



국가연구개발 보고서원문 성과물 전담기관인 한국과학기술정보연구원에서 가공 서비스 하는 연구보고서는 동의 없이 상업적 및 기타 영리목적으로 사용할 수 없습니다.

하이브리드 굴삭기 시스템설계 기술 개발

(최종보고서)



참여기관: (주)두산 모트롤BG

한국기계연구원

IFAS/RWTH Aachen University

산업통상자원부

제 출 문

본 보고서를 “하이브리드 굴삭기 시스템 설계 기술 개발”(개발기간 : 2008.12. ~ 2014.09.)과제의 최종보고서 10부를 제출합니다.



총괄책임자 : 박철규
참여기관책임자 : 장동혁
참여기관책임자 : 박영준
참여기관책임자 : Hubertus Murrenhoff

Institut für fluidtechnische Antriebe
und Steuerungen der RWTH Aachen
Univ.-Prof. Dr.-Ing. H. Murrenhoff
Steinbachstraße 63 - 52074 Aachen

산업기술혁신사업 공통 운영요령 제38조에 따라 보고서 열람에 동의합니다.

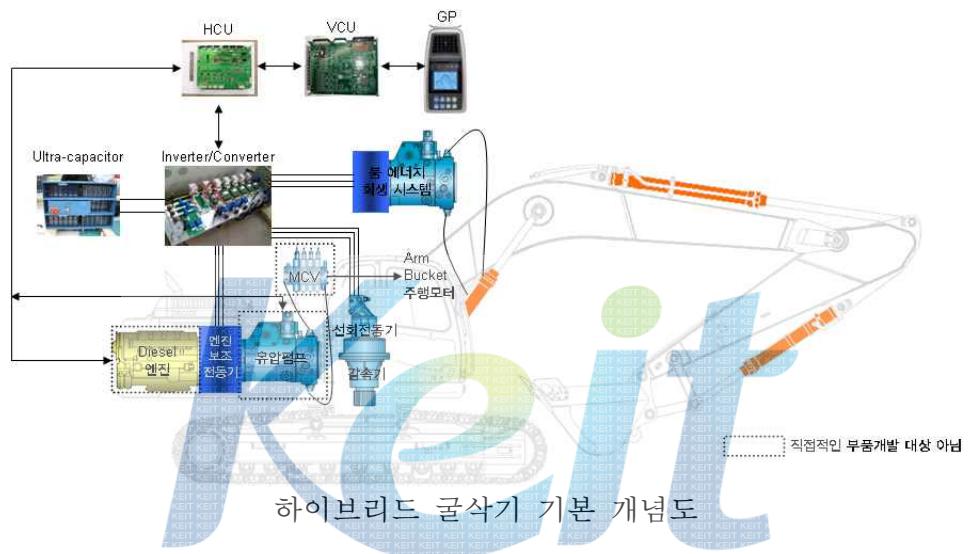
기술개발사업 최종보고서 초록

1. 일반 현황

주관기관	사업명	제조기반산업핵심기술개발 사업	기술분류	100604
	과제명(과제번호)	하이브리드 굴삭기 시스템 설계 기술 개발(10031841)		
	기관(기업)명	두산인프라코어 (주)	설립일	1937.06.04
	주소	(401 - 702) 인천광역시 동구 인중로 489		
	대표자(기관장)	김용성	연락처	02-3398-8024
기술 개발 현황	홈페이지	www.doosaninfracore.com	Fax	02-3398-8062
	총괄책임자	박철규	연락처	032-211-8895
	실무담당자	유승진	연락처(e-mail)	032-211-8899 seungjin.yoo@doosan.com
	참여기관(책임자)	(주)두산 모트롤BG(장동혁), 한국기계연구원(박영준), IFAS/RWTH Aachen Univ.(H. Murrenhoff)		
	총사업비(천원)	정부출연금	민간부담금	합계
		2,576,000	615,400	1,960,600 5,152,000
	총수행기간	2008.12.01. ~ 2014.09.30.		

2. 기술개발 개요

- 고유가와 환경문제 및 선진 건설중장비 업체의 하이브리드 굴삭기 시장 선점에 대응하기 위하여
 - 동력원의 하이브리드화와 선회를 전기구동하는 복합형 하이브리드 동력체계의 설계/평가 기술 개발
 - 선진업체 대비 연비 우월성을 확보를 위한 전기-유압식 봄 에너지 회생시스템 개발 및 핵심부품인 유압펌프모터 개발
 - 선회-봄 회생 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 평가를 수행함



선회-봄 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품

- 선회-봄 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품을 제작하여 기존 엔진식 굴삭기 대비
 - 연비 향상율 35%
 - 작업성능 103.7%
 - CO₂ 저감율 37.1%를 달성함

3. 개발결과 요약

키워드	굴삭기, 하이브리드 동력시스템, 연비, 효율, 회생, 유압펌프모터, 선회감속기
핵심기술	<ul style="list-style-type: none"> ○ 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 설계 기술 (기존 엔진식 굴삭기 대비 35% 이상 연비 향상) ○ 블 에너지 회생용 유압펌프모터 설계/제작/평가 기술 ○ 고감속 선회감속기 설계 기술 (감속비 70)
최종목표	<ul style="list-style-type: none"> ○ 22톤 중형 굴삭기용 하이브리드 동력시스템 설계기술 개발 및 시작품 제작 <ul style="list-style-type: none"> - 기존 굴삭기 대비 연비 향상을 35% - 작업 성능 100% - CO₂ 총량 35% 이상 저감 ○ 유압에너지 회생용 유압펌프모터 성능 최적화 및 B₁₀ 10,000hr 신뢰성 확보 ○ 하이브리드 굴삭기용 선회감속기 시제품 제작 및 시험/평가 기술 연구 <ul style="list-style-type: none"> - 감속기 최대 출력토크 : 12,000N.m - 감속기 소음 : 84 dB(A) - 감속기 수명 : B₁₀ 10,000시간
개발내용 및 결과	<ul style="list-style-type: none"> ○ 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 성능 평가하여 기존 굴삭기 대비 <ul style="list-style-type: none"> - 연비 향상을 35% - 작업 성능 103.7% - CO₂ 저감율 37.1% - 등 정량적 목표 달성 ○ 블 에너지 회생용 유압펌프모터 성능 최적화 및 B₁₀ 10,000hr 신뢰성 확보 <ul style="list-style-type: none"> - 유압펌프모터 최종 시작품 제작 및 공인인증시험을 통하여 효율, 동특성, 소음 등 정량적 목표 달성 - 가속수명시험을 통하여 B₁₀ 10,000hr 수명 검증 ○ 고감속 선회감속기 시제품 제작 및 시험/평가를 통하여 정량적 목표 달성 <ul style="list-style-type: none"> - 최대 출력토크 : 12,000N.m - 효율 : 94.5 % - 소음 : 82.1 dB(A)

기술개발 배경	<ul style="list-style-type: none"> ○ 최근 고유가 기조의 지속으로 건설기계의 연비가 고객의 Key Buying Factor로 자리 잡았고 Rental 업체의 비율이 증가하는 추세임을 고려할 때 하이브리드 건설기계 시장의 성장 가능성 이 매우 높음 ○ 중형급 굴삭기 이상은 2014년부터 TIER 3의 NOx 및 PM(Particulate Matter) 배출량보다 1/10 수준으로 줄어든 TIER 4 배기규제를 적용받는 등 환경규제가 강화되고 있음 ○ 일본 업체를 필두로 한 건설기계 선진업체의 경우, 하이브리드 또는 에너지 손실 저감기술을 적용한 장비를 개발 완료하였거나 시험 중에 있음 ○ 본 과제에서 개발하는 선회 회생 복합형 하이브리드 동력시스템 설계/평가 기술 및 봄 에너지 회생시스템 기술은 선진업체 대비 우월한 연비성능을 지니기 위한 하이브리드 굴삭기의 핵심기술임 ○ 봄 에너지 회생용 유압펌프모터는 복합형 하이브리드 체계뿐만 아니라 향후 직렬형(Series type)¹⁾ 하이브리드 체계에서도 반드시 필요한 핵심 기술임 ○ 하이브리드용 고감속 선회감속기는 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기에서 선회전동기의 소형화를 위하여 반드시 필요 한 부품임
핵심개발 기술의 의의	<ul style="list-style-type: none"> ○ 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 및 선회-봄 회생 복합형 하이브리드 굴삭기는 국내 최초로 신규 개발되었음 ○ 특히, 선회-봄 회생형 하이브리드 굴삭기는 전 세계적으로 상용화 사례가 없는 기술임 ○ 핵심부품인 엔진보조전동기, 선회전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor, 고감속 선회감속기, 유압펌프모터는 국내 참여 기관에서 설계/제작되었음 (해외 참여기관인 RWTH Aachen Univ.는 시뮬레이션 기반 봄 회생시스템 효율화, UC의 전기/열적 모델링 및 시험 등을 기반 기술을 수행함) ○ 해외 수출 비중이 85%에 달하는 국내 건설기계 산업 현황을 고려할 때 향후 하이브리드 건설기계 시장 성숙 시 해외에서 선진업체와의 경쟁력 확보 및 시장 확대를 위하여 반드시 확보되어야 하는 기술/제품임
적용 분야	<ul style="list-style-type: none"> ○ 하이브리드 굴삭기 개발을 통해 축적된 기술은 향후 굴삭기 외 휠로더(Wheel Loader), 스키드 스티어 로더(Skid Steer Loader), 도저(Dozer) 등 건설중장비 뿐만 아니라 상용차 등에도 적용 가능함

1) 일본 Kobelco 건기 등은 1990년대 말부터 NEDO (New Energy & industrial technology Development Organization) 과제를 통하여 Series 형 하이브리드 굴삭기를 복합형보다 먼저 개발하였음

4. 기술 및 경제적 성과

기술적 성과	<ul style="list-style-type: none">○ 일본 Komatsu의 20톤 하이브리드 굴삭기(PC 200-8 Hybrid)의 연비와 비교하여 동등 이상의 연비 성능<ul style="list-style-type: none">- Komatsu PC 200-8 Hybrid의 연비향상을 25%, 본 기술개발의 2단계 2차년도 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 연비향상을 30%로 우세함- 작업량당 연비 비교 시 Komatsu PC 200-8 Hybrid 대비 본 기술 개발의 2단계 2차년도 선회 회생 복합형 하이브리드 4.7% 우세○ 세계적으로 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기는 상용화 사례가 없으며 Prototype 개발 단계임○ 유압펌프모터는 봄 회생 시스템을 사용하기 위해 꼭 필요한 제품으로 일반적인 유압 펌프 및 모터와 달리, 하나의 제품으로 펌프와 모터 모드로 동시에 사용가능하며, 두 모드 모두에서 성능과 내구성을 확보하였음○ 효율 94%이상(94.5%), 소음 84 dB(A) 이하(82.1 dB(A))인 선회감속기 개발 성공. 특히, 회전 속도가 고속(4,000 rpm 이상)이며, 3단 유성기어 구조인 선회감속기에서 84 dB(A)이하의 소음 저감은 굴삭기 작업 환경 개선에 있어 획기적인 기술적 성과임○ 핵심부품인 엔진보조전동기, 선회전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor, 유압펌프모터, 선회감속기 등은 국내 참여기관의 기술로 설계, 제작되었음○ 국내특허 31건, 해외특허 8건 출원, 국내 학술대회 논문 2건, 해외 학술대회 논문 4건 발표<ul style="list-style-type: none">- 1단계: 국내특허 14건, 해외특허 2건, 해외 학술대회 논문 3건- 2단계: 국내특허 17건, 해외특허 6건, 해외 학술대회 논문 1건, 국내학술대회 논문 2건
경제적 성과	<ul style="list-style-type: none">○ 엔진보조전동기, 선회전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor 등 전 핵심부품 국산화 개발하여 양산화 시 대당 25,000천원 이상 수입대체 효과○ 해외 수출 비중이 85%에 달하는 국내 건설기계 산업 현황을 고려 할 때 향후 하이브리드 건설기계 시장 성숙 시 해외에서 선진업체 와의 경쟁력 확보 및 시장 확대 가능

5. 파급 효과 및 기대 효과

파급 효과	<ul style="list-style-type: none">○ 하이브리드 핵심부품의 경쟁력 제고 및 시장확대<ul style="list-style-type: none">- 가장 가혹한 사용조건/환경에 해당하는 굴삭기에서 내구검증- 물류장비, 농기계 등의 하이브리드용 부품으로 개발 가능○ 하이브리드 굴삭기 개발을 통해 축적된 기술은 향후 휠로더(Wheel Loader), 스키드 스티어 로더(Skid Steer Loader), 도저(Dozer) 등 건설중장비에 확대 적용 가능
기대 효과	<ul style="list-style-type: none">○ 한국 건설기계 산업의 세계시장 점유율 확대<ul style="list-style-type: none">- 하이브리드 굴삭기의 시장 선점을 통하여 하이브리드 시장 뿐 아니라 기존 굴삭기 시장의 점유율 확대도 가능○ 건설기계의 연료비 절감을 통하여 석유 의존도 완화○ 연비향상에 의한 CO₂ 배출 저감으로 온난화 방지에 기여○ 미래 친환경 에너지 기반기술의 확보

6. 해당 기술, 제품의 시장 현황

국내 시장	<ul style="list-style-type: none">○ 하이브리드 굴삭기 시제품 개발 단계
해외 시장	<ul style="list-style-type: none">○ 일본 Komatsu는 2008년 20톤급 하이브리드 굴삭기 상용화 이후 현재까지 일본, 중국, 미주, 동남아, 호주, 유럽시장에 누적 2000여대 이상 판매○ 일본 Hitachi 건기는 2012년 20톤급 하이브리드 굴삭기 발매 이후 누적 500여대 판매하였으며, 2014년 유럽 시장 진출함○ 일본 Kobelco 및 Sumitomo 건기도 20톤급 하이브리드 굴삭기를 일본 내에서 판매하고 있음○ Caterpillar는 2012년 36톤급 유압식 하이브리드 굴삭기 판매 시작

7. 제품 사진



선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품



유압펌프모터 최종 시작품



고감속 선회감속기 최종 시작품

<기술개발사업 주요 연구성과>

사업명		제조기반산업핵심기술개발사업								
과제명(과제번호)		하이브리드 굴삭기 시스템 설계 기술 개발 (10031841)								
주관기관명		두산인프라코어 (주)		설립일	1937.06.04					
주소		(401 - 702) 인천광역시 동구 인중로 489								
대표자(기관장)		김용성		연락처	032-211-8095					
총괄책임자		박철규		FAX	032-211-					
총수행기간		2008.12.01. ~ 2014.09.30.								
총사업비(백만원)		5,152	정부출연금	2,576	민간부담금 2,576					
참여기관(책임자)		(주)두산 모트롤BG(장동혁), 한국기계연구원(박영준), IFAS/RWTH Aachen Univ.(H. Murrenhoff)								
성과지표		세부지표			성과 비고					
사업화 성과	매출액	개발제품	개발후 현재까지		-억원					
			향후 3년간 매출		-억원					
		관련제품	개발후 현재까지		-억원					
			향후 3년간 매출		-억원					
	시장 점유율	개발제품	개발후 현재까지		국내 : -% 국외 : -%					
			향후 3년간 매출		국내 : -% 국외 : -%					
			개발후 현재까지		국내 : -% 국외 : -%					
		관련제품	향후 3년간 매출		국내 : -% 국외 : -%					
			개발후 현재까지		국내 : -% 국외 : -%					
			향후 3년간 매출		국내 : -% 국외 : -%					
	세계시장 경쟁력 순위	현재 제품 세계시장 경쟁력 순위			9위					
		3년 후 제품 세계 시장경쟁력 순위			3위					
기술적 성과	특허	국내	출원		31건					
			등록		1건					
		국외	출원		8건					
			등록		-건					
	논문발표	국내			2건					
		국외			4건					
파급효과	고용효과	개발 전			-명					
		개발 후			-명					
	선진국 대비 기술수준				80%					
	국산화율				100%					
	기타	표준 제개정, 기술이전 및 수상실적 등			-					

□ 구체적인 연구 성과

1. 지식재산권

(국내 · 외 특허, 실용신안, 프로그램 등록, 기타 등으로 종류 구분)

번호	종류	명칭	출원일	등록일	국명	등록번호	발생차수
1	국내 특허	하이브리드 건설기계의 동력제어 장치	2008.12.17		한국		1단계 1차년도
2	"	하이브리드 건설기계의 선회제어 장치 및 선회제어방법	2008.12.24		"		1단계 1차년도
3	"	하이브리드 건설기계의 동력제어 장치 및 동력제어방법	2008.12.24		"		1단계 1차년도
4	"	하이브리드 건설기계의 동력전달장치	2008.12.23		"		1단계 1차년도
5	"	하이브리드 건설기계의 냉각시스템 및 냉각방법	2008.12.24		"		1단계 1차년도
6	"	하이브리드 굴삭기 불구동 시스템 및 그제어방법	2009.12.23		"		1단계 2차년도
7	"	건설기계의 선회브레이크 제어장치	2009.12.24		"		1단계 2차년도
8	"	하이브리드 건설기계의 냉각시스템	2009.12.24		"		1단계 2차년도
9	"	하이브리드 차량전력저장부의 냉각장치 및 냉각방법	2009.12.24		"		1단계 2차년도
10	"	에너지 저장장치 및 이를 사용하는 건설기계	2010.12.24		"		1단계 3차년도
11	"	하이브리드 건설기계의 냉각시스템 및 냉각방법	2010.12.24		"		1단계 3차년도
12	"	하이브리드 건설기계의 냉각시스템	2010.12.24		"		1단계 3차년도
13	"	하이브리드 굴삭기 불구동 시스템 및 그제어방법	2010.12.24	2014.04.22	" 10-1390078-0000		1단계 3차년도
14	"	하이브리드 건설기계의 동력전달장치	2010.12.24		"		1단계 3차년도
15	국외 특허	하이브리드 굴삭기 불구동 시스템 및 그제어방법	2010.12.23		WO/중국/일본/유럽/미국		1단계 3차년도

번호	종류	명칭	출원일	등록일	국명	등록번호	발생차수
16	국외 특허	건설기계의 선회 브레이크 제어장치	2010.12.23		WO/중국/ 미국		1단계 3차년도
17	국내 특허	강제 구동식 선회브레이크 장치	2011.11.30		한국		2단계 1차년도
18	“	건설기계의 브레이크 제어장치	2012.12.27		“		2단계 1차년도
19	“	굴삭기의 작업성 제어장치및 그 방법	2011.12.27		“		2단계 1차년도
20	“	하이브리드 굴삭기의불구 동시스템및 그 제어방법	2012.01.30		“		2단계 1차년도
21	“	하이브리드 굴삭기의불구 동시스템및 그 제어방법	2012.01.27		“		2단계 1차년도
22	“	하이브리드 건설기계용수 냉각 시스템의이상 진단장치및 방 법	2012.12.17		“		2단계 2차년도
23	“	하이브리드 건설기계의불 구동시스템및 그방법	2012.12.24		“		2단계 2차년도
24	“	하이브리드 건설기계의에 너지저장장치 의충전시스템	2012.12.26		“		2단계 2차년도
25	“	하이브리드 건설기계의엔 진제어장치	2012.12.26		“		2단계 2차년도
26	“	건설기계의 선회구동장치	2013.01.31		“		2단계 2차년도
27	“	하이브리드 건설기계의유 압펌프제어방 법	2013.03.29		“		2단계 2차년도
28	“	하이브리드 건설기계의펌 프제어장치및 그방법	2013.05.16		“		2단계 2차년도
29	“	하이브리드 건설기계의선회 브레이크제어장치	2013.09.26		“		2단계 2차년도
30	“	선회 브레이크를 이용한선회 전동기제어 장치 및 그 방법	2013.09.26		“		2단계 2차년도

번호	종류	명칭	출원일	등록일	국명	등록번호	발생차수
31	국내 특허	유압펌프모터	2012.11.19		한국		2단계 2차년도
32	“	하이브리드 굴삭기의동력 보조장치및동 력보조제어방 법	2013.12.24		“		2단계 3차년도
33	“	가변형 전자밸브장치	2013.12.16		“		2단계 3차년도
34	국외 특허	강제 구동식 선회브레이크 장치	2011.11.30		WO		2단계 1차년도
35	“	하이브리드 굴삭기붐구동 장치및제어방 법	2011.12.26		WO/미국/중 국/유럽		2단계 1차년도
36	“	하이브리드 건설기계의에 너지저장모듈 의고장감지방 법및장치	2012.08.20		WO		2단계 1차년도
37	“	건설기계의 선회구동장치	2013.12.16		WO		2단계 3차년도
38	“	하이브리드 건설기계의에 너지저장장치 의충전시스템	2013.12.24		WO		2단계 3차년도
39	“	하이브리드 건설기계의엔 진제어장치	2013.12.24		“		2단계 3차년도

2. 논문 게재/발표 실적

번호	구분(논문 게재 or 학회발표)	논문명	저자명	저널명	일시	구분(국내, 국외)	SCI 등재 여부	발생 차수
1	학회 발표	Design and Control of Hybrid Electric Power System for a Hydraulically Actuated Excavator	Seungjin Yoo, Sangjun An, Cheol-Gyu Park and Nagin Kim	SAE 2009 Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition	October 6-8, 2009	국외	X	1단계 2차년도
2	"	A Study on the Boom Energy Regeneration System for a Hybrid Excavator	Byung-il Kang and Se Boung Oh	7th International Fluid Power Conference	March 22-24, 2010	국외	X	1단계 2차년도
3	"	Development of Fuel -efficient Construction Equipment	Dooyearn Jo, Sangyeop Kwak and Nagin Kim	International Conference on Power Electronics	May 30-June 3, 2011	국외	X	1단계 3차년도
4	학회 발표	전기식 하이브리드 굴삭기용 봄 에너지 회생시스템의 개발	주춘식, 강병일, 이재상	KSFC 추계 학술대회	Oct. 18, 2013	국내	X	2단계 3차년도
5	"	하이브리드 굴삭기 연비 개선 연구	조성우, 유승진, 박철규	대한기계학회 2014년도 IT유압부문 춘계 학술대회	Apr. 2014	국내	X	2단계 3차년도
6	"	Development of a Mid-Size Compound Type Hybrid Electric Excavator	Sungwoo Cho, Seungjin Yoo and Cheol-Gyu Park	International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium (EVS27)	Nov. 17-20, 2013	국외	X	2단계 3차년도

3. 기술이전 실적

번호	기술이전 내역	대상국명	대상기관명	이전일시	수입금액(백만원)	발생차수
	해당없음					차년도

4. 인증/포상 실적 등 (국내 및 국외)

번호	구분	명칭	일시	국명	수여기관명	발생차수
	해당없음					차년도

5. 사업화 계획 및 매출 실적

항 목	세부 항목	성 과		
사업화 계획	사업화 소요기간(년)	3년		
	소요예산(백만원)	-		
	예상 매출규모 (억원)	현재까지	3년후	5년후
		-	-	239
	시장 점유율	단위(%)	현재까지	3년후
		국내	-	100
		국외	-	6
관련기술, 제품을 응용한 타 모델, 제품 개발계획		중대형 굴삭기용 Mild Hybrid 시스템 개발		
무역 수지 개선 효과	(단위: 억원)	현재	3년후	5년후
	수입대체(내수)	-	-	48
	수 출	-	-	191

6. 고용 창출

항목	세부 항목	성 과
고용 효과	개발 전	연구인력
		-명
	개발 후	생산인력
		-명
	연구인력	-명
	생산인력	-명

7. 기타 성과

한독기술협력포럼 성과전시회 참여 (2014년 3월 26~27일)

8. 변경 이력 (있을 경우 기재)

선회감속기 개발(한국기계연구원)은 1단계 2세부과제에서 진행되었으나, 2단계 1세부과제로 이동
--

목 차

제 1 장 서 론	17
제 1 절 과제의 개요	17
1. 배경	17
2. 개발 대상 기술·제품의 개요	18
3. 용도 및 적용 분야	20
제 2 절 개발 대상 기술 · 제품의 중요성과 파급효과	21
1. 개발 대상 기술·제품의 중요성	21
2. 개발 대상 기술·제품의 파급효과	21
제 2 장 과제 수행의 내용 및 결과 (기술개발 내용 및 방법)	23
제 1 절 최종 목표 및 평가 방법	23
1. 최종 목표	23
2. 평가 방법	23
제 2 절 단계 목표 및 평가 방법	28
1. 2단계 목표	28
2. 평가 방법	28
제 3 절 연차별 개발 내용 및 개발 범위	33
1. 1차년도	33
2. 2차년도	38
3. 3차년도	41
제 4 절 수행 결과의 보안등급	44
제5절 유형적 발생품(연구시설, 연구장비 등) 구입 및 관리현황	45
제 3 장 결과 및 사업화 계획	46
제 1 절 연구개발 최종 결과	46
1. 2단계 연구개발 추진 일정	46
2. 연구개발 추진 실적	49
3. 정량적 목표 항목	52

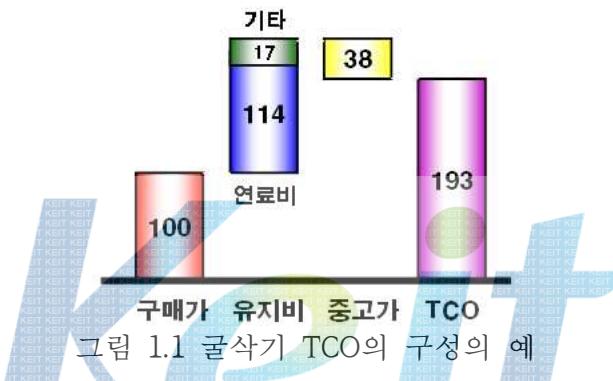
4. 주요 유형/무형 성과	53
제 2 절 연구개발 추진 체계	62
1. 기술개발 추진체계	62
2. 기술개발팀 편성도	63
3. 참여기관별 상세 추진 내용	64
제 3 절 시장 현황 및 사업화 전망	191
1. 국내외 관련 기술 현황	191
2. 하이브리드 굴삭기 시장 전망	195
3. 사업화 전망	197
제 4 절 고용 창출 효과	198
제 5 절 자체보안관리진단표	199
 부 록	200
A. 유압펌프모터	200
1. 유압펌프모터 시험성적서	200
B. 선회감속기	211
1. 감속비 32 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품	211
2. 고감속 저소음 선회감속기 선행연구 시제품	213
3. 고감속 저소음 선회감속기 시제품	214
4. 시험 성적서	217
C. 저소음 저백래시 감속기 기초연구	219
1. 기어 소음 선진기술 분석	219
2. 저소음 저백래시 감속기 구조 비교 분석	224
D. IFAS/RWTH Aachen Univ. 보고서	229

제 1 장 서 론

제 1 절 과제의 개요

1. 배경

- 최근 고유가 기조의 지속으로 건설기계의 연비가 고객의 Key Buying Factor로 자리 잡았고 Rental 업체의 비율이 증가하는 추세임을 고려할 때 하이브리드 건설 기계 시장의 성장 가능성이 매우 높음
 - 건설기계의 경우 유지비 및 TCO(Total Cost of Ownership) 중 연료비가 차지하는 비중이 각각 87%, 60%이상으로 매우 큼
 - 세계적으로 굴삭기 등 건설기계는 개인 소유보다 Rental 업체 비율이 급증하는 추세이며, 건설기계 Rental 업체는 TCO에 의한 구매 동인이 큼



- 미국, EU, 일본 등 선진국은 자동차 뿐만 아니라 굴삭기를 비롯한 Non-road 차량 및 장비에 대해서도 매우 엄격한 배기 규제를 적용하고 있으며, 이러한 추세는 향후 더욱 강화될 전망임
 - 중형급 굴삭기 이상은 2014년부터 TIER 2, 3의 NOx 및 PM(Particulate Matter) 배출량보다 1/10 수준으로 줄어든 TIER 4 배기규제를 적용받아야 하고, 2011년부터 TIER 4 배기규제를 만족하기 위한 중간단계의 TIER 4 INTERIM 규제를 적용받고 있음
- 일본 업체를 필두로 한 건설기계 선진업체의 경우, 하이브리드 또는 에너지 손실 저감기술을 적용한 장비를 개발 완료하였거나 시험 중에 있음
 - 일본은 건설중장비 업체들을 중심으로 이미 90년대 말부터 정부 지원 또는 자체 기술 개발을 통하여 건설기계용 하이브리드 동력시스템 개발을 진행하였음
 - 일본 Komatsu사는 2008년 하이브리드 굴삭기 양산화에 성공하여, 2009년부터 연간 수백 대를 일본, 중국 등에 판매하고 있음
- 건설기계는 자동차와 비교하여 부하특성, 제어특성, 동력전달 메커니즘 및 운전특성에 차이가 있으며, 이에 따라 자동차와 차별화 되는 하이브리드 기술이 필요함

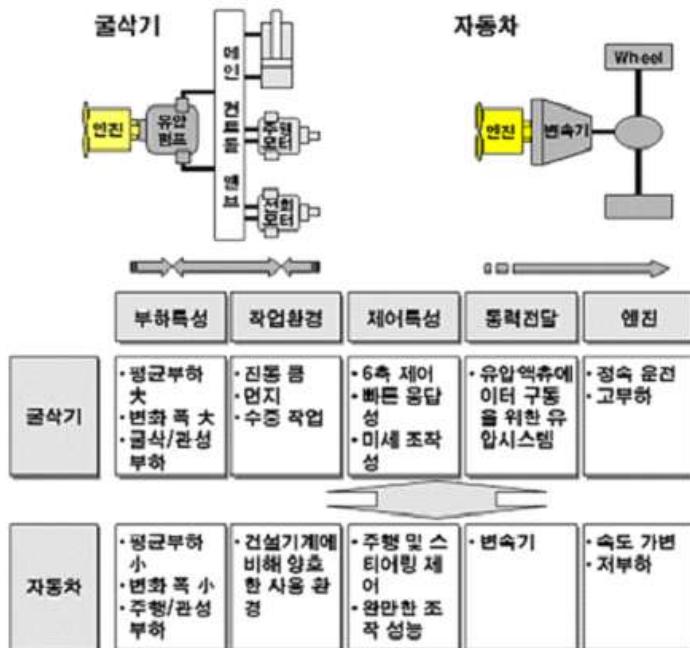


그림 1.1.2 자동차와 비교한 굴삭기 Powertrain 특징

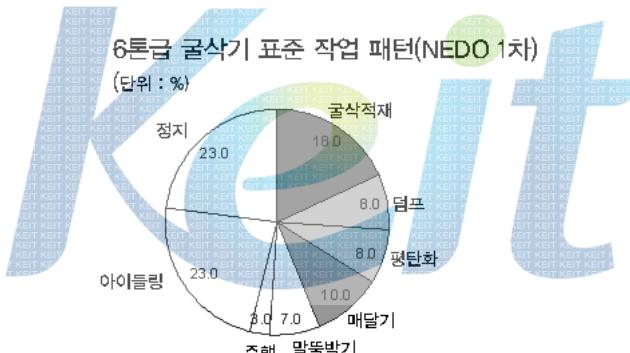


그림 1.1.3 쿨삭기 작업 Duty의 예

2. 개발 대상 기술·제품의 개요

- 총괄과제 ‘하이브리드 굴삭기 핵심기술 개발’은 고유가와 환경문제 및 선진 건설중장비업체의 하이브리드 굴삭기 시장 선점에 대응하기 위하여, 동력원의 하이브리드화와 선회 운동에너지 및 봄 위치에너지를 회생하는 복합형 하이브리드 동력체계의 설계/평가 및 이를 위한 핵심부품 기술 개발을 최종 목표로 함
 - 이를 위하여 본 과제 ‘하이브리드 굴삭기 시스템 설계 기술 개발’은 복합형 하이브리드 동력시스템의 설계 기술 개발, 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 평가, 선진업체 대비 연비 우월성을 확보를 위한 봄 에너지 회생시스템 개발을 수행함

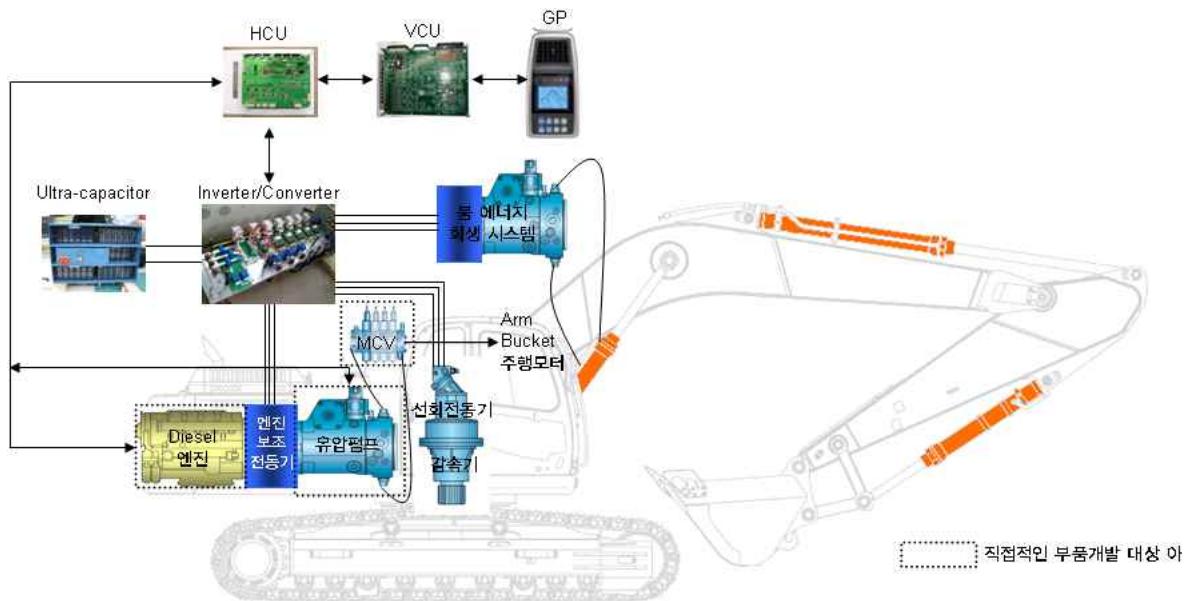


그림 1.1.4 하이브리드 굴삭기의 기본 개념도

- 본 과제 ‘하이브리드 굴삭기 시스템 설계 기술 개발’의 1단계 개발을 통하여
 - 동력원의 하이브리드화와 선회를 전기구동하는 선회회생 복합형 하이브리드 굴삭기 1차 시작품을 제작하였고,
 - 1차 시작품 성능시험을 통하여 기존 엔진식 굴삭기와 비교하여 다음과 같은 정량적 목표 성능을 달성하였음
 - 연비 향상율 25% 이상
 - 작업 성능 90% 이상
 - CO₂ 저감율 25% 이상
 - 선회에너지 회생 외, 선진 경쟁사 대비 우월적 연비성능 확보를 위하여 봄에너지 회생시스템을 설계하고 테스트 벤치를 통하여 목표성능을 검증하였음
- 상기의 본 세부과제 1단계 결과 외, 타 세부과제에서는 다음과 같은 성과를 달성하였음
 - 선회회생 복합형 하이브리드 동력시스템의 핵심부품인 엔진보조전동기, 선회전동기, 선회감속기, Ultra-capacitor, 전력변환장치 및 제어기 시작품을 제작하고 성능검증 하였음. 또한, 하이브리드 동력시스템용 제어알고리즘을 개발하여 실제 차량에 탑재/검증하였음
 - 하이브리드 동력시스템 핵심부품의 가속수명시험을 실시하여 부품별 1단계 목표 수명을 달성을



그림 1.1.5 선회회생 복합형 하이브리드 굴삭기 1차 시작품

o 총괄과제 2단계 최종목표인 기존 엔진식 굴삭기 대비

- 연비 향상을 35% 이상
- 작업성능 100%
- CO₂ 저감율 35%

확보가능한 복합형 하이브리드 굴삭기 핵심기술을 개발하가 위하여 본 과제 2단계에서는 다음과 같은 기술을 개발함

- 선회-붐 에너지 회생을 위한 동력시스템 설계 기술
- 봄 에너지 회생시스템 탑재를 위한 부품 최적화 개발 및 차량 탑재 설계
- 봄 에너지 회생용 유압펌프모터 효율 최적화
- 선회전동기 소형화를 위한 고감속 저소음 선회감속기 개발
- 하이브리드 굴삭기 상용화의 장애요인인 신뢰성 확보를 위하여 차량 신뢰성 성장 및 핵심부품 원가절감 설계
- 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 성능평가 기술

3. 용도 및 적용 분야

o 본 과제에서 개발하는 하이브리드 동력시스템 설계/평가 기술 및 봄 에너지 회생 시스템 기술은 선진업체 대비 우월한 연비성능을 지닌 하이브리드 굴삭기의 핵심 기술임

o 원가경쟁력 확보 및 신뢰성 성장 기술은 하이브리드 시장 형성의 Chasm 극복을 위하여 필수임

o 봄 에너지 회생용 유압펌프모터는 복합형 하이브리드 체계뿐만 아니라 향후 Series type 하이브리드 체계에서도 반드시 필요한 핵심 기술임

o 하이브리드 굴삭기 개발을 통해 축적된 기술은 향후 굴삭기 외 휠로더(Wheel Loader), 스키드 스티어 로더(Skid Steer Loader), 도저(Dozer) 등 건설중장비 뿐만

아니라 상용차 등에도 적용 가능함

제 2 절 개발 대상 기술·제품의 중요성과 파급효과

1. 개발 대상 기술·제품의 중요성

- 국내 건설중장비 산업은 1990년대부터 해외시장을 개척하여 2013년 6조 5천억 (49,205대, 63.6억달러)의 수출실적과 연평균 21%의 수출증가율을 보이고 있으나, 선진업체 대비 기술경쟁력은 열세임
- 하이브리드 굴삭기는 해외 선진 건설중장비 업체를 추월할 수 있는 기회이며, 선진경쟁사 대비 우수한 연비 성능을 확보하여 세계 건설기계 시장에서 시장 지배력을 높일 수 있음
 - 봄 에너지 회생시스템은 현재 상용화된 사례가 없으며, 원가경쟁력 및 내구신뢰성을 확보할 경우 월등한 연비개선으로 시장에서의 지배력을 강화할 수 있음

2. 개발 대상 기술·제품의 파급효과

가. 기술적 측면

- 건설기계산업의 세계 Top-Tier 수준 도약의 기회
 - 종래의 엔진/유압식 굴삭기는 이미 성숙된 기술로서 미국, 일본 등 선진업체가 Top-Tier 그룹을 형성함. 하이브리드 기술은 1990년대 말 또는 2000년대 초 개발 시작되어 기술도입기 또는 시장형성기의 기술로 선진업체의 기술장벽을 넘어선 기술 개발 가능
- 타 건설장비로의 확산
 - 하이브리드 굴삭기 개발을 통해 축적된 기술은 휠로더, 도저 등의 건설기계와 상용차, 농기계, 철도차량 및 방산 차량 등에도 적용이 가능
- 자동차 산업 등과의 기술적 시너지 효과
 - 전동기, 전력변환장치, 에너지 저장장치 등 핵심부품 기술 공유 가능
- 차세대 유압기술 확보
 - 회생용 유압펌프모터는 유압펌프와 유압모터의 역할을 동시에 수행할 수 있는 새로운 개념의 유압부품으로, 기술 개발을 통해 유압기술의 종속을 탈피할 수 있음
- 미래 친환경 에너지 기반기술의 확보
 - 하이브리드 굴삭기의 시스템 제어기술, 전력 부품 및 저장장치 기술은 전동 굴삭기 시스템 등으로 대체되는 향후 미래 기술과도 부합

나. 경제적·산업적 측면

○ 한국 건설기계 산업의 세계시장 점유율 확대

- 하이브리드 굴삭기 기술은 엔진, 유압, 전력전자의 융합기술로, 후발업체에게는 단기간 내 극복이 어려운 기술 장벽이 될 것이며, 기술 확보한 소수의 업체가 시장을 장악할 가능성이 큼
- 하이브리드 굴삭기의 시장 선점을 통하여 하이브리드 시장 뿐 아니라 기존 굴삭기 시장의 점유율 확대도 가능함

○ 새로운 비즈니스 기회의 창출

- 하이브리드 굴삭기 개발을 통해 축척된 기술은 훨로더, 도저 등의 건설기계와 상용차, 농기계, 철도차량 및 방산 차량 등에도 적용이 가능

○ 핵심 전기 동력원 부품의 경쟁력 제고 및 시장 확대

- 엔진보조전동기, 선회전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor 등 전 핵심부품 국산화 개발하여 양산화 시 대당 25,000천원 이상 수입대체 효과
- 가장 가혹한 사용 조건 중 하나인 굴삭기에 부품을 적용함으로써 내구성 확보
- 핵심부품과 완제품의 해외시장 동반진출 기회

다. 사회적 측면

○ 석유 의존도 완화

- 건설기계의 연료비 절감을 통하여 예측 불가능한 유가에 의한 민감도를 감소시키며 석유 의존도를 완화시킬 수 있음

○ 환경 규제 대응 및 환경 보호

- 화석연료 사용을 줄일 수 있어 갈수록 엄격해지는 각국의 환경규제에 대응할 수 있으며, 지구 온난화 방지에 기여할 수 있음

제 2 장 과제 수행의 내용 및 결과 (기술개발 내용 및 방법)

제 1 절 최종 목표 및 평가 방법

1. 최종 목표

- 22톤 중형 굴삭기용 하이브리드 동력시스템 설계기술 개발 및 시작품 제작
 - 기존 굴삭기 대비 연비 향상율 35%
 - 기존 굴삭기 대비 작업 성능 100%
 - 기존 굴삭기 대비 CO₂ 총량 35% 이상 저감

2. 평가 방법

- 하이브리드 굴삭기 연비 향상률, 시간당 작업량, CO₂ 저감률
 - 하이브리드 굴삭기 2단계 최종 시작품에 대하여
 - 표준굴삭작업 Mode 운전 시 연비 측정
 - 단위시간 당 굴삭작업량 측정
 - 표준굴삭작업 Mode 운전 시 CO₂ 총량 측정
 - 하여 기존 굴삭기와 비교함
 - 굴삭기 연비 및 작업 성능 측정에 대한 국내외 표준화된 기준은 없음. 각 굴삭기 장비 업체 별로 독자적인 기준을 사용하며, 일반적으로 굴삭 작업이 주로 사용됨. 본 개발기술 평가에 사용되는 두산인프라코어(주) 표준굴삭 작업 Mode 는 굴삭기의 전형적인 단위 작업 Mode인 굴삭/인상-선회-덤프-복귀와 Idle 및 Auto Idle 운전의 일정 비율로 구성됨

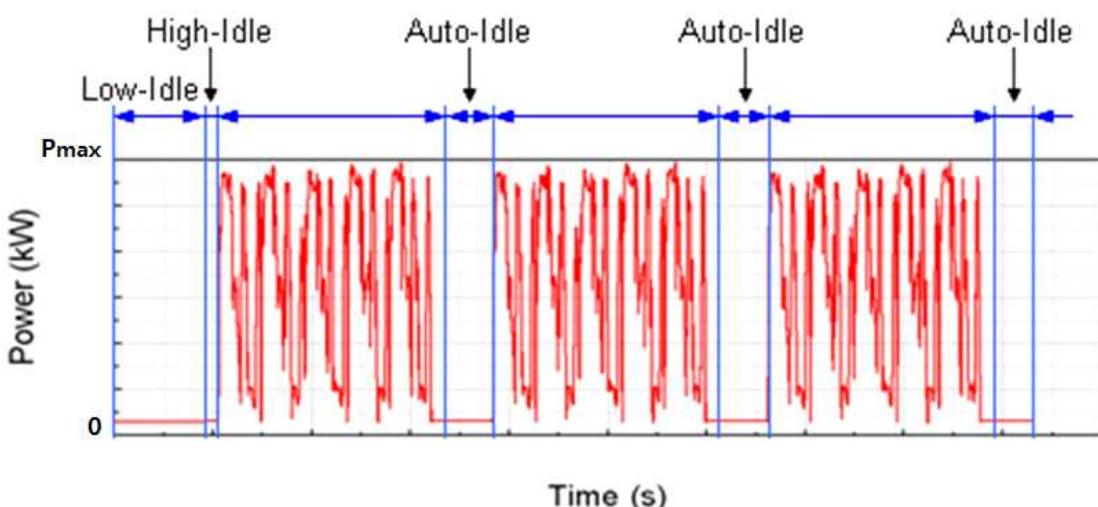


그림 2.1.1 표준 굴삭 작업모드 예

- 봄 에너지 회생시스템 회생율
 - 봄 에너지 회생시스템의 회생율은 봄 상승 시 투입된 에너지 대비 하강 시 회

생된 에너지의 비율로 측정함

- 봄 상승 시 봄, 암, 베켓으로 구성된 Front부의 초기 위치는 아래 좌측 그림과 같고, 봄 하강 시 Front부의 초기 위치는 아래 우측 그림과 같음

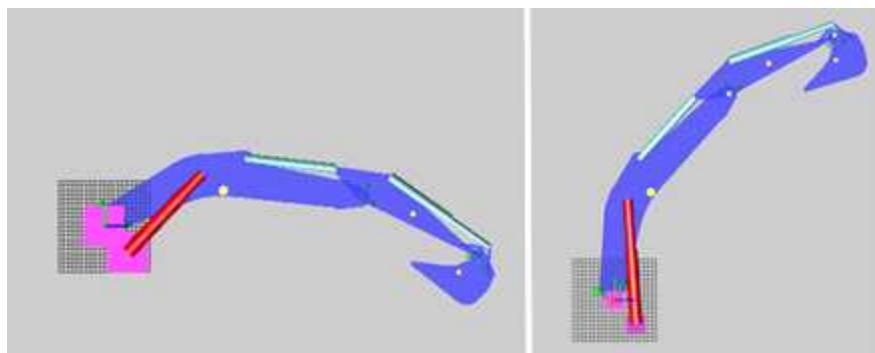


그림 2.1.2 봄 에너지 회생을 측정을 위한 봄 상승 및 하강 시 초기 위치

- 봄 에너지 회생 시스템의 공급 에너지는 작동 전후 Ultra-capacitor의 에너지량 변화를 의미하며, 기존 유압시스템이 공급한 에너지는 메인펌프의 출력 에너지를 기준으로 함
- 메인펌프의 출력 에너지는 메인펌프의 사판각 센서에 의해 측정되는 사판각과 엔진의 회전속도를 이용하여 계산함
- 하강 시 회생 되는 에너지는 작동 전후 Ultra-capacitor에 저장된 에너지를 의미함

o 유압펌프모터

- 정량적 목표 항목 평가는 RS B 0032, RS-KIMM-2012-0152 및 ISO4412 기준에 의거하여 아래와 같은 방법으로 실시한다

NO	시험항목	시험 기준	시험방법
1	정격 유량 시험	RS B 0032	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 정격속도까지 변화시키면서 토출유량을 측정한다.
2	최대 회전수 시험	RS B 0032	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 최대속도까지 변화시키면서 유량이 선형적으로 증가하는 최대속도를 구한다.
3	펌프 효율 시험 (효율맵 시험)	RS B 0032	부하조건, 회전수, 압력, 사판각도에 따른 토출유량, 압력, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
4	모터 효율 시험	RS-KIMM-20 12-0152	최대 사판각도에서 회전수 및 토출압력 변화에 따른 토출유량, 흡·토출 차압, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
5	제어 동특성 시험	RS B 0032	최대 입력회전수, 토출 압력 0, 100, 200bar 상태에서 입력전류를 최소에서 최대, 최대에서 최소로 급격히 변화시키면서 사판각의 변화를 측정한다.
6	액동 시험	RS B 0032	입력회전수 및 토출압력을 변화시키면서 토출 배관상의 압력액동을 측정한다.
7	소음 시험	ISO4412	ISO4412 기준에 따라 음향파워를 측정한다.

o 선회감속기

- 정량적 목표 항목 평가는 RSB 0061 기준에 의거하여 실시한다.²⁾



2) 소음 및 가진 시험방법으로서 JGMA 8001 및 IEC 60068-2-6은 RSB 0061과 동일하며, RSB0061은 평가기준까지 제시되어 있어 이를 사용함

No.	시험 항목	시험 기준	시험 방법 및 평가 기준
1	전달효율 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 무부하로 임력축의 회전속도를 최고속도까지 단계적으로 상승하면서 가동한 후 시험체의 정격 동력까지 부하를 가함. - 시험 조건에 따라 시험을 실시하며, 속도와 토크비에 따른 효율을 측정. → 선회감속기 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
2	소음 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기의 전후좌우 및 상부에서 각각 1m, 바닥으로부터 높이가 1m의 수평 길이 중심에서 마이크로폰을 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 소음 측정. → 소음 수준이 84 dB(A)를 초과하지 않아야 함.
3	진동 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 선회감속기의 링기어 또는 출력축 베어링의 상부(또는 하부, 측면)에서 가속도계를 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 진동 측정. → 진동 수준이 9 m/s^2을 초과하지 않아야 함.
4	가진 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기를 실제 사용 조건 또는 이와 동등한 조건으로 장착. - 주파수 범위는 10 ~ 2,000 Hz로 가속 분광 밀도 $0.0015 \sim 0.03 \text{ g}^2/\text{Hz}$로 시험. - 3축($\pm X$, $\pm Y$, $\pm Z$)방향에 대해 각각 100분간 시험. → 육안 검사 및 전달효율 시험을 실시하여 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
5	누유		→ 모든 시험 조건에서 누유가 없어야 함.

<정량적 목표 항목>

평가항목 (주요성능 Spec)	단위	전체 항목 에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업	연구개발전 국내수준	개발목표치		평가방법
					성능수준	성능수준	
1. 기존 굴삭기 대비 연비향상률	%	20	25% 이상 (Komatsu)	-	25	35	자체평가(표준굴삭작업모드)
2. 기존 굴삭기 대비 시간당 작업량	%	20	-	-	90	100	자체평가(단위시간 당 굴삭작업)
3. 기존 굴삭기 대비 CO ₂ 저감률	%	20	-	-	25	35	자체평가(표준굴삭작업모드)
4. 봄 에너지 회생시스템 회생율		5	-	-	20	25	자체평가(봄 단독상승/하강 시험)
5. 유압펌프모터 정격 압력	MPa	3	38 (독일/Rexroth)	-	35	35	자체평가(RS기준)
6. 유압펌프모터 최고 속도	rpm	2	- (일본/Komatsu)	-	2,000	2,200	자체평가(RS기준)
7. 유압펌프모터 효율 (펌프)	%	89 (독일/Rexroth)	-	85	-	90	자체평가(RS기준)
8. 유압펌프모터 효율 (모터)		82	-	-	-	80	자체평가(RS기준)
9. 유압펌프모터 경전동 특성	sec	2	0.25 (독일/Rexroth)	-	0.35	0.25	자체평가(RS기준)
10. 유압펌프모터 소음	dB(A)	2	96 (독일/Linde)	-	98	96	자체평가(ISO4412 기준)
11. 유압펌프모터 맥동 압	%	2	8 (독일/Linde)	-	10	8	자체평가(RS기준)
12. 유압펌프모터 명(B ₁₀)	hr	4	10,000 (독일/Rexroth)	-	5,000	10,000	자체평가(RS기준)
13. 감속기 효율	%	3	92	88	88	92	공인시험성적서 (RSB 0061)
14. 감속기 수명(B ₁₀)	hour	5	10,000	8,000	8,000	10,000	공인시험성적서 (RSB 0061)
15. 감속기 소음	dB(A)	3	85	90	87	84	공인시험성적서 (JGMA 8001)
16. 감속기 온도	°C	1	90	92	90	90	공인시험성적서 (RSB 0061)
17. 감속기 출력토크	Nm	1	12,000	12,000	12,000	12,000	공인시험성적서 (ISO 6336)
18. 감속기 가진	m/s ²	1	20	20	-	20	공인시험성적서 (IEC60068-2-6)
19. 감속기 진동	m/s ²	1	10	10	10	9	공인시험성적서 (RSB 0061)

제 2 절 단계 목표 및 평가 방법³⁾

1. 2단계 목표

- 22톤 중형 굴삭기용 하이브리드 동력시스템 설계기술 개발 및 시작품 제작
 - 기존 굴삭기 대비 연비 향상을 35%
 - 기존 굴삭기 대비 작업 성능 100%
 - 기존 굴삭기 대비 CO₂ 총량 35% 이상 저감
- 유압에너지 회생용 유압펌프모터 성능 최적화 및 B₁₀ 10,000hr 신뢰성 확보
- 하이브리드 굴삭기용 선회감속기 시제품 제작 및 시험/평가 기술 연구
 - 감속기 최대 출력토크 : 12,000N.m
 - 감속기 소음 : 84 dB(A)
 - 감속기 수명 : B₁₀ 10,000시간

2. 평가 방법

- 하이브리드 굴삭기 연비 향상률, 시간당 작업량, CO₂ 저감률
 - 하이브리드 굴삭기 2단계 최종 시작품에 대하여
 - 표준굴삭작업 Mode 운전 시 연비 측정
 - 단위시간 당 굴삭작업량 측정
 - 표준굴삭작업 Mode 운전 시 CO₂ 총량 측정
 - 하여 기존 굴삭기와 비교함
 - 굴삭기 연비 및 작업 성능 측정에 대한 국내외 표준화된 기준은 없음. 각 굴삭기 장비 업체 별로 독자적인 기준을 사용하며, 일반적으로 굴삭 작업이 주로 사용됨. 본 개발기술 평가에 사용되는 두산인프라코어(주) 표준굴삭 작업 Mode 는 굴삭기의 전형적인 단위 작업 Mode인 굴삭/인상-선회-덤프-복귀와 Idle 및 Auto Idle 운전의 일정 비율로 구성됨

3) 최종목표 및 평가방법과 동일

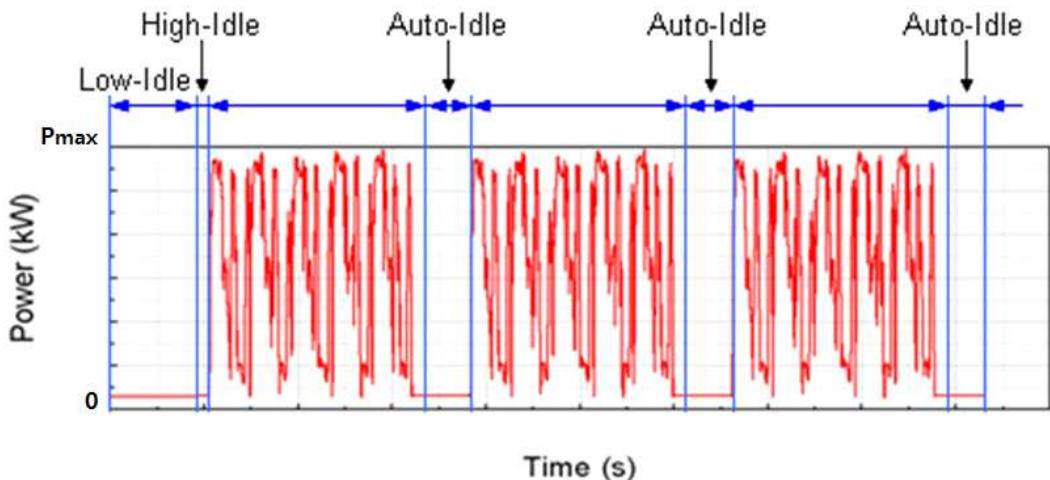


그림 2.2.1 표준 쿨삭 작업모드 예

o 봄 에너지 회생시스템 회생율

- 봄 에너지 회생시스템의 회생율은 봄 상승 시 투입된 에너지 대비 하강 시 회생된 에너지의 비율로 측정함
- 봄 상승 시 봄, 암, 베켓으로 구성된 Front부의 초기 위치는 아래 좌측 그림과 같고, 봄 하강 시 Front부의 초기 위치는 아래 우측 그림과 같음

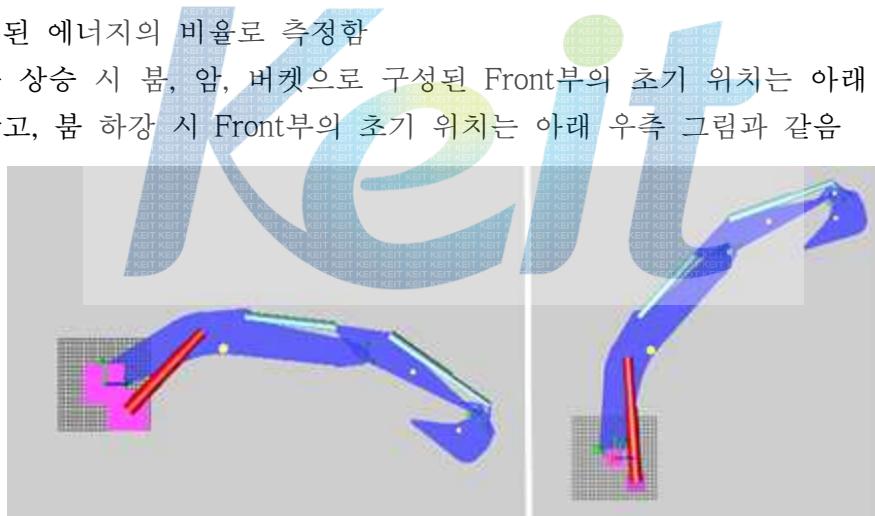


그림 2.2.2 봄 에너지 회생율 측정을 위한 봄 상승 및 하강 시 초기 위치

- 봄 에너지 회생 시스템의 공급 에너지는 작동 전후 Ultra-capacitor의 에너지량 변화를 의미하며, 기존 유압시스템이 공급한 에너지는 메인펌프의 출력 에너지를 기준으로 함
- 메인펌프의 출력 에너지는 메인펌프의 사판각 센서에 의해 측정되는 사판각과 엔진의 회전속도를 이용하여 계산함
- 하강 시 회생 되는 에너지는 작동 전후 Ultra-capacitor에 저장된 에너지를 의미함

○ 유압펌프모터

- 정량적 목표 항목 평가는 RS B 0032, RS-KIMM-2012-0152 및 ISO4412 기준에 의거하여 아래와 같은 방법으로 실시한다

NO	시험항목	시험 기준	시험방법
1	정격 유량 시험	RS B 0032	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 정격속도까지 변화시키면서 토출유량을 측정한다.
2	최대 회전수 시험	RS B 0032	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 최대속도까지 변화시키면서 유량이 선형적으로 증가하는 최대속도를 구한다.
3	펌프 효율 시험 (효율맵 시험)	RS B 0032	부하조건, 회전수, 압력, 사판각도에 따른 토출유량, 압력, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
4	모터 효율 시험	RS-KIMM-2012-0152	최대 사판각도에서 회전수 및 토출압력 변화에 따른 토출유량, 흡·토출 차압, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
5	제어 동특성 시험	RS B 0032	최대 입력회전수, 토출 압력 0, 100, 200bar 상태에서 입력전류를 최소에서 최대, 최대에서 최소로 급격히 변화시키면서 사판각의 변화를 측정한다.
6	맥동 시험	RS B 0032	입력회전수 및 토출압력을 변화시키면서 토출 배관상의 압력맥동을 측정한다.
7	소음 시험	ISO4412	ISO4412 기준에 따라 음향파워를 측정한다.

○ 선회감속기

- 정량적 목표 항목 평가는 RSB 0061 기준에 의거하여 실시한다.⁴⁾

4) 소음 및 가진 시험방법으로서 JGMA 8001 및 IEC 60068-2-6은 RSB 0061과 동일하며, RSB0061은 평가기준까지 제시되어 있어 이를 사용함

No.	시험 항목	시험 기준	시험 방법 및 평가 기준
1	전달효율 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 무부하로 임력축의 회전속도를 최고속도까지 단계적으로 상승하면서 가동한 후 시험체의 정격 동력까지 부하를 가함. - 시험 조건에 따라 시험을 실시하며, 속도와 토크비에 따른 효율을 측정. → 선회감속기 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
2	소음 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기의 전후좌우 및 상부에서 각각 1m, 바닥으로부터 높이가 1m의 수평 길이 중심에서 마이크로폰을 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 소음 측정. → 소음 수준이 84 dB(A)를 초과하지 않아야 함.
3	진동 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 선회감속기의 링기어 또는 출력축 베어링의 상부(또는 하부, 측면)에서 가속도계를 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 진동 측정. → 진동 수준이 9 m/s^2을 초과하지 않아야 함.
4	가진 시험	RSB 0061	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기를 실제 사용 조건 또는 이와 동등한 조건으로 장착. - 주파수 범위는 $10 \sim 2,000 \text{ Hz}$로 가속 분광 밀도 $0.0015 \sim 0.03 \text{ g}^2/\text{Hz}$로 시험. - 3축($\pm X$, $\pm Y$, $\pm Z$)방향에 대해 각각 100분간 시험. → 육안 검사 및 전달효율 시험을 실시하여 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
5	누유		→ 모든 시험 조건에서 누유가 없어야 함.

<정량적 목표 항목>

항목 (주요성능 Spec)	단위	전체 항목 에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업 (/)	연구개발 전 국내수준	개발 목표치			평가 방법
					성능수준	성능수준	1차 년도	2차 년도
1. 기존 굴삭기 대비 연비향상을	%	20	25% 이상 (일본/Komatsu)	-	25	30	35	자체 평가(표준굴 삭작업모드)
2. 기존 굴삭기 대비 시간당 작업량	%	20	-	-	93	95	100	자체 평가(단위시 간 당 굴삭작업)
3. 기존 굴삭기 대비 CO_2 저감율	%	20	-	-	25	30	35	자체 평가(표준굴 삭작업모드)
4. 봄 에너지 회생 시스템 회생율	%	5	-	21	22	23	25	자체 평가(봄 단독 상승/하강 시험)
5. 유압펌프모터 정격 압력	MPa	3	38 (독일/Rexroth)	-	35	35	35	자체 평가(RS기준)
6. 유압펌프모터 최고 속도	rpm	2	- (일본/Komatsu)	-	2,200	2,200	2,200	자체 평가(RS기준)
7. 유압펌프모터 전효 율(펌프)	%	3	89 (독일/Rexroth)	-	87	89	90	자체 평가(RS기준)
8. 유압펌프모터 전효 율(모터)	%	2	-	-	75	77	80	자체 평가(RS기준)
9. 유압펌프모터 경전 동특성	sec	2	0.25 (독일/Rexroth)	-	0.25	0.25	0.25	자체 평가(RS기준)
10. 유압펌프모터 소 음	dB(A)	2	96 (독일/Linde)	-	98	97	96	자체 평가(ISO4412 기준)
11. 유압펌프모터 맥 동압	%	2	8 (독일/Linde)	-	10	10	8	자체 평가(RS기준)
12. 유압펌프모터 내 구수명(B_{10})	hr	4	10,000 (독일/Rexroth)	-	5,000	8,000	10,000	자체 평가(RS기준)
13. 감속기 효율*	%	3	92	88	88	88	92	공인 시험 성적서 (RSB 0061)
14. 감속기 수명(B_{10})	hour	5	10,000	8,000	8,000	8,000	10,000	공인 시험 성적서 (RSB 0061)
15. 감속기 소음*	dB(A)	3	85	90	87	87	84	공인 시험 성적서 (JGMA 8001)
16. 감속기 온도*	°C	1	90	92	90	92	90	공인 시험 성적서 (RSB 0061)
17. 감속기 출력토크*	Nm	1	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	공인 시험 성적서 (ISO 6336)
18. 감속기 가진*	m/s^2	1	20	20	-	-	20	공인 시험 성적서 (IEC60068-2-6)
19. 감속기 진동*	m/s^2	1	10	10	10	10	9	공인 시험 성적서 (RSB 0061)

* 평가항목 13,15~19는 외부 기관의 입회 하에 시험 진행

제 3 절 연차별 개발 내용 및 개발 범위

1. 1차년도

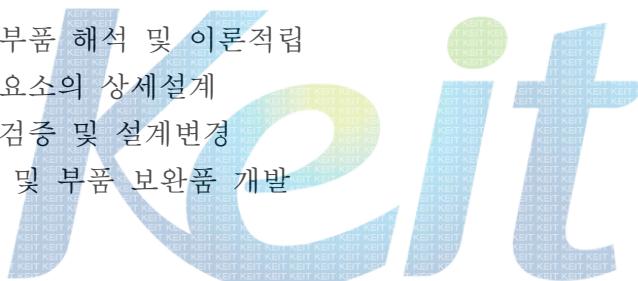
가. 개발 목표

1) 주관기관 (두산인프라코어(주))

- 핵심부품 및 시스템 신뢰성 평가를 위한 하이브리드 굴삭기 CUP (Customer Usage Profile) 측정
- 봄 에너지 회생시스템 최적화 및 봄 에너지 회생이 가능한 22톤 하이브리드 굴삭기 유압시스템 설계
 - 봄 에너지 회생시스템 최적화를 통한 봄 상승/하강 시 에너지 회생율 목표 : 22%

2) 참여기관 ((주)두산 모트롤BG)

- 봄 에너지 회생용 유압 펌프·모터의 성능 및 내구성 향상을 위한 최적화 설계
 - 주요부품 해석 및 이론적립
 - 구성요소의 상세설계
 - 설계검증 및 설계변경
 - 소재 및 부품 보완품 개발



3) 참여기관 (한국기계연구원)

- 하이브리드 굴삭기용 고토크 선회감속기 Pilot용 최종 시제품 제작 및 시험/ 평가
 - 감속기 최대 출력토크 : 12,000N.m
 - 감속기 소음 : 87 dB(A)
 - 감속기 수명 : B10 8,000시간
 - 하이브리드 굴삭기용 저소음 저백래시 감속기 기초 연구

나. 개발 내용 및 범위

1) 두산인프라코어(주)

- 핵심부품 및 시스템 신뢰성 평가를 위한 하이브리드 굴삭기 CUP (Customer Usage Profile) 측정
 - 1단계 시작품을 이용하여 토사/석재굴삭, 주행 등 Customer Usage Profile 측정
 - 작업 Duty를 고려한 부품/시스템 신뢰성 시험을 통한 부품 설계 개선점

도출

- 핵심부품 방열계 등의 원가절감 설계



그림 2.3.1 Customer Usage Profile의 예(석재 및 토사 굴삭의 예)

o 봄 에너지 회생시스템 최적화

- 유량, 작동 압력 및 기능에 따라 봄 에너지 회생시스템 밸브의 용량, 형상 및 제어방법 최적화
- 봄의 다양한 작업 모드 및 유압펌프모터, 전동기, 밸브의 동작 특성에 따른 봄 에너지 회생시스템 제어 전략 수립

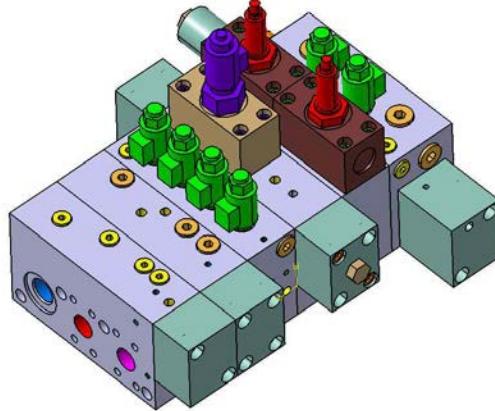


그림 2.3.2 봄 에너지 회생 시스템 제어용 밸브

o 봄 에너지 회생이 가능한 22톤 하이브리드 굴삭기 유압시스템 설계

- 기존 봄, 암, 버켓 유압시스템 동작특성 분석을 위한 시험 및 분석
- 봄 에너지 회생시스템과 기존의 유압 시스템에 의해 작동하는 암, 버켓의 동력 분석이 가능한 시뮬레이션 모델 개발

- 봄, 암, 버켓의 동시 동작 및 에너지 효율을 고려한 22톤 하이브리드 쿨삭기 유압시스템 기초 설계
- 페인펌프의 유량제어 방식은 기본적으로 기존 유압식 쿨삭기와 동일한 유량 제어 방식을 사용함

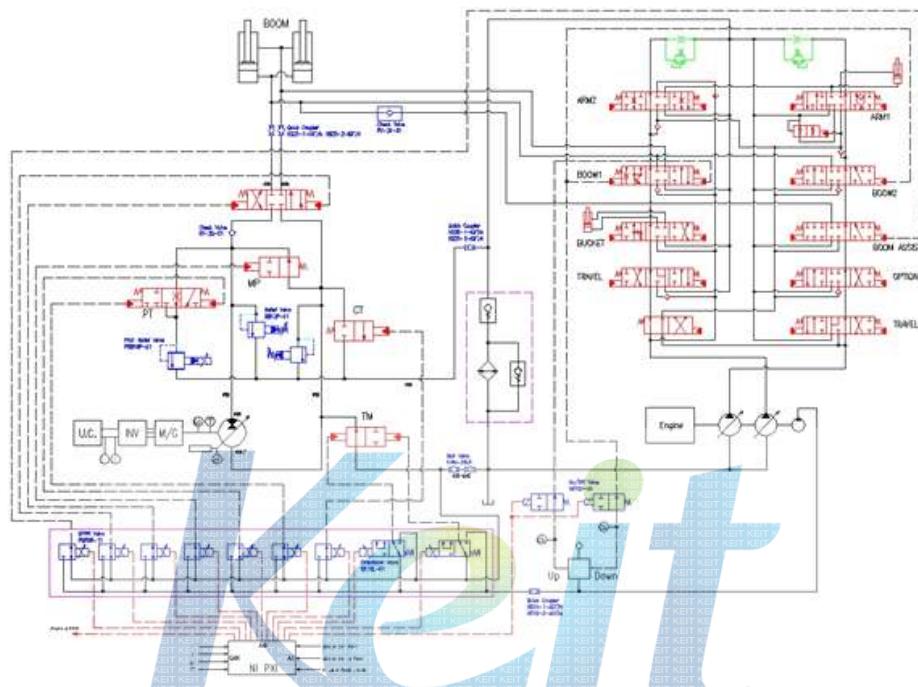


그림 2.3.3 봄 에너지 회생시스템이 탑재된 하이브리드 쿨삭기 회로도 예시

2) (주)두산 모트롤BG

- 1차년도 개발의 주요 내용은 아래의 그림에서 표현된 봄 회생용 유압 펌프 모터의 주요 부품의 구조해석을 통한 신뢰성 향상 작업과 이론 및 CAE 해석을 통한 성능 최적화임



그림 2.3.4 봄 회생용 유압펌프모터

- 맥동, 소음저감을 위한 보완
 - 유압해석(AMESim)을 통한 Valve Plate Notch 형상 최적화
 - 구조해석(ANSYS)을 통한 Casing 강성 보완
- 동특성 향상을 위한 보완
 - Regulator부 보완 설계
- 신뢰성 향상을 위한 보완
 - 구조해석(ANSYS)을 통한 주요부 안전성 검토
- 주요 부품 해석 및 이론 재정립
 - 구동부 이론정립 : 수명계산, 작동력, 힘 밸런스 등
- 보완 부품에 대한 상세 설계
- 보완 부품의 소재 개발 및 가공기술 개발

3) IFAS/RWTH Aachen Univ.

