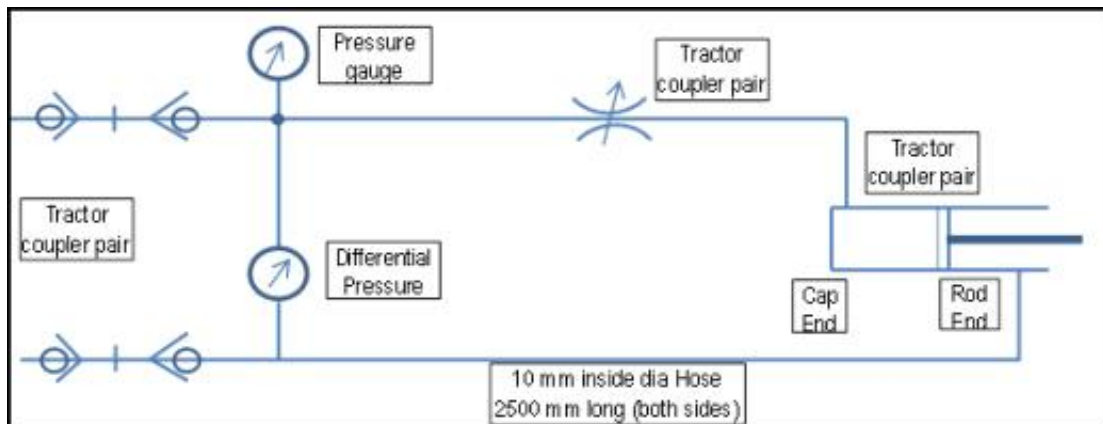


- |                              |                                 |
|------------------------------|---------------------------------|
| 1 A three-point gauge        | 6 Fuel temperature sensor       |
| 2 Fuel measurement apparatus | 7 Engine oil temperature sensor |
| 3 Load cell                  | 8 Coolant temperature sensor    |
| 4 Drawbar dynamometer        | 9 Atmospheric pressure sensor   |
| 5 Air temperature sensor     | 10 Humidity sensor              |

그림 3.4.2 Arrangement and configuration for drawbar performance evaluation

### 3.4.2.3 유압 성능 평가

트랙터 뒤쪽의 유압잭에 유압밸브를 연결하고 실린더에 유압 공급한 후 실린더가 작동하는 힘을 로드셀을 이용하여 측정하였으며 측정 시 공급되는 유압의 유압, 유량, 온도를 측정하였다. 계측 시 온도, 습도센서를 통해 실험 환경 또한 측정하였다.



1 Tractor coupler pair	6 Barometer
2 Temperature transducer	7 Hygrometer
3 Two pressure gauge, one at the outlet & other at the inlet of tractor	8 An adjustable restrictor valve and double acting cylinder
4 tractor	9 and double acting cylinder
5 Flow meter Load cell	10 A computer equipped with an acquisition data board and running software

그림 3.4.3 Arrangement and configuration for hydraulic performance evaluation

### 3.4.2.4 연료 소모 평가

트랙터를 다이내모미터에 고정하여 정해진 조건에 따라 작동 시키고 외부에서 지속적으로 연료를 공급하였다. 소모되는 연료는 유량센서를 통해 측정하였으며 측정된 데이터는 자료수집장치로 전달되고 컴퓨터를 통해 모니터 및 저장하였다.

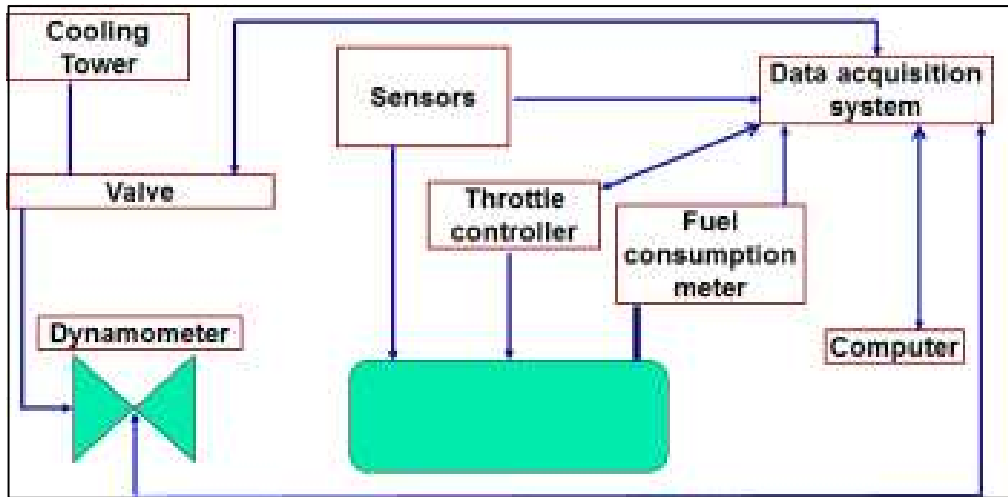
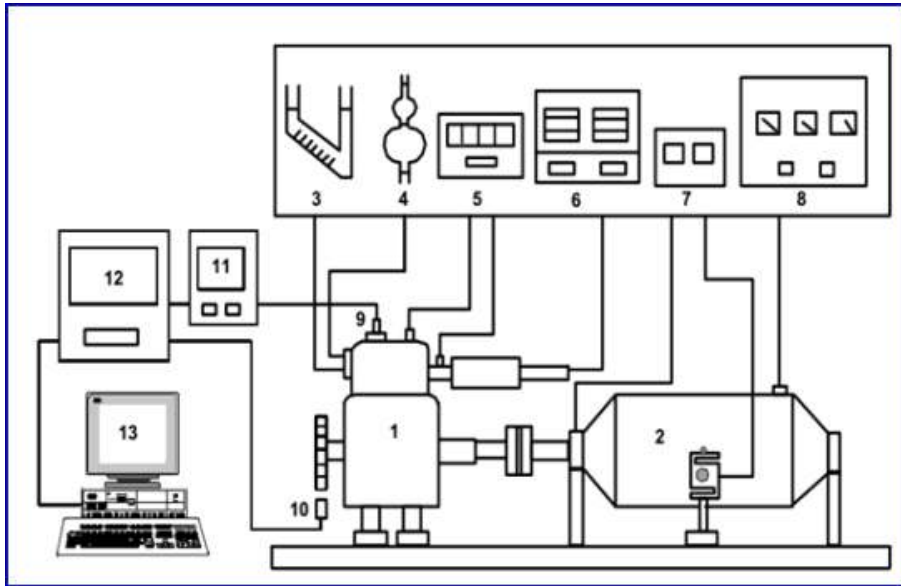


그림 3.4.4 Configuration for fuel consumption performance evaluation

### 3.4.2.5 배기가스 평가 방법

다이내모미터로 측정되는 엔진의 회전속도와 부하의 수준을 달리하면서 배출되는 배기가스의 양과 그 구성물을 분석하고 이에 따른 연료소모량을 측정하였으며 계측된 신호들은 신호 변환기 및 증폭기를 통해 자료수집장치 및 컴퓨터로 모니터링 및 저장하였다.





- |                             |                            |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1 Engine                    | 8 Dynamometer control unit |
| 2 Dynamometer               | 9 Pressure transducer      |
| 3 Air flow meter            | 10 Inductive pick-up       |
| 4 Fuel flow meter           | 11 Charge amplifier        |
| 5 Temperature indicators    | 12 Oscilloscope            |
| 6 Exhaust gas analyzer      | 13 Computer                |
| 7 Load and speed indicators |                            |

그림 3.4.5 Configuration for exhaust gas performance evaluation

### 3.4.2.6 ROPS 성능 평가

고정 장치를 이용하여 트랙터를 고정하고 유압실린더를 통해 지속적인 충격 및 순간적인 충격을 측정하여 로드셀과 자료수집장치로 모니터링 및 저장하였다. 운전석에 사람모형 또는 사람의 영역만큼 확인할 수 있는 구성물 설치한 후 ROPS의 변형으로 직접적으로 충격을 받기까지의 정도를 확인하였다.

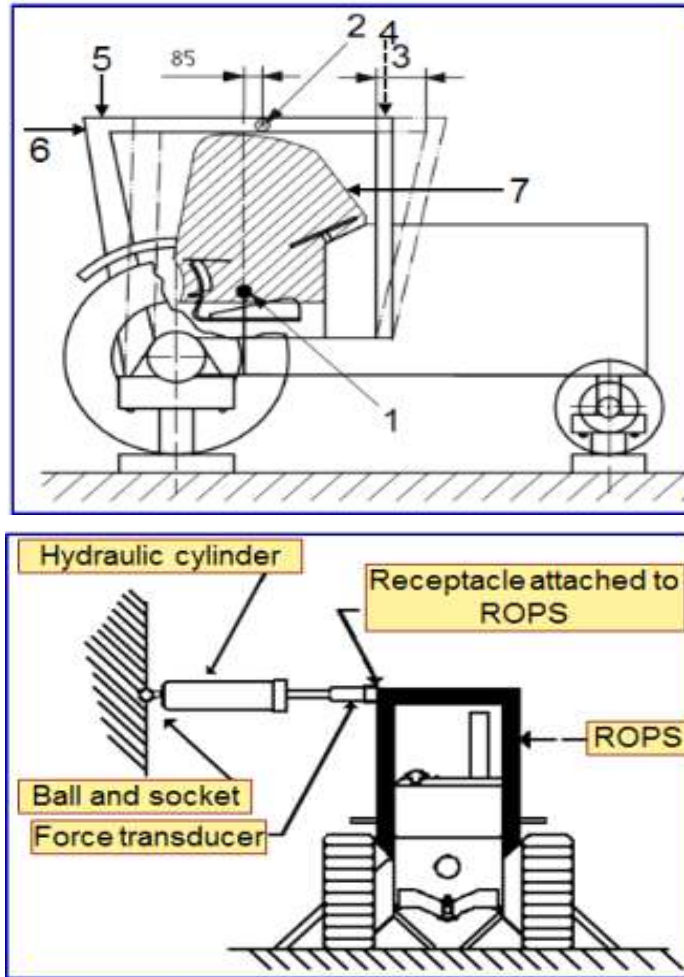
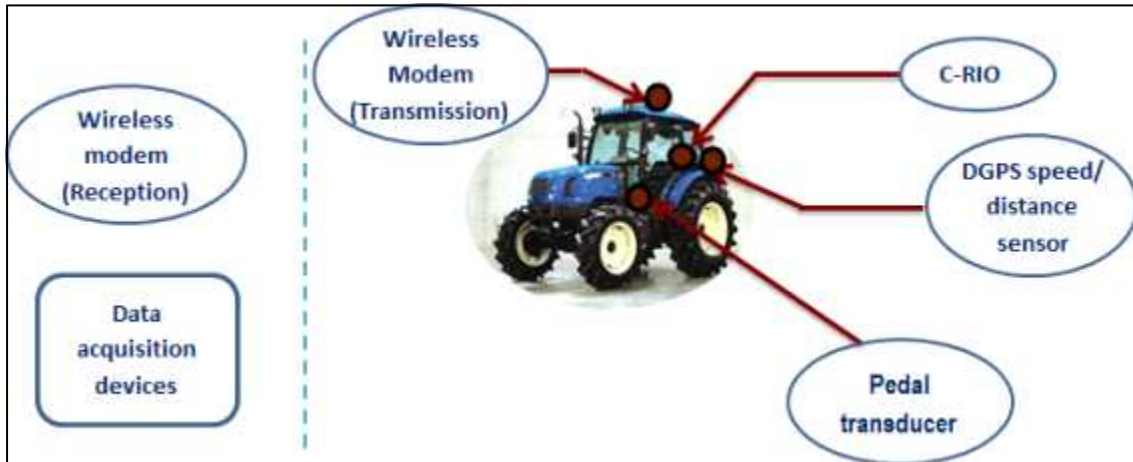


그림 3.4.6 Configuration for ROPS performance evaluation

### 3.4.2.7 제동 성능 평가

18%의 경사면에서 트랙터의 정지상태 및 유지능력을 평가하기 위해 상하 방향으로 제동성능 평가시험을 진행하였다. 시험 진행 시, 트랙터의 최고속도 ( $50 \pm 5$  km/h) 와 비교적 낮은 속도 두가지 속도에서 실험을 진행하였고 운전자가 제동장치를 조작하기 시작한 순간부터 정지할 때까지의 이동거리를 측정하고 DGPS 장비를 이용하여 트랙터의 주행속도 및 주행거리의 측정하였다. 측정된 데이터를 무선통신 장비를 이용하여 외부의 자료수집장치 및 컴퓨터에 전송하였다.



Brake performance test on stopping distance		Parking brake performance test	
1	DGPS speed / distance sensor	1	DGPS speed / distance sensor
2	Pedal transducer	2	Brake lever operating force sensor
3	Data acquisition devices	3	Wireless modem
4	Wireless modem	4	Base computer
5	Base computer		

그림 3.4.7 Equipment set-up for the braking performance evaluation

### 3.4.3.8 EMI/EMC 성능 평가

광대역 전자기 방사는 트랙터로부터 3~10 m 거리에 EMI 장비 및 안테나를 설치하고 트랙터와 EMI 장비 사이의 중심선에서 반경 30 m에 전자/전파기기가 없는 현장에서 측정하였다. 광대역 전기/전자 부품 전자파 방출 평가는 측정기를 차량에 설치하여 측정하고, 전기/전자 부품 방사 전자파의 내성 평가는 전자기장 방사로 인해 차폐된 지역에서 수행하여 각 전자부품에 TEM장비를 설치하여 측정함

방법 "A": EMI 테스트 수신기와 안테나를 이용하여 평가를 진행 하였다. 실험방법 "A"에서는 측정 안테나의 거리가 트랙터로부터 3~10 m 정도가 되어야 하고 실험장소 선정으로는 차량과 안테나 사이의 중간지점으로부터 최소 반경 30 m내에 다른 전자기기에 방해 받지 않는 곳을 선택하였다.

방법 "B": 실험방법 "B"에서 주파수 범위 내에서 전기장 세기를 측정 할 수 있도록 세팅하였다. 주파수는 수직 또는 수평에서 200~100 MHz가 생성되도록 하고 모든 안테나의 위치는 평면에서부터 1.5 m 미만, 트랙터 root로부터 3 m 이상으로 설치하였다.

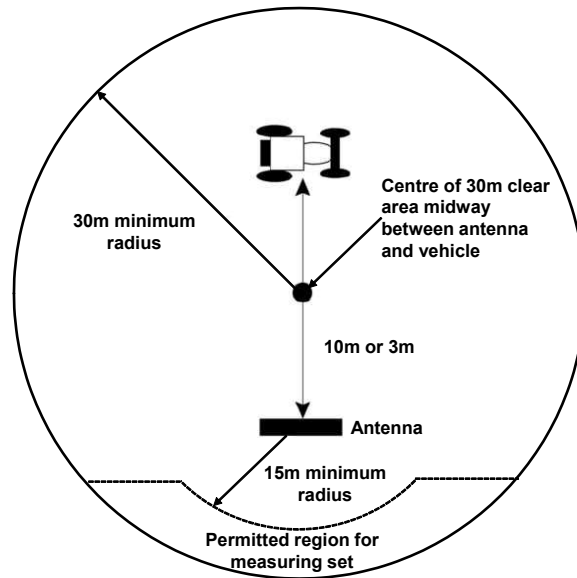


그림 3.4.8 Tractor test Area

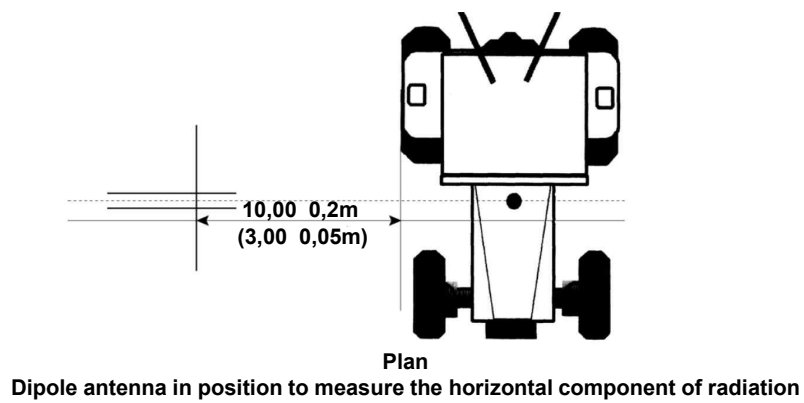
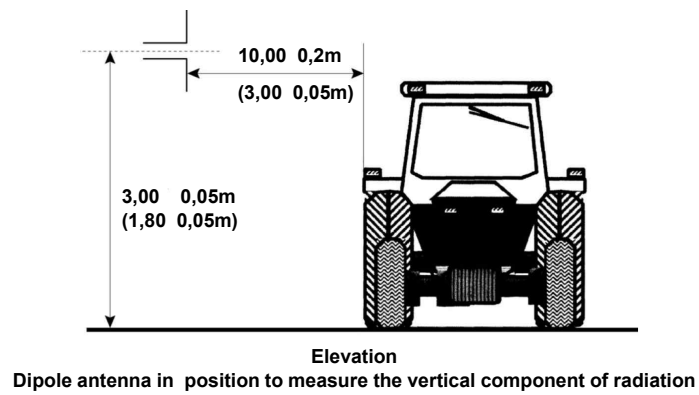


그림 3.4.9 Position of the antenna and tractor

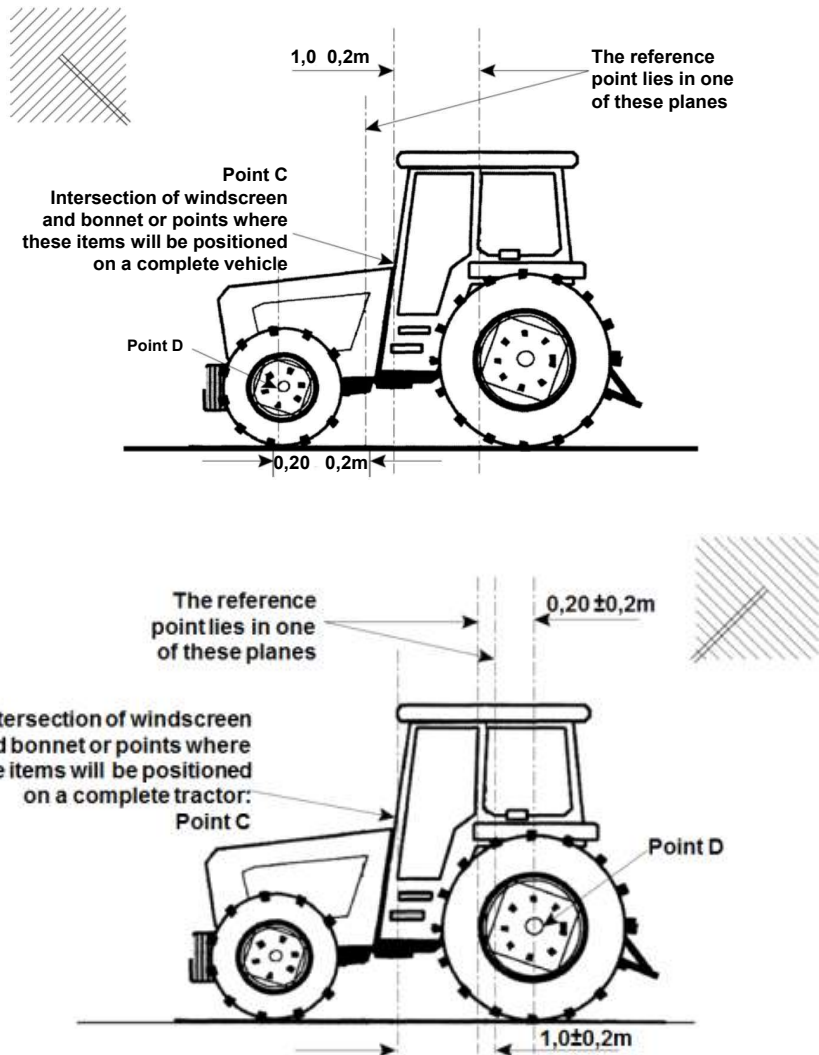


그림 3.4.10 Position of the antenna and tractor

### 3.4.3.9 가시성 성능 평가

Seat Index Point (S.I.P.) Device를 만들기: Seat index point (SIP)는 운전석 안쪽에 위치하는 고정된 지점으로 SIP를 결정하기 위해 ISO기준을 참고로 나무모형을 제작하였다. SIP 나무모형 설계도는 그림 3.4.11에 나타내었고 SIP결정을 위해 제작된 나무 프레임은 ISO5353표준 치수에 따라 그림 3.4.12와 같이 제작하였다.

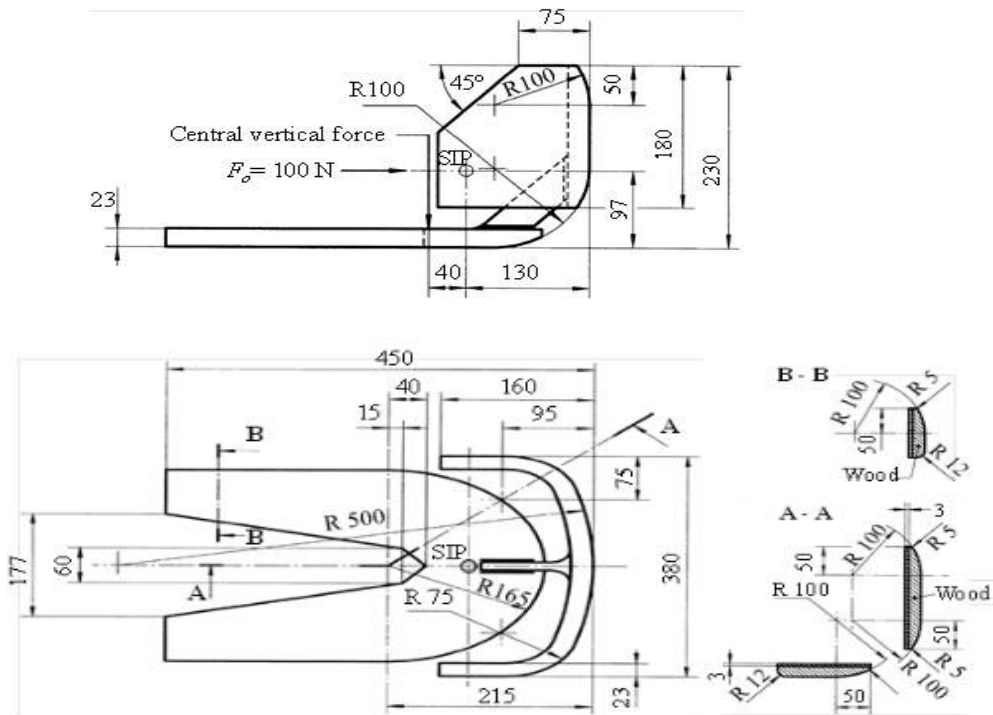


그림 3.4.11 Device for seat index point according to ISO 5353:1995, dimensions are in mm (ISO, 1995)



그림 3.4.12 Wooden frame for determining SIP

전구그림자 테스트: “전구그림자테스트”에서 전구(150 W bulbs)는 작업자의 눈에서 수직에 위치시키고 전구의 배치는 작업자의 눈 위치에서 위로 680 mm와 seat index point 앞 20 mm에 배치하도록 하였다. ISO 5721-1: 2013 and ISO 5006: 2006 시험절차에 따라 어두운 환경에서 실험을 진행하였고 전구의 지지대는 SIP에서 수직으로 설치하였다. 지지대에 두 개의 전구를 달아서 실험을 진행하였으며(그림 3.4.13) Masking effect는 아래에 주어진 수식을 이용하여 결정하였다. 수식에서 a는 방해요소와 원점사이의 거리이고 b는 방해요소가 수직과 수평으로 보이는 반경을 나타낸다. l은 전구와 Masking effect지점 사이의 거리이다.

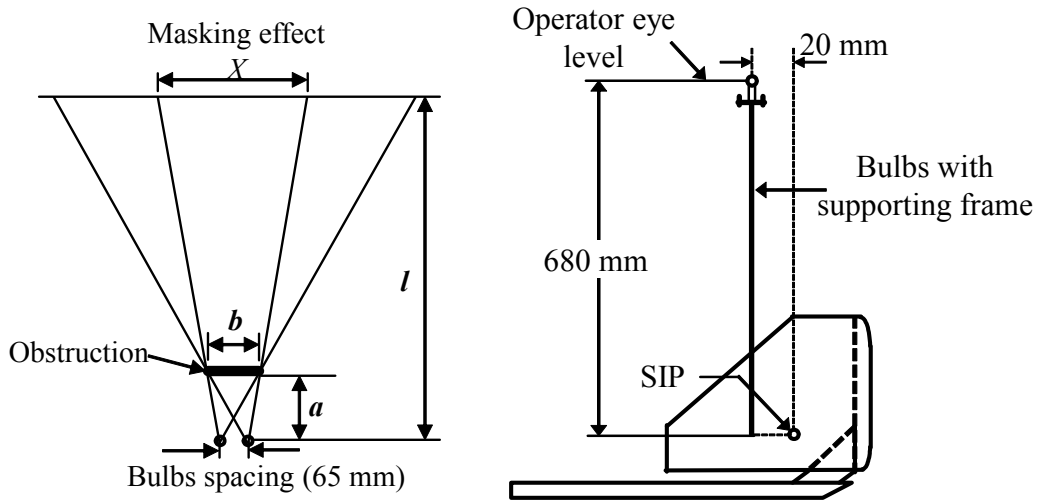


그림 3.4.13 Arrangement of the light bulb shadow test equipment to ISO 5721-1: 2013 (ISO, 2013) and ISO 5006:2006 (ISO, 2006) (left), and mathematical determination of masking effects (right)

가시성 성능 평가 방법: 그림 3.4.14와 같이 아스팔트 주차장으로 된 12 m 반경의 원에 실험 진행하였고 사각지대 영역을 결정하기 위해 2 m 간격의 격자와 10° 간격의 동심원을 사용하여 12 m 원 내에서의 초크를 사용해 표시하였다. 기준 점(운전자의 눈 높이)에서 광원은 ISO 5721-1에 주어진 170, 100, 50 mm 범위 내에서 실험 진행하였고(ISO, 2013) 실험에 사용되는 실제 전구 지지대는 그림 3.4.15에 표시하였다. 전구의 간격은 전자가 방해물을 볼 때 사용한 눈 운동의 범위를 나타내며, 전구로 인해 생기는 그림자에 의한 가시성 차단영역은 별도로 표시하였다. 전구 간격에 의해 두 개의 그림자가 겹치는 경우에는 더 어두운 그림자를 만들게 된다. 이를 masking 또는 blind area라 하며, 그림자가 겹치지 않는 경우 하나의 전구가 그림자를 만들기 때문에 blind area는 생기지 않았다.

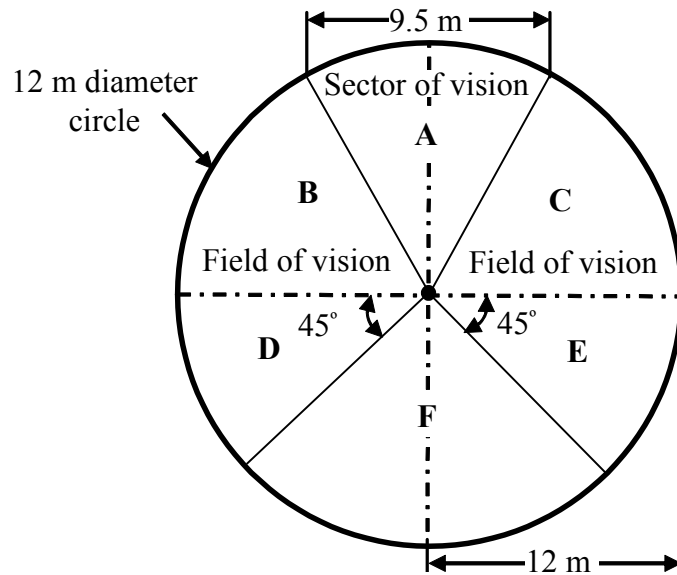


그림 3.4.14 A 12 m radius circle with six visual fields



그림 3.4.15 Bulb support device setup (left), and blind area determination (right)

### 3.4.3.10 차체진동(WBV) 평가

측정위치 선정: 농업용 트랙터의 WBV 배기가스량의 측정은 100m(smooth)와 35m (rougher)이상의 트랙터에 정해진 속도범위에서 이루어진다. ISO5008: 2002 (ISO,2002)의 표준코드를 참고하여 가속도는 각각의 X, Y, Z으로 동시에 측정하였고 ISO 2631-5 : 2004 (ISO, 2004)는 multiple shocks 내용을 포함하한 진동관련 평가지침을 제시하였다. 진동측정을 위한 표준 테스트는 4가지의 유형의 도로에서 실시하였으며 앞서 언급된 표 2의 트랙터가 진동측정에 사용되었다.

삼축진동가속도센서의 디스크커버 제작: 삼축 가속도센서(모델명 : 356A01,PCB Piezotronics, NY, USA)는 운전자의 신체에 영향을 주는 진동을 측정하기 위해 사용되었다. Metal disk(그림 4)는 ISO 10326-1: 1992 (ISO,1992)에 명시되어 있는 치수에 따라 제작하였고 Metal disk의 두께는 12 mm이고 85 shore-A 플라스틱 재질이며, 가속도센서는 ISO 5348: 1998(ISO, 1998a)와 동일하게 디스크커버에 장착하였다.



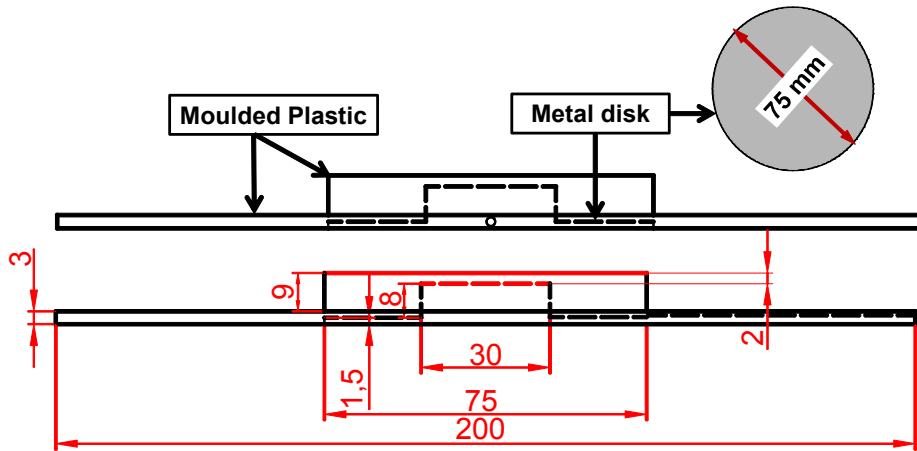


그림 3.4.16 Design of semi rigid disc for tri-axial whole body vibration seat accelerometer according to the dimensions of ISO 10326-1: 1992 (ISO, 1992), all dimensions are in mm

운전자가 받는 자체 진동(WBV) 평가 방법: ISO 표준에 따라 WBV 노출을 수집하기 위해 8-채널 데이터 모듈과(model: NI cDAQ-9178; National Instruments, USA) 4-채널 모듈(model: NI 9234, National Instruments, USA)을 사용하였다. LabVIEW 소프트웨어 프로그램 (version 2010; National instrument; Austin, Texas, USA)을 사용하여 WBV 노출을 수집하였으며 Matlab R2010a을 사용하여 수집된 데이터를 분석하였다. 그림 7과 같이 진동 측정 장비와 트랙터 운전자의 좌석에 장착한 삼축 가속도센서를 이용하였다.



그림 3.4.17 WBV measurement instrumentation at operator's seat (left), and accelerometers and data acquisition system (right)

### 3.4.3.11 변속기 내구수명 평가

제품 신뢰도 목표는 제품의 수명에 대한 신뢰도와 이에 대한 신뢰 수준으로써 나타낸다. 예를 들면, 어떤 변속기의 설계 수명을 2,000시간이라 하고, 2,000시간에 대한 신뢰도를 95%, 신뢰 수준을 90%라고 하면, 신뢰도 목표는 신뢰 수명  $B_5=2,000$ 시간, 신뢰 수준  $C=90\%$ 로 나타낼 수 있다. 이는 95%의 제품이 최소한 2,000시간까지는 고장 나지 않고 작동할 수 있으며 이를 90% 신뢰할 수 있다는 것이다. 신뢰 수명을 몇 시간, 몇 사이클 또는 몇 km로 할 것인가는 트랙터의 사용 프로파일(usage profile)을 분석하여 결정하여야 한다. 수명에 대한 신뢰 수준은 제품의 중요도에 따라 결정된다. 중요도가 높으면 높을수록 신뢰 수준도 증가된다. 그러나 신뢰 수준이 높으면 그만큼 무고장 가속 시험 시간이 증가되며, 시험 비용도 증가된다. 특수한 경우가 아니면 일반적으로 신뢰 수명에 대한 신뢰 수준은 90% 이하로 설정한다. 어떤 제품에 대한 무고장 가속 시험을 수행하기 위해서는 반드시 신뢰도 목표로서 이 제품에 대한 신뢰 수명과 신뢰 수준을 확인하여야 한다.

신뢰 수명과 신뢰 수준은 실제 사용 환경에서 제품이 만족해야 할 신뢰도 목표이다. 무고장 시험 시간은 이러한 목표를 만족하기 위하여 제품이 실제 사용 환경에서 고장 없이 작동해야 할 최소 시간을 말한다. 즉, 제품의  $R_x\%$ 가  $L_x$  시간까지 고장 없이 작동할 것임을  $C\%$  신뢰하기 위해서는 실제 사용 환경에서 무고장 시험 시간 동안 고장이 발생하지 않아야 한다. 무고장 시험 시간  $T$ 는 다음과 같은 수식을 이용하여 구할 수 있다.

$$T = L_x \left[ \frac{\ln(1-C)}{n \ln R_x} \right]^{\frac{1}{\beta}}$$

무고장 시험 시간은 위의 식과 같이 시험에 사용할 수 있는 샘플 수( $n$ )에 따라 달라지며, 시험 샘플이 많으면 많을수록 단축할 수 있다. 그러나 변속기 등과 같이 많은 샘플을 사용할 수 없는 경우에는 시험 시간이 길어져 현실적으로 이를 적용하기가 어렵다. 따라서 시험 시간을 현실적으로 수용할 수 있는 범위로 단축하지 않으면 안 된다. 무고장 시험 시간을 단축하기 위해서는 실제 사용 환경에서보다도 가혹한 사용 환경에서 무고장 시험을 수행하여야 한다. 무고장 시험 시간을 단축하기 위한 이러한 가속 시험을 무고장 가속 시험(zero failure accelerated life test, ZFALT)이라고 한다.

실제 사용 조건에서 제품의 작동 속도와 제품에 작용하는 부하는 제품에 따라 다르나, 일반적으로 부하 사이클이 일정한 경우와 사용할 때마다 부하의 크기가 다른 경우로 구별할 수 있다. 사용할 때마다 부하의 크기가 다른 경우에는 실제 사용 환경을 전형적인 몇 가지 환경으로 구별하고 각 사용 환경에서 부하의 최대 크기와 제품의 총사용 시간에 대한 사용 환경의 시간 비율을 결정하여야 한다. 부하 사이클이 일정한 경우에도 부하의 크기와 한 사이클에 대한 각 크기의 작용 시간 비율(부하 스펙트럼)을 결정하여야 한다.

실제 사용 조건에서 작동 부하의 크기와 각 부하의 작용 시간 비율이 결정되면 이와 동일한 영향을 미치는 하나의 작동 부하와 속도를 결정할 수 있다. 이 하나의 작동 부하와 속도를 등가 부하와 등가 속도라고 한다. 실제 사용 조건에서 제품의 등가 부하와 등가 속도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$(P_{eq})_u = \left( \sum f_i P_i^\lambda \right)^{\frac{1}{\lambda}}, \quad (n_{eq})_u = \frac{1}{P_e^\lambda} \sum h_i n_i P_i^\lambda$$

변속기와 같이 다수의 부품이 결합된 제품에 대해서는 구성 부품을 확인하고, 제품의 수명에 큰 영향

을 미치는 주요 부품을 결정한다. 일반적으로 제품을 구성하는 주요 부품은 베어링, 기어, 축, 실린더, 피스톤, 실, 나사 등으로서, 주기적으로 교체하는 소모품을 제외하면 주요 부품은 주로 베어링, 기어, 축, 실린더, 피스톤 등이다. 제품의 주요 부품이 결정되면 주요 부품에 대한 하중-수명 선도와 고장 특성을 구명하여야 한다. 주요 부품의 하중-수명 선도와 고장 특성은 고장 시험을 통하여 결정한다. 그러나 고장 시험에는 많은 시간과 비용이 따른다. 따라서 고장 시험으로 하중-수명 선도와 고장 특성을 구명하기가 어려울 때는 기존 데이터 또는 문헌을 이용할 수밖에 없다. 문헌을 통하여 하중-수명 선도와 고장 특성을 결정할 때에는 인용 문헌에 대한 신뢰도를 확인하여야 한다. 무고장 가속 시험 계획을 수립할 때 실제적으로 가장 어려운 부분은 시험 대상 제품에 대한 하중-수명 선도와 고장 특성을 구명하는 일이다. 제품의 하중-수명 선도 및 고장 특성을 구명한 후, 이들로부터 무고장 시험 시간, 등가 부하, 등가 속도를 결정하는 데 필요한 weibull 파라미터의 고장 특성 지수  $\beta$ 와 하중 수명 선도의 기울기를 나타내는 피로 하중 지수  $\lambda$ 를 결정한다.