- 유압펌프모터 효율 향상방안 수립을 위한 시험장치 및 해석모델 개발
- 유압펌프모터 효율 및 동특성 시험

4) 한국기계연구원

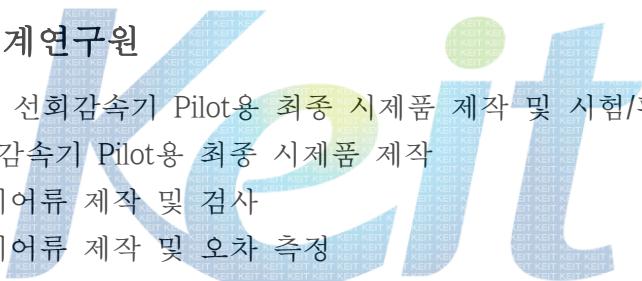
- 
- 고토크 선회감속기 Pilot용 최종 시제품 제작 및 시험/평가
 - 선회감속기 Pilot용 최종 시제품 제작
 - 기어류 제작 및 검사
 - 기어류 제작 및 오차 측정
 - 사용 치공구 제작 및 검사
 - 주요 부품 제작 및 검사
 - 가공 및 조립 지그 수정/보완
 - Pilot용 최종시제품 조립
 - 고토크 선회감속기 Pilot용 최종시제품 시험 및 평가
 - 선회감속기 성능 및 내구시험용 장비 수정/보완
 - 성능 및 내구 시험용 시험 장비 Jig & Fixture 수정/보완
 - 성능 및 내구 시험용 프로그램 수정/보완
 - 선회감속기 Pilot용 최종시제품 성능 및 내구시험/평가
 - 출력토크, 효율, 진동, 소음, 온도 등 성능 시험
 - Pilot용 최종 시제품 내구 시험



그림 2.3.5 선회감속기 Pilot용 최종 시제품 제작

o 저소음 저백래시 감속기 기초연구

- 저소음 저백래시 감속기 선진기술 분석
 - 제품 및 연구동향 분석
 - 논문 및 관련 규격 분석
- 저소음 저백래시 감속기 설계용 DB 확보
 - 저소음 저백래시 감속기 Type 선정
 - 감속기 설계용 Database 자료 확보
- 저소음 저백래시 감속기 설계/해석, 제작 및 시험평가 방안 구축
 - 감속기 설계/해석 방안 구축
 - 감속기 가공/제작 방안 구축
 - 감속기 시험평가 방법 구축

2. 2차년도

가. 개발목표

1) 주관기관 (두산인프라코어(주))

- 선회회생 복합형 하이브리드 굴삭기 차량 내구성 시험
- 봄 에너지 회생시스템이 탑재된 시험용 22톤 하이브리드 굴삭기 설계 및 제어기 개발

2) 참여기관 ((주)두산 모트롤BG)

- 봄 에너지 회생용 유압펌프모터 실차 성능시험 및 성능 개선품 설계
 - 시제품 실차 성능 시험
 - 해석모델 튜닝 및 해석기법 보완
 - 성능 개선품 설계

3) 참여기관 (IFAS/RWTH Aachen Univ.)

- 유압펌프모터 효율 향상방안 도출
 - 동특성 분석이 가능한 봄 회생시스템용 유압펌프모터 해석모델 개발

4) 참여기관 (한국기계연구원)

- 하이브리드 굴삭기용 고감속 저소음 1차 시제품 감속기 설계/해석, 제작 및 시험평가
 - 감속기 최대 출력토크 : 12,000Nm
 - 감속기 소음 : 85 dB(A)
 - 감속기 수명 : B10 8,000시간

나. 개발내용 및 범위

1) 두산인프라코어(주)

- 선회회생 복합형 하이브리드 굴삭기 차량 내구성 시험
 - 1단계 시작품을 이용한 차량 내구성 시험
- 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재설계 및 부품 개발
 - 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재를 위한 차량 Layout 설계
 - 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재용 부품 설계 및 개발(기존의 메인펌프와 봄 에너지 회생시스템용 제어밸브는 통합하지 않음)

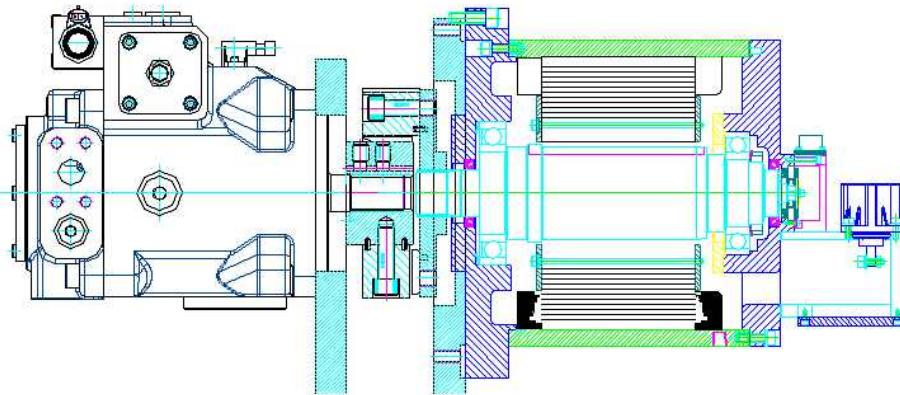


그림 2.3.6 유압펌프모터 및 전동기 탑재 설계

- 봄 에너지 회생시스템용 제어기 개발
 - 22톤 하이브리드 굴삭기의 제어기를 이용한 봄 에너지 회생 시스템 제어

2) (주)두산 모트롤BG

- 시제품 실차 성능 시험
 - 굴삭기에 장착하여 성능 시험 실시
- 해석모델 투닝 및 해석기법 보완
 - 시험결과를 반영하여 로터리부, 레귤레이터부의 정/동특성 해석 모델 및 입력 파라미터 투닝
 - 구조해석의 경계조건 등 해석조건 보완
 - 보완된 해석모델을 이용하여 성능향상을 위한 인자 도출
- 성능 개선품 설계 및 시작품 제작
 - 시험/해석 결과를 반영한 성능 개선품 설계 및 시작품 제작

3) IFAS/RWTH Aachen Univ.

- 유압펌프모터 효율향상 방안 도출
- 유압펌프모터 테스트 벤치 구축 및 성능 시험 수행
- 유압펌프모터 시험 결과를 이용하여, 동특성 분석이 가능한 봄 에너지 회생 용 유압펌프모터의 해석 모델 개발

4) 한국기계연구원

- 고감속 저소음 감속기 1차 시제품 설계 및 해석
 - 고감속 저소음 선회감속기 설계
 - 감속기 기어트레인 시스템 설계

- 주요 부품 선정(캐리어, 베어링, 축 등)
- 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 특성 해석
 - 감속기 강도 평가 : 굽힘 응력 및 접촉 응력
 - 선회감속기 시스템 해석 분석
- 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 제작 도면 작성
 - 고감속 저소음 선회감속기 상세 제작 도면 작성
 - 감속기 조립도 작성
- o 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 제작
 - 하우징(Housing)류 제작 및 검사
 - 가공 및 정밀 측정 검사
 - 하우징 치수 검사 및 오차 측정
 - 기어류 제작 및 검사
 - 기어류 제작, 치형 검사 및 오차 측정
 - 사용 치공구 제작 및 검사
 - 주요 부품 제작 및 검사
 - 가공 및 조립 지그 제작 및 검사
 - 선회감속기 1차 시제품 조립

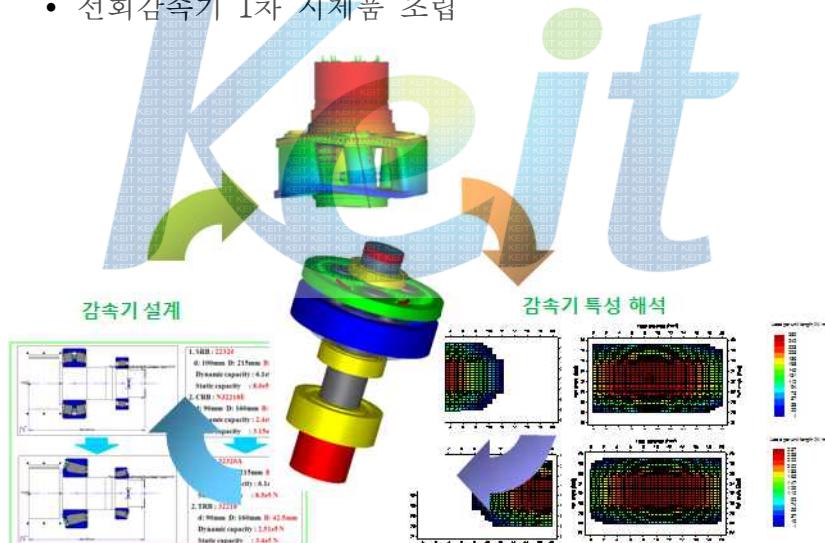


그림 2.3.7 고감속 저소음 선회감속기 설계/해석

- o 고감속 저소음 선회감속기 시험평가용 장비 구축
 - 선회감속기 시험 평가용 장비 설계/제작
 - 시험 장비 Jig & Fixture 제작
 - 시험평가용 프로그램 구축
- o 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 성능 시험/평가
 - 감속기 1차 시제품 성능 시험/평가
 - 출력토크, 효율, 진동, 소음, 온도 등 성능 시험
 - 결과 분석 및 2차 시제품 제작 방안 도출

3. 3차년도

가. 개발목표

1) 주관기관 (두산인프라코어(주))

- 선회+붐회생 복합형 하이브리드 굴삭기 2차 시작품 제작 및 성능 평가
 - 용도: 선회+붐회생 복합형 하이브리드 굴삭기 성능 평가
 - 성능: 기존 굴삭기 대비 연비 향상을 35%, 작업 성능 100% 이상, CO₂ 저감율 35%
 - 기능: 엔진 동력 보조 및 발전, 선회 구동 및 회생, 블회생, 엔진 고효율 영역 운전을 통한 하이브리드 운전 모드 구현
- 차량 시험을 통한 블 에너지 회생시스템 최적화 및 성능 검증
 - 블 에너지 회생시스템 에너지 회생율 : 25% 이상

2) 참여기관 ((주)두산 모트롤BG)

- IFAS 연구 결과를 반영한 성능 개선품 제작
- B10 10,000Hr 신뢰성 확보를 위한 내구시험 진행

3) 참여기관 (IFAS/RWTH Aachen Univ.)

- 블 에너지 회생 시스템 최적 제어 방안 도출 및 추가적인 효율 향상 방안 도출

4) 참여기관 (한국기계연구원)

- 하이브리드 굴삭기용 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 설계/해석, 제작 및 시험평가
 - 감속기 최대 출력토크 : 12,000Nm
 - 감속기 소음 : 84 dB(A)
 - 감속기 수명 : B10 10,000시간

나. 개발내용 및 범위

1) 두산인프라코어(주)

- 선회+붐회생 복합형 하이브리드 굴삭기 2차 시작품 제작 및 성능 평가
 - 기존 굴삭기 대비 연비 향상을 35%, 작업 성능 100% 이상, CO₂ 저감율 35%

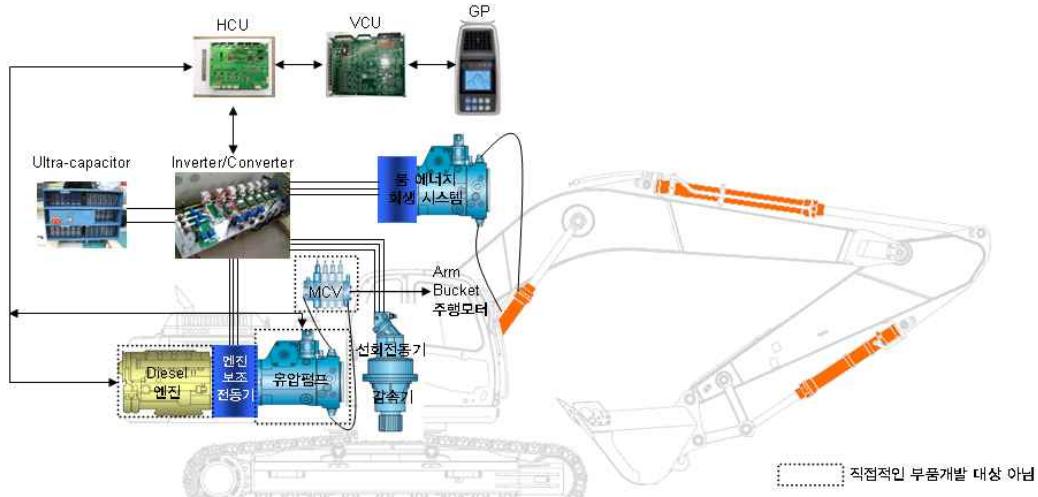


그림 2.3.8 봄 에너지 회생 시스템이 탑재된 하이브리드 굴삭기 개념도

- 차량시험을 통한 봄 에너지 회생시스템 최적화 및 성능 검증
 - 봄 에너지 회생시스템 탑재
 - 봄 에너지 회생 시스템 제어가 가능한 전력변환장치 및 제어기 탑재
 - 차량에 탑재된 봄 에너지 회생시스템의 에너지 회생을 분석
 - 봄, 암, 버켓의 동시 제어성 분석
 - 단독 동작 시 봄, 암, 버켓 각 Actuator의 급조작 응답성 분석

2) (주)두산 모트롤BG

- IFAS 연구 결과를 반영한 성능 개선품 제작
 - IFAS에서 도출한 효율 향상 방안을 토대로 한 시제품 제작
 - 종합 성능 평가
- 최종 시제품 실차 장착 및 성능 시험
- 내구 시험 진행 (한국기계연구원에서 실시)
- 설계, 해석, 시험 및 평가 방법 등 개발 결과물에 대한 DB화

3) IFAS/RWTH Aachen Univ.

- 봄 에너지 회생시스템 구성 요소의 동특성을 고려한 시스템 최적 제어 전략 도출
- 봄 에너지 회생시스템이 탑재된 하이브리드 굴삭기의 추가적 효율 향상을 위한 방안 도출

4) 한국기계연구원

- 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 설계 수정 및 재해석
 - 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 설계 수정

- 설계 수정된 선회감속기에 대한 특성 재해석
- 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 설계/제작 도면 작성
 - 고감속 저소음 선회감속기 제작 도면 작성
 - 감속기 조립도 작성

o 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 제작

- 하우징(Housing)류 수정/보완
 - 가공 및 정밀 측정 검사
 - 하우징 치수 검사 및 오차 측정
- 기어류 제작 및 검사
 - 기어류 제작, 치형 검사 및 오차 측정
 - 사용 치공구 제작 및 검사
- 주요 부품 제작 및 검사
- 가공 및 조립 지그 수정/보완
- 감속기 2차 시제품 조립

o 고감속 저소음 선회감속기 성능 및 내구 시험용 장비 수정/보완

- 선회감속기 성능 및 내구시험용 장비 수정/보완
 - 시험 장비 Jig & Fixture 수정/보완

o 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 성능 시험/평가

- 감속기 2차 시제품 성능 시험/평가
 - 출력토크, 효율, 진동, 소음, 온도 등 성능 시험 (외부 기관의 입회 하에 시험 진행)
 - 결과 분석 및 최종 설계/제작 사양



그림 2.3.9 고감속 저소음 선회감속기 성능 및 내구 시험/평가

제 4 절 수행 결과의 보안등급

분류	보안과제 (), 일반과제 (O)
결정 사유	

제5절 유형적 발생품(연구시설, 연구장비 등) 구입 및 관리현황

구입 기관	연구시설/ 연구장비명	규격 (모델명)	수량	구입 연월일	구입 가격 (천원)	구입처 (전화번호)	비고 (설치 장소)
두산인프라코어(주)	Power Analyzer	Waverunner HRO 66ZI, WR6ZI-PM A2	1	2012.04.26	34,000	르크로이코리아 (02-3452-0400)	두산인프라코어(주)
두산인프라코어(주)	열화상카메라	Avionics Model R300SR	1	2013.07.30	18,000	주원 (031-726-1585)	두산인프라코어(주)
두산인프라코어(주)	온도 및 NVH모듈	NI-PXle	1	2013.07.29	22,660	한국내쇼날 인스트루먼트 (02-3451-3400)	두산인프라코어(주)
두산인프라코어(주)	냉각유체측정용 유량계	FTB791 (3.8~38lpm) FLR1013-D (1.0~10lpm)	1 set	2014.07.31	2,250	신한계기 (02-421-1053)	두산인프라코어(주)
(주)두산모트롤BG	데이터 계측시스템	Omniace3 RA2300A	1	2012.08.09	29,500	주식회사 주원	모트롤BG
한국기계연구원	고속화 선회 감속기 제작		4 set	2013.03.21	20,488	대동기어 (055-851-2448)	
한국기계연구원	선회감속기 시험용 Jig & Fixture		1 set	2014.07.31	10,736	대한테크 (042-638-2308)	한국기계연구원 5동
한국기계연구원	선회감속기 시험용 인버터 및 모터		각 1set	2014.08.27	13,513.5	에이디텍스 *****	한국기계연구원 5동

* 해당연도 연구개발 수행 시작부터 현 작성 시점까지 현금으로 구입한 1개(건)당 1,000만원(부가세 포함) 이상의 모든 유형적 발생품 표기

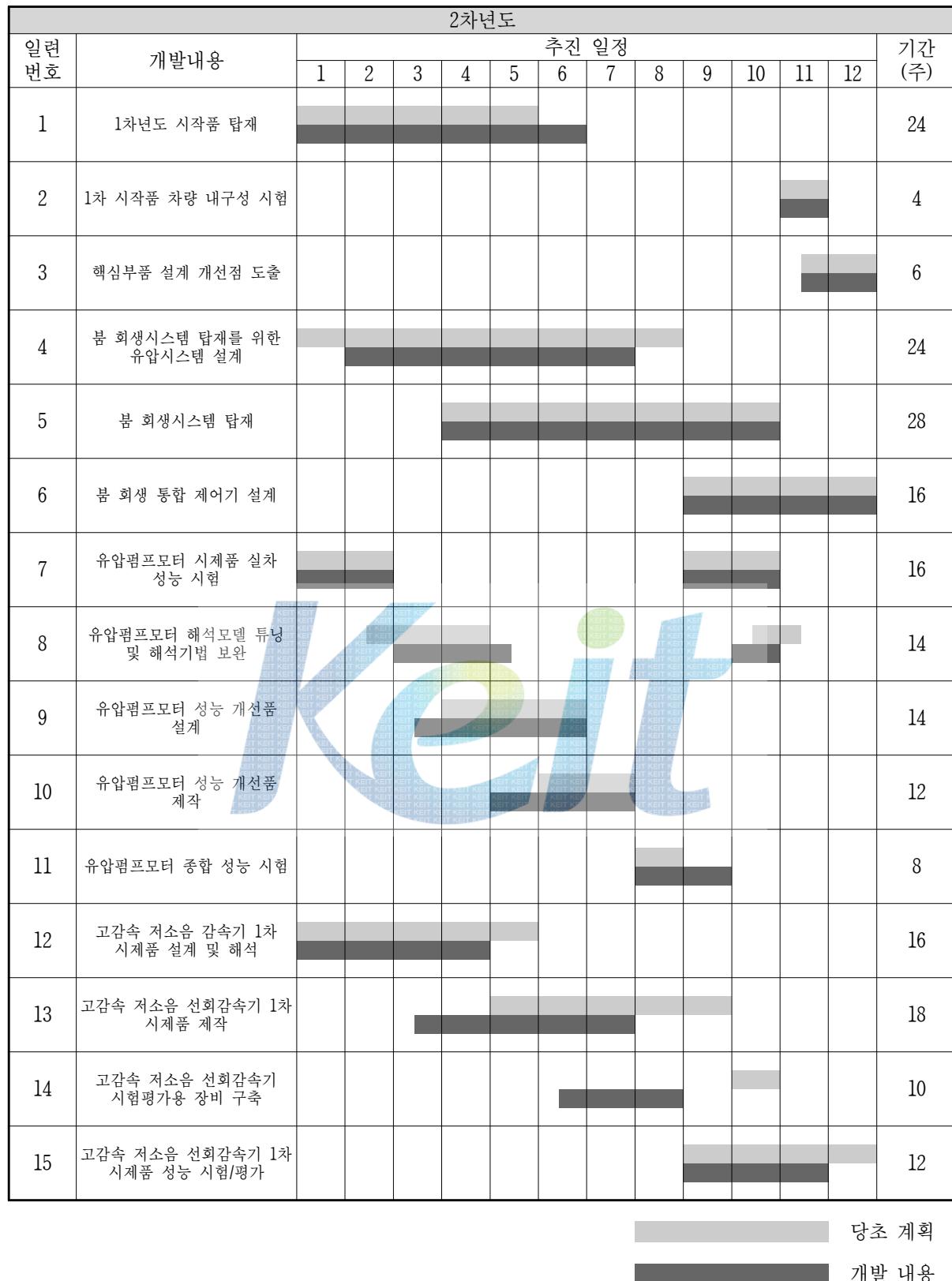
제 3 장 결과 및 사업화 계획

제 1 절 연구개발 최종 결과

1. 2단계 연구개발 추진 일정

일련 번호	개발내용	1차년도												기간 (주)
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	1단계 하이브리드 굴삭기 시작품 CUP 계측시스템 구성													24
2	CUP 측정 및 연비개선 시험													36
3	붐 회생시스템 작동 특성 분석 및 성능 최적화													28
4	붐 회생시스템 탑재 설계													24
5	붐,이암,버켓 작동특성 분석 및 모델링													20
6	유압펌프모터 맥동 및 소음 저감 방안 도출													10
7	유압펌프모터 제어성 및 동특성 향상 방안 도출													12
8	유압펌프모터 부품 신뢰성 향상 방안 도출													8
9	유압펌프모터 이론 해석 및 재정립													8
10	유압펌프모터 개선 부품 제작													16
11	유압펌프모터 성능 검증													6
12	유압펌프모터 효율 개선을 위한 모델링													32
13	고토크 선회감속기 Pilot용 시제품 제작													12
14	고토크 선회감속기 Pilot용 시제품 성능 및 내구시험/평가													36
15	저소음 저백래시 감속기 기초연구													28
16	고감속 저소음 선회감속기 설계/제작/성능시험													16

당초 계획
 개발 내용



일련 번호	개발내용	추진 일정												기간 (주)
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	선회-붐 회생 굴삭기 시작품 제작													20
2	선회-붐 회생 굴삭기 시작품 성능평가													16
3	붐 에너지 회생 시스템 성능 검증													24
4	유압펌프모터 성능 개선품 제작													24
5	유압펌프모터 최종 시제품 차량 시험													24
6	유압펌프모터 최종 시제품 내구시험 실시													48
7	붐에너지 회생시스템 효율향상 방안 도출													48
8	고감속 저소음 감속기 1차 시제품 설계 수정													20
9	고감속 저소음 선회감속기 시험평가용 장비 보완													16
10	고감속 저소음 감속기 2차 시제품 제작													20
11	고감속 저소음 감속기 2차 시제품 시험/평가													16

■ 당초 계획
■ 개발 내용

2. 연구개발 추진 실적

가. 1단계 주요 추진 실적

1) 선회 회생 하이브리드 굴삭기 1차 시작품 제작 및 성능평가

- 내구수명을 고려한 부품 구조 및 방열설계
 - 베어링 내구수명을 고려한 엔진보조전동기 구조 설계
 - 발열 시험과 해석을 통한 UC 방열 설계 개선
 - 발열량 및 온도제한을 고려한 하이브리드 부품 냉각시스템 구조
- 22톤급 복합형 하이브리드 굴삭기 1차 시작품 제작 및 성능 검증
 - 22톤 선회회생 복합형 하이브리드 굴삭기 1차 시작품 제작 완료
 - 엔진식 표준사양 굴삭기 대비 연비향상을 25.3%, 시간당 작업량 92.4%, CO₂ 저감율 28.1% 달성

2) 테스트벤치를 이용한 블 에너지 회생시스템 성능평가

- 블 에너지 회생시스템 회로설계 및 주요 부품 설계/제작
- 안전을 고려하여 6톤급 소형굴삭기를 이용한 테스트 벤치 제작 및 블 회생 회로 동작 검증 완료
- 22톤용 테스트 벤치 제작 및 이를 통한 블 회생시스템 성능검증
 - 블 에너지 회생시스템 회생율 21.2% 달성

3) 시뮬레이션을 통한 블 에너지 회생시스템 성능 및 효율 분석

- 블 에너지 회생시스템 시뮬레이션 모델 개발 및 이를 통한 블 에너지 회생 시스템 성능 및 효율 분석

4) 블 에너지 회생용 유압펌프모터 시작품 제작 및 성능 평가

- 특허분석 및 벤치마킹 통한 목표 사양 도출
- 주요 부품 해석 모델, 소재/가공기술 개발
- 블 에너지 회생용 유압펌프모터 1차 시작품 제작 / 성능평가를 통한 주요 보완점 도출
- 2차 시작품 제작/성능평가
 - 주요 성능 및 수명 목표(B₁₀ 5000Hr) 달성

나. 2단계 주요 추진 실적

1) 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 성능 평가

- o Customer Usage Profile 측정 및 내구시험
 - 1단계 선회회생 하이브리드 굴삭기 기반으로 1,2차년도 시제부품을 탑재하여 선회회생 하이브리드 굴삭기 개조
 - Customer Usage Profile 측정하여 부품 설계 사양으로 반영
 - 혹서기 내구시험 100시간 수행
- o 선회 회생 하이브리드 굴삭기의 냉각계 최적화, 유압손실 제거, ECMS 제어 기 적용하여 연비 30% 달성
- o 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 성능 평가
 - 기존 굴삭기 대비 연비 향상을 35%, 작업 성능 103.7%, CO₂ 저감율 37.1% 달성

2) 차량 시험을 통한 블 에너지 회생시스템 최적화 및 성능 검증

- o 블 에너지 회생시스템 효율 향상
 - 블 회생시스템 효율 최적화를 위한 에너지 손실 시험 및 개선
 - 블 에너지 회생시스템 차량 탑재 설계 및 탑재 완료
 - 기존 유압식 굴삭기의 블, 암, 버켓의 동작특성 분석 및 동시 동작 제어 성 튜닝
 - 블 에너지 회생시스템 에너지 회생율 26.3% 달성
- o 블 에너지 회생시스템 최적 제어 방안 도출
 - 유압펌프모터 효율향상을 위하여 유압펌프모터 시뮬레이션 모델 구축 및 시뮬레이션과 최적화를 통한 벨브 플레이트 설계안 도출
 - 유압펌프모터 효율 및 동특성 시험결과를 반영한 블 에너지 회생시스템 시뮬레이션 모델 개선
 - 블 에너지 회생시스템의 시스템 전효율 최대화를 위한 회전속도 및 사판 각 최적 제어 방안 도출 및 시뮬레이션을 통한 검증

3) 블 에너지 회생용 유압펌프모터 성능 개선 및 내구시험

- o 1단계 문제점 보완 및 2단계 목표 달성을 위한 성능 개선
 - 1단계에서 펌프로서의 기본 성능 및 신뢰성 확보 완료
 - 모터로 동작 시의 성능도 동시에 확보하기 위한 개선 진행 완료
- o 실차 평가에서 도출된 문제점 보완
 - 동특성 및 제어 범위 향상 완료

- 각종 해석 모델 및 기법 튜닝 및 보완
- 최종 시제품 제작 및 시험 평가
 - 최종 정량적 목표 달성 (외부 공인 기관 인증 완료)
 - 정격 압력 : 35MPa
 - 최고 속도 : 2,500rpm
 - 전효율 (펌프) : 90.6%
 - 전효율 (모터) : 80.3%
 - 경전동특성 : 0.23s
 - 소음 : 95.75dB(A)
 - 맥동 : 7.6%
- 내구시험을 통하여 B_{10} 10,000Hr 신뢰성 확보
 - 펌프 및 모터 모드 모두 B_{10} 10,000Hr 수명 확보

4) 고감속 저소음 선회감속기 제작 및 시험 평가

- 하이브리드 굴삭기용 고토크 선회감속기 Pilot 시제품 제작 및 시험평가 수행
- 하이브리드 굴삭기용 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 설계/해석, 제작 및 시험평가 수행
- 하이브리드 굴삭기용 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 설계/해석, 제작 및 시험평가
 - 최대 출력토크 : 12,000 Nm
 - 효율 : 94.5 %
 - 진동 : 6.2 m/s^2
 - 소음 : 82.1 dB(A)
 - 가진 시험 후 효율 92%이상 만족
 - 감속기 수명 : B_{10} 10,000시간 만족

3. 정량적 목표 항목

평가 항목 (주요성능 Spec)	단위	전체 항목 에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업 (/)	연구개발 전 국내수준	개발 목표치				평가 방법
			성능수준		성능수준	1단계 목표	실적	2단계 목표	
1. 기존 굴삭기 대비 연비향상을율	%	20	25% 이상 (일본/Komatsu)	-	25	25.3	35	34.9	자체 평가(표준 굴삭작업보드)
2. 기존 굴삭기 대 비 시간당 작업량	%	20	-	-	90	92.4	100	103.7	자체 평가(단위 시간 당 굴삭작 업)
3. 기존 굴삭기 대비 CO_2 저감율	%	20	-	-	25	28.1	35	37.1	자체 평가(표준 굴삭작업보드)
4. 봄 에너지 회생 시스템 회생율	%	5	-	21	20	21.2	25	26.3	자체평가(봄 단 독 상승/하강 시험)
5. 유압펌프모터 정 격압력	MPa	3	38 (독일/Rexroth)	-	35	35	35	35	자체 평가(RS기 준)
6. 유압펌프모터 최 고속도	rpm	2	- (일본/Komatsu)	-	2,000	2,450	2,200	2,500	자체 평가(RS기 준)
7. 유압펌프모터 전 효율(펌프)	%	3	89 (독일/Rexroth)	-	85	91.2	90	90.6	자체 평가(RS기 준)
8. 유압펌프모터 전 효율(모터)	%	2	-	-	-	-	80	80.3	자체 평가(RS기 준)
9. 유압펌프모터 경 전동특성	sec	2	0.25 (독일/Rexroth)	-	0.35	0.29	0.25	0.233	자체 평가(RS기 준)
10 유압펌프모터 소 음	dB(A)	2	96 (독일/Linde)	-	98	96.8	96	95.75	자체 평가 (ISO4112기준)
11. 유압펌프모터 맥 동압	%	2	8 (독일/Linde)	-	10	8.8	8	7.6	자체 평가(RS기 준)
12. 유압펌프모터 내 구수명(B_{10})	hr	4	10,000 (독일/Rexroth)	-	5,000	5,000	10,000	10,000	자체 평가(RS기 준)
13. 감속기 효율*	%	3	92	88	88	93.11	92	94.5	공인시험성적서 (RSB 0061)
14. 감속기 수명(B_{10})	hour	5	10,000	8,000	8,000	8,000	10,000	10,000	공인시험성적서 (RSB 0061)
15. 감속기 소음*	dB(A)	3	85	90	87	86.4	84	82.1	공인시험성적서 (JGMA 8001)
16. 감속기 온도*	°C	1	90	92	90	50.51	90	90	공인시험성적서 (RSB 0061)
17. 감속기 출력토크 *	Nm	1	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	공인시험성적서 (ISO 6336)
18. 감속기 가진*	m/s^2	1	20	20	-	-	20	20	공인시험성적서 (IEC60068-2-6)
19. 감속기 진동*	m/s^2	1	10	10	10	10	9	6.2	공인시험성적서 (RSB 0061)

* 평가항목 13,15~19는 외부 기관의 입회 하에 시험 진행

4. 주요 유형/무형 성과

가. 도면

- 봄 에너지 회생용 유압펌프모터 최종 시제품 도면
- 봄 에너지 회생 유압시스템 회로도
- 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재 설계 도면
- 고감속 저소음 감속기(감속비 60 이상) 시제품 도면

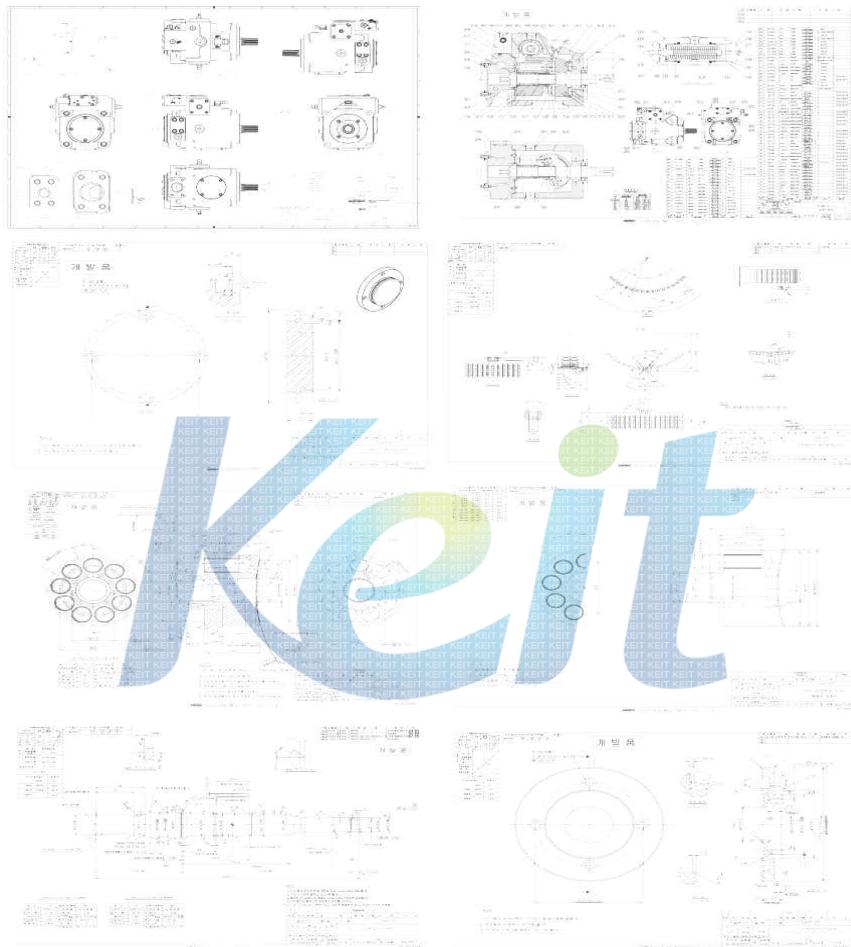


그림 3.1.1 봄 에너지 회생용 유압펌프모터 최종 시제품 도면 (발췌)

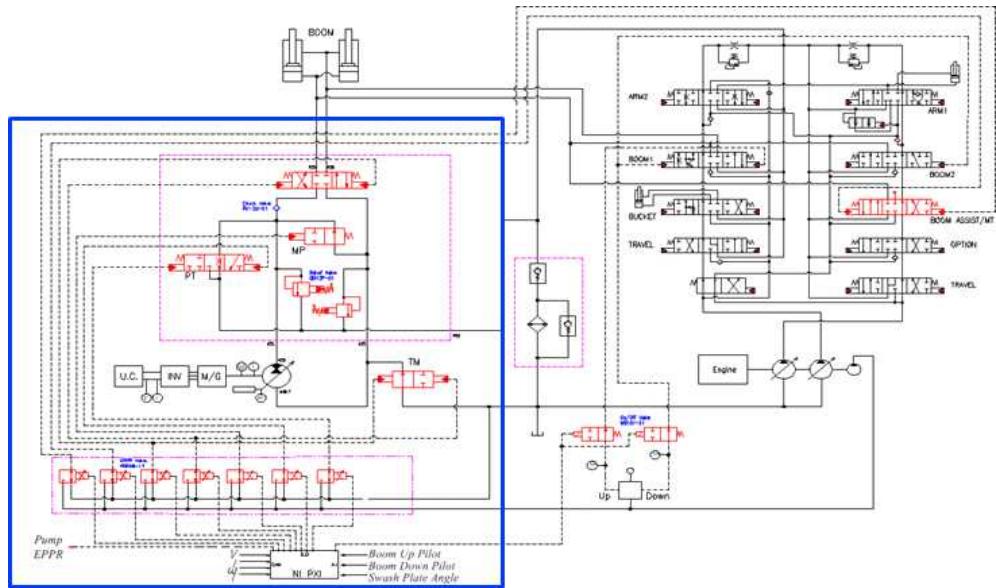


그림 3.1.2 봄 에너지 회생 유압시스템 회로도



그림 3.1.3 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재 설계 도면 (발췌)

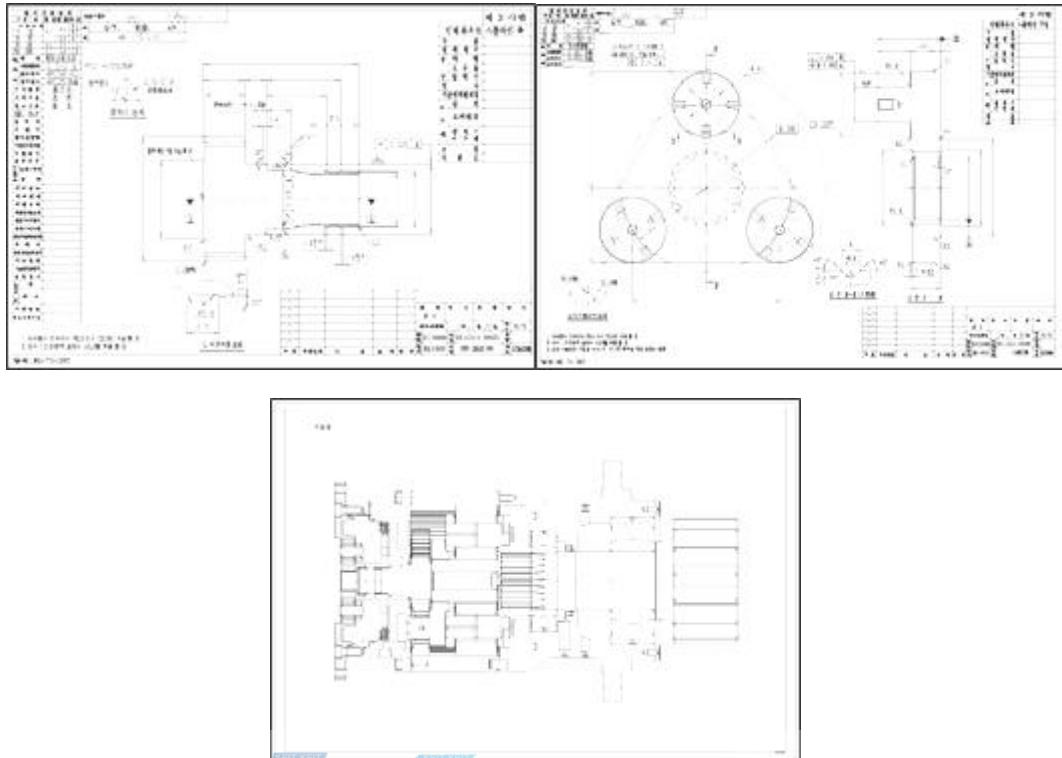


그림 3.1.4 고감속 저소음 감속기 시제품 도면 (발췌)

나. 시제품

- 고토크 선회감속기(감속비 32) 시제품
- 고감속 저소음 감속기 최종 시제품
- 블 에너지 회생용 유압펌프모터 최종 시제품
- 선회-블 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품



그림 3.1.5 고토크 선회감속기 시제품



그림 3.1.6 고감속 저소음 감속기 최종 시제품



그림 3.1.7 봄 에너지 회생용 유압펌프모터 최종 시제품



그림 3.1.8 선회-봄 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품

다. 공인시험성적서

- 고토크 선회감속기 시제품 공인시험 성적서
- 고감속 저소음 감속기 최종 시제품 공인시험 성적서
- 유압펌프모터 최종 시제품 공인시험 성적서

시험성적서				
시험 의뢰사항	발급번호	2012-001		
	시행일자	2011.12~2012.08		
	접수일자	2011.12.01		
	시행 기관명	두산인프라코어(주)		
	대표자	김 8 성		
	외부자	주소 (401-702) 인천광역시 동구 화수동 7-11		
	시험의뢰 품명	하이브리드 굽식기용 선회감속기		
	시행항목	단위	공인시험기준	목표치
	정격 출력	kW	ISO 6336	70
	최대 출력토크	Nm	ISO 6336	12,000
기어비	-	ISO 6336	32	
효율	%	RS B0061	88 이상	
B ₁₁ 수명	hours	RS B0061	8,000 이상	
누음량	cc	RS B0061	0	
소음	dB(A)	JGMA 8001	87 이하	
진동	m/s ²	RS B0061	10 이하	
온도	°C	RS B0061	50 이하	
기타 시험의건				
위 시험의뢰자가 시험을 의뢰한 하이브리드 굽식기용 선회감속기에 대하여 시험한 시험성적서임을 증명합니다.				
2012년 8월 24일				
기관명 : 한국기계연구원 대표자 : 최 태 인 (도장)				
지식경제부장관 귀하				

그림 3.1.9 고토크 선회감속기 시제품 공인시험 성적서

시험성적서 (TEST REPORT)																															
<p>제작번호 (Race No.) : 2014-전기제동선회감속기 - C14N00225 제작명 (Company Name) : 한국기계연구원 주 소 (Address) : 대전광역시 유성구 대덕로 156 대표자명 (Representative Name) : 김 8 성 대표자명 (Company Name) : 선회감속기 기관명 (Presenting Agency) : 선회감속기 (RS B 0061 및 ISO 6336) 공인시험에 대한 일련번호 시험 기관 (Agency for Testing) : RS B 0061, ISO 6336 </p>																															
<p>시험결과 (Test Result)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>시험항목</th> <th>단위</th> <th>시험결과</th> <th>시험기준</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>감속기 효율</td> <td>%</td> <td>94.5</td> <td>RS B 0061</td> </tr> <tr> <td>감속기 진동</td> <td>m/s²</td> <td>≤9</td> <td>RS B 0061</td> </tr> <tr> <td>감속기 소음</td> <td>dB(A)</td> <td>≤84</td> <td>RS B 0061</td> </tr> <tr> <td>감속기 가열</td> <td>-</td> <td>PASS</td> <td>RS B 0061</td> </tr> <tr> <td>감속기 온도 토크</td> <td>Nm</td> <td>12,000</td> <td>ISO 6336</td> </tr> <tr> <td>시험 최종</td> <td colspan="3">위 시험 항목에 대한 시험기준을 만족하였으며, 이상 소음 및 부류 방식 없이 정상작동 합니다.</td> </tr> </tbody> </table>				시험항목	단위	시험결과	시험기준	감속기 효율	%	94.5	RS B 0061	감속기 진동	m/s ²	≤9	RS B 0061	감속기 소음	dB(A)	≤84	RS B 0061	감속기 가열	-	PASS	RS B 0061	감속기 온도 토크	Nm	12,000	ISO 6336	시험 최종	위 시험 항목에 대한 시험기준을 만족하였으며, 이상 소음 및 부류 방식 없이 정상작동 합니다.		
시험항목	단위	시험결과	시험기준																												
감속기 효율	%	94.5	RS B 0061																												
감속기 진동	m/s ²	≤9	RS B 0061																												
감속기 소음	dB(A)	≤84	RS B 0061																												
감속기 가열	-	PASS	RS B 0061																												
감속기 온도 토크	Nm	12,000	ISO 6336																												
시험 최종	위 시험 항목에 대한 시험기준을 만족하였으며, 이상 소음 및 부류 방식 없이 정상작동 합니다.																														
<p>증명(Stamp) : 한국기계연구원 시스템인증방법에서 수행한 선회감속기 시험에 대한 일련번호 증명에 대한 문서이다.</p> <p>비고(Notes) : 이 시험성적서는 통도 이외의 사용을 위하여 상용광고, 기타 법령소송 등 차이로 사용할 수 없음.(This report should not be used for the purpose of promotional, lawsuit and other legal requirements except for the defined use).</p> <p>위는 의뢰자가 제출한 공시품에 대하여 시행한 시험성적서임을 증명함 (This is to certify that the test has been made for the commodities prepared by the applicant).</p> <p>(Date) 2014년 8월 29일</p> <p>(Certified by) 한국생산기술연구원</p> <p>X 본 성적서는 기인화, 청탁, 정화도에 영향을 미치는 표면(여부), 품도, 습도, 농화, 금속학 변화가 발생할 경우에는 부호가 있음.</p>																															

그림 3.1.10 고감속 저소음 감속기 최종 시제품 공인시험 성적서

시험성적서 (TEST REPORT)			
접수번호 (Receipt No.)	: 2014 - 산성기계부품연구실총화그룹 - C14N900271		
회사명 (Company Name)	: (주)두산 모트로BG 창원공장		
주소 (Address)	: 서구동별지 충구 창종단로 275 (용지86.7)		
대표자명 (Representative)	: 이 세경		
품명 (Commodity)	: 유압펌프모터 일회성능시험		
제작자명 (Presented Sample Name)	: 유압린모터		
시험기준 (Standard for Examination)	: ISO B 0002, RS-KMM-2012-0152, ISO 4412		
시험결과 (Test Result)			
시험항목	단위	시험결과	시험기준
정기압력	MPa	35	RS B 0002
회전속도	rpm	2,200 이상	RS B 0002
전효율 (%)	%	90 이상	RS B 0002
전효율 (보류)	%	80 이상	RS-KMM- -2012-0152
생산등록상	sec	0.25 이하	RS B 0002
소음	dB(A)	96 이하	ISO 4412
색상	%	8 이하	RS B 0002
위 시험 항목에 대한 시험기준을 만족하였으며, 이상 소음 및 누漏 발생 없이 정상작동 함			
용도 (Use) :	(주)두산 모트로BG 창원공장에서 수행한 유팜펌프모터 시험에 대한 일회성시험 성적서임.		
비고 (Note) :	이 시험성적서는 유통·이외의 사용을 금하며 상급광고, 기타 법정소송 등으로 사용할 수 없음. (This report should not be used for the purpose of propaganda, lawsuit and other legal requirements except for the defined use).		
위는 제작자가 제출한 금시품에 대하여 시행한 시험성적서임을 증명함. (This is to certify that the test has been made for the commodities prepared by the applicant).			
(Date)	2014년 9월 4일		
(Certified by) 한국생산기술연구원 THE PRESIDENT OF THE KOREA INSTITUTE OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY ■ 본 성적서는 기기의 질밀, 정확도에 영향을 미치는 오소(각부의, 온도, 습도 등의 금격한 변화가 발생할 경우에는 무효가 될)			

그림 3.1.11 유압펌프모터 최종 시제품 공인시험 성적서



라. 특허

○ 1단계: 국내특허 14건

연차	제목	출원번호	출원일	기관	비고
1차년 도	하이브리드 건설기계의 동력제어장치	10-2008-0128226	2008.12.17	DI	심사청구(13.07.12)
	하이브리드 건설기계의 선회제어장치 및 선회제어방법	10-2008-0133709	2008.12.24.	“	심사청구(13.08.07)
	하이브리드 건설기계의 동력제어장치 및 동력제어방법	10-2008-0133270	2008.12.24.	“	심사청구(13.11.19)
	하이브리드 건설기계의 동력전달장치	10-2008-0132208	2008.12.23	“	심사청구(13.11.22)
	하이브리드 건설기계의 냉각 시스템 및 냉각방법	10-2008-0133309	2008.12.24.	“	심사청구(13.11.20)
2차년 도	하이브리드 굴삭기 봄 구동시스템 및 그 제어방법	10-2009-0129773	2009.12.23.	DI	심사청구(14.10.02)
	건설기계의 선회 브레이크 제어장치	10-2009-0131235	2009.12.24	“	심사청구(14.10.02)
	하이브리드 건설기계의 냉각 시스템	10-2009-0130330	2009.12.24	“	공개 (11.06.30)
	하이브리드 차량 전력 저장부의 냉각장치 및 냉각방법	10-2009-0130428	2009.12.24.	“	공개 (11.06.30)
3차년 도	에너지 저장 장치 및 이를 사용하는 건설기계	10-2010-0134502	2010.12.24.	DI	공개 (12.07.04)
	하이브리드 건설기계의 냉각 시스템 및 냉각방법	10-2010-0135031	2010.12.24.	“	공개 (12.07.04)
	하이브리드 건설기계의 냉각 시스템	10-2010-0135032	2010.12.24	“	공개 (12.07.04)
	하이브리드 굴삭기 봄 구동시스템 및 그 제어방법	10-2010-0135014	2010.12.24	등록번호 10-1390078-0000	등록 (14.04.22)
	하이브리드 건설기계의 동력전달장치	10-2010-0134307	2010.12.24.	“	공개 (12.07.04)

○ 1단계: 해외특허 2건

연차	제목	출원번호	출원일	기관	비고
3차년 도	하이브리드 굴삭기 봄 구동시스템 및 그 제어방법	PCT/KR2010/009236 (중국/일본/유럽/미국)	2010.12.23.	DI	공개(11.06.30)
	건설기계의 선회 브레이크 제어장치	PCT/KR2010/009237 (중국/미국)	2010.12.23.	“	공개(11.06.30)

○ 2단계: 국내특허 17건

연차	제목	출원번호	출원일	기관	비고
1차년 도	강제 구동식 선회브레이크 장치	10-2011-0126504	2011.11.30	DI	공개 (12.06.11)
	건설기계의 브레이크 제어장치	10-2011-0144034	2012.12.27	“	공개 (13.07.08)
	굴삭기의 작업성 제어 장치 및 그 방법	10-2011-0143285	2011.12.27	“	공개 (13.07.05)
	하이브리드 굴삭기의 봄 구동시스템 및 그 제어방법	10-2012-0008896	2012.01.30.	“	공개 (13.08.07)
	하이브리드 굴삭기의 봄 구동시스템 및 그 제어방법	10-2012-0008236	2012.01.27.	“	공개 (13.08.06)
2차년 도	하이브리드 건설기계용 수냉각 시스템의 이상 진단장치 및 방법	10-2012-0147161	2012.12.17.	DI	공개 (14.06.27)
	하이브리드 건설기계의 봄 구동 시스템 및 그 방법	10-2012-0152315	2012.12.24.	“	공개 (14.07.04)
	하이브리드 건설기계의 에너지 저장 장치의 충전 시스템	10-2012-0152739	2012.12.26.	“	공개 (14.07.07)
	하이브리드 건설기계의 엔진 제어 장치	10-2012-0153264	2012.12.26	“	공개 (14.07.09)
	건설기계의 선회구동장치	10-2013-0011037	2013.01.31	“	공개 (14.08.11)
	하이브리드 건설기계의 유압펌프 제어방법	10-2013-0034253	2013.03.29	“	출원
	하이브리드 건설 기계의 펌프 제어 장치 및 그 방법	10-2013-0055636	2013.05.16.	“	출원
	하이브리드 건설기계의 선회 브레이크 제어 장치	10-2013-0114341	2013.09.26.	“	출원
	선회 브레이크를 이용한 선회 전동기 제어 장치 및 그 방법	10-2013-0114346	2013.09.26.	“	출원
3차년 도	유압펌프모터	10-2012-0130968	2012.11.19	모트롤	공개 (14.05.28)
	하이브리드 굴삭기의 동력보조 장치 및 동력보조 제어 방법	10-2013-0162007	2013.12.24.	DI	출원
	가변형 전자밸브장치	10-2013-0156503	2013.12.16	모트롤	출원

○ 2단계: 해외특허 6건

연차	제목	출원번호	출원일	기관	비고
1차년 도	강제 구동식 선회브레이크 장치	PCT/KR2011/009222 (WO)	2011.11.30.	DI	공개 (12.06.07)
	하이브리드 굴삭기 봄 구동장치 및 제어방법	PCT/KR2011/010083 (미국/중국/유럽)	2011.12.26.	“	공개 (12.06.28)
	하이브리드 건설기계의 에너지 저장 모듈의 고장 감지 방법 및 장치	PCT/KR2012/006588 (WO)	2012.08.20.	“	공개 (13.02.28)
3차년 도	건설기계의 선회구동장치	PCT/KR2013/011638 (WO)	2013.12.16.	DI	공개 (14.08.07)
	하이브리드 건설기계의 에너지 저장 장치의 충전 시스템	PCT/KR2013/012069 (WO)	2013.12.24.	“	공개 (14.07.03)
	하이브리드 건설기계의 엔진 제어 장치	PCT/KR2013/012066 (WO)	2013.12.24.	“	공개 (14.07.03)

마. 논문

○ 1단계: 해외 학술대회 논문 2건

연차	제목	기관	비고
2차년도	Seungjin Yoo, Sangjun An, Cheol-Gyu Park and Nagin Kim, "Design and Control of Hybrid Electric Power System for a Hydraulically Actuated Excavator," SAE 2009 Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, October 6-8, 2009 (ISBN 0148-7191)	두산인프라코어	
	Byung-il Kang and Se Boung Oh, "A Study on the Boom Energy Regeneration System for a Hybrid Excavator," 7th International Fluid Power Conference, Aachen Germany, Vol. 1, pp. 129-142, March 22-24, 2010	두산인프라코어	

○ 2단계: 국내 학술대회 논문 2건

연차	제목	기관	비고
3차년도	주준식, 강병일, 이재상, 전기식 하이브리드 굴삭기용 봄 에너지 회생시스템의 개발, KSFC 추계학술대회, Oct. 18, 2013	두산인프라코어	
	조성우, 유승진, 박철규, "하이브리드 굴삭기 연비 개선 연구", 대한기계학회 2014년도 IT유압부문 춘계학술대회	두산인프라코어	

○ 2단계: 해외 학술대회 논문 1건

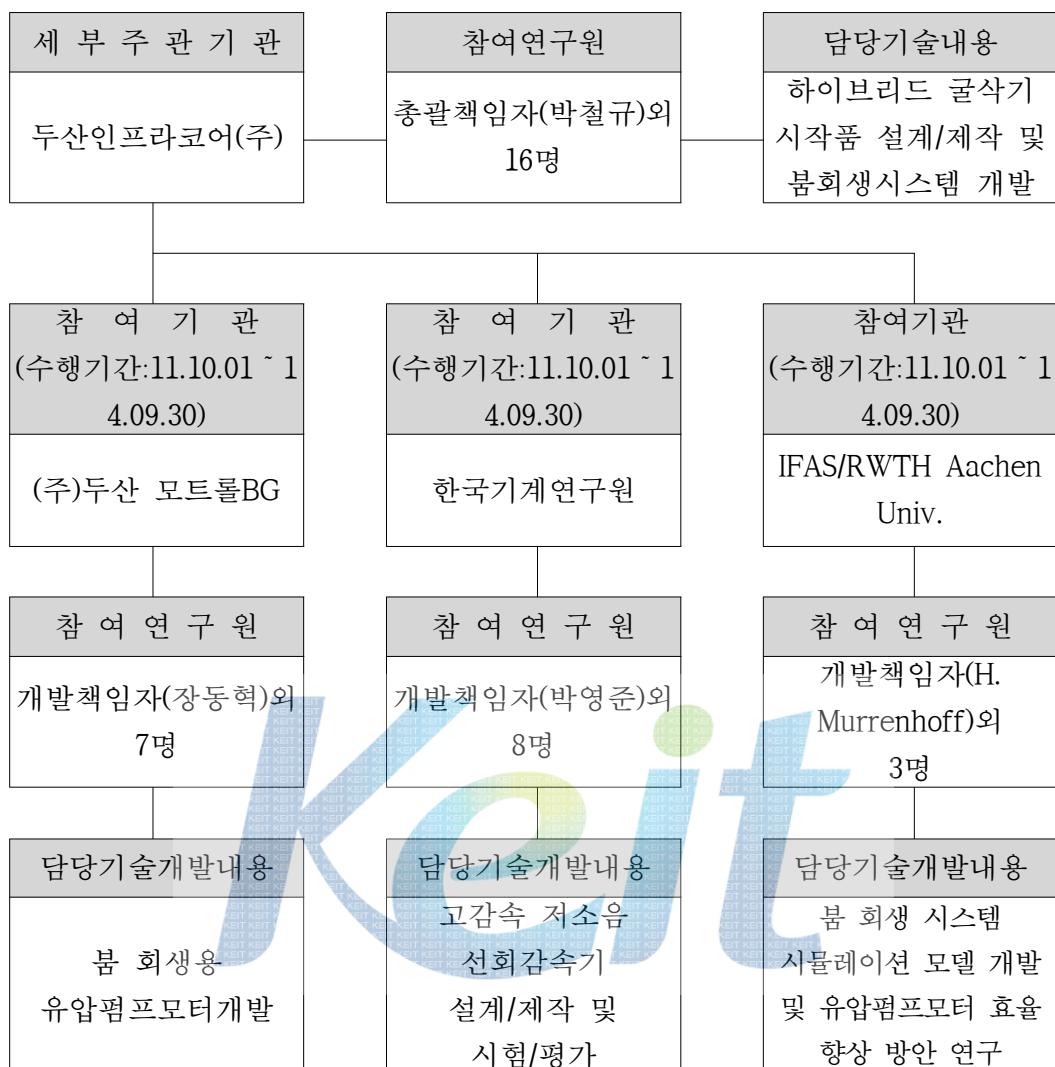
연차	제목	기관	비고
3차년도	Sungwoo Cho, Seungjin Yoo and Cheol-Gyu Park, "Development of a Mid-Size Compound Type Hybrid Electric Excavator," International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium (EVS27), Barcelona, Spain, Nov. 17-20, 2013	두산인프라코어	

제 2 절 연구개발 추진 체계

1. 기술개발 추진체계



2. 기술개발팀 편성도



3. 참여기관별 상세 추진 내용

가. 선회-붐 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 시작품 제작 및 성능평가 가 (두산인프라코어)

1) 1단계 결과 요약

- 연비 시뮬레이션을 통하여 선회 회생 하이브리드 굴삭기 핵심부품에 대한 사양을 결정하고, 내구성 향상을 위하여 베어링이 없는 엔진보조전동기의 구조 설계 및 발열량과 온도제한을 고려한 부품 냉각시스템 등 내구수명을 고려한 부품 구조 및 방열설계를 수행함

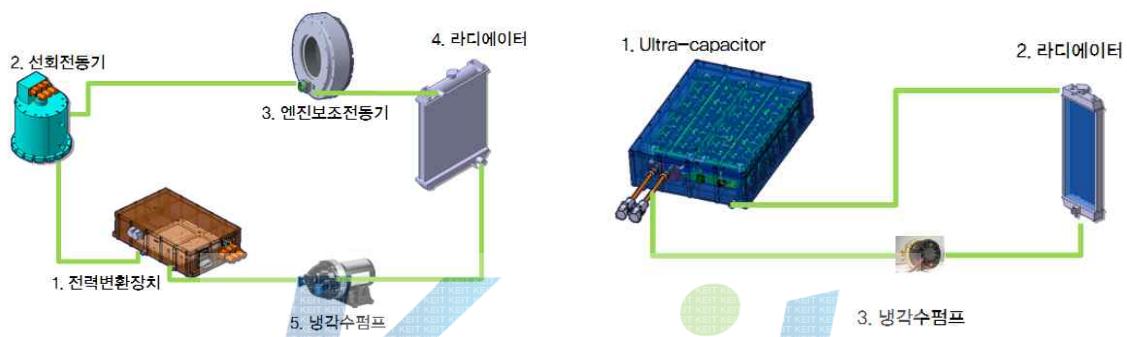


그림 3.2.1 선회 회생 하이브리드 부품 및 냉각계

- 3D 모델에 기반한 부품 탑재 설계를 진행하여 선회 회생 하이브리드 굴삭기 시작품 제작

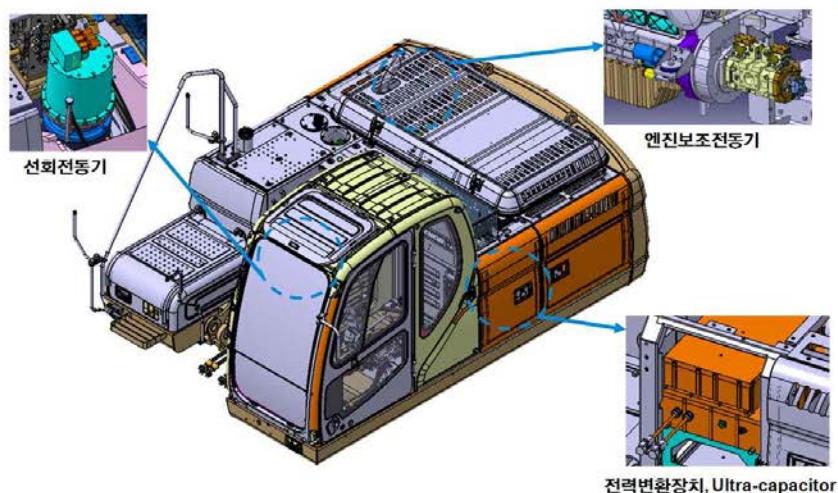


그림 3.2.2 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기



그림 3.2.3 하이브리드 굴삭기 1차 시작품에 장착된 부품 사진

- 굴삭-인상/선회-댐프-복귀로 구성된 굴삭 cycle을 40회 연속으로 2회 실시하여 평균적인 연료 소모량을 측정하여 1차 시작품의 연비성능 평가함. 동(同)기종 엔진식 굴삭기와 비교 하였을 때, 1차 시작품의 연비는 평균 25.28% 개선, 시간당 작업량은 평균 92.38%임



그림 3.2.4 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기 1차 시작품의 연비 및 작업 성능

- 실차 시험에서 얻은 엔진 부하를 엔진 동력계에 인가하여 엔진을 실차 시험과 같은 부하영역에서 작동하게 하고 이때 발생되는 배기ガ스를 분석하여 CO₂ 발생량이 28.12% 저감됨을 확인함

표 3.2.1 1단계 주요 정량적 목표 항목

평가항목 (주요성능 Spec)	단위	전체항목 에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업	연구개발전 국내수준	1단계 개발목표치 및 실적		평가방법
					성능수준	성능수준 목표	
기존 굴삭기 대비 연비 향상을	%	20	25% 이상 (일본/Komatsu)	-	25	25.3	표준굴삭 작업모드
기존 굴삭기 대비 CO ₂ 저감율	%	10	-	-	25	28.1	표준굴삭 작업모드
기존 굴삭기 대비 시간당 작업량	%	10	-	-	90	92.4	단위시간당 굴삭작업량

2) 선회 회생 하이브리드 굴삭기 (2단계 1,2차년도)

가) 핵심부품 탑재

2단계 1차년도 제작된 엔진보조전동기, 전력변환장치 및 2차년도 제작된 선회 감속기와 Ultra-capacitor를 탑재하여 1단계 하이브리드 굴삭기 시작품을 개조하였다. 실제 부품을 탑재하기 전 다음 그림과 같이 3D CAD(CATIA)를 이용하여 가상 탑재하여 간섭을 확인하고 배선/배관을 위한 부속품을 설계/제작하였다. 그리고 실제 차량에 부품들이 탑재된 사진은 그림 3.2.6과 같다.

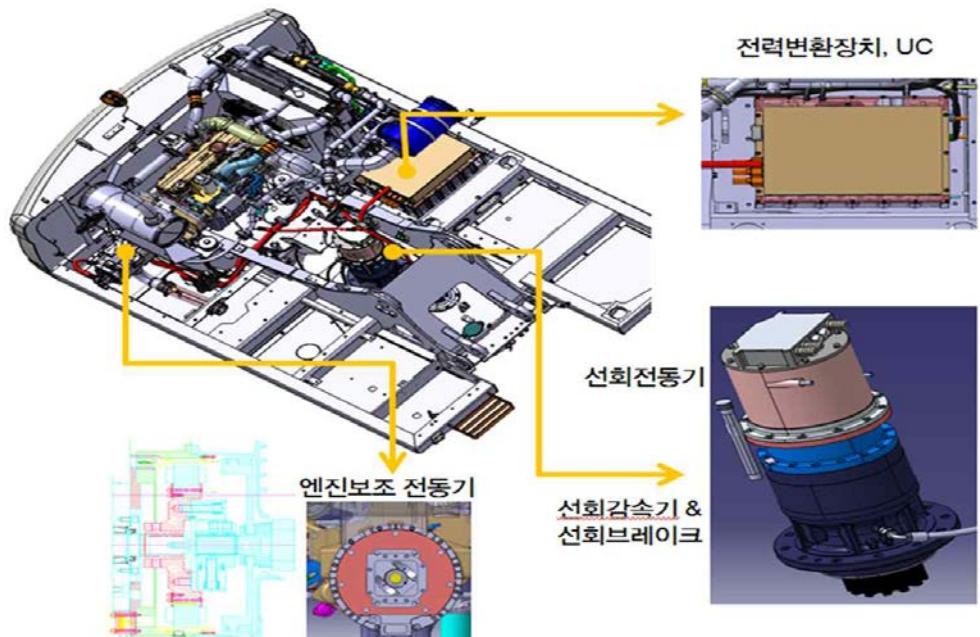


그림 3.2.5 3D CAD를 이용한 1, 2차년도 시제부품 가상 탑재



그림 3.2.6 선회 회생 굴삭기 부품 탑재 사진

나) 방열계 설계

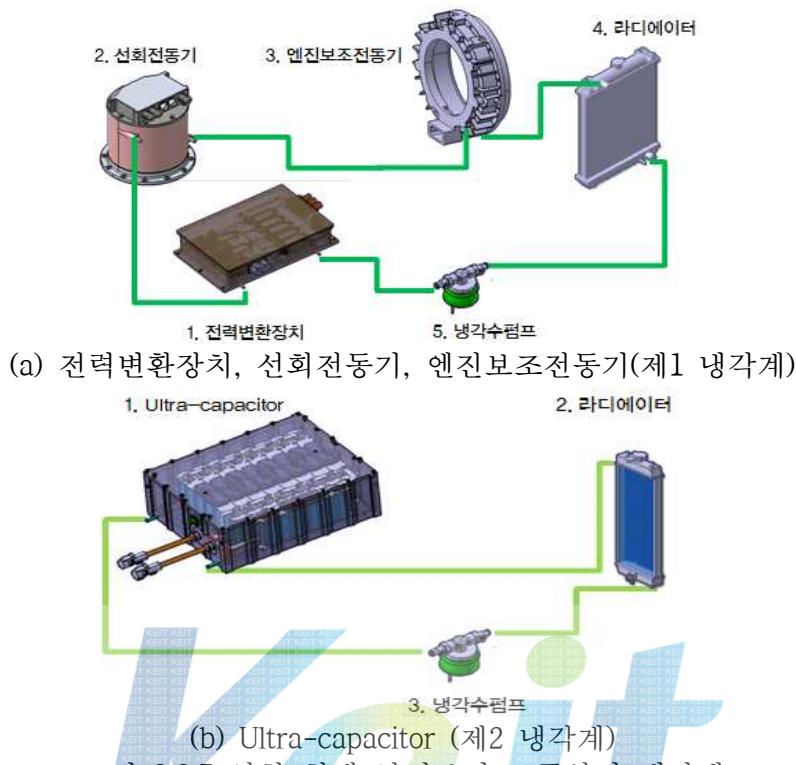


그림 3.2.7 선회 회생 하이브리드 쿨삭기 냉각계

위 그림과 같이 하이브리드 시스템의 냉각계는 기존 엔진 및 유압 부품의 냉각계와 별도로 제1, 제2 냉각계로 추가 구성되어 있다. 제 1 냉각계는 허용온도가 높고, 발열량이 큰 부품들을 직렬로 연결하고 예상 발열량에 비해 큰 방열용량을 갖는 라디에이터를 적용하였다. 또한 3개의 부품을 직렬로 연결하기 위해 적정 냉각수 유량을 확보할 수 있도록 비교적 큰 워터펌프를 사용하고 있다. 제 2 냉각계는 비교적 발열량이 작은 대신 허용온도가 낮고 사용온도가 수명에 크게 영향을 주는 UC의 특성에 따라 별도로 라디에이터와 워터펌프를 구성하였다.

① 부품 냉각유로의 관로손실 평가(유동해석 및 부품시험)

1차년도에는 두 냉각계에 대하여 차량시험 및 부품단위로 유동해석/시험을 통하여 성능을 분석한 후 라디에이터와 워터펌프 사양 결정하였다.

1단계 시제품의 엔진보조전동기, 선회전동기, 전력변환장치, UC의 냉각유로에 대하여 3D 형상정보를 이용하여 유동해석을 수행하고 유량 대 압력손실 특성을 예측하였다. 또한 실제 부품을 대상으로 차압계와 유량계를 이용하여 유량을 변화시키면서 압력 손실을 측정하였다.

예측된 유량 대 압력손실 곡선에 워터펌프 성능 곡선을 매칭하면 냉각계 실

제 유량을 추정할 수 있으며, 동일한 펌프에 대하여 예측 유량이 크다는 것은 관로손실이 적다는 것으로 판단할 수 있다. 그 동안의 시험결과로 제 1 냉각계 및 제 2 냉각계 모두 5 lpm 이상을 적정 목표 유량으로 판단하고 있다.

○ 제 1 냉각계 해석/시험 결과

전력변환장치, 선회전동기, 엔진보조전동기를 직렬로 연결한 경우를 가정한 유량 대 압력손실 곡선과 주어진 펌프 성능 곡선을 매칭하여 얻어지는 유량 예측결과는, 해석결과와 실제 측정결과 모두 10LPM 이상이며 차이는 18% 정도이다. 이러한 차이는 해석시 사용했던 경계조건과 실제 조건의 차이에 의해 충분히 발생할 수 있는 수준으로 판단된다.

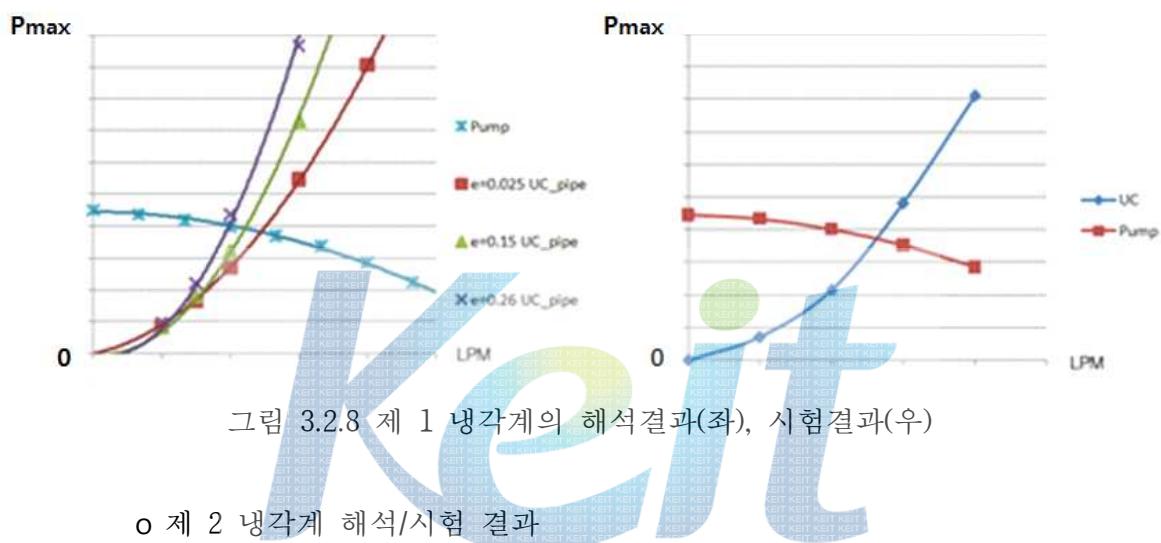


그림 3.2.8 제 1 냉각계의 해석결과(좌), 시험결과(우)

○ 제 2 냉각계 해석/시험 결과

UC만 단독으로 냉각시키는 경우로서 유량 대 압력손실 곡선과 주어진 펌프 성능 곡선을 매칭하여 얻어지는 유량 예측결과는 아래 그림과 같다.

파이프 관내 유동 해석은 관내 마찰을 좌우하는 인자로 표면조도를 설계 변수로 보고 이를 변경해가면서 해석하였고, 매끄러운 관내 표면조도를 갖는 경우에는 해석 결과와 실제 측정결과가 특정 경계조건에서 8% 차이까지 좁혀졌다. 18% 차이를 보였던 제 1 냉각계보다 해석결과의 오차가 줄었으며 이는 유로형상이 원형단면을 갖는 파이프 유로로서 관로의 길이 외에 부차적인 손실이 적은 형상이기 때문인 것으로 판단된다.

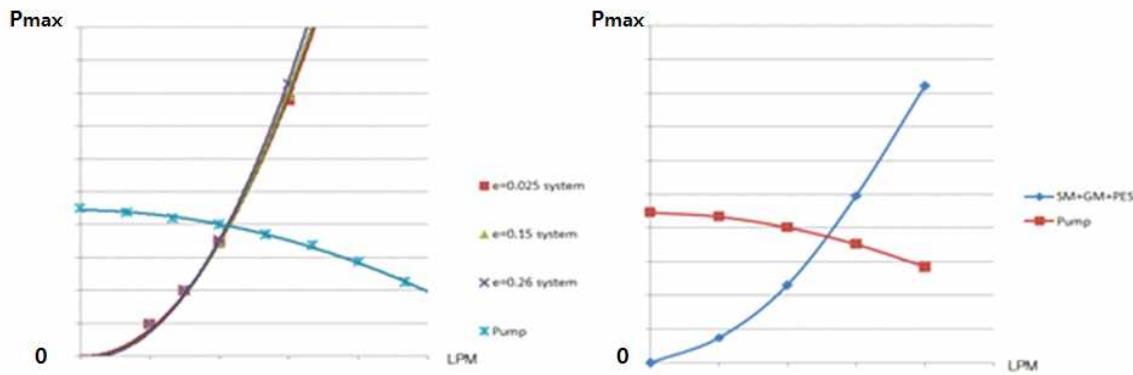


그림 3.2.9 제 2 냉각계 해석결과(좌), 시험결과(우)

○ 부품 압력손실 평가

2차년도에는 2단계 시제품을 대상으로 부품단위에서 유량 vs 압력손실을 측정하였다. 뿐만 아니라 선정된 라디에이터와 차량 탑재시 추가되는 냉각수 호스 배관의 압력손실까지 예측하여 차량 탑재 전 냉각계 구성을 선 검증하고 실차시험을 통해 평가하였다.



그림 3.2.10 냉각부품 별 유량 vs. 압력손실 측정(시험장치 및 칠러)

각 부품을 대상으로 냉각유로 입구와 출구사이에 차압계를 설치하고, 냉각수 순환용 배관(호스)에 유량계를 설치한 후 칠러(냉각수공급)를 통해 순환유량을 변화시키면서 유량 대 압력손실을 측정하였다. 유량은 5, 10, 15, 20 L/min 으로 구분하여 측정하였으며, 라디에이터 및 배관에 대한 압력손실은 스케일이 작아 10L/min, 20L/min을 측정한 후 나머지 구간은 추세곡선으로 예측하였다. 1차년도와 달리 선정된 라디에이터와 예상되는 배관길이를 고려한 냉각계 유량을 보다 정확하게 예측할 수 있어 굴삭기 실차 조건에서의 냉각수 유량을 미리 예측하고 실차에서 검증/평가를 실시하였다.

각 부품과 라디에이터 및 배관호스의 유량 별 압력손실은 그림 3.2.11과 같다.

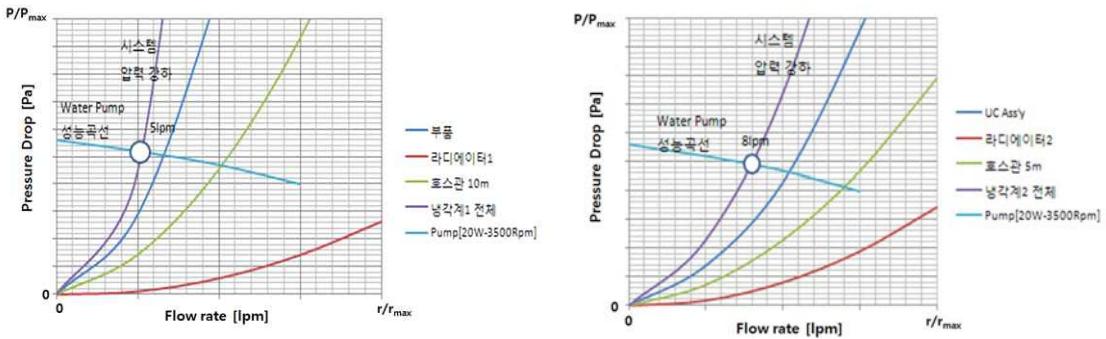


그림 3.2.11 냉각계의 유량 vs. 압력손실, 펌프성능곡선과 시스템 유량

제1 냉각계는 선회전동기, 전력변환장치, 엔진보조전동기 순으로 동일 유량에 대하여 압력손실이 컸다. 각 부품은 직렬 연결되므로 각 구성요소의 압력손실 합계가 시스템 유량을 결정하게 되며, 각 부품과 라디에이터와 배관손실을 합하면 5L/min에서 25 kPa 이상이 되어 선정된 냉각수펌프를 사용하면 5L/min 정도의 유량이 예상되었다.

제2 냉각계는 UC 단독으로 냉각시키는 경우지만 UC의 방열면적이 크고 셀을 고루 냉각시키기 위하여 냉각유로를 설계함에 따라 균일한 방열효과를 기대할 수 있으나 길이가 길어 관로손실에 의한 압력손실은 큰 편이었다. 냉각수펌프의 성능곡선을 통한 시스템 예상 유량은 8L/min 정도로 적정한 수준으로 확인되었다.

② 각 부품 단위의 설계 최적화

부품별로 3차원 형상 유로에 대하여 압력 및 속도를 해석하였으며 냉각수 입구 및 출구의 형상에 의한 부차적 압력손실 및 유로저항을 최소화하고자 분석하였다.

다음 그림들은 각 부품의 유량 5 lpm에서의 압력분포 또는 속도분포이다. 엔진보조전동기 유로는 유량에 대한 압력손실이 적은 편이지만 선회전동기와 공통적으로 냉각수 입구, 출구의 단면 형상의 'ㄱ' 자 엘보우와 급확대, 급축소 부분을 최소화하여 부차손실을 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

전력변환장치와 UC는 파이프의 직경, 곡관 반경, 총 관 길이의 최적화를 통해 관로손실을 최소화할 수 있다.

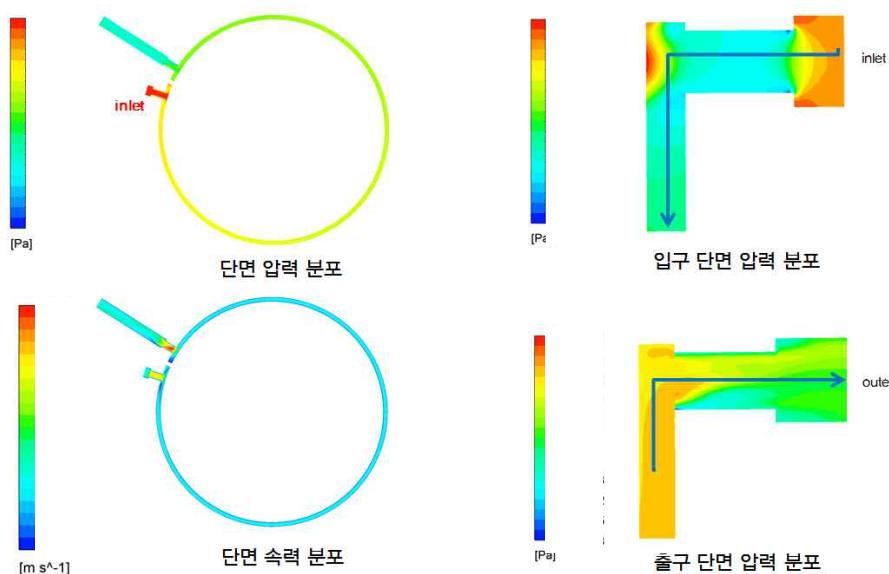


그림 3.2.12 엔진보조전동기 압력분포 및 속도 분포

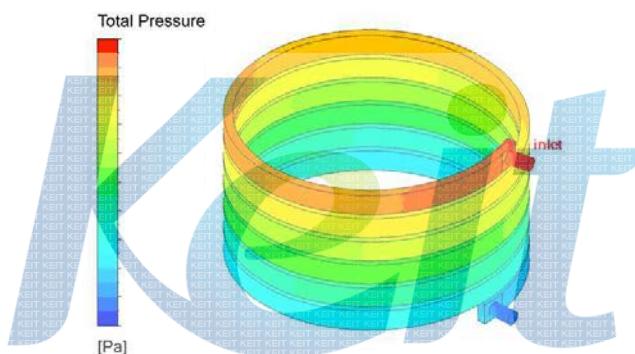


그림 3.2.13 선회전동기 압력분포 및 입/출구 형상 속도분포

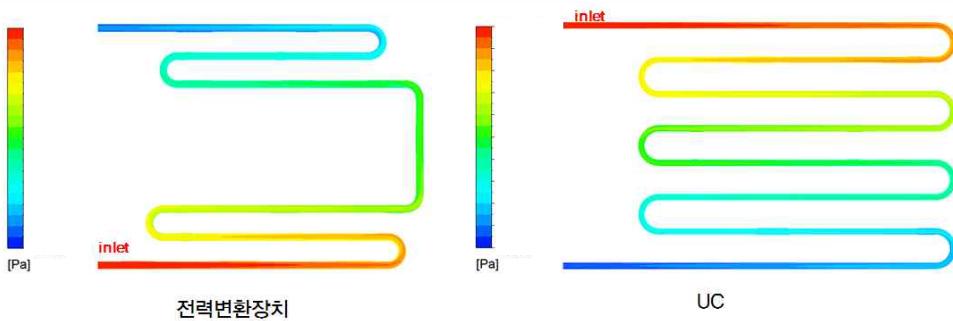


그림 3.2.14 전력변환장치(좌), UC(우) 압력분포

③ 냉각계 구성

2차년도에는 설계 개선된 2단계 시제 부품의 발열량을 산출하여 기본 냉각계 선정을 확인하고 최적화하였으며 실차에서 온도성능시험을 통해 검증하였다. 냉각계는

현 시스템의 발열부하와 부품의 목표온도에 따라 수준이 상이한 두 개의 냉각계로 분리 구성되어 부품의 압력손실을 고려한 냉각수 공급 유량 확보와 부품의 온도성능만족 여부를 확인하였다.

부품의 발열량은 정격부하(Power)에 대하여 효율을 산정하여 열손실을 가정한 후 1.2 ~ 1.5의 factor를 곱하여 설계 발열량으로 산출하였다.

표 3.2.2 부품별 발열량 산출 결과

부품	효율[%]	설계 발열량	라디에이터(방열 기) 용량 선정
선회 전동기	93%	5.3kW	
엔진보조 전동기	95%	1.5kW	
전력변환장치 (인버터, 컨버터)	인버터 및 컨버터 효율에 따름	5.9kW	라디에이터1 13.7kW 이상
Ultra-capacitor	98%	1.0kW	라디에이터2 1kW 이상

제 1 냉각계는 전력변환장치와 선회전동기, 엔진보조전동기를 직렬로 배치하고 라디에이터와 냉각수 순환을 위한 냉각수펌프를 구성하였다. 냉각부품 배치 순서로는, 발열부하가 가장 크고 파워소자 발열에 대한 접촉식 수냉각을 요구하는 전력변환장치를 냉각수펌프의 최 앞단에 배치하였으며 상대적으로 발열부하가 작고, 온도상승 시상수(열저항 \times 열용량)가 비교적 크며 허용온도가 높은 선회전동기와 엔진보조전동기는 후순위로 연결하였다. 워터펌프는 3개의 부품을 직렬로 연결하는 경우이니만큼 부품 열저항 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)을 낮출 수 있는 적정 냉각수 유량의 확보 가능한 사양으로 선정하였다.

제 2 냉각계는 UC를 단독으로 냉각하기 위하여 구성되었으며, 발열량이 비교적 작으나 허용온도가 낮아 다른 부품과 분리하였다. UC를 위한 라디에이터는 제 1 냉각계와 달리 UC의 발열량을 충분히 방열시킬 수 있으면서도 최대한 작은 사이즈로 배치 공간을 최소화 할 수 있도록 선정하였다.

④ 부품 온도시험 결과

핵심부품 시제품이 탑재된 하이브리드 굴삭기 시제품으로 각 부품의 온도가 포화가 되는 순간까지 반복작업을 함으로써 냉각계의 Heat Balance를 검증하였다. 부품의 정상상태 온도를 측정한 결과, 대기온도에 대한 상대온도관점에서 각 부품은 허용온도를 고려한 목표 온도를 만족하는 것으로 평가되었다.

냉각계 및 주요 부품의 온도 측정 예는 아래 그림과 같다. 부품의 목표온도는 허용온도를 고려하여 개별적으로 설정되나, 주위온도 대비 상승폭을 고려하면 사막 등 일부를 제외한 대부분의 지역에서 사용가능한 수준으로 평가되었다.

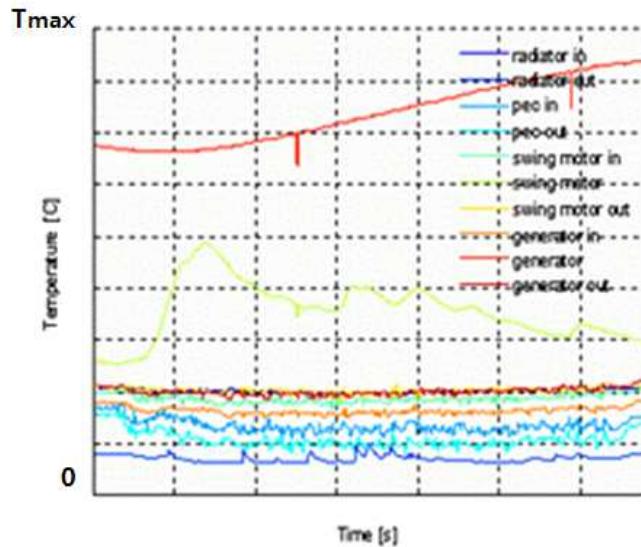


그림 3.2.15 하이브리드 시스템 포화온도

2) 선회 회생 하이브리드 굴삭기 CUP 측정 (1차년도)

사용자 작업환경에서 측정된 하이브리드 굴삭기의 물리적 부하량은 부품 및 시스템의 필드부하를 예측가능하게 하고 개발부품의 설계 및 내구성 검증을 위한 데이터로 활용된다. 선회 회생 하이브리드 굴삭기 1단계 시작품을 사용하여 토사굴삭, 석재굴삭, 주행, 브레이커 등 22톤 하이브리드 굴삭기의 CUP에서 시스템의 전류, 전압 및 부품의 진동, 온도 등 물리적 부하량을 측정완료 하였다. CUP 측정결과를 이용하여 신뢰성 시험 조건에 활용할 Duty Cycle을 획득하였고, 실제로 부품 가속수명시험에 사용하였다.

가) CUP 모드

하이브리드 굴삭기에 적절한 작업모드를 선정하여 각 모드별 부하이력을 별도로 측정한 후 전체 사용율(100%)에 대한 모드별 사용율(Usage)이 가중 합산된 부하이력을 구성함으로써 CUP 작업모드에 대한 전체 Duty Cycle을 얻을 수 있다.

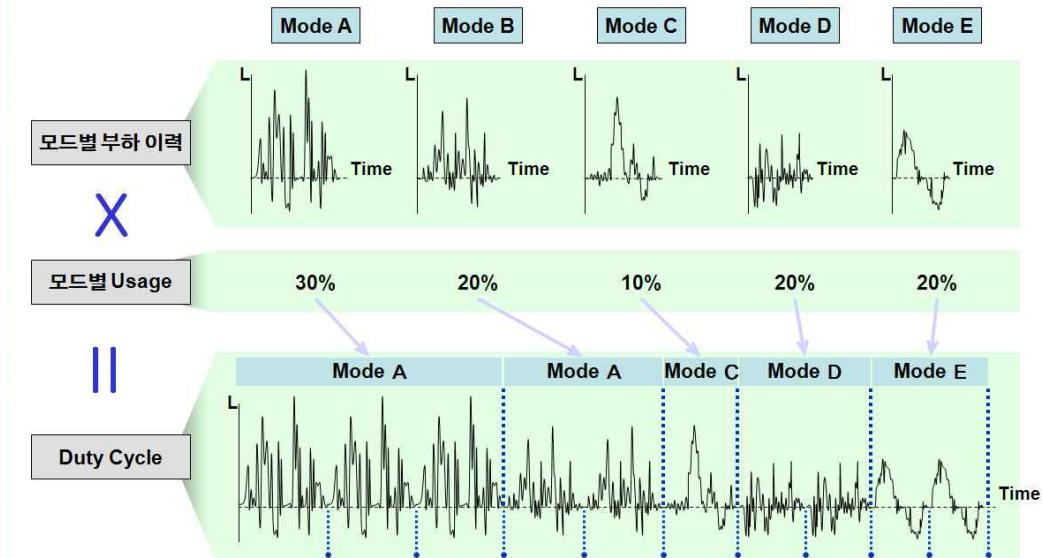


그림 3.2.16 CUP와 Duty Cycle

본 연구에서는 엔진식 굴삭기의 작업모드를 기반으로 다음과 같이 4개로 이루어진 CUP 모드를 구성하였다. 모드별 사용율(Usage)은 당사 기준을 적용하였으며, 측정은 데이터 오류 또는 측정 오류에 의한 영향을 줄이고 평균의 의미를 갖도록 여러 회 반복 하였다.

표 3.2.3 CUP 모드

모드	측정 횟수
석재굴삭	7회
토사굴삭	7회
주행	1속 5회, 2속 6회
브레이커	3회

1단계 시작품 개조 및 전류, 전압, 온도, 진동 등을 측정하기 위한 계측시스템을 구성하여 굴삭, 주행, 브레이커 작업 등 굴삭기 대표 작업으로 이루어진 CUP 측정을 완료하였다.

나) CUP 측정

토사/석재 굴삭, 주행, 브레이커 작업 시, 하이브리드 굴삭기의 주요 제어 변수, 온도 및 가속도를 측정하여 CUP 데이터를 확보하였다. 아래 그림은 토사 및 석재 굴삭, 브레이커 작업모드 측정 시 사진이다.



(a) 토사 굴착 시험



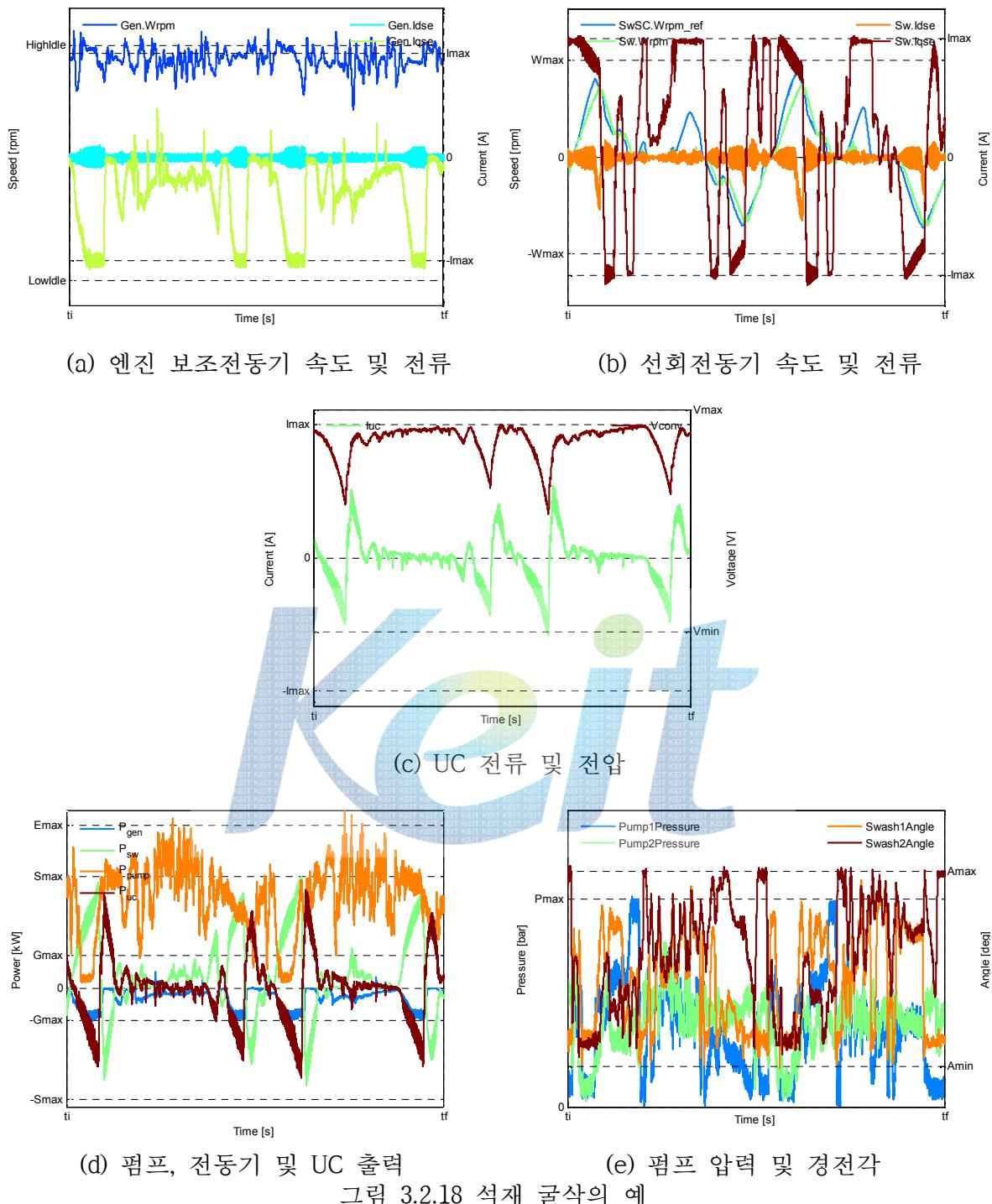
(b) 석재 굴착 시험



(c) 브레이커 장착(좌) 및 시험(우)

그림 3.2.17 CUP 측정

아래 그림은 CUP 시험의 대표모드 중 하나인, 석재굴착 시 주요 부품의 전류, 전압, 속도, 압력, 온도 변화를 나타낸 그래프이다. 본 데이터를 통해 선회와 굴삭이 반복되는 석재 굴착 모드의 cycle별 반복성을 확인할 수 있었으며, 주요 부품 별 온도 역시 대부분 특정 수준에서 수렴함을 확인하였다.



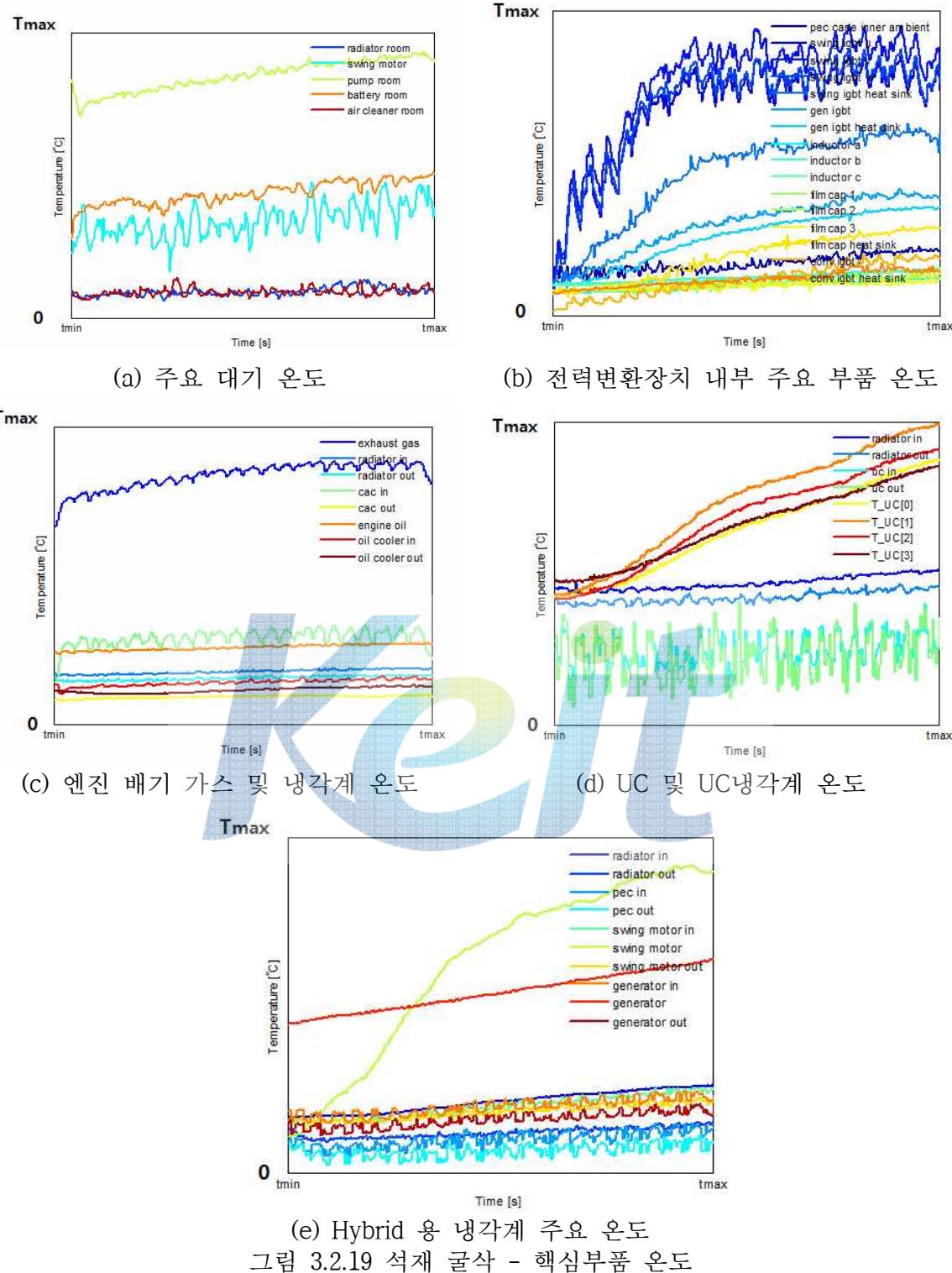


그림 3.2.19 석재 굴삭 - 핵심부품 온도

브레이커 작업 시 상대적으로 높은 크기의 가진 성분이 측정 되었으며, 엔진 보조전동기, 선회전동기, Frame, UC 및 전력변환장치에서 측정된 가속도의 RMS 크기 및 Power spectrum 분석을 진행하여 핵심부품 내진동시험의 데이터를 확보하였다.

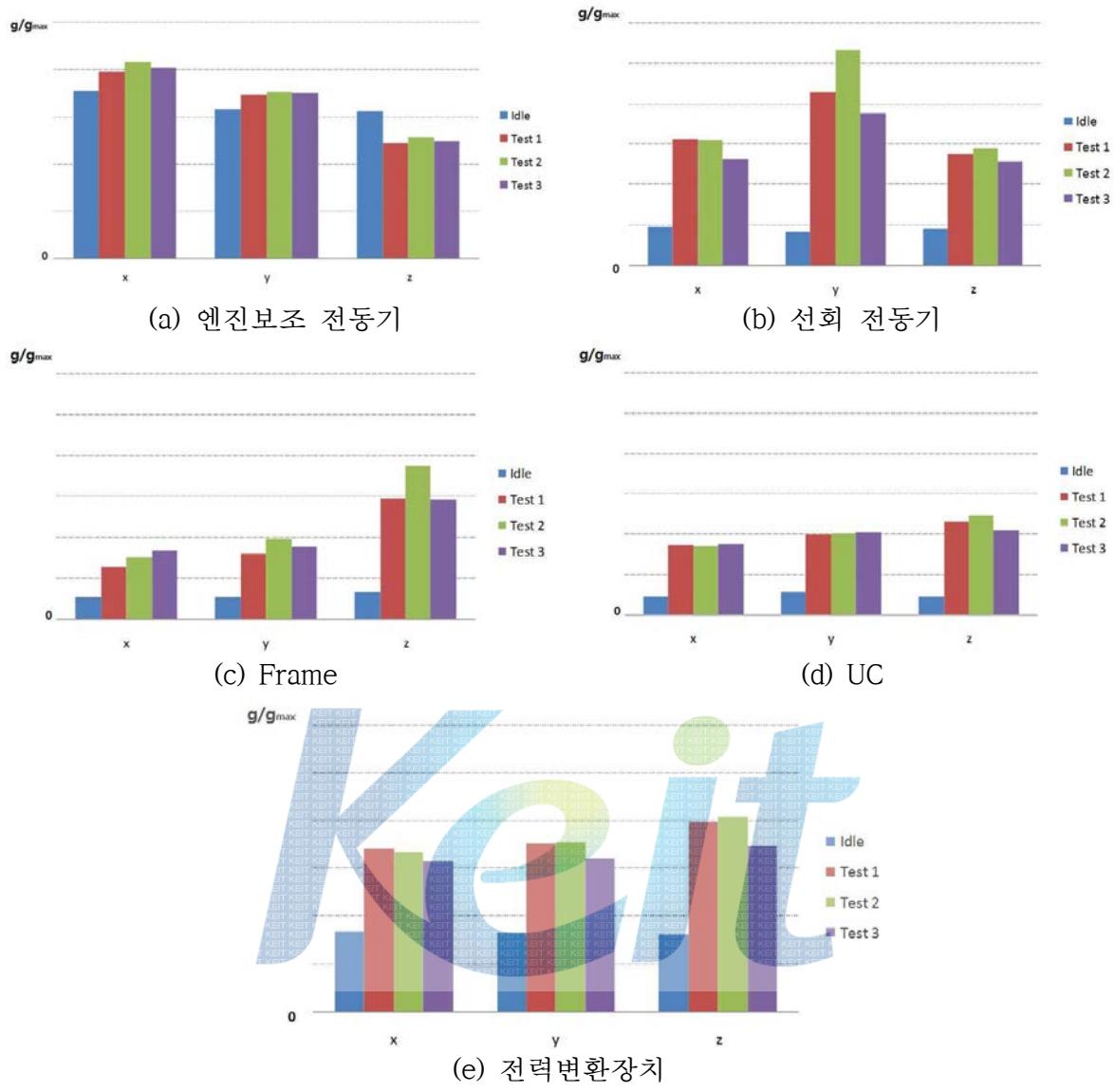


그림 3.2.20 브레이커 작업 가속도 RMS값 측정

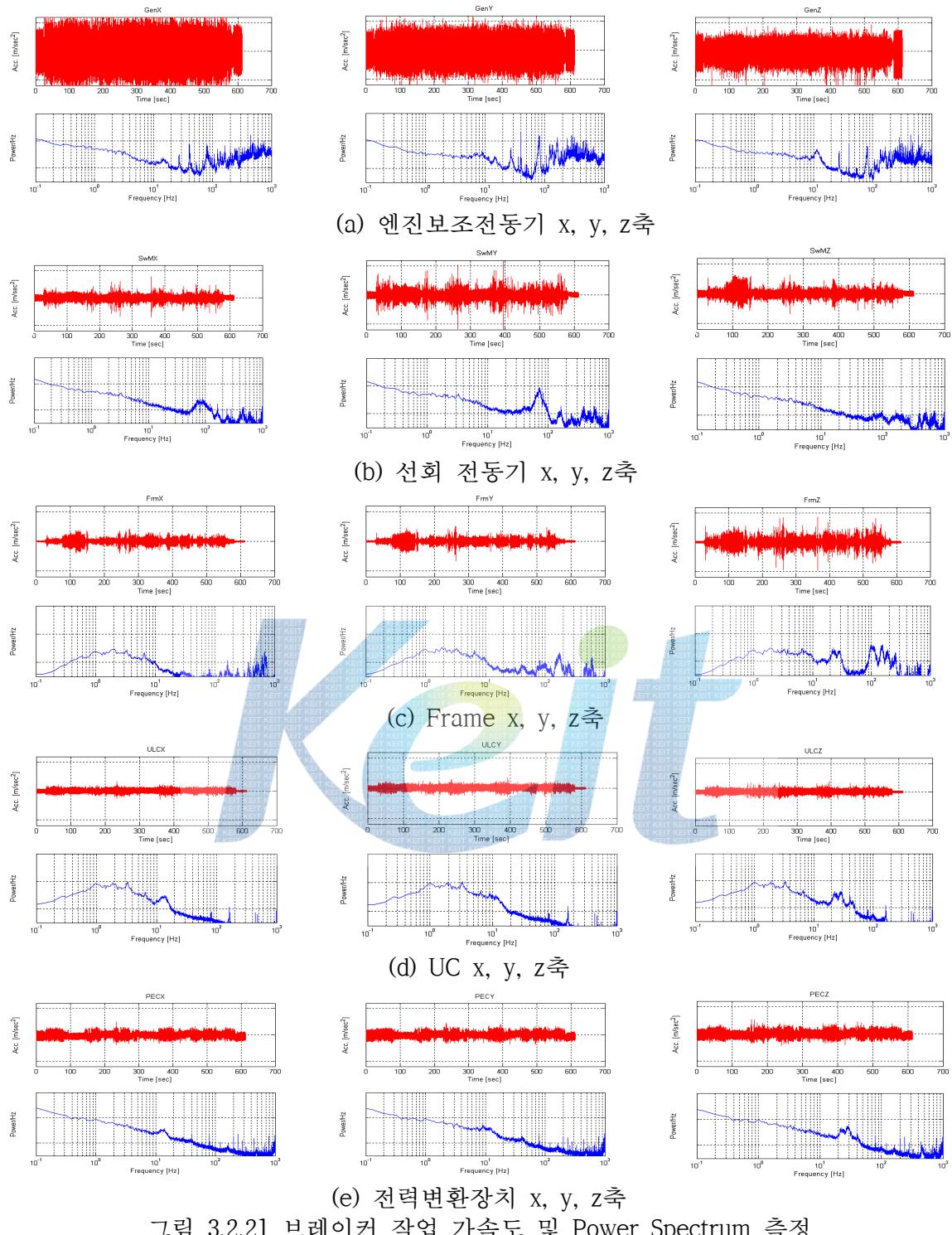


그림 3.2.21 브레이커 작업 가속도 및 Power Spectrum 측정

UC, 엔진보조전동기 및 선회전동기 전류의 Peak 값과 RMS 값, UC의 및 최저전압 등을 아래 표와 같다. 토사굴착 시, 전동기 및 UC에 상대적으로 높은 수준의 전력사용량이 측정되었다.

표 3.2.4 CUP 모드별 전력시스템 부하율

부품	항목	석산 굴삭	토사굴삭	주행	비고
선회전동기	D축전류 RMS 값	4.09%	9.82%	0.61%	정격 전류 대비
	Q축전류 RMS 값	66.98%	66.69%	9.20%	정격 전류 대비
	Motoring Power 평균	33.93%	46.51%	27.57%	정격 출력 대비
	Generating Power 평균	28.34%	31.90%	15.93%	정격 출력 대비
엔진보조전동기	D축전류 RMS 값	2.50%	3.40%	1.85%	정격 전류 대비
	Q축전류 RMS 값	43.27%	60.23%	6.80%	정격 전류 대비
	Motoring Power 평균	30.09%	24.31%	20.33%	정격 출력 대비
	Generating Power 평균	35.02%	50.55%	18.92%	정격 출력 대비
울트라카파시터	전류 Peak 값	55.06%	71.77%	29.47%	정격 전류 대비
	전류 RMS 값	12.70%	19.39%	2.24%	정격 전류 대비
	최저 전압	78.74%	67.29%	89.96%	최고 전압 대비
	충전전력 평균	25.48%	28.60%	15.80%	정격 출력 대비
	방전전력 평균	26.14%	35.46%	16.56%	정격 출력 대비

다) Duty Cycle을 이용한 하이브리드 핵심 부품/시스템 신뢰성 시험

측정된 CUP 결과를 활용하여 Duty Cycle을 결정하여 4세부과제 내구시험설비를 활용하여 Rig Test를 진행하였으며, 시험결과를 바탕으로 관련 부품의 설계 개선점을 도출하였다.

① 엔진보조전동기 - 전력변환장치 - UC Rig Test

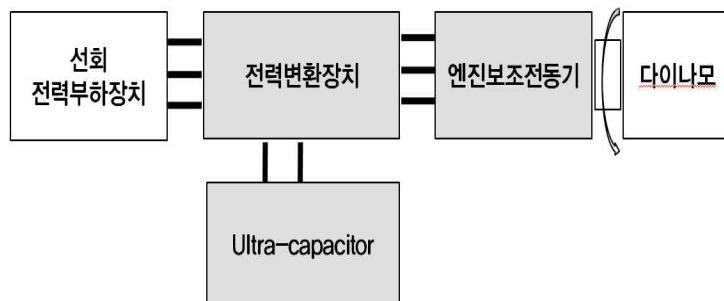


그림 3.2.22 Rig Test 구성

시험대상부품은 전력변환장치, 엔진보조전동기와 UC이며 엔진보조전동기는 기계적 회전부하를 모사하기 위하여 다이나모에 설치되었다. 전력변환장치와 UC의 전기적 부하는 선회 전력부하를 모사하는 장치를 만들어 전력부하 사이클을 인가할 수 있도록 되어 있다.

시험 Duty Cycle은 전기적 부하 사이클로서 CUP에서 측정한 토사굴삭 Power Cycle과 석재굴삭 Power Cycle을 비율을 고려하여 가중 합산하여 아래 그림과 같

이 시간에 따른 Power Cycle을 도출하였다.

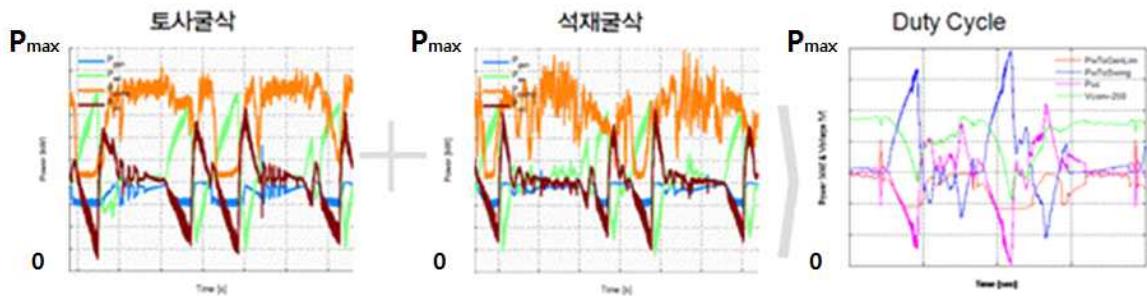


그림 3.2.23 토사굴삭모드와 석재굴삭모드를 이용한 시험 Duty Cycle 도출

② 선회계 Rig Test

전력변환장치의 제어기를 통하여 시험 Duty Cycle에 따라 선회전동기를 구동시키며, 선회감속기의 기계부하장치(유압모터/감속기 부하장치) 설비를 통해 선회전동기 및 선회감속기에 실제 동력 공급 및 기계적 부하를 인가할 수 있도록 되어 있다.

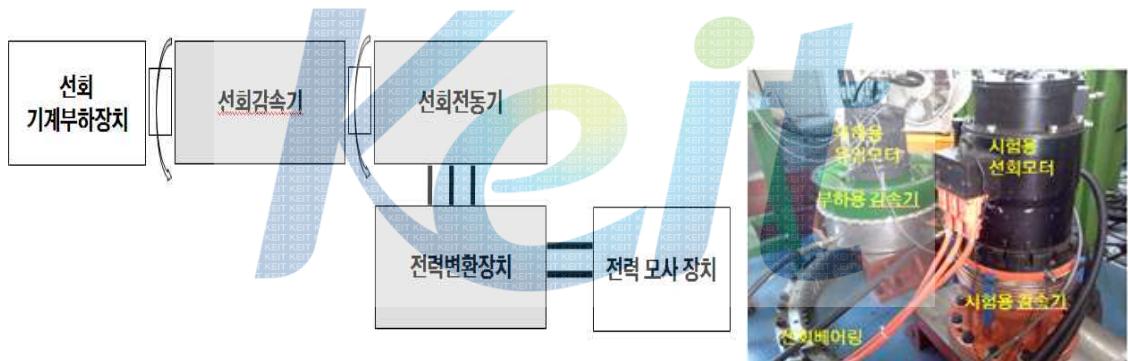


그림 3.2.24 선회계 Rig Test 구성도(좌), 시험장치 사진(우)

굴삭기 작업모드 중 석재굴삭 모드와 토사굴삭 모드에서 선회시스템 부품(선회전동기, 선회감속기)의 작업 Duty Cycle을 도출하였으나 유압부하를 이용한 시험장치의 제어응답성 및 안정성의 한계로 인하여 수차례의 시운전을 거쳐 아래 그림과 같이 일정한 토크와 속도를 유지할 수 있는 가속시험용 Duty Cycle을 정의하였다.

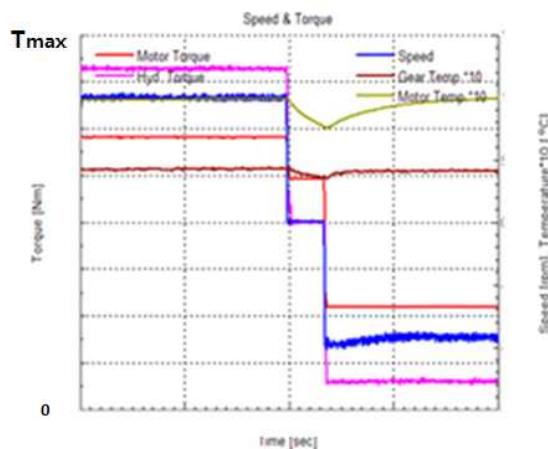


그림 3.2.25 Duty Cycle(가속시험용)

1단계 시제품의 CUP 측정 결과로 획득한 Duty Cycle 및 가속시험 Duty에 의하여 Rig Test를 진행한 결과, 부품의 내구성 측면에서 중요한 설계 상 문제점은 발견되지 않았다.

3) 선회 회생 하이브리드 굴삭기 성능 시험 (2차년도)

가) 연비 추가 개선

① 냉각팬 부하 저감

연비성능이 개선됨에 따라 엔진 및 유압시스템 발열량이 감소되어 냉각 팬 속도를 추가적으로 저감시킬 수 있다. 엔진 냉각수 및 작동유 온도 예측 모델을 이용하여 기준 온도를 충족시키기 위한 냉각 팬 회전속도를 도출하여 적용하였다. CRS 풀리 직경을 변경하여 냉각 팬 속도를 기준대비 80% 수준으로 저감시켜 냉각 팬 부하 저감으로 추가적인 연비개선이 가능하도록 하였다.



그림 3.2.26 냉각팬 속도에 따른 주요 온도 및 출력 선도

② 유압 손실 개선

기존 엔진식 굴삭기에서 선회, 암 복합 동작 시에 선회 측으로 분배되는 유량을 조절해 주는 기능을 담당하는 MCV(Main Control Valve)의 보조 기능 밸브에서 압력 손실이 발생하지 않도록 스풀(Spool)을 가공하여 유압 손실을 저감하도록 하였다. 기존 선회 유압모터의 제어특성을 조절하기 위한 선회 우선 밸브의 기능은 선회 시스템의 전동화로 인해 불필요하게 되었으며, 봄, 암 동시조작 시 유압에너지 손실을 유발한다.

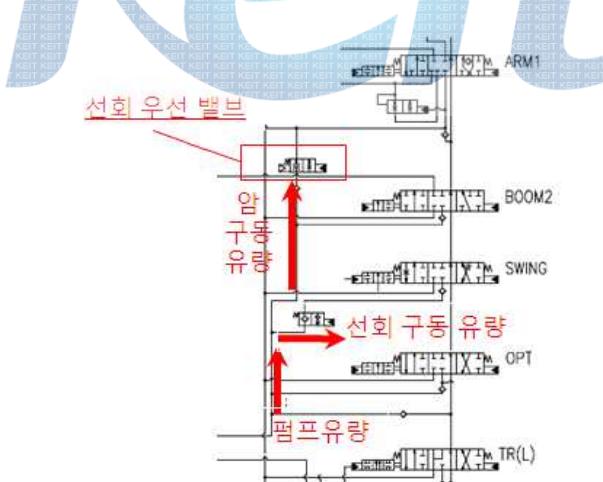


그림 3.2.27 선회 우선밸브에 의한 유압시스템 손실

선회 우선밸브 스풀의 노치면을 제거하여, 유압 손실을 저감하는 한편, 노치면 제거 전/후 봄, 암 동시조작 성능을 측정하여 제어성능에 대한 영향을 검토하였다.



그림 3.2.28 선회 우선 밸브 스플루 노치면 제거 전(위)/후(아래)

③ 엔진 효율맵 및 UC 에너지 사용량을 고려한 최적 동력제어기

UC 에너지 사용량을 등가의 연료량으로 환산하고, 엔진 작동점에 따른 효율 특성을 고려하여 연비성능을 최적화 시키는 ECMS(Equivalent Consumption Management Strategy)¹⁾ 제어 기법을 적용하였다. UC 전압, 선회전동기 출력 및 펌프 출력에 따른 엔진보조전동기 출력을 Off-line으로 최적화 하여 3D Look-up Table 형태로 제어기를 구현하였다.

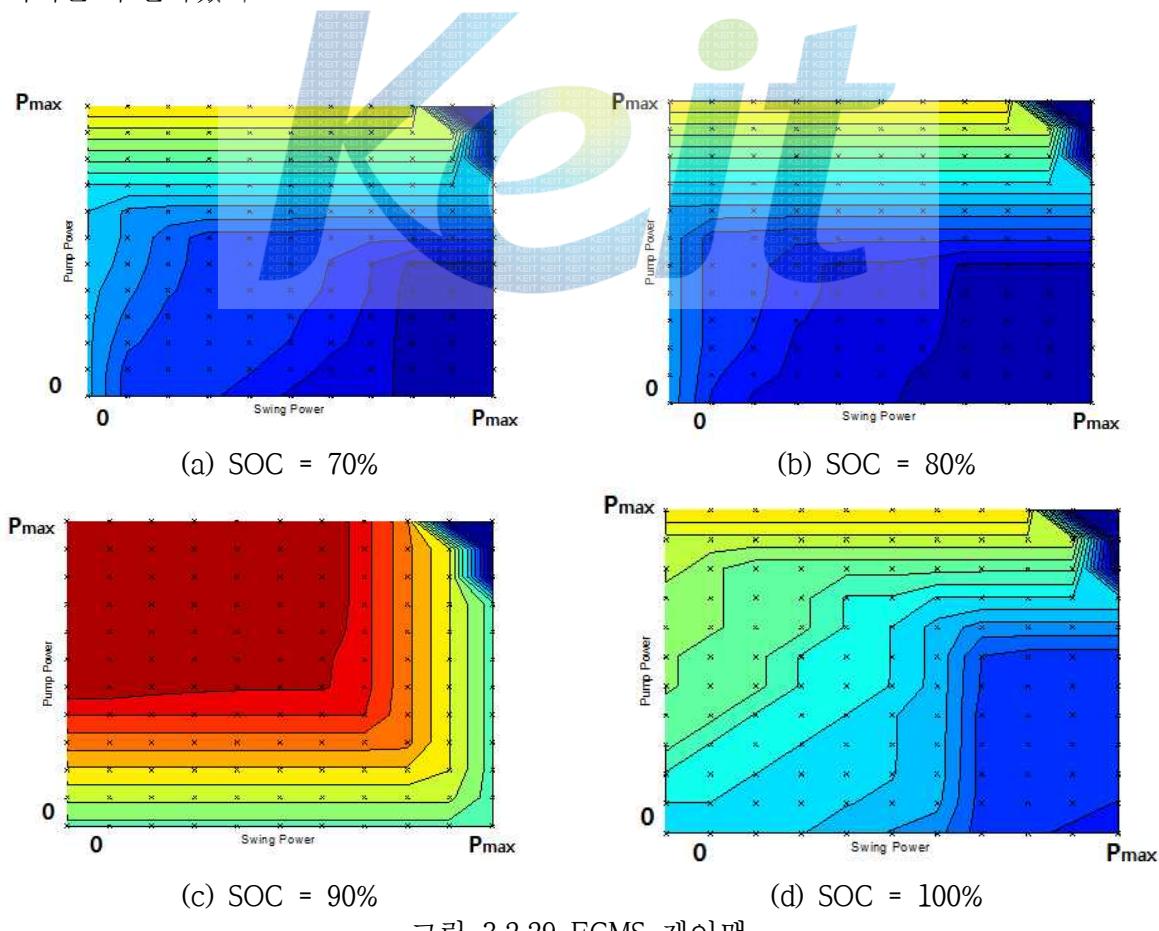


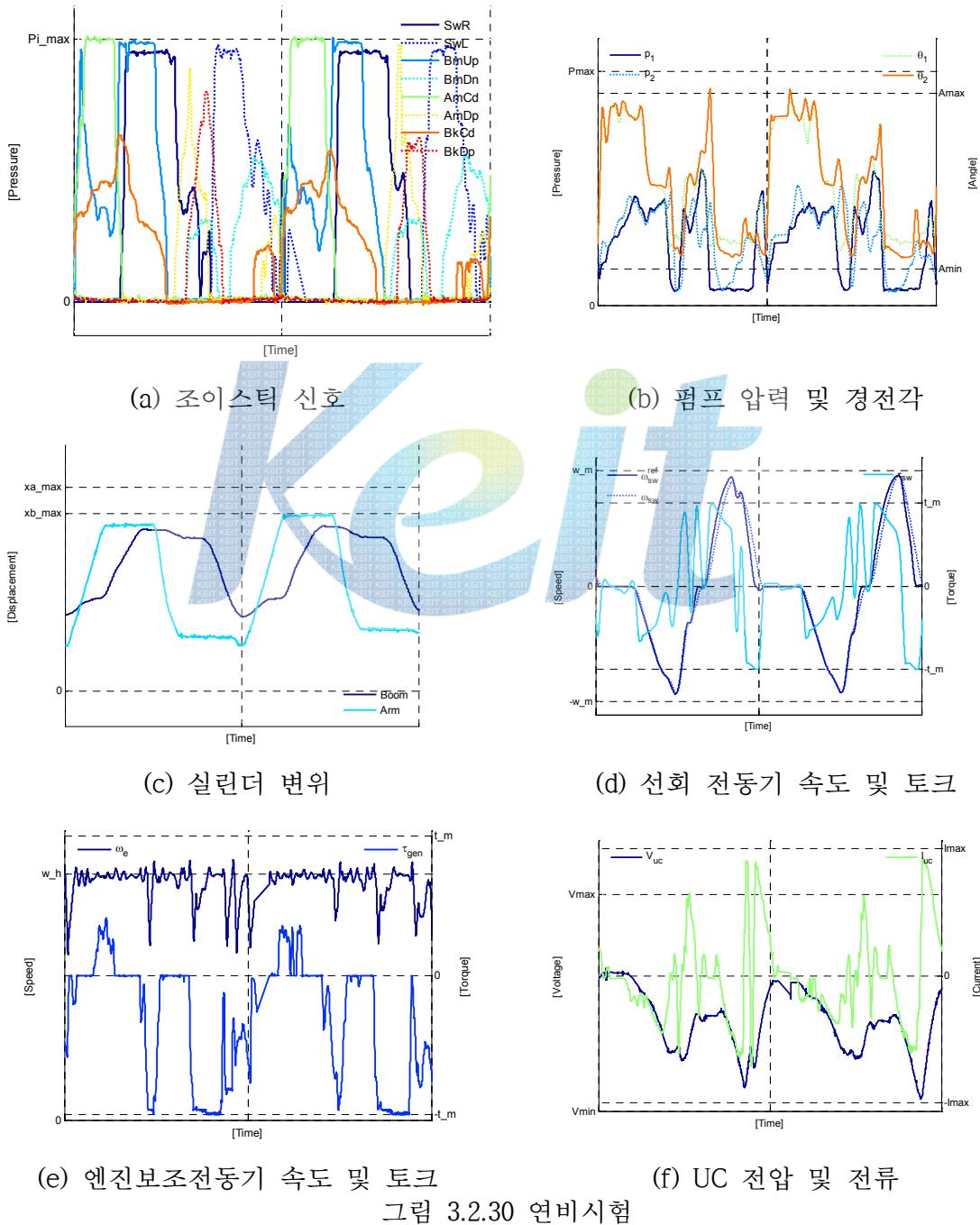
그림 3.2.29 ECMS 제어맵

1) 3세부과제 서울대학교 산학협력단 연구 결과

나) 성능 측정

① 연비 측정

당사의 작업연비 측정기준을 적용하여 굴삭-인상선회-덤프-복귀 동작으로 구성된 표준굴삭 Cycle을 40회 반복하여 연료소모량을 측정하였으며, 연료소모량은 정밀도 검교정을 마친 연비계를 사용하였다.



연비성능은 측정된 연료 총 소모량을 표준굴삭 cycle 수행시간으로 나누어 도출되며, 동기종의 엔진식 굴삭기의 연비성능과 비교한 결과 평균 30% 개선되어 목표(30%)를 달성하였다.

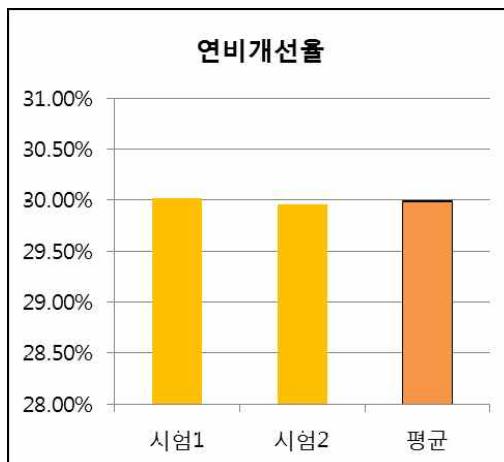


그림 3.2.31 연비개선율

② 작업성능

작업성능(시간당 작업량)은 동일 용량의 버켓을 사용할 때 표준굴삭 작업시 측정한 Cycle Time의 역수에 비례하며, 엔진식 굴삭기와 비교한 결과, 평균 95.57%로 목표(95%)를 달성하였다.

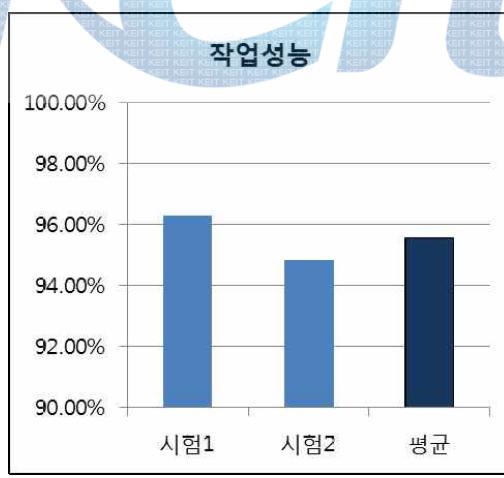


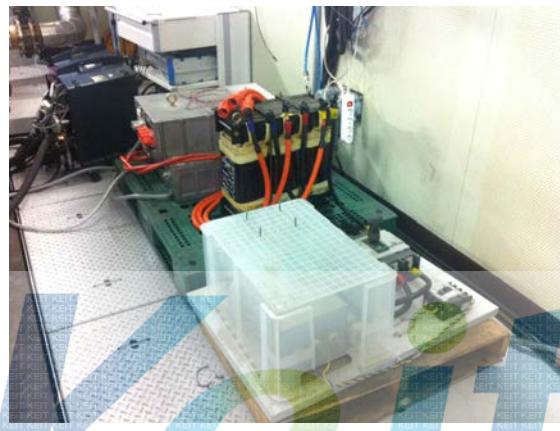
그림 3.2.32 작업 성능

③ CO₂ 저감량

엔진식 및 Hybrid 굴삭기 연비시험 결과로부터 취득된 각각의 펌프 부하를 엔진 동력계 부하 입력으로 인가하여, 연료소모량에 따른 CO₂ 배출량 상관관계를 도출하였다.



(a) 엔진동력계에 설치된 엔진 및 엔진보조전동기



(b) UC, 전력변환장치 및 선회부하모사장치
그림 3.2.33 CO₂ 측정을 위한 엔진동력계 시험

CO₂ 배출량은 엔진동력계에서 측정된 공기 흡입율, 연료소모율, 배기가스 내의 CO 발생율 및 CO₂ 질량분율을 측정하여 계산되며, 연료소모량과의 관계는 아래와 같다.

- Hybrid 굴삭기: CO₂ 배출량 [kg] = 2.099 X 연료 소모량 [liter]
- 엔진식 굴삭기: CO₂ 배출량 [kg] = 2.165 X 연료 소모량 [liter]

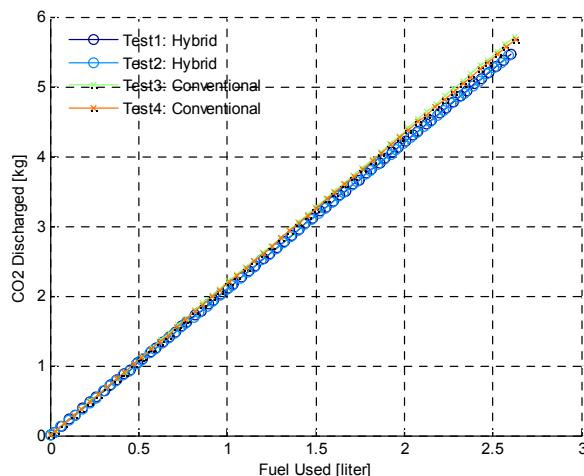


그림 3.2.34 Hybrid 및 엔진식 굴삭기의 연료소모량과 CO₂ 배출량 상관관계

위 동력계 시험 결과로부터 엔진식 대비 Hybrid 굴삭기의 시간당 CO₂ 배출량을 계산한 결과, 32.1% 감소하여 목표 저감량을 달성하였다.

4) 선회 회생 하이브리드 굴삭기 내구시험 (2차년도)

1단계 선회회생 하이브리드 굴삭기 시작품에서 엔진보조전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor를 2단계 1차년도에 개발된 부품으로 개조하고 차량 단기 내구시험을 진행하였다.

본 내구시험의 목적은 정상적인 사용환경에서 각 하이브리드 부품에 인가되는 부하와, 특히 발열 및 주위 온도에 의한 부품의 온도 환경 조건을 파악하여, 3차년도 최종 시제 부품을 탑재한 차량의 내구시험 시 발생 가능한 문제점을 파악하는 데 있다. 이를 위하여 아래와 같이 시험 진행 중 실시간으로 핵심부품의 온도 및 전류 등을 모니터링할 수 있는 환경을 구축하였다.

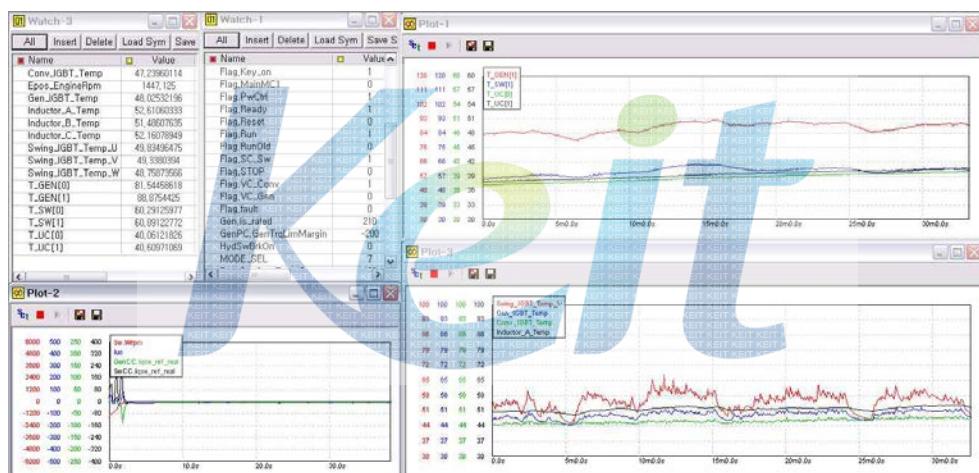


그림 3.2.35 내구시험 실시간 모니터링 화면

내구시험은 토사 굴삭, 토사 다지기, 트렌칭, 석재 굴삭, 주행 등의 작업모드로 구성되며, 두산인프라코어의 군산 내구시험장에서 혹서기인 8월 21일 ~ 27일 7일에 걸쳐 주야간 각각 9시간 이상, 총 100시간 이상 실시하였다.

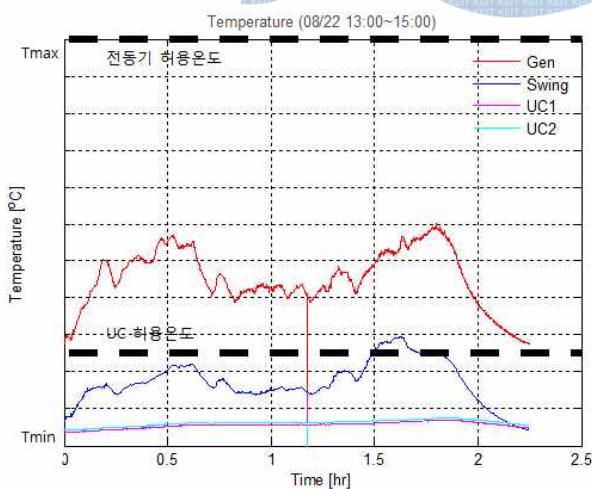


(a) 토사굴삭



(b) 트렌칭
그림 3.2.36 내구시험 모드

대기온도가 35°C 일 때, 엔진보조전동기 및 선회전동기 코일 온도와 UC의 셀 표면 온도는 각각 허용온도를 만족하였다.



(a) 부품 온도 추이

그림 3.2.37 내구시험 중 부품 온도



(b) 측정 대기 온도

엔진보조전동기의 코일온도는 엔진보조전동기가 냉각수 순환 후미에 위치하며, 펌프룸 내에 위치하므로 아래 그림 (a)와 같이 엔진 및 펌프의 높은 온도의 영향을

받는다.

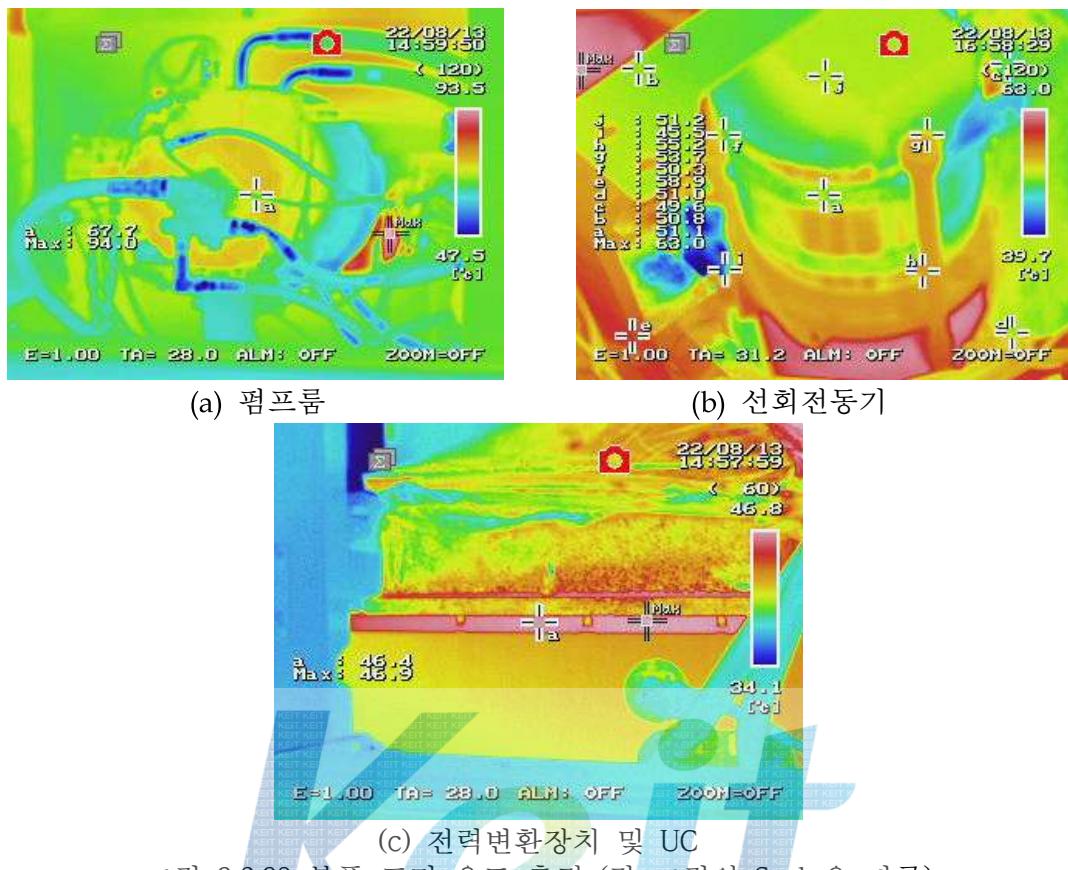


그림 3.2.38 부품 표면 온도 측정 (각 그림의 Scale은 다름)

100여 시간의 내구시험 중 전동기, 전력변환장치, UC의 파손, 소손 등의 고장이나 과도한 온도상승에 의한 열적 문제는 발생하지 않았다.