제품을 구성하는 주요 부품의 하중-수명 선도가 결정되면 이를 동일한 대수-대수지에 표시하여 제품 전체에 대한 하중-수명 선도를 작성한다. 제품 전체에 대한 하중-수명 선도는 부하 수준에 따라 고장 발생 순서를 확인하고, 적용할 하중-수명 선도를 결정하는 데 이용된다. 아래 그림은 3개의 주요 부품으로 구성된 제품에 대한 하중-수명 선도로서 각 부품의 하중-수명 선도를 같은 스케일의 대수-대수지에 나타낸 것이다.  $\lambda$ 값이 클수록 하중-수명 선도의 기울기는 작다. 이는 하중이 증가함에 따라,  $\lambda$ 값이 적은 부품에 비하여, 수명 감소가 크다는 것을 의미한다. 아래 그림에서 부품 A와 B, 부품 B와 C의 하중-수명 선도가 교차하는 점을 각각  $L_1$ ,  $L_2$ 라고 하면, 이 제품의 수명은  $L_1$ 까지는 부품 A,  $L_1$ 과  $L_2$  사이는 부품 B,  $L_2$  이상에서는 부품 C에 의하여 결정된다. 따라서 다수의 부품으로 구성된 제품의 하중-수명 선도는 목표한 신뢰 수명에 따라 부품의 하중-수명 선도를 적절히 결합하여 확정하여야 한다.

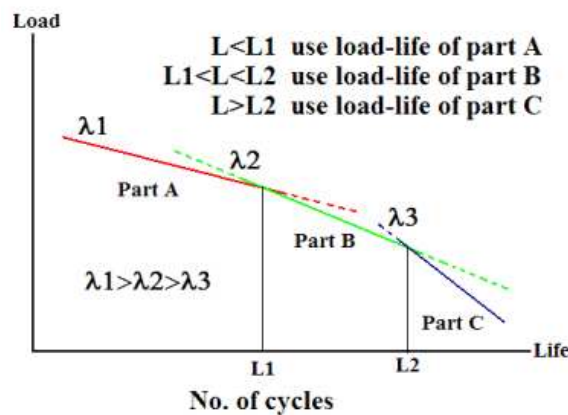


그림 3.4.18 Load-life curve for system

가속 시험 시간을 단축하기 위해서는 실제 제품이 사용되는 조건에서보다 더 가혹한 조건에서 가속 시험을 실시하여야 한다. 시험 조건이 가혹하면 가혹할수록 시험 시간은 단축된다. 그러나 가혹도에 따라 고장 형태(mode)가 달라지므로 실제 사용 조건에서 일어나는 고장 형태와 다른 고장이 일어날 수 있는 가혹 조건은 적용할 수 없다. 일반적으로 가속 시험은 제품의 제조업자가 규정한 최대 부하, 최고 속도, 최고 온도 등 최대 허용 부하 조건에서 실시한다. 동력원으로서 엔진, 전기 모터 등을 사용하는 제품의

경우에는 동력원이 전달할 수 있는 최대 토크, 최대 출력 수준에서 실시한다. 디젤 엔진을 동력원으로 사용하는 제품의 경우에는 아래 그림과 같이 최대 출력점, 최대 토크점, 최대 출력점과 최대 토크점의 중간 지점을 가혹 조건으로 하여 각 지점의 토크와 속도 즉,  $(T_1, n_1)$ ,  $(T_3, n_3)$ ,  $(T_2, n_2)$ 를 가혹 조건으로 사용할 수 있다. 가속 시험에 사용되는 가속 부하 사이클은 부하의 크기, 속도, 작용 시간 비율 등을 적절한 형태로 조합한 것이다. 가속 부하 사이클의 주요 구성 요소는 부하 사이클의 주기, 평균 부하, 최대 및 최저 부하, 각 부하의 유지 시간, 최대 부하 상승 시간, 최저 부하 하강 시간 등으로서 이러한 요소의 구성 형태에 따라 가속 부하 사이클의 특징이 결정된다. 가속 부하 사이클은 제품의 실제 사용 조건, 사용 프로파일 등을 고려하여 설계하여야 한다. 가속 부하 사이클은 사용 프로파일과 같이 가속 부하의 크기, 가속 부하의 속도, 가속 부하의 시간 비율을 아래 표와 같이 나타낸다.

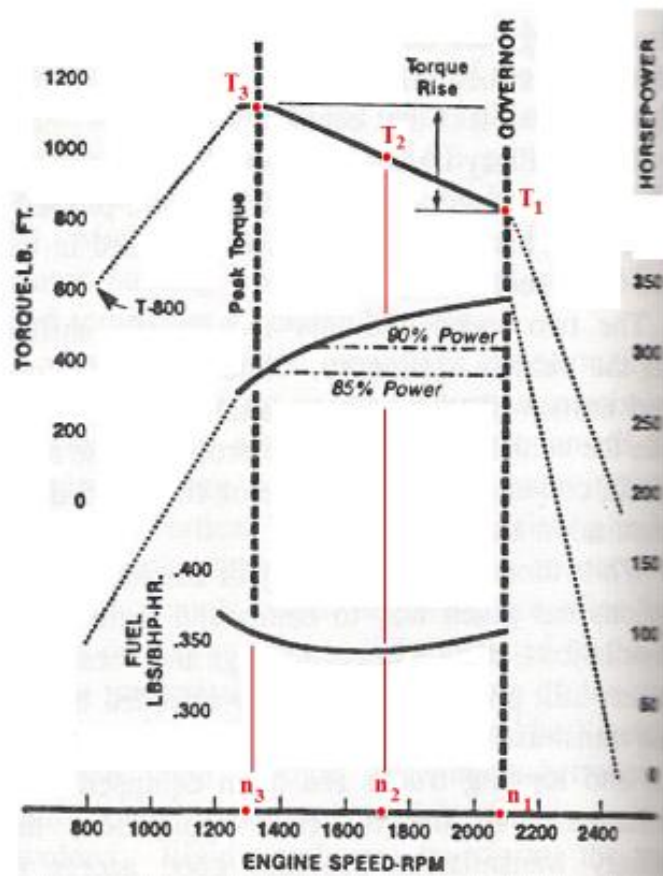


그림 3.4.19 Full load performance curve of diesel engine

표 3.4.11 Accelerated load cycle (example)

load case, i	Input torque, $T_i$	Input speed, $n_i$	Frequency, %
1	100 Nm	1000 rpm	10
2	200 Nm	800 rpm	20
3	300 Nm	600 rpm	30
.	..	...	...
			100

가속 부하 사이클이 결정되면 가속 부하 사이클과 동일한 영향을 미치는 등가 가속 부하와 등가 가속 속도를 결정하여야 한다. 등가 가속 부하와 등가 가속 속도는 실제 사용 조건에 대한 등가 부하와 등가 속도에서와 같이 아래 수식을 이용하여 구할 수 있다.

$$(P_{eq})_a = \left( \sum f_i P_i^\lambda \right)^{\frac{1}{\lambda}}, \quad (n_{eq})_a = \frac{1}{P_e^\lambda} \sum h_i n_i P_i^\lambda$$

제품의 신뢰도 목표를 보장하기 위한 무고장 시험 시간은 대단히 긴 시간이기 때문에, 대부분의 경우. 이를 현실적으로 수용하기가 쉽지 않다. 따라서 무고장 시험 시간을 단축하여 현실적으로 수용 가능한 시험 시간을 결정하지 않으면 안 된다. 무고장 가속 시험은 무고장 시험을 단축한 시험으로서, 무고장 가속 시험에서 요구되는 시험 시간은 가속 계수를 이용하여 결정한다. 가속 계수는 실제 부하에 대한 가속 부하의 비로서, 실제 사용 조건과 가속 부하 사이클의 등가 부하와 등가 속도를 이용하여 구한다. 가속 계수는 하중 증가로 인한 가속 계수와 속도 증가로 인한 가속 계수로 구분할 수 있으며, 가속 계수는 이들의 곱과 같다. 하중 증가로 인한 가속 계수  $a_p$ 와 속도 증가로 인한 가속 계수  $a_n$ 는 각각 다음과 같이 결정한다.

$$a_p = \left[ \frac{(P_{eq})_a}{(P_{eq})_u} \right]^\lambda, \quad a_n = \left[ \frac{(n_{eq})_a}{(n_{eq})_u} \right]^\lambda$$

따라서 가속 계수 AF는

$$AF = a_p a_n$$

가 된다. 무고장 가속 시험 시간은 실제 사용 조건에서 요구되는 무고장 시험 시간을 가속 계수로 나누어 구한다. 즉, 무고장 가속 시험 시간  $T_a$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_a = \frac{T}{AF} = \frac{L_x}{AF} \left[ \frac{\ln(1-C)}{n \ln R_x} \right]^{\frac{1}{\beta}}$$

무고장 가속 시험 시간  $T_a$  동안 가속 부하 사이클로 제품을 시험하였을 때 고장이 발생하지 않았다고 하면, 이 제품의  $R_x$  %가  $L_x$  시간까지 고장이 나지 않을 것임을  $C$  % 신뢰할 수 있다. 이상에서 설명한 무고장 가속 시험의 절차를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 시험할 제품의 신뢰도 목표, 즉 신뢰 수명, 신뢰 수준, 신뢰도를 확인한다.
- 2) 시험할 제품의 실제 부하 사이클(duty cycle) 또는 사용자 프로파일(usage profile)을 결정한다.
- 3) 사용할 제품의 피로 수명 지수, 고장 특성, 하중 수명 선도를 결정한다.
- 4) 부하 사이클 또는 사용자 프로파일을 이용하여 등가 실제 부하와 등가 실제 부하 속도를 결정한다.
- 5) 실제 사용 조건에서 무고장 시험 시간을 결정한다.
- 6) 가속 부하 사이클을 설계한다.

- 7) 가속 부하 사이클의 등가 부하와 등가 부하 속도를 결정한다.
- 8) 가속 계수를 구한다.
- 9) 무고장 가속 시험 시간을 구한다.

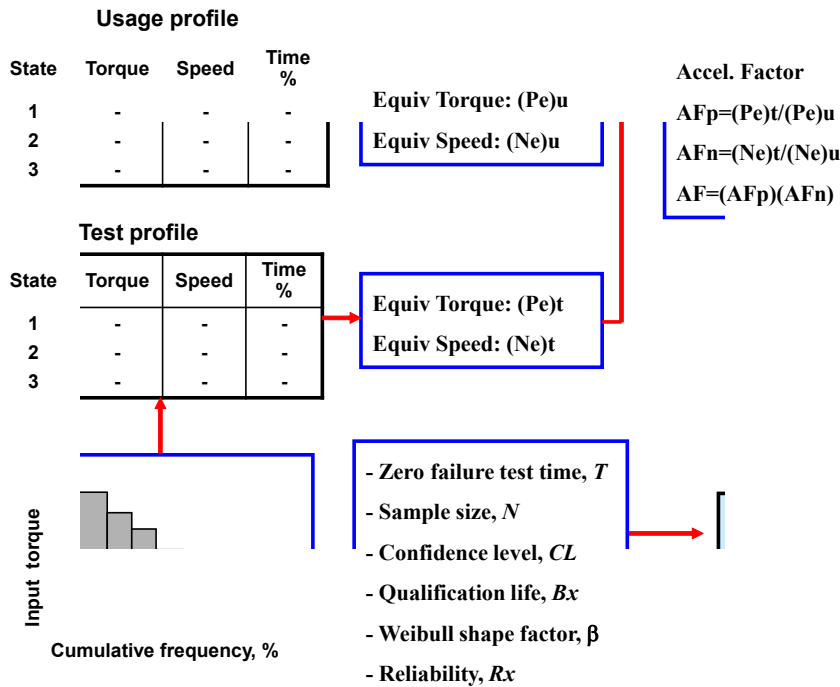


그림 3.4.20 Procedure of zero failure accelerated life test

포장 작업을 통해 계측된 부하스펙트럼을 이용하여 계산된 트랙터 전체 작업 부하율은 정격부하대비 57% 수준이다. 목표내구시험 사양인 5000 시간을 달성하기 위해 90% 신뢰하한에서 정격대비 80% 부하율로 계산된 실제 내구수명시간은 220시간이다. 가속계수는 ISO에서 제시하는 기어수명평가 기준의 굽힘강도 기준을 참고하여 결정하였다.

Heat treatment	Pitting		Tooth root	
	$p^a$	$N_{L,ref}$	$p$	$N_{L,ref}$
Case carburized	6,610	$5 \times 10^7$	8,738	$3 \times 10^6$
Through hardened	6,610	$5 \times 10^7$	6,225	$3 \times 10^6$
Nitrided	5,709	$2 \times 10^6$	17,035	$3 \times 10^6$
Nitro-carburized	15,715	$2 \times 10^6$	84,003	$3 \times 10^6$

<sup>a</sup> Values  $p$  for pitting are given for torque; to convert for stress, these values are to be doubled.

그림 3.4.21 ISO 6336의 기어수명평가 가속계수

### 3.4.3 고효율 대형 트랙터 요소 부품 신뢰성 평가

#### 3.4.3.1 클러치 신뢰성 평가

클러치팩의 신뢰성을 확보하기 위해 클러치팩 시험장치를 이용하여 내구 수명평가와 열용량 평가를 수행하였다. 내구 수명을 평가하기 위해 수행한 시험 및 조건은 다음과 같다.

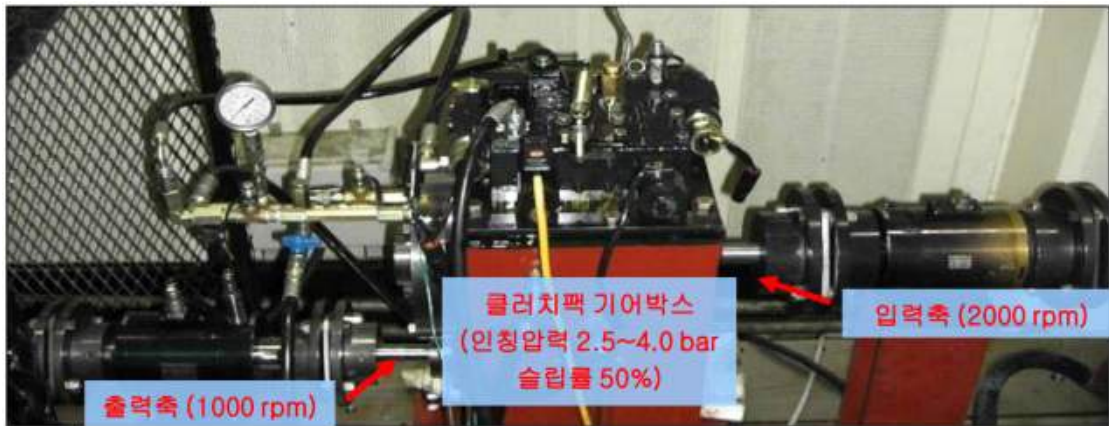


그림 3.4.22 클러치 시험장치 설정 예시

#### ※ 시험모드

- 윤활오일 소작 시험

- ① 소작 상태를 구현하기 위해 입력축 대비 출력축 회전수(슬립률)을 50%로 고정
- ② 윤활유량은 4 LPM, 8LPM, 10 LPM의 3가지 조건에서 시험함
- ③ 윤활 유온은 50~70℃ 범위에서 시험하고 유온이 그 이상 상승 시 50℃까지 냉각 후 시험 시간을 누적하여 진행
- ④ 조건 별로 제어프로그램 상에서 인칭압력 2.6 bar 기준에서부터 4 bar 까지 인칭 압력을 0.2 bar 단위로 3분 간격으로 상승시키면서 슬립률은 50% 유지함
- ⑤ 인칭 압력이 상승함에 입력축 대비 출력축 슬립률을 50%로 유지하기 위해 부하펌프의 비례제어밸브를 조절하여 부하를 증가시킴
- ⑥ 인칭 압력 상승 대비 전달토크 및 부하도 상승하므로 클러치팩 디스크가 슬립 시 윤활 오일이 기화되는 시점을 디스크 윤활막이 깨지면서 디스크의 열화소착되는 시점이라 판단하고 연기 발생 유무를 관찰



그림 3.4.23 클러치 소착시험 사이클

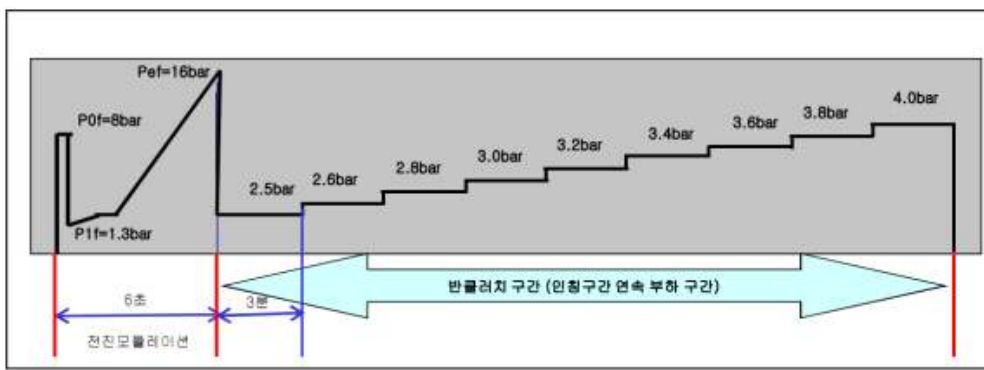


그림 3.4.24 인칭 압력 프로파일

- 마찰재 내마모성 시험

- ① 기본조건은 소착시험과 동일하며 인칭구간 압력은 1.8bar, 유회유량은 10 lpm으로 진행
- ② 클러치 작동 사이클이 증가됨에 따라 이상 마찰계수 발생 시 파손으로 간주함

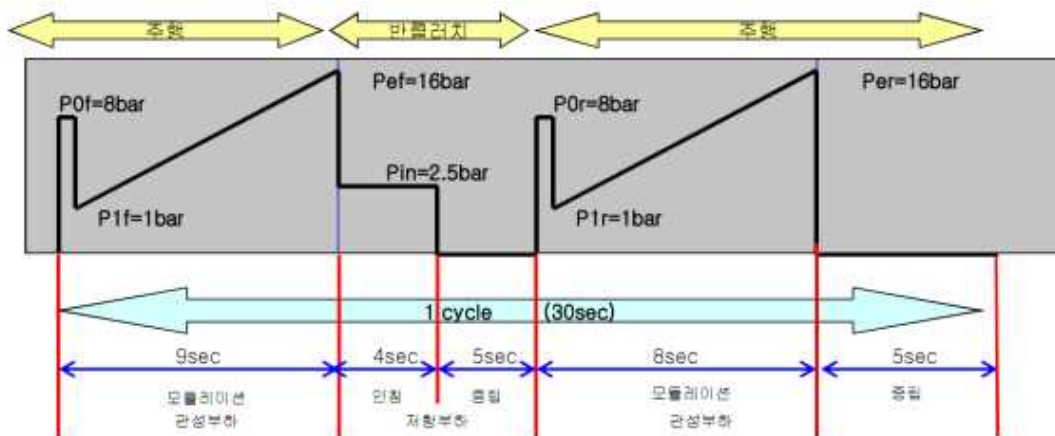


그림 3.4.25 클러치 내구시험 사이클

※ 소착시험 결과

클러치 소착시험 결과 초기 선정된 클러치 마찰재 재질은 목표한 슬립내구 사양인 인칭압력 4 bar를



달성하지 못하고 엔진속도 2500 rpm, 인칭압력 3.6 bar에서 클러치 소착이 발생하였다. 따라서 마찰재 재질을 변경하여 흡수할 수 있는 한계에너지를 증가시켜 재시험하였다. 재시험 결과 목표한 사양에서 소착이 발생하지 않아 목표한 슬립내구를 달성하였다고 판단하였다.

표 3.4.12 재질 변경 후 클러치팩 소착시험 결과

입력축 회전수 (RPM)	1000		2000		2500	
출력축 회전수 (RPM)	500		1000		1250	
윤활유량 (lpm)	4.4		8.4		10.4	
인칭압력 (bar)	윤활오일 기화여부	전달토크 kgf.m (부하 HP)	윤활오일 기화여부	전달토크 kgf.m (부하 HP)	윤활오일 기화여부	전달토크 kgf.m (부하 HP)
2.5	x	11 (8)	x	15 (21)	x	16 (28)
2.6	x	12 (8)	x	16 (22)	x	17 (30)
2.8	x	13( 9)	x	17 (24)	x	18 (31)
3.0	x	14 (10)	x	18 (25)	x	19 (33)
3.2	x	15 (10)	x	20 (28)	x	21 (37)
3.4	x	17 (12)	x	21 (29)	x	22 (38)
3.6	x	18 (13)	x	23 (32)	x	24 (42)
3.8	x	20 (14)	x	24 (34)	x	26 (45)
4.0	x	21 (15)	x	26 (36)	x	28 (49)



그림 3.4.26 2번 디스크 앞면

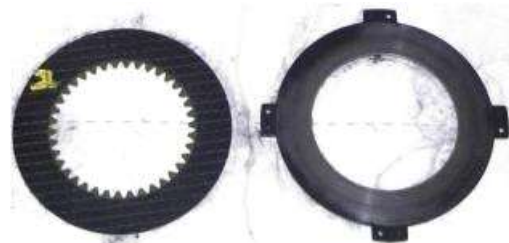


그림 3.4.27 2번 디스크 뒷면



그림 3.4.28 3번 디스크 앞면

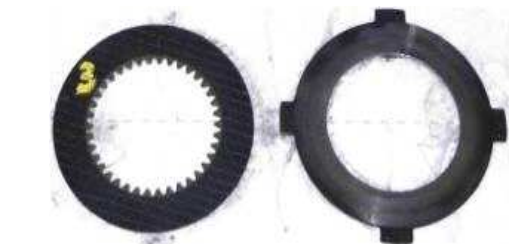


그림 3.4.29 3번 디스크 뒷면

※ 내구시험 결과

마찰재 내마모성 시험은 전진 모듈레이션 6초, 인칭 4초, 중립 5초로 하여 그림 1-137과 같은 조건으로 10000회 반복 시험하였다. 그림 4.2.28은 시험 후 클러치 마찰재 두께를 나타낸 것으로 초기 두께인 2.2mm에서 크게 변화하지 않은 것을 확인할 수 있다.

윤활유량(lpm)	클러치팩 인칭 구간 압력 (bar)	입력속회전수 (RPM)	출력속회전수 (RPM)	슬립률 (%)	출력속토크 (kgf-m)	부하(HP)
10.4	1.8	2000	1000	50	13	18.2

그림 3.4.30 클러치 내마모성 시험 조건

누적반복회수	디스크 두께 (mm)						비고
	1	2	3	4	5	6	
10900	2.2	2.18	2.19	2.2	2.2	2.2	

그림 3.4.31 클러치 내마모성 시험 결과

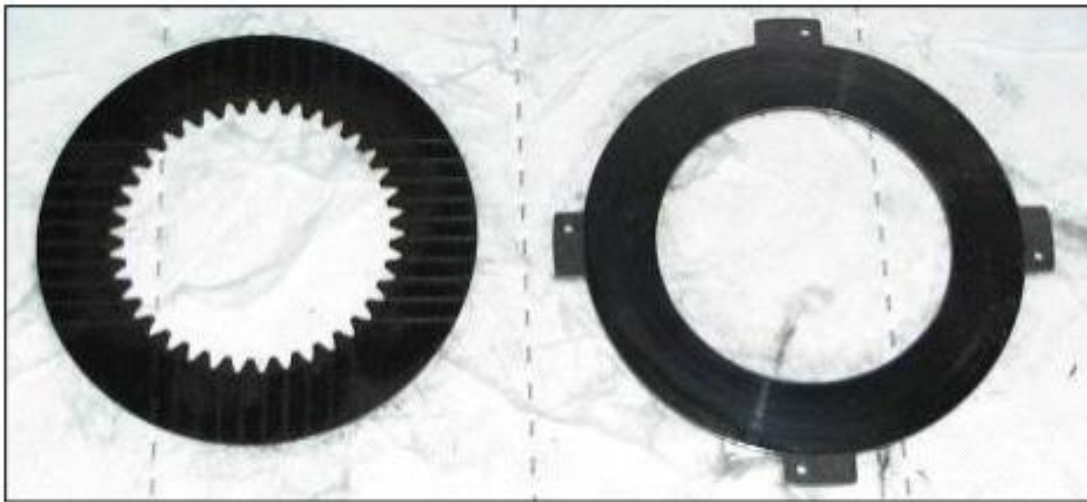


그림 3.4.32 클러치 내마모성 시험 후 마찰재 및 디스크 상태

### 3.4.3.2 HST 신뢰성 평가

개발되는 HMT의 핵심부품 중 하나인 HST는 파워트레인의 전체 효율과 변속감에 큰 영향을 미친다. 따라서 HST의 신뢰성을 확보하기 위해 성능검증을 수행하였다. HST의 성능검증은 한국기계연구원에서 진행하였고 시험품의 사양은 다음과 같다.

- 제품명 : HST A40CT45
- 배제용적 : 45 cc
- 경사각 : 20°
- 정격속도 : 4200 rpm
- 정격압력 : 450 bar
- Boost 압력 : 20~30 bar
- Flushing oil output 압력 : 5 bar
- 제어 : DC 12V, 400~1200 mA

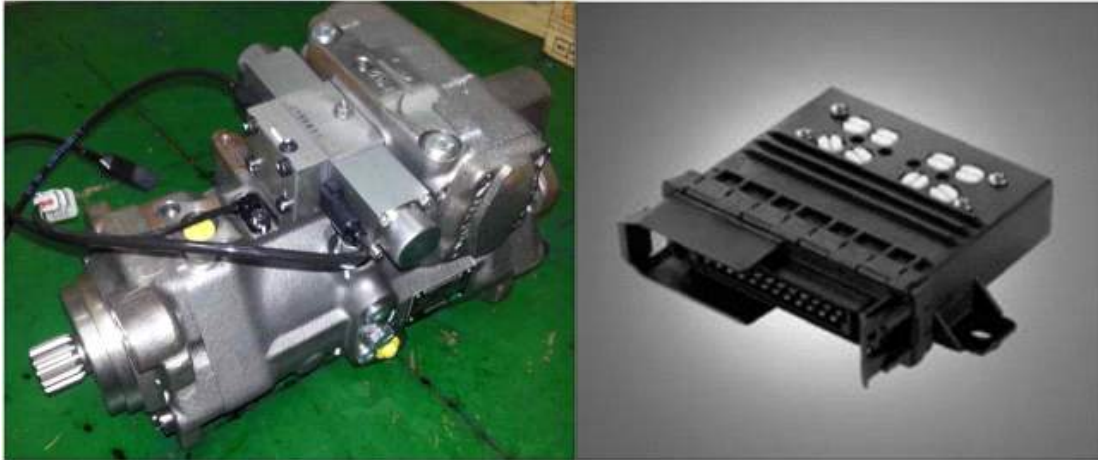


그림 3.4.33 HST(좌) 및 제어앰프(우)

HST 시험장비의 주요 구성품 및 제어/계측시스템은 표 3.4.13과 같고 시험장비 구성도와 실제 시험장비에 대한 사진은 그림 3.4.34, 3.4.35와 같다.

표 3.4.13 HST 시험장비 구성

항목	내용
장비 주요 구성품	Drive Dynamometer Load Dynamometer Charging unit (20 bar)
계측 Part	Torque sensor & Calibration : 500 Nm x 1 EA, 400 Nm x 1 EA Speed sensor : 5000 rpm x 2 EA (In, out) Pressure sensor : 500 bar x 1 EA (A, B port) Pressure sensor : 50 bar x 3 EA (Control A, B & Charging) Temperature sensor : 100 °C x 2 EA (Charging, Drain)
제어 Part	Drive Dynamometer 속도 Load Dynamometer 토크 HST Amplifier 전압

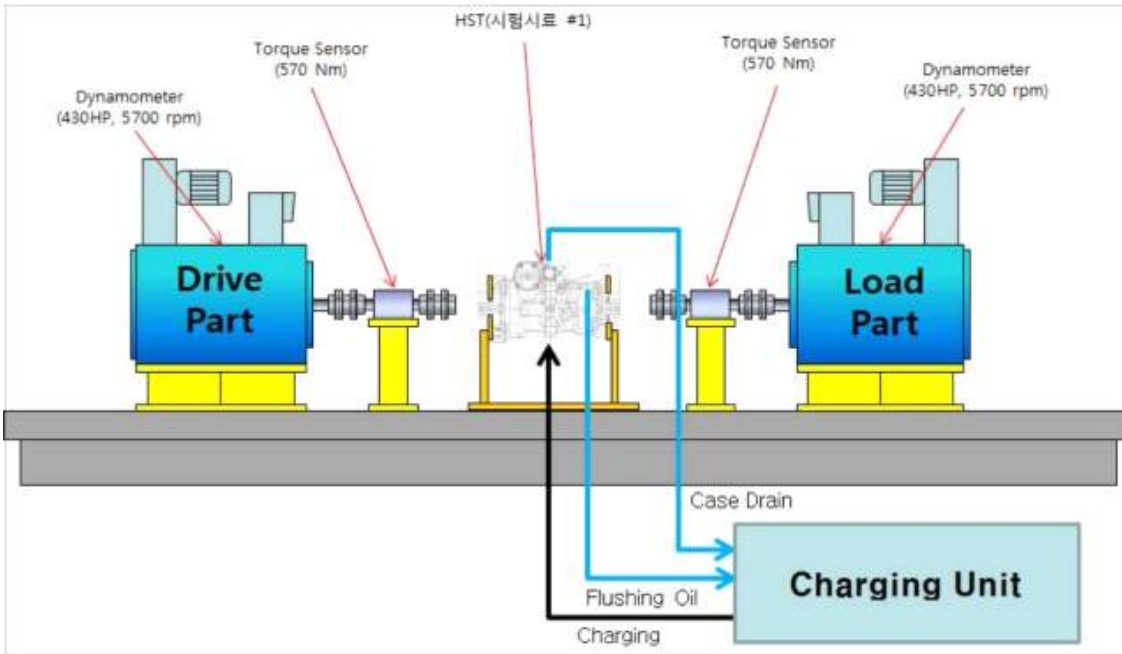


그림 3.4.34 시험 장치 구성도



그림 3.4.35 시험 장치 구축 사진

HST 성능검증을 위해 수행한 다음과 같이 시험을 수행하였다.

① 정특성 시험

- 무부하 상태에서 회전수를 1000, 2000, 3000, 4000 rpm으로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비를 확인
- 각 회전수 별 펌프 사관을 25, 50, 75, 100%로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비 확인
- 정회전, 역회전 각각 수행

- \* ramp time : 15 s
- \* Duration time : 3 s
- \* Speed ratio at 100% pump displacement : {output speed / input speed x 100} %

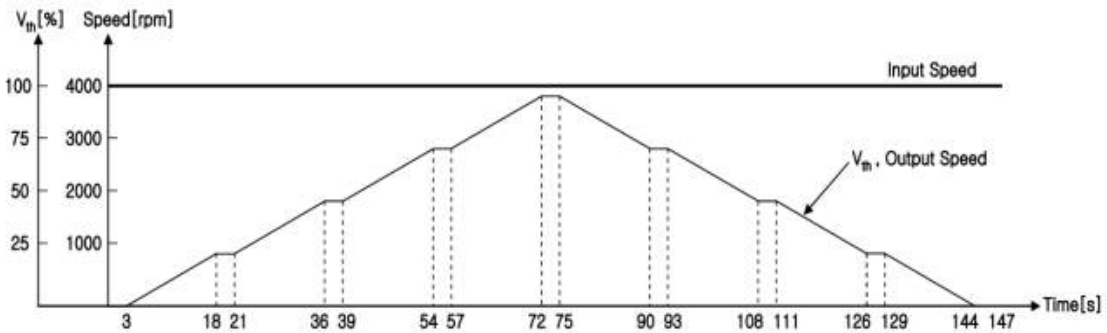


그림 3.4.36 정특성 시험 싸이클

② 동특성 시험

- 무부하 상태에서 회전수를 1000, 2000, 3000, 4000 rpm으로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비를 확인함
- 각 회전수 별 펌프 사관을 25, 50, 75, 100%로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비 확인
- 정회전, 역회전 각각 수행
  - \* ramp time : 0 s (step signal)
  - \* Duration time : 10 s
  - \* Speed ratio at 100% pump displacement : {output speed / input speed x 100} %

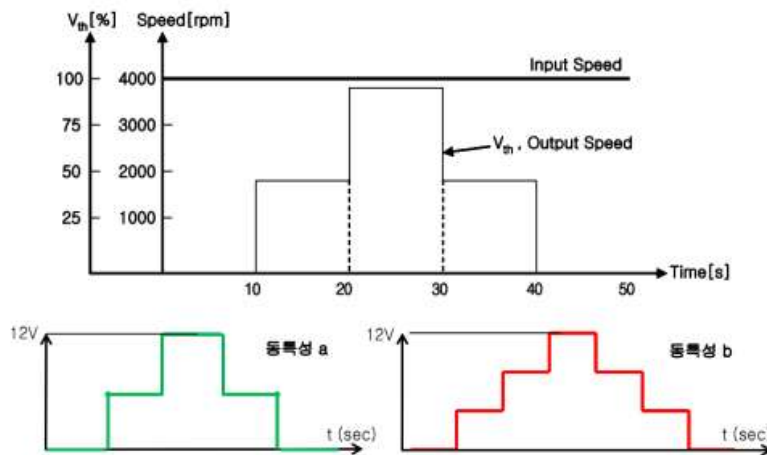


그림 3.4.37 동특성 시험 싸이클

③ 히스테리시스 시험

- 무부하 상태에서 회전수를 1000, 2000, 3000, 4000 rpm으로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비를 확인함
- 각 회전수 별 펌프 사관을 0-100-0%로 변화시켜 출력 회전수의 상승과 하강시의

변화량을 확인함

- 정회전, 역회전 각각 수행

\* ramp time : 15 s

\* Duration time : 0 s

\* Hysteresis at max. speed  $\delta_{ab}$  :  $\{(Rising\ speed - descending\ speed) / rated\ speed \times 100\} \%$

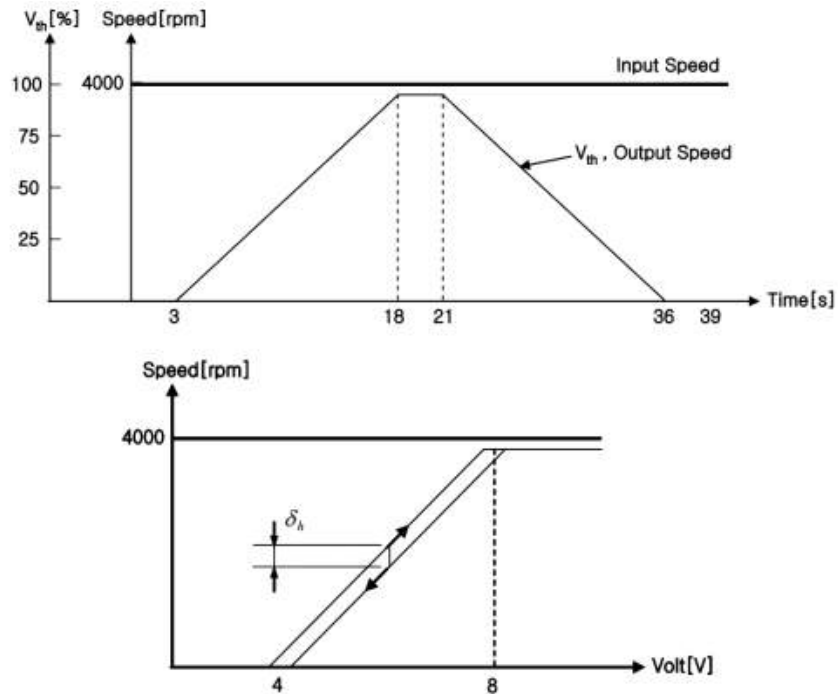


그림 3.4.38 히스테리시스 시험 싸이클 및 결과 예시

#### ④ 스위칭 시험

- 무부하 상태에서 회전수를 1000, 2000, 3000, 4000 rpm으로 변화시켜 입력속도 대비 출력 속도비를 확인함

- 각 회전수 별 제어 전압의 인가는 정방향으로 10초 동안 인가, 역방향으로 10초 동안 인가, 다시 정방향으로 10초 동안 인가하여 1 사이클을 30초 기준으로 시험

- 입력 신호 대비 출력 회전수의 반응 시간을 확인함

\* ramp time : 0 s (step signal)

\* duration time : 10 s

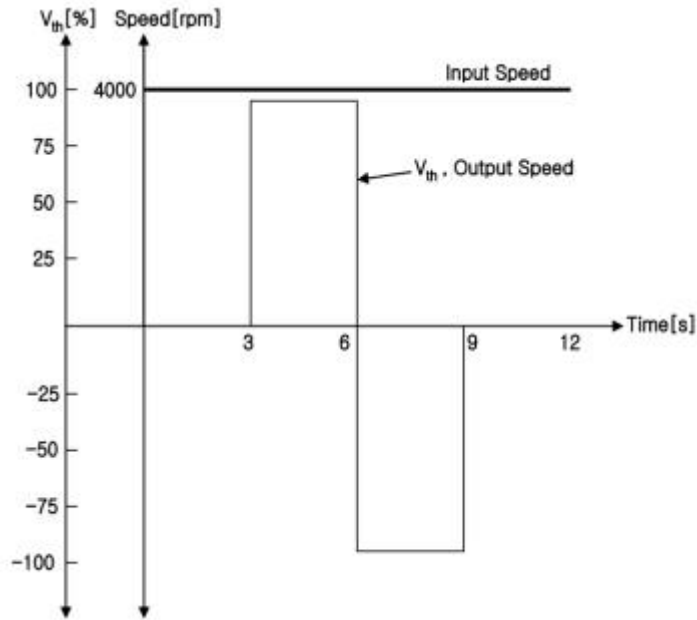


그림 3.4.39 스위칭 시험 싸이클

⑤ 전효율 시험

- 입력회전수를 1000, 2000, 3000, 4000 rpm에서 각각 시험함
  - 펌프 사판 제어 신호 20, 50, 80, 100% 조건에서 출력 부하를 50, 100, 150, 200, 250, 350, 400 bar로 변화를 주어 각 부하별 입력 동력 대비 출력 동력의 효율을 측정
  - 정회전, 역회전 각각 수행
- \* Overall efficiency: (output speed x output torque) / (input speed x input torque)

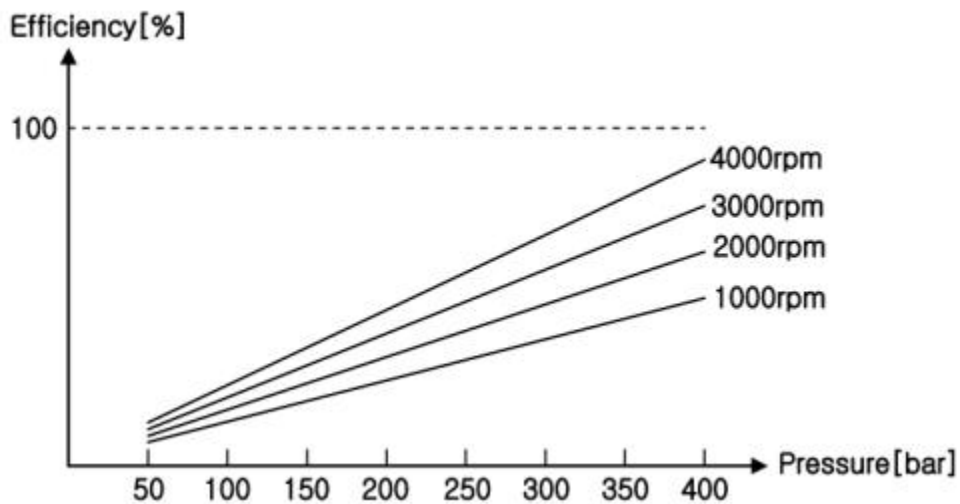


그림 3.4.40 전효율 시험 방법

각 시험방법에 따른 시험결과는 다음과 같다.