5) 봄-선회 회생 하이브리드 굴삭기 시제품 제작 (3차년도)

2단계 하이브리드 굴삭기 시제품은 1단계와 다르게 봄-선회 회생 하이브리드 굴삭기이기 때문에 선회회생시스템에 들어가는 선회전동기, 선회감속기, 엔진보조전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor 외에 봄 에너지 회생용 유압펌프모터, 제어밸브가 추가로 장착되었다.

가) 선회 에너지 회생시스템

선회 에너지 회생을 위해 선회전동기, 선회감속기, 엔진보조전동기, 전력변환장치, Ultra-capacitor를 다음 그림과 같이 장착하였다.



그림 3.2.39 봄-선회 회생 부품 탑재 사진

나) 봄 에너지 회생시스템

다음 그림과 같이 봄 에너지 회생시스템을 차량내부에 탑재하기 위한 유압펌프-전동기간 연결 구조를 설계하고, 유압펌프-봄 회생 벨브 구간, 봄 회생 벨브-봄 실린더 구간의 고압 호스 배관 설계 및 Suction Line에 대한 배관 설계를 완료하였다.

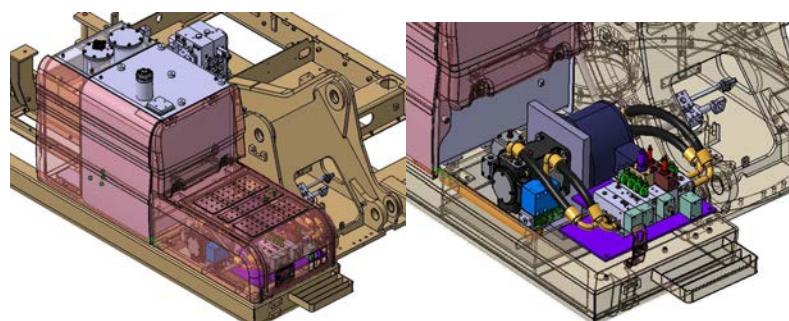


그림 3.2.40 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재 설계 및 배관 개선

이 외, 차량에 봄 에너지 회생시스템을 장착하기 위한 보강판 및 취부 Plate

등을 설계하였고, 최종적으로 차량에 장착된 봄 에너지 회생 시스템은 아래 그림과 같다.



그림 3.2.41 2단계 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재

6) 선회-봄 회생 하이브리드 굴삭기 성능시험 (3차년도)

1단계 과제를 통해 개발된 선회 회생 하이브리드 굴삭기는 동(同)기종 엔진식 굴삭기와 비교하여 연비는 25.28%, 작업성능(시간당 작업량)은 92.38% 달성 되었으며 2단계 2차년도에는 냉각계 최적화, 유압손실 저감 및 동력제어기 최적화를 통해 연비를 추가 개선하여 작업연비 30%, 작업성능 95.57%를 달성하였다.

3차년도에는 전술한 바와 같이 본 국책과제 기간 동안 지속적으로 개량된 봄 회생 시스템과 선회 회생 하이브리드 굴삭기를 통합한 봄-선회 회생 하이브리드 굴삭기를 개발하여 연비 35%, 작업 성능 103.7%를 달성하였다. 그림 3.2.42는 봄-선회 회생 하이브리드 굴삭기의 연비시험 1 사이클 동안의 동작을 나타내며, 그림 3.2.43 는 연비를 측정하기 위해 설치된 실차용 연비계이다.

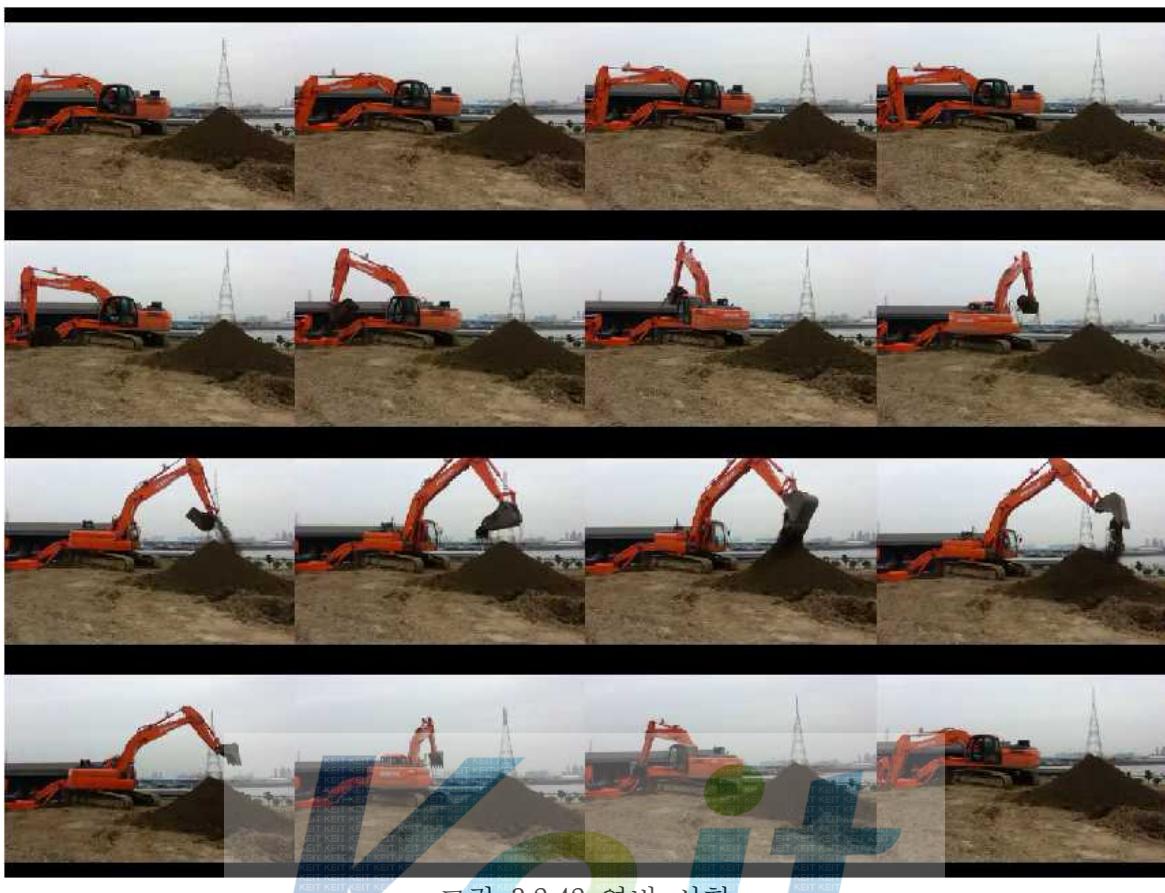


그림 3.2.42 연비 시험



그림 3.2.43 실차용 연비계

그림 3.2.44는 봄 선회 회생 굴삭기의 연비시험 3 사이클 동안 측정된 시험파형을 나타낸다. 그림 (b)는 엔진의 회전속도 및 펌프압력을 나타내는데, 연비향상을 위해 메인펌프의 부하 및 엔진보조전동기의 요구발전량에 따라서 엔진속도가 Wlow~Whigh

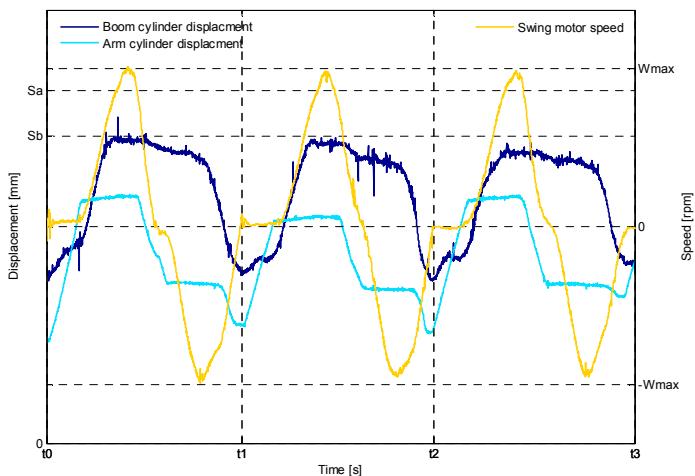
사이에서 제어했기 때문에 펌프압력이 낮은 저부하 영역에서는 엔진의 속도가 낮게 제어되고 있음을 볼 수 있다. 그림 (a)는 봄실린더, 암실린더 및 선회 회전속도를 나타내고, (c)는 봄회생용 전동기, 선회 전동기 및 엔진보조전동기의 출력을 나타낸다. 그림 (a)에서 봄실린더 변위가 작아지는 경우에는 봄이 하강하는 상황인데, 이 때 봄 전동기 출력이 음이 되면서 봄 위치에너지를 이용해 발전되고 있음을 나타낸다. 이와 유사하게 선회속도가 작아지는 경우에는 감속에 의해 선회 전동기 출력이 음이 되는데, 이는 선회 운동에너지를 이용해 발전되고 있음을 의미한다.

굴삭 시험은 굴삭 -> 봄인상 선회 -> 선회 -> 덤프 -> 복귀의 구분 동작으로 이뤄지는데, 봄인상 선회동작에서는 봄 전동기와 선회 전동기가 동시에 motoring 동작을 하게 되고, 복귀 동작의 경우에는 선회를 감속하면서 봄을 굴삭 초기위치까지 하강시키기 때문에 동시에 발전기로 구동되는 것을 볼 수 있다. 이 때문에 울트라커패시터의 전압을 충분히 높게 유지시켜야만 상기와 같이 전동기에서 동시적으로 소모 또는 발전되는 큰 전력을 공급 또는 저장할 있게 된다.

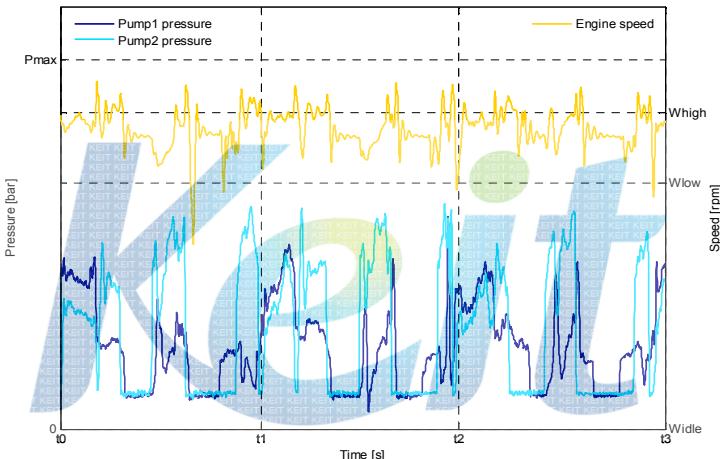
동력제어기는 울트라 커패시터 전압이 봄 하강 시 위치에너지를 모두 저장하여, 실제 엔진의 출력을 보조하거나 선회 전동기를 구동하는 에너지로 사용될 수 있도록 튜닝 되었다. 그림 3.2.44에서 V_{bL} 은 울트라 커패시터의 목표전압 상한치를 나타낸다. 울트라커패시터의 최대 전압인 V_{max} 보다 충분히 작게 설정하여 봄 위치에너지가 회생되면서 발생하는 전기에너지를 충분히 저장할 수 있도록 설정하였다. 또한 봄 에너지 회생으로 인해 울트라커패시터의 전압이 상승되어도 전압이 최대 사용전압 V_{bH} 보다 작은 경우에는 울트라커패시터의 목표전압을 추종하지 않도록 동력제어기를 설계하였다. 즉, 통상적인 목표전압 추종제어 방식에 의하면, 봄 에너지 회생에 의해 전압이 목표전압 V_{bL} 보다 높게 상승되면, 엔진에 부하가 작게 걸리는 상황에서도 엔진보조전동기가 불필요한 Motoring 동작을 수행하게 되고, 이로 인해 회생된 에너지를 효과적으로 사용하지 못하게 된다. 이 때문에 울트라커패시터의 전압이 $V_{bL} \sim V_{bH}$ 영역에 있는 경우에는 목표전압 추종제어기를 동작시키지 않음으로서, 회생된 봄 에너지가 엔진에 고부하가 걸리는 경우 엔진의 출력을 보조하는데 효과적으로 사용될 수 있도록 하였다.

전술한 봄-선회 동력제어기를 적용하여, 40회의 연속굴삭으로 구성된 시험을 3차례 수행한 결과 그림 3.2.45 와 같이 연비는 평균적으로 35%저감, 사이클 타임은 3.7% 저감되어 작업성능 103.7%를 달성 하였다.

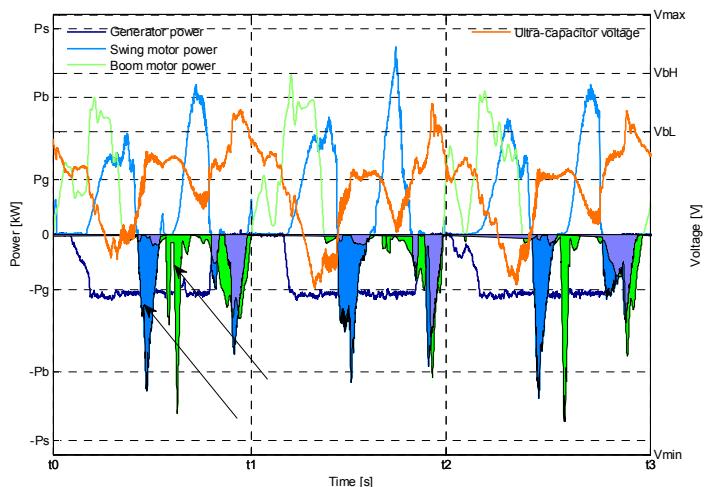
또한, 2차년도 하이브리드 굴삭기 및 엔진식 굴삭기의 엔진 동력계 시험을 통한 연료소모량과 CO_2 배출량 상관관계에 따르면 (그림 3.2.34) 상기 연비개선에 의해 CO_2 배출량은 37% 저감되는 것을 확인할 수 있었다.



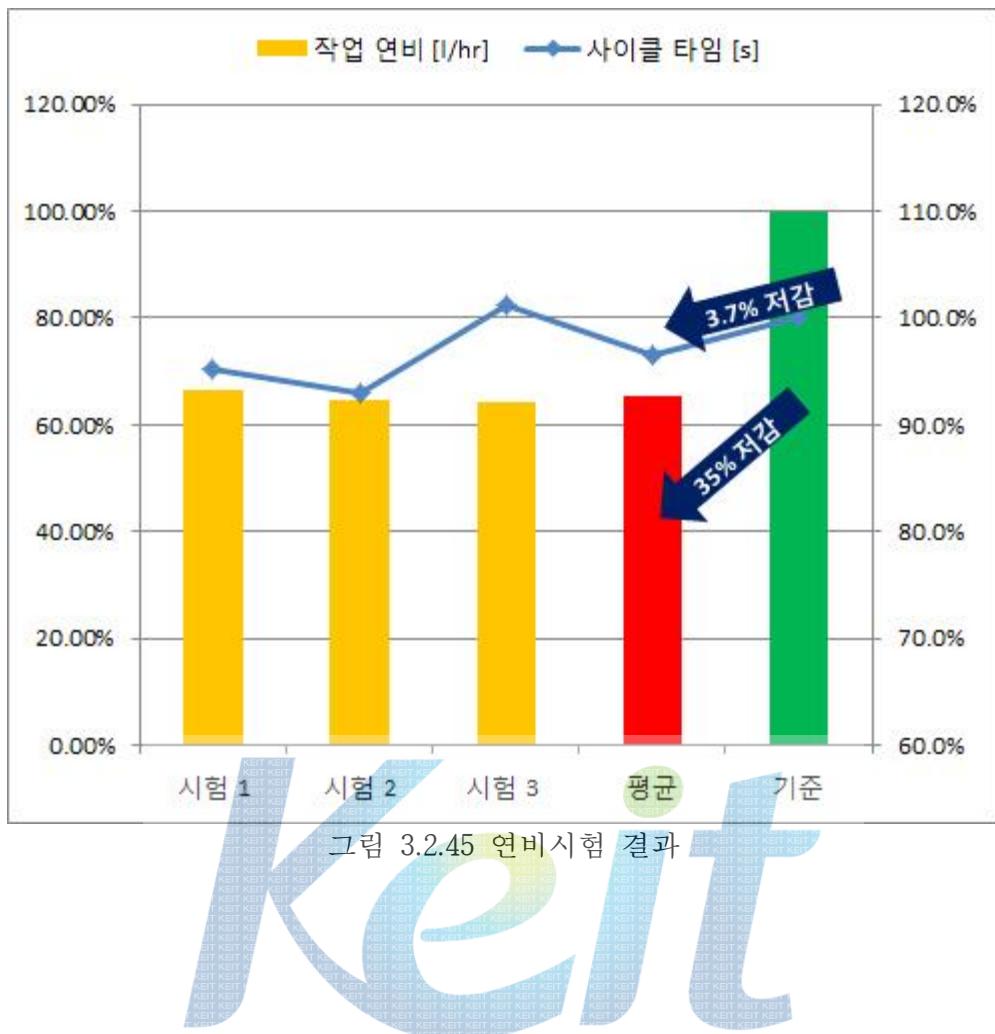
(a) 유압 실린더 변위 및 선회 전동기 속도



(b) 펌프 압력 및 엔진 회전속도



(c) 전동기 출력 및 울트라 커패시터 전압
그림 3.2.44 굴삭 시험 데이터



나. 봄 에너지 회생시스템 최적화 (두산인프라코어, IFAS)

1) 1단계 개발 내용 요약

1단계 개발에서는 봄 하강 시 위치에너지를 회생하는 시스템에 대한 Concept 설계, Simulation Model 개발, 이를 활용한 Component 사양 선정, 및 6톤 굴삭기 및 22톤 굴삭기를 이용한 Bench Test를 실시하여 설계의 타당성을 검증하였다. 1단계의 최종 결과로서는 봄 상승 대비 하강 시의 에너지 회수율에 대한 정량적 목표인 20% 대비 21.2%를 달성하였고, 그 외의 봄 실린더 최고 속도 및 최대 작동압에 대해서는 기존 굴삭기 대비 동등 수준을 확보하였다.

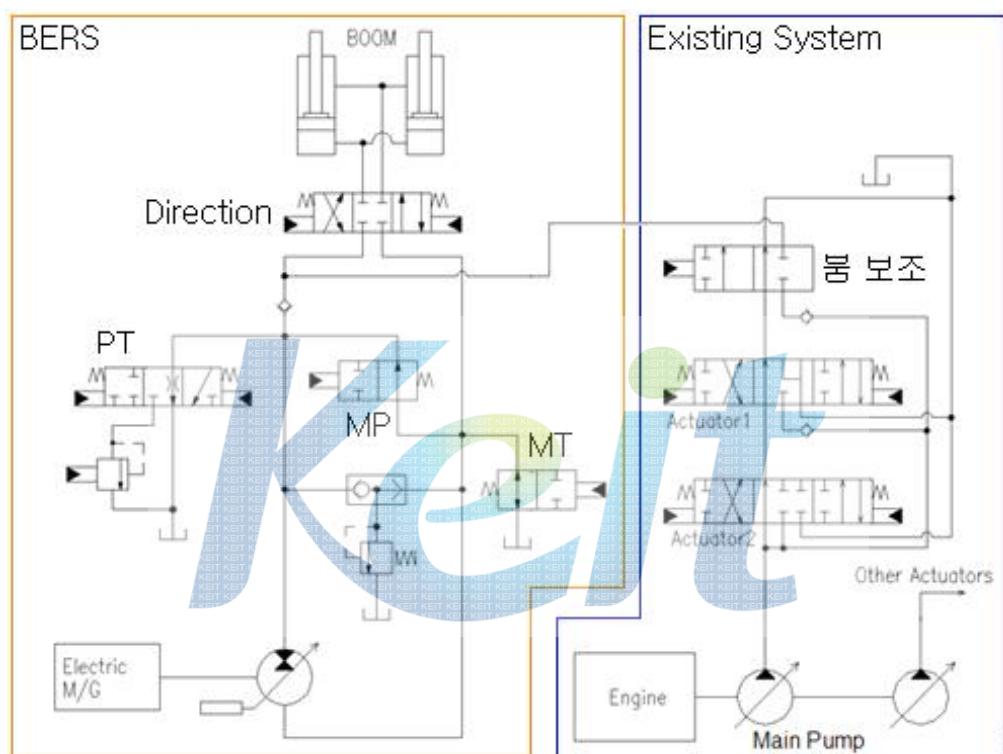
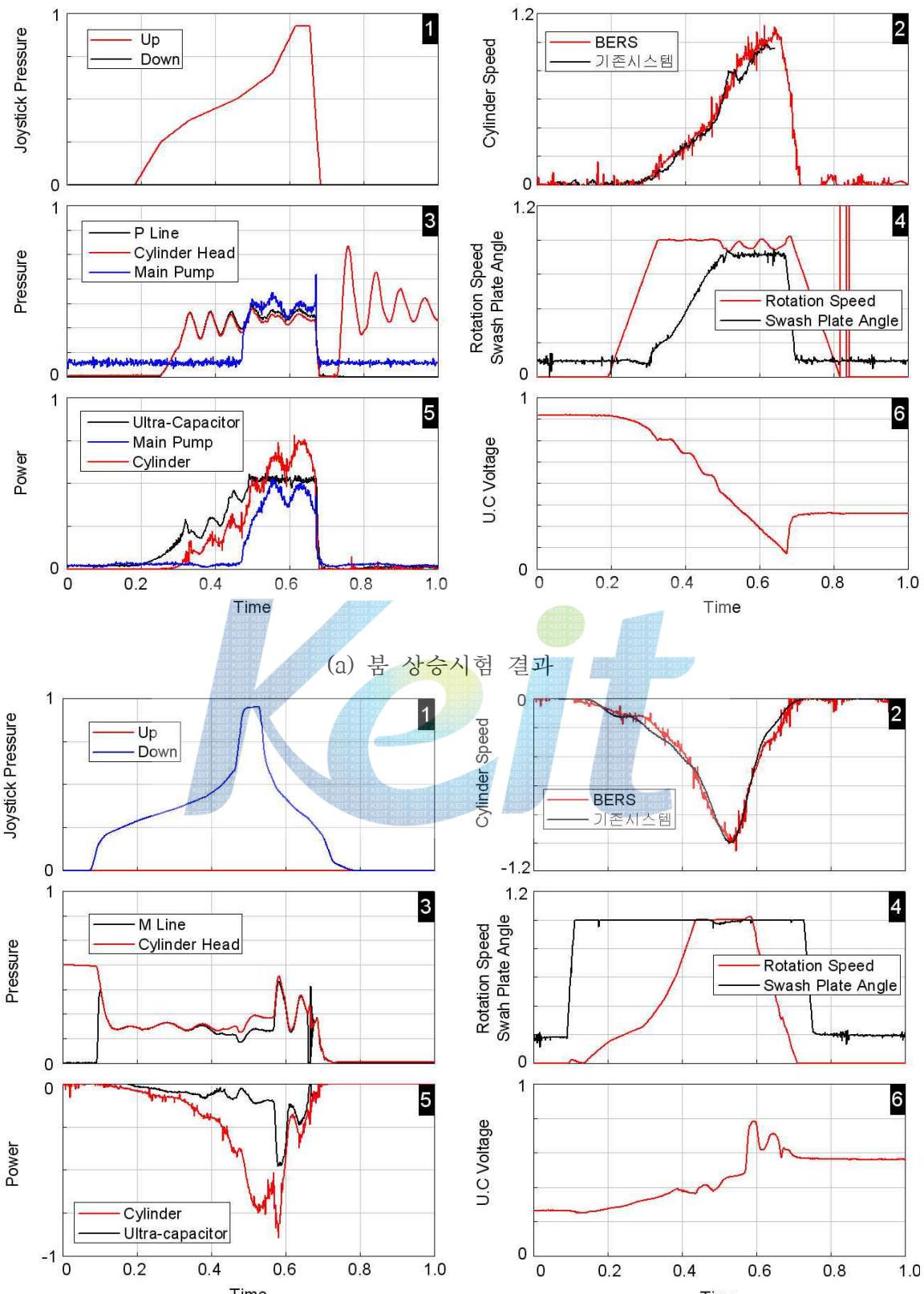


그림 3.2.46 1단계 봄 회생시스템 회로도



(b) 봄 하강시험 결과
그림 3.2.47 회생율 측정을 위한 봄 상승-하강 시험

표 3.2.5 회생율 분석

구분	에너지량(kJ)
붐 상승 시 공급 에너지	249.9
붐 하강 시 회생 에너지	53.2
에너지 회생율(%)	21.2

표 3.2.6 1단계 정량적 목표 실적

평가항목 (주요성능 Spec)	단위	에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업	국내수준	1단계 개발목표치 및 실적			평가방법
					성능수준	성능수준	목표	
1. 봄 에너지 회 수율	%	10	-	-	20	21.2	봄 상승/하강 벤치 시험	
2. 봄 에너지 회 생 시뮬레이션 모 델 정확도	%	5	-	-	90	92	시험과 해석시 봄 에너지량 비교	
3. 봄 에너지 회 생 시스템의 봄 실린더 최고 속도	%	5	-	-	90	100	시험, 기존굴삭기 대비 봄 속도	
4. 봄 에너지 회 생 시스템의 봄 최대 작동압	%	5	-	-	90	100	시험, 기존굴삭기 대비 작동 압력	

2) 봄 에너지 회생시스템 최적화 및 차량 탑재 설계

1단계 결과 대비 봄 회생 효율을 개선하기 위해서 2단계 1차년도에는 주로 유압 회로의 압손을 줄이는 설계 변경을 실시하였으며, 2차년도에는 봄 회생시스템 동작 효율의 중요한 지배인자인 유압펌프모터의 효율 개선 및 유압펌프모터와 봄회생 전동기 간의 커플링 구조 개선에 의한 에너지 손실 저감을 목표로 진행하였다. 3차년도에서는 IFAS/모트롤의 봄회생용 유압펌프모터 Valve Plate 최적화를 결과를 반영하여 추가적인 회생율 개선을 가능케 하였고, 최종적인 정량적 목표를 달성하였다.

1단계의 시험 데이터로 봄 실린더에서 유압펌프모터 구간의 에너지 손실을 분석한 결과, 실린더에서 유압펌프모터 입구까지의 주된 에너지 손실원은 배관과 방향전환밸브에서의 압력손실로 나타났다. 이는 봄 하강 시 최대 27 bar의 압력손실이 유압실린더와 유압펌프모터 입구 사이에서 발생하고 있으며, 압력 손실을 감소시킴으로써 하강 시 에너지 손실을 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

시험으로 확인된 봄 실린더에서 유압펌프모터 입구측까지의 압손을 개선하기 위하여, 봄 하강 시 전동기의 회생 용량을 초과하는 잉여 실린더 유량을 Tank로 배출하는 유압 회로를 변경하였다. 기존 시스템의 경우, 잉여유량이 Direction Valve를 통과한 후 MT valve를 거쳐 탱크로 Bypass되었으나, 유압 회로 변경을 통해 잉여유량이 봄 실

린더 헤드 측에서 Boom Assist Valve를 통해 Tank로 바로 Bypass 되도록 설계 변경하였다. 이러한 설계변경을 통해 봄 에너지 회생 시스템으로 유입되는 유량을 감소시킬 수 있고 결과적으로 배관이나 Direction Valve에서의 압력 손실 저감이 가능하다. Boom Assist Valve를 통해 하강 시의 잉여유량이 bypass 될 수 있도록 기존 봄 상승시의 Assist Valve를 재설계 하였고, 양방향 Valve 제어를 위한 추가적인 EPPR Valve 장착을 하였다.

1차년도 대비 변경된 봄 하강시의 회생 유압회로는 아래 그림과 같다. 또한 기존 봄 실린더 헤드측에 장착했던 블록의 유로 직경을 20mm에서 25mm로 확대시켜 의도치 않은 압손 발생을 줄이고자 하였다.

상기와 같은 압력손실 저감을 위한 관련 부품을 제작/장착 한 후 실차 Bench 시험을 실시하였다. 본 과제 1단계에서 실시된 시험 조건과 동일한 조건에서 봄 하강 동작을 실시한 결과, 기존의 최대 27bar의 압손이 최대 5bar 수준으로 줄어들었음을 확인하였으며, 이는 최종적인 봄회생 시스템의 효율 개선으로 직결되었다. 압손 저감 결과는 개선 전 3.2.49(a)와 개선 후 3.2.49(b)로 확인할 수 있다.

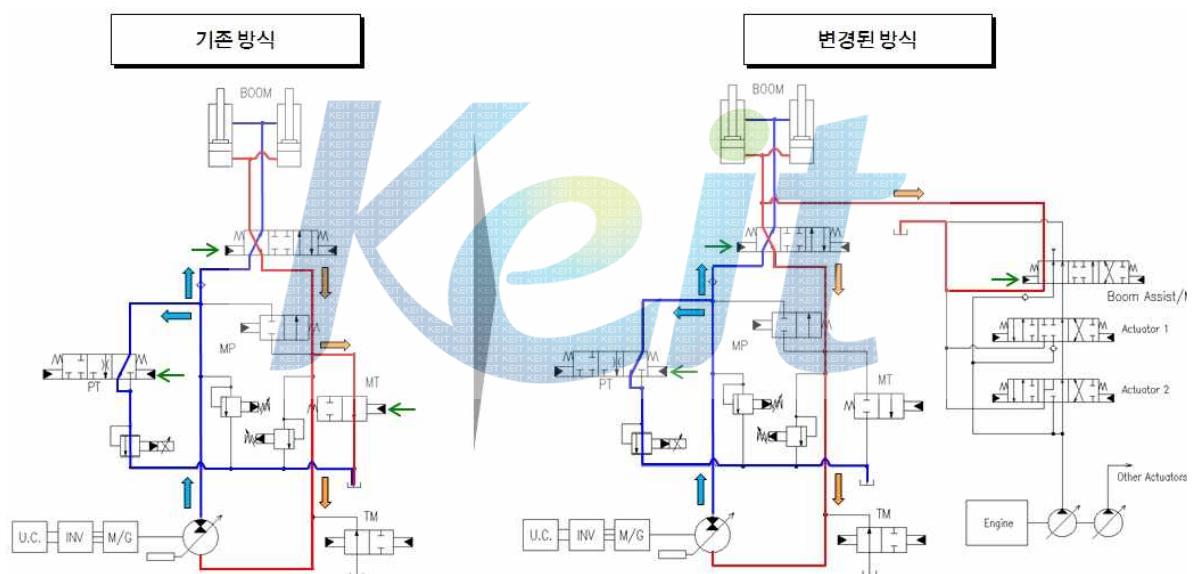
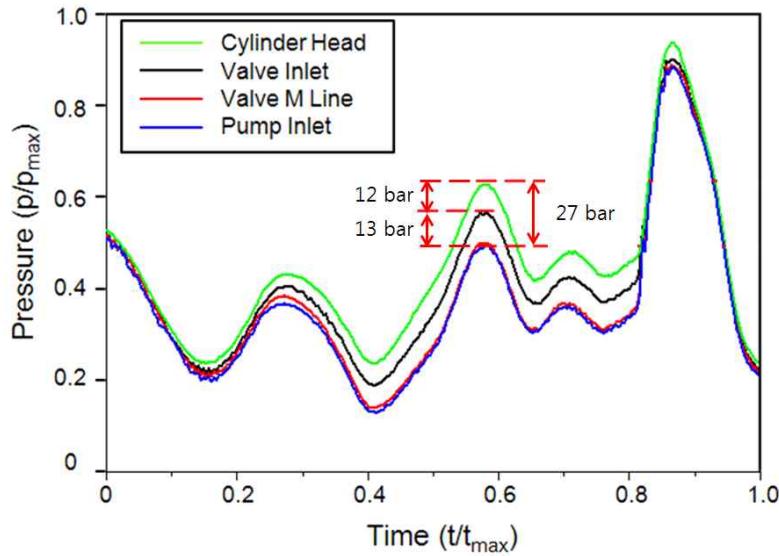
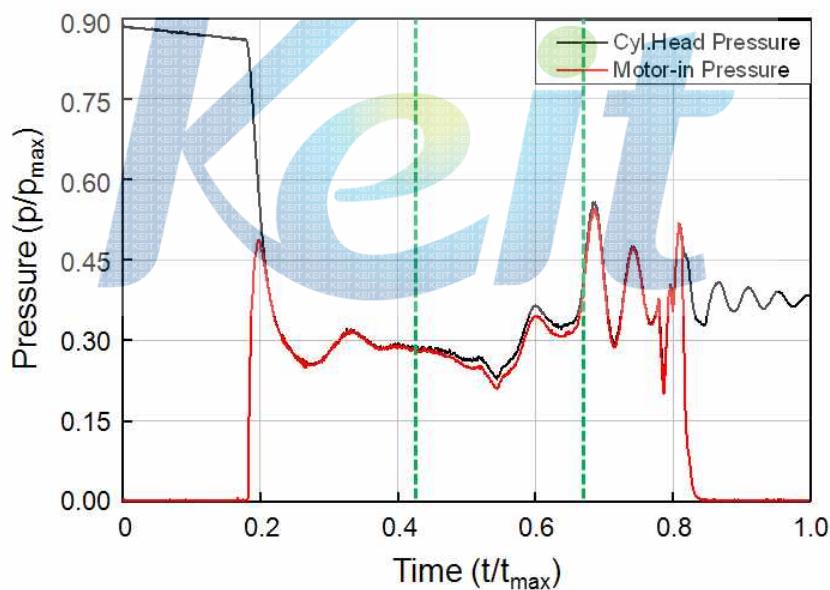


그림 3.2.48 봄 하강 시 Bypass 유로의 변경 (좌측 BAV 누락)



(a) 유압 회로 개선 전 봄 하강 시 압력 손실

압력 손실 개선 후



(b) 봄회생 유압 회로 변경 후 압력 손실
그림 3.2.49 봄회생시스템 압력손실 개선 결과

아래 그림은 유압펌프모터와 봄 회생용 전동기 간의 커플링 개선 설계를 보여준다. 기존 봄 회생 벤치시스템에서는 유압펌프모터와 전동기 간에 Flexible coupling을 사용하였으나, 2차년도 투닝 결과를 분석하였을 때 봄 하강 시 유압펌프모터에서 전동기로의 에너지 전달 효율은 65.8%로 손실이 많았음을 알 수 있었다. 봄 회생시스템의 차량 내부 탑재를 위해서 이 커플링 구조의 폭을 줄임과 동시에 축간 동심도를 맞추어 전달 효율 개선을 꾀할 수 있도록 두 샤프트의 직결 형태로 설계를 변경하였다.

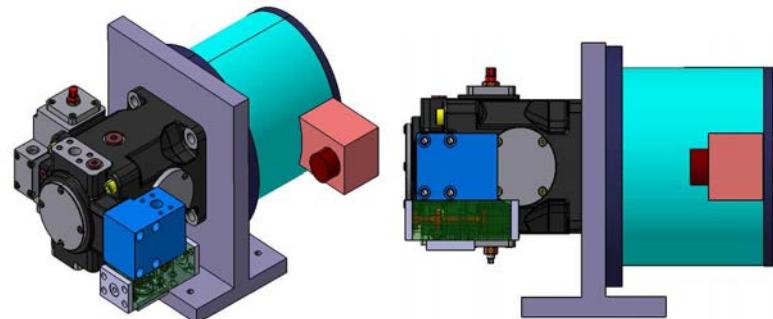


그림 3.2.50 커플링 개선 설계

붐 에너지 회생 시스템을 차량 내에 설치하기 위한 유압펌프-전동기간 연결 구조를 설계하고, 유압펌프-붐 회생 밸브 구간, 봄 회생 밸브-붐 실린더 구간의 고압 호스 배관 설계 및 Suction Line에 대한 배관 설계를 완료하였다.

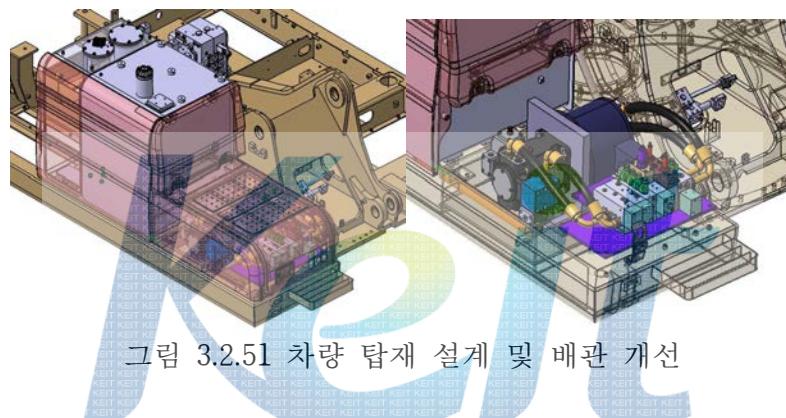


그림 3.2.51 차량 탑재 설계 및 배관 개선

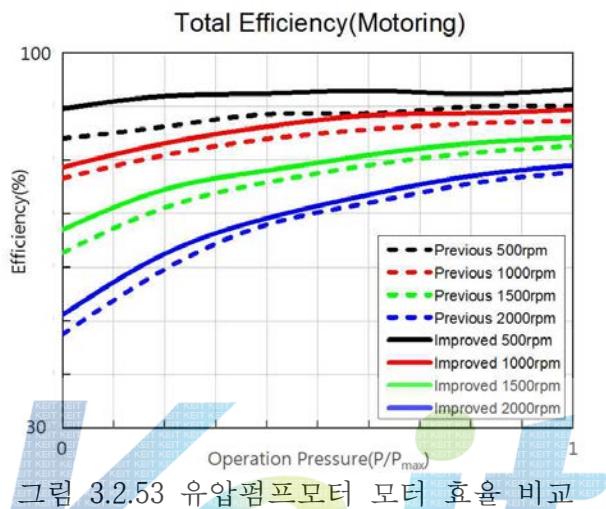
이 외, 차량에 봄 에너지 회생 시스템을 장착하기 위한 보강판 및 취부 Plate 등을 설계하였고, 최종적으로 차량에 장착된 봄 에너지 회생 시스템은 아래 그림과 같다.



그림 3.2.52 봄 에너지 회생시스템 차량 탑재

3) 블 에너지 회생 시스템 성능 분석

아래 그림은 유압펌프모터 단품의 모터링 효율 개선을 보여주는 시험 데이터이다. 블 하강시의 모터링 동작 효율은 기존과 대비하여 대체로 개선되었으며, 이는 블 실린더 에너지로부터 전동기로의 에너지 전달 효율이 증가되는 요인이 된다. 즉, 유압펌프모터 모터링 효율 개선으로 인해 블 회생시스템의 블 하강 회생에너지 증대를 꾀할 수 있다.



상기의 효율 개선 효과를 확인하기 위해 기존과 동일한 블 상승/하강 동작 속도가 나오도록 최종적인 재튜닝을 실시하였으며, 블 상승 튜닝 결과는 아래 그림과 같다.

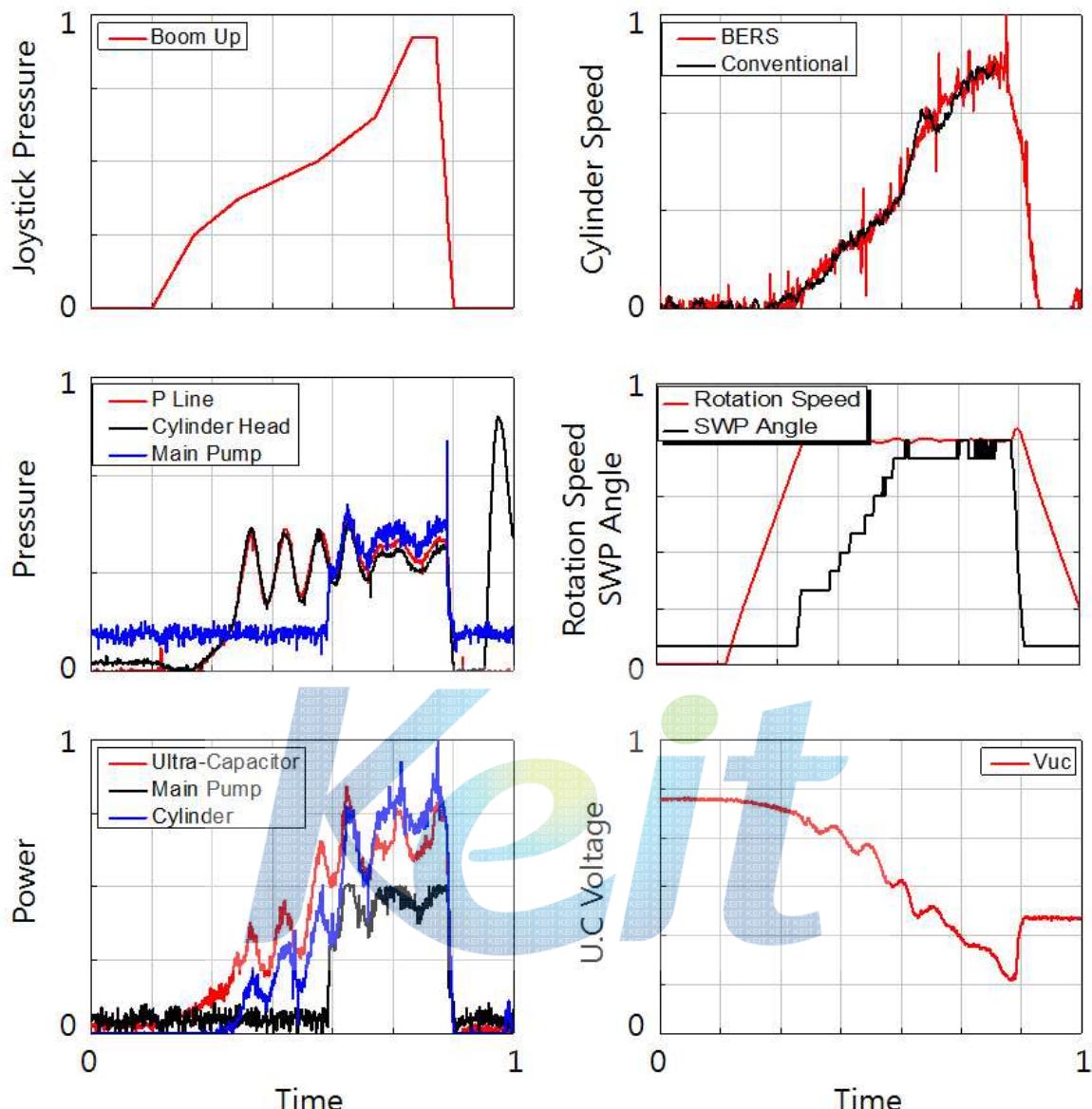


그림 3.2.54 봄 상승 시험 결과

상승에 있어서는 기존 대비 추가적인 에너지 개선을 크게 기대할 수는 없었으며 재튜닝 후 에너지 분석 결과 2단계 1차년도 대비 표 3.2.6과 같이 약 1% 수준의 소비 에너지 감소로 나타났다. 유압펌프모터 모터링 효율 개선에 따른 trade-off로 인해 펌핑 효율의 약간 저하, 유압펌프모터-봄 전동기 간의 커플링 개선 등의 효과가 상충되어 기존의 에너지 효율과 별다른 차이를 볼 수 없었다.

표 3.2.7 봄 상승 시 소모에너지 분석

봄 상승 시 소모에너지 (kJ)	개선 전	개선 후
UC 에너지	172.13	171.22
Main Pump 에너지	78.25	76.52
총 사용 에너지	250.38	247.74

붐 하강 최종 튜닝 결과는 아래 그림과 같다. BERS 블 실린더 속도가 기존 유압시스템 블 실린더 속도 프로파일 쳐고 속도가 동등 수준임을 확인 할 수 있으며, 실린더-펌프모터 간 압력손실이 충분히 개선되었음을 확인할 수 있다.

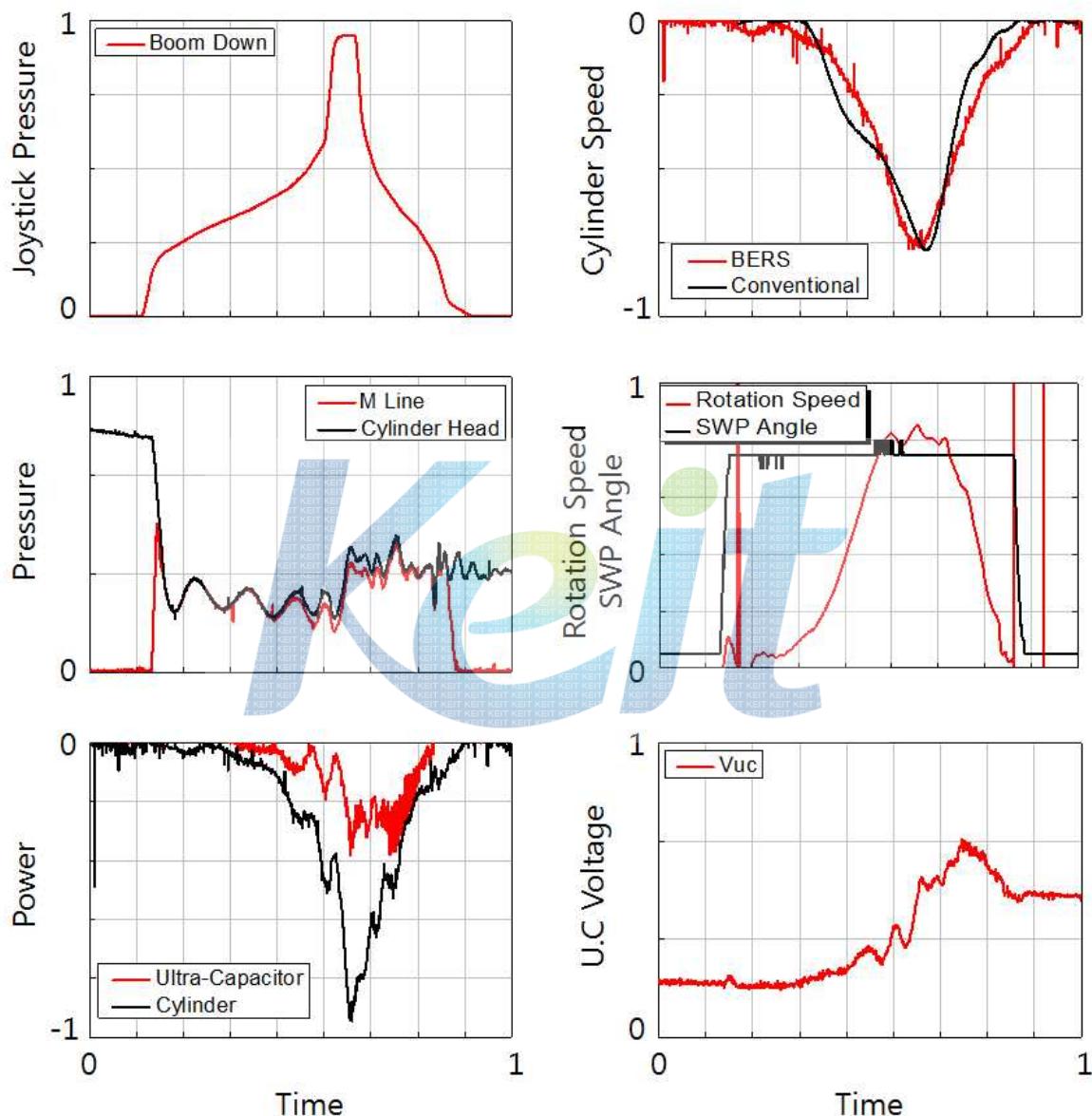


그림 3.2.55 블 하강 시험 결과

앞서 기술한 블회생 전동기와 유압펌프모터 커플링 변경 및 유압펌프모터 효율 개선을 적용하여, 개선 전 하강 튜닝 결과와 최종 하강 튜닝 결과를 비교, 분석하였다. 표 3.2.7과 같이 개선 전 하강에서는 유압펌프모터 입력에너지로부터 UC 충전에너지까지의 에너지 전달 효율이 39.13 % 수준으로 낮았으나, 개선 후 결과는 61.67 %를 보였다.

붐회생용 전동기 및 인버터가 기존 대비 변경되었으나 에너지 효율의 변화는 기존과 큰 차이가 없을 것이며, UC는 차량에 기 탑재되어 있는 것을 그대로 사용하였기에 봄 하강에 있어 전기적인 부분이 차지하는 에너지 전달 효율은 기존과 동일 수준으로 판단하였다.

표 3.2.8 봄 하강 시 에너지 전달 효율 개선

봄 하강 에너지 전달 효율 비교	개선 전	개선 후
봄 하강 시 에너지 전달 효율 (유압펌프모터 -> UC)	39.13%	61.67%

봄 상승/하강 투닝 결과를 분석하여 에너지 회생율을 분석한 결과는 표 3.2.8과 같으며 2단계 1차년도의 투닝 결과 대비 UC로 회생된 에너지량이 증대되었으며, 이에 따라 최종 에너지 회생율을 계산하면 약 26.3%의 결과를 얻게 된다. 이는 본 과제의 최종 정량적 목표인 25%를 달성한 수치이다.

표 3.2.9 봄 회생시스템 에너지 회생율 분석

봄 회생시스템 회생율 분석	개선 전	개선 후
봄 상승 시 공급 에너지 (kJ)	250.38	247.74
봄 하강 시 회생 에너지 (kJ)	55.82	65.26
에너지 회생율 (%)	22.3%	26.3%

4) 봄 에너지 회생 시스템용 제어기 개발

1단계 개발에서는 각각 독립적으로 개발을 진행했던 선회 시스템과 봄 회생 시스템의 통합화가 2단계에서 실시 되었다. 기존의 NI PXI RT 장비로 이루어지던 봄 회생시스템 제어기능 중에서 Control Input/Output 부분을 차량에 신규 탑재한 선회-봄 통합제어기를 통하여 가능하도록 구현하였다. 일례로서, 봄 회생 제어 밸브를 동작시키기 위해서는 기존에는 봄 조이스틱 압력에 의해 PXI RT에서 지령 전압을 연산한 후, PXI의 Analog Output Board에서 0~10V의 출력 전압을 생성하고, 이 출력 전압이 EPPR valve driver에 인가되어 전류가 출력되고, 이 전류에 의해 EPPR valve가 동작하여 해당 봄회생 밸브의 스플 변위를 만들어 내었다. 스플의 변위는 스플에 직결되어 있는 변위 센서인 LVDT에 의해 PXI의 Analog Input Board로 계측되어 모니터링을 수행하였다.

선회-봄 통합 시스템에서는 봄 조이스틱 압력에 의해 PXI RT에서 지령 전압이 연산되면, 이 지령 전압이 선회-봄 통합 제어기측으로 CAN(10msec 주기)을 통해 전달되며, 선회-봄 통합 제어기는 지령 전압을 읽어들인 후 외부형 DA Board를 통해 0~10V의 출력 전압을 내보내도록 하였다. 해당 밸브의 스플 변위는 LVDT의 전압값을 AD를 통해 선회-봄 통합 제어기로 읽어 들이고, 이를 CAN으로 PXI RT측에 전달하여 PXI RT에서 스플 변위를 모니터링 할 수 있도록 구현하였다. 이에 대한 전체 구조는 아래 그림과 같다.

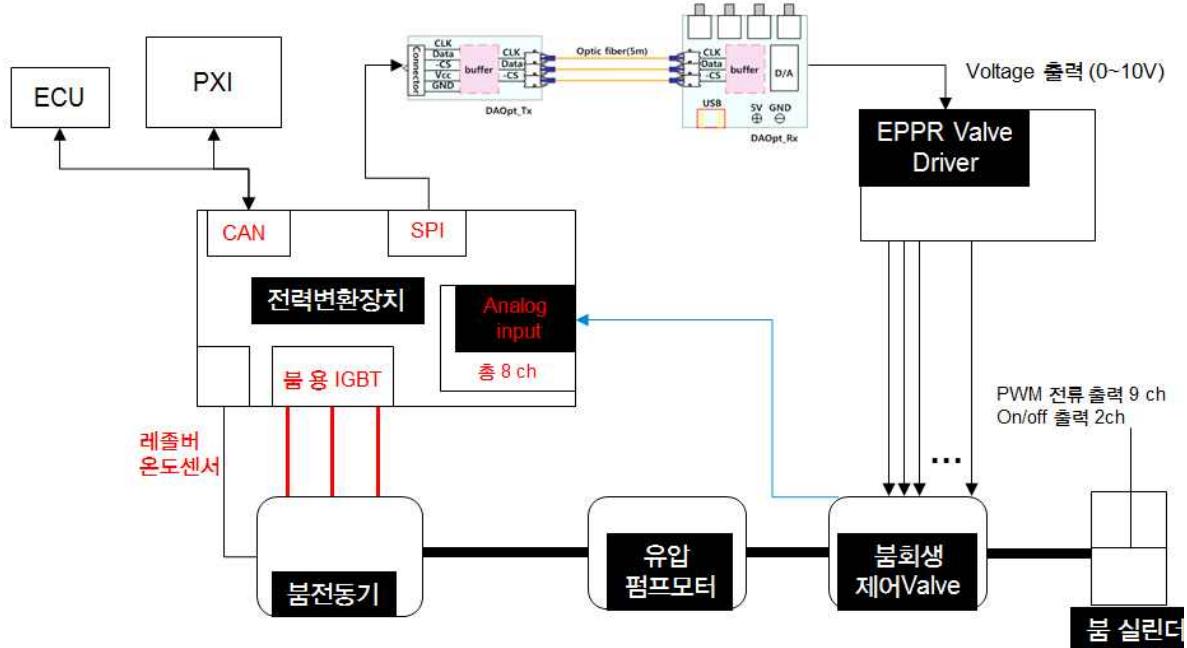


그림 3.2.56 선회-붐 통합 제어 시스템 구조

이와 동시에, 선회-붐 복합 동작 및 블-아암-버켓 복합 동작 시의 기존 양산 장비 속도 특성을 모사할 수 있는 알고리즘이 적용되었다. 기존 유압식 굴삭기는 복합 동작 시 메인펌프의 마력이 분배되어 동작되므로 각 단독 동작 시에 비해서 속도가 느려지게 되지만, 전기식 선회 시스템 및 블회생 시스템을 적용할 경우에는 선회와 블의 동작이 기존의 유압 회로와 독립되므로 기존 유압식과의 복합동작특성 차이가 발생하게 된다. 따라서 작업자는 기존 굴삭기와의 작업 특성 이질감을 느낄 수 있으므로 이를 적절한 수준으로 Matching 해 줄 필요가 있다. 이 알고리즘은 굴삭기 메인펌프의 사판각을 제어함에 의해 구현 가능하다.

붐 회생 제어기에는 블-아암-버켓의 프론트 복합동작에 따라서 메인펌프의 사판각을 적절히 감소시키는 로직을 구현하였고, 메인펌프의 사판각을 제어하는 전자비례밸브의 전류지령치를 생성하여 선회 제어기로 전달한다. 선회 제어기에서는 기 개발된 선회의 복합동작로직에 의해 생성된 전류지령치가 존재하며, 선회-붐 통합제어기가 굴삭기의 제어장치로 전달하는 최종 값은 블 회생 제어기가 요구한 전류지령치와 선회 제어기가 요구하는 전류지령치 중 큰 값을 택하며, 이는 CAN을 통해 전달된다. 굴삭기 제어기 측에는 마력제어에 의해 생성되는 전류 지령치가 있기 때문에, 결국 메인펌프 사판각을 제어하는 전자비례밸브에 인가되는 전류는 이 세 전류지령치 중의 최대값에 의해 정해지며, 메인펌프의 사판각은 전자비례밸브의 전류지령치에 비례하여 감소되기 때문에, 이에 따라 선회-붐-아암-버켓에 대한 복합동작시의 속도 튜닝이 가능해 지도록 설계 하였다. 아래 그림은 상기 설명의 제어 구조를 보여준다. 본 제어의 도입 및 실차 튜닝을 통해 180도 선회 굴삭 상차 작업 Cycle time을 기존 장비와 유사한 수준으로 가져갈 수 있었다.

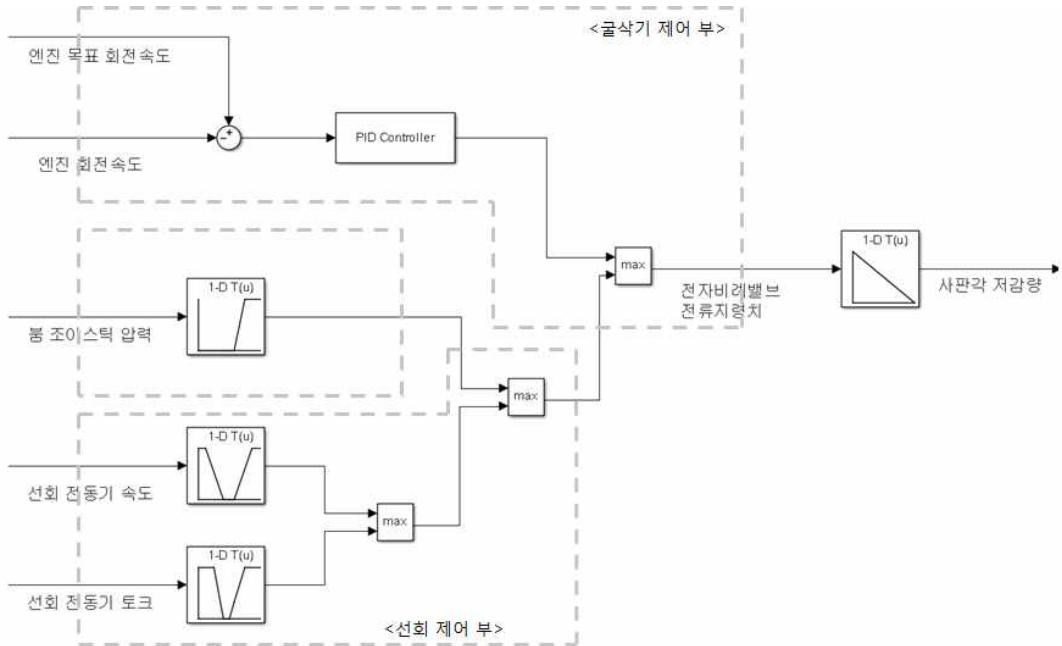
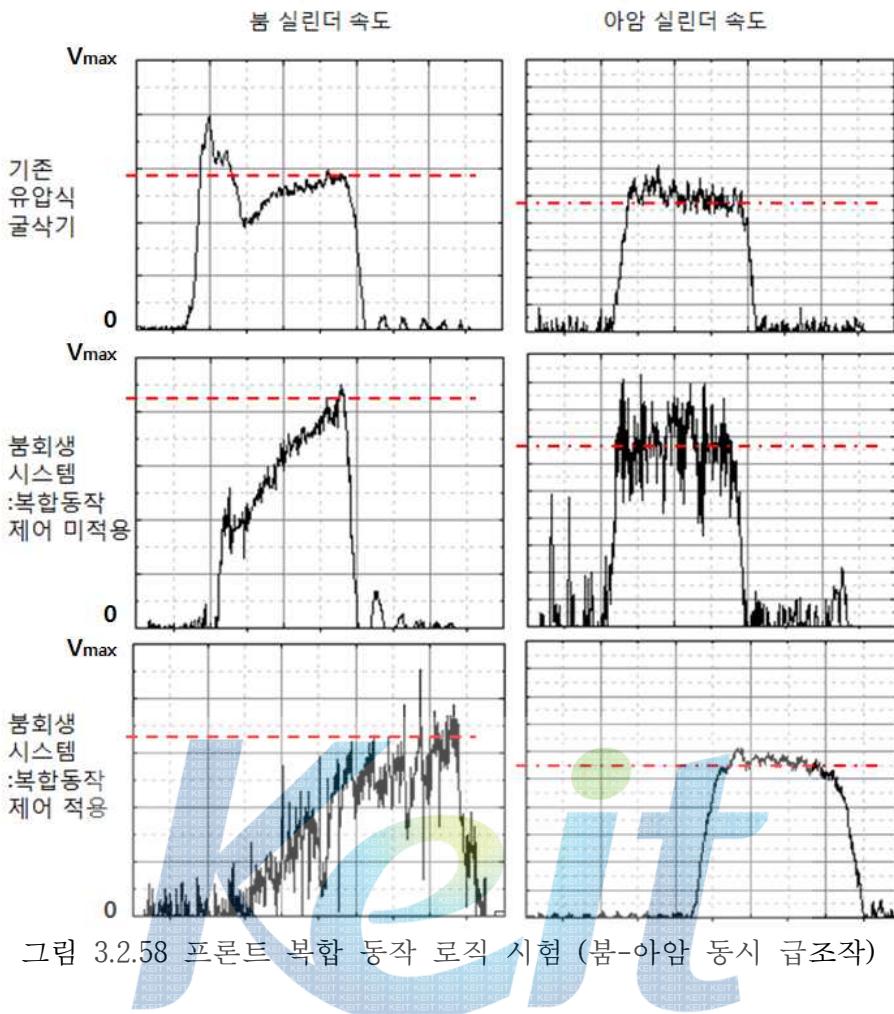


그림 3.2.57 선회-붐 통합 제어기의 메인펌프 사판각 제어구조

그림 3.2.58은 봄 회생 제어기에 프론트 복합 동작 로직을 적용하여 봄-아암 복합동작 시험을 수행한 결과이다. 봄과 아암의 조이스틱을 중립에서 최대 위치까지 동시 급조작을 하는 방식으로 속도를 비교하였다. 기존 유압식 굴삭기의 봄-아암 급조작 속도 Profile과, 복합 동작 로직을 적용하지 않았을 때의 봄 회생 시스템이 보여주는 봄-아암 급조작 속도 Profile은 최대 속도값에서 큰 차이가 있었다. 즉, 봄과 아암의 actuating이 분리되어 있었기 때문에 기존 유압식 굴삭기에 비해서 작업 속도가 빠르게 나타남을 볼 수 있다. 이의 속도 특성을 유사하게 가져가기 위해서 복합 동작 로직을 적용한 시험의 결과를 보면, 기존 유압식 굴삭기의 최대 속도에 근접한 특성이 나타나게 튜닝이 되었음을 알 수 있다.



5) 유압펌프모터 및 봄 회생시스템 효율 향상 연구 (IFAS/RWTH Aachen University)

본 단계에서는 봄 에너지 회생시스템 효율 최적화를 목표로

- 유압펌프모터 시뮬레이션 모델 구축 및 벨브 플레이트 최적 설계를 통한 유압펌프모터의 효율 향상과
- 효율 및 동특성을 반영한 봄 에너지 회생시스템의 최적제어 방안 도출을 진행하였다.

가) 유압펌프모터 효율 향상 연구

유압펌프모터의 성능 분석 및 효율 개선을 위해 DSH*plus*를 이용한 봄 회생용 유압펌프모터 해석모델을 개발하였다. 벨브 플레이트 모델링은 두산 모트롤에서 제공한 설계사양을 이용하여 이루어졌으며, 주요 설계요소인 Pre-compression angle, Relief grooves, Pre-compression volume을 파라미터로 DSH*plus*의 Optimization module을 이용하여 최적화를 수행하였다. 다음 그림은 이 과정을 도식화한 그림이다.

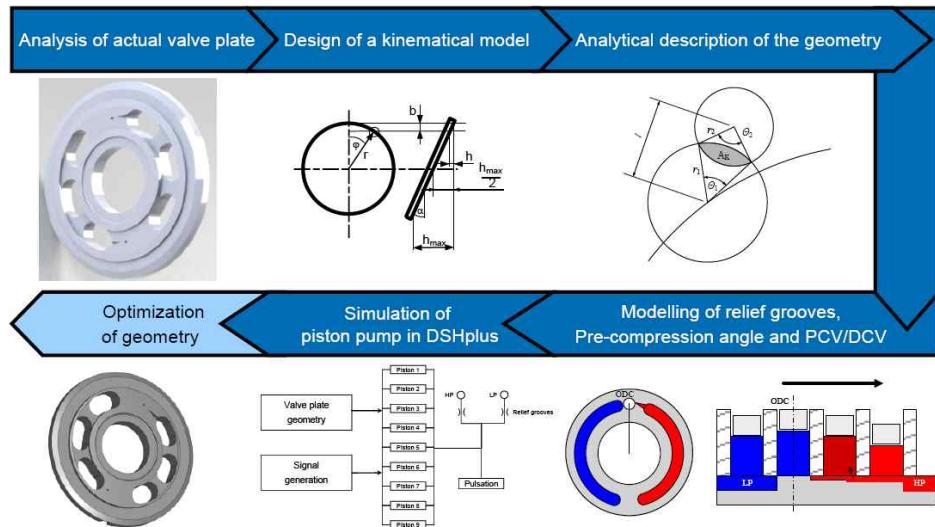


그림 3.2.59 해석을 통한 유압펌프모터 최적화

개발된 해석 모델을 이용하여 압력, 사판각도, 회전속도 등의 다양한 작동조건에서 시뮬레이션을 수행하였으며, 다음 그림은 작동압 및 사판각에 따른 유량 특성을 나타낸 것이다.

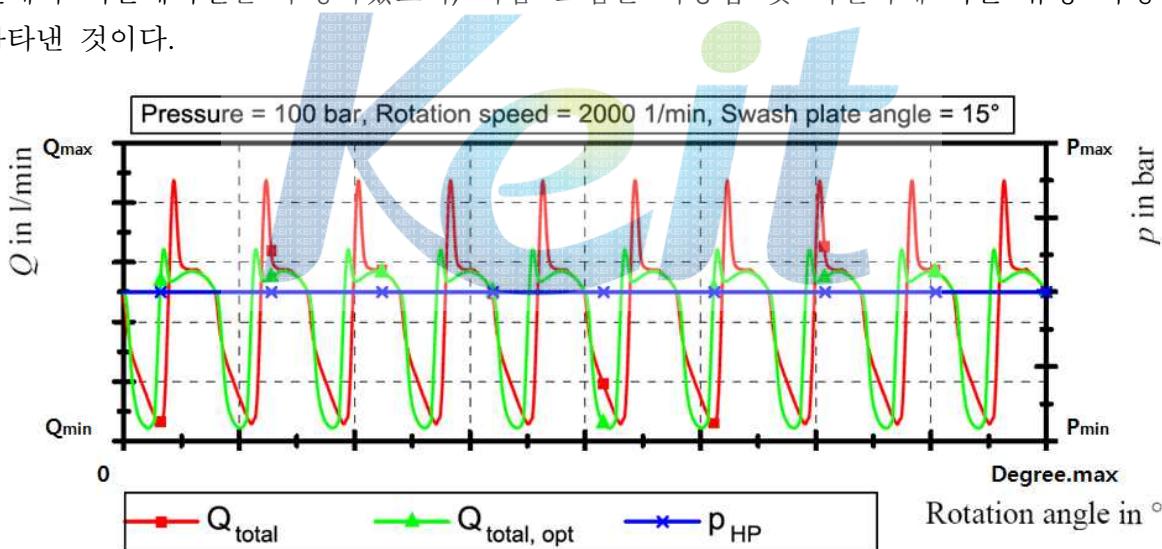


그림 3.2.60 부하 조건 변경에 따른 유량 특성 시뮬레이션의 예

펌프와 모터모드 별로 독립적으로 벨브플레이트 최적화 설계를 수행하였으며, 각 최적설계안은 낮은 Non-uniformity와 높은 용적효율을 보여주었다. 두 설계안을 결합하여 테스트 사이클에 적합한 비대칭 벨브 플레이트 설계안을 제시하였다.

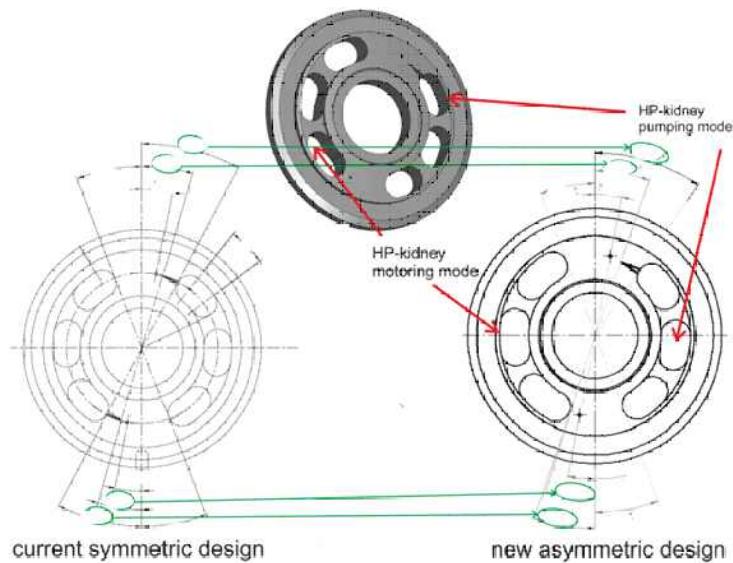


그림 3.2.61 벨브 플레이트 설계안

봄 회생용 유압펌프모터 성능시험을 위해 테스트 벤치를 구축하고, 기존 벨브 플레이트와 비대칭 벨브플레이트를 장착한 펌프모터의 효율 및 동특성 시험을 수행하였다. 제안된 비대칭 벨브 플레이트는 100bar 이상의 고압에서 개선된 효율을 보여주었고, 모터모드에서는 동등하거나 약간 효율 감소가 있었으나 펌프모드에서는 효율이 향상되었다.



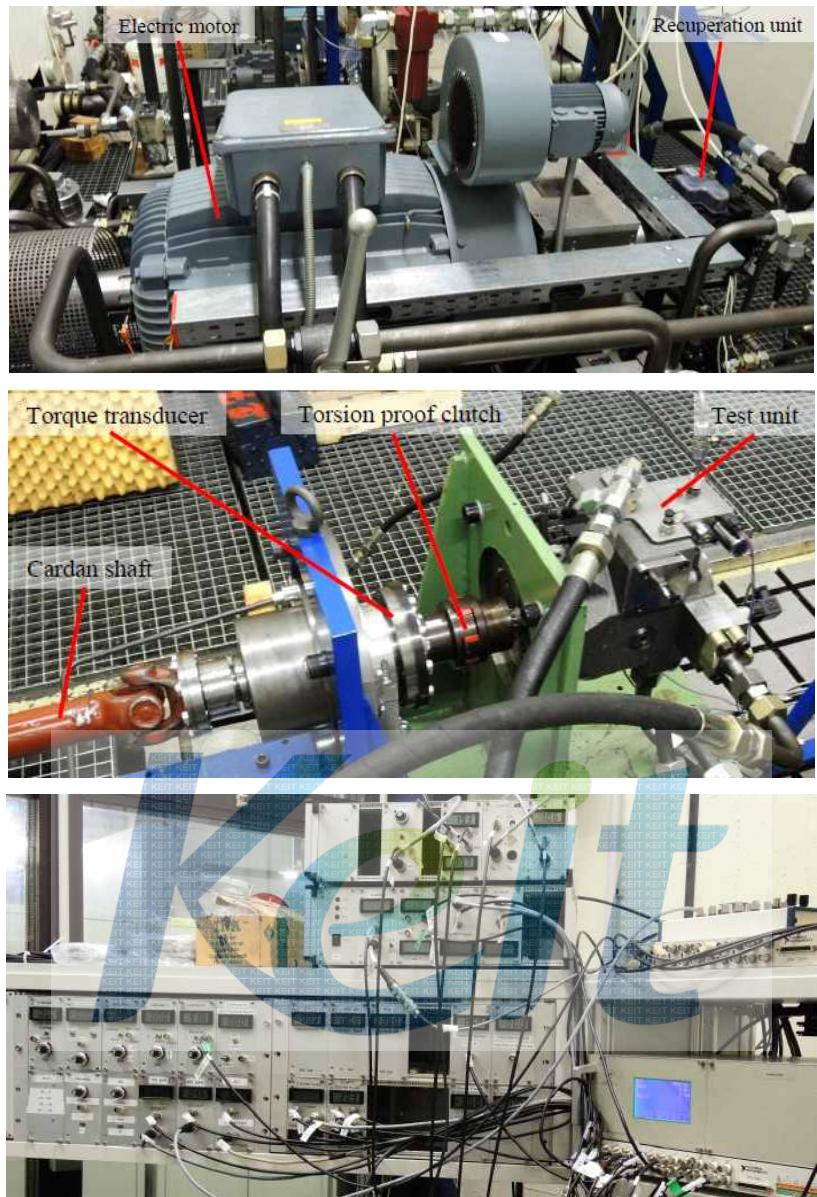


그림 3.2.62 효율 측정 시험을 위한 유압펌프모터 테스트 벤치

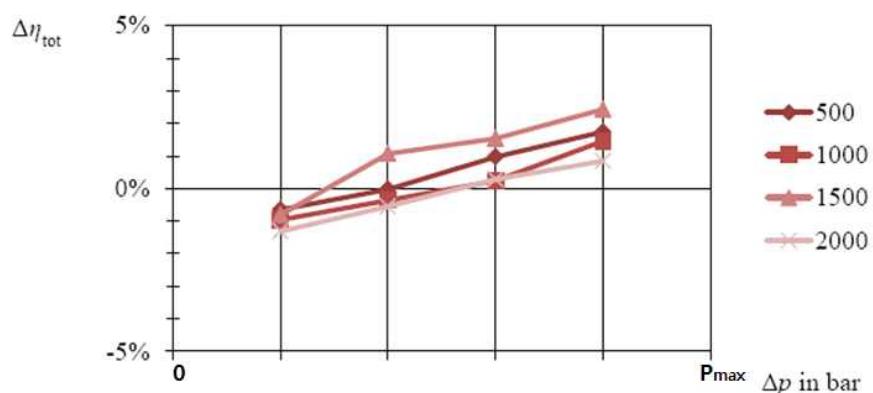
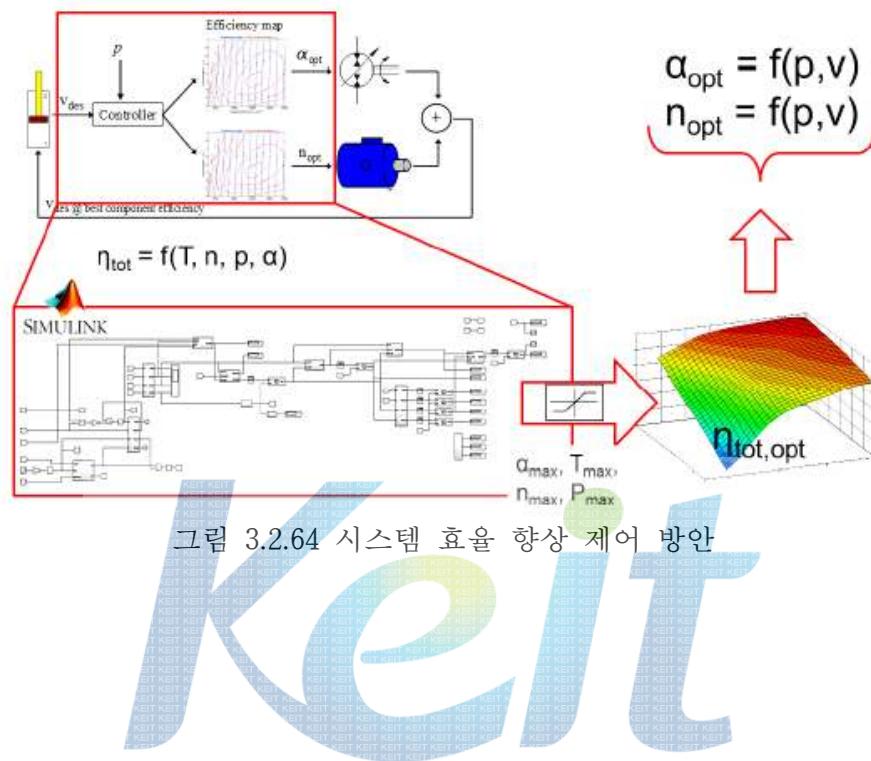


그림 3.2.63 유압펌프모터 효율 시험 결과 (펌프모드)

측정된 펌프모터의 효율과 동특성을 반영하여 1단계의 봄 에너지 회생시스템 해석 모델을 개선하였다. 봄 에너지 회생시스템의 효율 향상을 위한 제어 방안으로 유압 펌프모터의 효율과 동특성, 전동기의 효율, 전력시스템의 동력 제한 등을 고려하여 시스템 전효율을 최대화하기 위한 회전속도와 사판각 제어의 최적화를 수행하였다.



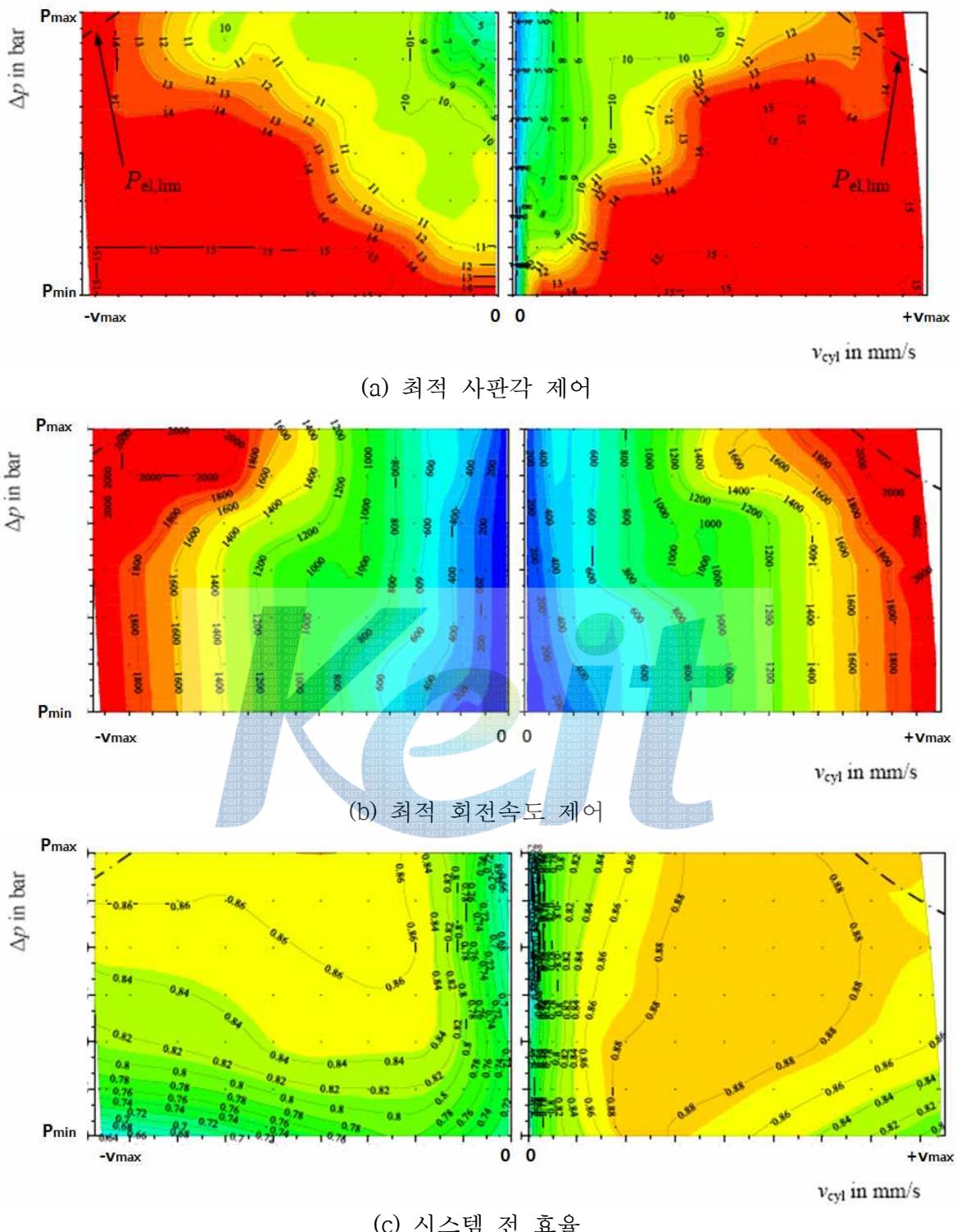
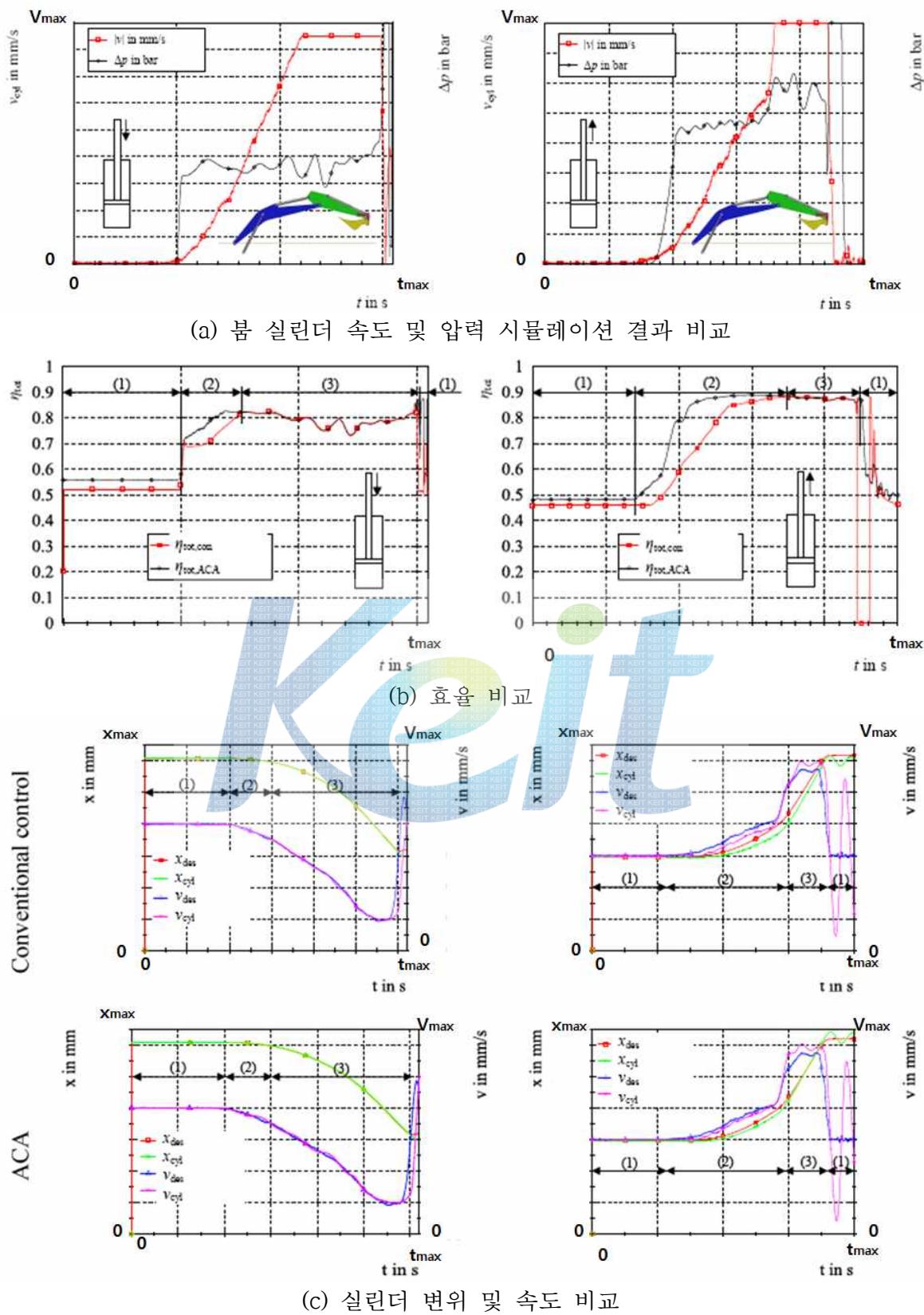


그림 3.2.65 시스템 전효율 향상을 위한 최적 제어 방안

제안된 제어 알고리즘은 기존 알고리즘보다 특히, 부분부하에서의 효율 개선이 큼을 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.



다. 블 에너지 회생용 유압펌프모터 성능개선 및 내구시험 ((주)두산
모트롤BG)

1) 1단계 결과 요약

가) 1차년도

1단계 1차년도의 최종 목표는 블 에너지 회생용 유압 펌프·모터의 선진사 제품의 벤치마킹 및 특허 조사를 통해 목표 사양을 결정하고, 주요 부품의 해석을 통해 상세 설계를 완료하는 것이었다. 초기 설계 개념을 결정하기 위해 그림 3.2.67과 같이 선진사 제품의 벤치마킹 및 관련 내용에 대한 특허 조사를 진행하였고, 그 결과를 토대로 하이브리드 굴삭기의 블 회생 시스템에서 요구하는 사양을 만족하는 제품의 설계를 그림 3.2.68와 같이 완료하였다.



그림 3.2.67 벤치 마킹 및 주요 특허 조사 실적

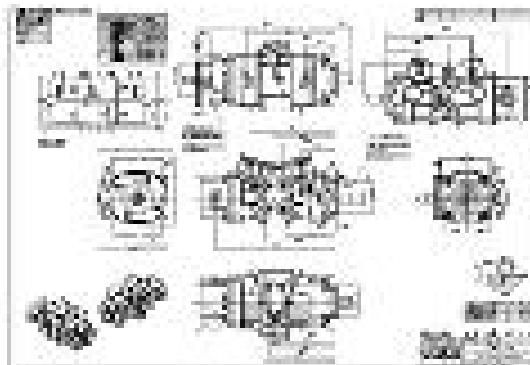


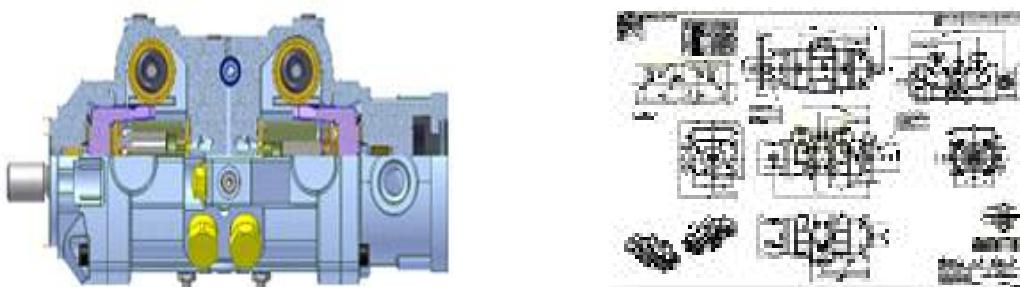
그림 3.2.68 설계 제품의 외형 치수도

나) 2차년도

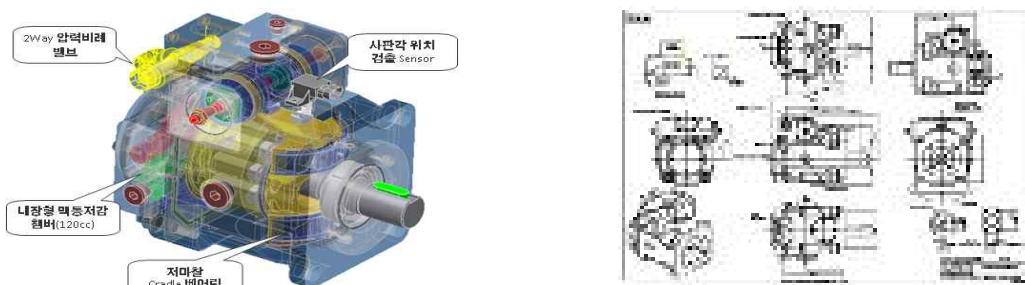
1단계 2차년도의 최종 목표는 1차년도 설계안에 대한 시제품을 제작하고 성능 평가를 진행하는 것이었으나, 표 3.2.10 및 그림 3.2.69(a)와 같이 시스템 레벨의 사양 변경에 따라 유압 펌프·모터도 단순 설계 변경이 아닌 신규 설계가 진행되었고, 최종 설계안으로 그림 3.2.69(b)와 같이 부품 개발 및 1차 시제품 제작 완료하고, 성능시험을 진행하였다.

표 3.2.10 사양변경 내용

항 목	변경 전	변경 후	비고
용 량	63cc x 2	125cc	250lpm
정격 압력	350bar	-	추후 400bar이상
회로 형식	Closed	Open	
형 식	양경전 tandem형	단경전 single형	



(a) 변경 전 모델



(b) 변경 후 모델

그림 3.2.69 모델 형상 변경

성능 시험 중 그림 3.2.70와 같이 압력이 증가함에 따라 토출 유량이 급격히 감소하는 현상이 발생되었다. 발생 원인을 분석한 결과, 압력 상승에 따라 사판에 작용하는 모멘트도 함께 증가하여 사판이 최소각도로 복귀하려는 힘이 커지는 현상이었으며, 따라서 이 힘보다 큰 힘으로 밀쳐주면 사판이 최소로 복귀하는 것을 막을 수 있다. 그러나, 현재 레귤레이터에는 2way 압력 비례 제어 밸브가 장착되어 있고 입력 전류 신호에 따라 일정한 압력을 서보 피스톤으로 공급하는데, 이 공급 압력이 사판의 복원력을 견디기에는 부족하기 때문이라는 결론을 내렸다. 이를 해결하기 위해서는 압력 비례제어밸브를 통해 나오는 2차 압력을 높여 주거나, 압력이 증가하여 사판이 최소 각도로 이동하려고 할 때 사판의 움직임을 피드백 받아 사판각을 유지할 수 있는 적절한 압력을 공급할 수 있는 레귤레이터를 장착하는 것이다. 그러나, 2차 압력을 높이는 것은 압력 비례 제어 밸브의 입력 압력이 차량에서 공급되는 파일럿 압력이라 현재 압력 이상으로 올리는 것이 불가하기 때문에 개선이 불가하였다. 따라서 그림 3.2.71과 같이 사판 위치를 피드백 받을 수 있는 레귤레이터를 설계하여 그림 3.2.72과 같이 개발 완료하였으며, 그림 3.2.70과 동일한 조건으로 시험을 하였을 때, 그림 3.2.73 같은 결과가 나왔으며, 개선 효과가 있음을 확인하였다. 개선품의 경우도 고압 영역에서는 약간의 유량 감소가 발생하나 이는 습동부에서 발생할 수 있는 고압에서의 정상적인 누유에 의한 것으로 판단된다.

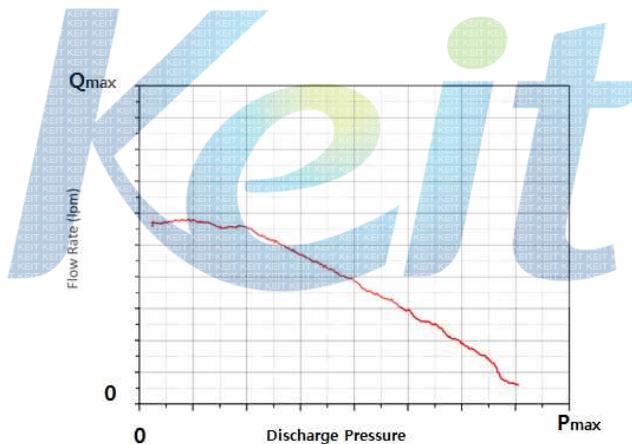


그림 3.2.70 1차 시제품 성능 시험 중 발생한 Issue

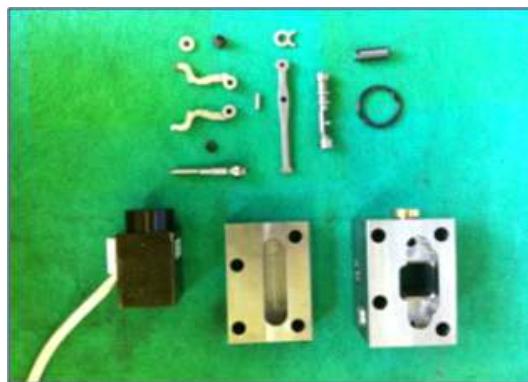


그림 3.2.71 개선 모델



그림 3.2.72 개선 페루레이터 부품

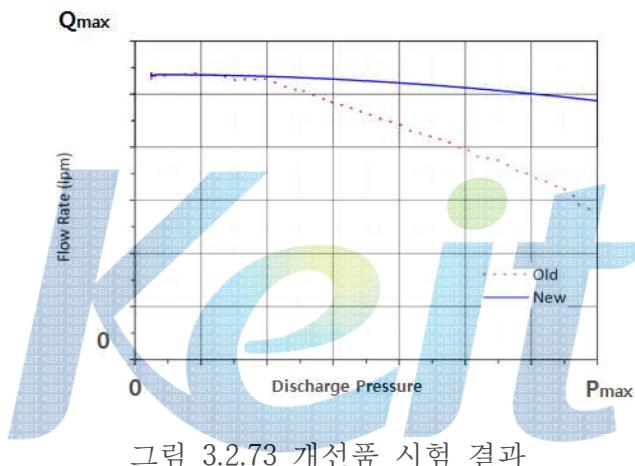


그림 3.2.73 개선품 시험 결과

다) 3차년도

1단계 3차년도의 최종 목표는 1차 시제품에서 발생한 문제점을 개선한 2차 시제품을 제작하여 성능 평가를 진행하는 것이었고, 그림 3.2.74처럼 시제품을 제작하였으며, 자체 성능 평가를 진행하여, 그림 3.2.75와 같이 모든 항목에서 목표하였던 결과를 만족함을 확인하였다. 이후 외부 공인 기관에 의뢰하여 성능 및 내구에 대한 평가를 진행하였고, 그림 3.2.76와 같이 모든 정량적 목표항목을 만족함을 인증 받아 성적서를 발급 받았다.



그림 3.2.74 2차 시제품 및 개발 부품

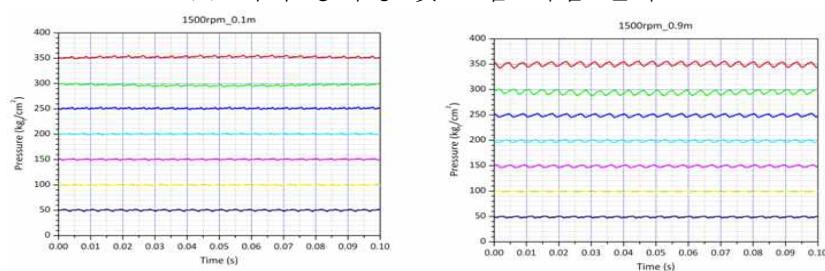
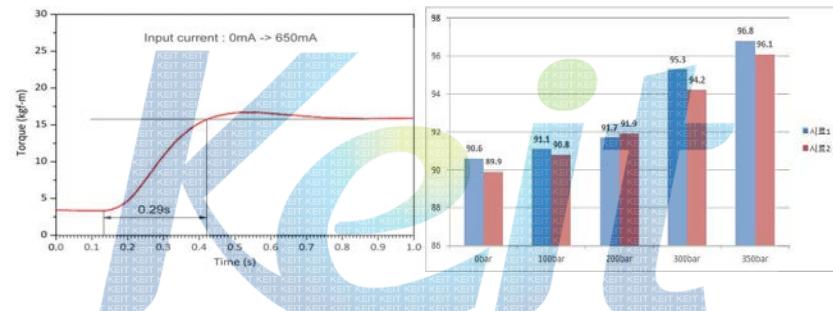
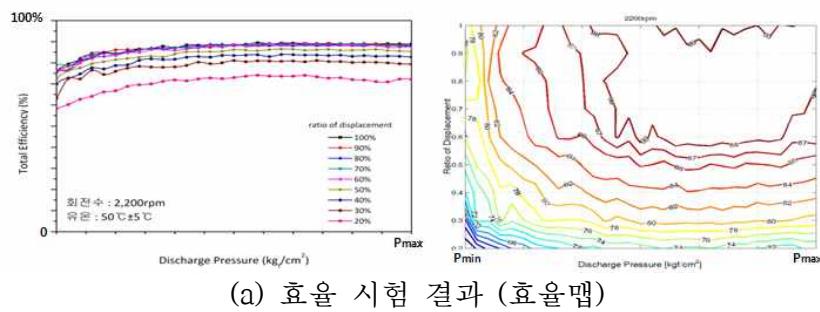


그림 3.2.75 최종 시제품 성능평가 결과

평가 항목		1단계 목표			시험 결과	평가 방법
		1차년도	2차년도	3차년도		
정격압력	MPa	-	35	35	35	RS_B_0032
최고속도	rpm	-	2,000	2,000	2,450	RS_B_0032
효율	%	-	85	85	91.2	RS_B_0032
경전동특성	sec	-	0.35	0.35	0.29	RS_B_0032
소음	dB(A)	-	100	98	96.8	ISO4412
액동	%	-	12	10	8.8	RS_B_0032
고온/저온시험	°C	-	-	-33/80	이상 없음	RS_B_0032
내구수명	hr(B ₁₀)	-	-	5,000	이상 없음	RS_B_0032

그림 3.2.76 1단계 정량적 목표 및 실적

2) 2단계 기술 개발 결과

가) 1차년도

2단계 1차년도의 기술 개발 목표는 1단계 시제품 성능 평가 및 개발 시 문제점을 도출하고 이를 개선하기 위한 보완 설계 및 시제품 제작을 통한 성능 검증을 하는 것이었다. 설계 보완을 위해 1단계 시제품 성능 평가 결과를 바탕으로 시뮬레이션 모델을 보완하여 설계 파라미터를 도출하였으며, 이를 통해 제작된 시제품으로 성능 평가를 실시하였다. 성능 검증 결과 목표했던 정량적 목표를 모두 달성할 수 있었다.

① 맥동, 소음 저감을 위한 보완

맥동은 일반적으로 Valve Plate 형상, 작동유의 체적탄성계수, 유량, 누설량 및 실린더 체적 등 여러 가지 변수에 의해 바뀔 수 있다. 그 중 Valve Plate 형상(위상각, Orifice Size, Notch 형상 등)에 의한 영향이 가장 크다. 형상 변화에 따른 맥동 변화를 보다 빠르고 정확하게 예측하기 위해 유압 해석 Software인 AMESim을 사용하였으며, 1단계 시제품의 맥동 데이터를 토대로 그림 3.2.77와 같이 AMESim 신규 해석 모델을 개발하고 해석을 진행하여, 그 결과를 토대로 설계 보완을 진행하였다.

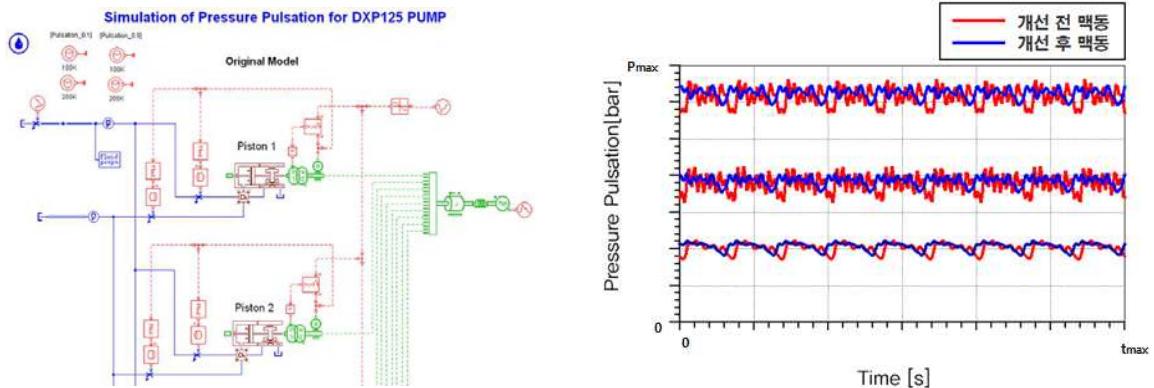


그림 3.2.77 AMESim 해석 모델 및 해석 결과

② Regulator 성능 보완

그림 3.2.78과 같이 새롭게 고안된 Regulator 형상과 일치하도록 AMESim을 이용하여 유압 해석 모델을 개발하였다. 이를 통해 Spool 과 Pilot piston의 형상 및 크기 변화, Spool 열림량 변경 등에 따른 동특성 변화, 제어압력 변화, spool stroke 등을 예측 할 수 있었으며, 해석을 통해 도출된 설계변수를 적용하여 설계보완 및 제작을 진행하였다.

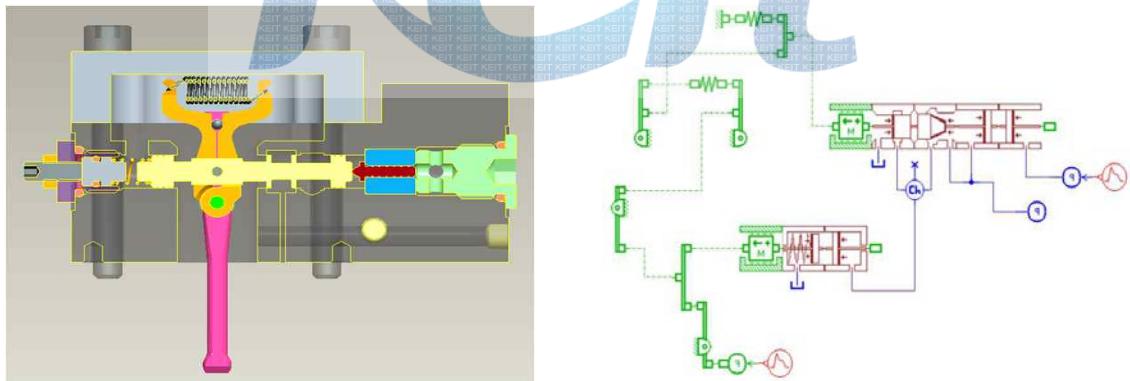


그림 3.2.78 Regulator 단면 및 AMESim 해석 모델

③ 신뢰성 향상을 위한 보완

1단계 평가 결과 내구수명 및 성능 저하의 원인이 될 수 있다고 판단한 자흡성 부분에 대한 개선을 실시하였다. 자흡성은 흡입 조건이 좋지 않을 때에도 펌프의 성능을 유지할 수 있는 능력을 확인하는 factor로서, 흡입 조건이 나빠지더라도 원활하게 유량을 공급방아 정상적인 작동을 유지할 수 있으며, 자흡성 저하에 따른 캐비테이션에 의한 신뢰성 저하를 방지할 수 있다. 자흡성 개선을 위한 방법으로 Cylinder Port의 흡입

유속을 낮추는 것을 선택했고, 이를 위해서는 Port 크기를 키우고, PCD¹⁾를 줄여야 한다. 이를 위해서 그림 3.2.79와 같이 Cylinder Block과 Valve Plate의 포트 PCD를 변경하고, 형상을 평면에서 구면으로 변경하였으며, 이에 따라 Valve Block, Piston Ass'y, Shaft 등 의 주요 부품도 설계 변경이 이루어졌다.

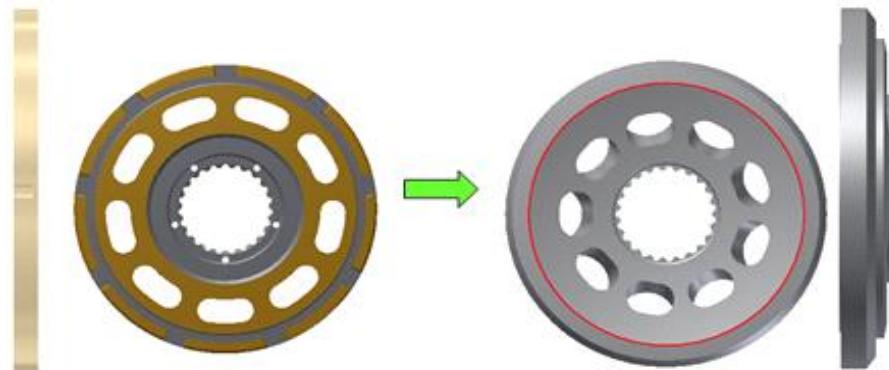


그림 3.2.79 Cylinder Block 및 Valve Plate 개선안

④ 설계 해석

1단계 결과를 토대로 성능 및 내구성 향상을 위해 많은 부품들이 변경되었 기에 그림 3.2.80과 같이 변경된 부품들에 대한 구조해석 소프트웨어(ANSYS Workbench) 를 사용해 구조 안정성 검토를 진행하였으며, 그림 3.2.81과 같이 사판 제어 해석, 구면 반경 설계 등 설계 변경에 따른 부품의 설계이론을 재정립 하였다.

1) PCD: Pitch Circle Diameter

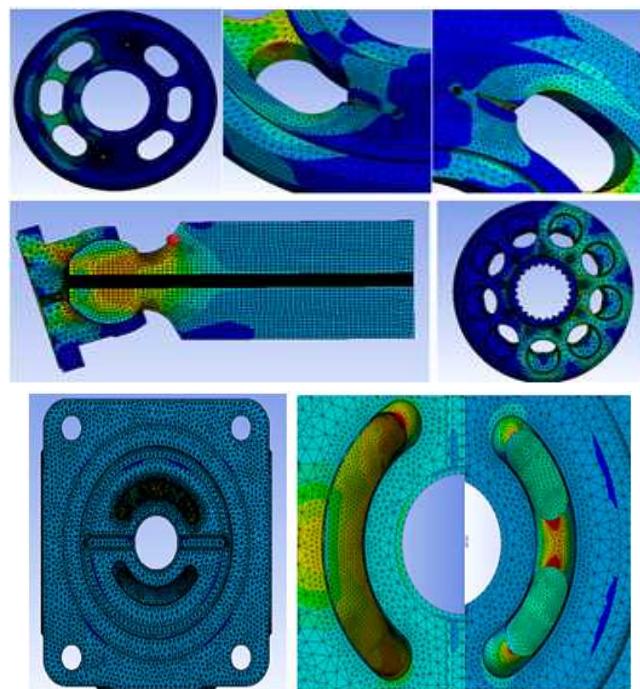


그림 3.2.80 구조해석 결과

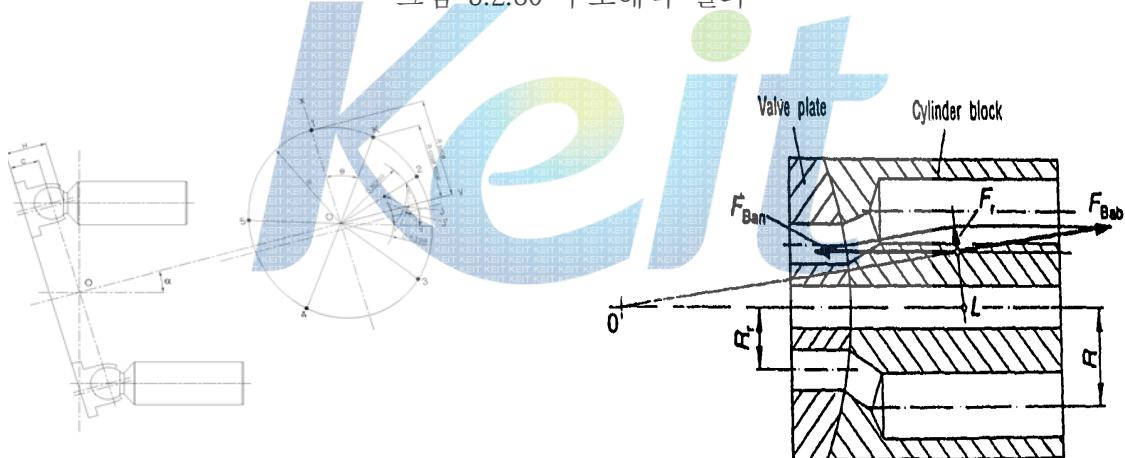


그림 3.2.81 설계이론 정립

⑤ 시제품 제작 및 성능 시험

성능 및 내구성이 개선된 부품들로 2단계1차년도 시제품을 그림 3.2.82와 같이 제작하여, 성능 시험을 진행하였고, 표 3.2.11와 같이 당해연도 정량적 목표를 모두 달성하였다.



그림 3.2.82 1차년도 시제품 및 개발 부품

표 3.2.11 당해연도 정량적 목표 및 실적

평가항목	단위	2단계			1차년도 결과
		* 1차년도	2차년도	3차년도	
정격압력	MPa	35	35	35	35
최고속도	rpm	2,200	2,200	2,200	2,500
전효율(펌프)	%	87	89	90	90.9
전효율(모터)	%	75	77	80	77.6
경전동특성	sec	0.25	0.25	0.25	0.243
소음	dB(A)	98	97	96	97.9
맥동	%	10	10	8	8.2
**내구수명	hr(B ₁₀)	5,000	8,000	10,000	5,000

나) 2차년도

2단계 2차년도의 기술 개발 목표는 1차년도 시제품에 대한 실차 성능 평가를 실시하고, 실차 평가에서 발생되는 문제점을 보완한 개선 시제품의 제작 및 성능 평가를 실시하는 것이었다. 설계 보완을 위해 시험 결과를 바탕으로 시뮬레이션 모델을 보완하였으며, 이를 통해 성능이 개선된 시제품의 설계 및 제작을 하였고, 성능 평가를 실시한 결과 목표했던 정량적 목표를 모두 달성할 수 있었다.

① 실차 성능 시험 진행

1차년도 시제품을 실제 차량에 장착하여 기본 동작 시험 및 응답성 시험을 실시하였다. 그 결과, 블 상승과 하강은 원활하게 동작하였으며, 응답성의 경우, 사판각 상승 속도는 0.25s 이내로 Spec을 만족하는 수준이나, 사판각 하강 속도는 0.5s 정도로 Spec을 만족하지 못하고 응답 지연이 발생하였다. 원인을 파악하기 위해 Test Bench에서

동일 lot의 제품으로 재연시험을 실시하였으나, 그림 3.2.83와 같이 실차에서의 시험결과와 다른 경향의 결과가 나왔으며, 상승시간은 0.25s, 하강시간은 0.1s 정도였다. 실차 시험과 Bench 시험의 결과가 상이한 것에 대한 원인을 찾기 위해, 시험기와 차량의 시험 환경을 비교하였으나, 큰 차이점은 발견하지 못하였다. 따라서 차량에 장착된 Regulator 내부의 제어 압력 공급 라인과 드레인 라인의 유로를 형성하는 Spool과 Casing의 틈새 미세 조절 기구 움직임에 따른 틈새 거리 변화에 따른 현상으로 판단하고, 실차 시험 결과를 토대로 개선을 진행하였다.

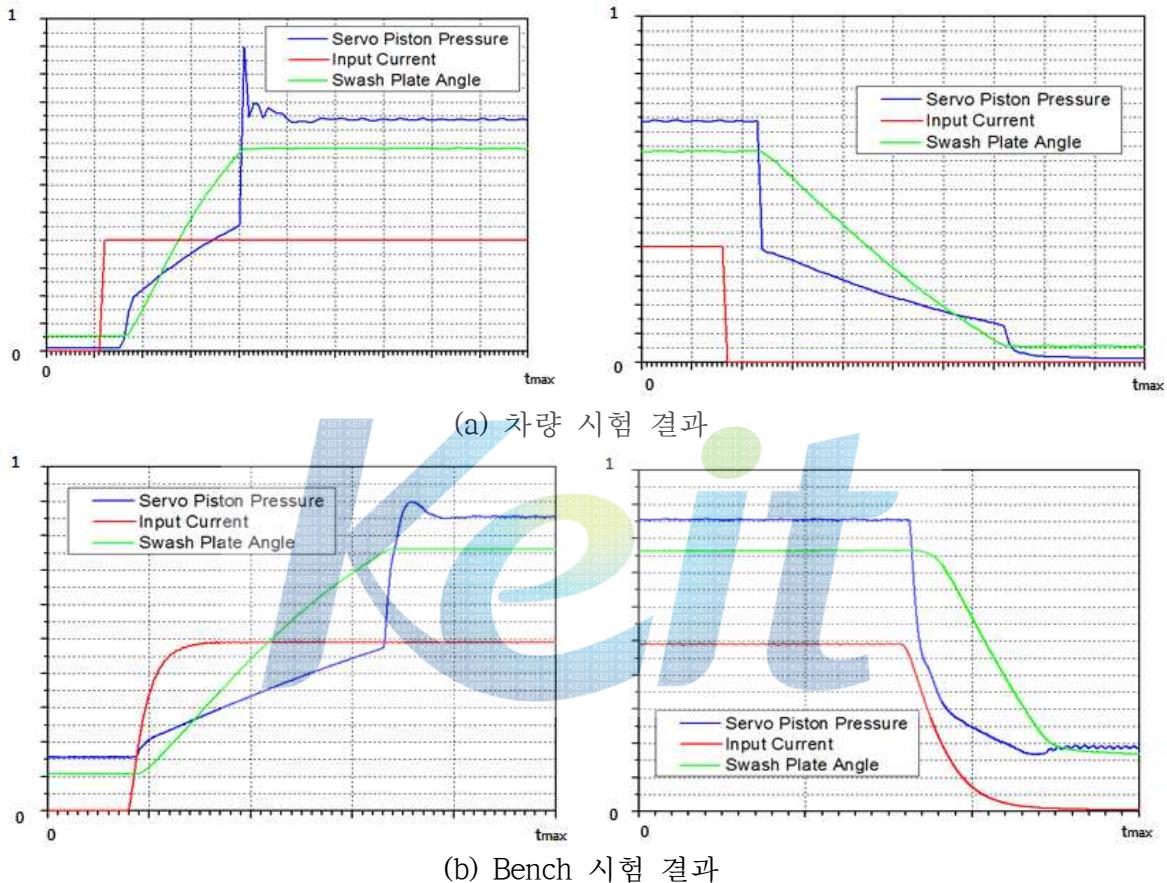


그림 3.2.83 1차년도 시제품 및 개발 부품

1차년도 시험 결과를 토대로 해석 모델을 튜닝하고, 신규 Regulator를 설계/제작하여 실제 차량에서 재시험을 실시하였으며, 그 결과, 그림 3.2.84과 같이 상승과 하강 모두 0.25s 이내로 요구 Spec을 만족하였다.

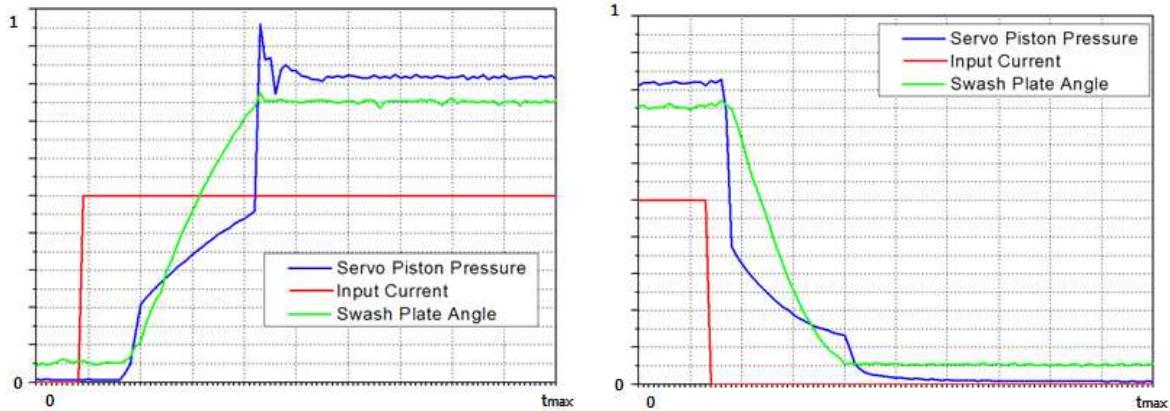


그림 3.2.84 차량 시험 결과

② 해석 모델 튜닝 및 해석 기법 보완

ⓐ AMESim을 이용한 유압 해석

실차 평가 시 문제가 되었던, 하강 시 응답 지연 문제 해결을 위해 Regulator 해석 모델의 보완을 진행하였으며, 이를 통해 신규 Regulator를 설계하여 해결 방안을 제시하였다. 현재 실차에 장착된 Regulator의 경우, 그림 3.2.85의 Drain 라인 연결부의 Underlap^량이 하강 속도에 영향을 줄 수 있다는 가정을 하고, 시뮬레이션을 진행하였으며, Underlap^량이 클수록 하강 속도가 빨라짐을 확인하였다. 그러나 Underlap^량이 너무 커지게 되면, 시험 시 현텅이 발생할 가능성이 크며, 가공 여유 등의 문제로 인해 본 과제에서는 Underlap^량 0.2mm를 해석 및 시험 기준으로 설정하였다.

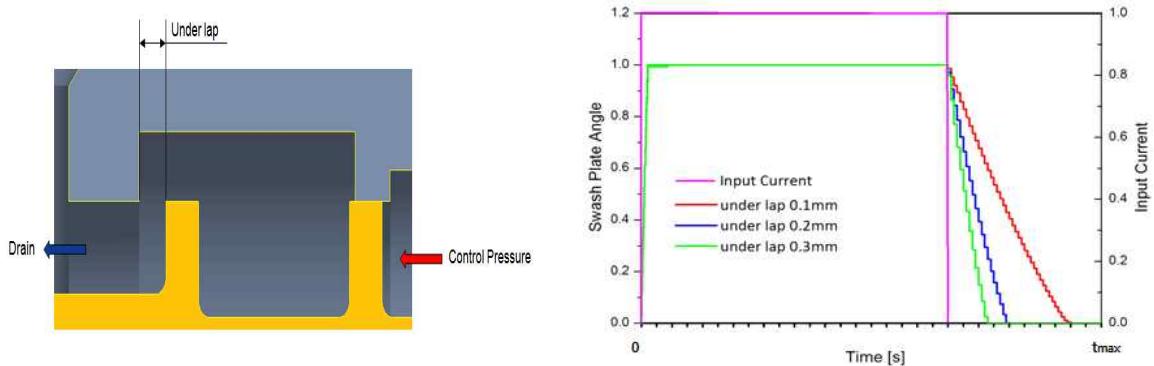


그림 3.2.85 Regulator 내부 구조 및 시뮬레이션 결과

또한, 차량에 장착된 기존 Regulator는 그림 3.2.83과 같이 별도의 Sleeve가 없이 Casing에 유로 가공을 하였으나, 가공 편차 발생 및 정확한 측정이 불가한 단점이 있어, 이를 개선할 수 있도록 Sleeve를 추가하고 제어 구조를 변경하였다. 그리고 신규 Regulator에 대한 사전 성능 검증을 위해 실차 시험 결과를 반영한 시뮬레이션 모델을

기반으로 그림 3.2.87와 같이 신규 Regulator에 대한 시뮬레이션 모델을 신규로 제작하여 검증을 실시하였으며, 동특성이 요구 조건을 만족함을 확인하였다.

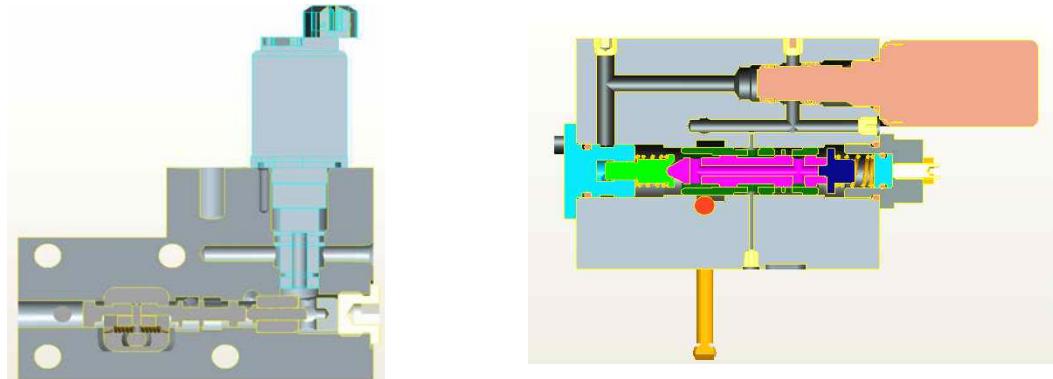


그림 3.2.86 현재 Regulator 구조 및 신규 Regulator 구조

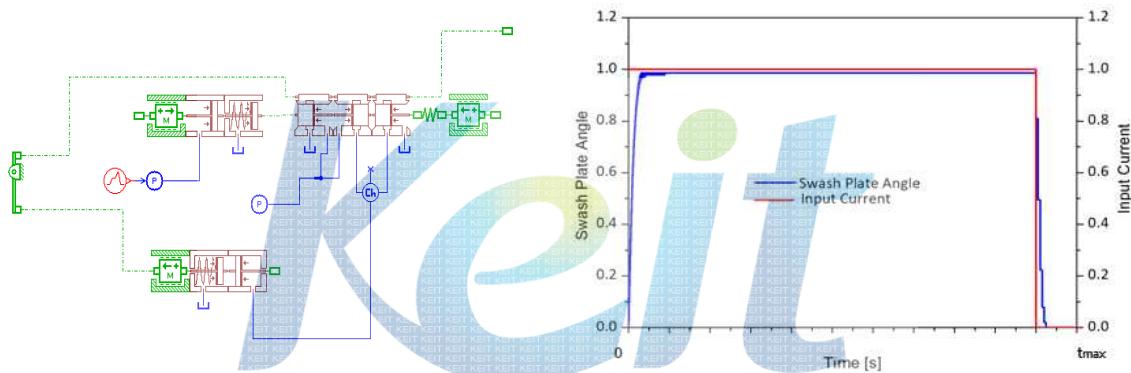


그림 3.2.87 시뮬레이션 모델 및 결과

Regulator와 더불어 맥동 및 사판 모멘트 예측을 위해 개발하였던, 로터리부 해석 모델 또한 그림 3.2.88와 같이 성능 시험 결과를 토대로 개선하였다. 크게 보완된 부분은 상대 마찰면 마찰 factor 추가, 속도 변화에 따른 마찰 factor 변화 고려 (Stribeck Curve 적용), 실제 구동 조건에서 발생할 수 있는 편심 고려, 윤활유 Bulk Modulus, Air 함유량 등의 factor 보완 등이다(그림 3.2.90 참조). 이러한 factor들은 실제 구동 시 맥동 파형에 영향을 줄 수 있으며, 적용을 통해 좀 더 실제와 유사한 값을 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 보완된 해석 모듈을 사용하여 해석을 수행한 결과 그림 3.2.89와 같이 실제 시험 결과와 시뮬레이션 결과가 매우 유사한 것을 확인하였다.

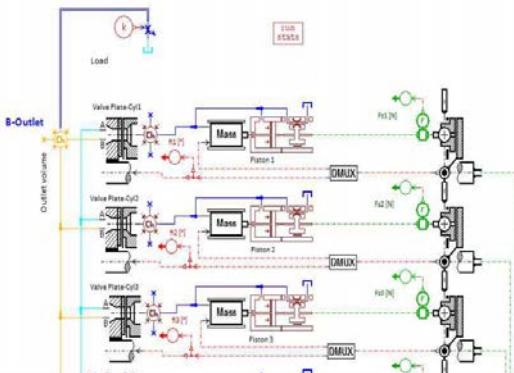


그림 3.2.88 로터리부 해석 모델

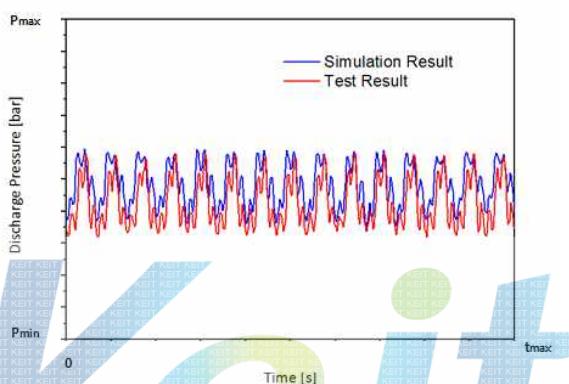


그림 3.2.89 해석 결과와 시험결과 비교

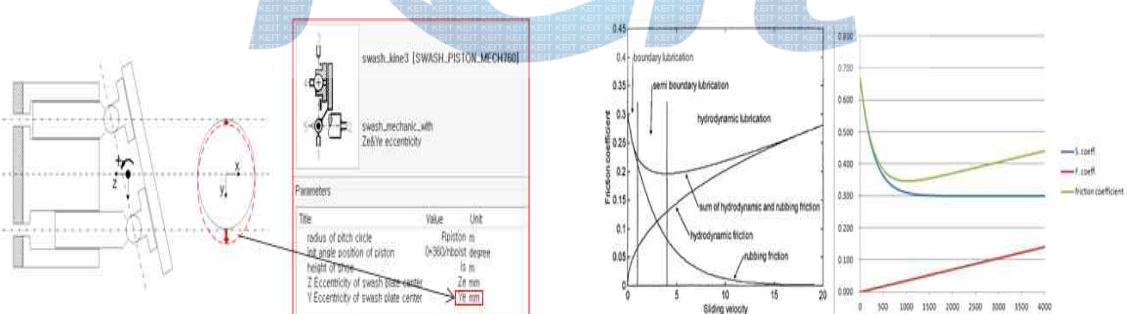


그림 3.2.90 해석 모델 주요 보완 내용

이를 토대로 그림 3.2.91(a)와 같이 Valve Plate의 Notch의 형상을 여러 형태로 변경시키면서 맥동 파형 변화를 확인하여 맥동을 정량적 목표 수준 이하로 저감할 수 있는 2단 노치 형상을 최종 모델로 그림 3.2.91(b)와 같이 결정하였다. 참고로 2단 노치는 기존 Notch와 동일한 위상을 가지나 토출 포트와 만나는 쪽의 면적만 키운 것이다.

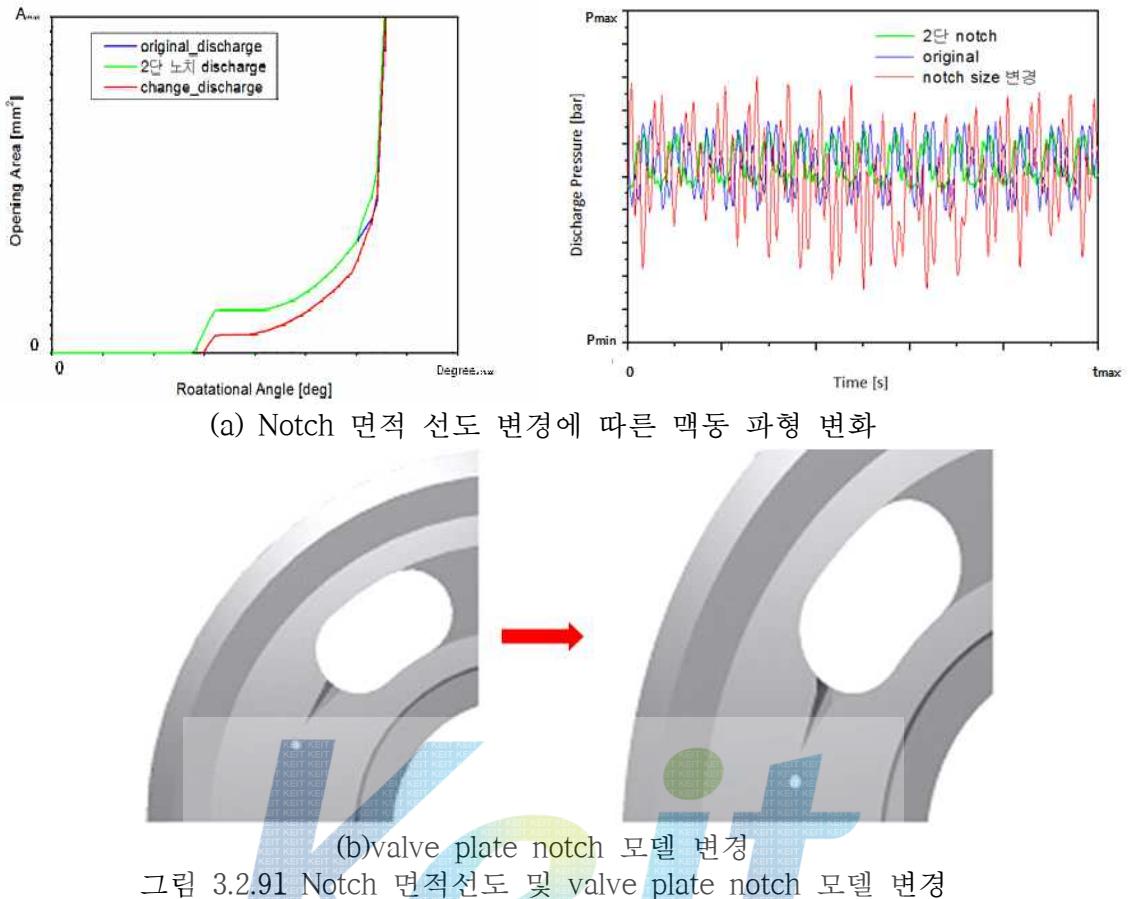
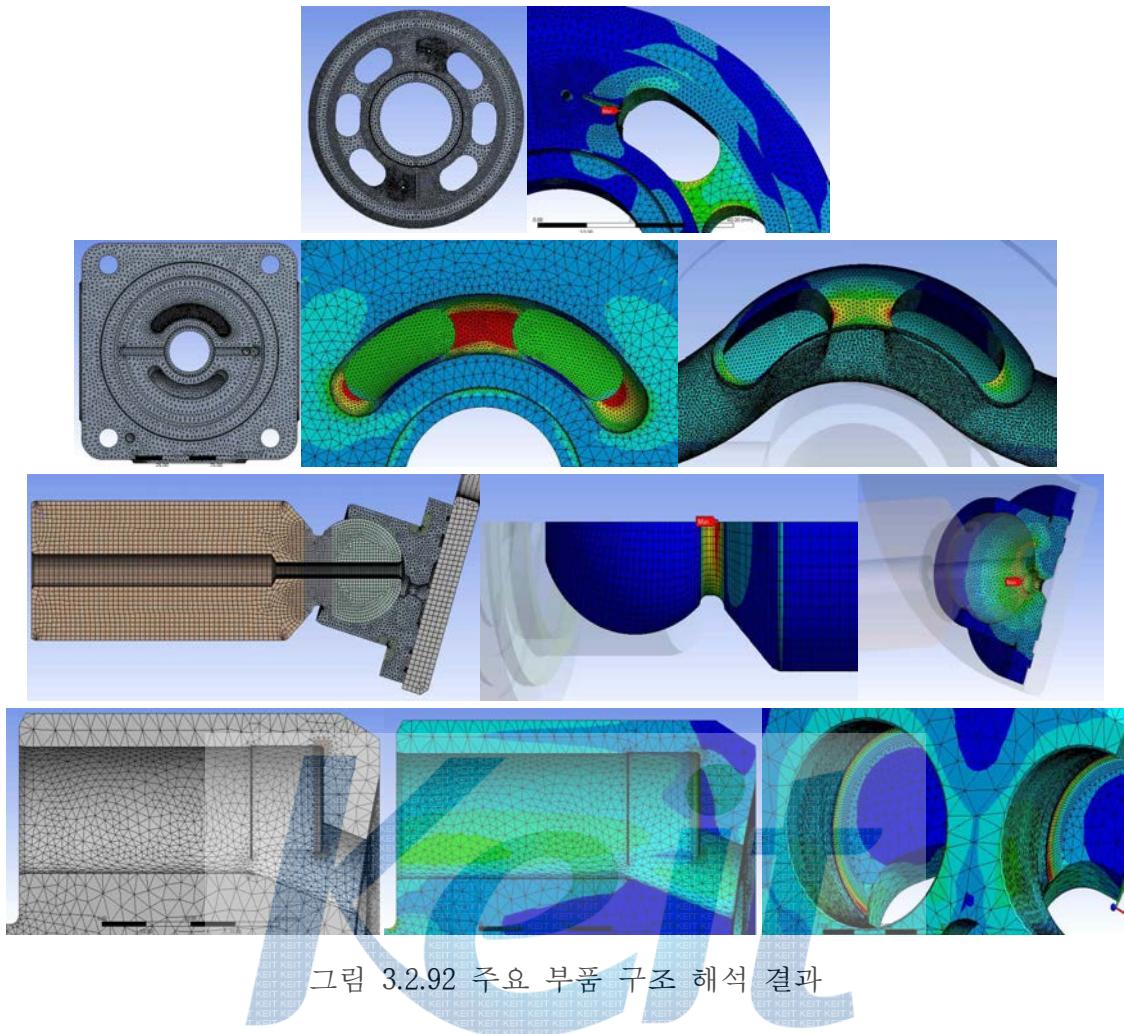


그림 3.2.91 Notch 면적선도 및 valve plate notch 모델 변경

④ ANSYS Workbench를 이용한 구조해석

1차년도에 진행되었던 구조해석 결과보다 정확한 해석 결과를 얻기 위해 그림 3.2.92와 같이 구속 조건, Mesh 형상 등을 변경하여 추가적인 구조해석을 실시하였다. 해석 결과는 Mesh 형상 및 크기의 변경으로 인해 1차년도의 결과와 비교하였을 때, 약간의 차이가 있었으나, 해석을 수행한 제품 모두 최대 사용 조건 하에서 재료의 항복강도의 1/2이하의 최대 응력값을 나타내어 소성변형 및 피로파괴의 문제가 발생할 가능성은 낮을 것으로 판단되었다. 또한 이번에 적용한 방법대로 파손 가능 영역을 전체 모델에서 분리하여 Mesh를 따로 구성하고, 좀 더 조밀하게 구성함으로써 이전의 해석방법보다 해석 에러를 줄여 보다 정확한 예측이 가능할 것으로 판단된다.



③ 성능 개선품 제작 및 성능 평가

앞에서 설명한 것과 같이 Bench 및 실차 성능 시험과 시뮬레이션을 통해 Regulator, Valve Plate 등의 부품 등에 대한 설계 변경이 반영된 성능 개선품의 제작을 완료하였으며, 성능 평가 결과 표 3.2.12와 같이 당해연도 정량적 목표를 모두 달성하였다.

표 3.2.12 당해연도 정량적 목표 및 실적

평가항목	단위	2단계 정량적 목표			2차년도 결과
		1차년도	2차년도	3차년도	
정격압력	MPa	35	35	35	35
최고속도	rpm	2,200	2,200	2,200	2,480
전효율(펌프)	%	87	89	90	90.6
전효율(모터)	%	75	77	80	79
경전동특성	sec	0.25	0.25	0.25	0.245
소음	dB(A)	98	97	96	95.7
액동	%	10	10	8	6.9
**내구수명	hr(B ₁₀)	5,000	* 8,000	10,000	8,000

다) 3차년도

① IFAS 연구 결과 분석 및 검증

2단계 3차년도의 기술 개발 목표 중 하나가 IFAS에서 도출한 유압 펌프·모터의 효율 향상 방안을 방영한 성능 개선품을 제작하는 것으로 IFAS에서 제안한 시제품을 제작하여, 2차년도 시제품과 함께 IFAS로 보내 성능 평가를 진행하였다. IFAS에서 진행한 성능 시험 결과는 그림 3.2.93, 그림 3.2.94와 같이 IFAS에 제안한 모델이 Mottrol의 2차년도 시제품에 비해 전반적으로 효율이 높은 것으로 나타났다. 그러나, IFAS 측에서 제공한 실험 데이터를 확인한 결과, 효율 측정 시 흡입 압력이 실제 차량 압력에 비해 너무 높게 설정되었으며, 이러한 경우, 캐비테이션의 발생 확인이 불가하여 실제 효율과는 다른 값이 계측될 가능성이 높다. 따라서, IFAS의 연구 결과 검증을 위해 IFAS에서 시험을 진행한 제품과 동일한 제품으로 성능 평가를 실시하였다.

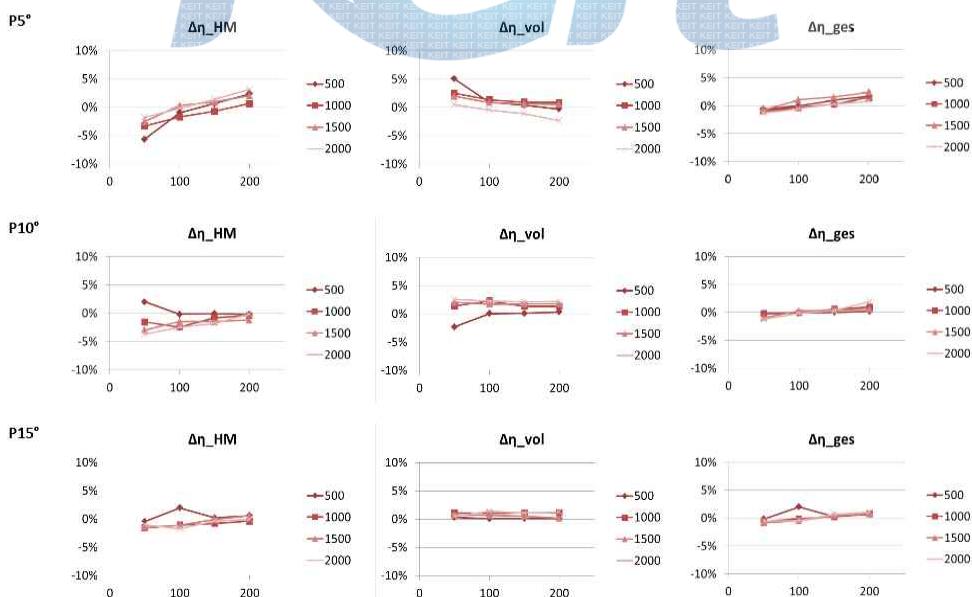


그림 3.2.93 IFAS 시험 결과 (Pump 효율 비교)

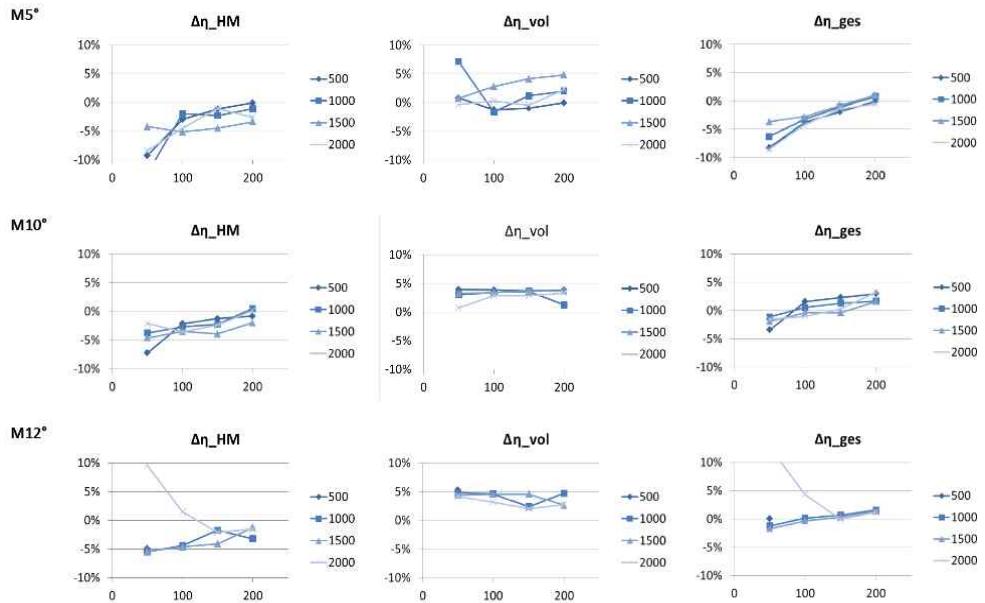


그림 3.2.94 IFAS 시험 결과 (Motor 효율 비교)

시험 전 흡입압력을 동일한 조건인 0.1bar로 설정하였으며, 펌프와 모터의 효율 시험을 진행한 결과, IFAS의 연구 결과와 다르게 그림 3.2.95와 같이 2차년도 시제품이 펌프 효율은 전 영역에서 우수하고, 모터 효율은 동등한 수준임을 확인하였으며, 그림 3.2.96과 같이 맥동의 경우도 2차년도 시제품이 우수한 것으로 확인 되었다. 이렇게 결과가 바뀐 이유는 흡입압력을 실제 차량의 압력과 유사하게 0.1bar로 설정하고 시험을 진행하였고, 그 결과 그림 3.2.97과 같이 IFAS 설계안의 경우 회전속도 및 압력이 높아질수록 캐비테이션이 발생하였기 때문이다.