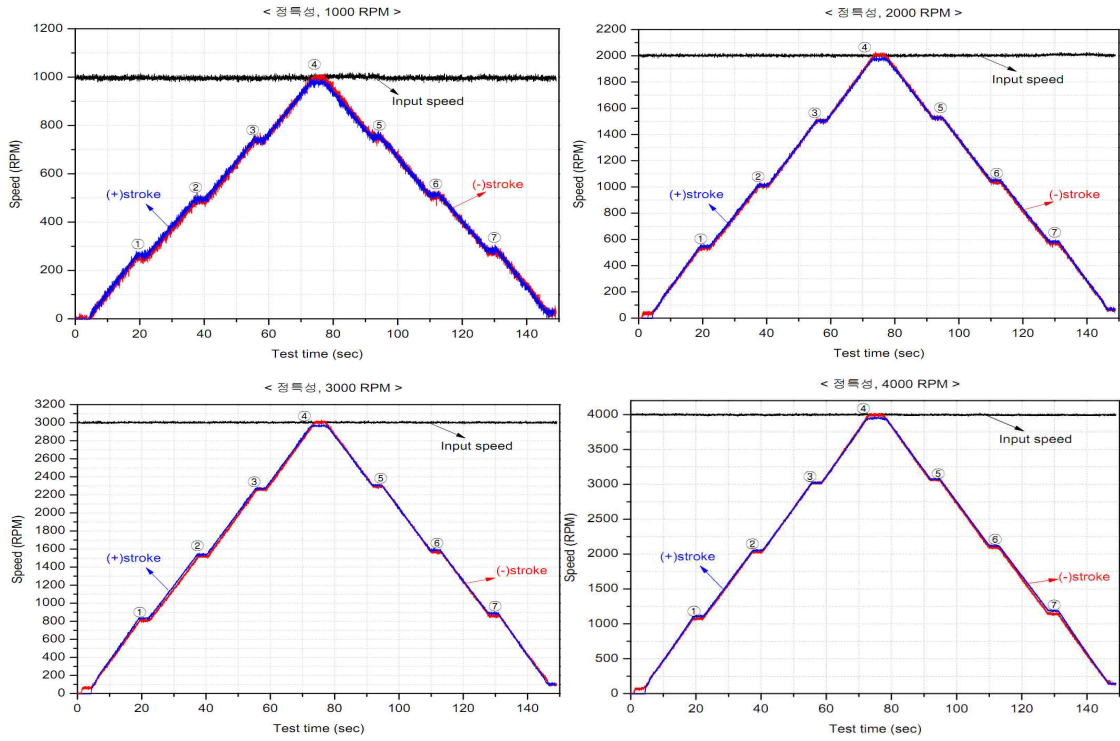


그림 3.4.41 정특성 시험 결과

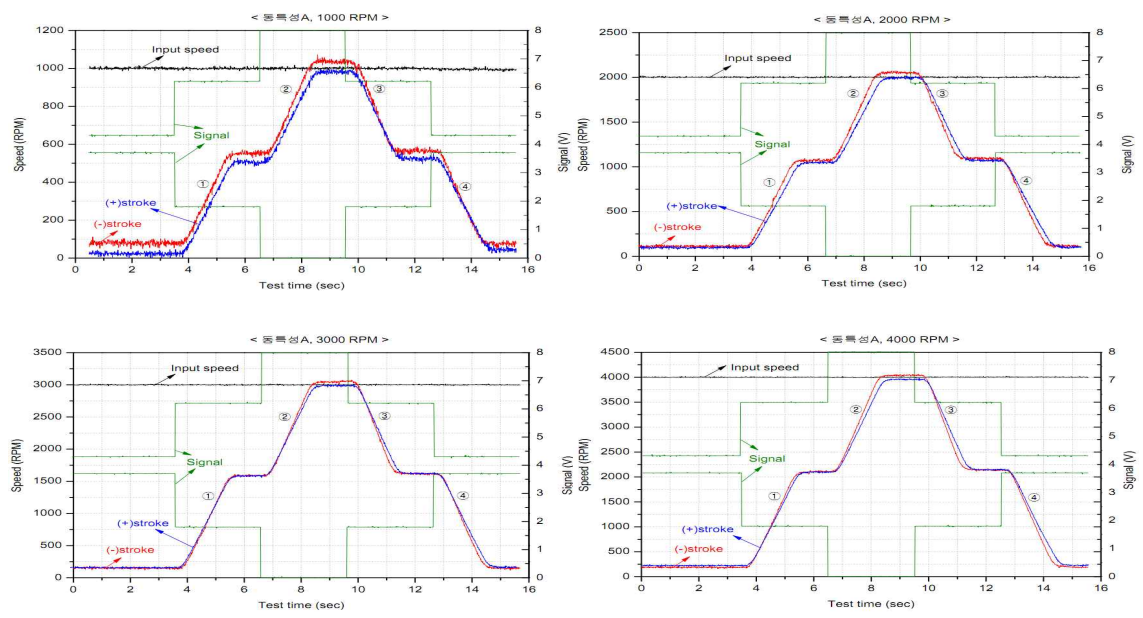


그림 3.4.42 동특성 시험 결과



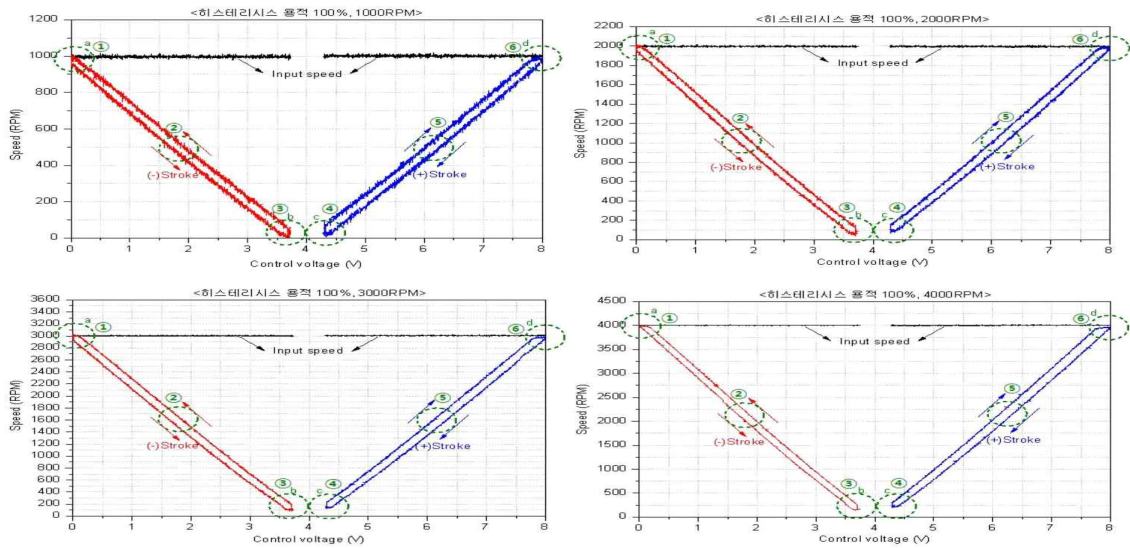


그림 3.4.43 히스테리시스 시험 결과

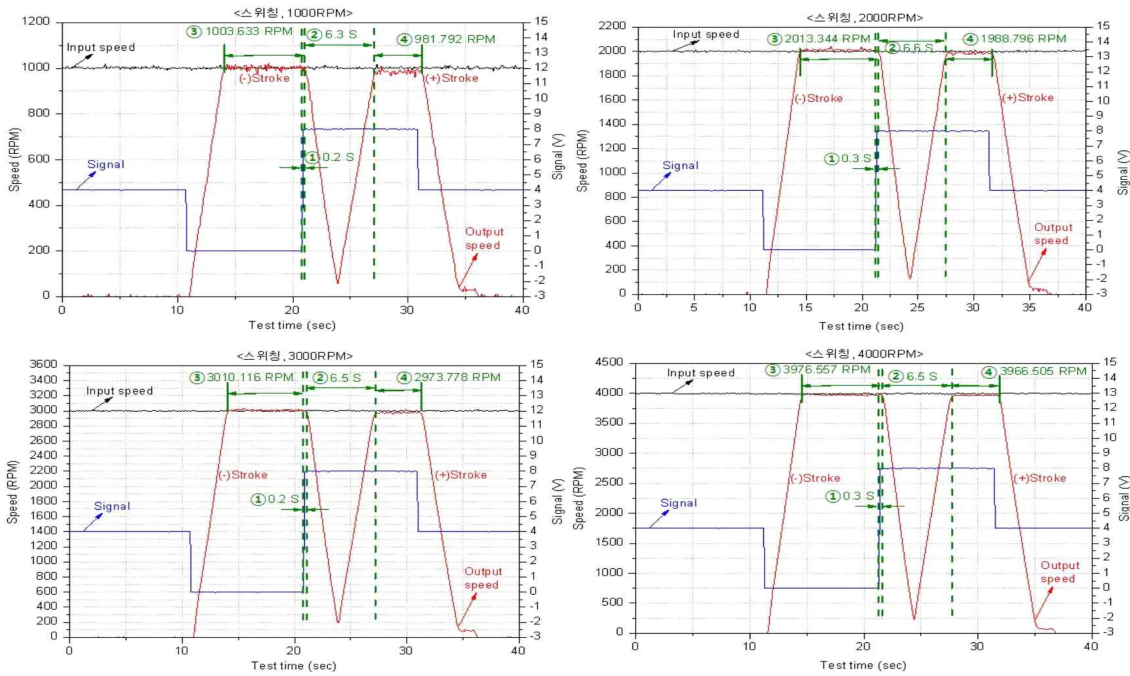


그림 3.4.44 스위칭 싸이클 시험 결과

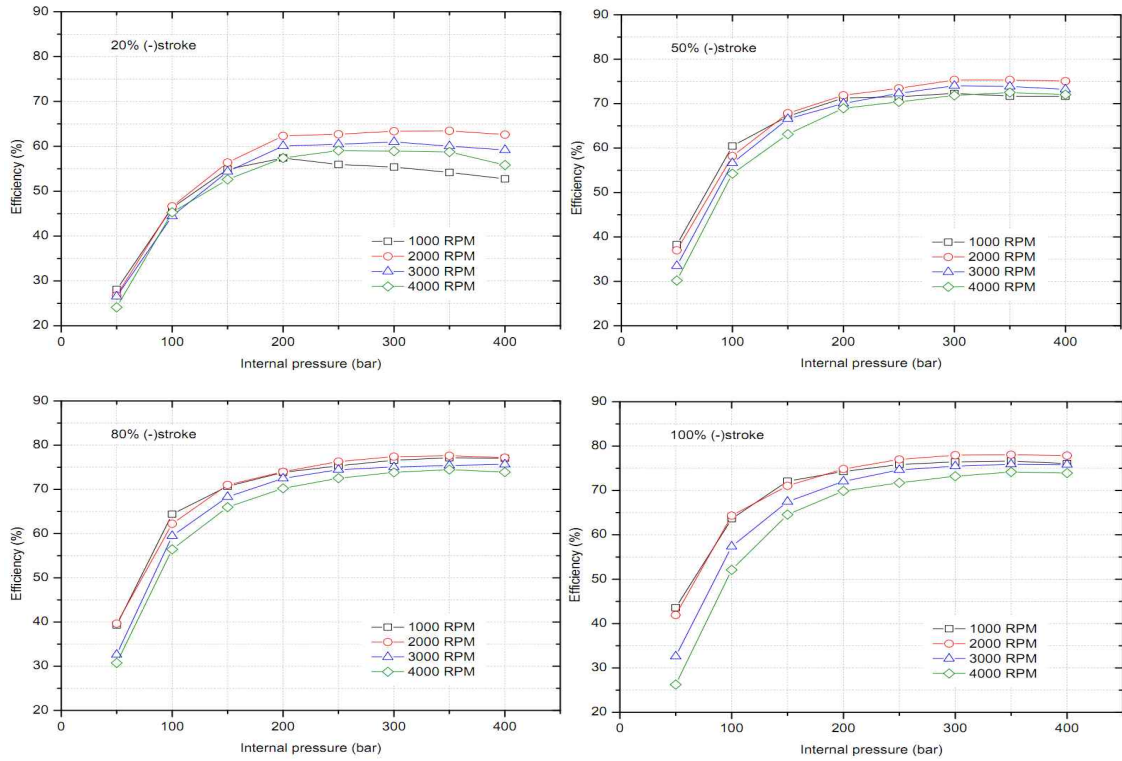


그림 3.4.45 전효율 시험 결과

### 3.4.3.3 변속기 내구수명 평가

변속기 내구시험은 총 3차에 걸쳐 수행되었다. 주된 파손부위는 Diff. 기어의 피니언 기어와 엔진-HST 연결부의 Idle 기어였으며, 주된 파손 원인은 열처리 기준 미달이었다. 1차 시험에서는 피니언 기어의 치합이 대단부(Heel)로 몰려있었으며 비정상적인 피팅파손으로 분석되었고 베어링의 경우 내륜과 외륜에 비정상적인 변색과 변형이 발견되었다. 따라서 기어 치합 검사와 열처리, 심부경도 검사를 수행하여 2, 3차 시험을 수행하였고 최종적으로 목표 수명시간을 달성하였다.

표 3.4.14 변속기 내구수명 평가 결과

구분	차수	시험시간	결과	비고
피니언 기어	1차	138 hr	파손	피팅 발생
	2차	183 hr	파손	피팅 발생
	3차	220 hr	양호	미세 Flanking 외 이상 없음
HST 연결 Idle 기어	1차	122 hr	파손	케이스 불량
	2차	220 hr	양호	케이스 개선



그림 3.4.46 피니언기어 & 테이퍼롤러베어링 3차 시험결과

열처리 검사 성적서 (Heat Treatment Inspection Report)														
BSQ09-01								2009. 11. 01						
수주처 (Customer)	삼공기어공업(주)			LOT No.	외주업체 삼공기어공업(주)		BS9J31-H6-N							
품명 (Item)	PINION GEAR			수량·중량 (Quantity or Weight)	EA									
도면 (DWG. No.)	DS095			경도 (Hardness)	HB 160 - 180									
재질 (Material)	SCM820PRH			외주업체	㈜보성열처리									
열처리 CYCLE (Q.T, NOR, C/A, ANN')				금속조직 사진 [×100(0) × 400( )]										
(Q.T, NOR) (930) °C														
CYCLE ANNEALING (930) °C														
		(A.C)												
NO	검사항목 (Inspection Item)	기준치	외주업체					삼공기어공업(주)						
			측정치					측정치						
			X1	X2	X3	X4	X5	판정	X1	X2	X3	X4	X5	판정
1	경도	HB 160 - 180	179	179	174	174	179	합						
2	조직	F+P	OK											
3	SHDT	녹, 이물질 없을것	OK	OK	OK	OK	OK	합						
4														
5		이하 여백												
비고														
㈜보성열처리	담당	검토	승인	삼공기어공업(주)					담당	검토	승인	판정		
서식QP-1002-02REV. 0				보성열처리				A4(210mm × 297mm)						



그림 3.4.47 열처리 검사성적서 & 표면(좌)/심부(우) 500배 확대 사진

### 3.4.3.4 제어기 내환경성 평가

제어기의 신뢰성 평가는 정전기, 전압의 변동, 정전 등의 외부 환경 변화에 대해 정해진 성능을 유지하거나, 다시 정상적으로 회복할 수 있는지 시험한다. 아래 표와 같이 네 가지 종류의 시험이 각각 KS 규격에 따라 수행되었다. 성능 판단 기준은 시험 중이거나 시험 종료 후에도 당해 기기의 사양에서 정한 성능을 유지하는 상태일 경우 A, 시험 중에는 기기의 성능이 떨어지나 시험 종료 후 정상적으로 동작하는 상태일 경우 B, 기능이 자체 회복 능력이 있거나 제어 동작에 의하여 회복될 수 있을 경우 C로, 일시적인 기능 손실을 허용한다.

표 3.4.15 제어기 내환경성 평가 항목

내용	적용규격	결과
정전기 방전 내성 시험	KS C IEC 61000-4-2:2010	적합
전기적 빠른 과도현상 내성시험	KS C IEC 61000-4-4:2013	적합
서지 내성 시험	KS C IEC 61000-4-5:2015	적합
전압강하, 순시정전 및 전원전압변동 내성 시험	KS C IEC 61000-4-11:2008	적합

정전기 방전 내성시험은 아래 그림과 같이 수행하며, 검사 대상 기기에 간접적으로 정전기를 인가하는 간접인가 시험과, 방전전극팁을 기기에 접촉한 상태에서 전원을 인가하는 직접인가 방식으로 수행되었다.



그림 3.4.48 정전기 방전 내성 시험 사진

표 3.4.16 정전기 방전 내성시험 결과

인가방식	인가부위		방전 방법	평가 (결과/기준)
간접인가	수평 결합면		접촉방전	적합 (A/B)
	수직결합면			적합 (A/B)
직접인가	1	비전도성 외함	기중방전	적합 (A/B)
	2	전도성 외함		적합 (A/B)

전기적 빠른 과도현상 내성시험, 서지 내성 시험, 전압강하, 순시정전 및 전원 전압 변동 내성 시험은 검사 대상 기기의 직류전원 단자에 전원 공급장치를 연결하고, 기준 접지면에 접지가 된 상태로 수행하였다.



그림 3.4.49 전압 변동 내성 시험 사진

표 3.4.17 전압 변동 내성 시험 결과

시험 항목	시험 레벨		평가 (결과/기준)
전기적 빠른 과도현상 내성 시험	+ 버스트		적합 (A/B)
	- 버스트		적합 (A/B)
서지 내성 시험	+ 서지		적합 (A/B)
	- 서지		적합 (A/B)
전압 강하 및 순간 정전 내성 시험	전압 강하	0 1	적합 (A/B)
		40 12	적합 (A/C)
		70 30	적합 (A/C)
	순시 강하	0 300	적합 (B/C)
	전압 변동	70 30	적합 (B/C)

### 3.4.4 고효율 대형 트랙터 실차 신뢰성 평가

#### 3.4.4.1 최대 주행 속도

앞서 개발된 파워트레인 시험장치를 이용하여 트랙터의 실제 주행속도가 시뮬레이션 결과에 부합하는지 확인하였다. 이를 확인하기 위해 HST stroke를 정지 상태에서부터 서서히 증가시키고 부변속 절환 지점에서 다음 변속단으로 변속되도록 하였다. 따라서 차량은 0속에서부터 최대속도까지 증가하게 된다.

이론적인 계산에 따르면 최대차속은 44 km/h로 설계되었다. 그림 1-98, 99는 이론적인 수식으로 계산된 차량의 속도를 HST Stroke 및 HMT 효율로 나타낸 그래프이다. 파워트레인 시험장치를 이용하여 엔진 2500 rpm에서 실제 측정된 차량속도와 이론속도를 그림 1-100에 비교하여 나타냈다. 이론값은 실제 측정값과 정확하게 일치하였고 차량 최고 시속은 약 40 km/h 이상이었다.

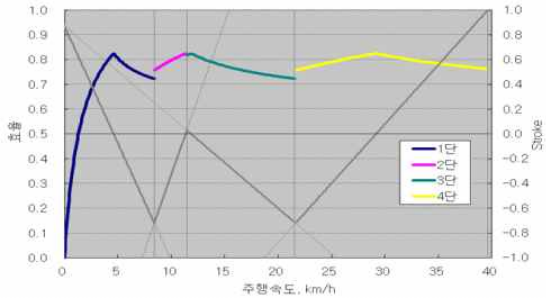


그림 3.4.50 2000 rpm 이론 속도 및 효율

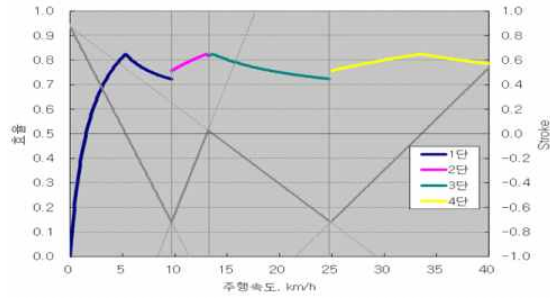


그림 3.4.51 2300 rpm 이론 속도 및 효율

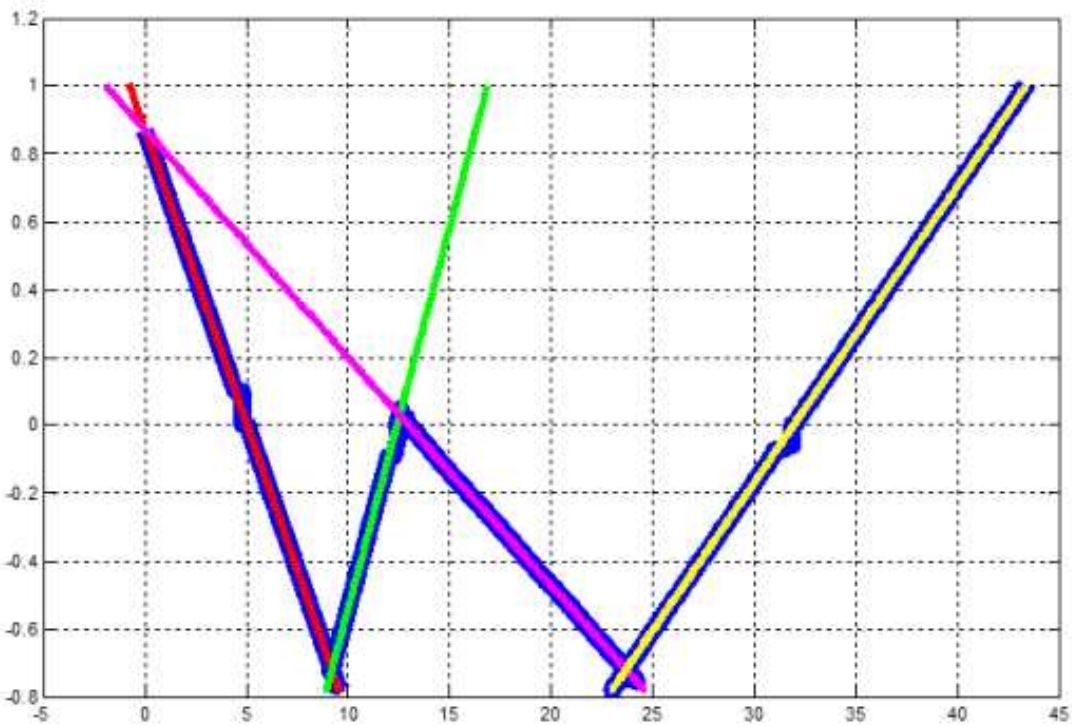


그림 3.4.52 엔진 2500 rpm에서의 HST Stroke에 따른 차량 속도  
(굵은선 : 계측값, 얇은선 : 계산값)

### 3.4.4.2 최대 견인력

트랙터의 성능 중 가장 중요한 요소는 견인력이다. 개발된 HMT 시스템에서 출력할 수 있는 견인력이 충분한지 확인하기 위해 파워트레인 시험벤치를 이용하여 견인력 시험을 수행하였다. 견인력 시험은 구동모터에서 엔진의 정격속도인 2300 rpm, 정격토크인 300 Nm 에서 나타나는 출력축의 토크를 측정하여 평가하였다. 최대 견인 출력은 다음과 같이 59.58kW로 측정되었으며, 견인 출력은 견인력과 차량 속도의 곱으로 표현할 수 있으므로, 차량 속도가 약 7.5km/h인 것을 고려하면, 견인력은 약 28.6kN을 달성했음을 알 수 있다.

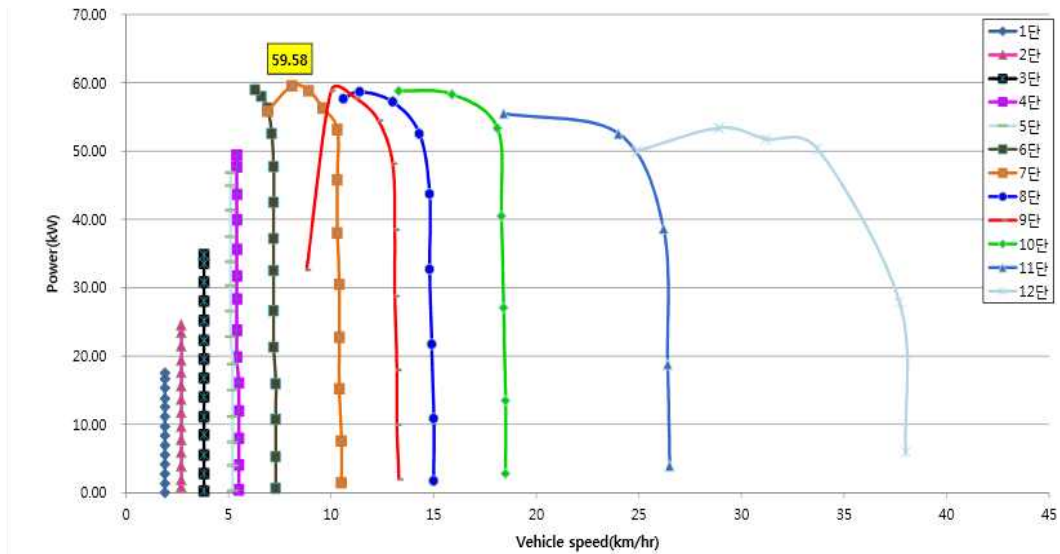


그림 3.4.53 견인 출력 곡선

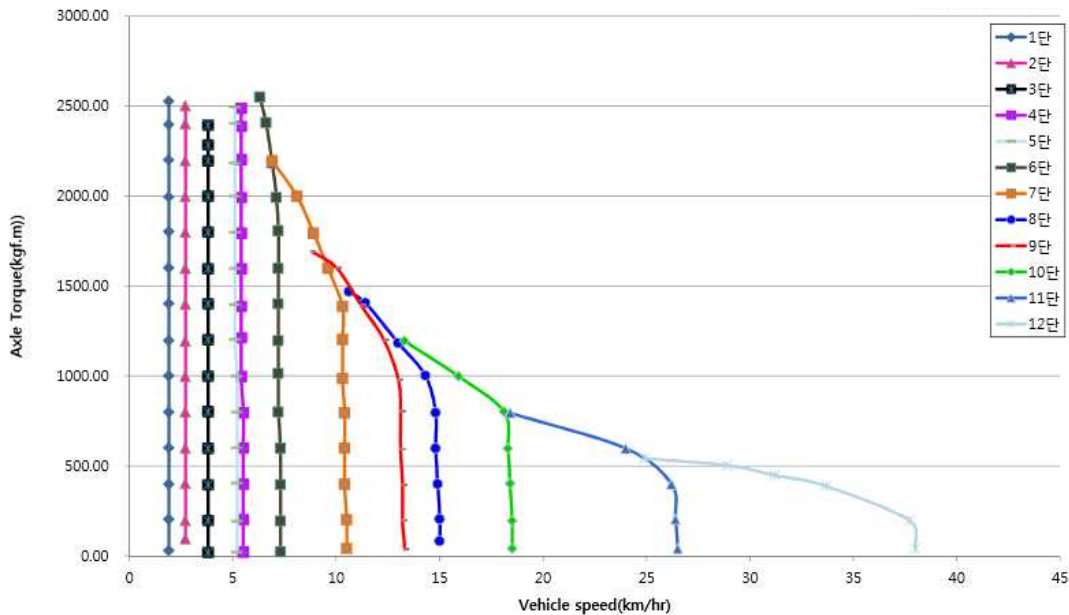


그림 3.4.54 견인 토크 곡선

### 3.4.4.3 파워트레인 효율

HMT 시스템은 HST와 유성기어의 조합에 의해 효율이 결정된다. HMT 시스템 효율 검증은 파워트레인 시험벤치에서 수행하였고 시험은 출력축 토크를 일정하게 유지한 상태에서 부변속 1단에서부터 4단까지 순차적으로 진행하였다. 그림 3.4.55는 엔진회전수 1200 rpm, 300 Nm에서 측정된 효율을 나타낸 것으로 시스템 효율이 약 85% 수준을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 1단에서의 효율이 낮은 이유는 HST의 경우 내부 압력이 높아질수록 효율이 향상되는데 출력축 부하가 300 Nm 일 경우 HST의 내부 압력이 부족하기 때문에 효율이 낮은 것으로 판단된다. 그림 3.4.56는 부변속 1단에서 부하에 따라 측정된 효율을 나타낸 것으로 부하에 따라 효율이 상승하는 것을 확인할 수 있다.



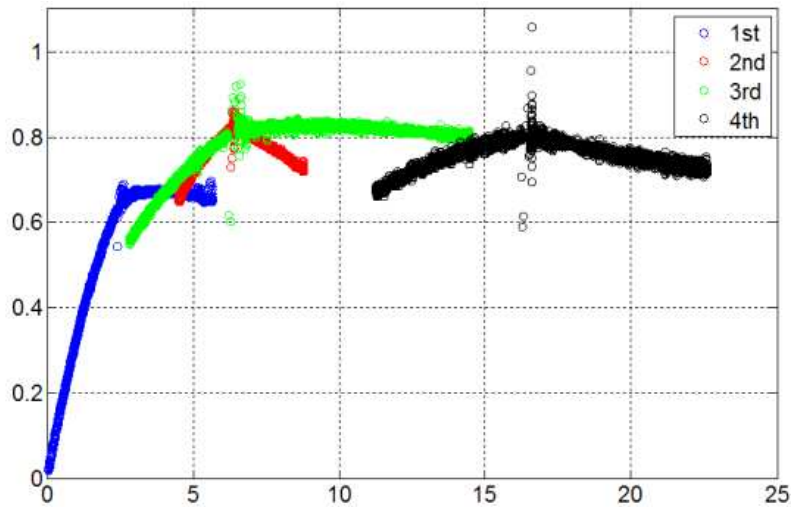


그림 3.4.55 HMT 시스템 효율 시험 결과  
(x축: 차량속도 (km/h), y축: HST 스트로크)

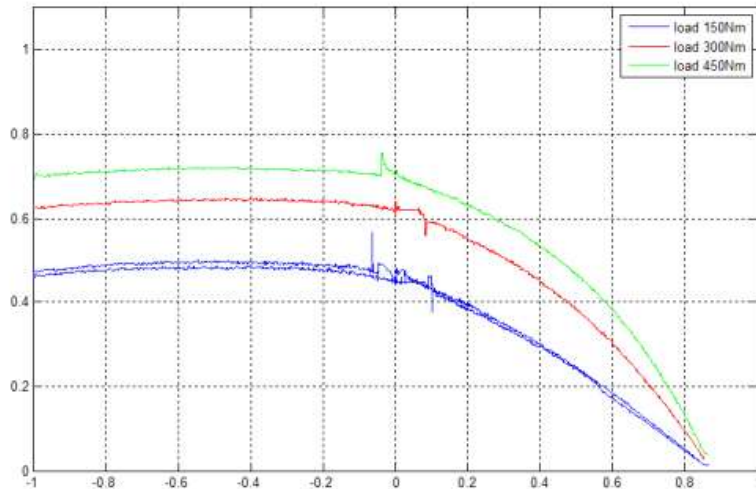


그림 3.4.56 부하에 따른 부변속 1단 효율시험결과  
(x축: 효율, y축: HST 스트로크)

#### 3.4.4.4 파워트레인 열평형 온도

파워트레인이 열평형을 이루는지 검토하기 위해 가장 작업이 많이 이루어지는 영역인 10 km/h 대에서의 오일온도를 측정하여 온도가 수렴하는지 검증하였다. 이때의 엔진회전수는 Max로 하였으며 PTO는 2단이었고 대기온도는 30℃ 였다. 그림 3.4.57은 시간에 따른 오일온도를 나타낸 것으로 온도가 80℃ 미만에서 수렴하는 것을 알 수 있고 표 3.4.18은 시험결과를 각각 항목에 따라 나타낸 것이다.