따라서 IFAS의 시험결과를 3차년도 시제품에 반영하기 위하여 IFAS 설계안을 기본으로 하되 다음과 같이 독자 성능 개선안을 추가하여 3차년도 시제품을 제작하였다.

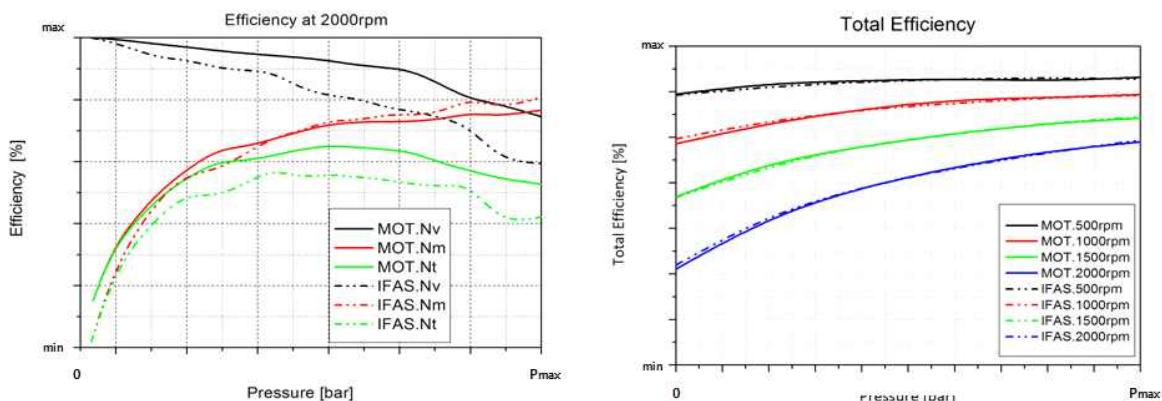


그림 3.2.95 시험 결과 (펌프, 모터 효율 비교)

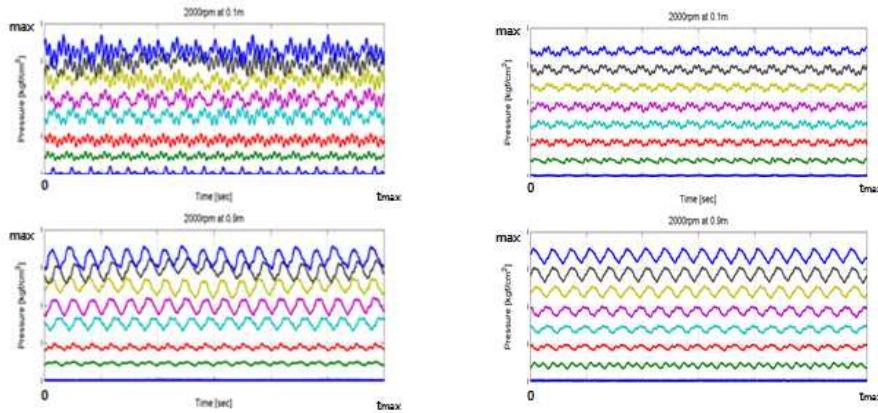


그림 3.2.96 시험 결과 (맥동 비교)

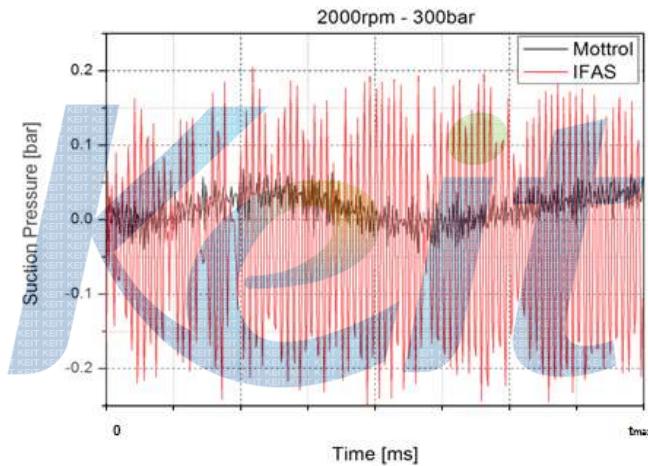


그림 3.2.97 시험 결과 (흡입 압력 비교)

② 성능 개선안 도출

ⓐ Valve Plate 최적화

2차년도 시제품의 성능 시험 결과, 3차년도 정량적 목표 항목을 만족시키지 못해 추가로 성능을 개선해야 할 부분은 모터 효율이다. 따라서 모터로 구동 시의 효율을 향상시킬 수 있는 방법에 대해 연구를 진행하였다.

먼저 Valve Plate의 위상 및 압부비²⁾의 변경을 통한 가능성을 검토 하였다. AMESim을 사용하여 그림 3.2.98, 그림 3.2.99와 같이 기존 모델 및 2가지 추가 모델에 대해 실린더 내 압력 및 유량 변화, 실린더 내 유량 맥동 및 실린더 내 back flow를 비교하

2) 압부비 : 압착력과 분리력의 비 (Force Balance)

였으며, 그 결과 두 모델 모두 original 모델에 비해 back flow 유량이 작아 용적 효율 측면에서는 우수할 것으로 판단되었고, 사전에 예상되었던 것과 같이 유량 맥동의 경우는 밸브플레이트의 위상 변경으로 실린더 내의 유량 이동 및 압력 상승·하강 패턴이 변경됨에 따라, 다소 상승하는 것으로 확인되었다. V2, V3 모두 동일하나, V3가 미미하게나마 맥동이 작아, 위상 변경에 대한 최종 모델은 V3로 결정하였다. 따라서 그림 3.2.100과 같이 2차년도 시제품에 사용된 Original 모델(VP #2), V3 위상에 압부비를 줄인 모델(VP#1), V3 위상에 압부비를 증가 시킨 모델(VP #3)을 제작하여 효율 시험을 진행하고, 그 결과를 토대로 최종 모델을 결정 하는 것으로 하였다.

성능 시험 결과는 그림 3.2.101과 같이 펌프 효율은 전 구간에서 VP #1이 우수하였고, 모터 효율도 미미하게나마 VP#1이 우수한 것으로 확인되었다. 따라서 밸브 플레이트는 VP#1로 최종 결정하였다.

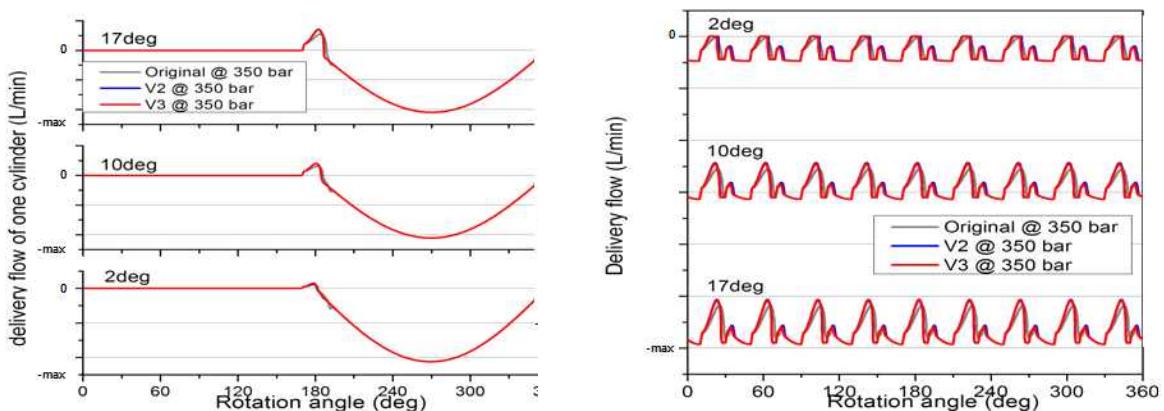
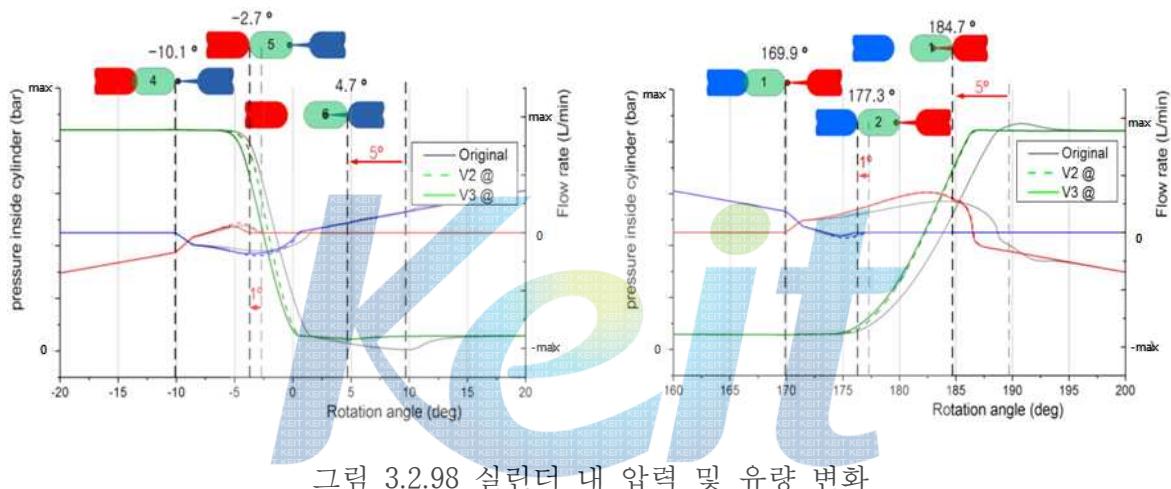


그림 3.2.99 Back flow 유량 및 유량 맥동

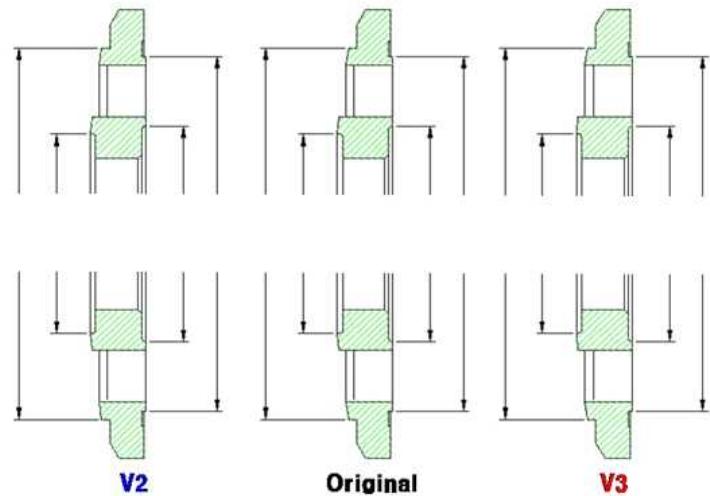


그림 3.2.100 성능 비교용 모델

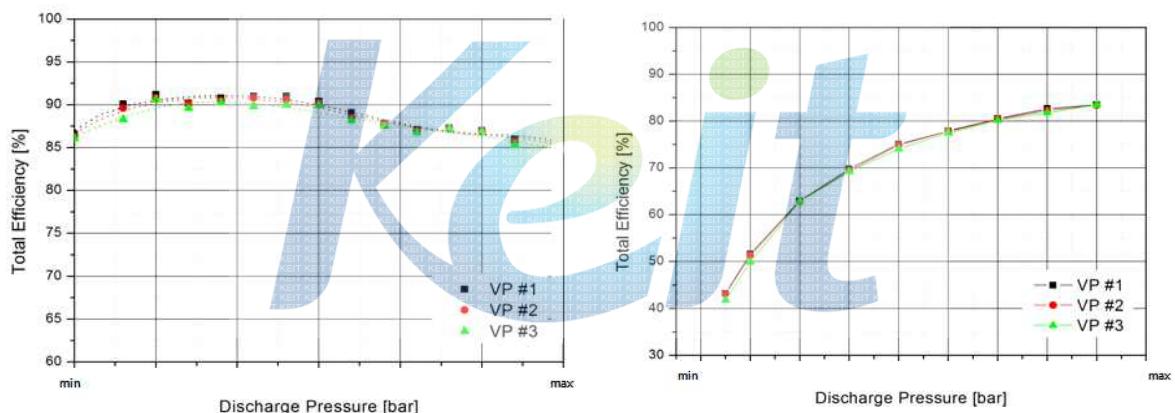


그림 3.2.101 성능 비교 시험 결과 (펌프, 모터 효율)

④ Shoe 최적화

Shoe의 land 형상, 압부비 및 오리피스 크기의 최적화를 추가 효율 개선 방안으로 결정하고 연구를 진행하였다. 우선 모터로 동작 시 급 기동에 따른 충격 완화를 위해 보조 랜드 추가 및 오리피스 크기를 최적화하고, 그림 3.2.102와 같이 포켓 직경, 사판 각도, 토출 압력 변화에 따른 손실에너지를 분석하여 마찰 손실이 최소화 될 수 있는 shoe의 압부비를 결정하였다.

해석 결과 최적의 값으로 선택된 값과 기존 치수를 조합하여 그림 3.2.103과 같이 4종의 시료를 제작하여 효율 시험을 진행하고, 그 결과를 토대로 최종 모델을 결정하는 것으로 하였다. 시험 진행 시 Valve Plate는 VP#1으로 결정되었기 때문에 Valve Plate는 고정하고 Shoe 변경에 따른 효율을 비교하였다.

시험 결과, 그림 3.2.104와 같이 펌프 효율의 경우는 Shoe#2를 제외한 나머지 시료들이 유사한 수준이었으나, 모터 효율에서는 Shoe#1이 가장 우수한 것으로 확인되어 VP#1과 Shoe#1의 조합을 3차년도 최종 시제품의 모델로 선정이 하였고, 이때 효율은 펌프 약 90.6%, 모터 80.9% 정도로 3차년도 정량적 목표를 달성하는 것으로 확인되었다.

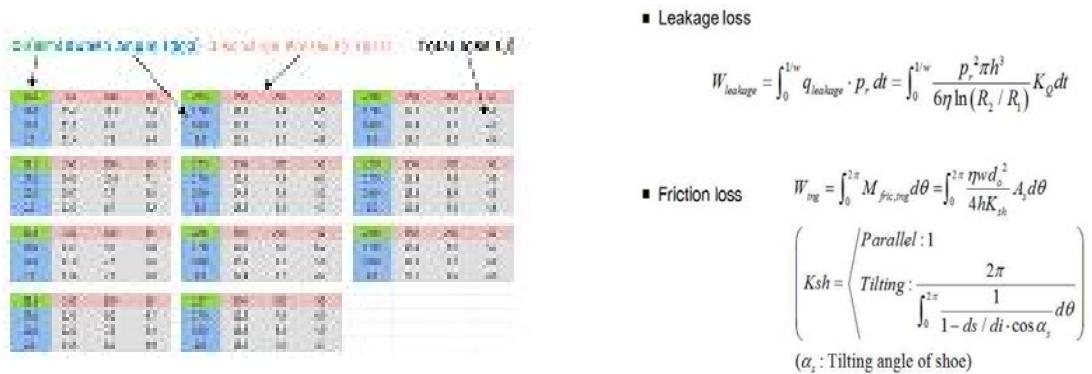


그림 3.2.102 해석 결과 (손실에너지)

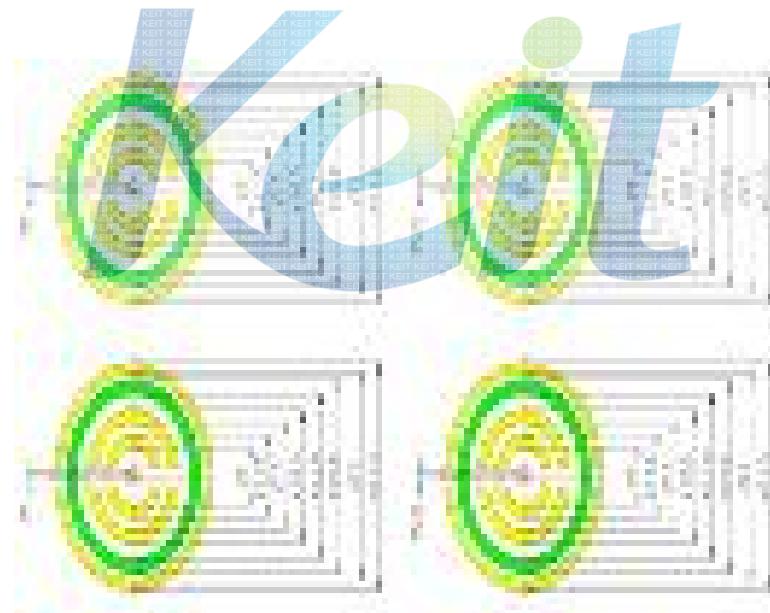


그림 3.2.103 성능 비교용 모델 (Shoe#1, #2, #3, #4)

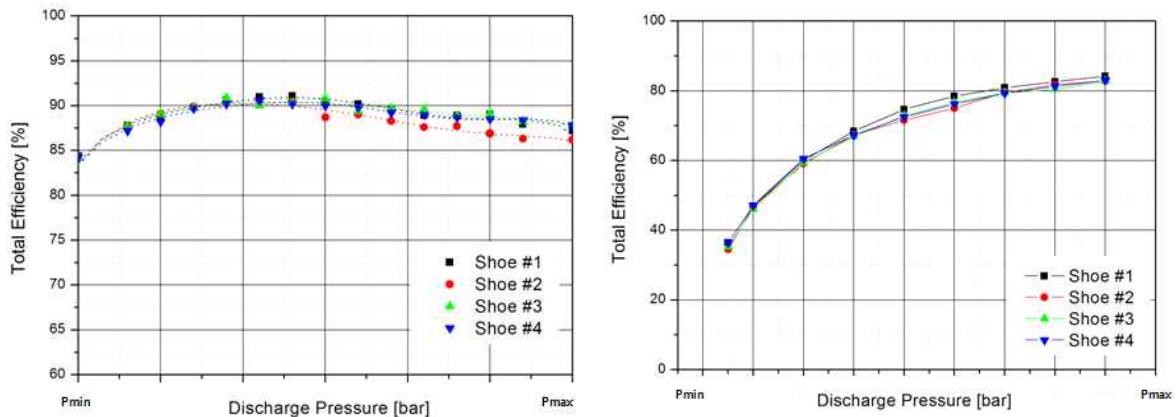


그림 3.2.104 성능 비교 시험 결과 (펌프, 모터 효율)

④ Regulator 제어 범위 증가

2차년도 시제품의 실차 평가 진행 시 유압 펌프·모터가 펌프로 동작할 때, 사판각의 제어 범위가 250mA 수준으로 확인되었으며, 안정적 제어를 위해서는 최소 350mA 수준이 필요하다는 요구사항이 있었다. 그 이유는 사판을 제어하기 위한 입력 전류 사용 범위가 좁다는 것은 작은 입력 전류 변화에도 유량 변화가 커질 수 있다는 것이고, 이렇게 되면 미세 동작 제어가 어렵게 되기 때문이다. 따라서 제어 범위 증가시킬 수 있는 방안에 대한 연구를 진행하였다.

Regulator의 제어 범위를 증가 시킬 수 있는 방안은 스프링 상수 증가, Pilot Piston의 직경 감소, Feedback Lever의 거리 조절, Solenoid Valve의 전자기력(Coil 감음 수) 변경 등이 있으며, 해석을 통해 각 항목들에 대한 개선 가능성을 확인하였다. 그 중 그림 3.2.105과 같이 Feedback Lever의 거리를 조절하는 것이 가장 쉽고 정확하게 개선 효과를 볼 수 있다고 판단되었고, 최종 개선안으로 선정하여, 제작 및 성능 시험을 진행하였다.

시험 결과는 그림 3.2.106과 같이 기존 Regulator에 비해 제어 범위가 100mA 이상 증가한 것을 확인할 수 있으며, 그림 3.2.107과 같이 제어 동특성 및 제어 안정성도 양호한 것을 확인하였다. 이후 3차년도 시제품을 장착한 차량 실차 시험에서도 동일한 결과를 확인하였다.

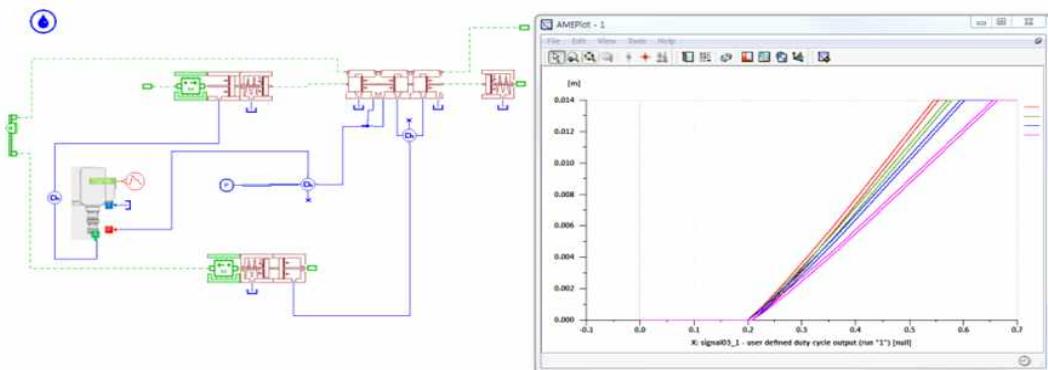


그림 3.2.105 해석 모델 및 결과

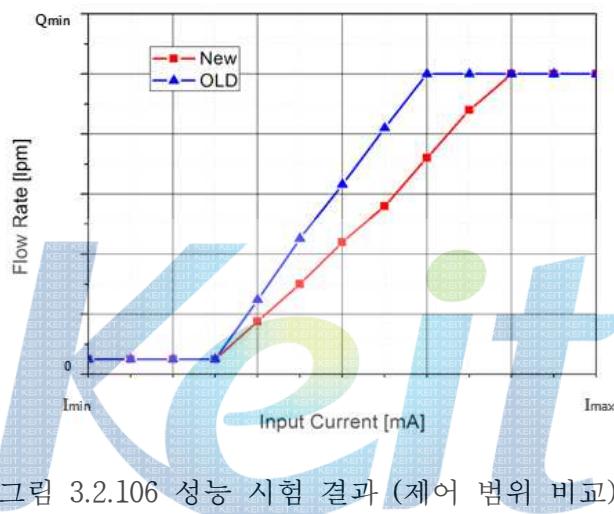


그림 3.2.106 성능 시험 결과 (제어 범위 비교)

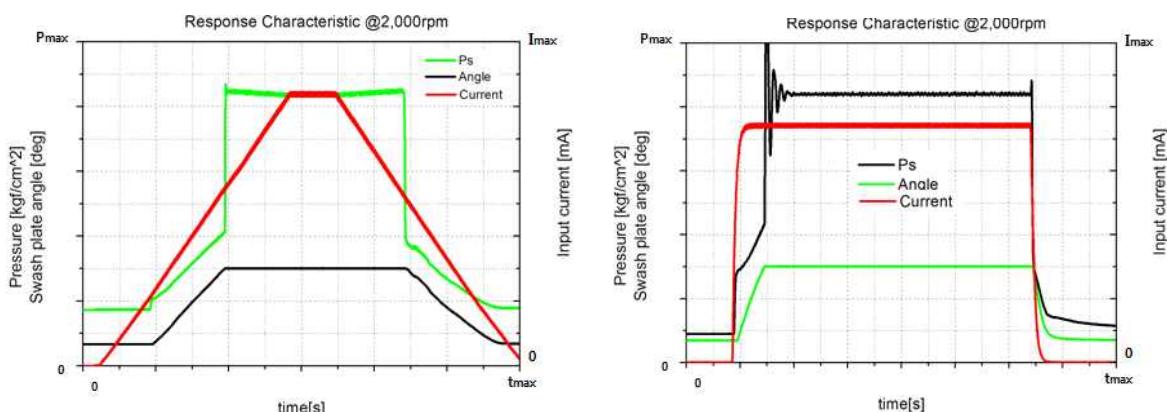


그림 3.2.107 성능 시험 결과 (제어 안정성 및 제어 동특성)

③ 3차년도 시제품 제작 및 종합 성능 시험 진행

⑦ 시제품 제작

당해연도에는 2단계 2차년도에서 발생한 문제점과 3차년도 정량적 목표를 달성하기 위한 개선을 진행하였고, 이를 반영한 최종 설계안으로 시제품을 제작하였다.

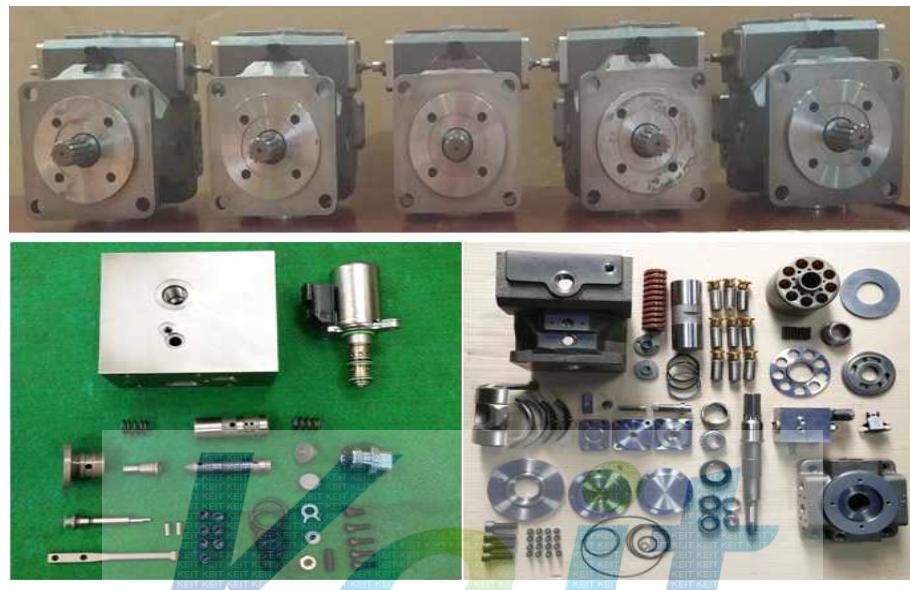


그림 3.2.108 3차년도 시제품 및 개선 부품

⑧ 종합 성능 시험

2단계 3차년도 시제품의 정량적 목표를 달성정도를 확인하기 위한 종합 성능 평가를 진행하였다. 시험 항목은 표 3.2.13와 같으며, 적용한 시험 기준은 RS-B-0032, RS-KIMM-2012-0152, ISO4412 이다. 효율의 경우는 봄 회생 시스템 전체의 시뮬레이션에 사용할 수 있도록 펌프 사용 전구간의 효율을 측정하여 등고선 형태로 표현하는 효율 맵 시험을 추가로 실시하였다.

표 3.2.13 시험 항목 및 방법

NO	시험항목	시험방법
1	정격 유량 시험	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 정격속도까지 변화시키면서 토출유량을 측정한다.
2	최대 회전수 시험	무부하 상태에서 입력 전류를 최대로 고정시키고 입력회전수를 최저속도에서 최대속도까지 변화시키면서 유량이 선형적으로 증가하는 최대속도를 구한다.
3	펌프 효율 시험 (효율맵 시험)	부하조건, 회전수, 압력, 사판각도에 따른 토출유량, 압력, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
4	모터 효율 시험	최대 사판각도에서 회전수 및 토출압력 변화에 따른 토출유량, 흡-토출 차압, 토크, Drain 유량 등을 측정하여 효율 변화를 측정한다.
5	제어 동특성 시험	최대 입력회전수, 토출 압력 0, 100, 200bar 상태에서 입력전류를 최소에서 최대, 최대에서 최소로 급격히 변화시키면서 사판각의 변화를 측정한다.
6	맥동 시험	입력회전수 및 토출압력을 변화시키면서 토출 배관상의 압력맥동을 측정한다.
7	소음 시험	ISO4412 기준에 따라 음향파워를 측정한다.

o 정격 유량 및 최대 회전수 시험

정격 유량 및 최대 회전수 시험은 사판 및 흡입압력을 일정하게 고정하고 회전수를 증가시키면서 배제 용적의 변화 없이 선형적으로 유량이 증가하는지를 확인하는 가장 기본적인 성능 시험으로서, 선형성을 잃고 유량이 감소하기 시작하는 시점을 최대회전수라고 판단할 수 있다. 유량이 선형적으로 증가하지 못한다는 것은 자흡 유량이 부족하다는 것으로 자흡 최대 속도라고 생각할 수 있다. 이 속도 이상으로 펌프를 사용하게 되면 흡입라인에 캐비테이션이 발생하게 되어 펌프의 내구 수명이 급격히 줄어들게 된다.

시험 결과는 그림 3.2.109와 같이 2,500rpm까지 선형적으로 유량이 증가하다가 그 이상의 영역에서 점점 선형성을 잃는 것을 확인할 수 있다. 따라서 본 시제품의 최대 회전수는 2,500rpm 정도인 것으로 추정할 수 있으며, 3차년도 정량적 목표인 2,200rpm을 만족함을 알 수 있다.

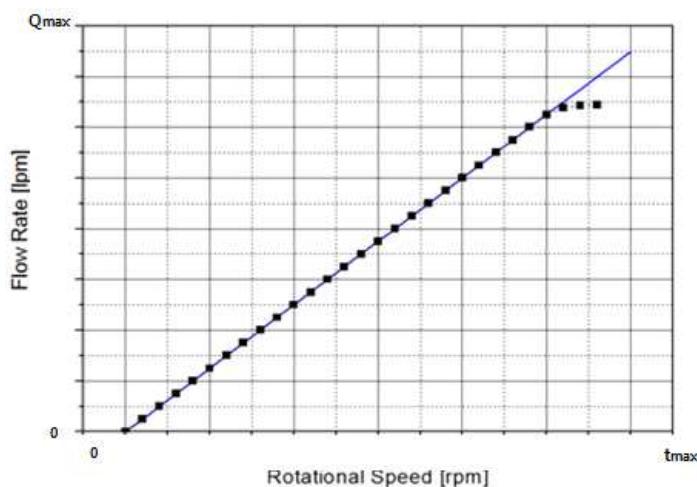


그림 3.2.109 정격 유량 시험 결과

○ 펌프 효율 시험 (효율맵)

펌프 효율은 기존 효율 시험과 효율맵 시험을 함께 진행하였으며, 효율맵 시험의 경우는 정격 회전수인 2,000rpm에서 사판을 max에서 min까지 변화시키면서 전구간의 효율을 측정하여 등고선 형태로 나타내었다.

시험 결과는 그림 3.2.110과 같으며, 최대 전효율은 90.6%였으며, 3차년도 정량적 목표인 90% 이상을 만족하는 것을 확인 할 수 있다.

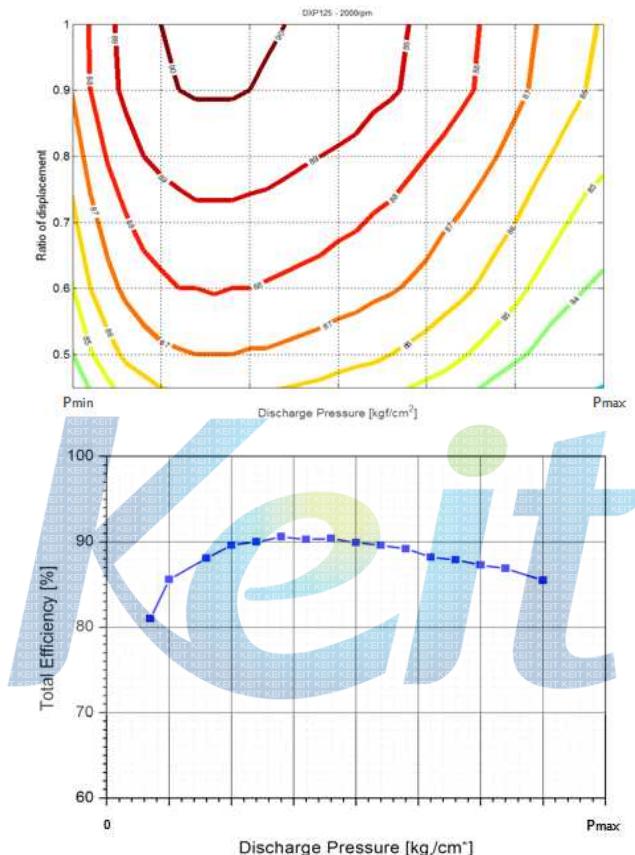


그림 3.2.110 효율 시험 결과

○ 모터 효율 시험

모터 효율은 봄 에너지 회생과 직접적인 연관이 있는 항목으로 회전수 500, 1000, 1500, 2000rpm, $\Delta P = 0 \sim 200\text{kgf/cm}^2$, 유온은 $50 \pm 3^\circ\text{C}$ 의 시험 조건으로 측정하였다.

시험 결과는 그림 3.2.111와 같이 실제 주사용 구간인 2,000rpm에서의 최대 전효율은 80.6%(2차년도와 동일 조건 @2,000rpm, $\Delta P=160\text{kgf/cm}^2$)로 3차년도 정량적 목표인 80%를 만족하는 것을 확인할 수 있다.

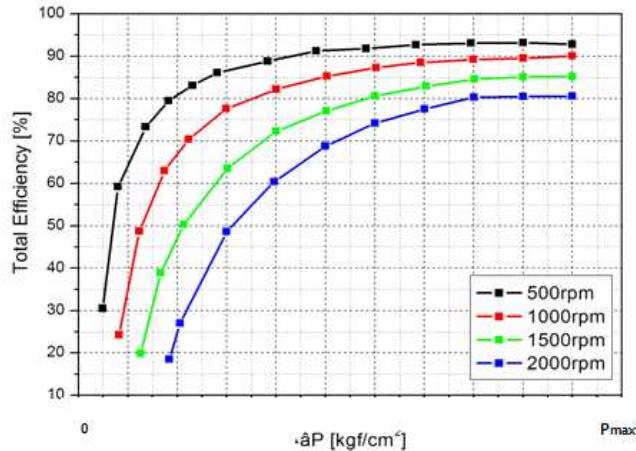


그림 3.2.111 효율 시험 결과

o 제어 동특성 시험

제어 동특성은 실제 굴삭기에서 운전자의 조작감에 영향을 줄 수 있는 항목으로 봄 회생용 펌프 모터의 중요한 성능 요소라고 할 수 있다.

정격 회전수인 2,000rpm에서 토출 압력을 100, 200bar로 변화시키는 조건으로 시험을 진행하였으며, 시험 결과는 그림 3.2.112와 같이 모든 시험 조건에서 3차년도 정량적 목표인 0.25s를 만족하는 것을 확인할 수 있다.

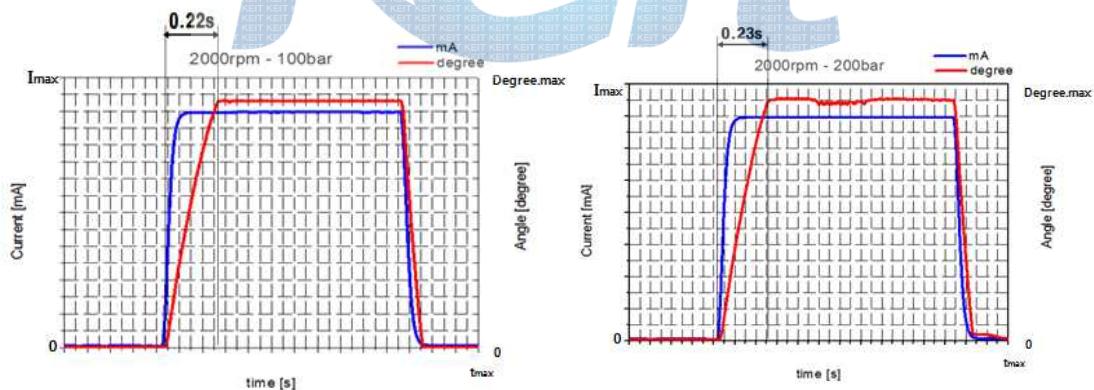


그림 3.2.112 제어 동특성 시험 결과

o 맥동 시험

토출라인상의 압력 맥동은 펌프의 제어성, 소음 및 효율에 영향을 주는 중요 요소로서 그 특성을 파악하는 것이 매우 중요하다.

펌프 동작 조건 중 가장 가혹한 조건인 사판각 100%에서 압력 맥동을 측정하였고, 그림 3.2.113과 같이 2,000rpm의 최고 압력 영역(300bar, 350bar)에서 맥동값이 최대 8% 이내로 정량적 목표를 만족함을 확인할 수 있었다.

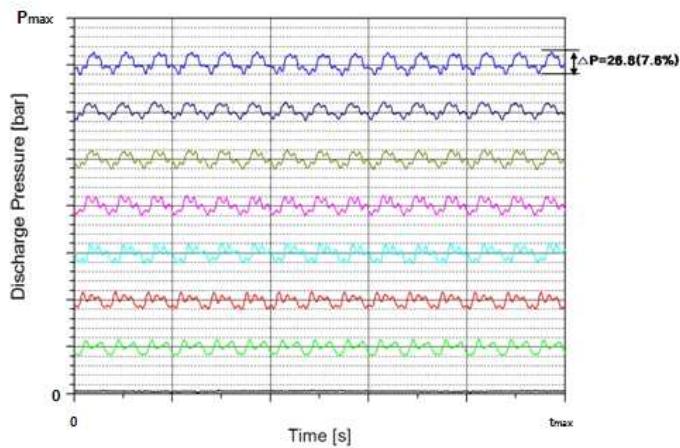


그림 3.2.113 맥동 시험 결과

o 소음 시험

소음시험은 ISO4412(KS A ISO 3745)에 의거해 진행하였다. 그림 3.2.114와 같이 규격대로 구성된 반무향실에서 [그림 48]의 규격을 참고하여 10개소의 측정 point를 정하고, 정격 회전 속도에서 최소압력에서 최대압력까지 변화시켜가면서 시료 2대에 대하여 음향 파워를 측정하였다.

시험 결과는 아래의 표 3.2.14와 같다. 2개의 시료로 시험을 하여 그 값들의 평균값을 최종 결과로 하였으며, 350bar 영역에서 3차년도 정량적 목표인 96dB(A)이하를 달성하였다.

표 3.2.14 소음 시험 결과

단위 : dB(A)

	무부하	100bar	200bar	300bar	350bar
시료1	89.5	92.7	94.2	94.8	95.6
시료2	89.3	93.1	93.8	94.5	95.9
평균	89.4	92.9	94.0	94.65	95.75



그림 3.2.114 반무향실

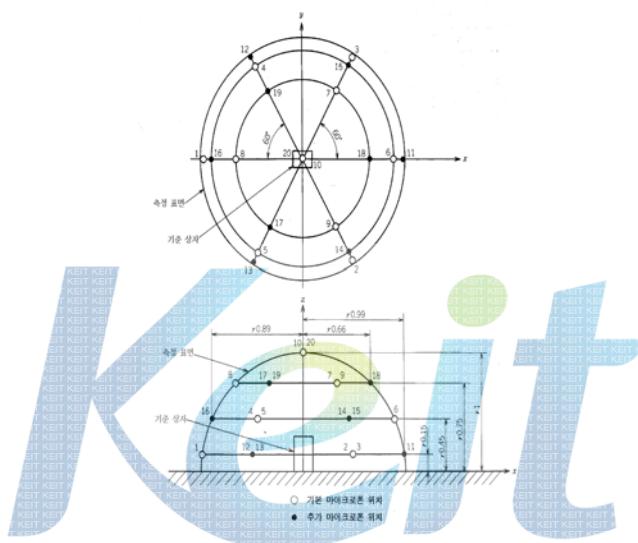


그림 3.2.115 반구면상 마이크로폰 배열

o 내구수명

유압펌프모터의 내구수명은 4세부 한국기계연구원에서 가속수명시험을 실시하여 B10 10,000시간 목표를 달성하였다.

라. 고감속 선회감속기 개발 (한국기계연구원)

1) 1단계 결과 요약

하이브리드 굴삭기용 고토크 선회감속기 기술 개발 1단계 과제에서는 다음과 같은 연구를 수행하였다.

1. 1차년도 개발 내용 및 개발 범위

가. 고토크 선회감속기의 설계, 해석 및 1차 시제품 제작

1) 고토크 선회감속기의 기어트레인 설계 및 해석

가) 선회감속기 기어 트레인 설계 및 해석

나) 감속기 하우징(Housing) 등 기타 부품 최적설계

다) 선회감속기 1차 시제품 도면 작성

2) 선회감속기 1차 시제품 제작

가) 캐리어, 하우징(Housing)류 금형 제작 및 검사

나) 기어, 축, 캐리어, 하우징 등 부품 제작 및 검사

다) 시제품 조립

2. 2차년도 개발 내용 및 개발 범위

가. 고토크 선회감속기의 최적 설계, 1차 시제품 시험평가 및 2차 시제품 제작

1) 선회감속기 1차 시제품 성능시험

가) 선회감속기 성능평가용 시험장비 구축

나) 선회감속기 1차 시제품 성능시험평가

2) 고토크 선회감속기의 기어트레인 최적설계 및 해석보완

가) 성능시험결과를 반영한 선회감속기 최적설계 및 해석

나) 선회감속기 2차 시제품 도면 작성

3) 선회감속기 2차 시제품 제작

가) 기어, 축, 캐리어, 하우징 등 부품 제작 및 검사

나) 시제품 조립

3. 3차년도 개발 내용 및 개발 범위

가. 고토크 선회감속기의 2차 시제품 시험평가 및 최종 Pilot 시제품 설계

1) 선회감속기 2차 시제품 성능시험

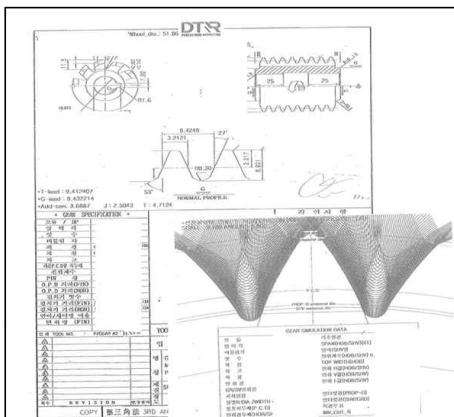
가) 선회감속기 성능평가용 시험장비 구축 보완

나) 선회감속기 2차 시제품 성능시험평가

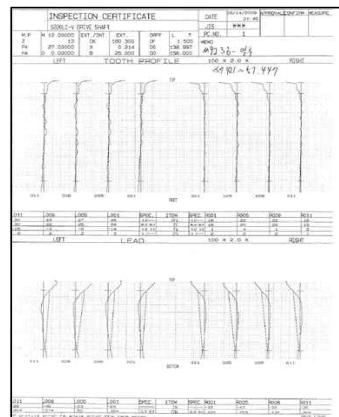
2) 고토크 선회감속기의 기어트레인 최적설계 및 해석 보완

가) 선회감속기 기어 트레인 설계 및 해석 보완

나) 선회감속기 Pilot 시제품 최적설계 및 해석



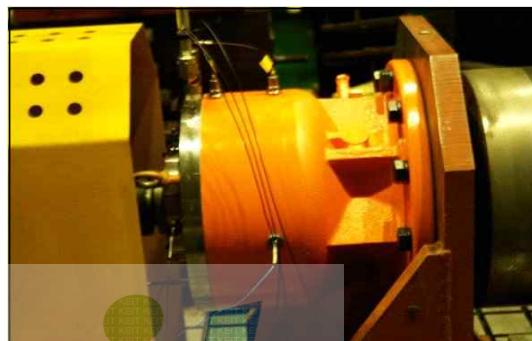
(a) 1차 시제품 치공구 도면과 시뮬레이션



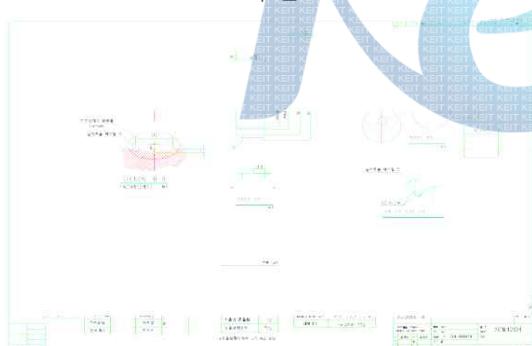
(b) 1차 시제품 치형 검사성적서



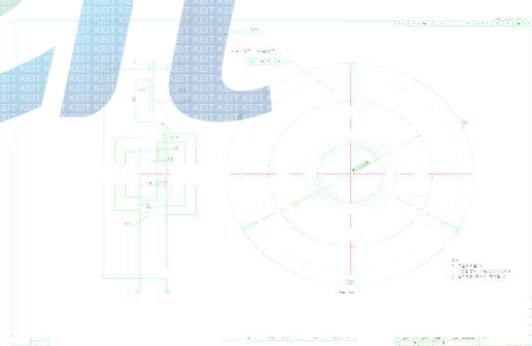
(c) 1차 시제품 작업표준서 및 캐리어



(d) 1차 시제품 선회감속기



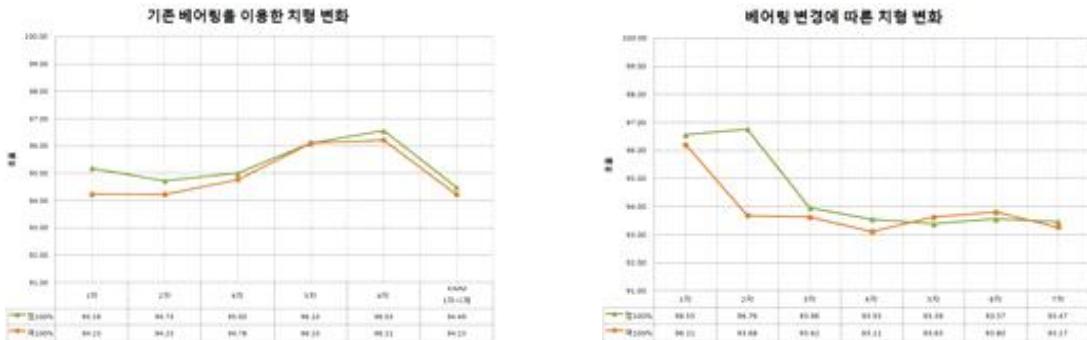
(e) 2차 시제품(최종 시제품) 선기어 도면



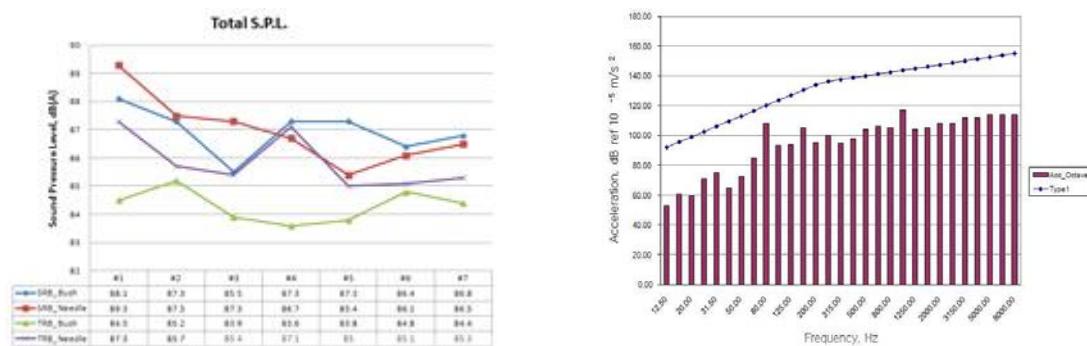
(f) 2차 시제품(최종 시제품) 캐리어 도면



(g) 2차 시제품(최종 시제품) 선회감속기

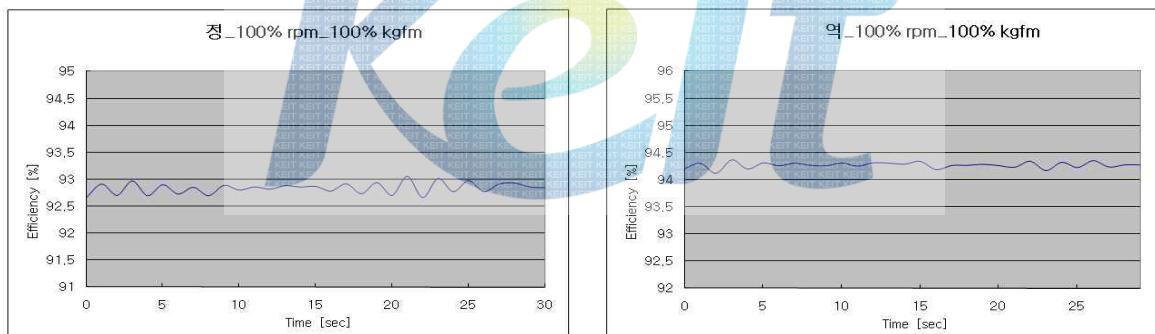


(h)2차 시제품(최종 시제품) 효율 측정 결과



(i)2차 시제품(최종 시제품) 소음 측정 결과

(j)2차 시제품(최종 시제품) 진동 분석 결과



(k)2차 시제품(최종 시제품) 정방향 효율 측정 결과

(l)2차 시제품(최종 시제품) 역방향 효율 측정 결과

방향	Input speed [%]	Input torque [%]	Efficiency [%]	Temp. [°C]
정	100	100	94.1	38.62
역	100	100	94.27	45.45

(m)2차 시제품(최종 시제품) 효율 및 온도 측정 결과

그림 3.2.116 고토크 선회감속기 1단계 최종시제품 성능시험

정량적 목표 달성 결과

평가항목	단위	1단계 최종 목표	1단계 최종 시제품 결과	평가방법
1. 감속기 토크 전달비	-	30	32	ISO 6336
2. 감속기 효율	%	88	93.11	RSB 0061
3. 감속기 소음	dB(A)	87	86.4	JGMA 8001
4. 감속기 온도	°C	92	50.51	RSB0061
5. 감속기 출력 토크	Nm	12,000	12,000	ISO 6336
6. 감속기 구조	단	2	2	ISO 6336
7. 감속기 진동	dB	Type I	Type I	MIL740-2

2) 2단계 감속기 구조 설정

○ 선회감속기의 감속비 증대의 필요성

동일한 동력을 전달할 때, 감속기의 감속비가 클수록 선회전동기의 요구 토크를 감소시킬 수 있다. 이는 선회전동기의 부피 감소가 가능하게 하여 하이브리드 굴삭기에서의 장착이 용이하고, 제작 비용이 절감된다.

○ 선회감속기의 감속비 증대 방안

감속비를 증대하는 방안으로 인볼루트 치형을 이용하는 기존 방식과 사이클로이드 치형을 이용하는 방법이 있다. 사이클로이드 치형 방식은 굴삭기 선회시스템에 적용 사례가 없다는 점, 높은 가공 정밀도의 요구와 이로 인한 가격경쟁력 저하, 유성기어 감속기에 비하여 효율 저하 등으로 하이브리드 굴삭기에 적용하기는 어렵다고 판단되었다.

인볼루트 유성기어 한 세트의 최대 감속비는 일반적으로 6:1이다. 현재 적용된 2단 유성기어 감속기는 최대 감속비와 근사하므로, 3단으로 구성하여 목표하는 감속비를 얻고자 한다. 즉, 선회감속기의 최종 사양은 고감속 저소음 유성감속기로서, 감속비는 기존 고토크 선회감속기의 2배 이상의 3단 기본형 유성기어로 구성된다. 기본형 유성기어를 선정한 이유는 다른 형태의 유성기어에 비해 설계/제작 기술의 완성도가 높고, 조립이 쉬우며, 고장 위험부담이 작다는 것이다.

○ 3단 유성기어 감속기의 제한 조건

3단 유성기어 감속기는 크레인의 선회시스템, 풍력발전기의 피치/요 시스템,

선박/건설장비의 원치(winch) 시스템 등에 많이 사용되고 있으나, 굴삭기 선회시스템에 3단 유성기어 감속기를 적용한 사례는 없다. 또한, 굴삭기 선회시스템의 최대 회전 속도는 기존 선회감속기의 2배 이상으로서 다른 3단 유성기어 감속기의 입력 속도보다 매우 높다. 따라서 3단 유성기어를 적용한 굴삭기 선회감속기에서 i) 고속 유성기어에서의 윤활 및 마찰 손실, ii) 효율 저하, iii) 소음 증가 등에 대한 검토가 필요하다. 이러한 문제의 발생 여부를 조속히 확인하기 위하여 가능성 검토 연구를 수행하였다. 즉, 가능한 빨리 3단 유성기어 감속기를 제작/시험하여 선회감속기로서의 적용 가능 여부를 판단하였다.

- 가능성 검토 연구의 시제품 제작(1차년도)
 - 3단 감속기 중 2단과 3단은 현재 양산중인 선회감속기를 이용한다.
 - 굴삭기에서 요구하는 회전속도/토크와 선회전동기의 사양을 고려하여 1단 감속비를 결정한다.

3) 고감속 저소음 선회감속기 설계/해석

가) 고감속 저소음 감속기 1차 시제품 설계 및 해석 (2차년도)

- 고감속 저소음 선회감속기에서 최대 동력은 기존 고토크 선회감속기와 동등 수준이며, 최대 입력 회전속도와 감속비는 기존 고토크 선회감속기의 2배 이상으로 고려하였다.
- 다음은 고감속 저소음 선회감속기 설계 요구 조건이다.

- i) Load condition
 - Input load : 167.11 Nm @ 4000 rpm (70 kW)
 - Output load : 647.55 Nm @ 1032.26 rpm (70 kW)
- ii) Required service life: 10,000 hr
- iii) Gear materials
 - sun & planet : SCM420H
 - (sFlim : 490.5 N/mm² , sHlim : 1608.74 N/mm²)
 - ring : SCM440 (sFlim : 245.25 N/mm² , sHlim : 1030.05 N/mm²)
- iv) Lubrication : ISO-VG 220, method : oil injection
- v) Gear calculation method : ISO 6336:2006 Method B
- vi) Planet bearing: K15×21×21 (needle roller brg, FAG)
 - Dynamic load rating : 17,000 N, Static load rating : 22,000 N
- vii) Bearing calculation method : ISO 281 & ISO/TS 16281
- viii) Spline loading type : Alternating torque, fast increase
 - No. of change of load direction : 2×106, No. of load peaks : 1×106
- ix) Spline calculation method : Niemann/Winter

(G. Niemann, Machine Elements I, 3rd edition)

- o 선회감속기 기어트레인의 구조는 3단 유성기어열로 선기어 입력, 캐리어 출력, 링기어 고정으로 구성되어 있다. 아래 그림은 전기모터 입력축에서 1단 유성기어열을 모델링한 자료로서, 동력은 전기모터에서 1단 선기어의 스플라인으로 전달되어 선기어를 회전시키며, 캐리어로 출력되는 형태이다.

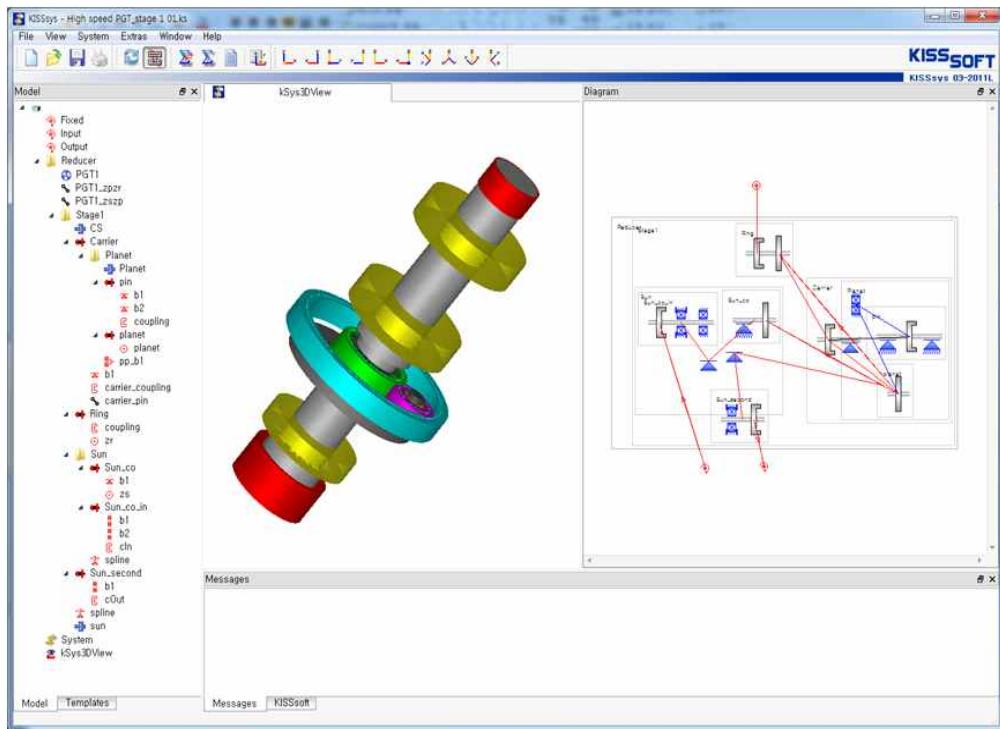


그림 3.2.117 1단 유성기어열

○ 1단 유성기어열의 기어 제원으로 모듈, 압력각, 선기어 잇수, 유성기어 잇수, 링기어 잇수를 고려하였으며, 표에 1단 유성기어열의 강도평가 결과를 나타내었다.

Geometry		Strength		Reference profile		Tolerances		Modifications		Release 03-2011	
System data											
Normal module: m:	2,0000 mm			spur gear							
Pressure angle at normal section: α_n :						Helix angle at reference circle: β :	0,0000 *				
Center distance: a:	1 mm					Number of planets:	4				
Gear data											
		Sun gear	Planets	Internal gear							
Number of teeth: z:		11	1	1							
Facewidth: b:	23,000		19,2000 mm								
Profile shift coefficient: x [*] :	0,3500		0	0,1616							
Quality (ISO 1328): Q:	6										
Drawing number:	0,000,0		0,000,0	0,000,0							
Tip alteration: k _m :	0,0000		0,0000	0,0000 mm							
Inside/outside diameter: d:	0		0	15 mm							
Inner/outer diameter of gear rim: d _r :	0,0000		0,0000	0,0000 mm							

그림 3.2.118 1단 유성기어열의 제원

표 3.2.15 1단 유성기어열의 강도 평가 결과

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Root safety	3.212	1.991	1.743
Flank safety	1.163	1.098	1.031
Scuffing safety (integral tem.)	2.928		4.430

○ 유성기어열은 여러 개의 유성기어를 사용하여 하중을 분산하므로 하중지지 뿐만 아니라 하중 분산에 용이하며, 자전과 공전을 하는 구조를 가지므로 이를 고려하여 축과 베어링을 설계하였다. 유성기어와 유성 편 사이에 들어가는 베어링으로 베어링에 작용하는 하중을 이용하여 베어링의 수명과 각 둘러에서 받은 하중 분포 및 응력을 확인하였다.

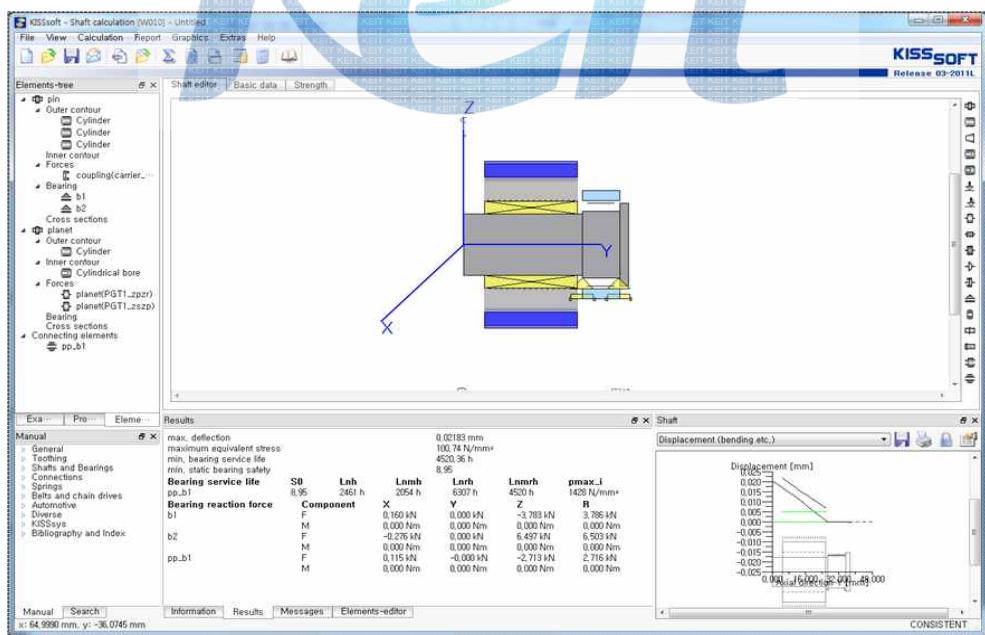


그림 3.2.119 유성베어링 해석 결과

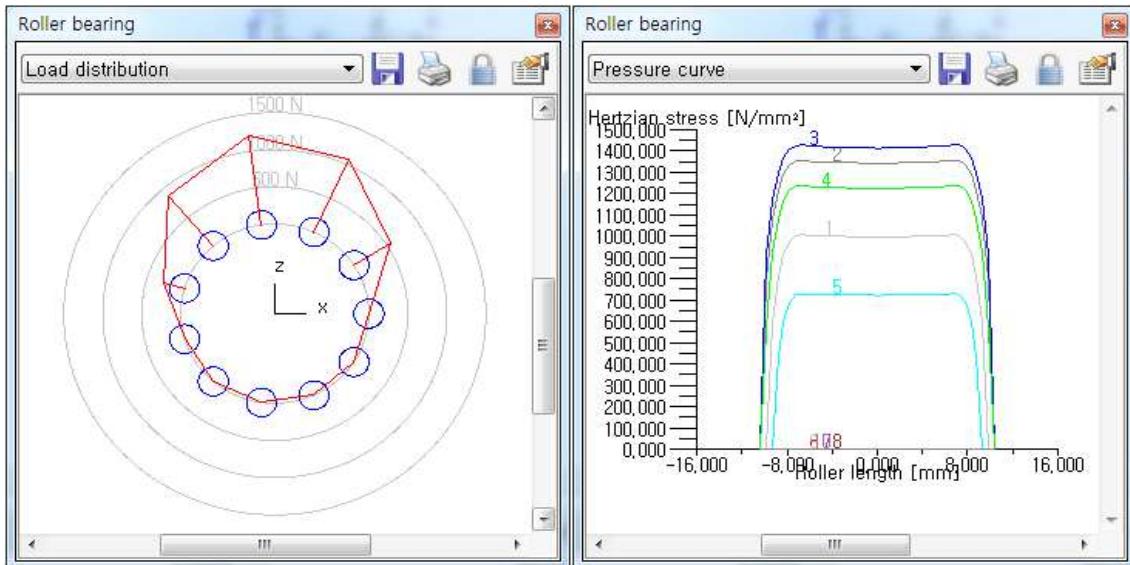


그림 3.2.120 유성베어링의 하중 분포 및 응력

- 아래 그림은 모터 축과 1단 선기어 스플라인 제원 및 강도 평가 결과와 1단 캐리어와 2단 선기어 스플라인 제원 및 강도 평가 결과이다.



그림 3.2.121 모터 축과 1단 선기어 스플라인 제원 및 강도 평가 결과

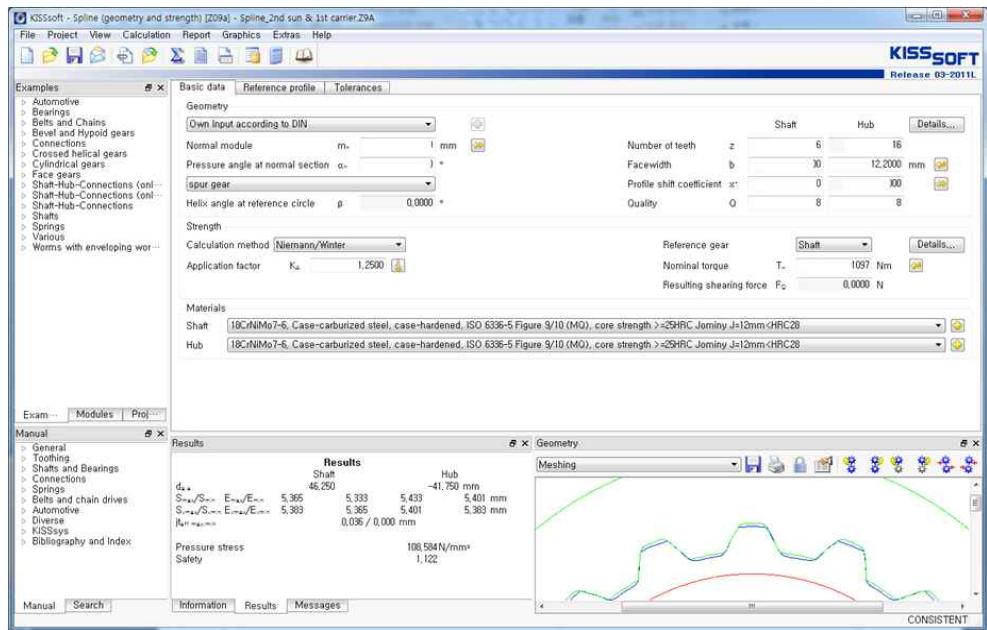


그림 3.2.122 1단 캐리어와 2단 선기어 스플라인 제원 및 강도 평가 결과

○ 고감속 저소음 선회감속기를 제작하기 위한 선회감속기 시제품 도면이다.

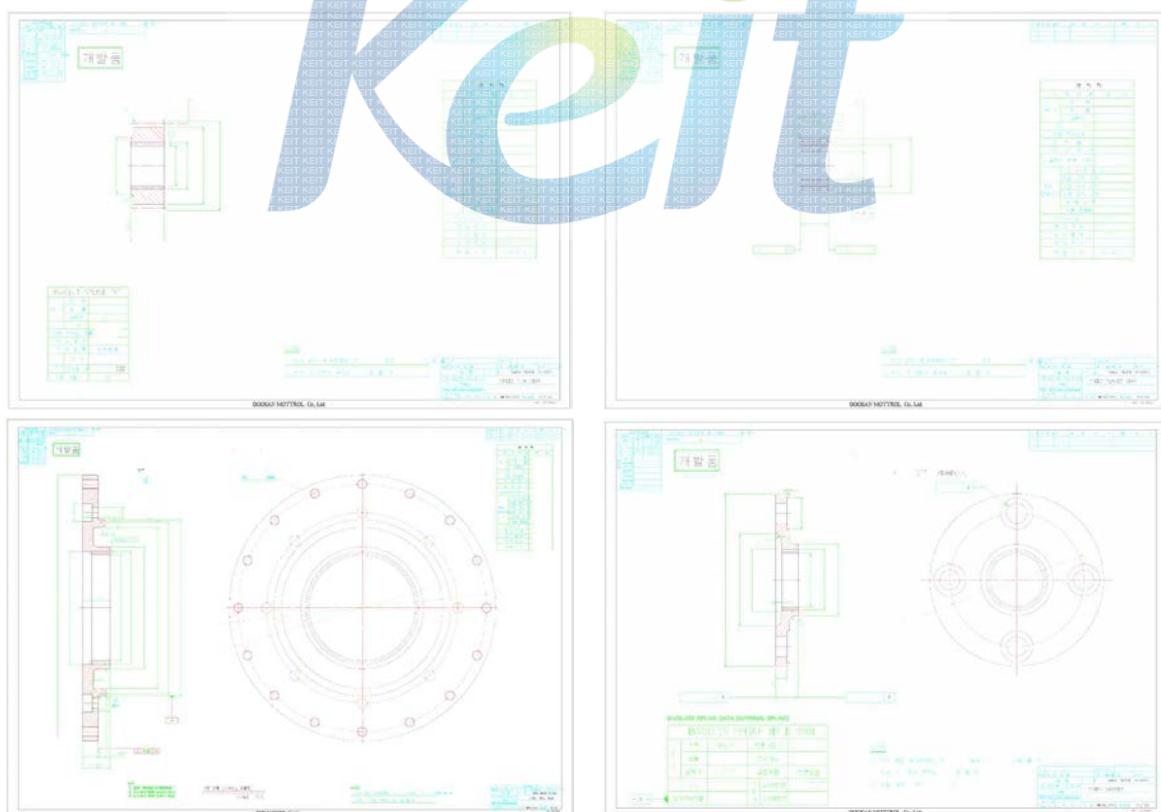


그림 3.2.123 유성기어열의 제작도

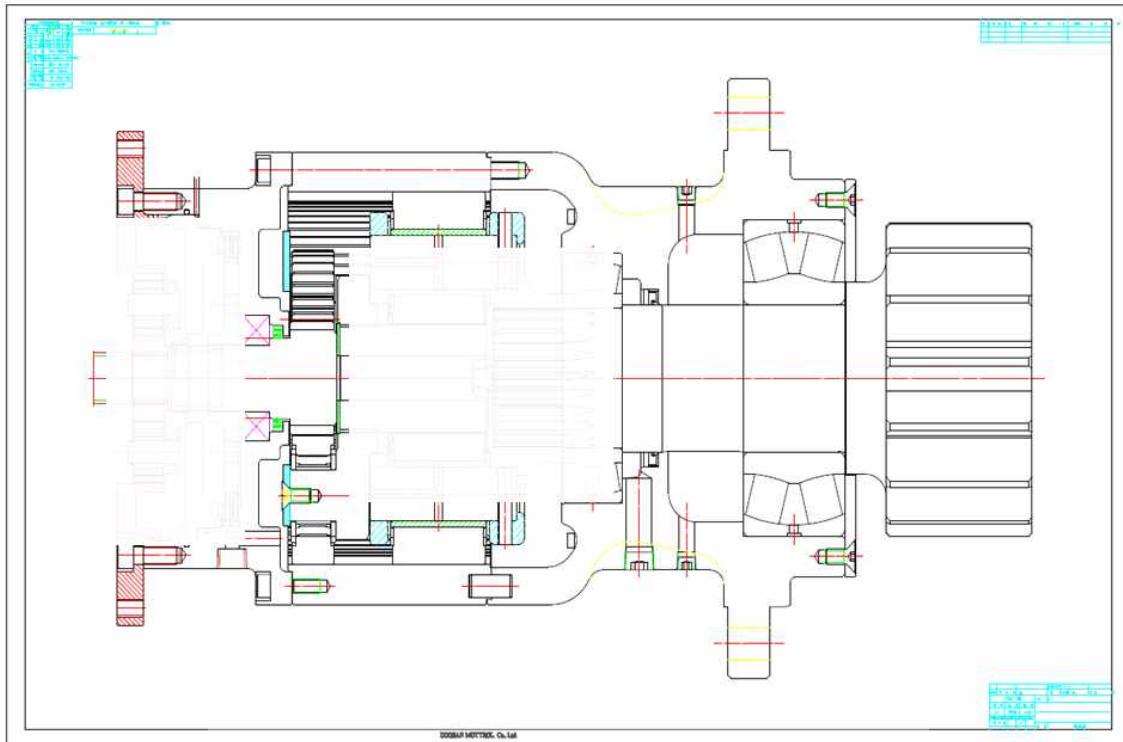


그림 3.2.124 선회감속기 조립도

Keit

나) 고감속 저소음 감속기 2차 시제품 설계 및 해석 (3차년도)

① 선회감속기 기어 제원 설정 및 power flow 해석

- 주관기관으로부터 제공받은 고감속 저소음 선회감속기의 동력, 입력 회전수 및 토크, 감속비 등의 데이터를 이용하여 각 단의 감속비를 설정하고 상용 기어 설계 프로그램을 이용하여 기어 제원을 선정하였다.
- 고감속 저소음 선회감속기의 설계 요구 조건은 다음과 같다.

- i) Load condition
 - Input load : 167.11 Nm @ 4000 rpm (70 kW)
 - Output load : 647.55 Nm @ 1032.26 rpm (70 kW)
- ii) Gear ratio : 3.875 (speed reduction)
 - No. of sun teeth : 24
 - No. of planet teeth : 22
 - No. of ring teeth : 69
- iii) Center distance : 46.864 mm
- iv) Required service life : 10,000 hr
- v) Application factor : $KA = 1.25$
- vi) Load sharing factor : $K_r = 1.00$ (No. of planets : 3)
- vi) Gear materials
 - sun & planet : SCM420H
($S_{F\lim} : 490.5 \text{ N/mm}^2$, $S_{H\lim} : 1608.74 \text{ N/mm}^2$)
 - ring : SCM440
($S_{F\lim} : 245.25 \text{ N/mm}^2$, $S_{H\lim} : 1030.05 \text{ N/mm}^2$)
- vii) Lubrication : ISO-VG 220, method : oil injection
- viii) Gear calculation method : ISO 6336 : 2006 Method B

- 선정한 기어 제원을 이용하여 고감속 저소음 선회감속기의 power flow 해석을 수행하고 이상이 없음을 확인하였다.

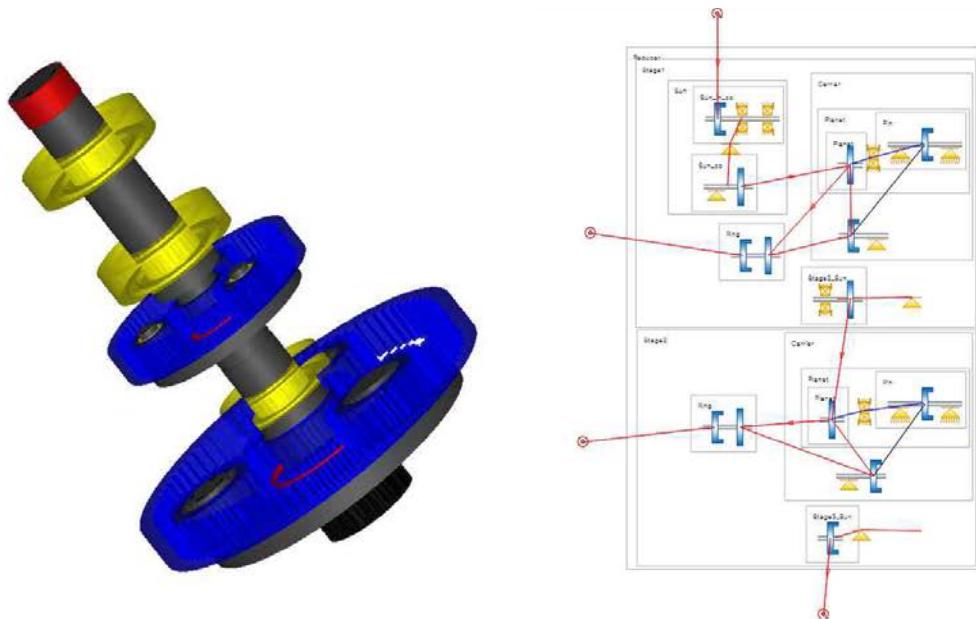


그림 3.2.125 고감속 저소음 선회감속기 모델 및 동력 흐름도

- ② 기어 전위계수 설정
- o 기어의 전위계수는 선기어와 유성기어, 유성기어와 링기어의 미끄럼율을 최적화하여 기어의 마모를 최소화하고, 기어 둘림에서 발열이 최소가 되도록 선정하였다.

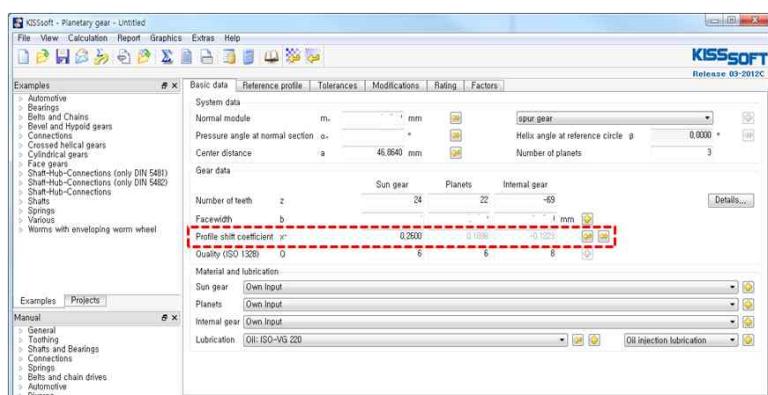


그림 3.2.126 고감속 저소음 선회감속기의 기어 전위계수

③ 기어 강도 평가 결과

- o 선정한 기어 제원을 이용하여 강도 평가를 수행하였다. 기어 이뿌리 응력과

접촉 응력에 대한 안전 계수(Root safety & Flank safety)는 ISO 6336 (2006)으로, 스커핑에 대한 안전 계수는 ISO 13989로 계산하였다.

- 선기어, 유성기어, 링기어에 대한 Root safety와 Flank safety는 각각 2.4911, 1.5928, 1.8598와 1.0056, 1.0015, 1.2009로서 접촉 응력을 기준으로 설계가 진행되었다.
- 스커핑에 대한 안전계수는 선-유성 물림에서는 2.9832, 유성-링 물림에서는 4.7362로 안전함을 알 수 있다.

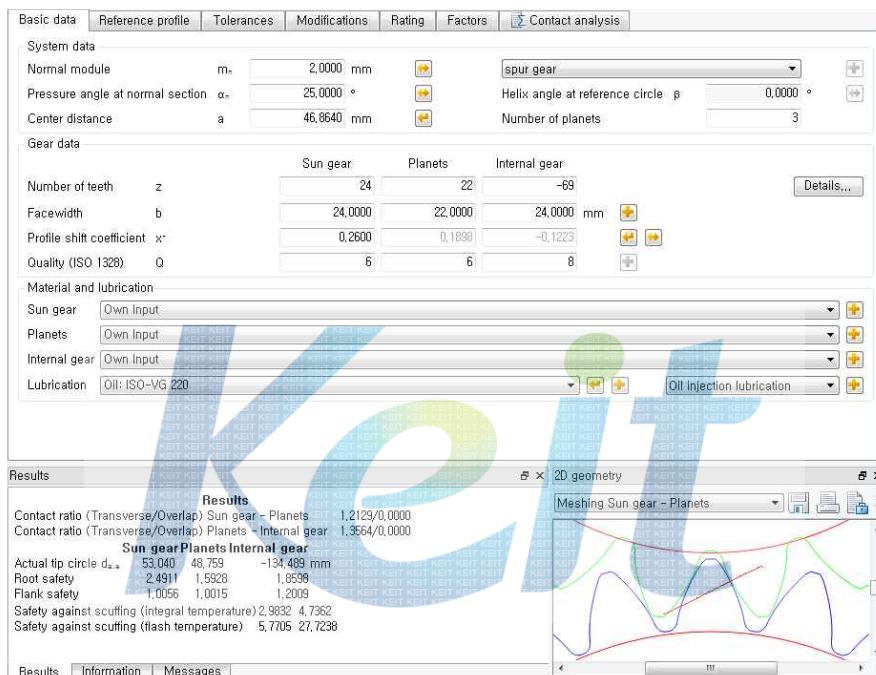


그림 3.2.127 고감속 저소음 선회감속기의 기어 강도 평가

④ 기어 치형 수정량 결정

- 선기어와 유성기어는 치형 및 리드 수정을, 링기어는 치형수정만 고려하였다. 치형 수정량의 결정은 전달오차값이 최소가 되도록 선정하였다.
- 치형 수정량에 따른 전달오차 변화를 그래프 및 표로 정리하였다.

i) 치형수정 대상

- 고속화 감속기 1단 : Sun gear & Planet gear - tip relief & crowning,
Ring gear -only tip relief
- 고속화 감속기 2단 : Sun gear & Planet gear - tip relief & crowning,
Ring gear -no tip relief & no crowning

ii) Starting point of tip relief

$$-(\text{short} + \text{middle})/2 \Rightarrow \text{middle is defined as } (\text{short} + \text{long})/2$$

iii) Load condition for tip relief : 90 % torque @ 100% RPM

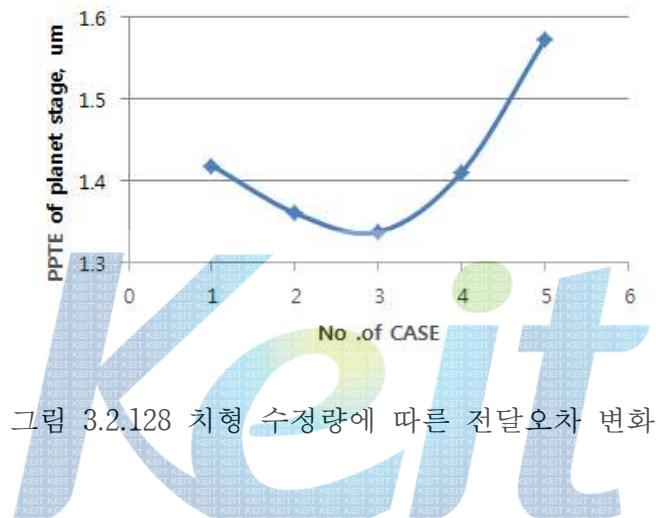


표 3.2.16 치형 수정량에 따른 전달오차 변화

CASE	Tip relief amount, um			Peak to Peak Transmission Error, um		
	Sun	Planet	Ring	Planet stage	Sun-planet mesh	Planet-ring mesh
I	0	0	0	1.419	2.6973	0.8002
II	6	6	5	1.361	2.5767	0.8179
III	9	9	7	1.338	2.4607	0.8562
IV	12	12	8	1.411	2.6070	0.8870
V	15	15	11	1.573	2.4645	0.8924

- o 리드 수정량 선정을 위하여 그에 맞는 해석 모델을 구성하였다. FE base의 모델로서 이 모델을 이용하여 고속화 1단 유성기어의 contact pattern과 치면 하중 분포 계수를 집중적으로 분석하였다.

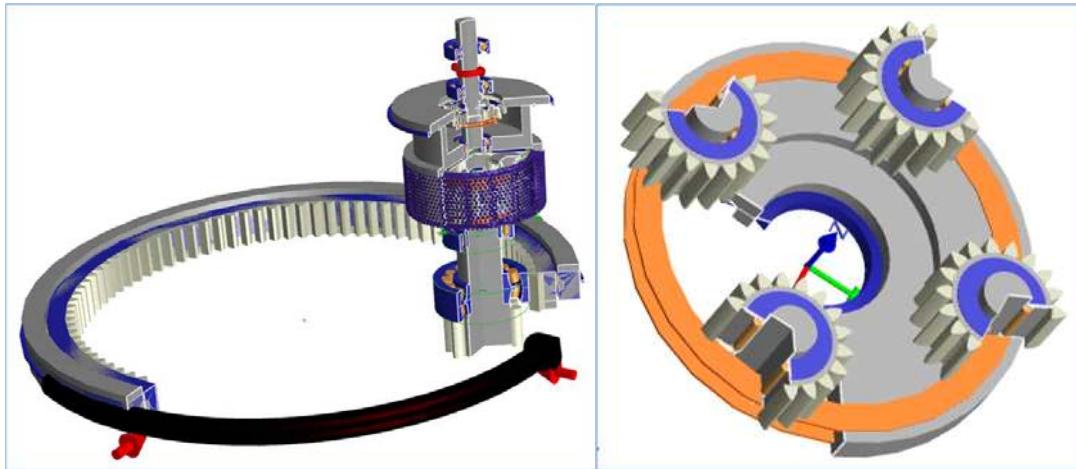


그림 3.2.129 Contact pattern과 치면 하중 분포 계수를 계산하기 위한 모델 구성

○ 리드 수정량은 4개의 유성기어와 선기어, 링기어와의 기어 미스얼라인먼트를 계산하여 설정하였으며, 기어 치면의 edge contact이 발생하지 않으면서 치면 하중 분포 계수가 최소가 되도록 결정하였다. 해석상으로는 5um의 크라우닝일 때 치면 하중 분포 계수가 작았지만, 제작성과 edge contact을 방지하기 위하여 10 um의 크라우닝을 유성기어에만 적용하였다.

표 3.2.17 리드 수정량을 고려한 치면 하중 분포 계수

	Kh8				
	Crowning 5 um		Crowning 10 um		
Planet No.	Sun-Planet	Planet-Ring	Sun-Planet	Planet-Ring	
1	1.337	1.502	1.624	1.728	
2	1.624	1.886	1.743	1.855	
3	1.667	1.548	1.727	1.787	
4	1.369	1.373	1.639	1.715	

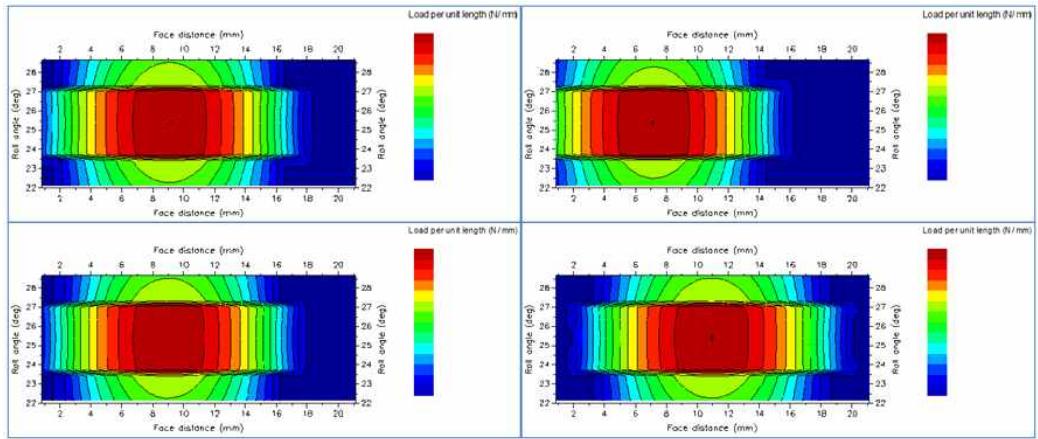


그림 3.2.130 크라우닝 10um일 때의 선-유성 물림에 의한 contact pattern

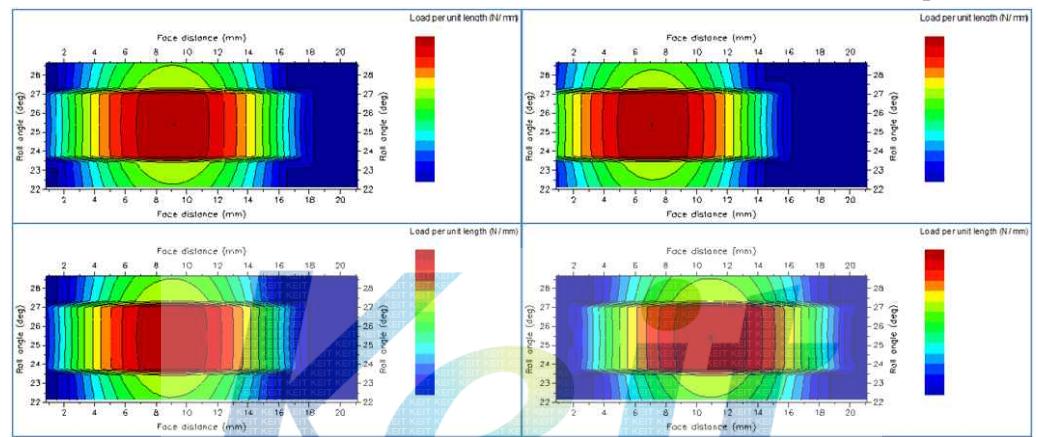


그림 3.2.131 크라우닝 10um일 때의 유성-링 물림에 의한 contact pattern

⑤ 기어 특성 해석

- 1단 유성기어의 대한 기어 치면에 작용하는 하중 분포, 동력 손실, 물림 강성 및 전달오차 등을 해석하였다.
- 기어 치면의 하중 분포를 보면 edge contact으로 인한 edge stress가 발생하지 않는 것을 확인할 수 있다.
- Contact analysis를 통해서 유성기어의 동력 손실을 예측할 수 있었으며, 예측된 동력 손실량의 최소, 평균, 최대값은 0.285 kW, 0.540 kW, 0.825 kW로서, 유성기어 효율은 최소 98.83 %에서 최대 99.59 %로 평균 99.23 %임을 확인할 수 있었다.
- Tooth contact stiffness와 TE 해석 결과를 통해서 최적 치형 수정을 수행하였다.

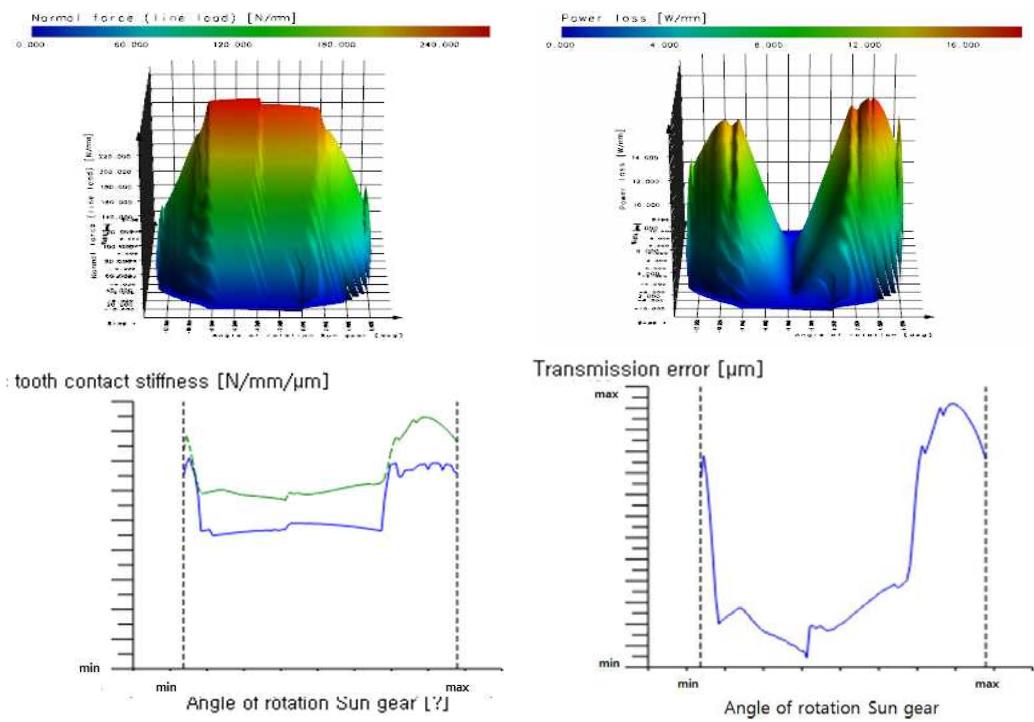


그림 3.2.132 고감속 저소음 선회감속기 1단 선-유성 끌림에 대한 해석

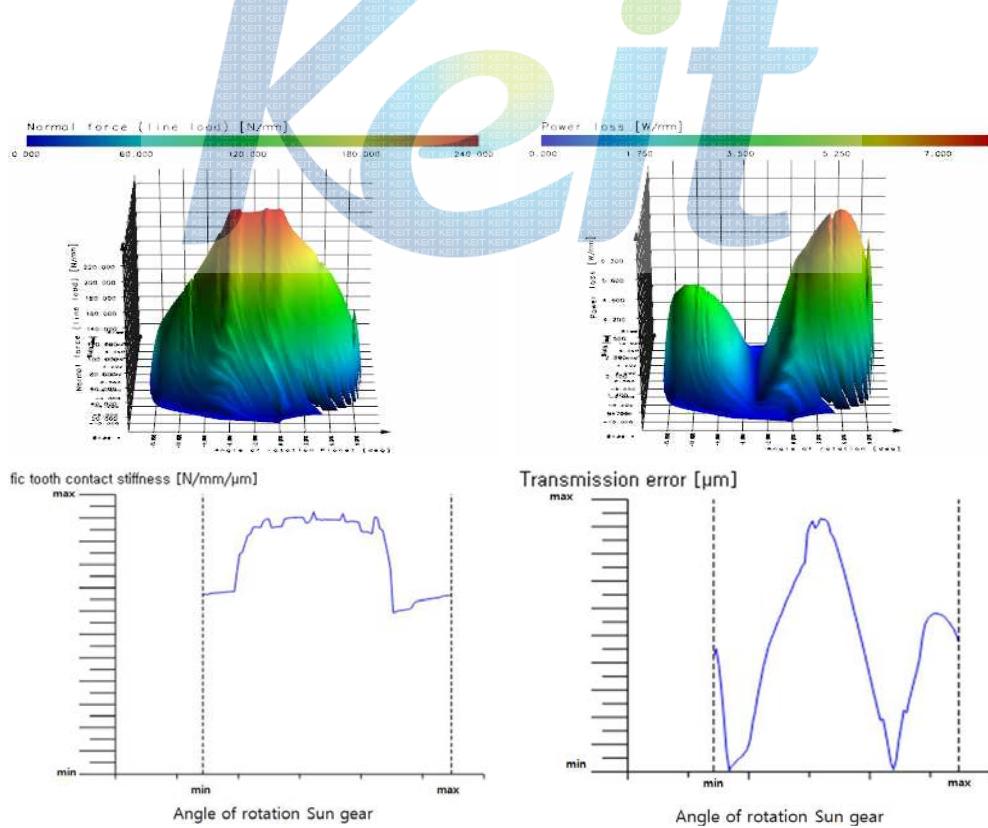


그림 3.2.133 고감속 저소음 선회감속기 1단 유성-링 끌림에 대한 해석

- 유성기어 시스템에 대한 전달오차, 전달오차의 spectrum 성분, 전체 동력 손실과 유성기어의 하중 분할을 추가 분석하였다.

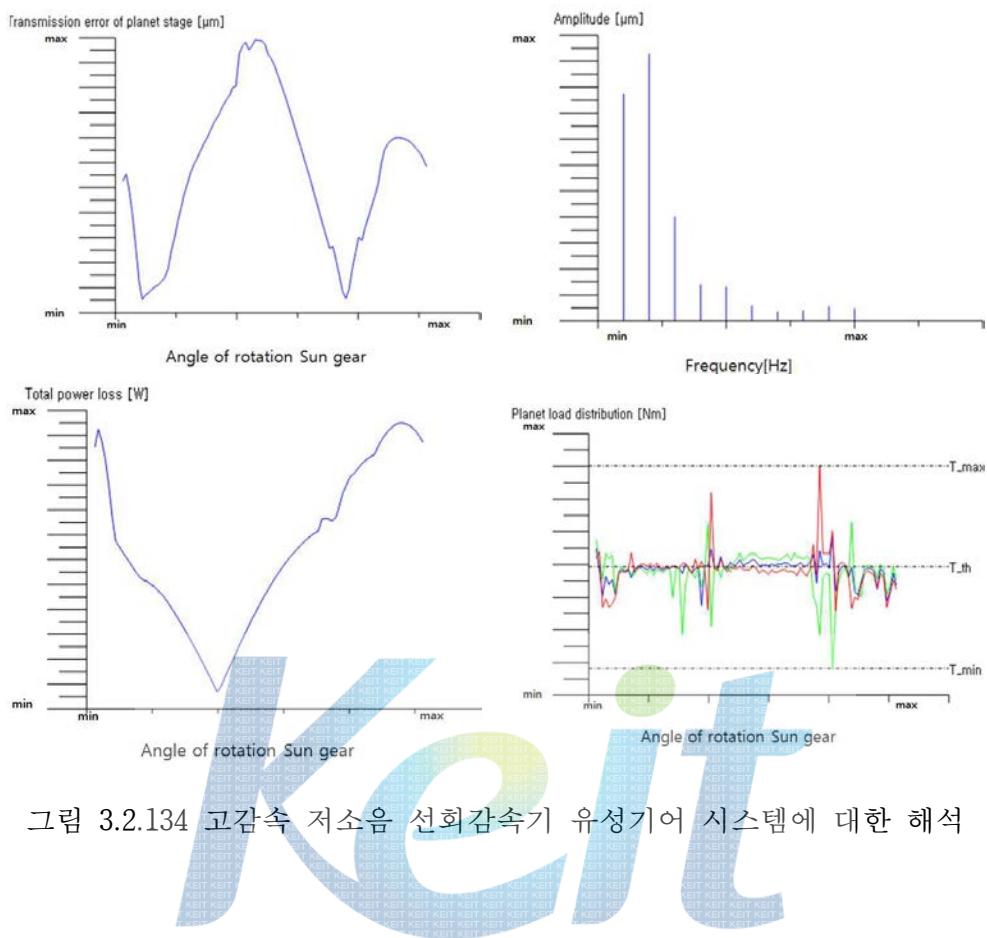


그림 3.2.134 고감속 저소음 선회감속기 유성기어 시스템에 대한 해석

4) 고토크 및 고감속 저소음 선회감속기 제작

가) 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품 제작1) (1차년도)

- 선회감속기는 2단의 유성기어세트로 구성되고, 유성기어세트는 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어로 구성되며, 유성기어 내부의 공간이 작고 사용되는 부품의 기어 수가 많으므로 인해 부품을 제작하기 전에 간접 유무를 확인하였다.

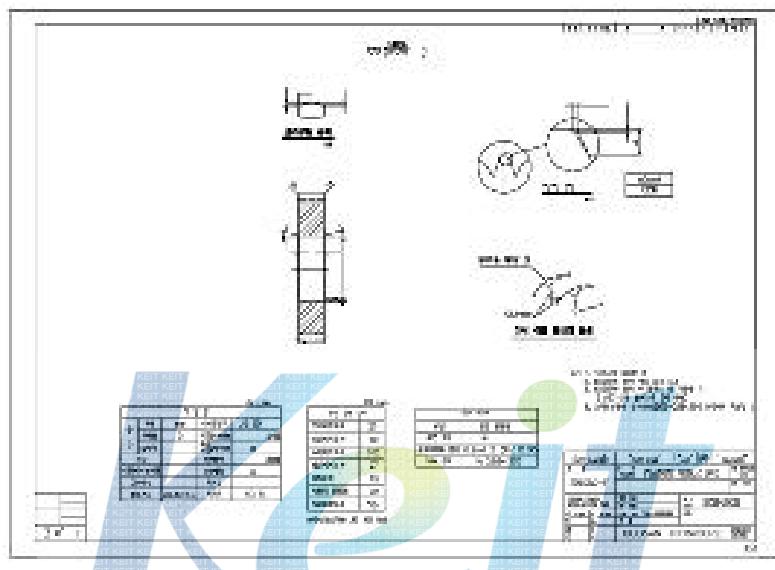


그림 3.2.135 선회감속기 Pilot용 기어류 제작 도면

- 제작된 기어류의 피치오차, 치형오차, 잇줄오차 등 기어 오차에 대해 측정하였다. 피치오차는 단일 피치오차, 인접 피치오차, 누적 피치오차, 범선 피치오차가 있다. 단일 및 인접 피치오차는 기어 이의 좌우 양 치면에 대하여 이웃하는 치면과 피치원의 두 교점 사이의 직선거리를 측정하거나, 그 두 점이 기어 중심에 대하여 이루는 각도를 측정하여 그 측정치로부터 단일 또는 인접 피치 오차를 얻는다. 누적 피치오차는 기어의 좌우 양 치면에 대하여 각각 기준으로 정한 이에 대한 각 이의 피치원 위에서의 오차를 측정하여 누적 피치오차를 구한다. 범선 피치오차는 기어 좌우 양 치면에 대하여 측정자 및 고정 접촉자를 기초원의 접선 위에서 이웃하는 치면에 접촉시켜 그 두 점 사이의 직선거리에 대하여 그 이론치와의 차를 측정한다. 아래 그림은 피치오차 측정 방법이다.
- 치형 오차는 기어의 좌우 양 치면에 대하여 치폭의 중앙부근에서 축직각 평면에 있어서의 치형 오차를 측정한다. 아래 그림은 치형 오차 측정 방법이다.

1) 사업계획서에 의거하여 1단계 3차년도 설계 완료된 고토크 선회감속기를 2단계 1차년도에 제작/평가함

직선거리 측정법

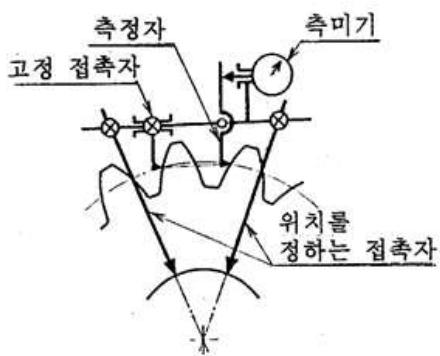


그림 3.2.136. 단일 및 인접 피치오차 측정 방법

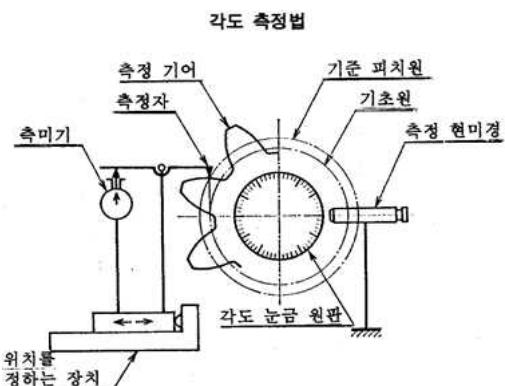


그림 3.2.137 누적 피치오차 측정 방법

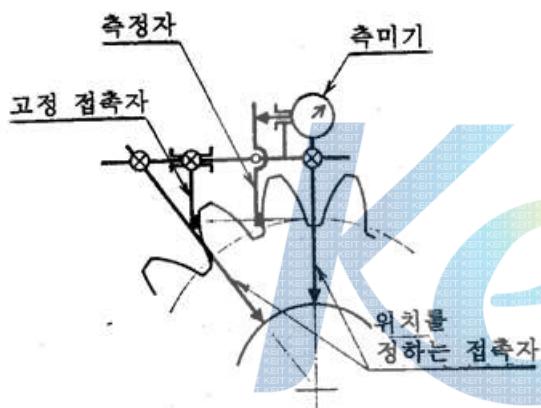


그림 3.2.138. 법선 피치오차 측정 방법

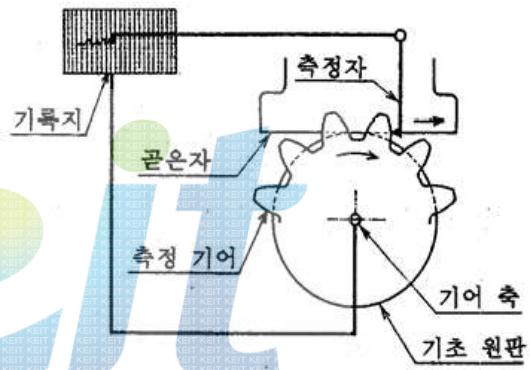


그림 3.2.139. 치형 오차 측정 방법

- 잇줄방향 오차는 기어의 피치원 또는 피치원에 가까운 위치에서 측정자를 치면에 대고 축방향으로 기어 또는 측정자를 이동시킴과 동시에 비틀림각에 대응하여 기어를 회전시켜 이론상의 잇줄 방향과 실제의 잇줄 방향의 차를 약 90° 마다 1개 이의 좌우 양 치면에 대하여 측정한다. 아래 그림은 잇줄방향 오차 측정 방법이다.

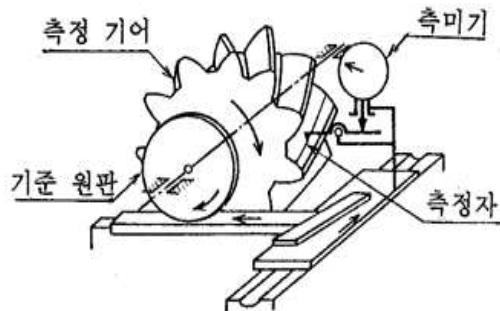


그림 3.2.140. 잇줄방향 오차 측정 방법

- 선회감속기 Pilot용 기어류에 대해 피치오차, 치형오차, 잇줄방향 오차 측정 결과이며, 설계에서 요구된 기어 정밀도를 만족하였다.

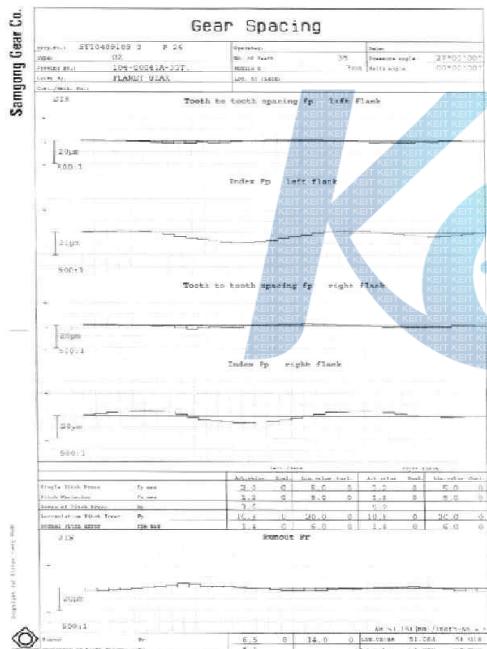


그림 3.2.141. 선회감속기 Pilot용 기어류

피치오차 측정 결과

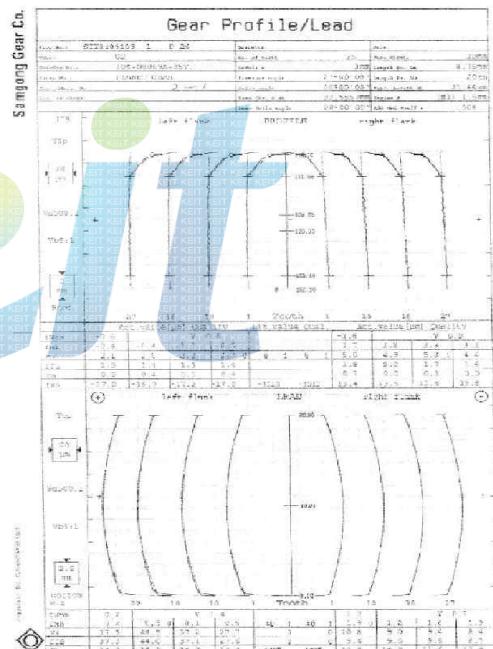


그림 3.2.142. 선회감속기 Pilot용 기어류

치형 및 잇줄방향 오차 측정 결과

- 진동 및 소음을 감소시키기 위한 선회감속기 Pilot용 시제품 제작 기어 도면을, 1단 유성기어베어링의 bush type으로 제작한 1단 캐리어 사진이다.

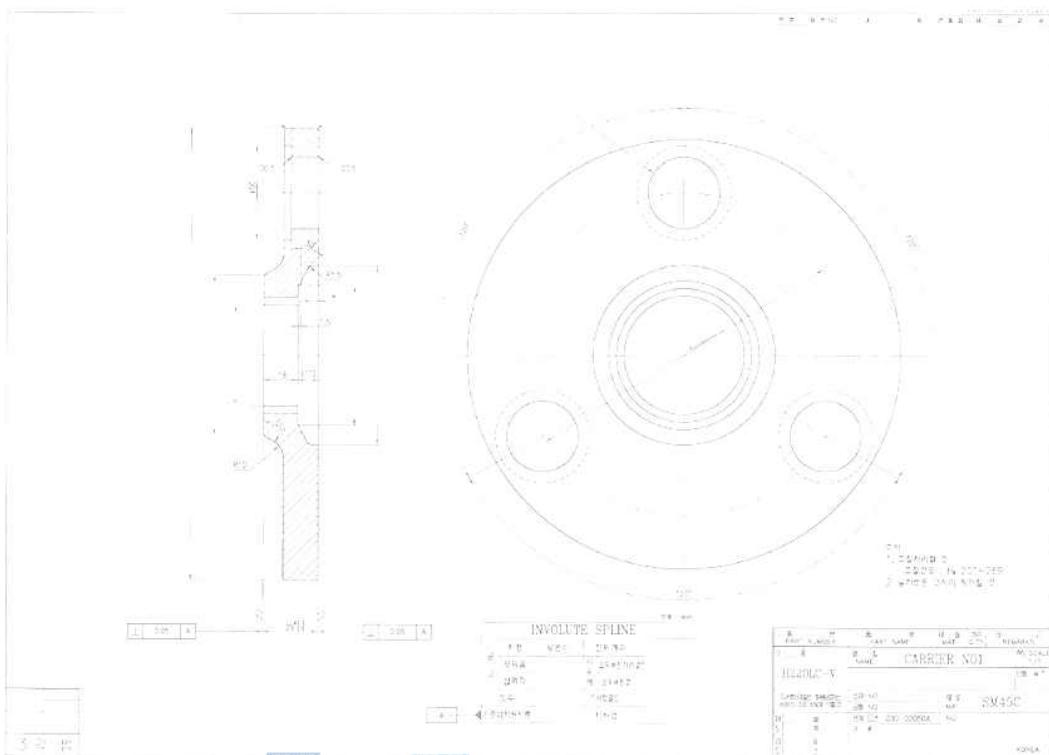


그림 3.2.143 선회감속기 1단 캐리어 도면



그림 3.2.144. 1단 유성기어 및 캐리어 사진

나) 고감속 저소음 선회감속기 1, 2차 시제품 제작

- 선회감속기의 제작 도면을 작성하였으며, 기어 가공에 필요한 공구는 기어 제작 업체와 협의하여 사양을 결정하였다. 제작된 부품은 검사 기준서에 따라 검사하였다.
- 1차 시제품의 경우, 기존 2단 선회감속기를 그대로 사용하기 위하여 고속화 1단 유성기어와 기존 선회감속기의 1단 선기어/유성기어를 설계 변경하여 제작하였다. 1차 시제품 선회감속기의 성능 시험시 소음 및 진동 측정 결과가 정량적 목표를 만족하지 못하였는데, 그 원인은 제작시 링기어의 정밀도 등급을 만족시키지 못하였기 때문으로 판단하였다. 그래서 2차 시제품은 링기어 정밀도를 맞추기 위하여 링기어 연마를 수행하였다.

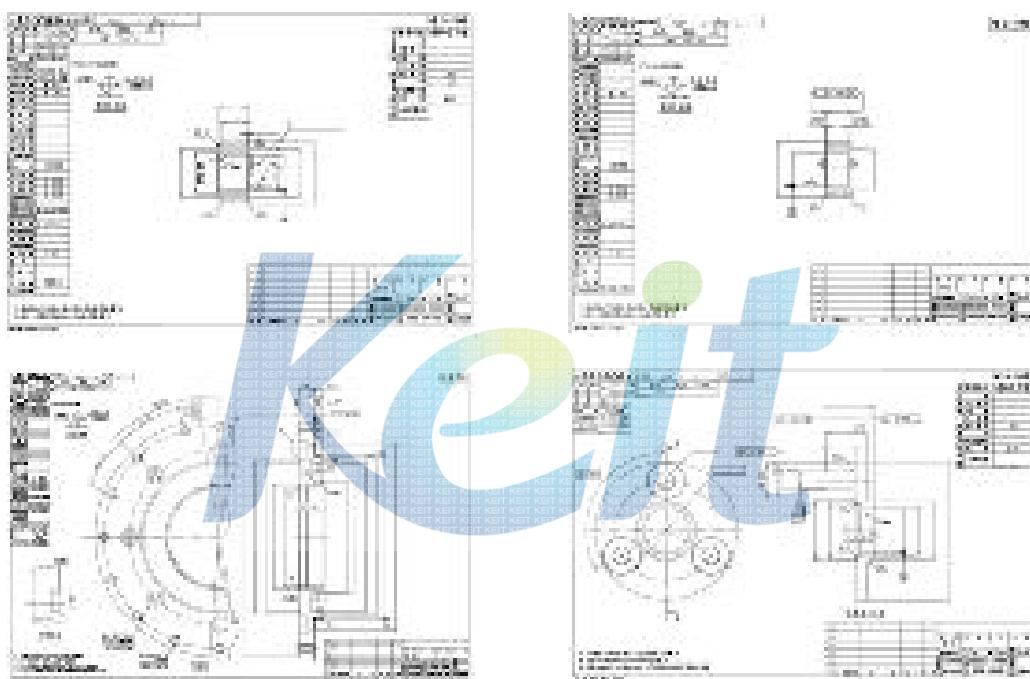


그림 3.2.145 고감속 저소음 선회감속기 기어 및 캐리어 제작 도면 (1차 시제품)

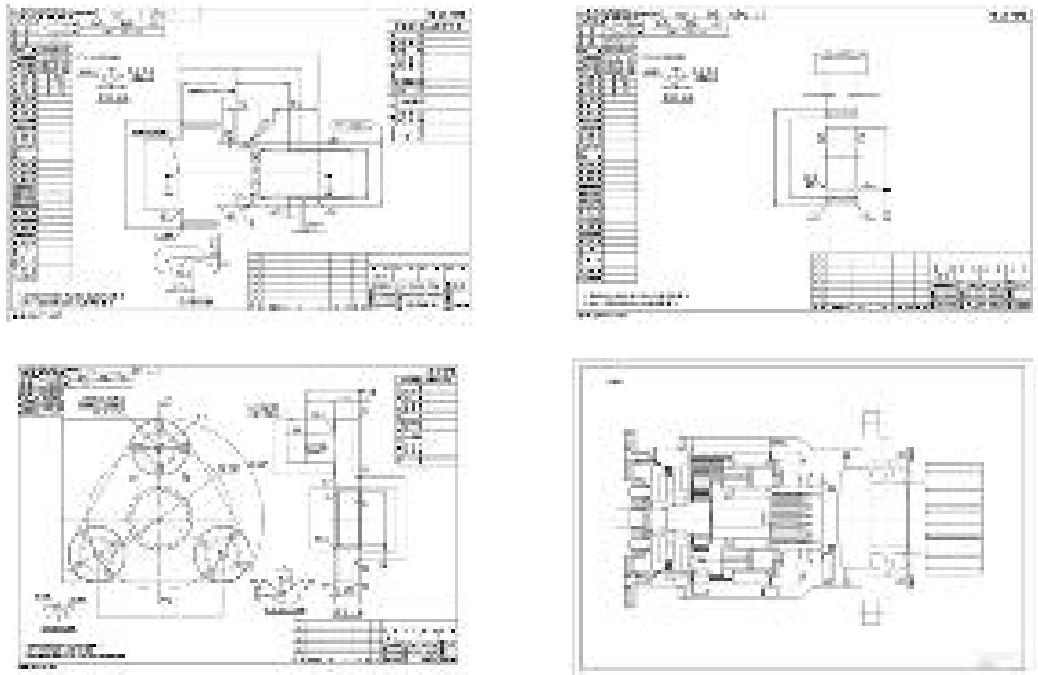


그림 3.2.146 고감속 저소음 선회감속기 기어 및 캐리어 제작 도면 (2차 시제품)

그림 3.2.147 고감속 저소음 선회감속기 기어 검사 성적서 (1차 시제품)

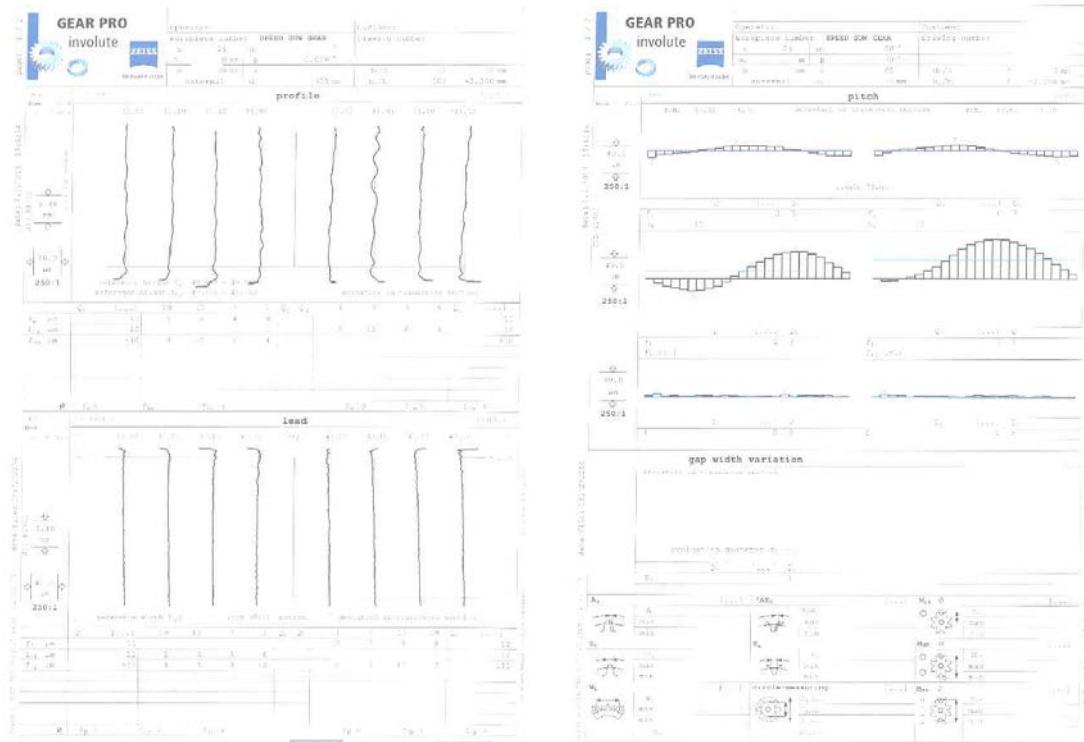
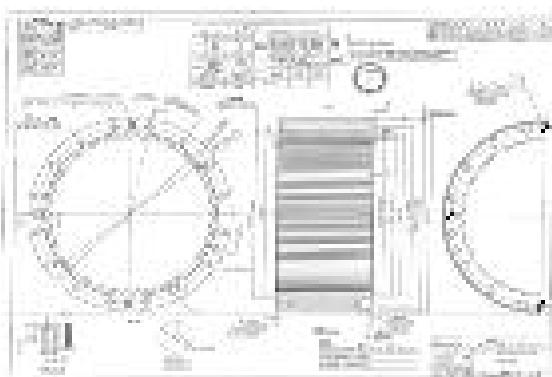


그림 3.2.148 고감속 저소음 선회감속기 기어 검사 성적서 (2차 시제품)

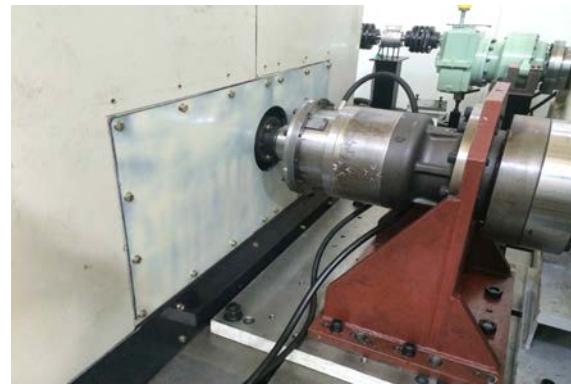
- 아래 사진은 고감속 저소음 선회감속기 부품의 조립 전/조립 후 상태를 보여준다.



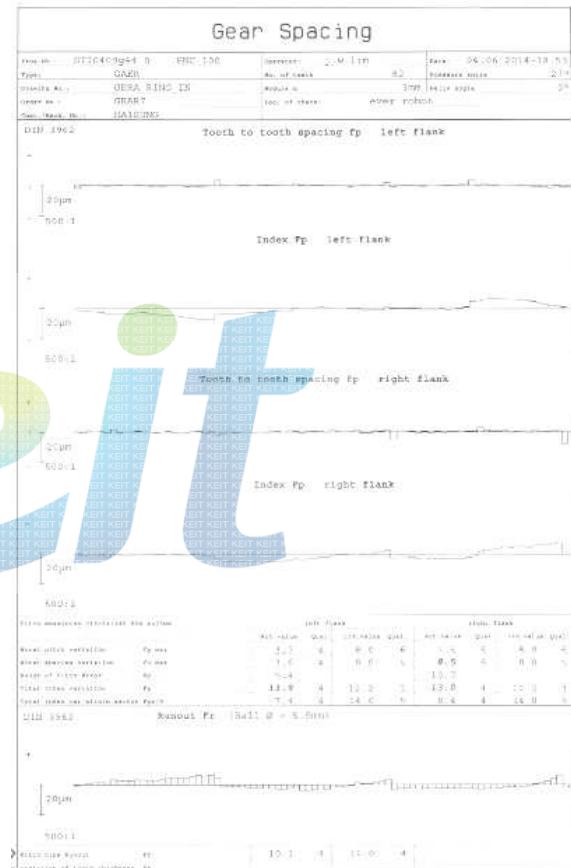
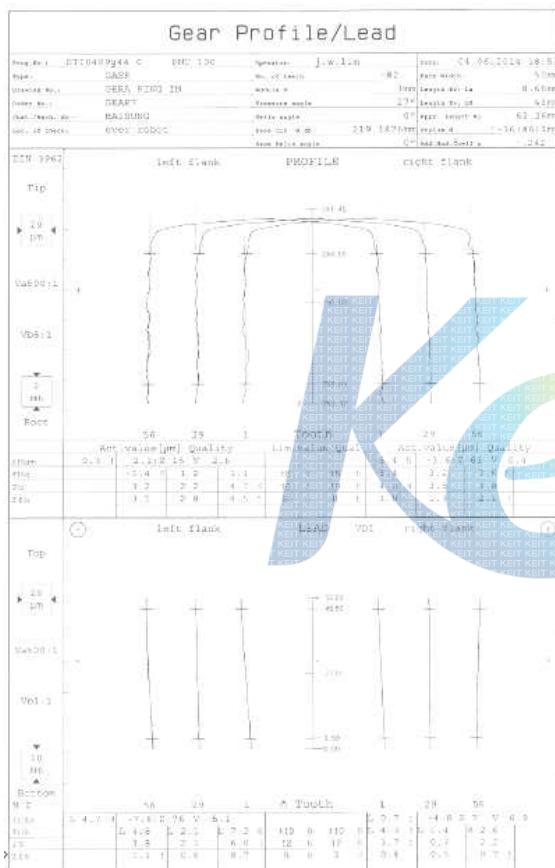
그림 3.2.149 고감속 저소음 1차 시제품



링기어 도면



선회감속기 조립체



링기어 연마 후 성적서

그림 3.2.150 고감속 저소음 2차 시제품 선회감속기

5) 고토크 및 고감속 저소음 선회감속기 시험 및 평가

가) 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품 시험장비 구축 및 시험평가

① 선회감속기 성능시험용 장비 수정/보완

- 선회감속기 Pilot용 시제품 성능시험용 장비는 선회감속기의 정격 토크와 회전속도 및 최대 전달 동력을 기준으로 설계하였으며, 입력측 모터, 출력측 다이나모미터 및 토크 센서는 선회감속기의 동력과 토크에 안전율을 고려하여 선정하였다.
- 아래 그림은 선회감속기 Pilot용 성능시험 장비 및 성능 시험시 사용한 계측장비이다.

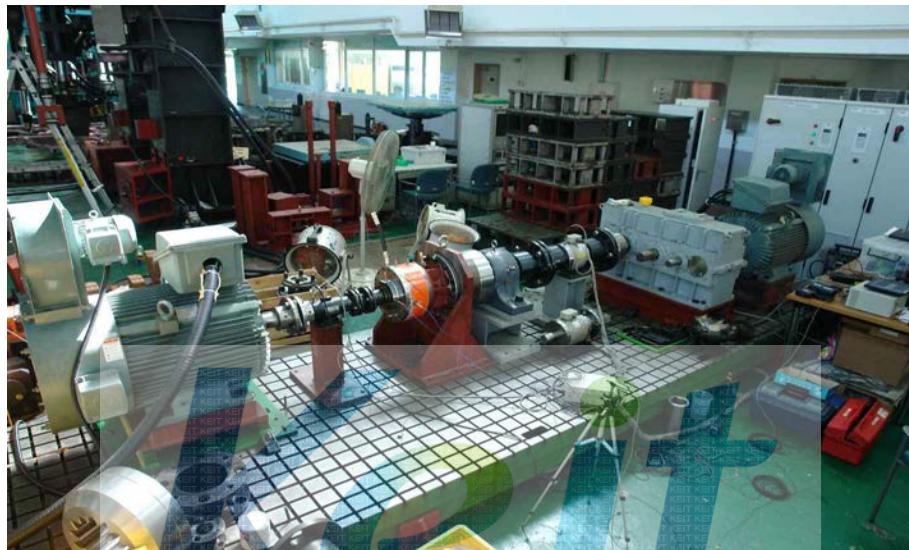


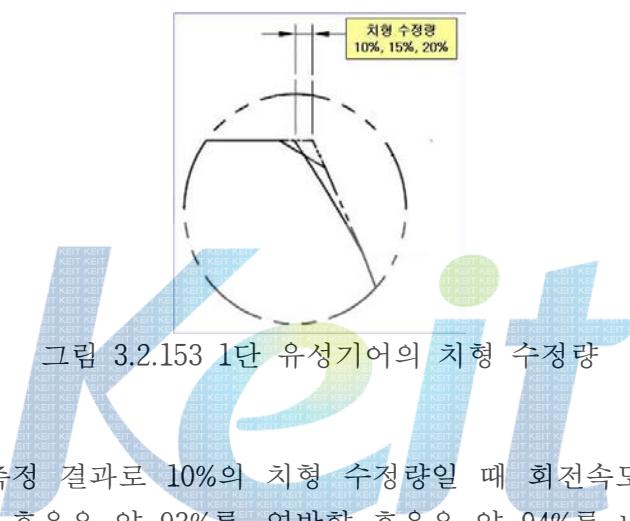
그림 3.2.151 선회감속기 Pilot용 성능시험 장비



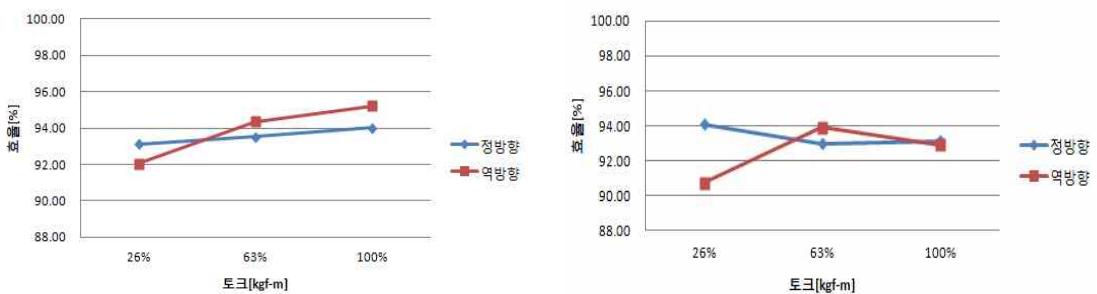
그림 3.2.152 선회감속기 Pilot용 성능시험 계측 장비

② 선회감속기 Pilot용 시제품 성능시험/평가

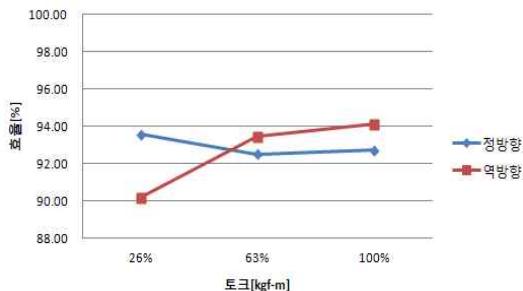
- 선회감속기 Pilot용 시제품 성능 시험은 정/역의 회전 방향으로 출력측 부하는 0%, 26%, 63%, 100%로 변화시키면서 무부하 운전성능시험, 부하 운전 성능시험, 전달효율시험, 소음시험, 진동시험을 수행하였다. 아래 그림은 제작한 1단 유성기어의 치형 수정량의 변화량을 나타낸 것이다. 시제품은 1단 유성기어의 치형 수정량을 10%, 15%, 20%로 변화시키면서 3차에 걸쳐 시험을 수행하였다.



- 효율 측정 결과로 10%의 치형 수정량일 때 회전속도와 토크가 100%에서 정방향 효율은 약 93%를, 역방향 효율은 약 94%를 나타냈으며, 이는 목표치인 88% 이상을 만족하였다.



< 수정량 10%, 34% rpm, 토크별 > < 치형 수정량 10%, 71% rpm, 토크별 >



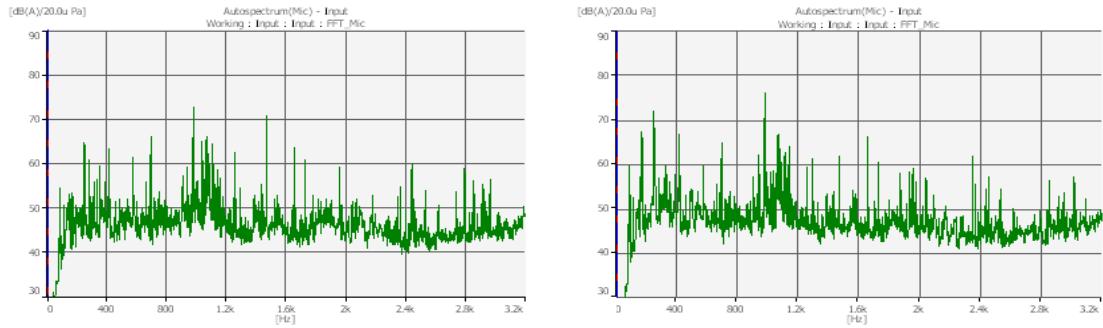
< 치형 수정량 10%, 100% rpm, 토크별 >

그림 3.2.154 선회감속기 Pilot용 효율시험 결과

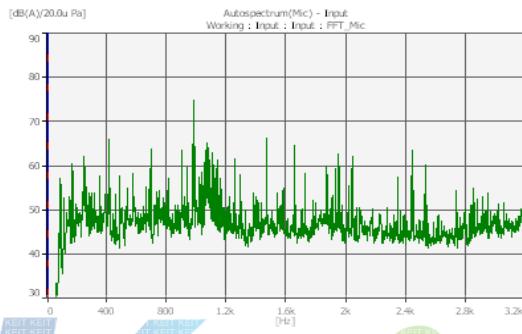
- 표 및 그림은 소음, 진동 측정 결과를 나타낸 것으로서, 100 % 속도와 100% 부하 조건에서의 소음은 85.7 dB(A), 진동은 7.9 m/s²을 나타냈다. 이는 소음과 진동의 목표치인 87 dB(A)와 10 m/s²을 만족하는 수준이었다.

표 3.2.18 소음, 진동 측정 결과

방향	속도	부하		치형수정량			
				10%	15%	20%	
정방향	34%	26%	소음	Mic	79.2	79.4	79.3
			진동	Acc	1.0	0.9	1.0
		63%	소음	Mic	79.9	80.2	80.1
			진동	Acc	1.4	1.4	1.6
		100%	소음	Mic	80.6	81.0	80.7
			진동	Acc	1.7	2.0	2.1
	71%	26%	소음	Mic	81.3	81.3	81.2
			진동	Acc	2.1	2.0	2.4
		63%	소음	Mic	81.9	82.2	81.7
			진동	Acc	2.8	3.2	3.2
		100%	소음	Mic	82.6	83.1	82.6
			진동	Acc	3.6	4.2	4.0
	100%	26%	소음	Mic	82.3	82.4	82.4
			진동	Acc	4.0	3.2	3.4
		63%	소음	Mic	82.9	83.8	83.4
			진동	Acc	6.1	6.5	6.7
		100%	소음	Mic	84.2	85.7	84.7
			진동	Acc	7.7	7.5	8.9

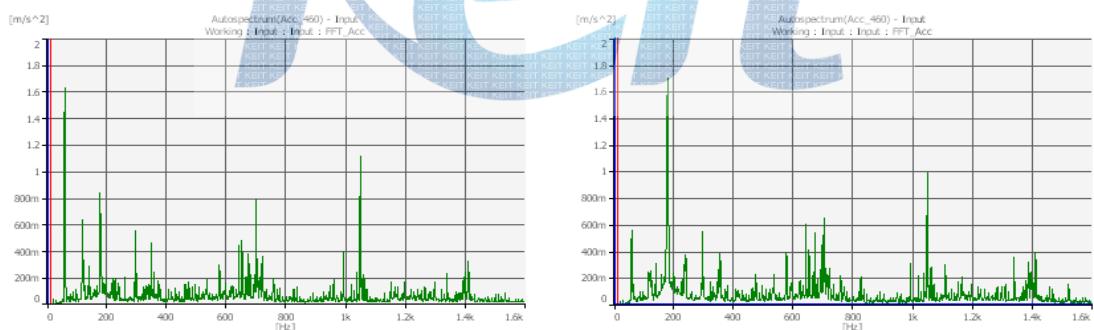


< 수정량 10%, 100% rpm, 100% 토크 > < 치형 수정량 15%, 100% rpm, 100% 토크 >

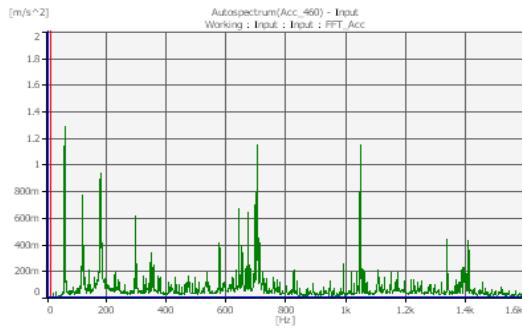


< 치형 수정량 20%, 100% rpm, 100% 토크 >

그림 3.2.155 선회감속기 Pilot용 소음 측정 그래프



< 치형 수정량 10%, 71% rpm, 100% 토크 > < 치형 수정량 15%, 71% rpm, 100% 토크 >



< 치형 수정량 20%, 71% rpm, 100% 토크 >

그림 3.2.156 선회감속기 Pilot용 진동 측정 그래프

나) 고감속 저소음 선회감속기 선행연구 시제품 시험장비 구축 및 시험평가

① 선회감속기 성능시험용 장비 1차 수정/보완

- 3단 유성기어열로 구성된 선회감속기의 성능 시험을 위한 장비를 구성하기 위해 입력 모터와 출력 모터를 설치하였다. 입력 모터는 속도 제어를, 출력 모터는 토크 제어를 수행한다. 감속기의 속도 및 토크를 측정하기 위해 100 kgf.m와 2,300 kgf.m의 용량을 가지는 토크미터를 사용하였다. 아래 그림은 선회감속기 시험장비 구성과 선회감속기 시험장비 조립 도면 및 시험 장비 사진이다.



그림 3.2.157 선회감속기 시험장비 구성

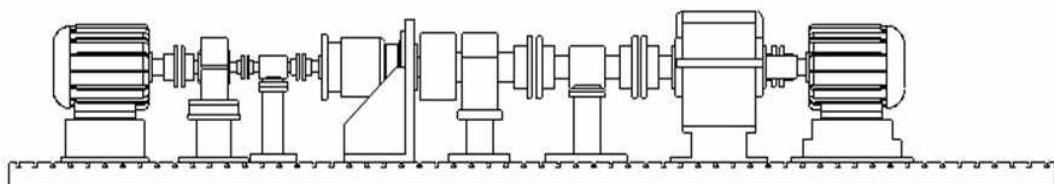
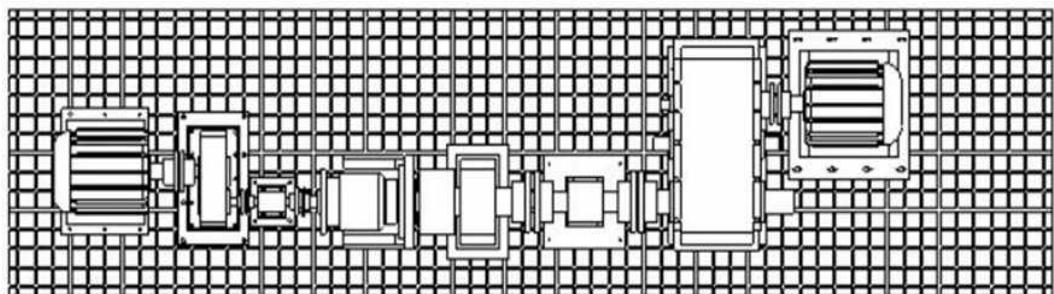


그림 3.2.158 선회감속기 시험장비 조립도



그림 3.2.159 선회감속기 시험장비 사진

② 고감속 저소음 선회감속기 선행연구 시제품 성능 시험평가

- 선회감속기에 대한 성능 시험을 수행하였다. 성능 시험은 전달 효율 및 소음을 측정하였다. 시험 조건은 정방향과 역방향에 대해 30% rpm ~ 90% rpm까지 10% rpm을 단계적으로 회전수를 조정하였으며, 부하는 40% kgf.m, 70% kgf.m, 100% kgf.m에 대해 시험하였다. 아래 그림은 전달 효율 시험 결과와 성능 시험시 소음 측정 결과이다.