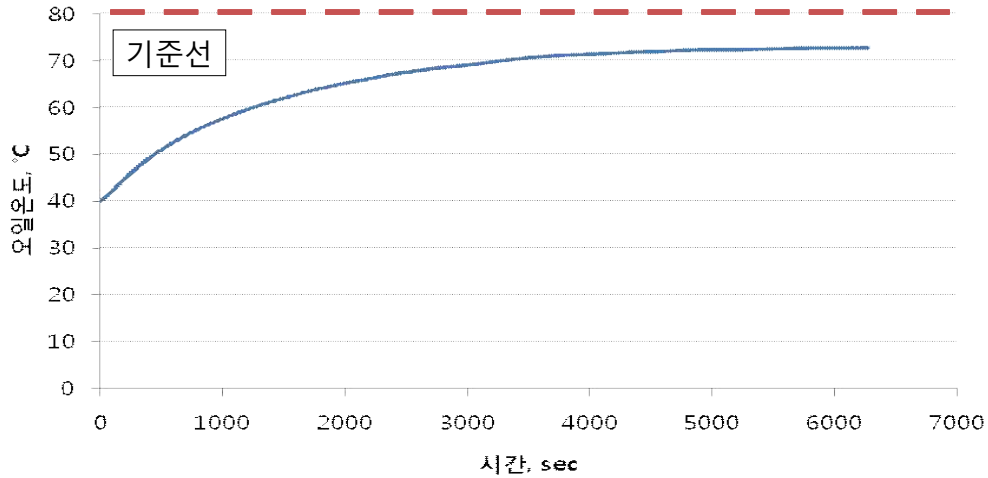


그림 3.4.57 열평형 시험 결과 그래프

표 3.4.18 파워트레인 열평형 시험 결과

측정 시간	E/G회전수	PTO 토크	PTO 출력	대 기	냉각 수 구	기수차 (68도 이하)	엔진 오일	기유차 (85도 이하)	TM오 일	연 료	
hr : min	RPM	N·m	PS	온 도 °C							
10:50	정격	2200	294	84.8	39.4	40.1	0.7	40.5	1.1	40.1	40.1
10:55		2200	295	84.9	39.9	55.1	15.2	60.2	20.3	55.1	40.2
11:00		2200	296	84.9	40.7	65.5	24.8	73.6	32.9	62.2	40.3
11:05		2200	295	84.9	41	78.5	37.5	85.5	44.5	65.5	40.3
11:10		2200	295	84.9	41.3	86.1	44.8	95.5	54.2	67	40.1
11:15		2200	294	84.8	41.7	90.1	48.4	105.5	63.8	70.1	40.4
11:20		2200	295	84.9	41.9	92.1	50.2	107.1	65.2	72.2	40.1
11:25	최대	1500	351	76.2	40.8	95.1	54.3	109.1	68.3	73.1	40
11:30		1500	351	76.2	39	93.5	54.5	119	80	73.2	40.3
11:35		1500	349	76.2	37.9	92.5	54.6	116.9	79	72.9	40.1
11:40		1500	350	76.2	37.5	92.2	54.7	116	78.5	73.1	40.2
11:45		1500	349	76.2	37.2	91.9	54.7	115.2	78	72.9	40.2
11:50		1500	350	76.2	37.1	91.8	54.7	114.7	77.6	73	40.3
11:55		1500	350	76.2	37.1	91.8	54.7	114.6	77.5	73	40.3

### 3.4.4.5 트랙터 안정성 시험

안정성 시험을 통해 위험 우려가 있는 부위에 대한 안전장치, 안전방호장치 및 안전표시 등과 중심 위치 및 전도각을 확인하였다. 안전장치, 안전방호장치 및 안전표시에 대한 확인은 농업기술실용화재단의 기술지도검정 기준에 의하여 수행되었으며, 트랙터에서 사용자에게 위험을 끼칠 우려가 있는 부위에 대해 점검한 결과를 아래 성적서와 같이 표기하였다.

<b>6.2 안전성시험</b>	
6.2.1 가동부의 방호	
· 커버	4환구동연결축
· 내장	플라이휠, 주틀리치
· 보닛	냉각팬, 충전발전기, 벨트 및 풀리
6.2.2 안전장치	
· 시동 안전장치	주틀리치 "끊음" 및 PTO작동스위치 "OFF" 상태에서에만 시동되는 구조임
· 승강부 강하방지장치	유압잠금다이얼
· 원동기정지장치	시동/정지스위치
6.2.3 운전석 및 작업장소	
· 승강용 손잡이	
손잡이 위치	캡 전방 좌·우 프레임
손잡이 형상	C자형
· 승강용 발판	
바닥형상	요철고무
최하단발판높이	540 mm
· 운전좌석	
원충장치	원충스프링
전·후조절범위	120 mm
· 전락방지장치	좌석 좌·우 팔걸이 및 좌석벨트

그림 3.458 안전성 시험 결과 (1)

트랙터의 중심위치 측정시험은 트랙터의 무게중심 또는 정적 횡전도각을 확인하는 것을 목적으로 트랙터의 안정성과 관련이 있다. 트랙터는 부가중량을 부착하지 않은 상태에서 운전석에 운전자 대신 75 kg의 중량물을 적재하고, 연료탱크에 연료를 가득 채우고 윤활유, 작동유 및 냉각수는 규정량을 채운 상태에서 측정한다. 중심위치 측정은 지면 반력을 이용하는 방법으로 수행되었으며, 수평 위치, 한쪽 끝을 들어 올린 경사 위치에서, 다른 쪽 끝을 들어 올린 경사 위치에서 트랙터의 지면반력을 측정하여 계산한다. 횡전도각은 아래 그림과 같이 트랙터를 평평한 상태에서부터 횡방향으로 경사 각도를 점차 증가시켜 높은 쪽 바퀴가 지면에서부터 떨어지기 시작하는 상태의 각도를 측정한다.

· 보호구조물	형식 형식명 검정번호	캡형 P100CA 11-M-3-269
· 좌석벨트		2점식지식
6.2.4 운전·조작장치		
· 시동 스위치	시동/정지방향	시동방향 : 시계방향 정지방향 : 반시계방향
· 제동장치 작동방향	주·정차제동장치	주차제동장치 : 레버(상방향) 정차제동장치 : 페달(하방향)
· 페달류의 미끄럼방지 구조	주클러치페달 브레이크페달 가속페달	요철고무 요철고무 요철플라스틱
· 차동잠금장치		버튼식으로 "ON"상태에서만 작동되는 구조임
6.2.5 계기장치		
· 부착장치		기관회전속도계, 연료계, 주행속도계, 냉각수온도계, 사용시간계
· 야간조명장치		배면등
· 경고등 및 감지장치		배터리충전 표시등, PTO작동 표시등, 4륜구동연결 표시등, 냉각수 경고등, 차동잠금 표시등, 주유표시등, 예열 표시등,DPF작동표시등, 엔진오일압력 경고등
6.2.6 고온부의 방호		
· 커버		매기매니폴드, 소음기 및 매기관
6.2.7 축전지의 방호		
· 설치위치		보닛 내 전방
· 고정방식		볼트 및 브래킷
6.2.8 안정성		
· 시험결과		좌·우 30° 경사에서 전도되지 않음

· 전문하중배분비	39.9 %																																																																	
6.2.9 등화장치																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>종류</th> <th>부착위치</th> <th>등광색</th> <th>개수</th> <th>전구규격</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">전조등</td> <td>보닛 전방 좌·우(상)</td> <td rowspan="2">백색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 60 W</td> </tr> <tr> <td>보닛 전방 좌·우(하)</td> <td>2개</td> <td>12 V - 55 W</td> </tr> <tr> <td>후미등</td> <td>좌·우 후륜펜더 후방</td> <td>적색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 0.1 W</td> </tr> <tr> <td>제동등</td> <td>좌·우 후륜펜더 후방</td> <td>적색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 4 W</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">방향지시등</td> <td>캡 전방 중앙 좌·우</td> <td rowspan="2">황색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 16 W</td> </tr> <tr> <td>좌·우 후륜펜더 후방</td> <td>2개</td> <td>12 V - 21 W</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">비상정멸등</td> <td>캡 전방 중앙 좌·우</td> <td rowspan="2">황색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 16 W</td> </tr> <tr> <td>좌·우 후륜펜더 후방</td> <td>2개</td> <td>12 V - 21 W</td> </tr> <tr> <td>차폭등</td> <td>캡 전방 중앙 좌·우</td> <td>백색</td> <td>2개</td> <td>12 V - 1.8 W</td> </tr> <tr> <td>저속차량표시등</td> <td>캡 좌측 후방 상단</td> <td>황색</td> <td>1개</td> <td>12 V - 0.8 W</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">작업등</td> <td>캡 상단 전·후방</td> <td rowspan="3">백색</td> <td>4개</td> <td>12 V - 37.5 W</td> </tr> <tr> <td>캡 전방 중앙 좌·우</td> <td>2개</td> <td>12 V - 37.5 W</td> </tr> <tr> <td>보닛 전방 좌·우</td> <td>2개</td> <td>12 V - 35 W</td> </tr> <tr> <td>야간반사판</td> <td>좌·우 후륜펜더 후방</td> <td>적색</td> <td>2개</td> <td>Ø 50 mm</td> </tr> </tbody> </table>	종류	부착위치	등광색	개수	전구규격	전조등	보닛 전방 좌·우(상)	백색	2개	12 V - 60 W	보닛 전방 좌·우(하)	2개	12 V - 55 W	후미등	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	12 V - 0.1 W	제동등	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	12 V - 4 W	방향지시등	캡 전방 중앙 좌·우	황색	2개	12 V - 16 W	좌·우 후륜펜더 후방	2개	12 V - 21 W	비상정멸등	캡 전방 중앙 좌·우	황색	2개	12 V - 16 W	좌·우 후륜펜더 후방	2개	12 V - 21 W	차폭등	캡 전방 중앙 좌·우	백색	2개	12 V - 1.8 W	저속차량표시등	캡 좌측 후방 상단	황색	1개	12 V - 0.8 W	작업등	캡 상단 전·후방	백색	4개	12 V - 37.5 W	캡 전방 중앙 좌·우	2개	12 V - 37.5 W	보닛 전방 좌·우	2개	12 V - 35 W	야간반사판	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	Ø 50 mm
종류	부착위치	등광색	개수	전구규격																																																														
전조등	보닛 전방 좌·우(상)	백색	2개	12 V - 60 W																																																														
	보닛 전방 좌·우(하)		2개	12 V - 55 W																																																														
후미등	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	12 V - 0.1 W																																																														
제동등	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	12 V - 4 W																																																														
방향지시등	캡 전방 중앙 좌·우	황색	2개	12 V - 16 W																																																														
	좌·우 후륜펜더 후방		2개	12 V - 21 W																																																														
비상정멸등	캡 전방 중앙 좌·우	황색	2개	12 V - 16 W																																																														
	좌·우 후륜펜더 후방		2개	12 V - 21 W																																																														
차폭등	캡 전방 중앙 좌·우	백색	2개	12 V - 1.8 W																																																														
저속차량표시등	캡 좌측 후방 상단	황색	1개	12 V - 0.8 W																																																														
작업등	캡 상단 전·후방	백색	4개	12 V - 37.5 W																																																														
	캡 전방 중앙 좌·우		2개	12 V - 37.5 W																																																														
	보닛 전방 좌·우		2개	12 V - 35 W																																																														
야간반사판	좌·우 후륜펜더 후방	적색	2개	Ø 50 mm																																																														
6.2.10 기타																																																																		
· 매기관 설치위치	캡 우측 전방																																																																	
· 후시경 부착위치	캡 전방 좌·우, 운전석 우측 전방																																																																	
· 경음기 부착위치	보닛 내 전방																																																																	

그림 3.4.59 안전성 시험 결과 (2)



그림 3.4.60 중심 위치 측정 시험



그림 3.4.61 횡전도각 측정 시험

6.2.1 중심위치시험

시험성적

· 중심위치

지면에서 무게중심까지 수직거리	990 mm
뒷차축 중심에서 무게중심까지 수평거리	914 mm
기체 종방향 중앙면에서 무게중심까지 수평거리	좌측으로 12 mm

· 정적횡전도각

· 이론 정적횡전도각

(좌)	37.9°
(우)	38.8°

그림 3.4.62 중심위치 및 정적 횡전도각 측정 결과

### 3.4.4.6 운전자 소음

운전석에서의 소음 측정을 위해서는 트랙터에 의해 발생하는 소리의 간섭을 받지 않도록 견인력을 위한 부하장치(견인식 동력계)는 트랙터와 3 m 정도 떨어지게 연결하고 캡이 장착된 트랙터의 경우는 문, 창문 등과 같은 모든 개폐부는 닫은 상태에서 실시한다. 소음측정기의 마이크로폰은 트랙터 진행방향을 향하도록 하고 좌석의 중심면에서 소음이 크게 발생하는 쪽으로 좌측 또는 우측에 설치하는데, 그 중심은 좌석 기준점에서 측방향으로 250 mm, 상방향으로 790 mm, 전방향으로 150 mm 지점에 위치하도록 한다. 좌석은 전후 및 상하조절장치의 중간에 위치하도록 하여야 하며 좌석의 완충장치는 그 이동범위의 중간에 위치하게 한다. 또한, 마이크로폰은 과도하게 진동하지 않도록 고정설치 하여야 한다. 소음측정은 조속레버를 기관 정격회전 속도에서 최대 출력을 얻을 수 있는 위치로 하고 무부하 상태에서 부하를 증가시켜 트랙터의 부하가 안정된 상태에서 발생하는 최대 소음값을 측정한다. 소음값은 견인 성능시험 중 최대견인출력, 최대견인력 및 7.5 km/h 에 가장 가까운 이론주행속도의 속도단수에서 측정된 각각의 최대소음으로 기록한다. 운전자 소음은 TES1353 장비를 이용하여 주변 소음 55dB의 개방된 건조한 아스팔트 노면에서 아래 표와 같이 측정되었으며, 각각의 경우에 대해 개발 목표인 80dB를 만족하였다.

표 3.4.19 운전석 소음 측정 결과

		1회		2회		3회		평균 (dB)
		좌 (dB)	우 (dB)	좌 (dB)	우 (dB)	좌 (dB)	우 (dB)	
정차	IDLE	66.0	65.0	65.8	64.2	66.2	64.6	<b>65.3</b>
	최대출력 RPM	79.7	79.5	80.0	80.0	80.4	79.9	<b>79.9</b>
7.5km/h		80.3	79.3	80.0	79.2	80.5	79.6	<b>79.8</b>

## 제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

### 4.1 연도별 연구목표 및 달성도

구분	세부연구개발 목표		연구개발 수행내용	달성도
1차 년도 (2012)	1세부	대형 트랙터 플랫폼, 요소부품 설계	벤치마킹을 통한 시스템 설계	100%
		ECU 제어로직 분석	벤치마킹을 통한 제어로직 분석	100%
		사용자 인터페이스 설계	벤치마킹을 통한 장단점 분석	100%
	1협동	대형트랙터 동적 모델 개발	핵심부품 시스템 기본 모델 개발	100%
		MCU/TCU 및 전자부품 설계	회로 설계	100%
	2협동	작업기 제어 시스템 및 요소부품 설계	벤치마킹 및 개념 설계	100%
		유압 액추에이터 개발	벤치마킹 및 도면 작성	100%
	3협동	신뢰성 평가 기준 정리	해외 사례 분석	100%
		적합성 분석	국내 적용 적합성 분석	100%

구분	세부연구개발 목표		연구개발 수행내용	달성도
2차 년도 (2013)	1세부	주요 요소부품 개발 및 안정성 평가	Proto 개발 및 성능 검증	100%
		Vehicle calibration 시스템 개발	시스템 적합성 분석 및 Calibration	100%
		사용자 인터페이스 시제품 개발	인체공학적 설계 및 시제품 개발	100%
		조작부의 시계성, 조작성 평가	시계성을 고려한 설계 및 분석	100%
	1협동	HMT 유압제어 시스템 상세 모델링	SimulationX를 통한 유압제어시스템 상세 모델링	100%
		HMT 동력전달 시스템 해석 및 동력제어 알고리즘 개발	Matlab을 이용한 시스템 해석 및 동력제어 알고리즘 개발	100%
		엔진-HMT 통합제어 알고리즘 개발 및 시뮬레이터를 이용한 성능 평가	엔진-HMT통합제어 알고리즘 개발 및 시험벤치를 통한 통합제어 알고리즘 검증 및 평가	100%
		MCU/TCU, 전자부품 신뢰성 검증	시제품 제작 및 검증	100%
	2협동	시제품 개발 및 제어시스템 검증	시제품 제작 및 검증	100%
		유압 액추에이터 성능 검증	시제품 제작 및 검증	100%
	3협동	신뢰성 평가 기술 개발	신뢰성 평가 기술 제시	100%
		해외 검증 및 기존 평가기준 개정 검토	개정 검토	100%



구분	세부연구개발 목표		연구개발 수행내용	달성도
3차 년도 (2014)	1세부	실차 설계 및 실용화 기술 개발	설계도면 제작 및 차량 개발	100%
		실차 성능 검증 및 최적화	실차 성능 평가 및 개선	100%
		성능 시험 기준 개발	단품 시험장치를 통한 성능 시험 수행	100%
		사용자 인터페이스 최적화	사용자 인터페이스 개선 및 적용	100%
	1협동	통합제어 알고리즘 개발 및 최적화	제어 알고리즘 수정 및 보완을 통한 최적화	100%
		전자부품 신뢰성 검증 및 최적화	신뢰성 검증 및 개선	100%
	2협동	실차 적용 및 시스템 최적화	신뢰성 검증 및 개선	100%
		유압 액추에이터 실차 적용 및 실용화	신뢰성 검증 및 개선	100%
	3협동	신뢰성 평가 기준 성능평가	평가기준 제시 및 신뢰성 평가	100%
		신뢰성 평가 기준 표준화 개발	표준화 검토	100%

## 4.2 관련분야 기여도

### 4.2.1 전자제어 대형트랙터 플랫폼 및 시스템 통합기술 개발

전자제어 대형트랙터는 전자식 엔진과 무단변속기, 전자유압시스템으로 구성된다. 각 시스템은 CAN 통신을 활용하여 서로의 상태를 파악하고 최적 시스템 제어가 가능하도록 설계되었다. 엔진은 전자제어가 가능하고 Tier IV 배기가스 규제에 대응 가능한 Tier IV 엔진으로 하였으며 무단변속기는 HMT(Hydrostatic Mechanical Transmission) 방식으로 하여 큰 토크를 전달할 수 있도록 하였다. 전자유압시스템은 작업기 승하강 장치 및 각종 센서를 개선하여 성능을 큰 폭으로 향상시켰다. 각 시스템은 통합된 플랫폼 위에 동시에 장착되었으며, 하나의 완성된 차량 시스템으로 개발되었다. 개발된 시스템은 성능 평가를 위해 다양한 시험장치들을 이용하였으며 이를 통해 요소부품 단위 및 각 시스템의 검증을 완료하였다. 또한 완성된 차량을 이용하여 주행 및 포장작업을 수행하였고 이를 통해 통합 시스템의 작동성을 확인하였다. 전자제어 대형트랙터 플랫폼 및 시스템 통합기술은 향후 개발될 다양한 전자식 엔진과 자동변속기, 전자유압시스템의 플랫폼에 적용이 가능하며, 본 연구에서 개발된 요소부품 및 시스템 기술은 해당 모델에 적합한 핵심부품을 선정하고 개발하는데 기여가 가능할 것이다.

### 4.2.2 고효율 대형트랙터 시뮬레이터 및 최적동력제어 알고리즘 개발

대형트랙터의 통합제어를 위해 동력전달시스템의 모델링을 수행하였다. 이를 위해 엔진 모델을 제시하고 최적성능곡선을 제시하였다. 무단변속기의 핵심요소인 HSU의 모델링을 수행하고 효율을 고려할 수 있는 맵을 입력하였다. HSU 모델은 무단변속기 변속제어의 핵심인 Stoke 제어에 활용되었고 이를 통해 차량 주행성능을 예측할 수 있었다. 레버 해석을 이용하여 복합유성기어의 속도 및 토크를 분석하였다. 부변속 클러치를 모델링하여 무단변속시스템에 추가적인 변속비를 고려할 수 있도록 하였다. 유압제어 시스템을 모델링하여 실제 시스템에서 발생하는 응답지연, 효율, 제어 특성을 해석할 수 있도록 하였다. 개발된 전체 모델은 AMESim과 MATLAB/Simulink에서 구현되었고 이들의 연동 시뮬레이션 기능을 이용하여 소프트웨어만으로 차량 제어 성능을 예측할 수 있는 환경을 구축하였다. 구축된 시뮬레이터와 동특성 해석 방법인 네트워크 해석을 이용하여 시스템의 특성을 분석하였다. 이를 통해 다양한 조건에서의 시스템 효율을 검토하였고 이때 시스템 효율의 최적 선도를 이용하여 엔진 최적제어 기법인 OOL제어를 통한 최적 동력제어 알고리즘을 보완하였다.

제어 알고리즘은 부하 변동에 대해서도 엔진속도를 유지하는 기능과 차량 속도를 유지하는 기능으로 구분하였다. 각각의 알고리즘은 통합제어 시뮬레이션 모델을 이용하여 검토하였고 벤치시험을 수행하여 검증하였다. 실제 시험에서 나타난 결과는 해석 상의 결과와 잘 일치하였고 이를 통해 해석 모델의 유효성과 시뮬레이션을 이용한 차량제어 기법을 확보할 수 있었다. 최적동력제어 알고리즘으로 구현된 연비는 평균적으로 전체 효율을 23.7% 감소시킬 수 있었으며, 이는 기존에 OOL 제어만 수행해왔던 최적제어 기법보다 7.6% 향상된 수치였다. 따라서 최적동력제어 알고리즘은 사용자에게 최적의 연비를 제공하여 작업 효율을 최적화하고 연료 소비를 최소화할 것으로 기대된다. 또한 확보된 시뮬레이션 모델은 그동안 시험으로 검증해왔던 많은 요소들을 해석상으로 구현함으로써 개발 기간 단축 및 비용 절감에 기여할 수 있을 것으

로 판단된다.

부하 계측 시스템을 이용하여 포장작업별 작업 사이클을 생성하고 트랙터의 성능 평가를 위한 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 부하 계측 시스템으로 측정된 자료를 모드 분석법에 적용하여 작업환경 및 부하 변동을 분석하였으며, 통계적 기법을 이용하여 트랙터의 포장작업을 체계적으로 표현할 수 있는 작업 사이클을 개발 및 평가하였다. 또한 플라우 경운, 로타리 경운을 시간당 작업면적으로, 베일러 작업은 시간당 생성 베일 무게를 이용하여 작업효율을 분석하였다. 개발된 트랙터 시뮬레이션 모델은 포장 작업별 작업 사이클을 적용하여 토크 및 연료소모량을 통계적 기법을 이용하여 검증하였으며 포장 작업별 소요 동력당 연료소모량을 계산하여 연비평가를 실시하였다. 개발된 작업 사이클은 대체적으로 트랙터 작업 특성을 잘 반영하고 있었으며 최적화를 통해 트랙터 실내 성능평가에 활용 가능하다고 판단하였다.

### 4.2.3 작업기 제어시스템 개발 및 최적화

전자유압시스템은 이전까지 단순히 단품 단위로 설계해왔던 프로세스를 벗어나 CAN 통신을 활용하여 다른 시스템 간의 연동제어가 가능하도록 설계되었다. 특히 농업용 트랙터에 적용되는 전기전자 기술과 정밀한 센서는 단순히 유압밸브를 On/Off만 수행했던 이전 시스템과 다르게 비례제어를 통해 보다 정밀한 시스템 제어가 가능하다. 따라서 전자유압제어의 중요한 편의 기능인 위치제어, 수평제어, 경심제어 등의 모든 영역에서 기능을 발전시켰다.

제어시스템은 전자제어부, 유압회로 및 실린더, 3점링크 및 작업기, 센서부, 조작장치로 구성하였다. 조작장치는 운전자가 각종 다이얼을 조작하여 보다 편리하게 설계되었으며 전자제어부는 하드웨어를 보다 정밀하게 제어할 수 있도록 다양한 센서로 부터 시스템의 상태를 파악할 수 있도록 하였다. 각 제어기능은 알고리즘 순서도로 제시되었으며 시스템의 정밀한 상태를 파악할 수 있도록 센서도 개선하였다. 또한 자체적인 전자유압 컨트롤러를 개발하였고 밸브가 장착되는 밸브블럭을 개발하여 기존 장치보다 원가를 저감할 수 있도록 개선하였다. 유압실린더는 기존의 1실린더 방식이 아닌 2실린더 방식으로 하였으며 자체 성능 평가를 수행하여 시스템의 정밀도를 검증하였다. 또한 실차에 장착하여 다양한 검증 시험과 포장 시험을 수행하였고 추가적으로 시스템을 개선하여 최적의 성능을 달성할 수 있도록 하였다. 이러한 연구결과는 고착화되어 있던 트랙터 전자유압장치의 기능개선에 기여할 수 있으며 대형트랙터에 적용되는 대용량 유압실린더 분야에도 기여할 수 있을 것이다. 또한 수평제어, 경심제어, 견인력제어 등의 고품의성 제어기술은 사용자의 작업능률을 향상시켜 보다 안락한 작업이 가능하도록 할 것이다.

### 4.2.4 대형트랙터 신뢰성 평가 및 평가기술 개발

대형트랙터의 신뢰성 평가 기술 확보를 위해 표준 시험 코드를 비교하고 안전요인을 고려한 시험코드 개선안을 추천하기 위해 농업 트랙터의 동향을 분석하였다. 시험환경의 차이, 측정오차, 실험 과정을 고찰하기 위해 주요 표준 개발 기구 (SDOs)의 농업 트랙터 표준 평가 절차 및 코드를 수집하여 비교하였다.

가시성 측정 시스템은 ISO 5006, ISO 5721-1 표준에 의거하여 설계하고 측정하였다. 제시된 가시성 평가는 트랙터 작업자에게 적절하고 안전한 작업을 할 수 있도록 하는 효과적인 방법

이다. 공식적인 평가 과정에서 이 가시성 평가 방법이 포함된다면 트랙터 제조업체에 도움을 줄 수 있을 것이다. 트랙터 작업자에게 가해지는 진신진동을 측정하기 위해 ISO 5008, ISO 2631-1에 따라 시스템을 설계하고 평가하였다. 이를 바탕으로 진신 진동 평가절차가 한국 공식 트랙터 평가 기관에서 시행될 수 있도록 고려해야 하고, 국내와 국제 규정에 대응하며 시장 경쟁력을 향상시켜야 한다.

트랙터의 신뢰성 평가를 위해 핵심요소부품 단위별 평가를 수행하였다. 클러치의 내구 시험과 HST 시험, 변속기 내구 시험, 제어기 내환경성 평가를 수행하였고 모든 부품은 목표 신뢰성 수준을 달성하였다. 또한 실차에 대한 주행속도, 견인력, 변속기 효율 및 열평형, 안정성, 소음 시험을 수행하여 차량에서의 신뢰성을 확보하였고 이를 통해 실제 필드에서 나타날 수 있는 다양한 문제를 사전 검증하였다.

## 4.3 기대효과

### 4.3.1 학술적, 기술적 측면

그동안 무단변속기 제어의 경우 엔진부하만 보상하는 알고리즘으로 구성되어 있거나 엔진 최적 연비선도(Optimal Operating Line, OOL)만 고려한 연비 제어 알고리즘으로 적용되었다. 그러나 HMT 시스템의 경우 HST의 Stroke에 따라 효율특성이 크게 달라지기 본 연구에서는 엔진 OOL 뿐만 아니라 무단변속기 자체의 효율을 고려한 통합제어 알고리즘을 구축하였다. 이러한 통합제어시스템은 HMT 차량의 보다 효율적인 제어를 가능하게 하고 이에 따라 저연비 고효율 작업 성능을 확보할 수 있다.

트랙터의 작업부하는 관련된 많은 연구가 수행되었으나 실질적으로 활용할 수 있는 자료는 많지 않았고, 특히 작업 사이클을 어떻게 작성하는가에 대한 의문이 해결되지 않은 상태였다. 본 연구에서는 이러한 상황을 해결하기 위해 71 kW 트랙터의 작업별 작업부하를 계측했을 뿐만 아니라 이를 이용하여 작업부하 사이클을 작성하는 프로세스를 제시함으로써 차량의 성능, 또는 신뢰성 시험을 위한 기반 데이터를 구축하였다.

### 4.3.2 사회적, 산업적 측면

본 연구에서 개발된 무단변속기는 국내 제조 환경을 고려한 시스템으로 설계되어 국산 무단 변속기 트랙터의 경쟁력 확보에 기여할 수 있다. 해외 선진업체에 전량 수입 의존하였던 무단 변속 기술을 확보함으로써 기술적 자립을 이룸과 동시에 선진 기술 확보를 위한 한걸음을 내딛었으며 대형트랙터 개발을 위한 필수기술을 확보하였다는 점에서 해외 수출 경쟁력을 향상시킬 수 있다. 또한 동일 마력의 해외 선진사 제품 대비 가격경쟁력에서 우위를 점할 수 있기 때문에 농민에게는 낮은 가격으로 고 편의성을, 업체에게는 새로운 시장 개척활로를 제공할 수 있을 것이다. 이러한 성과로 인해 미래에는 100마력 이상의 대형트랙터 수출로 인한 신규 시장 확보로 국내 트랙터 업체 성장과 국가 경쟁력이 신장될 것이고 고품의성의 저렴한 트랙터 제 공을 통해 작업 효율을 향상시킴으로써 농업 생산력 향상을 꾀하고 농가 만족도를 향상시킬 것이다.

## 제 5 장 연구개발 성과 및 성과활용 계획

### 5.1 연구개발 성과

#### 1. 지적재산권

구 분	지식재산권		논문		학술 발표	인력양성	
	출원	등록	SCI	비SCI		석사	박사
최종목표	23	14	4	9	-	-	
실적	24	19	5	4	12	21	4

#### 가. 특허

지식재산권[발명특허, 실용신안, 의장, 상표, 규격], <b>신품종, 프로그램개발</b> 등으로 구분하고, 세부적으로 전부(건별로)기록하며, 국외인 경우 반드시 국명을 기록합니다]									
구 분	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국 명	출원			등 록			No.
			출원인	출원일	출원번호	등록인	등록일	등록번호	
특허	클러치 페달의 위치 보정 장치 및 방법	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-05	P2012-0124248	엘에스엠 트론	2013-11-21	P-1333850	1
특허	트랙터에서의 리프트 위치 보정 장치 및 방법	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-05	P2012-0124233	엘에스엠 트론	2013-10-11	P-1319690	2
특허	차량 변속기	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127849	엘에스엠 트론	2013-10-31	P-1326351	3
특허	트랙터 변속 장치의 클러치 유압제어방법	대한민국	엘에스 엠트론	2013/11/04	P2013-0132676	엘에스엠 트론			4
특허	차량 무단 변속기	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127848	엘에스엠 트론	2013-10-31	P-1326368	5
특허	작업 차량의 변속 제어 시스템 및 그 방법	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-13	P2012-0127945	엘에스엠 트론			6
특허	정유압 기계식 변속장치	대한민국	엘에스 엠트론	2012-11-28	P2012-0136395	엘에스엠 트론	2014-05-22	P-1401104	7

특허	무단 변속기 및 그 제어방법	대한민국	엘에스엠트론	2013-09-02	P2013-0105384	엘에스엠트론			8
특허	무단 변속기	대한민국	엘에스엠트론	2013-09-03	P2013-0105383	엘에스엠트론	2015-03-02	P-1500131	9
특허	무단 변속기	대한민국	엘에스엠트론	2013-09-02	P2013-0105382	엘에스엠트론	2015-02-26	P-1498810	10
특허	무단 변속기	대한민국	엘에스엠트론	2013-09-03	P2013-0105381		2015-03-18	P-1505739	11
특허	HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSION EQUIPPED WITH AUTOMATIC MANUAL SUB-GEARSHIFT	미국	엘에스엠트론			엘에스엠트론	2014-09-23	8840503	12
특허	차량용 변속기 및 그 제어방법	대한민국	엘에스엠트론	2013-09-03	P2013-0105379	엘에스엠트론	2015-03-11	2015-0026474	13
특허	AMT식 부분속을 장착한 정유압 기계식 변속기	중국	엘에스엠트론		CN/201210297322.8	엘에스엠트론	2015-11-26	100033	14
특허	기어 변속 시스템 및 그것의 기어 변속 방법	대한민국	엘에스엠트론	2013-11-04	P2013-0132732	엘에스엠트론	2015-07-14	P-1538228	15
특허	유성기어열장치를 이용하는 무단변속기 및 무단변속기동력제어방법	대한민국	엘에스엠트론	2013-11-06	P2013-0134444	엘에스엠트론	2015-05-27	P-1525318	16
특허	유압모터를 통해 회전수 및 토크를 조절할 수 있는 유성기어열 장치 및 유성기어열 장치 조절 방법	대한민국	엘에스엠트론	2013-11-06	P2013-0134441	엘에스엠트론	2015-04-14	P-1513809	17
특허	트랙터용 변속기	대한민국	엘에스엠트론	2014-01-02	P2014-0000157	엘에스엠트론	2015-10-30	P-1566606	18
디자인	트랙터용 계기판 판넬	대한민국	엘에스엠트론	2014-01-17	D2014-0002723	엘에스엠트론	2014-09-30	D-0764933	19
디자인	트랙터용 콘솔 패널	대한민국	엘에스엠트론	2014-02-13	D2014-0007294	엘에스엠트론	2014-10-01	D-0765237	20
디자인	트랙터용 콘솔 패널	대한민국	엘에스엠트론	2014-02-13	D2014-0007295	엘에스엠트론	2014-10-01	D-0765238	21
특허	트랙터용 변속기	대한민국	엘에스엠트론	2014-03-13	P2014-0029629	엘에스엠트론	2015-05-15	P-1522497	22
특허	유압기계식 변속장치	대한민국	엘에스엠트론	2014-12-26	P2014-0190869				23
특허	작업차의 차축 동력전달장치	대한민국	엘에스엠트론	2015-01-19	P2015-0008510				24



등록특허 10-1319690

# 특허증

CERTIFICATE OF PATENT

특허 제 10-1333850 호 (PATENT NUMBER)      출원번호 (APPLICATION NUMBER)      제 2012-0124248 호

출원일 (FILING DATE:YY/MM/DD)      2012년 11월 05일

등록일 (REGISTRATION DATE:YY/MM/DD)      2013년 11월 21일

발명의명칭 (TITLE OF THE INVENTION)  
클러치 페달의 위치 보정 장치 및 방법

특허권자 (PATENTEE)  
엘에스엠트론 주식회사(134111-0\*\*\*\*\*)  
경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

발명자 (INVENTOR)  
최철환(780216-1\*\*\*\*\*)  
경기도 안양시 동안구 비산동 1101-6번지 셋별관양아파트 204동 907호

위의 발명은 「특허법」에 따라 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다.

(THIS IS TO CERTIFY THAT THE PATENT IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE.)

2013년 11월 21일



연차등록료 납부일은 설정등록일 이후 4년차부터 매년 11월 21일까지이며 등록원부로 권리관계를 확인하십시오.

< 1 >



# 특허증

CERTIFICATE OF PATENT

특허 제 10-1326351 호 (PATENT NUMBER)      출원번호 (APPLICATION NUMBER)      제 2012-0127849 호

출원일 (FILING DATE:YY/MM/DD)      2012년 11월 13일

등록일 (REGISTRATION DATE:YY/MM/DD)      2013년 10월 31일

발명의명칭 (TITLE OF THE INVENTION)  
차량 변속기

특허권자 (PATENTEE)  
엘에스엠트론 주식회사(134111-0\*\*\*\*\*)  
경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

발명자 (INVENTOR)  
등록사항만에 기재

위의 발명은 「특허법」에 따라 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다.

(THIS IS TO CERTIFY THAT THE PATENT IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE.)

2013년 10월 31일



연차등록료 납부일은 설정등록일 이후 4년차부터 매년 10월 31일까지이며 등록원부로 권리관계를 확인하십시오.

< 3 >

(19) 대한민국특허청(KR)	(45) 공고일자 2013년10월17일
(12) 등록특허공보(B1)	(11) 등록번호 10-1319690
	(24) 등록일자 2013년10월11일
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) A01B 63/102 (2006.01) A01B 71/02 (2006.01) A01B 63/111 (2006.01)	(73) 특허권자 엘에스엠트론 주식회사 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)
(21) 출원번호 10-2012-0124238	(72) 발명자 최철환
(22) 출원일자 2012년11월05일	(74) 대리인 김순영, 김영철
심사청구일자 2012년11월05일	
(56) 선행기술조사문헌 JPO20039703 A JPO20090405 B2 K20119980054620 A JP10248347 A	
권리 청구항 수 : 총 8 항	심사관 : 황경진

(54) 발명의 명칭 **트랙터에서의 리프트 위치 보정 장치 및 방법**

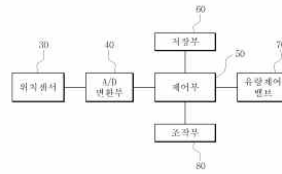
(57) 요약

본 발명은 트랙터에서의 리프트 위치 보정 장치 및 방법에 관한 것이다.

본 발명에 따른 트랙터에서의 리프트 위치 보정 장치는, 작업기의 승하강 구동을 위한 리프트 기구의 구동 위치를 검출하는 위치센서로부터 입력되는 아날로그 신호 디지털 신호로 변환되며 제어부에 입력되는 A/D 변환기(Analog to Digital Converter)와; 제어부와 제어에 따라 상기 리프트 기구를 구동시키기 위한 유압 실린더에 인가되는 유압을 제어하는 유압제어밸브와; 리프트 위치 보정 프로그램에 의해 리프트 위치 보정시기를 수행하고, 유압제어밸브를 제어하여 리프트 기구를 승하강 구동하면서 상기 위치센서로부터 A/D 변환부를 통해 입력되는 센서 값을 상한값 및 센서 값을 하한값을 저장부에 저장하고, 해당 센서 값을 상한값 및 센서 값을 하한값에 비교하여 위치센서의 사용범위를 산출하여 저장부에 저장한 후, 위치센서에 의해 검출되는 현재 위치센서 사용범위의 백분율을 산출하여서 획득한 위치센서 값을 보정값을 상기 위치센서에 의해 위치 검출값으로 인식하는 리프트 위치 보정시기를 수행하는 제어부와; 상기 리프트 위치 보정 프로그램을 저장하며 상기 제어부에 제공하고, 상기 제어부의 제어에 따라 상기 센서 값을 상한값, 센서 값을 하한값 및 위치센서 사용범위를 저장하는 저장부를 포함하여 이루어진다.

본 발명에 의하면, 트랙터에서 작업기를 상승 또는 하강시키는 리프트 기구의 위치를 센서를 통해 검출하여 리프트 기구를 구동 제어하여 작업기를 가동시키는 경우에, 리프트 기구의 제하 조절과 위치센서의 검출 도우며 인하여 수행되는 실제 리프트 기구 위치와 위치센서를 통해 검출되는 리프트 기구 위치 간의 차이를 보정하여 해당 보정값을 리프트 기구의 현재 위치로 정확히 인식하므로, 운전자의 편의를 위하여 리프트 기구를 정확히 이동시키는 작업기를 정확히 구동 제어할 수 있도록 리프트 기구 또는 유압회로의 부품을 유지하는 범위 내에서 작업기를 정확히 구동할 수 있어서 리프트 기구 또는 유압회로의 손상을 방지하게 된다.

대표도 - 도5



< 2 >

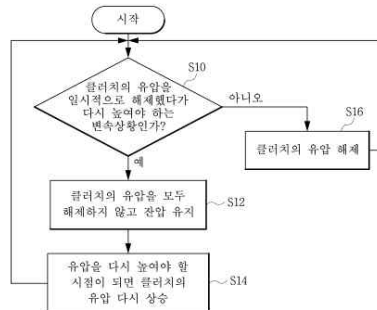
(19) 대한민국특허청(KR)	(11) 공개번호 10-2015-0051980
(12) 공개특허공보(A)	(43) 공개일자 2015년05월13일
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) F15H 61/08 (2006.01) F15H 40/02 (2006.01) F15H 59/08 (2006.01) F15H 61/14 (2006.01)	(71) 출원인 엘에스엠트론 주식회사 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)
(21) 출원번호 10-2013-0132876	(72) 발명자 김지환
(22) 출원일자 2013년11월04일	저출등록번호 양원규 특종료 13절 7 202호
심사청구일자 2013년11월04일	(74) 대리인 김영철, 김순영
전체 청구항 수 : 총 4 항	
(54) 발명의 명칭 <b>트랙터 연속 장치의 클러치 유압 제어 방법</b>	

(57) 요약

본 발명은 클러치의 유압을 일시적으로 해제했다가 다시 놓아야 하는 경우, 클러치의 유압을 풀리지 않게 하는 범위 내에서 해제하도록 유지하고 있다가 유압을 놓아야 할 시점에 유압을 다시 상승시킴으로써, 연속 시퀀스를 줄일 수 있도록 하는 트랙터 연속 장치의 클러치 유압 제어 방법에 관한 것이다.

(도면에 계속)

대표도 - 도5



< 4 >



공개특허 10-2014-008092

# 특허증

CERTIFICATE OF PATENT

특허 제 10-1326368 호 출원번호 제 2012-0127848 호  
 (PATENT NUMBER) (APPLICATION NUMBER)  
 출원일 2012년 11월 13일  
 (FILING DATE:YY/MM/DD)  
 등록일 2013년 10월 31일  
 (REGISTRATION DATE:YY/MM/DD)

발명의명칭 (TITLE OF THE INVENTION)  
차량 무단 변속기

특허권자 (PATENTEE)  
 엘에스엘트론 주식회사(134111-0\*\*\*\*\*)  
 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

발명자 (INVENTOR)  
등록사항란에 기재

위의 발명은 「특허법」에 따라 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다.

(THIS IS TO CERTIFY THAT THE PATENT IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE.)  
2013년 10월 31일



연차등록료 납부일은 출원등록일 이후 4년차부터 매년 10월 31일까지이며 등록원부로 관리관계를 확인바랍니다.

< 5 >



공개특허 10-2015-0028477

# 특허증

CERTIFICATE OF PATENT

특허 제 10-1401104 호 출원번호 제 2012-0136395 호  
 (PATENT NUMBER) (APPLICATION NUMBER)  
 출원일 2012년 11월 28일  
 (FILING DATE:YY/MM/DD)  
 등록일 2014년 05월 22일  
 (REGISTRATION DATE:YY/MM/DD)

발명의명칭 (TITLE OF THE INVENTION)  
경유압 기계식 변속장치

특허권자 (PATENTEE)  
 엘에스엘트론 주식회사(134111-0\*\*\*\*\*)  
 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

발명자 (INVENTOR)  
 김수철(850102-1\*\*\*\*\*)  
 서울 관악구 신림로17길 89, 306호 (신림동)

위의 발명은 「특허법」에 따라 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다.

(THIS IS TO CERTIFY THAT THE PATENT IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE.)  
2014년 05월 22일



연차등록료는 2017년부터 매년 05월 22일까지 납부하여야 하며, 등록원부로 관리관계를 확인바랍니다.

< 7 >

(19) 대한민국특허청(KR) (11) 공개번호 10-2014-008092  
 (12) 공개특허공보(A) (43) 공개일자 2014년06월21일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.) (71) 출원인  
**F16H 61/02** (2006.01) **F16H 59/24** (2006.01) 엘에스엘트론 주식회사  
**F16H 59/36** (2006.01) 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

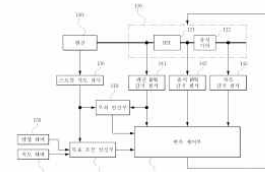
(21) 출원번호 10-2012-0127945 (72) 발명자  
 김수철  
 (22) 출원일자 2012년11월13일 경기 용인시 수지구 성북로 126, 314동 706호 (성북동, 성남아울(5)빌리지3차아파트)  
 심사청구일자 2012년11월13일 (74) 대리인  
 김영철 김순영

원제 청구항 수 : 총 5 항  
(54) 발명의 명칭 **작업 차량의 변속 제어 시스템 및 그 방법**

(57) 요약  
작업 차량의 변속 제어 시스템 및 그 방법이 개시된다. 변속 제어 시스템은 IST 및 유성기어를 포함하여 엔진의 회전으로부터 연속적인 전송비를 얻을 수 있도록 구성된 무단 변속기, 무단 변속기에 각각 결합되어 엔진의 소모를 감소할 수 있는 IST 출력축의 IST, 실제 차속을 감지할 수 있는 센서들, 소모를 감소할 수 있도록 엔진의 회전을 제어하기 위하여 유성기어를 연산하는 제어 유닛, 유성기어에 따라 목표 차속을 설정하는 목표 조건 설정부, 및 무단 변속기의 제어를 위한 변속 제어부를 포함한다. 변속 제어부는 목표 차속 엔진 회전 RPM과 목표값에 차이가 무단 변속기의 변속단수를 설정하고, 무단 변속기에 결합된 센서들의 출력을 비교해 입력값과 받아들이 현재의 차속 조건을 파악하고, 차속 조건에 맞추어 변속단수를 조절한다.

이에 따라, 작업 차량에서 기계식 엔진을 그대로 활용하고, 엔진 연비에 대한 보충적인 기능을 최적화할 필요 없이 변속과 관련된 극복적인 기능에만 영향을 줄 수 있는, 간편하고 저렴한 변속 제어를 구현할 수 있다.

대표도



< 6 >

(19) 대한민국특허청(KR) (11) 공개번호 10-2015-0028477  
 (12) 공개특허공보(A) (43) 공개일자 2015년03월11일

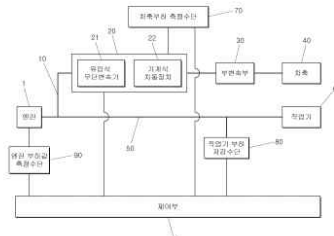
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) (71) 출원인  
**F16H 61/06** (2006.01) **F16H 61/38** (2006.01) 엘에스엘트론 주식회사  
**F16H 59/44** (2006.01) 경기도 안양시 동안구 엘에스로 127 (호계동)

(21) 출원번호 10-2013-0105384 (72) 발명자  
 김수철  
 (22) 출원일자 2013년09월03일 경기 의왕시 부곡북지관길 23, 102동 610호 (신동, 장미아파트)  
 심사청구일자 2013년09월03일 김수철  
 서울 관악구 신림로15길 58, 104호 (신림동) (우편에 계속)  
 (74) 대리인  
 한양특허법인

원제 청구항 수 : 총 14 항  
(54) 발명의 명칭 **무단 변속기 및 그 제어방법**

(57) 요약  
본 발명에 따른 변속기는, 차량의 엔진 동력을 전달하기 위한 변속기로서, 엔진의 출력부와 결합하고, 유성식 무단 변속기(IST)와 기계식 차동장치에 조합된 유압 기계식 무단 변속기 유닛, 상기 유압 기계식 무단 변속기 유닛에 의해 무단 변속된 출력축을 차속에 전달하는 무단 변속부 및 엔진의 출력축을 직접적으로 전달하는 PTO축을 구비한 변속기로서, 엔진의 실시간 부하값을 측정하기 위한 측정 수단, 유압 기계식 무단 변속기 유닛에 작용하는 차속 부하를 측정하기 위한 차속 부하 측정 수단, 차속 부하 측정 수단으로부터 측정된 차속 부하값 및 상기 엔진의 실시간 부하값으로부터 엔진 외부의 원인을 판정하고, 판정 결과에 따라, 차량을 감속 제어하여 차속 부하를 저감하거나 또는 부하 저감 수단을 제어하여 작업기 부하를 저감하도록 제어하는 제어부를 포함한다.

대표도 - 도1



< 8 >



<b>(19) 대한민국특허청(KR)</b>	<b>(45) 공고일자</b> 2015년03월06일
<b>(12) 등록특허공보(B1)</b>	<b>(11) 등록번호</b> 10-1500131
	<b>(24) 등록일자</b> 2015년03월02일

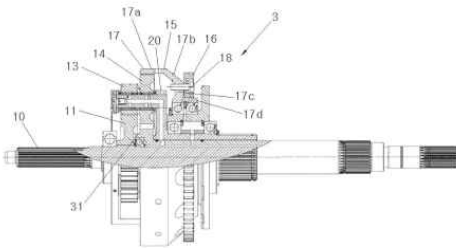
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) <b>F1H 47/04</b> (2006.01) <b>F1H 37/06</b> (2006.01) <b>F1H 3/44</b> (2006.01)	(73) 출원인 <b>엘에스엘트론 주식회사</b> 경기도 안양시 동안구 율연로 127 (호계동)
(21) 출원번호 <b>10-2013-0105383</b>	(72) 발명자 <b>김수철</b> 서울 관악구 신림로15길 58, 104호 (신림동)
(22) 출원일자 <b>2013년09월03일</b> 심사청구일자 <b>2013년09월03일</b>	<b>정상철</b> 경기 의왕시 부곡목지관리 23, 102동 610호 (삼동, 잠미아파트) (불면역 계속)
(65) 공개번호 <b>2015-0028476</b>	(74) 대리인 <b>한양특허법인</b>
(43) 공개일자 <b>2015년03월11일</b>	
(56) 선행기술조사문헌 JP2005337467 A KR1020070051300 A KR1020120086822 A	

전체 청구항 수 : 총 17 항  
(54) 발명의 명칭 **무단 변속기**

**(57) 요약**

본 발명의 다른 무단 변속기는, 차량의 엔진 동력을 전달하기 위한 무단 변속기로서, 엔진에 의해 회전하는 구동 임력축, 내부 유압을 조절하여 출력되는 동력의 크기를 조절하는 유압식 무단 변속기(HST) 유닛, HST 유닛의 구동 임력축의 구동 임력축에 합성하는 유성 진동부 및; 유성 진동부로부터의 출력을 전달받아 선회적으로 제1외동축에 전달하는 부분변속부를 포함하고, 유성 진동부는 그 중심축이 상기 구동 임력축과 동심 상에 위치하도록 배치되고, 무단 변속기의 유성 진동부의 중심축 상에 존재하도록, HST 유닛, 상기 제1외동축 및 상기 부분변속부가 위치결정된다.

**대표도** - 도4



< 9 >

<b>(19) 대한민국특허청(KR)</b>	<b>(45) 공고일자</b> 2015년03월24일
<b>(12) 등록특허공보(B1)</b>	<b>(11) 등록번호</b> 10-1505739
	<b>(24) 등록일자</b> 2015년03월18일

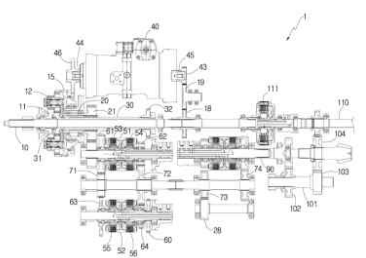
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) <b>F1H 47/04</b> (2006.01) <b>F1H 37/06</b> (2006.01) <b>F1H 3/44</b> (2006.01)	(73) 출원인 <b>엘에스엘트론 주식회사</b> 경기도 안양시 동안구 율연로 127 (호계동)
(21) 출원번호 <b>10-2013-0105381</b>	(72) 발명자 <b>김수철</b> 경기 의왕시 부곡목지관리 23, 102동 610호 (삼동, 잠미아파트)
(22) 출원일자 <b>2013년09월03일</b> 심사청구일자 <b>2013년09월03일</b>	<b>김수철</b> 서울 관악구 신림로15길 58, 104호 (신림동) (불면역 계속)
(65) 공개번호 <b>2015-0028476</b>	(74) 대리인 <b>한양특허법인</b>
(43) 공개일자 <b>2015년03월11일</b>	
(56) 선행기술조사문헌 JP2005337467 A KR1020070051300 A KR1020120086822 A JP2007092949 A	*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

전체 청구항 수 : 총 11 항  
(54) 발명의 명칭 **무단 변속기**

**(57) 요약**

본 발명의 다른 무단 변속기는, 차량의 엔진 동력을 전달하기 위한 무단 변속기로서, 엔진에 의해 회전하는 구동 임력축; 내부 유압을 조절하여 출력되는 동력의 크기를 조절하는 유압식 무단 변속기(HST) 유닛; HST 유닛의 구동 임력축; 구동 임력축의 구동 임력축에 합성하는 유성 진동부 및; 유성 진동부로부터의 출력을 전달받아 선회적으로 제1외동축에 전달하는 부분변속부를 포함하고, 유성 진동부는 그 중심축이 상기 구동 임력축과 동심 상에 위치하도록 배치되고, HST 유닛은 차체 전후 방향에 있어서, 유성 진동부의 후방에 배치되고, 구동 임력축은 HST 유닛의 HST 임력축에 연결되고, HST 유닛과 부분변속부는 구동 임력축을 중심으로 서로 대칭 배치되는 것을 특징으로 한다.

**대표도** - 도:



< 11 >

<b>(19) 대한민국특허청(KR)</b>	<b>(45) 공고일자</b> 2015년03월04일
<b>(12) 등록특허공보(B1)</b>	<b>(11) 등록번호</b> 10-1498810
	<b>(24) 등록일자</b> 2015년02월26일

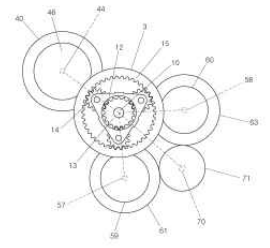
(51) 국제특허분류(Int. Cl.) <b>F1H 47/04</b> (2006.01) <b>F1H 37/06</b> (2006.01) <b>F1H 3/44</b> (2006.01)	(73) 출원인 <b>엘에스엘트론 주식회사</b> 경기도 안양시 동안구 율연로 127 (호계동)
(21) 출원번호 <b>10-2013-0105382</b>	(72) 발명자 <b>김수철</b> 서울 관악구 신림로15길 58, 104호 (신림동)
(22) 출원일자 <b>2013년09월03일</b> 심사청구일자 <b>2013년09월03일</b>	<b>정상철</b> 경기 의왕시 부곡목지관리 23, 102동 610호 (삼동, 잠미아파트) (불면역 계속)
(65) 공개번호 <b>2015-0028476</b>	(74) 대리인 <b>한양특허법인</b>
(43) 공개일자 <b>2015년03월26일</b>	
(56) 선행기술조사문헌 JP2005337467 A KR1020070051300 A KR1020120086822 A	*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

전체 청구항 수 : 총 17 항  
(54) 발명의 명칭 **무단 변속기**

**(57) 요약**

본 발명의 다른 무단 변속기는, 차량의 엔진 동력을 전달하기 위한 무단 변속기로서, 엔진에 의해 회전하는 구동 임력축, 내부 유압을 조절하여 출력되는 동력의 크기를 조절하는 유압식 무단 변속기(HST) 유닛, HST 유닛의 구동 임력축의 구동 임력축에 합성하는 유성 진동부 및; 유성 진동부로부터의 출력을 전달받아 선회적으로 제1외동축에 전달하는 부분변속부를 포함하고, 유성 진동부는 그 중심축이 상기 구동 임력축과 동심 상에 위치하도록 배치되고, 무단 변속기의 유성 진동부의 중심축 상에 존재하도록, HST 유닛, 상기 제1외동축 및 상기 부분변속부가 위치결정된다.

**대표도** - 도3



< 10 >

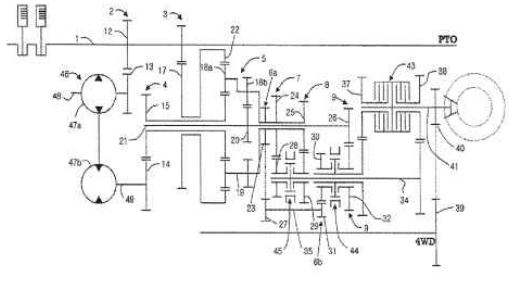


US08840503B2

<b>(12) United States Patent</b> <b>Kim et al.</b>	<b>(10) Patent No.:</b> <b>US 8,840,503 B2</b>
	<b>(45) Date of Patent:</b> <b>Sep. 23, 2014</b>

(54) <b>HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSION EQUIPPED WITH AUTOMATIC MANUAL SUB-GEARSHIFT</b>	USPC ..... 475/73, 74, 80 See application file for complete search history.
(75) Inventors: <b>Su Chul Kim, Seoul (KR); Sang Heon Lee, Bwaseong-si (KR); Sang Hyun Kim, Anyang-si (KR)</b>	(56) <b>References Cited</b> U.S. PATENT DOCUMENTS 5,129,867 A * 7/1992 Fradette et al. .... 475/79 5,156,577 A * 10/1992 Fradette et al. .... 475/74 5,496,273 A * 3/1996 Jachow ..... 475/72 6,823,036 B2* 2/2005 Weermann ..... 475/73 2010/0184551 A1* 7/2010 Hinoka et al. .... 475/80 * cited by examiner
(73) Assignee: <b>LS Mtron Ltd., Anyang-si, Gyeonggi-do (KR)</b>	<b>Primary Examiner</b> - Sherry Estrensky <b>(74) Attorney, Agent, or Firm</b> - Sherr & Jiang, PLLC
(*) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(b) by 173 days.	(57) <b>ABSTRACT</b> A hydrostatic mechanical transmission according to the disclosure includes: a hydrostatic transmission which transmits power generated in an engine using a pump and a motor; a main transmission unit which transmits the engine power to a final driving unit through a driving shaft; a complex planetary gear which synthesizes and transmits the engine power transmitted from the hydrostatic transmission and the main transmission unit; and an automatic manual sub-gearshift which receives the synthesized engine power from the complex planetary gear so as to perform a transmission function and transmits the engine power to the final driving unit.
(21) Appl. No.: <b>13/558,799</b>	
(22) Filed: <b>Jul. 26, 2012</b>	
(65) <b>Prior Publication Data</b> US 2013/0165287 A1 Jun. 27, 2013	
(30) <b>Foreign Application Priority Data</b> Dec. 23, 2011 (KR) ..... 10-2011-0140940	
(51) Int. Cl. <b>F1H 47/04</b> (2006.01)	
(52) U.S. Cl. <b>USPC</b> ..... <b>475/74, 475/80</b>	
(58) <b>Field of Classification Search</b> CPC ..... F1H 47/04	<b>6 Claims, 2 Drawing Sheets</b>



< 12 >

**100033**  
北京市金融街35号国际企业大厦A座16层 北京三友知识产权代理有限公司  
吕俊刚 刘久亮

发文日:  
**2015年11月26日**

申请号或专利号: **201210297322.8** 发文序号: **2015112300637300**  
申请人或专利权人: **LS美创有限公司**  
发明创造名称: **配备有手自一体脚踏变速器的静液式机械传动装置**

**办理登记手续通知书**

根据专利法实施细则第64条及国家知识产权局第75号公告的规定,申请人应当于**2016年02月15日**之前缴纳以下费用:

专利登记费	250.0元	
第4年度年费	1200.0元	无费减(减额标记)
专利证书印花税	5.0元	
已缴费用	0.0元	
应缴费用	1455.0元	

申请人按期缴纳上述费用的,国家知识产权局将在专利登记簿上登记专利权的授予,颁发专利证书,并予以公告,专利权自公告之日起生效。  
申请人逾期未缴纳或者未缴足上述费用的,视为放弃取得专利权的权利。

提示:  
费用可以直接到国家知识产权局缴纳,也可以通过邮局或银行汇付,通过邮局汇付,收款人姓名:国家知识产权局专利局收款处; 开户账号:110000860。如通过银行汇付,开户银行:中信银行北京知春路支行; 户名:中华人民共和国国家知识产权局专利局。账号:7111710182400465032。  
汇款时应准确填写申请号、费用名称(或简称)及分项金额,未写申请号和费用名称(或简称)的视为未办理缴费手续。

审查员: 姚燕 审查部门: 专利局初审及流程管理部  
联系电话: 62356655

200802 纸质申请, 跟踪审查: 100080 北京市德胜门内大街5号 国家知识产权局专利局受理处  
2010.4 电子申请, 应当通过电子专利申请系统以电子文件形式提交相关文件。除另有规定外, 以纸件等其他形式提交的文件视为未提交。

< 13 >

등록번호 10-1538228

**(19) 대한민국특허청(KR)**  
**(12) 공개특허공보(A)**  
(51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
**F16H 61/06** (2006.01) **F16H 61/086** (2006.01)  
**F16H 61/38** (2006.01) **B60K 17/34** (2006.01)  
(21) 출원일지 **10-2015-0105579**  
(22) 출원일자 **2015년09월08일**  
심사청구일자 **2015년09월08일**

(11) 공개번호 **10-2015-0026474**  
(43) 공개일자 **2015년03월11일**  
(71) 출원인  
**엘에스엠트론 주식회사**  
경기도 안양시 동안구 엘세스로 127 (호계동)  
(72) 발명자  
**김정환**  
경기 화성시 봉곡북지리길 28, 102동 610호 (신원동, 삼곡마을마을)  
(73) 권리자  
**엘에스엠트론 주식회사**  
서울 금천구 신림로15길 58, 104호 (신림동) (필연에 계층)  
(74) 대리인  
**한양특허법률**

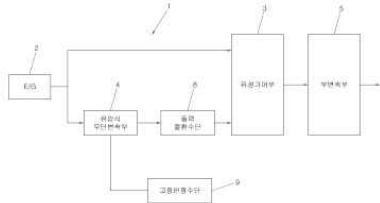
전체 청구항 수 : 총 10 항

(54) 발명의 명칭 **차량용 변속기 및 그 제어 방법**

(57) 요약

본 발명에 따른 변속기는, 엔진으로부터의 동력이 입력되는 유압식 무단 변속부(115T), 유압식 무단 변속부 외의 무단 변속부, 엔진의 동력을, 유압식 무단 변속부에 의해 변속되지 않은 엔진의 동력을 유압식 무단 변속부의 유압 회로에 유압 회로 및 유압 회로로부터의 회전 구동력을 선택적으로 제1 회로측에 전달하는 무단변속부를 포함하는 차량용 변속기로서, 유압식 무단 변속부의 고압을 감압하기 위한 고압 감압 수단; 및 고압 감압 수단에 의해 유압식 무단 변속부의 고압이 감압되었을 경우에, 엔진으로부터 동력이 상기 유압식 무단 변속부를 거치지 않고 유압 회로로부터 무단변속부 직접 전달되도록 변속하는 제어 회로 수단을 구비한다.

대표도 : 도1



< 14 >

등록번호 10-1525318

**(19) 대한민국특허청(KR)**  
**(12) 등록특허공보(B1)**  
(51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
**F16H 61/28** (2006.01) **F16D 23/06** (2006.01)  
**F16H 61/32** (2006.01) **F16H 63/30** (2006.01)  
(21) 출원일지 **10-2015-0123752**  
(22) 출원일자 **2015년11월04일**  
심사청구일자 **2015년11월04일**  
(65) 공개번호 **10-2015-0061394**  
(43) 공개일자 **2015년05월13일**  
(56) 참조기술조사문헌  
US481170 A\*  
JP2011163403 A\*  
JP2008232200 A\*  
\*는 심사단계에 의하여 인용된 문헌

(45) 공고일자 **2015년07월20일**  
(11) 등록번호 **10-1538228**  
(24) 등록일자 **2015년07월14일**  
(73) 특허권자  
**엘에스엠트론 주식회사**  
경기도 안양시 동안구 엘세스로 127 (호계동)  
(72) 발명자  
**최필환**  
경기 수원시 장안구 상문로 32, 110동 801호 (춘천동, 남달마을5단지)  
(74) 대리인  
**김영철 김은영**

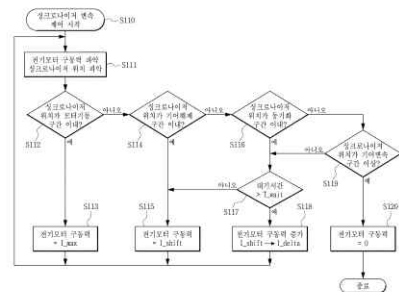
전체 청구항 수 : 총 10 항

(54) 발명의 명칭 **기어 연속 시스템 및 그것의 기어 연속 방법**

(57) 요약

본 발명은 전기모터를 이용하여 기어 연속을 수행하는 경우에 전기모터에 의해 구동되어 기어 연속을 진행하는 싱크로나이저의 손상을 방지하도록 하는 기어 연속 시스템 및 그것의 기어 연속 방법에 관한 것이다.  
본 발명은, 전기모터에 의해 싱크로나이저를 작동하여 동기 치합 달성으로 기어 연속하는 기계적 수동 변속기를 (본원의 개칭)

대표도



< 15 >

**(19) 대한민국특허청(KR)**  
**(12) 등록특허공보(B1)**  
(51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
**F16H 9/26** (2006.01) **F16H 37/06** (2006.01)  
**F16H 61/06** (2006.01)  
(21) 출원일지 **10-2013-0134444**  
(22) 출원일자 **2013년11월06일**  
심사청구일자 **2013년11월06일**  
(65) 공개번호 **10-2015-0062702**  
(43) 공개일자 **2015년05월14일**  
(56) 참조기술조사문헌  
KR1020131075942 A

(45) 공고일자 **2015년06월02일**  
(11) 등록번호 **10-1525318**  
(24) 등록일자 **2015년05월27일**  
(73) 특허권자  
**엘에스엠트론 주식회사**  
경기도 안양시 동안구 엘세스로 127 (호계동)  
(72) 발명자  
**김정환**  
경기 안양시 동안구 문현로 110, 307동 1902호 (신원동, 동원마을3단지)  
(73) 권리자  
**엘에스엠트론 주식회사**  
경기 화성시 호정로 229-11 102동 1103호  
(74) 대리인  
**한상수**

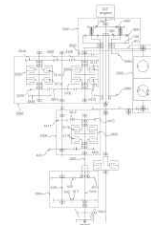
전체 청구항 수 : 총 12 항

(54) 발명의 명칭 **유성기어열 장치를 이용하는 무단변속기 및 무단변속기 동력제어방법**

(57) 요약

본 발명은 유성기어열 장치를 이용하는 무단변속기 및 무단변속기 동력제어방법에 관한 발명이다. 더욱 상세하게는 브러시 모터와 같은 회전 장치를 이용한 무단 변속기에 관한 것이다.  
본 발명은 유성기어열 장치를 이용하는 무단변속기로서, 상기 엔진에 의해 회전하는 구동 입력축과, 유입모터의 유입회로를 통해 출력되는 동력의 크기를 조절하며, 상기 구동 입력축을 중심으로 설치되는 유성기어열 장치로, 내부유압을 조절하여 출력되는 동력의 크기를 조절하는 유압식 무단 변속기 유닛과, 흡수의 기어와, 출력축과 구동되는 상기 유성기어열 장치로부터 출력되는 동력을 제1회로측에 전달하는 무단변속부를 포함하고, 상기 유성기어열 장치는 제1회로측과 동력이 구동기어에 입력된 동력이 제2회로측에 전달되는 것을 특징으로 무단변속기를 제공한다.

대표도 : 도1



< 16 >



관인생략  
출원번호통지서

출원일자 2014.02.13  
특기사항 공개신청(무) 참조번호(2)  
출원번호 30-2014-0007295 (접수번호 1-1-2014-0141309-07)  
출원인명칭 엘에스엔트론 주식회사(1-2008-029030-3)  
대리인성명 김영철(9-1998-000040-3)

특 허 청 장

<< 안내 >>

1. 귀하의 출원은 위와 같이 정상적으로 접수되었으며, 이후의 심사 진행상황은 출원번호를 통해 확인하실 수 있습니다.
2. 출원에 따른 수수료는 접수일로부터 다음날까지 동봉된 납입영수증에 성명, 납부자번호 등을 기재하여 가까운 우체국 또는 은행에 납부하여야 합니다.  
\* 납부자번호 : 0131(기관코드) + 접수번호
3. 귀하의 주소, 연락처 등의 변경사항이 있을 경우, 즉시 [출원인코드 정보변경(명칭), 주소고서]를 제출하여야 출원 이후의 각종 통지서를 정상적으로 받을 수 있습니다.  
\* 특허포(patent.go.kr) 접속 > 민원서비스다운로드 > 특허법 시행규칙 별지 제5호 서식
4. 특허(실용신안등록)출원은 명세서 또는 도면의 보정이 필요한 경우, 등록결정 이전 또는 의견서 제출기간 이내에 출원서에 최초로 첨부된 명세서 또는 도면에 기재된 사항의 범위 안에서 보정할 수 있습니다.
5. 외국으로 출원하고자 하는 경우 PCT 제도(특허·실용신안)나 마드리드 제도(상표)를 이용할 수 있습니다. 국내출원일을 외국에서 인정받고자 하는 경우에는 국내출원일로부터 일정한 기간 내에 외국에 출원하여야 우선권을 인정받을 수 있습니다.  
\* 제도 안내 : <http://www.kipo.go.kr> 특허마감-PCT/마드리드  
\* 우선권 인정기간 : 특허 실용신안은 12개월, 상표 디자인은 6개월 이내  
\* 미등록허상표형의 선출원권 기초로 우리나라에 우선권주장출원 시, 선출원이 미공개상태이면, 우선일로부터 16개월 이내에 미등록허상표형에 전자특허공개서(PTO/SB-39)를 제출하거나 우리나라에 우선권 증명서류를 제출하여야 합니다.
6. 본 출원사실을 외부에 표시하고자 하는 경우에는 아래와 같이 하여야 하며, 이를 위반할 경우 관련법령에 따라 처벌을 받을 수 있습니다.  
\* 특허출원 10-2010-0000000, 상표등록출원 40-2010-0000000
7. 기타 심사 절차에 관한 사항은 동봉된 안내서를 참조하시기 바랍니다.

< 21 >

출원 의뢰 중

< 23 >

	(19) 대한민국특허청(KR)	(45) 공고일자	2015년06월21일
	(12) 등록특허공보(B1)	(11) 등록번호	10-1522497
(51) 국제특허분류(Int. Cl.)	<i>F16H 37/02</i> (2006.01) <i>B00K 17/06</i> (2006.01)	(24) 등록일자	2015년06월15일
(21) 출원번호	10-2014-0029629	(73) 특허인자	엘에스엔트론 주식회사
(22) 출원일자	2014년02월13일	(72) 발명자	장기도 안양시 동안구 별곡로 127 (호계동)
(56) 선행기술문헌	심사청구일자 2014년03월15일 KR1013296291 B1 KR101401104 B1	(71) 발명자	김백성 장기도 수원시 팔달구 덕영대로420번길 14-17 씨 리앙주소 301호
		(74) 대리인	김성철, 김순영

원제 청구항 수 : 총 7 항

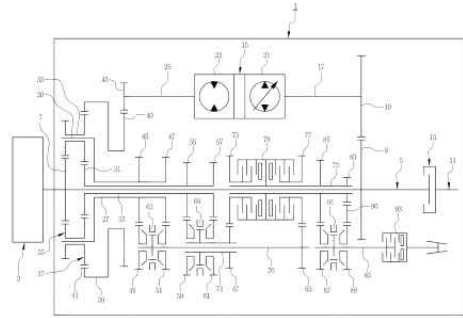
(54) 발명의 명칭 트랙터용 변속기

심사관 : 함종원

(67) 요약

본 발명의 다른 트랙터용 변속기는 상기 변진위 출력부에 연결되는 구동 입력축, 상기 구동 입력축의 회전력을 전달받아 회전하는 케리리축 및 상기케리리축에 연결되어 구동되는 변속기로서, 상기 케리리축에 결합 되는 부편속 1단 및 부편속 3단 구동기어; 상기 선기어축에 연결되도록 구비되는 부편속 2단 및 부편속 4단 구동기어; 상기 부 (뒷면의 계속)

대표도



< 22 >

출원 의뢰 중

< 24 >

나. 전문학술지

■ 논문명 : Analysis of PTO Load of a 75-kW Agricultural Tractor during Rotary Tillage and Baler Operations in Korean upland Fields

저자 : 김용주, 최창현, 정선옥, 이대현, 이경환, 신범수

학술지 : Journal of Terramechanics

발행년도 : August 2015



Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

ScienceDirect

Journal of Terramechanics 60 (2015) 75–83

Journal  
of  
Terramechanics

[www.elsevier.com/locate/jterra](http://www.elsevier.com/locate/jterra)

Analysis of the PTO load of a 75 kW agricultural tractor during rotary tillage and baler operation in Korean upland fields

Dae-Hyun Lee<sup>a</sup>, Yong-Joo Kim<sup>a,\*</sup>, Sun-Ok Chung<sup>a</sup>, Chang-Hyun Choi<sup>b</sup>,  
Kyeong-Hwan Lee<sup>c</sup>, Beom-Soo Shin<sup>d</sup>

<sup>a</sup> Dept. of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Republic of Korea

<sup>b</sup> Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Republic of Korea

<sup>c</sup> Dept. of Rural and Biosystems Engineering, Chonnam National University, Gwangju, Republic of Korea

<sup>d</sup> Dept. of Biosystems Engineering, Kangwon National University, Chuncheon, Republic of Korea

Received 25 January 2015; received in revised form 20 April 2015; accepted 3 June 2015

Available online 24 June 2015

Abstract

In this paper, the PTO severeness of an agricultural tractor during rotary tillage and baler operation was analyzed. The S–N curves of the PTO driving gears were obtained through fatigue life test. To obtain the S–N curves of the PTO driving gears, the breakage time and rotational speed of the gears were measured through observation of the bending stress with changing torque. The torque acting on the PTO was measured and analyzed during rotary tillage and baler operation. Rotary tillage and baler operation were conducted at two ground speeds and two PTO rotational speeds at upland field sites with similar soil conditions, respectively. The load data were inverted to a load spectrum using rain-flow counting and SWT equations. Modified Miner's rule was used to calculate the partial damage sum. The severeness was defined as the relative ratio of the damage sum. The results showed that the damage of the PTO increased when the ground speed or the PTO rotational speed increased. The effect of the PTO rotational speed on the severeness of the PTO was more significant than that of the ground speed. The severeness of the PTO of rotary tillage was greater than that of baler operation.

© 2015 ISTVS. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

**Keywords:** Agricultural tractor; PTO; Severeness; Rotary tillage; Baler operation

1. Introduction

Tractor production reached 40,449 units in 2011, accounting for 57% of major agricultural machinery (tractor, combine, and rice transplanter) for field operations in Korea. The utilization ratio of the tractor in field operations increased to 85.7% in 2011 (KAMICO and KSAM, 2014).

Analysis of the load on the major parts of the tractor power drive line during field operations is critical for the optimum design of a tractor (Han et al., 1999). Load analysis has been studied mostly on the transmission because it makes up approximately 30% of the total tractor costs (Kim, 1998). Gerlach (1966) measured the transmission loads of an agricultural tractor under plow tillage, and the peak torque was approximately 2.5 times the rated engine torque. Kim et al. (2001) measured and analyzed the torque load acting on the transmission and driving axle shafts of an agricultural tractor during plow tillage operations in Korea. The torque measurements were made under five field conditions and at two speed levels. The results showed that the load increased with plowing speed in both

\* Corresponding author at: Dept. of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Republic of Korea. Tel.: +82 10 9811 5290; fax: +82 42 823 6246.  
E-mail address: [babina@cnu.ac.kr](mailto:babina@cnu.ac.kr) (Y.-J. Kim).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2015.06.002>

0022-4898/© 2015 ISTVS. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

■ 논문명 : Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage

저자 : 김용주, 정선옥, 최창현

학술지 : Soil & Tillage Research

발행년도 : 2013. 07

Soil & Tillage Research 134 (2013) 90–96



Contents lists available at ScienceDirect

Soil & Tillage Research

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/still](http://www.elsevier.com/locate/still)



## Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage



Yong-Joo Kim<sup>a</sup>, Sun-Ok Chung<sup>b,\*</sup>, Chang-Hyun Choi<sup>c</sup>

<sup>a</sup>Machinery Technology Group, Advanced R&D Center, LS Mtron Ltd., Anyang, Republic of Korea

<sup>b</sup>Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Republic of Korea

<sup>c</sup>Department of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Republic of Korea

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 15 December 2012

Received in revised form 26 July 2013

Accepted 27 July 2013

#### Keywords:

Agricultural tractor  
Gear selection  
Transmission  
PTO (power take off)  
Load severeness  
Rotary tillage

### ABSTRACT

For better performance and durability of a tractor during field operations, it is necessary to select the optimal gear setting for the operation. The purpose of this study was to analyze effects of the gear selection on load acting on the transmission and PTO shafts of a 75 kW agricultural tractor during rotary tillage with a 20-cm tillage depth. In order to measure the loads acting on the transmission and PTO input shafts, a load measurement system was installed on the tractor. The system consisted of strain-gauge sensors to measure the torque on the transmission and PTO input shafts, a radio telemetry I/O interface to acquire the sensor signals, and embedded software to acquire the data. Rotary tillage was conducted at three ground speeds and three PTO rotational speeds under upland field sites with the same soil conditions. The load data was converted to a load spectrum using the rain-flow counting and SWT (Smith Watson Topper) equations. Sum of damage due to the load was calculated using the Modified Miner's rule for each gear selection, and then the load severeness was calculated as the relative magnitude of the damage sum. The average torque on the transmission input shaft increased significantly as the ground speed increased from L1 (1.87 km h<sup>-1</sup>) to L3 (3.77 km h<sup>-1</sup>) at the same PTO rotational speed. Also, the average torque on the PTO input shaft increased as the PTO rotational speed increased at the same ground speed. Rotary tillage exerted significantly greater loads on the PTO input shaft than on the transmission input shaft. The severeness of the load on the transmission and PTO shafts increased, indicating possible decreased fatigue life, as both the ground and PTO rotational speeds increased. Results of the study might provide information useful for optimum gear selection for rotary tillage, considering not only field efficiency, but load severeness on the transmission and PTO input shafts.

© 2013 Elsevier B.V. All rights reserved.

### 1. Introduction

Agricultural tractors are used as a power source for various field operations such as tillage, planting, chemical application, harvesting, transportation, through driving axles, power take off (PTO) devices, and hydraulic lines. The number of agricultural tractors is increasing in many countries in the world. For example, the utilization ratio of a tractor in Korea has been increased to 71.8% of agricultural working days during the spring and autumn seasons in 2010 (Park et al., 2010a,b). A tractor has various levels of driving and PTO gear settings, and different combinations of the gear settings are used to provide the required power suitable for an operation type and field condition.

Optimum gear setting for operation type is important since the load acting on the tractor, part durability and working performance are determined by the gear setting (Park et al., 2010c). Durability of tractor parts is one of the important concerns (Rotz and Bowers, 1991). Simens and Bowers (1999) reported that American farmers spent about 40% of the total maintenance costs to repair the tractor and about 30% to repair the failure of powertrain parts due to excessively high operating speeds. Also, working performance affects fuel consumption of the tractor. In the case of the Republic of Korea, annual fuel consumption by tractors was 345 ML/year, accounting for about 48.5% of the total annual fuel consumption of agricultural machinery (KAMICO and KSAM, 2010). Therefore, it would be meaningful to analyze effects of gear selection on tractor load during field operations.

Kichler et al. (2011) analyzed the effects of the transmission gear selection on the tractor performance and reported a 105% increase in fuel consumption rate, a 28% increase in implement draft, and a 255% increase in required power when the gear setting was changed from 3.0 km h<sup>-1</sup> to 8.3 km h<sup>-1</sup> in plow tillage. Several

\* Corresponding author at: Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Republic of Korea.  
Tel.: +82 42 821 6712; fax: +82 42 823 6246.  
E-mail address: sochung@cnu.ac.kr (S.-O. Chung).

■ 논문명 : Research Trends for Performance, Safety, and Comfort Evaluation of Agricultural Tractors: A Review

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi, Soon-Jung Hong, Je-Hoon Sung

학술지: Journal of Biosystems Engineering

발행년도: 39(01), March, 2014

Review

Journal of Biosystems Engineering

J. of Biosystems Eng. 39(1):21-33. (2014. 3)  
http://dx.doi.org/10.5307/JBE.2014.39.1.021

eISSN : 2234-1862  
pISSN : 1738-1266

## Research Trends for Performance, Safety, and Comfort Evaluation of Agricultural Tractors: A Review

Md. Shaha Nur Kabir<sup>1</sup>, Myong-Jin Ryu<sup>1</sup>, Sun-Ok Chung<sup>1\*</sup>, Yong-Joo Kim<sup>2</sup>, Chang-Hyun Choi<sup>3</sup>,  
Soon-Jung Hong<sup>4</sup>, Je-Hoon Sung<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

<sup>2</sup>Machinery Technology Group, Advanced R&D Center, LS Mtron Ltd., Gunpo, Korea

<sup>3</sup>Department of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea

<sup>4</sup>Rural Development Administration, Gyeonggi-do, Korea

<sup>5</sup>Department of Agricultural Engineering, National Academy of Agricultural Science, Rural Development Administration, Suwon, Korea

Received: December 13<sup>th</sup>, 2013; Revised: January 28<sup>th</sup>, 2014; Accepted: January 28<sup>th</sup>, 2014

### Abstract

**Background:** Significant technological development and changes happened in the tractor industries. Contrariwise, the test procedures of the major standard development organizations (SDO's) remained unchanged or with a little modification over the years, demanding new tractor test standards or improvement of existing ones for tractor performance, safety, and comfort. **Purpose:** This study focuses on reviewing the research trends regarding performance, safety and comfort evaluation of agricultural tractors. Based on this review, few recommendations were proposed to revise or improve the current test standards. **Review:** Tractor power take-off power test using the DC electric dynamometer reduced human error in the testing process and increased the accuracy of the test results. GPS signals were used to determine acceleration and converted into torque. High capacity double extended octagonal ring dynamometer has been designed to measure drawbar forces. Numerical optimization methodology has been used to design three-point hitch. Numerous technologies, driving strategies, and transmission characteristics are being considered for reducing emissions of gaseous and particulate pollutants. Engine emission control technology standards need to be revised to meet the exhaust regulations for agricultural tractors. Finite Element Analysis (FEA) program has been used to design Roll-Over Protective Structures (ROPS). Program and methodology has been presented for testing tractor brake systems. Whole-body vibration emission levels have been found to be very dependent upon the nature of field operation performed, and the test track techniques required development/adaptation to improve their suitability during standardized assessment. Emphasizes should be given to improve visibility and thermal environment inside the cab for tractor operator. Tractors need to be evaluated under electromagnetic compatibility test conditions due to large growing of electronic devices. Research trends reviewed in this paper can be considered for possible revision or improvement of tractor performance, safety, and comfort test standards.

**Keywords:** Agricultural tractor, Comfort, Performance, Safety

### Introduction

The standards associated with agricultural and forestry tractors are more complicated than normally expected. Tractor standards handle mainly three issues: safety, performance, and interoperability (Ingle, 2011). These

basic standards are supervised by the major Standard Development Organizations (SDOs) for the agricultural tractor industry internationally: the Organization for Economic Co-operation and Development (OECD), International Organization for Standardization (ISO), Society of Automotive Engineers (SAE), American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE), European Community (EC, type approval), and Nebraska Tractor Test Laboratories (NTTL).

\*Corresponding author: Sun-Ok Chung  
Tel: +82-42-821-6712; Fax: +82-42-823-6246  
E-mail: sochung@cnu.ac.kr

■ 논문명 : Comparison of Test Standards for Performance and Safety of Agricultural Tractors: A Review

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Sung-Hyun Shin

학술지: Journal of Biosystems Engineering

발행년도: 39 (03), September, 2014

Review

Journal of Biosystems Engineering

J. of Biosystems Eng. 39(3):158-165. (2014. 9)  
http://dx.doi.org/10.5307/JBE.2014.39.3.158

eISSN : 2234-1882  
pISSN : 1738-1266

## Comparison of Test Standards for the Performance and Safety of Agricultural Tractors: A Review

Md. Shaha Nur Kabir<sup>1</sup>, Sun-Ok Chung<sup>1\*</sup>, Yong-Joo Kim<sup>1</sup>, Sung-Hyun Shin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

<sup>2</sup>MogenKorea, Yongin, Korea

Received: August 1<sup>st</sup> 2014; Revised: August 9<sup>th</sup> 2014; Accepted: August 21<sup>st</sup> 2014

### Abstract

**Purpose:** The objective of this paper was to compare test standards regarding the performance and safety of agricultural tractors to identify the differences in test conditions, measurement tolerances, and test procedures. Based on the comparison, some recommendations were proposed for possible revisions or improvements to current tractor test standards. **Methods:** The test standards and codes of major standards development organizations (SDOs), such as the Organization for Economic Co-operation and Development (OECD), the International Organization for Standardization (ISO), the American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE), EC type approval, and the board of actions of the Nebraska Tractor Test Laboratories (NTTL), were selected and analyzed. **Comparison of the test standards:** The ISO provides references for fuel and lubricants for tractor tests, and the OECD provides additional measurements for calculating fuel consumption characteristics during the power take-off (PTO) tests. The ISO, EC type approval, and the ASABE provide PTO protective device and the safety requirements. During drawbar power tests, seven transmission ratios are selected for fully automatic transmissions, according to the OECD. In case of hydraulic lift tests, ISO 789-2 and OECD Code 2 advise the use of a static lift force, while SAE J283 advises the use of additional dynamic lift capacity tests for a better representation of in-field operations. The OECD, the ISO, and EC type approval determine the seat index point (SIP), whereas the ASABE determines the seat reference point (SRP) for roll-over protective structure (ROPS) tests. Diversified measurement tolerances were among the braking performance test standards. The European Union (EU) has developed daily limits for vibration exposures with adaptations from ISO 2631-1. Electromagnetic compatibility evaluations are emerging of high-efficiency tractors due to the long-term conformance to electromagnetic emissions and interferences. Comparisons of tractor test standards discussed in this paper are expected to provide useful information for tractor manufacturers and standards development personnel to improve the performance and safety test standards of tractors.

**Keywords:** Agricultural tractor, Performance, Safety, Test standard

### Introduction

Agricultural tractors perform various operations during both the farming and off-farming seasons in off-road conditions; therefore, both performance and safety standards should be much higher for tractors than for general

vehicles (Sim et al., 2011). For this reason, the safety of agricultural tractors is an emerging issue along with heightened performances. A survey showed that in Korea, approximately 79.3% of accidents involving tractors were tractor overturns, but there were no serious injuries when the tractors had a roll-over protective structure (ROPS) and a seat belt (Kim et al., 2010). Shin and Kim (2011) also suggested that the tractor operator's seat should be improved to meet the current ISO 5007 or

\*Corresponding author: Sun-Ok Chung  
Tel: +82-42-821-6712; Fax: +82-42-823-6246  
E-mail: sochung@cnu.ac.kr



■ 논문명 : Visibility Evaluation for Agricultural Tractor Operators According to ISO 5006 and 5721-1 Standards

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Mingzhang Song, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Su-Chul Kim, Jong-Kyou Ha

학술지: Journal of Biosystems Engineering

발행년도: 40(1), March, 2015

Original Article

Journal of Biosystems Engineering

J. of Biosystems Eng. 40(1):19-27. (2015. 3)  
http://dx.doi.org/10.5307/JBE.2015.40.1.019

eISSN : 2234-1882  
pISSN : 1738-1268

## Visibility Evaluation for Agricultural Tractor Operators According to ISO 5006 and 5721-1 Standards

Md. Shaha Nur Kabir<sup>1</sup>, Mingzhang Song<sup>1</sup>, Sun-Ok Chung<sup>1\*</sup>, Yong-Joo Kim<sup>1</sup>, Su-Chul Kim<sup>2</sup>, Jong-Kyou Ha<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

<sup>2</sup>LS Mtron R&D Center, Gunpo, Korea

<sup>3</sup>Research Institute, Kukje Machinery Co., Ltd., Okcheon, Korea

Received: October 24<sup>th</sup>, 2014; Revised: November 27<sup>th</sup>, 2014; Accepted: December 3<sup>rd</sup>, 2014

### Abstract

**Purpose:** A system to measure the visibility of agricultural tractor operators was designed and evaluated according to ISO standards, and a blind area diagram around the tested tractor was created based on the manual method recommended by the National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH). **Methods:** A visibility measurement system was designed and evaluated based on the ISO 5006 and ISO 5721-1 standards. Two bulbs used to simulate the operator's eyes were mounted on a bar with a supporting frame. A wooden frame was used to determine the seat index point position. The 12-m visibility test circle was divided into six sectors of vision, and the test tractor was placed at the center of the circle. Artificial light was supplied in the darkened environment, and shadow or masking effects were measured manually around the 12-m circle. **Results:** When the bulbs were placed at the operator's eye level, front visibility was good; no masking was found in the "A" vision sector, but larger masking widths were found in the "B" and "C" vision sectors. Since the masking width exceeded 700 mm, additional tests, such as movement of the light sources to both sides of the operator's eye level, were performed. Less than six masking effects were found in the semi-circle of vision to the front, and more than one masking was found in the "B" and "C" visual fields. The minimum distance between the centers of two masking effects exceeded 2500 mm when measured as a chord on the semi-circle of vision. A blind area diagram was created to define the exact nature of the blind spots and mirror visibility. **Conclusions:** Visibility evaluation is an effective way to enable proper and safe operation for agricultural tractor operators. Inclusion of this visibility evaluation test in the general testing process might aid tractor manufacturers.

**Keywords:** Agricultural tractor, Field of view, Operator visibility, Safety, Test standard

### Introduction

Operation of agricultural tractors is one of the most hazardous activities that farmers and agricultural workers undertake (OHS, 2013), and the average accident rate of the agricultural sector has been reported to be greater than other industries in Korea (MOEL, 2008; Jung et al., 2011). In 2006, the number of farm accidents was 76.6 cases per 10,000 farm machineries. The average annual incidence of accidents per 10,000 farm machineries was

128.0 for tractors with 13% of these accidents due to unsafe working environments (RDA, 2007a; RDA, 2007b; Lee and Lim, 2008).

Visibility can be defined as the degree of clarity with which objects in the field of view may be perceived or the area viewed from the eye position of the seated operator (Lund and Butters, 2011). A blind spot, or zone of invisibility, however, is a distortion or absence of sight in a portion of the visual field. These blind spots on a vehicle will generally be to the left and right of the vehicle, where the internal or external mirrors do not cover or the peripheral vision ends (Whitelaw, 2012). The operator's field of view may be masked due to structural components

\*Corresponding author: Sun-Ok Chung  
Tel: +82-42-821-6712; Fax: +82-42-823-6246  
E-mail: sochung@cmu.ac.kr

■ 논문명 : Evaluation of Whole Body Vibration of Tractor Operator

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Sun-OkChung, Yong-Joo Kim  
Nam-Seok Sung, Soon-Jung Hong

학술지: International Journal of Agricultural and Biological Engineering  
(SCIE)

발행년도: 투고-August, 2015 (검토 중)

**Abstract:** Exposure of whole body vibration (WBV) influences on performance, comfort, and long term health risks of tractor operator. In this study, a system was designed to measure the WBV of agricultural tractor operators and evaluated according to the ISO standards. A tri-axial accelerometer was employed to measure vibrations transmitted to the seated operator body as a whole through the supporting surface of the buttock on four typical farm roads under different speeds. The vector sum  $A(\delta)$  exposures on the rough tracks (earthen and grassland roads) exceeded the action limits of  $0.5 \text{ m/s}^2$  at 10.9 km/h forward speed and reached to the action limit value at 16.0 km/h forward speed on concrete road. The vector sum of  $VDV(\delta)$  exposures did not exceed the action limits of  $9.1 \text{ m/s}^{1.75}$  and was greater on grassland road. The vector sum  $S_{ed}(\delta)$  exposures values exceeded the moderate probability of an adverse health limit of 0.5 MPa on all farm roads at high forward speeds and exceeded the high probability of an adverse health limit of 0.8 MPa on asphalt, concrete, and grassland roads which should be lower than the exposure limit values as suggested by the ISO and EC standards. The WBV evaluation procedure should be considered for implementation at the official tractor test station, which would response to domestic and international tractor test regulations and improve the market competitiveness.

**Keywords:** agricultural tractor, whole body vibration, test standard, vibration exposure, health risk

- 논문명 : Mode Shift Control for Dual-mode Power-split-type Hybrid Electric Vehicle  
저자 : 홍성화, 최월선, 안성현, 김용주, 김현수  
학술지 : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering  
발행년도 : February, 2014

## Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering

<http://pid.sagepub.com/>

---

**Mode shift control for a dual-mode power-split-type hybrid electric vehicle**  
Sungwha Hong, Woolsun Choi, Sunghyun Ahn, Yongjoo Kim and Hyunsoo Kim  
*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2014 228: 1217  
originally published online 14 February 2014  
DOI: 10.1177/0954407014521177

The online version of this article can be found at:  
<http://pid.sagepub.com/content/228/10/1217>

---

Published by:



<http://www.sagepublications.com>

On behalf of:

**Institution of  
MECHANICAL  
ENGINEERS**

Institution of Mechanical Engineers

Additional services and information for *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* can be found at:

**Email Alerts:** <http://pid.sagepub.com/cgi/alerts>

**Subscriptions:** <http://pid.sagepub.com/subscriptions>

**Reprints:** <http://www.sagepub.com/journalsReprints.nav>

**Permissions:** <http://www.sagepub.com/journalsPermissions.nav>

**Citations:** <http://pid.sagepub.com/content/228/10/1217.refs.html>

>> Version of Record - Aug 12, 2014

OnlineFirst Version of Record - Feb 14, 2014

[What is This?](#)

■ 논문명 : Development of an Integrated Engine-Hydro Mechanical Transmission Control Algorithm for a Tractor

저자 : 안성현, 최진규, 김수철, 이진웅, 최창현, 김현수

학술지 : Advances in Mechanical Engineering

발행년도 : July, 2015

Research Article

Advances in  
Mechanical  
Engineering

Advances in Mechanical Engineering  
2015, Vol. 8(7) 1-8  
© The Author(s) 2015  
DOI: 10.1177/1687814015598870  
ame.sagepub.com  
SAGE

## Development of an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm for a tractor

Sunghyun Ahn<sup>1</sup>, Jingyu Choi<sup>1</sup>, Suchul Kim<sup>2</sup>, Jinwoong Lee<sup>2</sup>,  
Changhyun Choi<sup>3</sup> and Hyunsoo Kim<sup>1</sup>

### Abstract

This article presents an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm for a tractor considering the engine-hydro-mechanical transmission efficiency. First, the hydro-mechanical transmission efficiency was obtained by network analysis based on the hydrostatic unit efficiency constructed from the test. Using the hydro-mechanical transmission efficiency map and the thermal efficiency of the engine, an engine-hydro-mechanical transmission optimal operating line was obtained, which provides higher total system efficiency. Based on the optimal operating line, an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm was proposed, which provides higher total powertrain system efficiency. To evaluate the performance of the proposed control algorithm, an AMESim-MATLAB/Simulink-based co-simulator was developed. From the simulation results for the plow working, it was found that the integrated engine-hydro-mechanical transmission control provides improved fuel economy by 7.5% compared with the existing engine optimal operating line control. The performance of the integrated engine-hydro-mechanical transmission control was also validated using the test bench.

### Keywords

Hydro-mechanical transmission, hydrostatic unit, optimal operating line, network analysis

Date received: 16 January 2015; accepted: 25 May 2015

Academic Editor: Rahmi Guclu

### Introduction

Manual transmission, power-shift transmission, hydrostatic transmission (HST), and hydro-mechanical transmission (HMT) are mainly used in tractors, with manual and power-shift transmissions the most common. These transmissions have the advantages of high efficiency and low cost, but need frequent gear shifts while the vehicle is being driven and while it is working, which requires a high degree of driving skills. Furthermore, an asynchronous manual transmission is inconvenient because the vehicle must be stopped before being shifted, which increases the working time and fuel consumption. Therefore, the need for automatic transmissions in tractors is growing with the demand for more efficient vehicles.<sup>1</sup>

HST and HMT can continuously implement the desired gear ratios when driving or working because they have a continuously variable transmission (CVT) function. HST converts the engine power to fluid power through the hydrostatic unit (HSU), which acts as a variator, and then transmits the power to the drive

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea

<sup>2</sup>Machinery Technology Group, LS Motor, Guro, Korea

<sup>3</sup>Department of Bio-mechatronics, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea

### Corresponding author:

Hyunsoo Kim, School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, 300 Chunchun-dong, Jangjeon-gu, Suwon 440-746, Korea.  
Email: hskim@me.skku.ac.kr



Creative Commons CC-BY: This article is distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 License (<http://www.creativecommons.org/licenses/by/3.0/>) which permits any use, reproduction and distribution of the work without further permission provided the original work is attributed as specified on the SAGE and Open Access pages (<http://www.uk.sagepub.com/aboutus/opensess.htm>).

■ 논문명 : Modeling and Simulation for a Tractor Equipped with Hydro-Mechanical Transmission

저자 : 최석환, 김형진, 안성현, 홍성화, 채민재, 권오은, 김수철, 김용주, 최창현, 김현수

학술지 : Journal of Biosystems Engineering

발행년도 : August, 2013

Original Article

Journal of Biosystems Engineering

J. of Biosystems Eng. 38(3):\*. (2013. 8)  
http://dx.doi.org/10.5307/JBE.2013.38.3.077

eISSN : 2234-1882  
pISSN : 1738-1200

## Modeling and Simulation for a Tractor Equipped with Hydro-Mechanical Transmission

Seok Hwan Choi<sup>1</sup>, Hyoung Jin Kim<sup>1</sup>, Sung Hyun Ahn<sup>1</sup>, Sung Hwa Hong<sup>1</sup>, Min Jae Chai<sup>1</sup>, Oh Eun Kwon<sup>1</sup>,  
Soo Chul Kim<sup>2</sup>, Yong Joo Kim<sup>2</sup>, Chang Hyun Choi<sup>3</sup>, Hyun Soo Kim<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea

<sup>2</sup>LS Mtron LTD., Anyang, Korea, <sup>3</sup>Department of Bio-Mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea

Received: ○ ○, 2013; Revised: ○ ○, 2013; Accepted: ○ ○, 2013

### Abstract

**Purpose:** A simulator for the design and performance evaluation of a tractor with a hydro-mechanical transmission (HMT) was developed. **Methods:** The HMT consists of a hydro-static unit (HSU), a swash plate control system, and a planetary gear. It was modeled considering the input/output relationship of the torque and speed, and efficiency of HSU. Furthermore, a dynamic model of a tractor was developed considering the traction force, running resistance, and PTO (power take off) output power, and a tractor performance simulator was developed in the co-simulation environment of AMESim and MATLAB/Simulink. **Results:** The behaviors of the design parameters of the HMT tractor in the working and driving modes were investigated as follows: For the stepwise change of the drawbar load in the working mode, the tractor and engine speeds were maintained at the desired values by the engine torque and HSU stroke control. In the driving mode, the tractor followed the desired speed through the control of the engine torque and HSU stroke. In this case, the engine operated near the OOL (optimal operating line) for the minimum fuel consumption within the shift range of HMT. **Conclusions:** A simulator for the HMT tractor was developed. The simulations were conducted under two operation conditions. It was found that the tractor speed and the engine speed are maintained at the desired values through the control of the engine torque and the HSU stroke.

**Keywords:** CVT (continuously variable transmission), HMT (hydro-mechanical transmission), Simulation, Tractor performance

### Introduction

As the concerns on environmental issues such as global warming and the climate change have been growing, regulations on emission such as EURO-6, TIER-4, and the Enforcement Rule of the Clean Air Conservation Act, are being tightened. In response to these concerns, active research on and development of eco-friendly technologies have been increasing in tractor design.

The existing transmissions for tractors include manual transmission, power shift transmission, HST (hydro-static transmission), and HMT (hydro-mechanical transmission).

Among these, HST and HMT have the CVT (continuously variable transmission) feature and can operate the engine with high thermal efficiency independent from the vehicle speed within the transmission range, thus reducing the fuel consumption and exhaust. In addition, because they can automatically control the gear ratio with no separate gear lever operation of the driver, and because they can increase the working efficiency by reducing the driver's labor, they are expected as promising transmissions that are eco-friendly and highly efficient.

HST transmits power using hydraulic pressure, and has the advantages of having a continuously variable transmission function and of being capable of transmitting very large power per unit weight. It has been usually applied to small tractors, however, due to its considerably

\*Corresponding author: Hyun Soo Kim  
Tel: +82-31-290-7438; Fax: +82-31-290-7679  
E-mail: hskim@me.skku.ac.kr

## 나. 학술대회

### ■ 논문명 : 트랙터 베일러 작업 성능평가를 위한 작업사이클 개발

저 자 : 박진감, 윤현웅, 최창현, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회 2013 춘계학술대회

국제유가 상승에 따라 농가에 유류비용 부담이 증가하고 있어 이에 대한 방안이 필요하다. 특히 연료 소비가 많은 트랙터에 대한 에너지 효율 등급화가 필요하나 자동차와 같이 주행 사이클로 성능평가가 어려운 실정이다. 이에 본 연구에서는 트랙터의 주요작업 중 하나인 베일러 작업의 부하를 측정하고 베일러 작업의 성능평가를 위한 작업 사이클을 개발하는 것을 목적으로 하였다.

### ■ 논문명 : 트랙터 플라우 작업 성능평가를 위한 작업사이클 개발

저 자 : 박진감, 윤현웅, 최창현, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회

발행년도 : 2013. 11

유류 사용량이 많은 트랙터는 국제유가 상승에 따라 비용 절감을 위한 방안 마련이 필요하다. 자동차와 같이 트랙터에 대한 에너지 효율 등급화가 필요하나 포장작업이 주요 목적인 트랙터는 주행 사이클로 성능평가가 어려운 실정이다. 이에 본 연구에서는 트랙터의 포장작업 중 하나인 플라우 작업의 부하 측정과 성능평가를 위한 작업 사이클 개발을 목적으로 하였다.

### ■ 논문명 : 트랙터 시뮬레이션 모델을 이용한 연비 평가

저 자 : 이현민, 최창현, 김완수, 이대현, 김용주

학 술 지 : 한국농업기계학회

발행년도 : 2015. 04

국내 트랙터는 전체 농기계의 86%(243,531 대)를 차지하며 연간 작업면적이 13.5ha/대로 가장 많이 사용되고 있으며 보급 대수도 2005년 이후 증가하고 있는 추세에 있다. 트랙터의 보급 및 사용량이 늘어나며 고효율화 및 연비에 대한 관심이 증가하고 있지만 트랙터의 성능평가 및 연비 평가에 대한 개발은 미비한 실정이다. 현재 트랙터 연비 평가는 전부하 및 포장에서의 실차시험이 대부분으로 비용과 시간, 환경적 요인에 의한 제약이 많아 대체 가능한 평가가 필요하다. 이에 본 연구에서는 작업 사이클을 적용하여 트랙터의 시뮬레이션 모델을 이용한 연비평가를 실시하였다.

■ 논문명 : Design of Measurement Systems for Reliability Rating Technology Development of High Efficiency Large Tractors

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Youn-Kug Choo, Sun-Ok Chung, Chang-Hyun Choi, Yong-Joo Kim

학술지: 2014 ASABE and CSBE | SCGAB Annual International Meeting

Significant technological development and changes happened for agricultural tractors, demanding new tractor test standards or improvement of existing ones for tractor performance, safety, and comfort. In this study, measurement systems were designed for operator's visibility and whole body vibration of agricultural tractor operator as these issues have not been approved by the official tractor test station in Seoul Korea. Bulb-shadow tests were used for evaluating the tractor operator's visibility on the forward, to the side and rear visibility of tractor. Masking effects were measured by establishing a 12 m diameter "visibility test circle" around the tractor. Poor visibility conditions of the tested tractor were found during this visibility tests. A tri-axial ICP (seat pad) accelerometer was used to measure whole body vibration (WBV) emissions on operator's seat of tractor. 8-hour energy-equivalent r.m.s acceleration ( $m/s^2$ ), vibration dose value (VDV), sixth power amplitude of acceleration ( $D_k$ ), and daily static compression dose (Sed) values were measured from the measured data in five typical farm roads under different speeds in accordance with ISO2631-1, ISO5008, and ISO 2631-5 standards. Through the development of safety and comfort rating technology of agricultural tractors, it is possible to response domestic and international tractor test regulations and improve the market competitiveness.

■ 논문명 : Review on Reliability Rating Test Standards for High Efficiency Agricultural Tractors

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung, Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi

학술지: Proceedings of the 5th Asian Conference on Precision Agriculture (ACPA), June 2013

Agricultural tractors perform various operations during both farming and off-farming seasons in off-road conditions; therefore the reliability quality requirement should be much higher compared to the general vehicles. This paper reviews the international tractor test standards and research trends related to tractor reliability rating. Agricultural tractor test standards of OECD, ISO, ASABE, Nebraska and EC were collected. Among the test standards, OECD codes provide the centralized testing methodology for a complete unit, conversely the ISO standards focus on standardization of individual piece or component of the complete unit. ASABE standards consist of more than 120 standards for agricultural

equipment and systems. An EC Type Approval for vehicles is applicable in the whole European Economic Area, whereas NTTL is the official U-S tractor testing station for OECD. Procedural differences among the standards were also summarized and major differences were found in measurement tolerances. Reviewing research trends, it was found that significant changes happened in the field of technological development of agricultural tractors in past few decades, on the contrary, the test procedures remained unchanged or with a little modification over the years. Moreover, test and evaluation standard and technology have not been established for high efficiency tractors. So, there are still some scopes to develop new tractor test standards or to improve the existing standards. Based on the comparisons of the test standards and review of research trends, recommendations were proposed to revise or improve the current test codes or standards. Tractor testing standards have become an important international reference in the certification of tractors, underpinning existing international agreements, and contributing actively to the harmonization of regional and global standards.

- 논문명: Comparison of Testing Standards for Reliability Rating of Roll-over Protective Structure (ROPS) for Agricultural Tractor  
저자: Md. Shaha Nur Kabir, Myong-Jin Ryu, Sun-Ok Chung,\*  
Yong-Joo Kim, Chang-Hyun Choi  
학술지: Proceedings of the KSAM & KSBEC 2013 Spring Conference

Objective of this study is to compare the international testing standards of ROPS of agricultural and forestry tractors for reliability rating. Review on research papers relating to ROPS testing was also done. Finally recommendations were proposed to improve or revise the ROPS testing standards. ROPS testing standards of OECD code 4, ISO:5700, ASABE (SAE J1194) and EC-Type approval (2009/75/EC) were collected and procedural differences among the testing standards were summarized. 'Static' ROPS test procedure adopted worldwide was selected for this study. Significant procedural differences were found while comparing the ROPS testing standards. OECD code 4 is applicable to 600kg tractor mass whereas ISO 3463 and EC are applicable to tractor mass of 800 kg or more. In case of force application, OECD mentioned  $\pm 1.0\%$  tolerances whereas SAE and EC mentioned  $\pm 5\%$  and  $\pm 2\%$  respectively. In case of mass, OECD mentioned  $\pm 0.5\%$  tolerances whereas ASABE and EC mentioned  $\pm 5\%$  and  $\pm 20\text{kg}$  respectively. During side loading according to OECD, the load shall be applied to the upper extremity of the protective structure at a point (160-ah) mm, whereas ISO mentioned the 85 mm forward of the seat index point (ah is the half of the horizontal seat adjustment). On the other hand, ASABE mentioned the center of side load application shall be located between a distance 610 mm forward, and a distance 305 mm rearward of the seat reference point. Differences were found in the sequence of tests between OECD and ASABE standards. An overload test



was given by all testing standards except ASABE. The evolution of the tractor also concerned the ROPS cab design, which show not only the safety but also the needs of comfort and well-being of the operator. On the contrary, the test procedure of the testing standards remained unchanged over time, so there is a possibility to update or revise the current test standards of ROPS for these types of newly developed ROPS model.

■ 논문명: Visibility Measurement and Evaluation for Agricultural Tractor

Operators According to ISO 5006 and 5721-1 standards

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Mingzhang Song, Sun-Ok Chung\*,

Yong-Joo Kim

학술지: 한국농업기계학회 2014 추계학술대회

Operator's visibility is of primary importance for efficient and safe operation of tractor. Objective of this research was to design and evaluate a measurement system for the visibility of tractor operator; and to create a blind area diagram around the tested tractor based on the manual method of National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH). Materials and Method A visibility measurement system was designed and evaluation was performed based on the ISO 5006 and ISO 5721-1 standards. Two bulbs were used to simulate the operator's eyes and mounted on a bar with supporting frame. A wooden frame was used to determine the position of the seat index point (SIP) of the seat. The 12 m visibility test circle was divided into six sectors of visions and the test tractor was placed on the center of the circle. Artificial light was supplied in darkened environment and the shadow or the masking effects were measured manually at 12 m circle while the light sources were at filament point center position (FPCP) and both sides of this point. While the bulbs were placed on operator's eye level, front visibility was good and no maskings were found in "A" sector of vision, but larger masking widths were found in the "B" and "C" sector of visions. The width of maskings was more than 700 mm; therefore, additional tests such as the movements of the light sources to the both sides of operator's eye level were also performed. Less than six masking effects were found in the semi-circle of vision to the front and more than one masking were found in "B" and "C" visual field due to the adjacent structural components of the tractor cab. The minimum distance between the centers of two masking effects was found more than 2500 mm, measured as a chord on the semi-circle of vision. Blind area diagram was also created to define the exact nature of the blind spots and mirror visibility. Visibility evaluation is an effective way to enable proper, effective, and safe operation for agricultural tractor operator. Inclusion of this visibility evaluation test procedure in the official tractor test station in Korea, can be helpful for better export of Korean tractors.

■ 논문명: Whole Body Vibration Measurement and Evaluation for Agricultural Tractor Operators

저자: Md. Shaha Nur Kabir, Sun-Ok Chung\*, Yong-Joo Kim, Kyeong-Hwan Lee

학술지: 한국농업기계학회/한국생물환경조절학회 2015 춘계공동학술대회

Agricultural tractors are extensively used for on-road, off-road transportations; and tractor operators are exposed to high levels of whole-body vibration during typical and road operations. In this study, a measurement system for operator's whole body vibration was designed and evaluated according to the ISO test standards. A tri-axial ICP (seat pad) accelerometer (model: 356A01, PCB Piezotronics, Inc., NY, U.S.A) was employed to measure vibrations transmitted to the seated operator body as a whole through the supporting surface of the buttock in four typical farm roads under different speeds in accordance with the methodology of ISO 5008 (ISO, 2002). A semi-rigid disc was designed according to the instructions and dimensions given in ISO 10326-1 (ISO, 1992). The accelerometer was mounted according to ISO 5348 (ISO, 1998). An 8-channel data logger (model: NI cDAQ-9178; National Instruments, USA) and a 4-channel module (model: NI 9234, National Instruments, USA) were used to collect WBV exposures according to the ISO standards. A LabVIEW software program (version 2010; National instrument; Austin, Texas, USA) was applied to collect WBV exposures and the data were analyzed. 8-hour energy-equivalent r.m.s acceleration ( $m/s^2$ ), vibration dose value (VDV), sixth power amplitude of acceleration (Dk), and daily static compression dose (Sed) values were calculated per ISO 2631-1, ISO 5008, and ISO 2631-5 standards. The vector sums A (8) exposures on the rough tracks (earthen and grassland roads), exceeded the action limits of  $0.5 m/s^2$  at 10.9 km/hr forward speed. In concrete road it reached to the action limit value at 16.0 km/hr forward speed. The vector sums of VDV (8) exposures have not exceeded the action limits of  $9.1 m/s^{1.75}$ , however it was found higher on grassland road. On smooth roads the VDV (8) values were well below the action limit due to absence of multiple shocks. The vector sums Sed (8) exposures values exceeded the moderate probability of an adverse health limit of 0.5 MPa in all farm roads at high forward speeds. Moreover, it exceeded the high probability of an adverse health limit of 0.8 MPa in asphalt, concrete, and grassland roads.

■ 논문명 : Integrated Control of Engine and Hydro-Mechanical Transmission for a Tractor in Working Condition

저자 : 안성현, 최석환, 민경휘, 손한호, 장미정, 김수철, 김용주, 최창현, 김현수

학술지 : FISITA 2014 World Automotive Congress

최근 HMT는 농업용 트랙터의 연비 향상과 작업 편의성 향상을 위한 대안으로 평가받고 있다. 하지만 트랙터에 적용하기 위해서는 엔진과 HMT의 제어가 통합적으로

이루어져야한다. 이에 이 논문에서는 작업 상황에서 엔진과 HMT의 통합제어 알고리즘을 개발하고 시뮬레이션에서 검증하였다.

■ 논문명 : 농업용 트랙터의 작업 시 무단 변속기 제어 전략

저자 : 안성현, 최석환, 이슬기, 홍성화, 김수철, 김현수

학술지 : 한국 자동차공학회 2014 춘계 부문종합 학술대회

HMT는 무단 변속기능을 이용해 엔진 운전을 효율이 높은 곳에서 운전할 수 있는 장점이 있다. 하지만 PTO를 이용하는 작업상황에서는 엔진 속도가 고정되어 연비 향상을 위한 제어는 한계가 있다. 이 논문에서는 작업상황에서 엔진과 HMT의 통합 제어 전략을 제시하여 PTO를 이용하는 작업 시 엔진 속도가 유지되는 제어 알고리즘을 제시하였다.

■ 논문명 : 정유압 기계식 변속기를 사용한 농업용 트랙터의 연료 소모율 감소를 위한 제어 전략

저자 : 안성현, 최진규, 홍성화, 피재명, 이원빈, 김수철, 이진웅, 김현수

학술지 : 한국 자동차공학회 2015 춘계 부문종합 학술대회

HMT를 장착한 트랙터는 트랙터와 엔진의 속도가 HMT를 이용하여 독립적으로 제어할 수 있는 장점이 있다. 트랙터의 연비향상을 위해 이 연구에서는 HMT의 무단변속 기능을 이용한 엔진 OOL제어 전략을 제시하고 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

■ 논문명 : 히스테리시스를 고려한 HMT 장착 트랙터의 속도비 제어

저자 : 안성현, 최진규, 이원빈, 피재명, 김수철, 이진웅, 김현수

학술지 : 2015 한국 자동차공학회 학술대회 및 전시회

HMT는 무단변속기능을 담당하는 HSU와 구현 가능한 변속비 범위를 넓혀주는 부변속부로 이루어져있다. 부변속부는 각 부변속 클러치의 속도가 동기화되었을 때 수행되며, HSU를 이용하여 클러치 속도를 동기화시킨다. 따라서 HSU의 정밀한 제어가 요구된다. 이 연구에서는 HSU의 히스테리시스를 시험 결과를 이용해 모델링하고 역히스테리시스 모델을 통해 히스테리시스 영향을 감소시켜 HMT의 속도비 제어 성능을 향상시켰다.

## 2. 인력양성효과

■ 논문명 : 트랙터 포장작업 성능평가를 위한 작업 사이클 개발

■ 석사 : 1명(윤현웅), 2013년 2월 졸업

학위논문명 : 트랙터 포장작업 성능평가를 위한 작업 사이클 개발

The purpose of this study was to develop working cycle reflecting tractor field operation. Working cycle provides a representative torque-time profile of tractor operating behavior in a specific field area. Working cycles for major field operations were developed with on-field operating data of tractor. A data acquisition system was installed at a tractor and used to measure load data in the fields. Mode analysis methods were applied to analyze the tractor operating behavior of major field operations. Working cycles for major field operations were constructed and evaluated by analyzing the tractor performance at the specific field conditions.

- 1) Major field operations of tractor were selected based on survey results of tractor users in the Chonbuk area. Field experiments were conducted to collect the load data from plow tillage operation and baler operation. Torques and rotational speeds of transmission and PTO shafts, and discharge flow of hydraulic pump were measured to calculate power requirements of the tractor engine. Power requirements of the engine was used to determine the engine torque data of the tractor components.
- 2) Engine torques for baler operation from eight different plots were analyzed. The baler operation in the field was divided into five modes such as start mode, bale mode, turn mode, tie mode, and discharge mode. The ratios of operating periods of each mode were 7.38%, 51.19%, 25.25%, 7.96%, and 8.22%, respectively. The maximum and the averaged engine torques were 333.81 Nm and 122.58 Nm, respectively. The maximum engine torque was greater than the rated torque of 295 Nm, but it was seldom appeared.
- 3) Plow tillage operation used more draft power instead of PTO power. The ratios of operating periods of start mode, plow mode, depth adjust mode, and turn mode were 7.10%, 54.35%, 25.63%, and 12.92%, respectively. The maximum torque of 307.62 Nm was found in plow mode and appeared less than 1% of total field operating periods. The maximum and the RMS torque differentials were 45.76 Nm/s and 3.79 Nm/s, respectively. The maximum and torque differential was found in start mode

4) A practical driving cycle construction methodology for vehicle was adopted to develop working cycle of tractor field operations, The 1575 seconds of working cycle was constructed by combining 11 micro-routines for baler operation and the 1396 seconds of working cycle was constructed by combining 14 micro-trips micro-routines for plow tillage operation. Maximum, minimum, and averaged torques, and maximum, minimum, averaged, and RMS torque differentials of working cycles was analyzed. Total errors of torque and torque differential were 2.02% and 2.81%, respectively. The SSD (sum square difference) values of developed working cycles based on TDPD (torque differential probability distribution) were 1.61 for baler operation and 1.53 for plow tillage operation. These values were very close to the SSD values to evaluate the international certified driving cycles of vehicles. It means that the developed working cycles could represent the tractor operating behavior of the major field operations.

■ 논문명 : 트랙터 시뮬레이션 모델을 이용한 연비 및 작업효율 분석

■ 석사 : 1명(이현민), 2015년 8월 졸업

학위논문명 : 트랙터 시뮬레이션 모델을 이용한 연비 및 작업효율 분석

This study is a basic research for developing high efficiency tractor. The research used work load measured in major road pavement works to create a working cycle for each type of pavement work and analyzed their work efficiency. Also, the research was done to develop a simulation model to assess tractor fuel efficiency. Yoon's Result (Yoon, 2012) was used to create a work cycle for each pavement work type. In case of plowing, per hour work area was used to analyze work efficiency for rotary cultivator. For baler operation, the weight of bale created per hour was used to analyze work efficiency. A work cycle for each pavement work type was applied to the tractor simulation model developed in this way. Then, statistical techniques were used to test torque and fuel consumption and fuel efficiency was assessed by calculating fuel consumption per motor power consumed for each pavement work type. The major conclusions of the research are as follows.

1) The major components of laboratory experiment apparatus performed to test the work

cycle created using Yoon's Result consist of 71kW tractor diesel engine and 220kW engine dynamometer and fuel supply device. In terms of assessment and test of laboratory experiment, torque and fuel consumption were measured as the work load of the work cycle created by dynamometer after starting tractor engine was input and whether APE produced from validation set and comparison of average satisfied within 5% was checked. In terms of plow cultivator, rotary cultivator and baler work operation, all satisfied 5% threshold requirement by showing 3.43, 3.28 and 2.48%.

2) The work cycled created in this way was used to analyze work efficiency for each type of pavement work operation. For plow cultivator, the working width was 240cm; working length, 100m; average work frequency, 9 times; work hours, 973 seconds; and overall work efficiency, 79.92 a/h. For rotary cultivator, the working width was 230cm; working length, 100m; average work frequency, 9 times; work hours, 1040 seconds; and overall work efficiency, 71.65 a/h, showing that the work efficiency of plow cultivator was slightly higher than that of rotary cultivator. For baler operation, the average weight of baler was 692.3 kg; average count of baler per field, 7; work hours, 998 seconds; and overall work efficiency, 9.91 t/h.

3) A tractor simulation model was designed to assess fuel efficiency of tractor for each pavement operation type. Simulation X program, a popular commercial program, was used to design a simulation model. The simulation model for each component was first designed based on tractor's motor transmission structure such as engine, gear, PTO and hydraulic system and then the overall tractor simulation model was designed. Load data was input by inputting work cycle created from each component, which was then designed to work as engine torque. Then, engine torque, fuel consumption and fuel efficiency were measured.

4) To test the simulation model designed, the work cycle created from tractor simulation model was applied to measure torque and fuel consumption, which were then compared to the average value of torque in validation set and fuel consumption. The engine torque of the simulation model of plow cultivator, rotary cultivator and baler operation and the APE of average torque of validation set were each 5.08%, 4.09% and 4.11%. Other than plow cultivator, they were all satisfactorily within 5%. The fuel consumption were 5.16%, 4.27% and 4.33%. Other than plow cultivator, they were all satisfactorily within 5%. The result of t-test analysis showed that there were no significant differences between the simulation of torque and fuel consumption in each operation vs the average of validation set. Therefore,

the simulation model can be used to analyze torque and fuel consumption for each pavement operation. In terms of fuel efficiency assessment, plow cultivator, rotary cultivator and baler operation showed 0.317, 0.307 and 0.322 kg/kWh, showing the fuel efficiency of rotary cultivator was the best.

■ 논문명 : 안전요인을 고려한 농용트랙터 분류 및 작업자 편의성 평가

■ 박사 : 1명 (Md. Shaha Nur Kabir), 2015 년 8월 졸업

학위논문명: Comfort Evaluation and Classification of Agricultural Tractors  
Considering Safety Factors

Test standards associated with agricultural tractors ensure a comparative basis performance, increased transparency, simplified international trade procedures, and extended open markets, improving the ability of tractor manufacturers to market their products worldwide. In this study, comparison of test standards was performed and the research trends of agricultural tractors were reviewed to recommend improvement of the test standards and classification considering safety factors. Test standards and codes of agricultural tractors from major standard development organizations (SDOs) were collected and compared to identify the differences in test conditions, measurement tolerances, and test procedures. Then operators' visibility and whole body vibration were evaluated according to the ISO standards. Finally, classification indexes were developed for agricultural tractors considering available official safety test data such as braking performance, noise measurement, and ROPS performance. Major power and safety performance tests issues for tractor operators have been performing at Foundation of Agri. Tech. Commercialization and Transfer (FACT), Korea, excluding comfort issues such as visibility, whole body vibration for tractor operator. Therefore, measurement systems were designed and test procedures were evaluated for visibility and whole body vibration evaluation of agricultural tractor operators, as EMC certifications and other power and safety performance tests are well established in Korea.

Visibility measurement system for tractor operators was designed and evaluated according to the ISO 5006 and ISO 5721-1 standards, and a blind area diagram around the tested tractor was created based on the manual method recommended by the National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH). Two bulbs were used to simulate the operator eyes and a wooden frame was used to determine the seat index point position. A 12-m visibility test circle with six sectors of vision was prepared, placing the test tractor at the center of the circle; masking effects around the 12-m circle were measured by supplying artificial light. At the operator's eye level, front visibility was good and masking was not found in the "A" vision sector, but larger masking widths (greater than

700 mm) were found in the “B” and “C” sectors. Therefore, additional tests, such as movement of the light sources to both sides of the operator’s eye level, were performed. This visibility evaluation was an effective way to enable proper and safe operation for agricultural tractor operators. Inclusion of this visibility evaluation test in the official testing procedures might aid the tractor manufacturers.

A system to measure the whole body vibration of agricultural tractor operator was designed and evaluated according to the ISO 5008 and ISO 2631-1. A tri-axial ICP (seat pad) accelerometer was employed to measure vibrations transmitted to the seated operator body as a whole through the supporting surface of the buttock in four typical farm roads under different speeds. The vector sum A (8) exposures on the rough tracks (earthen and grassland roads) exceeded the action limits of 0.5 m/s<sup>2</sup> at 10.9 km/h forward speed, and reached to the action limit value at 16.0 km/h forward speed in concrete road. The vector sum of VDV (8) exposures did not exceed the action limits of 9.1 m/s<sup>1.75</sup> and was greater on grassland road. The vector sum Sed (8) exposures values exceed the moderate probability of an adverse health limit of 0.5 MPa in all farm roads at high forward speeds and exceeded the high probability of an adverse health limit of 0.8 MPa in asphalt, concrete, and grassland roads which should be lower than the exposure limit values as suggested by the ISO and EC standards. The WBV evaluation procedure should be considered for implementation at the official tractor test station in Korea, which would response to domestic and international tractor test regulations and improve the market competitiveness.

Safety indexes of agricultural tractor have been proposed so that a classification based on the safety could be established. Braking performance and noise measurement tests of forty seven (47) different tractor models, and test reports of 11 ROPS models were considered for these index development. A five-grade system was applied for the braking safety index in 15%, 20%, 30%, 20%, and 15% for the “A”, “B”, “C”, “D”, and “E” grade, respectively in the order of efficiency. Noise rating was done with 5 grade levels from 70 to 95 dB (A) with 5 dB (A) interval and ROPS safety index was based on 3 classification system. The proposed indexes were expected to provide the safety information to the farmers and manufacturers for selecting the safer agricultural tractors.

■ 논문명 : 트랙터의 엔진-HMT 통합제어에 대한 연구

석사 : 1명(최석환), 2014년 2월 졸업

학위논문명 : 트랙터의 엔진-HMT 통합제어에 대한 연구

In this study, an integrated engine-HMT(hydro-mechanical transmission) control algorithm was proposed for tractor. First, a performance simulator of a tractor with HMT was developed using AMESim and MATLAB/Simulink. Clutch control valves of the



hydraulic control system for the HMT were modeled based on the dynamic equations and measured values. Valve models were validated by comparing the simulation results with the experiment results.

Power flow characteristics of the HMT were analyzed by using the HMT performance simulator. From the simulation results, it was found that the power circulation occurs in some speed ratio and the power transmission efficiency of the power circulation region is lower than that of power split region. To develop sub-shift control algorithm, sub-shift stroke was calculated using the speed relationship of the sub-shift clutch gear.

Based on the power characteristics of the HMT, an integrated engine-HMT OOL(optimal operating line) control algorithm was proposed. In this algorithm, a three-dimensional map of the engine torque, engine speed and output speed was constructed considering the engine-HMT system efficiency. The performance of the engine-HMT OOL control was evaluated for (1)following tractor speed and (2)satisfying wheel load for plowing work and its performance was compared with that of the engine OOL control. It was found from the simulation results that the fuel consumption of the integrated engine-HMT OOL control is improved by 10.1~11.4% compared with the engine OOL control. This is because the integrated engine-HMT control operates the engine by considering the engine-HMT powertrain efficiency even if the engine thermal efficiency is sacrificed.

## 5.2 산업화 추진 및 기술확산 방안

### 5.2.1 산업화 추진

#### 5.2.1.1 경제성 분석

##### 가. 전세계 시장 현황

100~135마력 대형트랙터의 국내 시장은 700대 정도로 미약한 수준이나 전세계 시장 규모는 약 17만대 정도로 매우 큰 시장을 형성하고 있다. 이에 반해 국내 트랙터 업체의 주력 제품은 수익성이 낮은 100마력 이하에 형성되고 있어 더 큰 성장을 위해서는 100마력 이상의 대형트랙터 개발이 필수적이다.



그림 5.2.1 100~135마력 대형트랙터 전세계 시장 규모 (2012)

또한 수출에 용이한 중국 시장의 경우 협동조합이 증가하면서 100마력 이상 트랙터 수요가 급격히 증가하기 시작하였으며 시장규모는 2020년까지 5만대 수준으로 성장할 것으로 예상되고 가격경쟁력에서 유리한 브라질 시장은 1만 5천대 수준까지 성장할 것으로 예상되고 있다.

##### 나. 중국 시장 현황

중국 시장은 현재 신기술, 편의 장치에 대한 Needs가 약하나, 주 사용 연령대가 30대이기 때문에 점차 증가될 것으로 예상된다. 중국 정부에서는 농업기계화 지원 정책 시스템을 구축하여 농업 기계화를 촉진 중이며 2015년 종합기계화 수준을 60%까지 달성하는 것을 목표로 하고

있다 ('10년 52% 수준). 특히 100마력 이상 제품에 대한 보조금이 높게 책정되어 대형트랙터 시장에 유리한 환경을 형성하고 있다. 또한 소규모 토지를 소유한 농민들이 협동조합을 설립하여 100마력 이상의 트랙터를 구입함으로써 생산성 향상을 도모하는 추세이다.

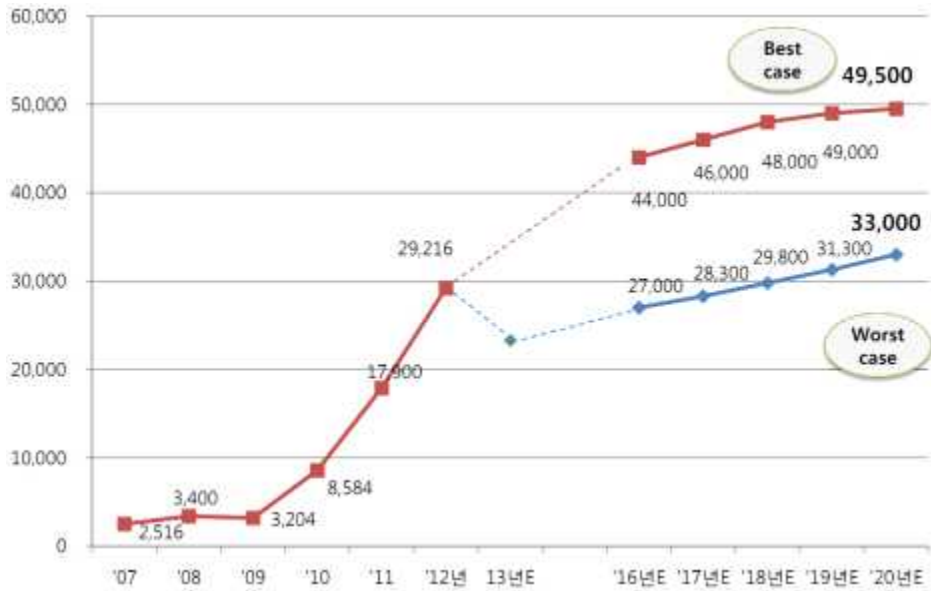


그림 5.2.2 중국 대형트랙터 시장 현황 및 향후 성장 예상

중국 트랙터 업체들의 주력 제품은 120마력 트랙터를 중심으로 100~135마력 사이에 라인업을 구축하고 있어 중국 트랙터 시장의 수출을 위해서는 대형트랙터가 필수적인 것으로 판단된다.

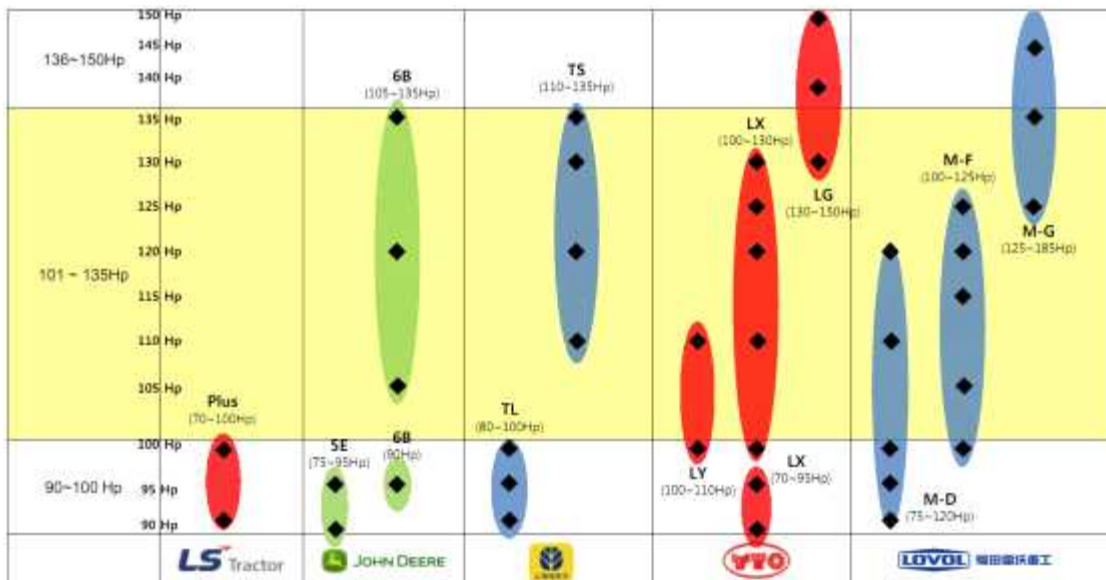


그림 5.2.3 중국 트랙터 업체 라인업

다. 브라질 시장 현황

브라질은 농업 기계화가 가속되고 있으며 정부에서 시행하는 가족농, 기업농 강화 정책이 시행될 가능성이 매우 높다. 또한 2014년 월드컵 및 2016년 리오 올림픽 개최에 따른 투자 확대, 수출회복 등에 따른 경제발전으로 인하여 지속적인 1인당 GDP의 상승이 전망되고 있으며, 트랙터 주요 소비자인 농가 소득도 함께 증가가 예상되어 트랙터 구매력 상승이 예상된다.

사회 전반적으로 전체 경작지 면적은 증가하고 있으나, 농민 수는 감소하고 있어 1인당 경작지 면적이 증가되고 있어 농업 기계화가 가속될 것으로 예상되고 이에 따라 트랙터 수요도 증가할 것으로 예상되고 있다.



그림 5.2.4 대형트랙터 브라질 시장 현황 및 예상 수요

대형트랙터의 주 사용고객은 중규모/대규모 상업농으로 제품의 성능과 기능을 중요시 여기고 있다. 따라서 CVT와 같은 고풍의성 기능을 확보하여 대형트랙터에 적용하는 것이 중요하다고 판단된다. 또한 브라질 트랙터 업체들의 대형트랙터 제품은 대부분 100~130마력급에 주로 분포되고 있어 중국 시장과 마찬가지로 주요 타겟 시장이 될 것으로 판단되고 있다.

형태	주요 특성	경지면적/ Hp	주요 사용 용도	주요 구매 고려요인
기업형	• 기업형태의 대규모 Mill (e.g. 사탕수수 Mill 'Cosan')	• 5,000Ha 이상 • 150~300Hp 이상	• 바이오 에너지 및 <b>산업용 작물 생산</b>	• <b>제품 성능 및 내구성</b> • <b>에너지 효율</b>
대규모 상업농	• 다양한 작물을 대규모 경작하는 농가	• 1,000~5,000Ha • 100~200Hp	• 사탕수수, 면화, 대두 등 <b>주요 작물 생산</b>	• <b>제품 성능 및 기능</b> • <b>브랜드</b>
중규모 상업농	• 다양한 상업용 작물을 생산/판매하는 농가	• 50~1,000Ha • 75~150Hp	• 밀, 쌀, 대두 등과 같은 <b>주요 작물 생산</b>	• <b>가격에서 성능 및 기능으로 이동</b>
소규모 자영농	• 주로 가족 단위로 구성된 소규모 농가	• 50Ha 이하 • 75Hp 이하	• <b>다양한 특화작물 및 곡물재배</b>	• <b>가격</b> (MDA 적용 여부) • Spec 수준
영세농	• 생계형 영세농가	• 1Ha 이하 • 50Hp 이하	• <b>자급자족</b> 을 위한 경작 및 하청 용역	• <b>가격</b>

그림 5.2.5 브라질 농가 형태별 비중 및 특성



그림 5.2.6 브라질 트랙터 업체별 라인업

### 5.2.1.2 사업화 추진 전략

해외 선진업체들이 선점하고 제품의 기능과 안정성이 매우 중요한 북미/유럽 시장은 현재 개발 단계에서는 진입이 어렵다고 판단된다. 따라서 국내 트랙터 업체에서 개발한 대형트랙터에 적합한 시장은 가격 경쟁력 특화 시장과 기능 확보의 필요성이 있는 중국과 브라질이라 판단되고 있다. 위 두 국가의 대형트랙터 시장은 국내 업체가 진입하기 쉬운 100~135마력 트랙터가 주력이며, 국내 대비 매우 큰 규모의 시장, 향후 발전성 등에서 시장확보 가능성이 매우 크다. 따라서 가격 경쟁력을 확보함과 동시에 고품의성 기능을 개발, 적용함으로써 해외 선진업체 대비 높은 가성비로 시장 규모를 늘릴 수 있을 것으로 기대된다.

### 5.2.1.3 시장 진입을 위한 단계적 전략

대형트랙터의 전 세계 트랙터 시장은 약 17만대로 매우 크다. 대형트랙터 시장을 선점하고 있는 해외 선진업체와 경쟁하기 위해서 우선 저가형 시장인 중국과 브라질 시장을 공략할 계획이다. 초기 물량 확보를 위해 대형트랙터를 저가 사양으로 공급할 계획이며 점차 증가하는 편의성 요구에 발맞추어 프리미엄 사양을 옵션으로 제공할 것이다. 이를 위해 본 연구에서 개발된 기술을 바탕으로 개발단계에서 충분한 검증과 함께 높은 성능의 트랙터를 지속 연구할 계획이다. 또한 양산 및 실용화를 앞당기기 위해 해당 시장에 생산 라인을 확보할 것이다.

해외 선진업체 대비 가격 경쟁력 있는 대형트랙터는 충분한 제품 경쟁력 확보를 통해 높은 가성비의 기업 이미지 확보와 함께 국내외 트랙터 시장의 M/S 확보를 추진할 것이다. 또한 국내외 전시회 출품으로 국산 프리미엄 대형트랙터의 기술과 장점을 소비자에게 소개하고 이후 전세계 시장 진입을 위하여 국제 전시회 (EIMA, 루이빌쇼) 적극 출품하여 대형트랙터에 대한 홍보를 진행할 계획이다.

## 5.2.2 기술 확산 방안

기술 홍보 및 확산을 위해서는 연구개발품에 대한 성과(매출/수출 등)의 향상을 위해 본 연구개발품을 국내/외 전시회에서 활용하여야 한다. 제품의 홍보 및 광고를 위해 국내/외 전시회에서 실제 개발품을 출품하는 것을 고려하였으나, 이는 실제 개발품의 구조 및 전략 등을 타 경쟁업체에 알려주게 되어(공개) 추후 본 기술의 보호가 어려울 수 있으므로(특히 등 지식재산권 확보 불가능), 작은 모형(간단한 구조 및 동작 구현이 가능), 애니메이션 등의 광고물 제작을 통해 본 기술을 알리는 것이 적합할 것으로 판단된다. 이를 통하면 일반 사용자들에게 현물을 전시하는 것에 비해 더욱더 성능 및 효과를 어필할 수 있을 것으로 판단된다.

### 5.3 지적재산권 확보 계획

본 연구에서는 개발 제품의 지적재산권을 확보하기 위해 특허맵을 작성하였다. 기술 장벽을 형성하고 있는 위험특허, 반드시 회피해야 할 회피특허 등 다양한 특허들이 검출되었으며, 특히 가장 큰 경쟁사인 구보다의 다양한 방식의 특허를 확보하고 있어 제품 출시를 위해서는 기술 보호를 위한 지적재산권 확보가 중요하다고 판단하였다. 따라서 국내외 특허를 지속적으로 검색한 후, 관련 없는 특허인 ‘노이즈 특허’와 관련은 있으나 회피 가능성이 있는 ‘관련 특허’, 핵심적인 기술을 청구 범위로 등록하여 회피하기 어려운 ‘위험특허’로 분류하고, ‘관련 특허’와 ‘위험 특허’는 특허의 청구항을 중심으로 분석하여 회피 설계, 대응 특허 출원, 특허 무효화, 전략 특허 출원 등의 방법으로 대응할 것이다.

위험특허의 경우 제품 양산 시 특허분쟁을 예방하기 위해 무효화 및 회피설계 전략을 수립하고 회피가 불가능하다고 판단될 경우 특허 매입을 진행할 것이다. 관련한 자세한 사항은 그림 5.3.2와 그림 5.3.3.과 같다. 위험특허 분석 및 회피설계 뿐만 아니라 자체적인 기술 특허를 확보하여 내부 기술을 보호함으로써 강한 특허 포트폴리오를 확보할 것이다. 이를 위해 특허 교육, 특허분석 실무 회의 등을 통해 특허 인프라를 구축할 것이다.

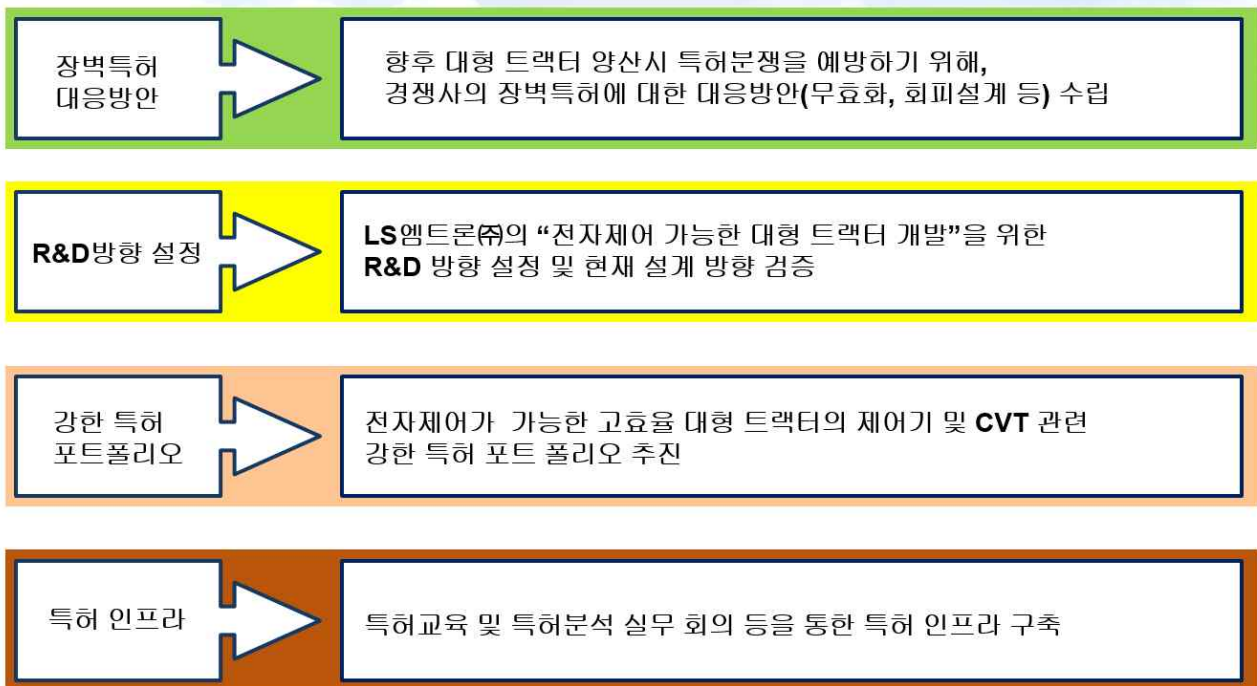


그림 5.3.1 특허 전략

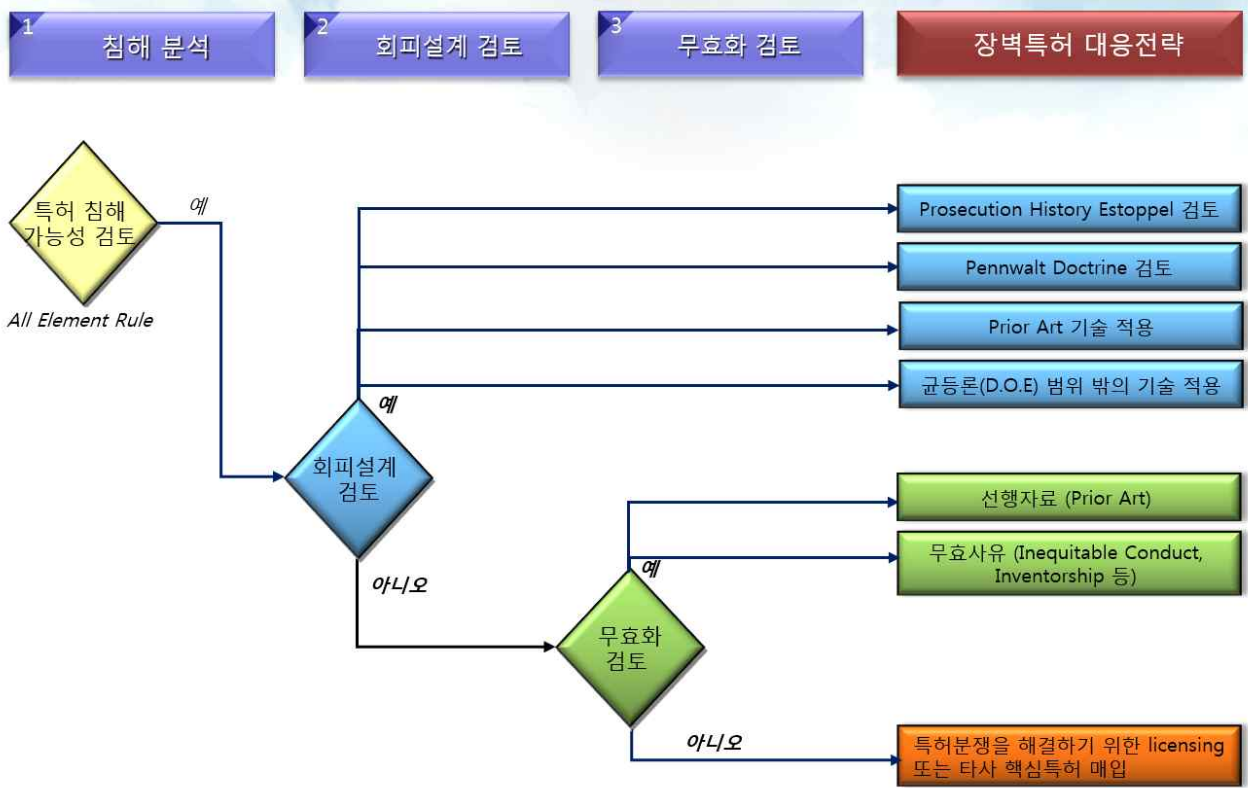


그림 5.3.2 장벽특허 대응 전략



그림 5.3.3 특허 대응 방법



## 5.4 타분야 활용 및 추가연구 필요성

### 1. 대형트랙터 플랫폼 개발

전자제어가 가능한 대형트랙터는 크게 전자식 엔진, 무단변속기, 전자유압시스템으로 구성되어 있다. 개발된 무단변속기는 트랙터에서 사용되는 일반적인 무단변속기 형태인 HMT 방식이었으며 이는 100~130마력 기준으로 설계되었으나 그 이상의 마력에서도 동일 시스템을 HST 및 기어 사이즈 설계변경으로 적용할 수 있다. 또한 전자식 엔진, 무단변속기, 전자유압시스템의 복합 구성 Application은 차량의 통신 시스템 설계 및 사용자 인터페이스 선정에 활용될 수 있다. 본 연구에서 활용된 실내 시험장치는 대형트랙터 시뮬레이션 모델과 연동하여 직접 실차 실험을 하지 않아도 다양한 작업의 부하 모드에서 트랙터 성능평가가 가능하며 이는 주요 작업 뿐만 아니라 해외의 다양한 작업환경에서 대형트랙터 시스템의 성능평가를 통해 핵심부품 및 제어 알고리즘 개선이 가능할 것으로 판단된다. 현재 트랙터 시장은 전년대비 판매 대수는 유사하나 시장규모가 지속적으로 증가하는 대형화 추세를 보이고 있으며, 이에 따라 대형마력 트랙터 외에도 중소형 마력 적용을 위한 전자제어 트랙터 시스템 설계 및 구성에 대한 연구를 지속적으로 진행할 예정이다.

### 2. CAN 기반의 최적 통합제어 시스템 개발

통합제어 시스템은 CAN 기반의 분산제어 방식으로 구현되며 각 핵심부품의 컨트롤러와 이들을 통합 제어하는 시스템으로 구성되었다. 통합제어 시스템은 고효율 트랙터를 위한 핵심 시스템이며 각 핵심부품들의 제어 알고리즘 및 통합 제어 알고리즘을 자체 개발하였다. 개발된 알고리즘은 향후 적용될 전자제어 차량에서 어떻게 차량을 제어해야하는지 기준이 될 것이며 연비 최적화를 통해 고효율의 작업을 가능하게 하는 기반 시스템이 될 것이다. 또한 통합제어를 위해 기초 연구로 수행된 트랙터의 작업별 부하 측정 및 분석은 주요 수도작업(쟁기, 로타리) 및 축산작업(베일러, 랩핑)을 대상으로 수행되었으며 이를 통해 Lab test가 가능한 환경을 구축하였다. 이러한 연구환경은 설계자가 빠른 시험을 통해 개발 시스템 검증할 수 있게 도와줄 수 있을 것이다. 시험 검증을 통해 개발된 트랙터 시뮬레이션 모델은 기계적 기본동작 및 ECU + TCU + HCU의 통합 제어 알고리즘이 포함되었으며 이를 통해 수행해야하는 시험을 최소화할 수 있다. 이러한 연구 환경 속에서 지속적인 연구를 통해 기반 기술을 축적하고 보다 정밀한 시뮬레이션 모델을 개발할 것이다. 이를 통해 보다 신뢰성 높은 기술을 확보할 것이며 이는 전반적인 제품의 품질 및 성능 향상에 기여할 수 있을 것으로 기대하고 있다.

### 3. 대형 트랙터의 신뢰성 평가

대형 트랙터의 신뢰성 연구에서는 OECD, Nebraska 등 북미 및 유럽 등의 시험기준을 분석하고 국내 농작업의 작업부하를 분석한 데이터를 활용하여 해외 기준을 만족함과 동시에 국내 실정에 맞는 기준을 확보하였다. 확보된 기준은 성능, 내구, 안정성 등에 대한 검증으로 제품의 신뢰성을 확보할 수 있도록 도움을 줄 수 있을 것이다. 또한 확보된 기준으로 트랙터의 핵심요소부품 및 실차의 신뢰성 평가를 수행하였고 이를 통해 이후 수행될 연구에서의 기본 DB를 확보하는 작업을 수행하였다. 따라서 향후 수행될 연구에서는 이러한 DB를 활용하여 해석 조건 및 시험 운용 방법 결정에 도움을 얻을 수 있을 것이다. 또한 실제 필드에서 나타날 수 있

는 다양한 문제를 사전 검증함으로써 품질 문제를 최소화할 수 있을 것이다.

#### 4. 제품 개발 프로세스 활용

본 연구에서 사용된 제품 설계 및 개발 프로세스는 설계와 분석이 동시에 이루어져 제품 개발에 소요되는 시간과 비용을 줄일 수 있다. 기술 동향 분석, 설문 조사, 관련 제품의 비교 결과 등을 이용하여 개발할 제품의 특성을 분석하고 설계 및 개발 방향을 설정할 수 있다. 특성 분석 결과를 바탕으로 사용자의 작업 환경을 분석하고 정량적인 성능 평가 방법을 설정한다. 사용자의 작업 환경, 정량적 성능 평가 및 최적 설계 결과를 기반으로 주요 요소부품 및 링크 등을 설계하고, 실내 단품 성능 및 전체 시스템의 평가를 위한 시험장치를 개발하여 각각의 성능을 평가 및 검증한다. 대형트랙터 개발에 이용된 제품 개발 프로세스는 각각의 요소부품 설계와 동시에 전체 레이아웃 구성이 가능하고 트랙터 성능평가를 위한 시험장치 개발의 별도 진행이 가능하므로 개발 기간 및 비용을 줄일 수 있다. 따라서, 농업기계 분야는 물론 현장 실험이 필요한 제품의 개발에 적극 활용될 수 있다.

## 제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

[1] H. Aizetmiller, 'Steyr S-Matic - The Future CVT System', FISITA World Automotive Congress, 2000

Steyr사의 S-Matic은 4개의 부변속부를 이용하여 상대적으로 효율이 낮은 유압식 경로를 통해 전달되는 동력의 크기를 최소화하였고, 이를 통해 향상된 동력 전달 효율을 얻을 수 있다. 전자제어 기술을 통해 운전자의 핸들링, 편의성, 안정성이 향상되었다.

[2] F. Zoz, and R. Grisso, "Traction and Tractor Performance", ASAE Distinguished lecture series tractor design No. 27, 2003

작업 시 농업용 트랙터가 받는 부하에 대해 연구되었다. 실험 데이터를 이용하여 부하 예측식이 도출되었고 이를 실제 실험환경에서 검증하였다. 농업용 트랙터의 견인력은 토양의 상태와 트랙터의 장비에 영향을 받으며, 부하 예측식을 통해 대상 트랙터의 견인 성능을 예측할 수 있다.

[3] J. Li, Z. Guo, Z. Zhou, and W. Ma, "Study on Fuel Economy Operating Modes of Tractor equipped with CVT", 34thAnnualConferenceofIEEE,pp.379-382,2008

트랙터의 운전 특성을 고려하여 CVT를 장착한 농업용 트랙터의 연료 소모율을 최소화하는 제어 알고리즘을 제안하였다. 시뮬레이션을 이용하여 제안된 알고리즘을 검증하였다. 시뮬레이션에서 제안된 제어 알고리즘을 이용했을 때 향상된 트랙터 운전 성능과 연비를 확인하였다.

[4] J. Ossyra, and M. Ivantysynova, "Drive Line Control for Off-Road Vehicles Helps to Save Fuel", SAE Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, 2004

off road 차량의 연비 향상을 위한 on-line 최적화 알고리즘이 제안되었다. 엔진과 정유압 변속기의 정상상태 특성을 이용하여 운전 상황에서 연료 소모율이 최소가 되는 엔진 운전점 및 정유압 변속기의 사판각이 계산된다. 제안된 알고리즘의 성능을 hard ware in the loop test rig에서 검증하였다.

[5] C. Kichler, J. Fulton, R. Raper, T. McDonald, and W. Zech, "Effects of Transmission Gear Selection on Tractor Performance and Fuel Costs During Deep Tillage Operations", Soil and Tillage Research, Vol. 113, Issue 2, pp. 105-111, 2011

농업용 트랙터의 연료 소모량과 작업 성능과의 관계를 나타내었다. 작업기의 tillage depth와 트랙터의 속도, 작업기 종류에 따라 변화하는 연료 소모율을 조사하였고 이를 기존 연구와 비교하였다.

[6] S. Yang, Y. Bao, X. Tang, X. Jiao, D. Yang, and Q. Wang, "Integrated Control of Hydromechanical Variable Transmissions", *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2015, 2015

HMT의 속도 제어를 위하여 비대칭 제한 PID 제어기가 제안되었다. 이를 이용하여 HMT의 부변속 제어 전략이 제안되었다. 시뮬레이션과 HILS(hard ware in the loos system)을 이용하여 제안된 제어기와 제어 전략을 검증하였다. 검증 결과 부변속 시 속도 변화가 없이 부드럽게 변속되는 것을 확인하였다.

[7] S. Savaresi, F. Taroni, F. Previdi, and S. Bittanti, "Control System Design on a Power-Split CVT for High-Power Agricultural Tractors", *IEEE/AMSE Transactions on mechatronics*, Vol. 9, No. 3, pp. 569-579, 2004

동력분기식 CVT를 장착한 대형 트랙터의 제어기가 설계되었다. 기존 속도 센서와 유압 모터/펌프 시스템을 이용하였다. signal to noise ratio를 개선할 경우 더 향상된 제어기 성능을 기대할 수 있다.

[8] M. Zhang, and Z. Zhou, "Speed Change and Range Shift Control Schedule of the Multi-Range Hydro-Mechanical CVT for Farm Tractors", *Proceedings of the 2006 IEEE*, 25-28, June, 2006

다단 HMT를 장착한 농업용 트랙터의 동력성능을 최대화하고 반복 부변속 현상을 피하기 위한 제어 전략을 제시하였다. 반복 부변속 현상은 부변속 클러치의 수명을 단축시키며, 트랙터 동력 성능 감소의 요인이 된다. 제안된 알고리즘의 성능을 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

[9] M. Tanelli, G. Panzani, S. M. Savaresi, and C. Pirola, "Transmission Control for Power-shift Agricultural Tractors: Design and end-of-line automatic tuning", *Mechatronics*, Vol 21, Issue 1, pp. 285-297, 2011

파워 시프트 타입 변속기를 장착한 농업용 트랙터의 제어 알고리즘을 제안하였다. 이를 위하여 변속기 조작 데이터를 수집하여 변속 품질 성능 지수를 제안하였다. 변속 품질 성능 지수를 이용하여 파워 시프트 타입 변속기 제어기를 자동 튜닝하는 제어 알고리즘을 개발하였다.

[10] B. Coffman, M. Kocher, V. Adamchuk, R. Hoy, and E. Blankenship, "Testing Fuel Efficiency of a Tractor with a Continuously Variable Transmission", Vol. 26, pp. 31-36, 2010

CVT를 장착한 농업용 트랙터의 연료 소모율을 실제 작업환경에서 측정한 후 기존 다단 변속기를 장착한 트랙터와 비교하였다. 실험 결과 CVT를 장착한 트랙터의 연료 소모율이 기존 다단 변속기를 장착한 트랙터보다 낮게 나왔으며, 그 이유는 CVT 기능을 이용하여 GUTD(gear up throttle down)운전이 가능하기 때문이다. 실험 환경은 78% 이하의 drawbar 부하 상황이며, 그 이외의 작업 상황에서도 낮은 연료 소모율이 나올 것으로 예측된다.

[11] M. Zhang, Z. Zhou, J. Xie, and Z. Xi, "Modeling and Control Simulation for Farm Tractors with Hydro-mechanical CVT", Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics Qingdao, 2008

HMT를 장착한 트랙터를 모델링한 후 제어 로직을 finite state machine theory를 이용하여 개발하였다. 시뮬레이션 결과를 이용하여 HMT를 장착한 트랙터의 제어 로직을 검증하고 PID 제어기의 튜닝을 수행하였다.

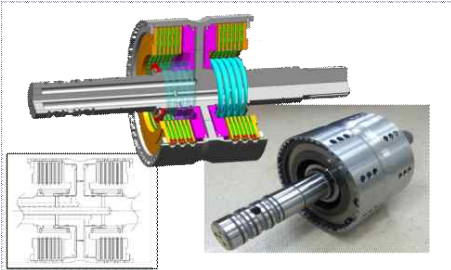
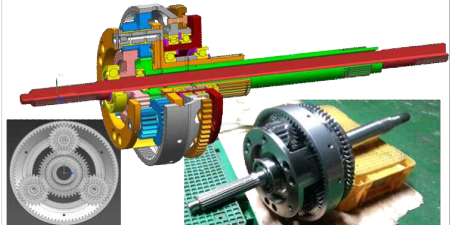



[12] N. Kumar, K. Dasgupta, and F. Ahmad, "Analysis of Leakage Flow characteristics in Bent Axis Motors", Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, pp. 318-323, 2013

bent axis 타입 유압 모터의 유량 누출 특성을 분석하였다. 유량 누출 특성은 유압 모터의 회전 속도와 압력차에 크게 지배된다. N-S 수식을 이용하여 누출 특성을 수식화하여 실험결과와 비교, 검증하였다. 유압 모터의 누출 특성은 유압 모터의 크기에 크게 지배받으며 유량 누출의 비선형성은 압력차에 크게 지배받는 것으로 분석되었다.

[13] R. Grisso, R. Pitman, J. Perumpral, D. Vaughan, G. Roberson, and R. Hoy, "Gear Up and Throttle Down to Save Fuel", Virginia Cooperative Extension, Publication 442-450, 2011

농업용 트랙터의 연료 소모율에 대하여 분석하였다. 작은 작업기를 장착한 대형 트랙터의 경우 GUTD(gear up throttle down)을 사용했을 때 적절한 트랙터 속도와 연료 소모율 감소를 기대할 수 있다. 하지만 GUTD를 사용한 운전 시 트랙터는 가벼운 부하가 걸리는 작업이어야 하며 엔진이 과도한 부하를 받을 경우에는 사용하지 말아야한다.

## 제 7 장 연구시설 · 장비 현황

순 번	개발 제품명	성과물	주요사양
1	클러치팩		<ul style="list-style-type: none"> <li>- 디스크 내/외경 : 120 / 76 mm</li> <li>- 디스크 수 : 6 EA</li> <li>- 전달토크 : 60 kgf.m</li> <li>- 면압 안전율 : 1.5</li> <li>- 작동압력 : 16~20 bar</li> </ul>
2	복합유성 기어		<ul style="list-style-type: none"> <li>- 유성기어 수 : 2개</li> <li>- 조합방식 : Simple + Simple planetary</li> <li>- 입출력 기어 : 제1선기어 (입력) 제2선기어, 케리어 (출력)</li> </ul>
3	무단변속기		<ul style="list-style-type: none"> <li>- 적용시스템 출력 : 70~100 kW</li> <li>- 입력속도 : 800~2800 rpm</li> <li>- 출력속도 :</li> <li>- 부변속 : 4단</li> <li>- 제어밸브 : 클러치 비례제어밸브 * 4 HSU 제어밸브 * 2</li> </ul>
4	TCU		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Nominal voltage : 12 V</li> <li>- Current consumption : 380 mA</li> <li>- Digital inputs : 9 EA</li> <li>- Analog outputs : 6 EA</li> <li>- Interfaces : CAN 2.0B, ISO 11898</li> </ul>
5	LCD 모니터		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Nominal Voltage : 12 V</li> <li>- Touch Screen</li> <li>- Color TFT/LCD</li> <li>- Interfaces : CAN2.0 B, ISO 11898</li> <li>- IP56</li> </ul>

순 번	개발 제품명	성과물	주요사양
6	변속레버		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Supply Voltage : 5 V</li> <li>- Output range : 1 ~ 4 V</li> <li>- Resistance : 2 kΩ (Speed) 20 kΩ (Max Speed)</li> </ul>
6	TM 성능시험 장치		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Input motor : 132 kW</li> <li>- Output motor : 315 kW</li> <li>- Inverter : 90 kW/400V with 110% load</li> <li>- Sensor : 32 Channel</li> <li>- Control system : REO-ETS</li> </ul>
7	단속내구 시험기		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Engine power : 70 kW</li> <li>- Rated rpm : 2300 rpm</li> <li>- Torque meter : 150 kgf.m</li> <li>- Inertia : 2 kg.m<sup>2</sup></li> </ul>
8	클러치 시험기		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Input motor : 32 kW</li> <li>- Max. rpm : 6000 rpm</li> <li>- Max. Inertia : 3 kg.m<sup>2</sup></li> <li>- Control pressure : max. 30 bar</li> <li>- Control flow rate : max. 15 lpm</li> </ul>
9	고효율 대형 트랙터		<ul style="list-style-type: none"> <li>- 최고속도 : 약 40 km/h</li> <li>- 최저속도 : 약 0.6 km/h</li> <li>- 견인력 : 최대 24,9 kN</li> <li>- PTO 출력 : 최대 65 kW</li> <li>- 연료절감율 : 20% ↑ 절감</li> <li>- 동력전달효율 : 85% ↑</li> </ul>

## 제 8 장 참고문헌

H. Aizetmiller, 'Steyr S-Matic - The Future CVT System', FISITA World Automotive Congress, 2000

H. Ortwig, 'New method of numerical calculation of losses and efficiencies in hydrostatic power transmissions', SAE International Off-highway Congress co-located with CONEXPO-CON/AGG, 2002

박경민, 함영복, 조성대, 김광영, '가변 피스톤 펌프 사판각 제어용 서보 레귤레이터 성능평가', 한국자동차공학회, 2002

W. Kim, S. Jung, H. Kim, 'Analysis of Power Transmission Characteristics for Hydro-Mechanical Transmission using Extended Network Theory', Journal of KSME, Vol. 20, No. 5, 1996

A. Hedman, 'A Method to Analyze Mechanical Transmission Systems', Report no.1985-11-08, Division of Machine Element, Chalmers University of Technology, pp. 9-13, 1985

A. Hedman, 'Computer-aided Analysis of General Mechanical Transmission Systems-Some Examples', Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, 1988

K. Muta, M. Yamazaki, J. Tokieda, 'Development of New-Generation Hybrid System THS-II Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy', SAE 2001-01-0064, 2004

N. Kim, J. Kim, H. Kim, 'Control of Dual Mode Power Split Transmission for a Hybrid Electric Vehicle', The World Electric Vehicle Journal, Vol. 2, Issue 4, pp. 0353-0362, 2008

P.A.Cowell and S.C.Len: Field performance of tractor draught control systems, J.Agric.Engng Res., 12(3), pp.205-221, 1967

P.A.Cowell: Automatic control of tractor mounted implement - An implement transfer function analyser, J.Agric.Engng Res., 14(2), pp.117-125, 1969

P.A.Cowell and Fallak Sher Sial: A theory for the dynamic behaviour of mouldboard ploughs during penetration, J.Agric.Engng Res., 21, pp.313-323, 1976

P.A.Cowell and M.J.Milne: An implement control system using pure draught force sensing and modified linkage geometry, J.Agric.Engng Res., 22, pp.353-371, 1977

M.J.Dwyer: The effect of draught control response on the performance of agricultural tractors : J.Agric.Engng Res., 14(4), pp.295-312, 1969

M.J.Dwyer, D.A.Crolla and G.Pearson: An investigation of the potential for improvement of tractor draught controls, 19, pp.147-165, 1974

川村登、藤浦建史:ロータリ耕うんトラクタの自動制御(第2報) - 耕うん 反力検出による走行速度・耕深制御、農業機械學會誌41卷3號、 pp.397-403、1979



John Hobbs and H.Hesse: Electronic/hydraulic hitch control for agricultural tractors, SAE paper No.801018, 1980

Robert Dobrinska and Richard Jarboe: The development and application of electro-hydraulic control system for Case 4WD tractors, SAE paper No.810941, 1981

David J.Olson and Charles R.Cornell: Simulation of an electrohydraulic hitch control system on an agricultural tractor, SAE paper No.870818, 1987

R.E.Squire: Electronic draft control system, ASAE publication 8-84, pp.67-75, 1984

R.G.DellAcqua, R.DellOrto, G.Guagliumi, G.Amedei and A.Gevolini: Agricultural vehicle electronics-a new hitch control, SAE paper No.860479, 1986

Thomas E.Boe and Mark A.Bergene : Tractor three-point hitch control system, SAE paper No.891835, 1989

P.D.Ayers, K.V.Varma and M.N.Karim : Design and analysis of electro hydraulic draft control system, Journal of ASAE, 32(6), pp.1853-1855, 1989

佐藤禎稔、宮本啓二および増田清明：超音波センサによるブラウ耕深制御、農業機械學會北海道支部會報、26號、pp.37-43、1985

江毅、穂波信雄および梅田重夫：トラクタ作業機のマイクロコンピュータ制御(第1報)ープログラマブル三点リンク電子ー油壓制御システムの構成、農業機械學會誌54卷3號、pp.5-13、1992

江毅、穂波信雄および梅田重夫：トラクタ作業機のマイクロコンピュータ制御(第2報)ーロータリ耕うんの耕深・負荷・姿勢角制御、農業機械學會誌54卷4號、pp.3-10、1992

土井淳多、安田與七郎：3點リンクヒッチの動特性に関する研究(第1報)ー3點リンクの變位及び方向變化、農業機械學會誌26卷3號、pp.149-155、1964

Ahokas, J. and S. Kosonen. Dynamic behaviour of a tractor - trailer combination during braking. Biosystems Engineering 85 (1): 29 - 39, 2003

Ajdadi, R. F. and Y. A. Gilandeh. Artificial neural network and stepwise multiple range regression methods for prediction of tractor fuel consumption. Journal of the International Measurement Confederation 44: 2104 - 2111, 2011

Alfaro, J. R., I. Arana, S. Arazuri, C. Jaren. Assessing the safety provided by SAE J2194 Standard and Code 4 Standard code for testing ROPS, using finite element analysis. Biosystems Engineering 105:189-197, 2010

Ambike, S. S., and J. P. Schmiedeler. Application of geometric constraint programming to the kinematic design of three-point hitches. Applied Engineering in Agriculture. 23(1): 13-21, 2007

ASABE Standards. SAE J2194: Roll-over protective structures (ROPS) for wheeled agricultural tractors. St. Joseph, Mich.: ASABE, 2009a

ASABE Standards. SAE J283: Test procedure for measuring hydraulic lift capacity on agricultural tractors equipped with three-point hitch. St. Joseph, Mich.: ASABE, 2009b

ASABE Standards. ANSI/ASAE S365.9: Braking system test procedures and braking performance criteria for agricultural field equipment. St. Joseph, Mich.: ASABE, 2011

ASABE. American Society of Agricultural and Biological Engineers. 2950 Niles Road, St. Joseph, MI 49085, 2013

Barron, P. J., K. P. McDonnell, S. M. Ward, P. M. O. Owende. A light-meter method for assessment of blind areas in operator field of view. *Journal of Agricultural Safety and Health* 11(3): 373-377, 2005a

Bouazara, M., Richard, M. J., S. Rakheja. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics* 43, 97-118, 2006

Chen, Y., N.B. McLaughlin and S. Tessier. Double extended octagonal ring (DEOR) drawbar dynamometer. *Journal of Soil and Tillage Research* 93: 462 - 471, 2007

Coffman, B. A., M. F. Kocher, V. I. Adamchuk, R. M. Hoy and E. E. Blankenship. Testing fuel efficiency of a tractor with a continuously variable transmission. *Applied Engineering in Agriculture* 26(1): 31 - 36, 2010

Deprez, K., D. Moshou, H. Ramon. Comfort improvement of a non-linear suspension using global optimization and in situ measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 284, 1003 - 1014, 2005a

Deprez, K., D. Moshou, J. Anthonis, J. D. Baerdemaeker, H. Ramon. Improvement of vibrational comfort by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and Electronics in Agriculture* 49:431-440, 2005b.

EC. Directive 2008/2/EC of the European parliament and of the council, on the field of vision and windscreen wipers for wheeled agricultural or forestry tractors. *Official Journal of the European Union*. L 24/38, 2008

EC. Directive 2009/59/EC of the European parliament and of the council, on rear-view mirrors for wheeled agricultural or forestry tractors. *Official Journal of the European Union*. L 198/9-14, 2009

EU. 2002/44/EC: European Union Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC). *Official Journal of the European Communities* L 177, 13-19, 2002

EU. 2009/75/EC: Directive of the European parliament and of the council, on roll-over protection structures of wheeled agricultural or forestry tractors (static testing). *Official Journal of the European Union*. L 261/40-77, 2009a

EU. 2009/64/EC: Directive of the European parliament and of the council, on the suppression of radio interference produced by agricultural or forestry tractors (electromagnetic compatibility). *Official Journal of the European Communities*. L 216/1, 2009b

EU. 2010/62/EU: Commission Directive. Amending, for the purpose of adapting their technical provisions, Council Directives 80/720/EEC and 86/297/EEC and Directives 2003/37/EC, 2009/60/EC and 2009/144/EC of the European Parliament and of the Council relating to the type-approval of agricultural or forestry tractors. *Official Journal of the European Union*. L 238/7-13, 2010

EU. 2012/24/EU: Commission Directive. Amending, for the purpose of adapting its technical provisions, Council Directive 86/297/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to the power take-offs of tractors and their protection. Official Journal of the European Union. L 274/24-25, 2012

Godwin, R.J., A.J. Reynolds, M.J. O'Dogherty and A.A. Al-Ghazal. A triaxial dynamometer for force and management measurement on tillage implements. *Journal of Agricultural Engineering Research* 55:189 - 205, 1993

Goering C E, Stone M L, Smith D W, Turnquist P K. Human factors and safety. Chapter 15 in *Off-Road Vehicle Engineering Principles*. ASAE, St. Joseph, MI. pp 421-462, 2003

Grisso, R.D., M.F. Kocher and D.H. Vaughan. Predicting tractor fuel consumption. *Applied Engineering in Agriculture* 20(5): 553-561, 2004

Hansson P A. Working space requirement for an agricultural tractor axle suspension. *Biosystems Engineering*; 81(1):51-57, 2002

Hansson, P. A., M. Lindgren and O. Noren. A comparison between different methods of calculating average engine emissions for agricultural tractors. *Journal of Agricultural Engineering Research* 80 (1): 37-43, 2001

Hansson, P. A., M. Lindgren, O. Noren. A comparison between different methods of calculating average engine emissions for agricultural tractors. *Journal of Agricultural Engineering Research* 80 (1): 37-43, 2001

Havasi, M. R., M. J. Shiekhdavoodi, N. A. Shini and M. Sami. Design, development and evaluation of a digital tractor dynamometer. *Asian Journal of Agricultural Sciences* 4(2): 145-148, 2012

Hinze, J. W. and J. Teizer. Visibility-related fatalities related to construction equipment. *Journal of Safety Science* 49 (5): 709-718, 2011

Hoag, D.L. and R.R. Yoerger. Analysis and design of load rings. *Transactions of the ASAE* 19 (4): 995 - 1000, 1975

Hutter, G. M. Earthmoving equipment - An operator's field of view (SAE Standard J1091). *Safety and Forensic Engineering Journal*. Available at: [www.meridianeng.com/EarthMovers.html](http://www.meridianeng.com/EarthMovers.html), 2000

Ingle, C. Agricultural tractor test standards in America. CMGT 564 Strategic Standards, The Catholic University of America, 2011

ISO 5721: Tractors for agriculture - Operator's field of vision. Geneva, Switzerland: ISO.

ISO. ISO 5721- Tractor's for agriculture - Operator's field of vision. International Organization for Standardization, ISO central secretariat, Geneva, 1981

ISO. ISO 5697: Agricultural and forestry vehicles - Determination of braking performance. Geneva, Switzerland: ISO. ISO. 1989.

ISO. ISO 789-1: Agricultural tractors - Test procedures - Part 1: Power tests for power take-off. Geneva, Switzerland: ISO, 1990a

ISO. ISO 789-9: Agricultural tractors - Test procedures - Part 9: Power tests for

drawbar. Geneva, Switzerland: ISO, 1990b

ISO. ISO 789-2: Agricultural tractors – Test procedures – Part 2: Rear three-point linkage lifting capacity. Geneva, Switzerland: ISO, 1993

ISO. ISO 5353: Earth-moving machinery, and tractors and machinery for agriculture and forestry – Seat index point. Geneva, Switzerland: ISO, 1995

ISO. ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements. Geneva, Switzerland: ISO, 1997

ISO. ISO14982: Agricultural and forestry machinery – Electromagnetic compatibility – Test methods and acceptance criteria. Geneva, Switzerland: ISO. 1998

ISO. ISO 5348: Mechanical vibration and shock – Mechanical mounting of accelerometers. Geneva, Switzerland: ISO, 1998a

ISO. ISO 500-1: Agricultural tractors – Rear mounted PTO types 1, 2 and 3 – Part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone. Geneva, Switzerland: ISO, 2004

ISO. ISO 2631-5: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 5: Methods for evaluation of vibration containing multiple shocks. Geneva, Switzerland: ISO, 2004a

ISO. ISO 5700: Tractors for agriculture and forestry – Roll-over protective structures (ROPS) – Static test method and acceptance conditions. Geneva, Switzerland: ISO, 2006.

ISO. International Organization for Standardization. ISO central secretariat, Geneva, 2013a.

ISO. ISO 5721-1: Agricultural tractors – Requirements, test procedures and acceptance criteria for the operator's field of vision – Part 1: Field of vision to the front. Geneva, Switzerland: ISO, 2013b

ISO. ISO 5721-2: Agricultural tractors – Requirements, test procedures and acceptance criteria for the operator's field of vision – Part 1: Field of vision to the side and to the rear. Geneva, Switzerland: ISO, 2014

Janulevicius, A., A. Juostas and G. Pupinis. Engine performance during tractor operational period. *Journal of Energy Conversion and Management* 68: 11 - 19, 2013

Jiankang, W., W. Mingliang, J. Ping, S. Songlin and X. Fangping. Application of DC electric dynamometer in the PTO power test of tractors. In: *Proceedings of Fourth International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA)*. Shenzhen, China, 2011

Johnson, T. V. Review of CO<sub>2</sub> emissions and technologies in the road transportation sector. *SAE International Journal of Engines*3(1):1079-1098, 2010

Jung, D. Y., H. C. Kim, J. H. Leem, S. G. Park, D. H. Lee, S. J. Lee, G. W. Kim. Estimated occupational injury rate and work related factors based on data from the fourth Korea National Health and Nutrition Examination Survey. *Korean Journal of Occupational and Environmental Medicine* 23 (2):149-163, 2011

Kaminski, Z. and J. Czaban. Diagnosing of the agricultural tractor braking system within approval tests. *Journal of Maintenance and Reliability* 14 (4): 319 - 326, 2012

- Kim, Y., S. Lee, J. Kim, D. Kang and H. Choi. Testing of agricultural tractor engine using animal-fats biodiesel as fuel. *Journal of Biosystems Engineering* 38(3):208-214, 2013
- Lee, K. and H. S. Lim. Work-related injuries and diseases of farmers in Korea. *Industrial Health* 46: 424-434, 2008
- Lenain, R., E. Hugo, T. Langle. Sensitivity of the absorbed energy into a ROPS during a rollover situation: Comparison to the security level proposed into OECD Code 4. In: *International Conference on Agricultural Engineering, Clermont-Ferrand, France, 2010*
- Leonard, J.J. An extended-octagon rigid drawbar dynamometer. *Agricultural Engineering Australia* 9(1) 3-8, 1980
- Lund, M. and L. Butters. An investigation and comparison into operator field of vision for modern tractor cabs. *Scientific Papers, University of Agronomic Sciences and Veterinary Medicine, Bucharest, Series A, Agronomy, LIV (1): 414-419, 2011*
- Mangado J., J. I. Arana., C. Jaren, P. Arnal, S. Arazuri and J. L. P. de Leon. Development and validation of a computer program to design and calculate ROPS. *Journal of Agricultural Safety and Health* 13(1):65-82, 2007
- Marsili, A., L. Ragni, G. Santoro, P. Servadio and G. Vassalini. Innovative systems to reduce vibrations on agricultural tractors: comparative analysis of acceleration transmitted through the driving seat. *Biosystems Engineering* 81(1): 35-47, 2002
- Mattetti, M., G. Molari and A. Guarnieri. Optimization of a three point hitch in an agricultural tractor. In: *International Conference of Agricultural Engineering, CIGR-AgEng2012, Valencia, Spain, 2012*
- MOEL. Statistics on occupational injuries and illnesses, Ministry of Employment and Labor (MOEL). Retrieved from <http://www.kosha.or.kr/www/boardView.do?contentId=204893&menuId=554&boardType=A2>, 2008
- Newell G S, Mansfield N J. Evaluation of reaction time performance and subjective workload during whole-body vibration exposure while seated in upright and twisted postures with and without armrests. *International Journal of Industrial Ergonomics*; 38: 499-508, 2008
- NTTL. Board Action No. 06, Nebraska Tractor Test Board. Department of Biological System Engineering, University of Nebraska, Lincoln: NTTL (Nebraska Tractor Test Laboratory), 1998a
- NTTL. Board Action No. 08, Nebraska Tractor Test Board. Department of Biological System Engineering, University of Nebraska, Lincoln: NTTL (Nebraska Tractor Test Laboratory), 1998b
- NTTL. Nebraska Tractor Test Laboratory, 134 Splinter Labs, UNL, East Campus, Lincoln, 2013
- OECD. Standard codes for the official testing of agricultural and forestry tractors. OECD, Paris. France. Available at [www.oecd.org](http://www.oecd.org), 2013
- OECD. OECD code 2: Standard code for the official testing of agricultural and forestry

tractor performance. Parish, France: OECD. Available at [www.oecd.org](http://www.oecd.org), 2014a

OECD. OECD code 4: Standard code for the official testing of protective structures on agricultural and forestry tractors (Static test). Parish, France: OECD. Available at [www.oecd.org](http://www.oecd.org), 2014b

PAMI. Standardized tractor performance testing - What it is - and isn't? Research update 727. Humboldt, Saskatchewan, Canada: Prairie Agricultural Machinery Institute (PAMI), 1996

Park, M. S., T. Fukuda, T. Kim, S. Maeda. Health risk evaluation of whole-body vibration by ISO 2631-5 and ISO 2631-1 for operators of agricultural tractors and recreational vehicles. *Industrial Health*, 51, 364 - 370, 2013

Pexa, M., M. Cindr, K. Kubin, V. Jurca. Measurements of tractor power parameters using GPS. *Research in Agricultural Engineering* 57(1): 1 - 7, 2011

RDA. A study on agriculture machinery accidents. 2006 annual report of NIAE, 36. National Institute of Agriculture Engineering (NIAE), Rural Development Administration (RDA), Republic of Korea, 2007a

RDA. A study on patterns and characteristics of agriculture-related injury by analysis of safety aid system of farm workers. Final research report. Rural Development Administration (RDA), Ministry of Food, Agriculture, Forestry and Fisheries, Republic of Korea, 2007b

Rimell A N, Mansfield N J. Design of digital filters for frequency weightings required for risk assessments of workers exposed to vibration. *Industrial Health*; 45:512-9, 2007

Rondelli, V., E. Capacci, B. Franceschetti, A. Guarnieri. ROPS design evolution with respect to the requirements of the strength test procedures. In: International Conference of Agricultural Engineering, CIGR-AgEng, Valencia, Spain, 2012

Scarlett A J, Price J S, Stayner R M. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*, 44: 65-73, 2007

Stojic, B., F. Casnji, A. Poznic. The role of the mechatronics in technological development of the contemporary agricultural tractors. *ACTA Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering*, pp: 59-62, 2011

Venem, M. T., J. M. Shutske, W. J. Gilbert. Testing and creation of a safety system to disengage the PTO of a tractor. *Applied Engineering in Agriculture* 22(1): 5-12, 2006

Whitelaw, T. Safer motoring: Learning about the blind spot when driving, UK. Retrieved from <http://www.safermotoring.co.uk/learning-about-blind-spot-when-driving.html>, 2012

Younis, S. M., EL. S. R. Elashry, A. F. Bahnasy, I. M. Elsybae. Development a local system for measuring tractors performance. *Misr Journal of Agricultural Engineering* 27(1): 34 - 53, 2010

Chang, D. I., M. S. Kim, K. D. Kim, Y. K. Huh, S. O. Chung, and B. K. Cho. 2010.

Development of a 50kW tractor for European orchards. Annual Research Report. Center for IT Convergence Agricultural Machinery.

Choi, K. B., 2011. Tractive Performance Prediction of the Tractor through Driving Force Analysis. Master's thesis, Hanyang University, Seoul, Korea. (In Korean)

Han, D. H. Operation Analysis of 75kW Over Agricultural Tractors. 2011. Master's thesis, Chonnam National University, Kwangju, Korea. (In Korean)

Kim, D.C. and Y.C. Kang. 2009. Case Study of Accelerated Life Test Method for Agricultural Tractor Transmission. *Journal of Biosystems Engineering*. 34(5):325-330

Kim, S. C., K. U. Kim and D. C. Kim. 2009. Analysis of drawbar load acting on tractor engine at maximum drawbar power. *Journal of Biosystems Engineering* 34(2):71-76. (In Korean)

Kim, S. C., K. U. Kim, and D. C. Kim. 2010. Modeling of Fuel Consumption Rate for Agricultural Tractors. *Journal of Biosystems Engineering* 34(1):1-9.

Kim. S. Y., Lee. J. O., Kim. B. J. and Baek. S. J. 2009. Working simulation of a shovel-typed excavator using flexible multi-body dynamics. *KSME* 09CA012 pp60-64.

Kim, Y. J., S. O. Chung, S. J. Park, and C. H. Choi. 2011. Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor by Major Field Operation. *Journal of Biosystems Engineering* 36(2):79-88.

Laschet, A. 1994. Computer Simulation of Vibrations in Vehicle Powertrains Considering Nonlinear Effects in Clutches and Manual Transmission. SAE Paper 941011.

Lee, B. S., H. M. Shin, and M. D. Hur. 2004. Study on a Full-Size Tester for Manual Transmission Clutches. *Transactions of KSAE*. 12(4):101-109

Park, S. H, Y. J. Kim, D. H. Im, C. K. Kim, S. C. Jung, H. J. Kim, J. S. Lee, and S. S. Kim. 2010. Characteristics of Tractor PTO Power and Work Loads. *Journal of Biosystems Engineering* 35(1):15-20.

Park, Y. J. 2006. Analysis and reduction of rattle noise of a direct engine-driven PTO driveline of tractor. Ph.D. Dissertation, Seoul National University, Seoul, Korea. (In Korea)

Rural Development Administration. 2009. Tractor Test Code for OECD Agricultural and

Forestry Industries, Code2:10-32.

Ryu, K. H. and S. B. Kang. 1991. Evaluation of indirect methods of engine torque measurement. *Journal of Biosystems Engineering* 35(2):77-84. (In Korean)

Sim, K. J., W. Y. Cho, T. G. Park, S. H. Oh., G. J. Choi, and Y. G. Lee. 2011. A Study on the Working Data Measureing and Analysis Technology according to the Tractor Duty Mode. *The Korean Society of Automotive Engineers* 11-H0015:159-163.

Shuaifeng Wang, 2012. Key Technologies of Performances Analysis and Optimization for Fixed Axis Transmission Assembly and Box of Wheel Loader, Ph.D. dissertation. Xiamen University.

Tak, S. H., G. S. Hwang, Y. S. Son, H. Y. Bae, and S. G. Lyu. 2007. A Study on the Transmission Error of the Gear on Contact Load. *The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers* 23(3):117-122.

Teshima, T. and T. Gotoh. 2010. Effect of operating conditions of an agricultural tractor on fuel consumption. (part3)-pudding and mole drainage test-. *Journal of the Japanese Society for Agricultural Machinery* 72(1):63-71. (In Japanese)

Velardocchia, M., Ercole, G., Mattiazz, G., Mauro, S., Amisano, F., Serra, G. 2000. Experimental Methodologies to Determine Diaphragm Spring Clutch Characteristics. *SAE Paper* 2000-01-1151.

Wolfgang R., Eli P. 2003. MBS approach to generate equations of motions for HIL simulations in vehicle dynamics. *Multibody Dynamics*.

Kang J. M. 2009. A Research on Telemetry System using Bluetooth and In-situ Torque Measurement of Heavy-duty Engine. Master's thesis. Seoul National University, Seoul, Korea. (In Korean)

Lee K. S., Seok. J. H. 2008. An Excavator Design System Based on Dynamic Analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 22 pp1537-1543.



## 주 의

1. 이 보고서는 농림축산식품부에서 시행한 첨단생산기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림축산식품부에서 시행한 첨단생산기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니 됩니다.