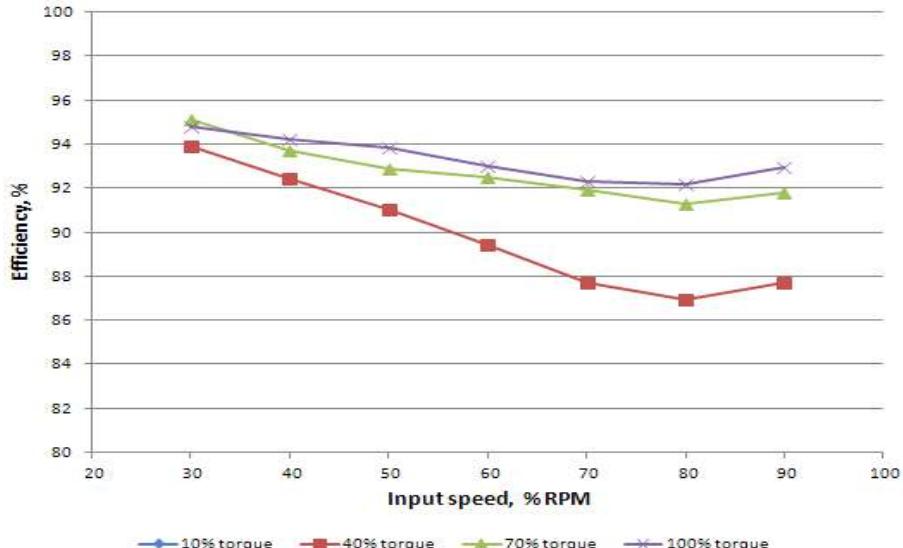


그림 3.2.160 전달 효율 시험 결과

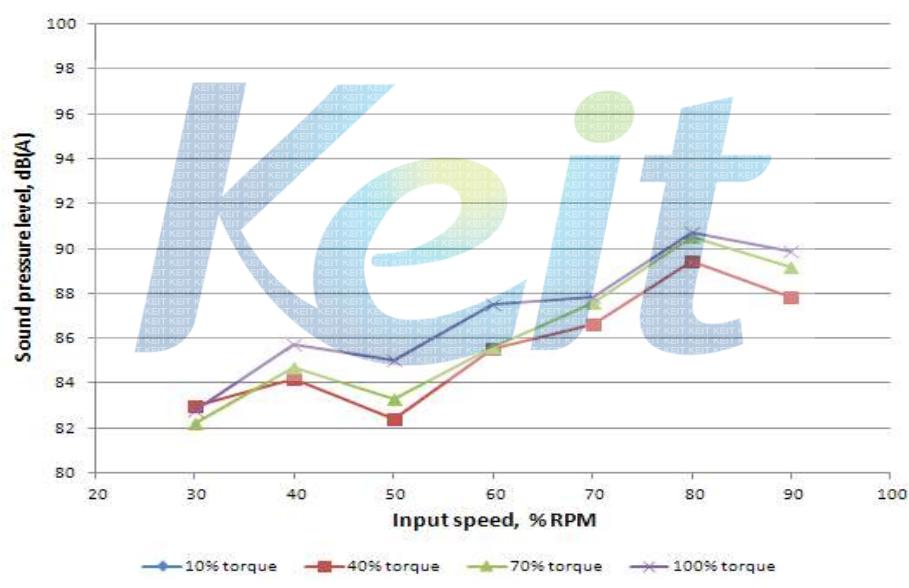


그림 3.2.161 소음 측정 결과

o 3단 유성기어 감속기가 선회감속기로서 적용이 가능한지 여부를 빠른 시일 내에 파악하기 위하여 최적 설계가 수행되지 않은 시제품을 제작하여 시험 평가를 수행하였다. 3단 유성기어 감속기에서 일부 문제점이 발생하였지만 대응 가능한 수준이므로 차년도에는 3단 유성기어 감속기에 대한 최적화 설계를 진행할 예정이다.

다) 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 시험장비 구축 및 시험평가

① 선회감속기 성능시험용 장비 수정/보완

- 선회감속기 성능 시험장비에 대해서 정격토크를 기준으로 인버터, 모터, 입/출력 토크미터, 증속용 기어박스, 커플링을 선정하였으며, 안전율을 고려하여 지그류를 설계하였다. 또한, 고속화 1단 유성기어의 윤활과 냉각을 위해서 윤활시스템을 구성하였다. 윤활시스템은 0.6 bar @ 4.5 lpm의 성능을 가진다. 다음 그림은 선회감속기 시험장비의 power flow 및 선정된 부품의 사양이다.

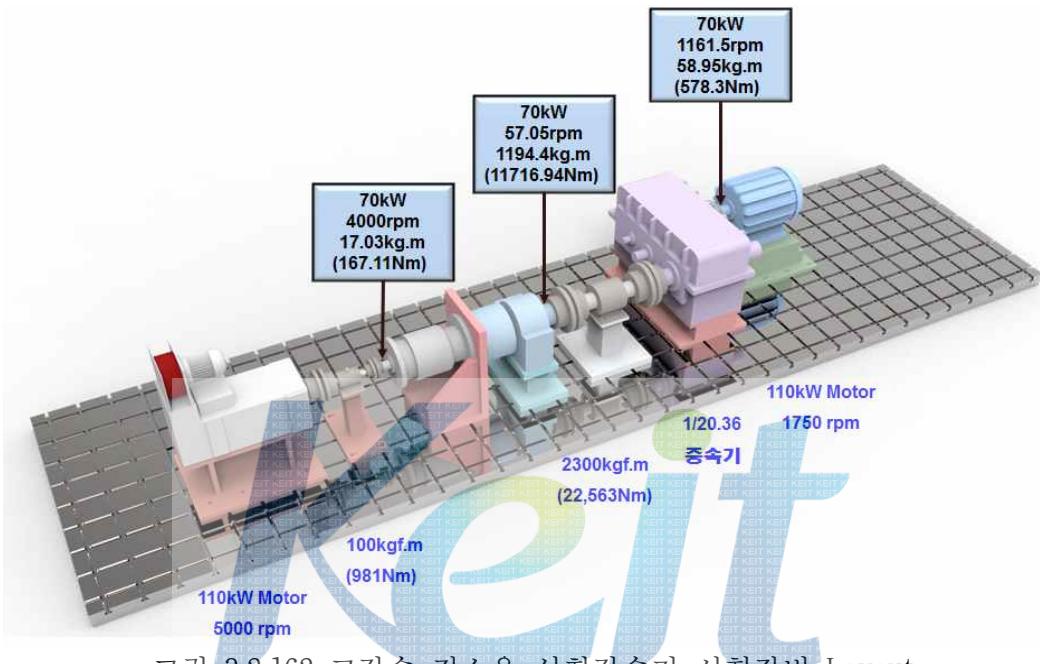


그림 3.2.163 고감속 저소음 선회감속기 시험장비 사진

② 고감속 저소음 선회감속기 1차 시제품 성능 시험/평가

- 선회감속기의 시험 항목은 전달 효율, 소음, 진동, 누유 및 온도 측정이다. 각 시험 항목에 대한 시험 방법 및 평가 기준은 다음 표에 정리하였다.

표 3.2.19 선회감속기 시험 항목 및 평가 기준

No.	시험 항목	시험 방법 및 평가 기준
1	전달효율	<ul style="list-style-type: none"> - 시험장비에 선회감속기를 고정 치구에 수평으로 설치. - 설치된 시험대상 선회감속기의 사양에 따른 윤활시스템의 유량 및 압력 결정 - 시험장비의 적정한 준비 작업으로 토크미터, 속도센서, 온도센서 등의 확인. - 부적절한 토크가 작용하지 않았는가 수동으로 시험대상 선회감속기를 회전시키며 확인. - 시험 조건에 따라 시험을 실시하며, 속도와 토크비에 따른 효율을 측정. → 선회감속기 정격 동력에서 효율이 90 %이상이어야 함.
2	소음 측정	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기를 부하 상태에서 정격회전속도로 작동시키면서 전후좌우 및 상부에서 각각 1m, 바닥으로부터 높이가 1m의 수평 길이 중심에서 마이크로폰을 이용하여 측정. → 소음 수준이 85 dB(A)를 초과하지 않아야 함.
3	진동 측정	<ul style="list-style-type: none"> - 선회감속기의 링기어와 출력축 베어링의 상부(또는 하부, 측면)에서 가속도계를 부착하여 측정. → 진동 수준이 10 m/s²을 초과하지 않아야 함.
4	누유 및 온도	<ul style="list-style-type: none"> → 모든 시험 조건에서 누유 및 이상 소음이 없어야 하며, 윤활유의 온도가 90 °C를 넘지 않아야 함.

- 선회감속기 시제품을 대상으로 성능 시험을 수행하였으며, 성능 시험 결과로서 전달 효율, 소음, 진동, 온도를 측정하였다. 시험 조건은 정방향과 역방향에 대해 25% ~ 100% 까지 25% 씩 단계적으로 증가하였으며, 토크는

40%, 70%, 100%에 대해 시험하였다.

- 100% 토크 @ 100% RPM의 정격 동력에서 효율은 정방향에서 95.78 %, 역방향에서 96.50 %이며, 100% 토크 @ 70% RPM의 정격 동력의 70 %에서 소음과 진동은 정방향에서 88.7 dB(A), 4.23 m/s²이며, 역방향에서 88.0 dB(A), 4.23 m/s²이고, 100% 토크 @ 100% RPM의 정격 동력에서 소음과 진동은 정방향에서 91.8 dB(A), 8.97 m/s²이며, 역방향에서 90.5 dB(A), 6.77 m/s²이다.

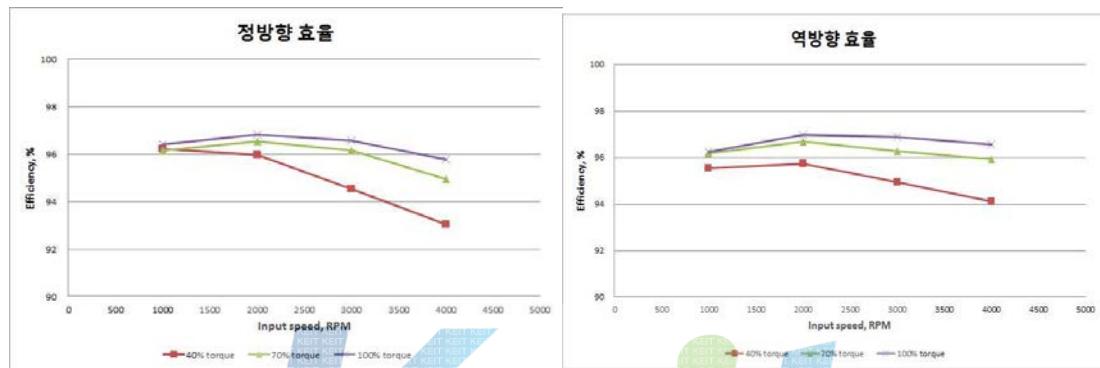


그림 3.2.164 선회감속기 시제품 전달효율 측정 결과 (정방향 & 역방향)

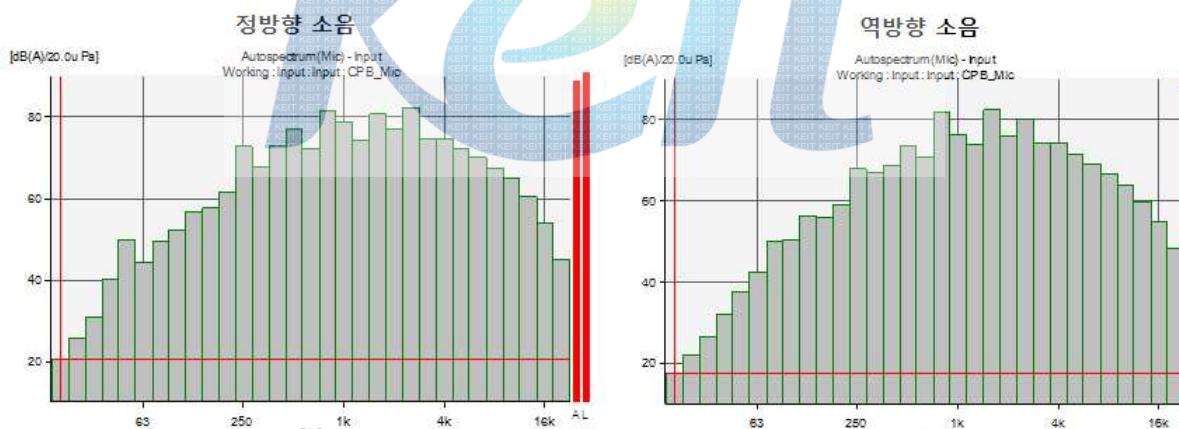


그림 3.2.165 선회감속기 시제품 소음 측정 결과 : 100% 토크 @ 70% RPM

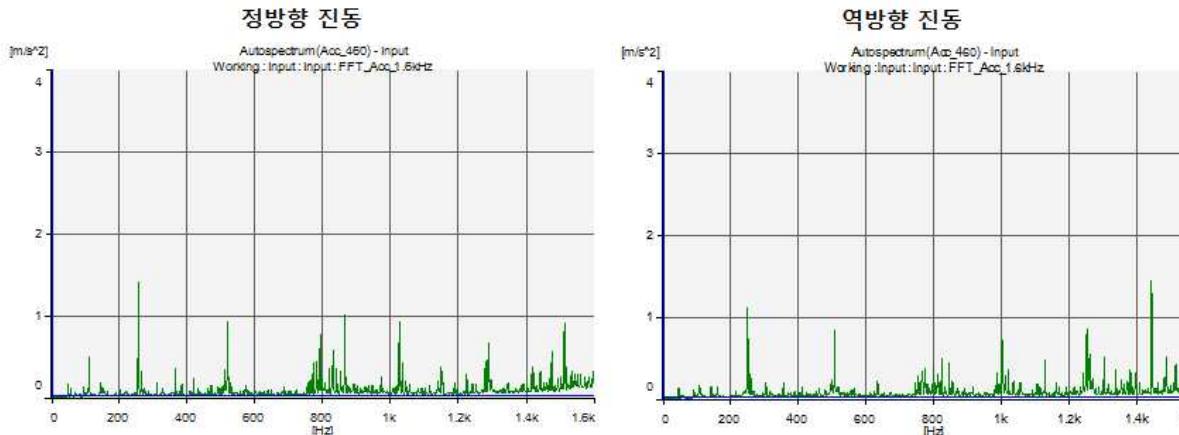


그림 3.2.166 선회감속기 시제품 진동 측정 결과 : 100% 토크 @ 70% RPM

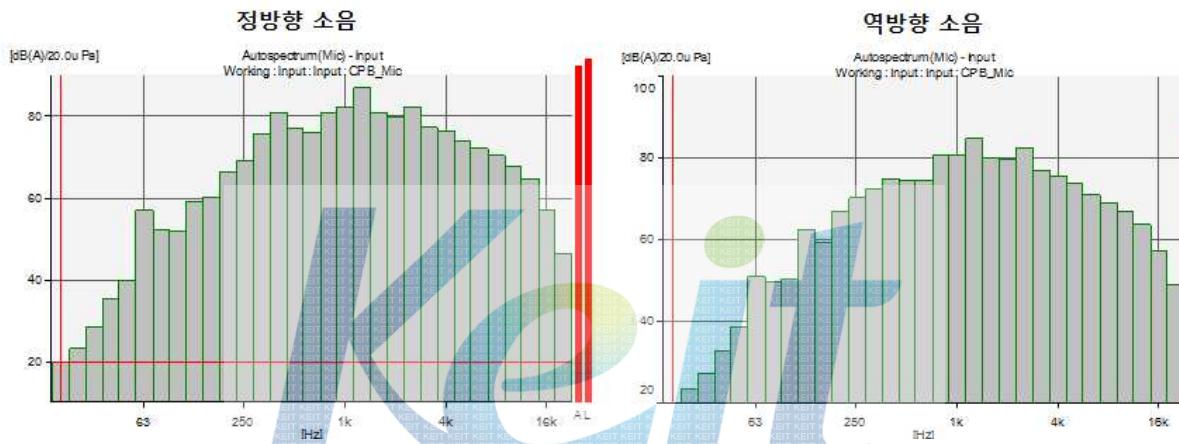


그림 3.2.167 선회감속기 시제품 소음 측정 결과 : 100% 토크 @ 100% RPM

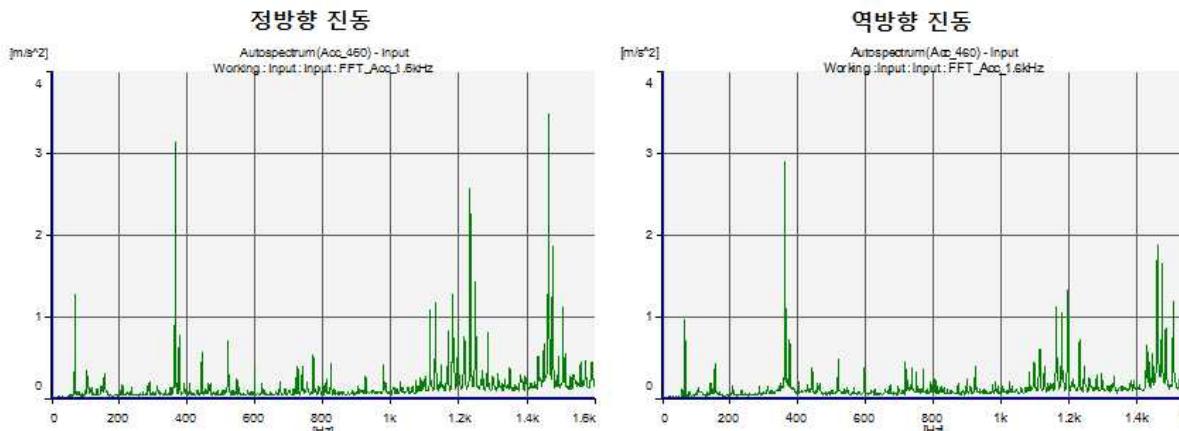


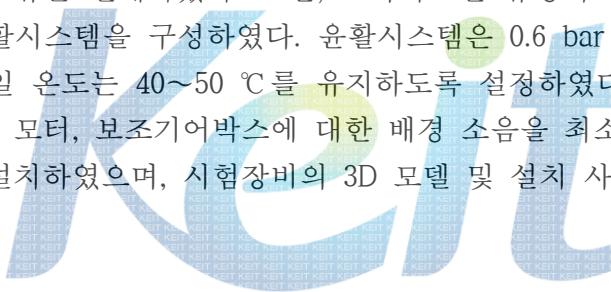
그림 3.2.168 선회감속기 시제품 진동 측정 결과 : 100% 토크 @ 100% RPM

- o 100% 토크 @ 100% RPM의 정격 동력에서의 소음(정방향 : 91.8 dB(A), 역방향 : 90.5 dB(A))은 정량적 항목에 비하여 높게 측정되었는데, 이는 선회감속기 이외의 소음원인 입력 모터, 증속기, 출력 모터(dynamometer)에 의한 것으로 판단된다. 입력 모터와 출력 모터의 경우, 회전 속도가 증가함에 따라 자체 냉각을 위한 팬 구동 소음이 증가하는 것을 확인하였으며, 증속기의 경우, 증속기의 기어 물림 주파수(GMF)가 선회감속기의 2단과 3단 기어 물림 주파수와 일치하는 것을 확인하였다.

라) 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 시험장비 구축 및 시험평가

① 선회감속기 시험평가용 장비 설정/보완

- o 선회감속기 성능 시험장비에 대해서 정격토크를 기준으로 인버터, 모터, 입/출력 토크미터, 증속용 기어박스, 커플링을 선정하였으며, 안전율을 고려하여 지그류를 설계하였다. 또한, 고속화 1단 유성기어의 윤활과 냉각을 위해서 윤활시스템을 구성하였다. 윤활시스템은 0.6 bar @ 4.5 lpm, 윤활시스템의 오일 온도는 40~50 °C를 유지하도록 설정하였다. 시험대상 선회감속기 이외의 모터, 보조기어박스에 대한 배경 소음을 최소화하기 위하여 방음 장치를 설치하였으며, 시험장비의 3D 모델 및 설치 사진은 아래와 같다.



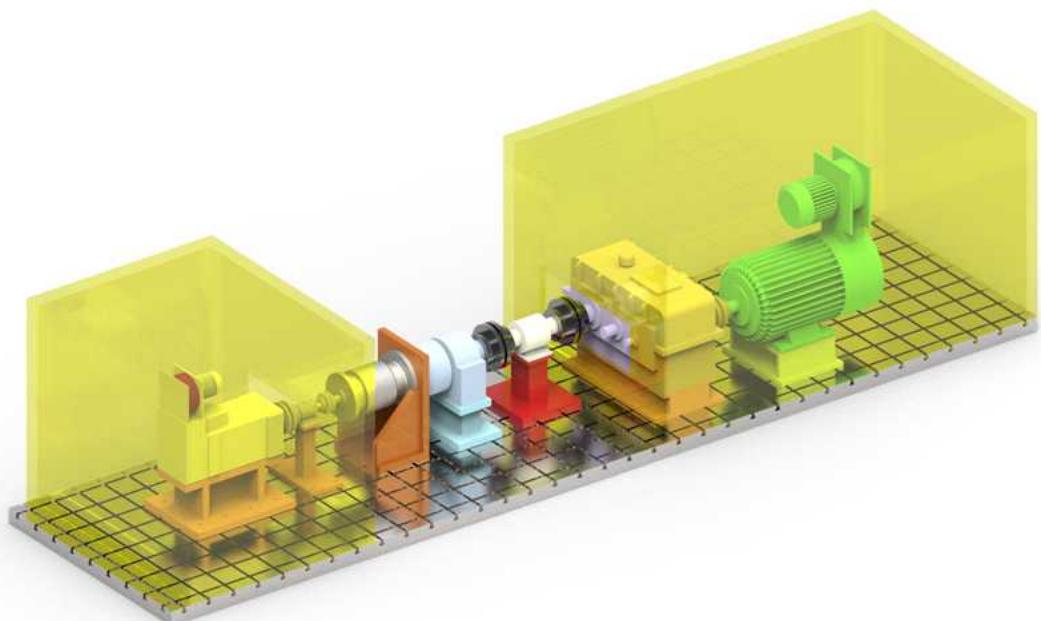


그림 3.2.169 고감속 저소음 선회감속기 시험장비 Layout

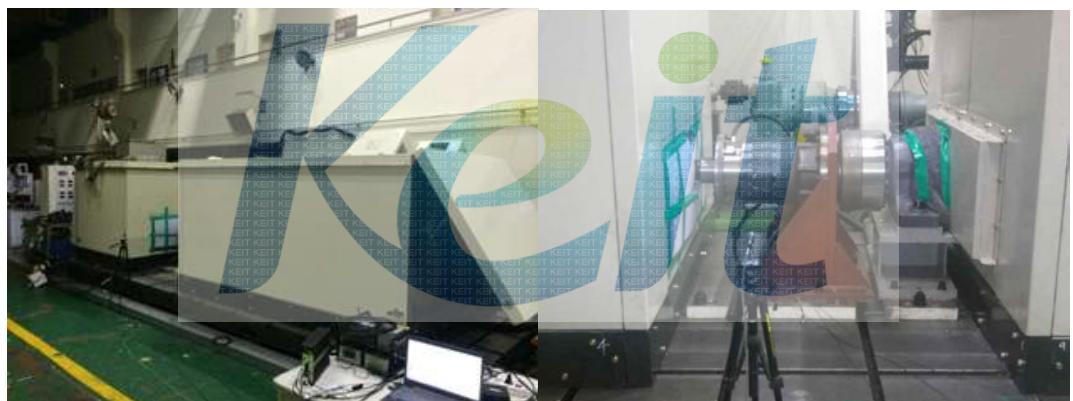


그림 3.2.170 고감속 저소음 선회감속기 시험장비 사진

② 고감속 저소음 선회감속기 2차 시제품 성능 시험/평가

○ 선회감속기의 시험 항목은 전달 효율, 소음, 진동, 누유 및 가진 시험을 수행하였다. 각 시험 항목에 대한 시험 방법 및 평가 기준은 다음 표에 정리하였다.

표 3.2.20 선회감속기 시험 항목 및 평가 기준

No.	시험 항목	시험 방법 및 평가 기준
1	전달효율 시험	<ul style="list-style-type: none"> - 시험장비 고정치구에 선회감속기를 수평으로 설치 후 사양에 맞게 윤활시스템의 유량, 유온 및 압력을 설정. - 시험장비에 설치된 토크미터, 속도센서, 온도센서 등의 이상 유무를 확인. - 부적절한 토크가 작용하지 않았는가 수동으로 시험대상 선회감속기를 회전시키며 확인. - 시험 조건에 따라 시험을 실시하며, 속도와 토크비에 따른 효율을 측정. → 선회감속기 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
2	소음 시험	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기의 전후좌우 및 상부에서 각각 1m, 바닥으로부터 높이가 1m의 수평 길이 중심에서 마이크로폰을 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 소음 측정. → 소음 수준이 84 dB(A)를 초과하지 않아야 함.
3	진동 시험	<ul style="list-style-type: none"> - 선회감속기의 링기어 또는 출력축 베어링의 상부(또는 하부, 측면)에서 가속도계를 설치. - 시험대상 선회감속기를 정격동력으로 작동시키면서 진동 측정. → 진동 수준이 9 m/s²을 초과하지 않아야 함.
4	가진 시험	<ul style="list-style-type: none"> - 시험대상 선회감속기를 실제 사용 조건 또는 이와 동등한 조건으로 장착. - 주파수 범위는 10 ~ 2,000 Hz로 가속 분광 밀도 0.0015 ~ 0.03 g²/Hz로 시험. - 3축(±X, ±Y, ±Z)방향에 대해 각각 100분간 시험. → 육안 검사 및 전달효율 시험을 실시하여 정격 동력에서 효율이 92 %이상이어야 함.
5	누유	→ 모든 시험 조건에서 누유가 없어야 함.

- 선회감속기 시제품을 대상으로 성능 시험을 수행하였으며, 성능 시험 결과로서 전달 효율, 소음, 진동, 가진, 온도를 측정하였다.
- 시험조건은 100% 토크 @ 100% RPM의 정격 동력에서 소음은 82.1 dB(A), 진동은 6.2 m/s²이며, 가진 시험 전의 전달효율은 94.5 %, 가진 시험 후의 전달 효율은 95.0 %로 가진 시험 및 전달효율 시험 평가 기준을 만족하였으며, 시험 중에 누유는 없었다.

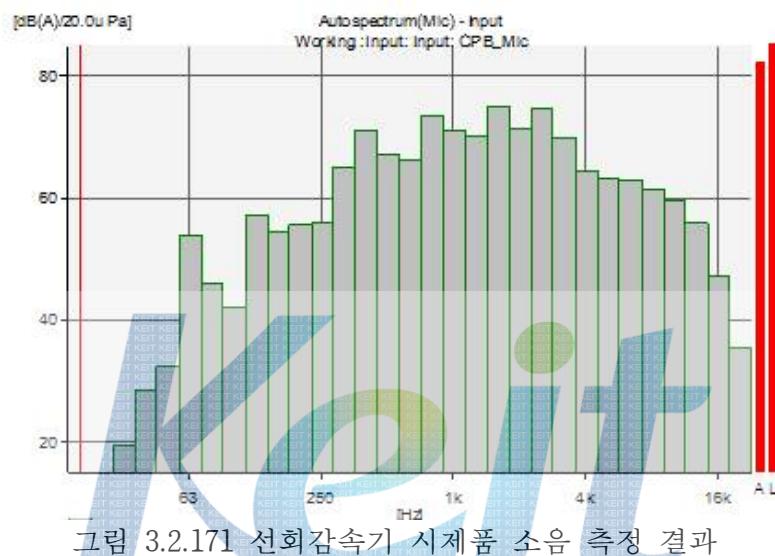
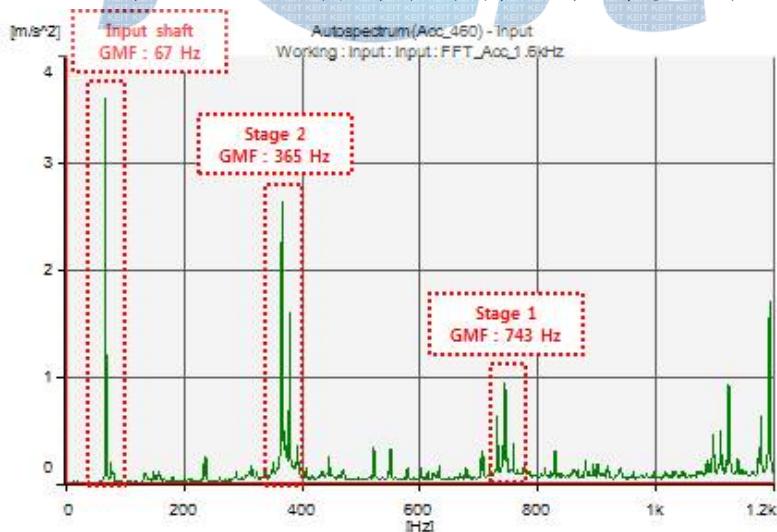


그림 3.2.171 선회감속기 시제품 소음 측정 결과



- 67 Hz : rotational freq. of input shaft (4000 rpm)
- 365 & 378 Hz : 2단의 1st GMF & its side band frequency
- 743 Hz : 2단의 2nd GMF

그림 3.2.172 선회감속기 시제품 진동 측정 결과

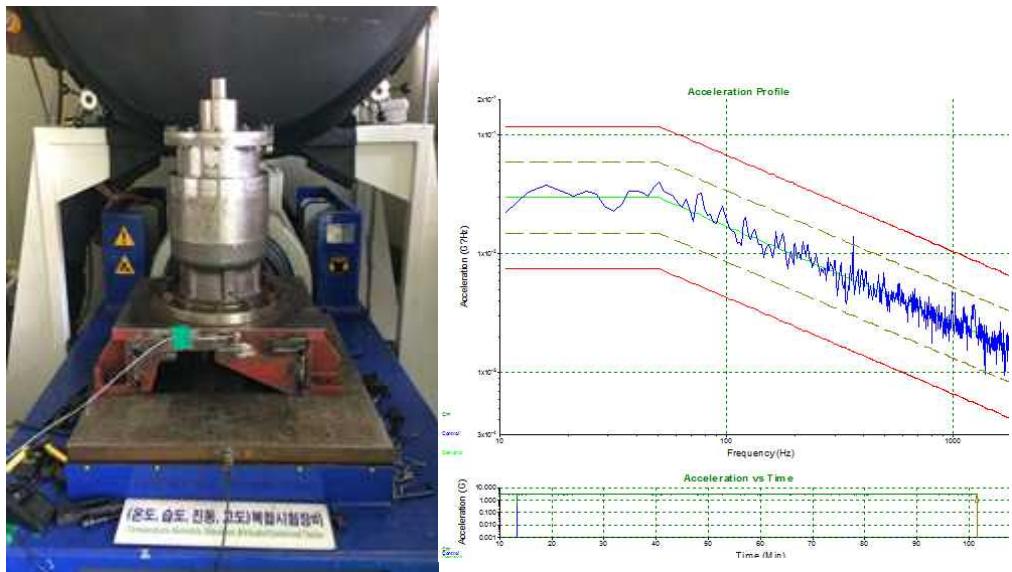


그림 3.2.173 선회감속기 시제품 X축 가진 측정 결과

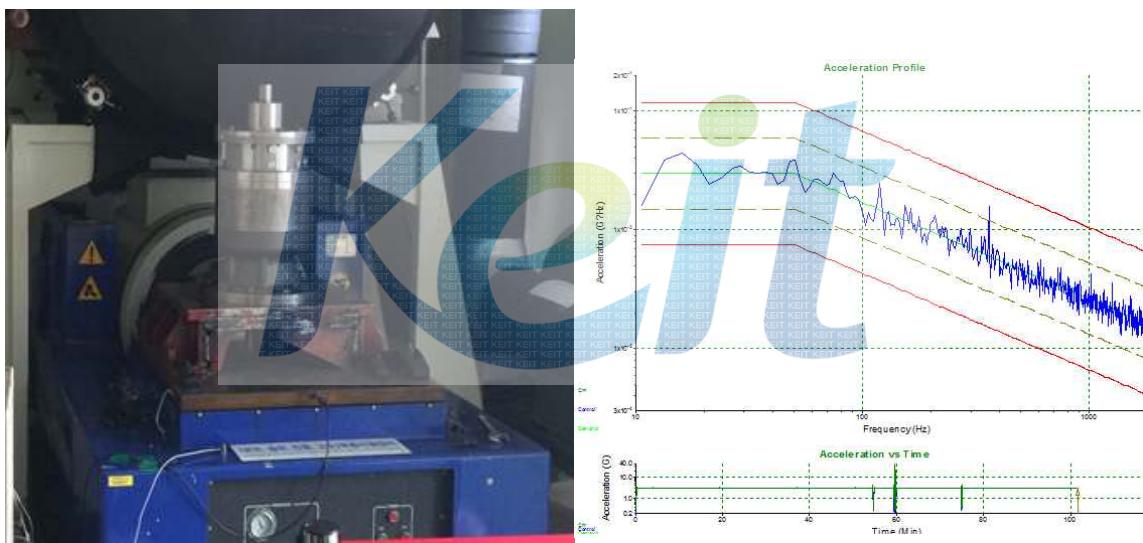


그림 3.2.174 선회감속기 시제품 Y축 가진 측정 결과

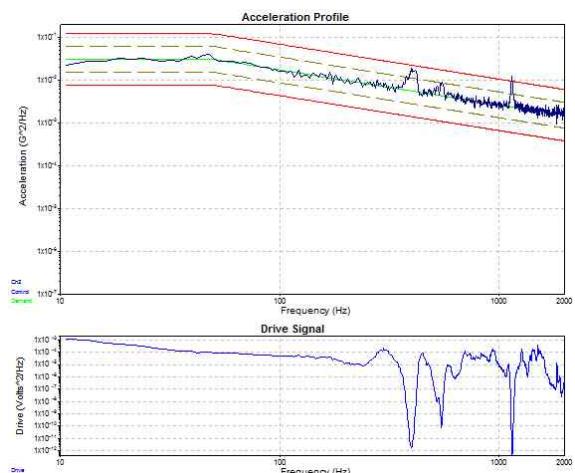


그림 3.2.175 선회감속기 시제품 Z축 가진 측정 결과

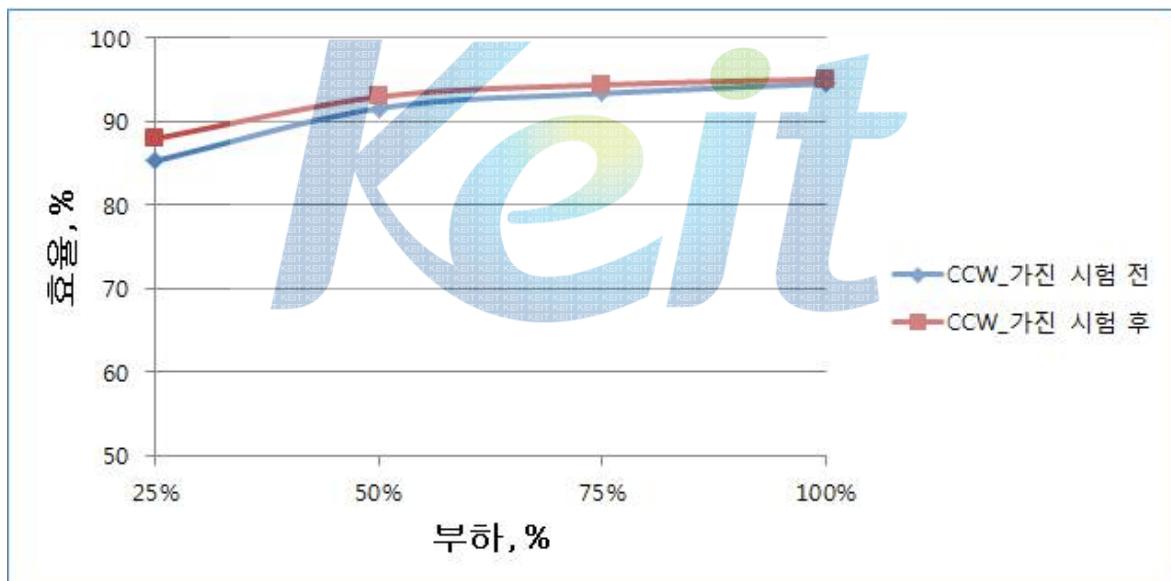


그림 3.2.176 선회감속기 시제품 전달효율 측정 결과 (가진시험 전/후)

제 3 절 시장 현황 및 사업화 전망

1. 국내외 관련 기술 현황

- o Global Top 10 건설기계업체의 대부분은 20톤급을 대상으로 전기식 하이브리드 굴삭기를 개발하고 있으며, 선회 회생 복합형 시스템을 채택하고 있음
- o 특히 Komatsu, Kobelco, Hitachi, Sumitomo는 20톤급 선회 회생 복합형 하이브리드 굴삭기를 상용화하였음
- o 국내기업
 - 현대중공업: 하이브리드 굴삭기 시작품 개발 단계
 - Volvo 건설기계 코리아: 하이브리드 굴삭기 시작품 개발 단계
- o 국외기업
 - Komatsu Ltd. (일본)
 - 2008년 세계 최초 20톤급 하이브리드 굴삭기 상용화 (PC200-8 Hybrid)
 - 개량 모델인 HB205, HB215 출시 (2010년)
 - 누적 판매량 2000대(일본 1140, 중국 700, 기타 250 여대) 이상¹⁾ (2013년 3월 기준)
 - Tier 4 Interim-compliant 모델인 HB215-2 출시²⁾ (2013년 10월)
 - 30톤급 하이브리드 굴삭기 HB335-1 호주 출시
 - Kobelco Construction Machinery Co., Ltd. (일본)
 - 2006년 세계 최초 6톤급 하이브리드 굴삭기 전시
 - 2010년 8톤급 하이브리드 굴삭기 SK80H 출시 (SK80H)
 - 2012년 20톤급 하이브리드 굴삭기 SK200H 상용화
 - Hitachi Construction Machinerty Co., Ltd.³⁾ (일본)
 - 2012년 20톤급 하이브리드 굴삭기 상용화 (ZH200)
 - ZH210LC-5 Hybrid 일본 내 450대 이상 판매
 - 2014년 유럽 시장 진출 ('15년 100대 판매 목표)
 - Sumitomo Construction Machinerty Co., Ltd. (일본): 20톤급 하이브리드 굴삭기 SH200HB-6 출시
 - Sany (중국): 20톤급 하이브리드 굴삭기 SY215C 시작품 개발
 - Volvo (스웨덴): 하이브리드 휠로더 시작품 개발

1) Komatsu, Views 2010 No.1, Annual Report 2013

2) Komatsu, Consolidated Business Results for Six Months of the Fiscal Year Ending March 31, 2014

3) Construction Cayola, 2014.05.24

가. Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.(일본)

Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.는 1999년 NEDO⁴⁾과제를 통하여 하이브리드 굴삭기 개발을 착수하여 2003년 시제품을 완성하였다. 또한, 현 굴삭기의 대표 작업을 분석하여 연비평가 모델을 설정하였다. 대상기종은 6톤급 굴삭기로 그림과 같은 Series 형식으로 개발하였으며, Idling 구간을 제외하면 46%의 연비개선효과가 있음을 발표하였다.

주요 특징은 다음과 같다.

- Series 하이브리드 방식: 엔진 구동 발전기와 배터리/Capacitor 사용
- 전기모터를 사용한 유압펌프 구동 / 선회는 전기모터 구동
- 액츄에이터 독립구동: 봄, 암/버켓, 주행, 선회
- 회생: 봄, 선회



그림 3.3.1 Kobelco사의 Series 하이브리드 굴삭기 사진

또한, Kobelco사는 자체 개발을 통하여 2006년 Intermat 전시회에 복합형 하이브리드 굴삭기 시제품을 전시하였다. 이 시제품은 Parallel 하이브리드 구조를 기본으로, 선회 유압모터를 전기모터로 대체하는 Series 방식을 병행하는 복합형 구조를 택하여, 다수의 전기부품 사용으로 인한 가격 상승을 줄이고 에너지 효율을 높이는 전략을 택하였다.

4) NEDO: New Energy & industrial technology Development Organization

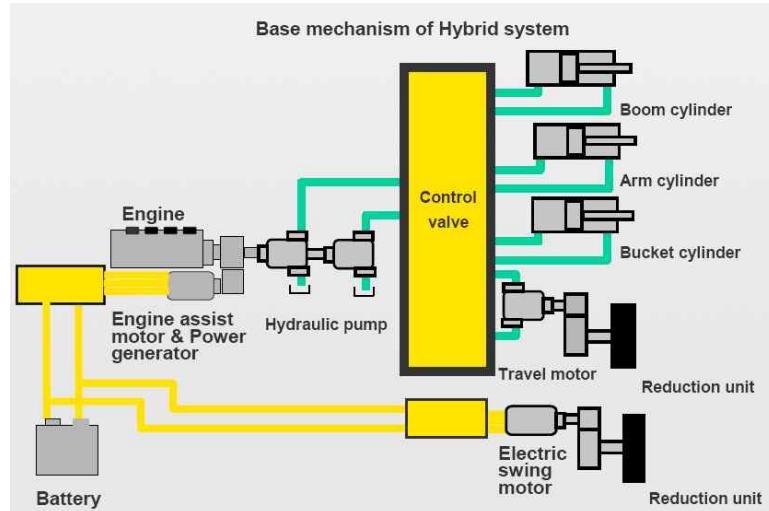


그림 3.3.2 Kobelco사의 복합형 하이브리드 굴삭기 구조

2009년 7톤급 하이브리드 굴삭기인 SK70 Hybrid의 상용화를 선언하였으며, 2010년 일본 최초로 국토교통성으로부터 SK80H-2모델로써 ‘저탄소형건설기계’ 인정을 받았다. 또한, 2012년 20톤급 하이브리드 굴삭기인 SK200H를 상용화하였다.



그림 3.3.3 Kobelco사의 소형 하이브리드 굴삭기 SK80H-2



그림 3.3.4 Kobelco SK200H

나. Komatsu Ltd. (일본)

Komatsu사는 2007년 초 언론을 통해, 20톤급 복합형 하이브리드 굴삭기의 양산 계획을 발표하였다.⁵⁾ 이후 2008년에는 “PC200-8 하이브리드”를 양산 출시하여 6월부터 판매하고 2009년 3월까지 30대를 판매할 계획임을 밝혔다.

Komatsu사는 20톤 하이브리드 굴삭기인 (PC 200-8 Hybrid)를 세계 최초로 상용화하였고 2009년 중국시장에 진출하였으며, 그 개량모델인 HB205, HB215를 2010년 출시하여 판매시장을 북미, 호주, 동남아 등으로 확대하였다. 또한, 2013년 30톤급 하이브리드 굴삭기 HB335-1을 호주에 출시하였다.

PC200-8 Hybrid Excavator



그림 3.3.5 Komatsu사의 복합형 하이브리드 굴삭기 PC200-8 Hybrid



그림 3.3.6 Komatsu HB335-1

다. Hitachi Construction Machinery Co., Ltd. (일본)

Hitachi는 2012년 20톤급 하이브리드 굴삭기 ZH200을 출시하여 ZH210LC-5 Hybrid 일본 내 450대 이상 판매하였으며, 2014년 유럽 시장에 진출하였다.

5) 일본경제신문 2007년 2월 4일

Hitachi의 Environmental Vision 2025는 2025년까지 제품과 서비스로 1억톤의 CO₂를 감축하는 Hitachi 그룹의 장기 계획으로, 이 중 Hitachi 전기는 3.5백만톤 감축계획 하에 6개 제품군에 대하여 Eco-product를 개발 및 확산하고 있다. 제품 중 Eco-product의 판매비율을 목표로 설정하여 2015년 90% 이상을 Eco-product 또는 Eco-product Select 제품으로 판매할 계획이다. 2012년 현재 ZX25B 배터리 굴삭기와 ZH200 하이브리드 굴삭기 2개 만이 Eco-product의 상위 개념인 Eco-products Select에 속한다.



그림 3.3.7 Hitachi ZH200

2. 하이브리드 굴삭기 시장 전망

가. 시장 추이

Komatsu사는 2008년 20톤 하이브리드 굴삭기 PC200-8 Hybrid를 자국 내 출시 이후 개량모델을 포함하여 2013년 3월까지 누적 2000여 대를 일본을 비롯한 중국, 미국, 동남아, 호주 등지에 판매하였다. 최근 호주에서 30톤급 하이브리드 굴삭기를 출시하는 등 적극적인 확대 전략을 펼치고 있다.

○ 일본 시장 (Komatsu 사례)⁶⁾

2011년 기준, Komatsu가 일본 내에 판매하고 있는 20톤급 굴삭기의 약 20%는 하이브리드 모델이며, 2008년 첫 출시에 1.3%를 시작으로 지속적으로 증가해 왔다.

6) Komatsu, Investors Meeting Report 2012

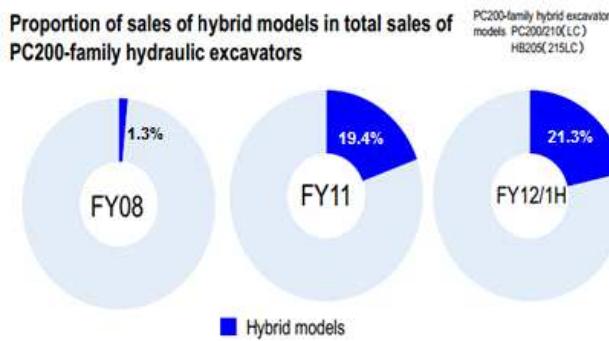


그림 3.3.8 Komatsu 20톤 하이브리드 굴삭기의 일본 판매 비율

o 세계 시장 (Komatsu 사례)

다음 그림은 하이브리드 굴삭기의 연간판매대수 및 지역별 공급비율을 나타낸다. 좌측 그림에서 2008년 30대로 시작으로 현재 연간 600대 이상 판매실적을 보이고 있으며, 우측 그림에서 2010년 이후 일본, 중국 외 다른 지역으로 시장을 확대하고 있음을 볼 수 있다.

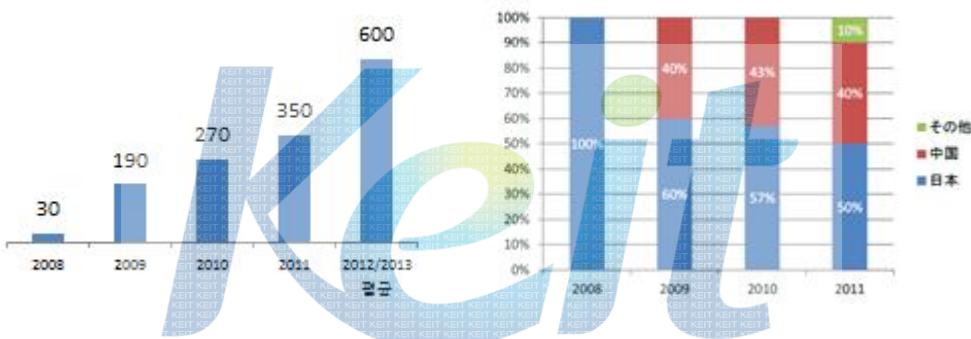


그림 3.3.9 Komatsu 20톤 하이브리드 굴삭기 연간 판매 대수⁷⁾ 및 지역별 비율

20톤급 하이브리드 굴삭기를 상용화한 Hitachi, Kobelco, Sumitomo 등을 제외하더라도 Komatsu의 판매 실적으로 현재 판매증가량이 연간 82%로 급속히 증가해 왔음을 알 수 있다.

나. 시장 확대의 문제점

하이브리드 굴삭기는 현재 고효율 유압시스템과 결합된 복합형 전기식 장비가 출시되고 있으며 궁극적으로는 직렬형 하이브리드 또는 전기동력화에 이를것으로 예측되나, 기존 장비 대비 높은 구입가와 전기동력부품의 내구신뢰성에 대한 우려가 시장 확대의 걸림돌이다. 내구신뢰성에 대한 우려는 부품/장비의 내구성 향상 및 시장에서의 검증으로 해소될 수 있다.

건설기계용 하이브리드 부품과 Synergy가 있을 것으로 예상되는 전기차 시장의 성장에 따라 전기 구동 부품의 가격하락이 가속화 될 것으로 예상된다. 현재 하이브리

7) TechnoCreate Monthly Journal Vol.5 2012)

드 굴삭기용과 유사한 용량의 전기차용 구동계 부품이 다양화되고 있으나 부품 가격이 여전히 높은 수준이므로, 하이브리드 자동차와 마찬가지로 초기 구입가에 대한 지원이 필요할 것으로 보인다.

다. 정책적 측면

일본은 에너지 절약형 건설기계 구입 시 보조금을 지급하고 있다.⁸⁾ 하이브리드, 정보화시공기계, 전기구동 건설기계를 대상으로 구입가격과 기준가격 차액의 2/3(상한액 3백만 Yen)의 보조금을 한시적(신청 기간: 2014. 6. ~ 2015. 2.)으로 지원하는 프로그램을 시행 중이다.

라. 시장 전망

다음 표는 20톤급 하이브리드 굴삭기의 시장 추정치이다. 세계 시장 규모는 2014년 세계시장 판매대수 1000대와 대당 판매가격 추정치로부터 연 20% 시장성장률로 부터 구하였다. 한국시장규모는 2018년 양산 100대, 수출규모는 80%를 가정하였다.

표 3.3.1 하이브리드 굴삭기 시장 전망
(단위 : 백만원)

년도	(2014년) 현재년도 ⁹⁾	(2015년) 개발 종료후 1년 ¹⁰⁾	(2017년) 개발 종료후 3년	(2018년) 개발 종료후 4년	(2019년) 개발 종료후 5년
세계 시장 규모	170,000	204,000	293,760	352,512	423,014
한국 시장 규모 ¹¹⁾	-	-	-	3,200	4,778
년도	(2013년) 1년 전	(2014년) 현재년도	(2015년) 개발 종료후 1년	(2018년) 개발 종료후 4년	(2019년) 개발 종료후 5년
수출 규모 ¹²⁾	-	-	-	12,800	19,110
수입 규모	-	-	-	-	-

3. 사업화 전망

초기 구입가가 국내외 시장 진입의 선결 조건이며, 장기적으로 전기자동차 부품 산업의 성장에 따라 판매가격 하락이 예상된다. 하이브리드 자동차와 마찬가지로 구입

8) 일본 경제산업성, 2014년도 「에너지 절약형 건설 기계 도입 보조금」 사업

9) 20톤 하이브리드 굴삭기 시장 규모 및 전망. Komatsu, Hitachi, Kobelco, Sumitomo 등 양산업체의 연간 판매 대수 추정치 1000대 및 대당가격 추정치 1700만엔을 근거로 함

10) 하이브리드 자동차 시장의 연평균 20% 성장률 (Source: U.S. National Academy of Engineering, The Hydrogen Economy: Opportunities, Cost, Barriers, & R&D Needs)에 근거하여 하이브리드 굴삭기도 동일 연평균 성장을 적용함

11) 초기 양산품은 100대, 판매가격은 1.6억원으로 가정

12) 2014년 현재, 수입/수출 물량 없음

가에 대한 세제혜택 등 보조금 정책이 국내 시장 형성을 촉진할 것으로 예상된다.

사업화는 적정한 수준의 초기 구입가 형성을 위한 재료비 절감 활동 및 양산화에 필요한 장비의 내구/신뢰성 검증에 필요한 시간 등을 반영하여 기술 개발 종료 후 3년 이후를 상정하였다. 유가, 세계 건설기계 시장 경기 및 보조금 정책 등이 시장 진입 또는 국내 시장 형성을 앞당길 수 있을 것으로 예상된다.

다음 표는 2018년 사업화를 가정하여 국내 및 해외시장 판매대수 및 매출액을 추정한 예이다. 시장 진출 초기 20톤 하이브리드 굴삭기 세계 시장 점유율 4.8%, 수출 비중 80%를 가정하였다.

표 3.3.2 사업화 전망

구분		(2018년) 개발종료후 4년	(2019년) 개발종료후 5년	(2020년) 개발종료후 6년
국 내	시장점유율(%) ¹³⁾	100	100	80
	판매량(단위: 대)	20	30	48
	판매단가(원)	160,000,000	160,000,000	160,000,000
	국내매출액(백만원)	3,200	4,778	7,644
해 외	시장점유율(%) ¹³⁾	4.8	6	8
	판매량(단위: 대)	80	119	191
	판매단가(\$) ¹⁴⁾	160,000	160,000	160,000
	해외매출액(백만\$)	12.8	19.0	30.6
당사 생산능력		100	150	250

제 4 절 고용 창출 효과

해당사항 없음

13) 2020년까지는 국내에서는 당사만 하이브리드 굴삭기를 생산, 2017년부터는 국내/외 경쟁업체 판매를 가정함

14) 환율 1000원/\$ 가정

제 5 절 자체보안관리진단표

구분	체크항목	결과 체크(✓ 표)	비고 (미실시 사유)
보안관리 체계	○ 기관 내 보안관리규정을 제정/적용하고 있다	○(✓), X()	
	○ 보안관리 조직이 있으며, 자체 보안점검실시 등 잘 운영되고 있다	○(✓), X()	
	○ 보안교육을 정기적(1회이상/연)으로 실시하고 있다	○(✓), X()	
	○ 보안사고에 대한 방지대책 및 비상시 대응계획이 준비되어 있다	○(✓), X()	
참여연구원 관리	○ 참여연구원에 대하여 보안서약서를 받았다	○(✓), X()	
	○ 참여연구원에게 보안관리의 중요성 등을 인식시키고 있다	○(✓), X()	
연구개발 내용/결과 관리	○ 주요 연구자료 및 성과물의 무단유출 방지대책을 수립하고 있다	○(✓), X()	
	○ 보안성 검토 방법 및 절차를 이행하고 있다	○(✓), X()	
	○ 기술이전 관련 내부규정 및 절차를 준수하고 있다	○(✓), X()	
연구시설 관리	○ 연구시설 보안관련 내부규정 또는 지침을 이행하고 있다	○(✓), X()	
	○ 주요 시설에는 보안장비가 설치되어 있다	○(✓), X()	
	○ 보호구역이 지정되어 있다	○(✓), X()	
정보통신망 관리	○ 정보통신망 보안관련 내부규정 또는 지침이 구비되어 있다	○(✓), X()	
	○ 보안관리책임자의 승인 항목이 구분되어 있다	○(✓), X()	
	○ 주요 데이터에 대해 백업을 실시하고 있다	○(✓), X()	
	○ 개인용 정보통신장비(노트북, USB메모리)에 대하여 인가/관리중이다	○(✓), X()	
	○ 전산망 보호를 위한 HW 및 SW 등을 도입하여 적용하고 있다	○(✓), X()	
	○ 직책, 임무별 열람 권한을 차등화하여 부여하고 있다	○(✓), X()	

부 록

A. 유압펌프모터

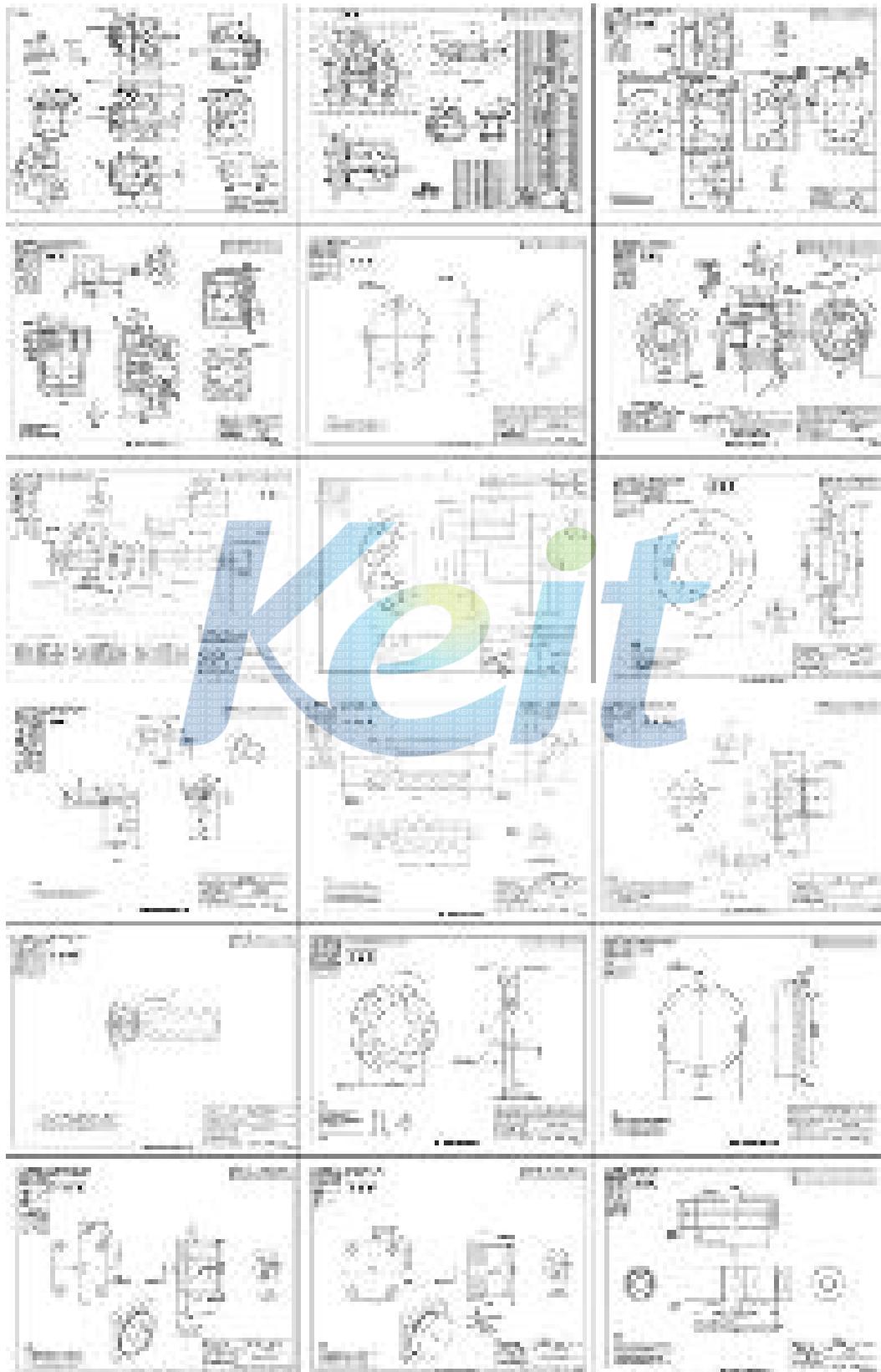
1. 유압펌프모터 시험성적서

가. 1단계 시제품 시험 성적서



다. 도면

1) 1단계 최종 시제품 도면



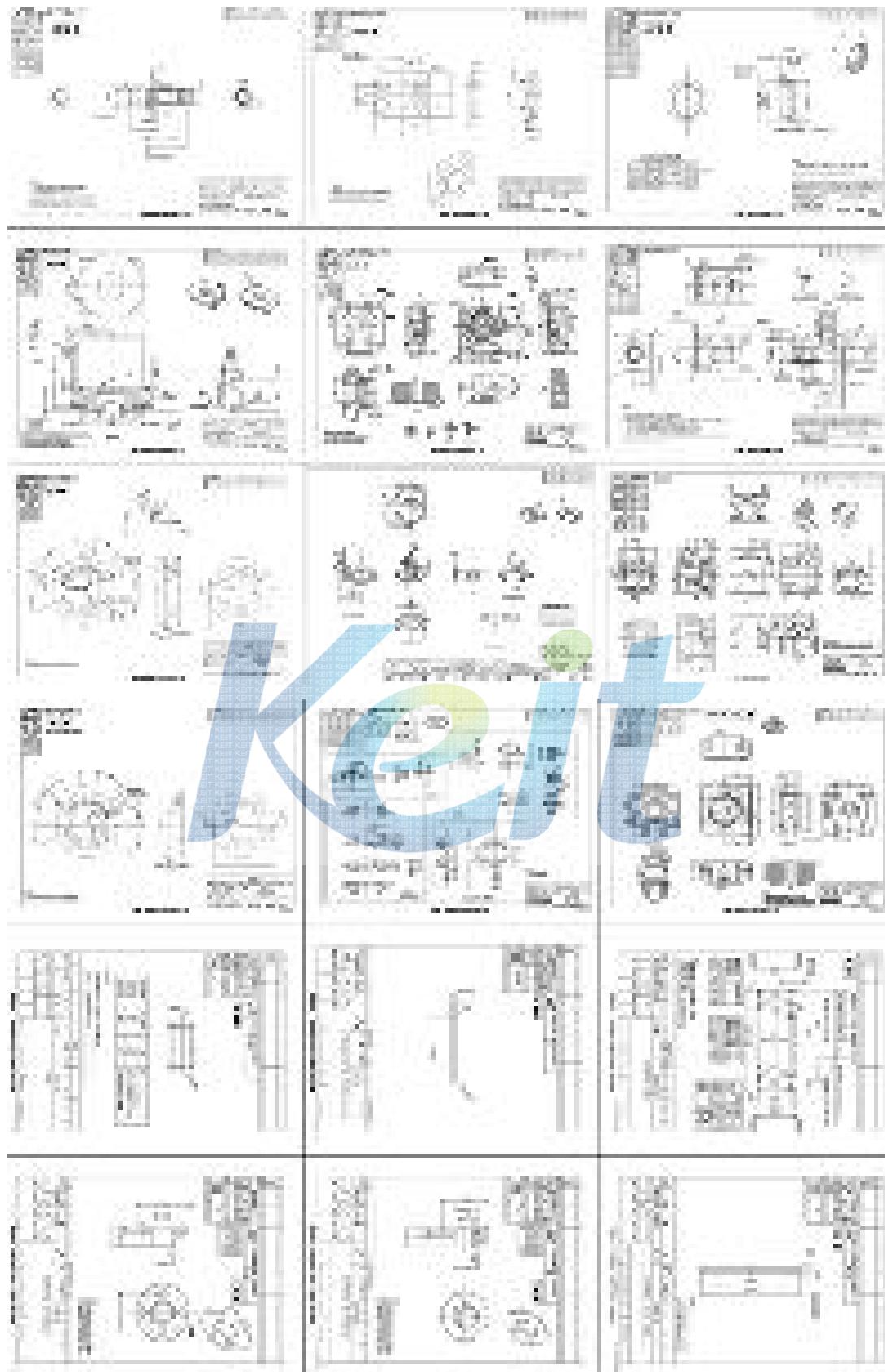
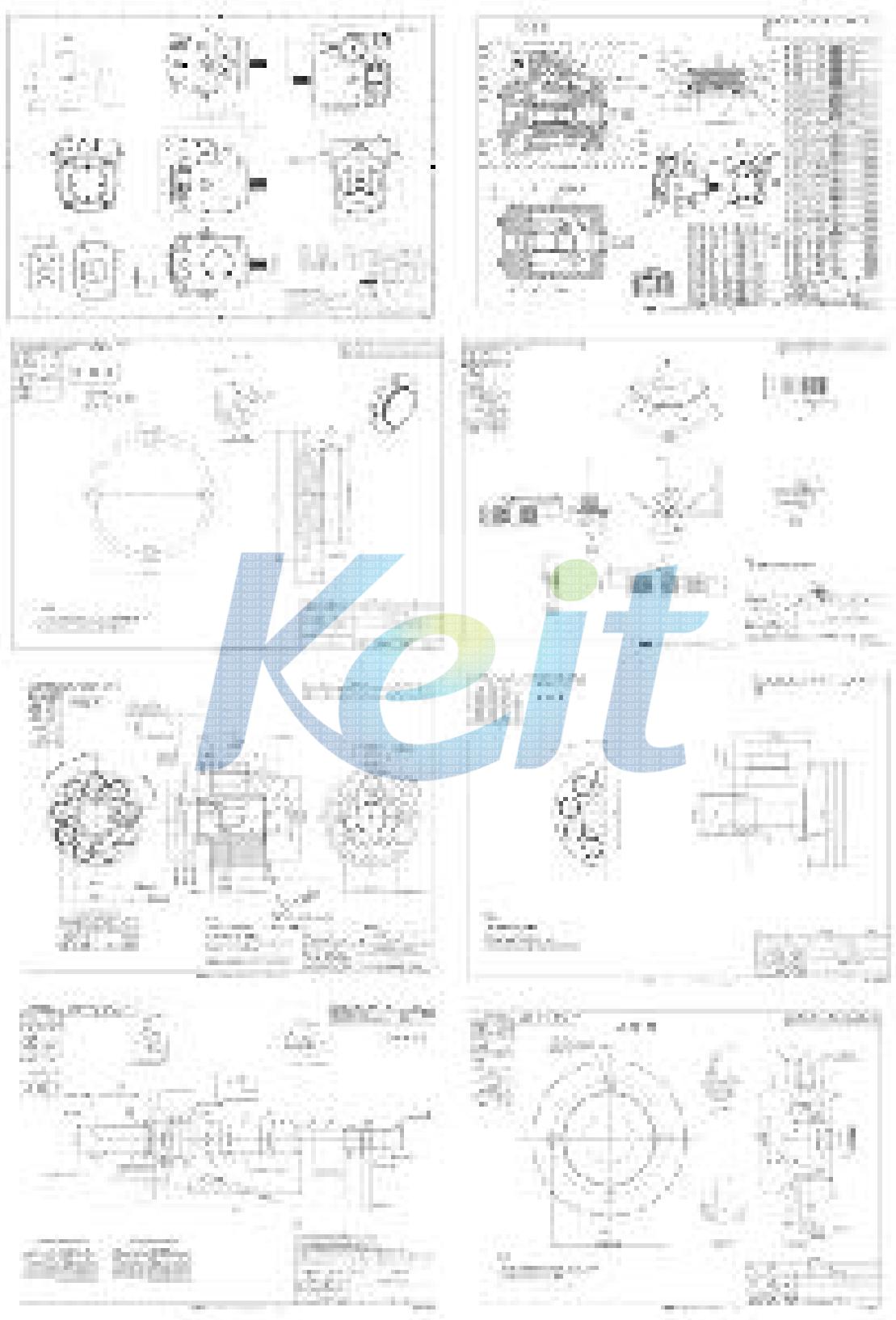
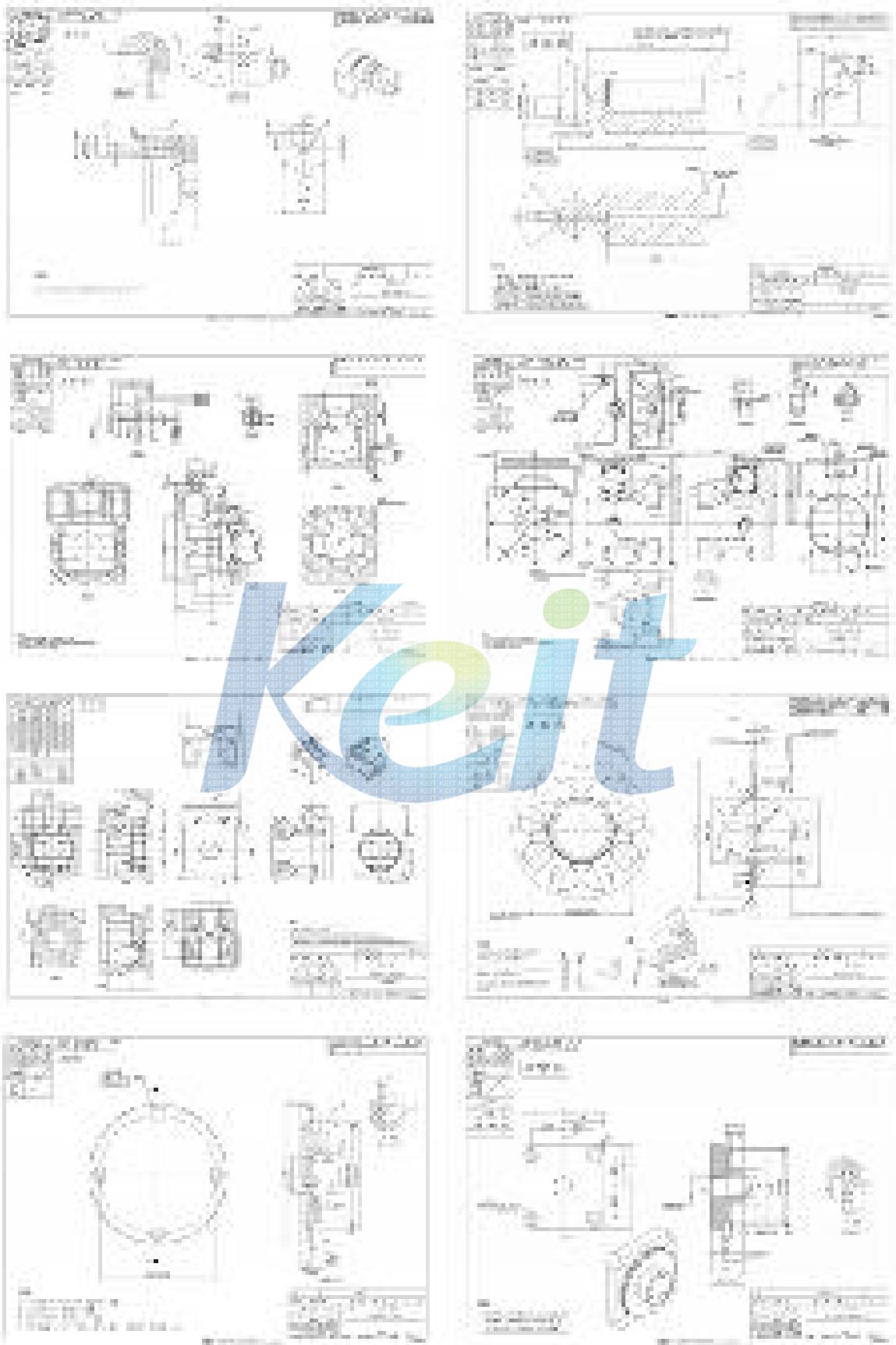
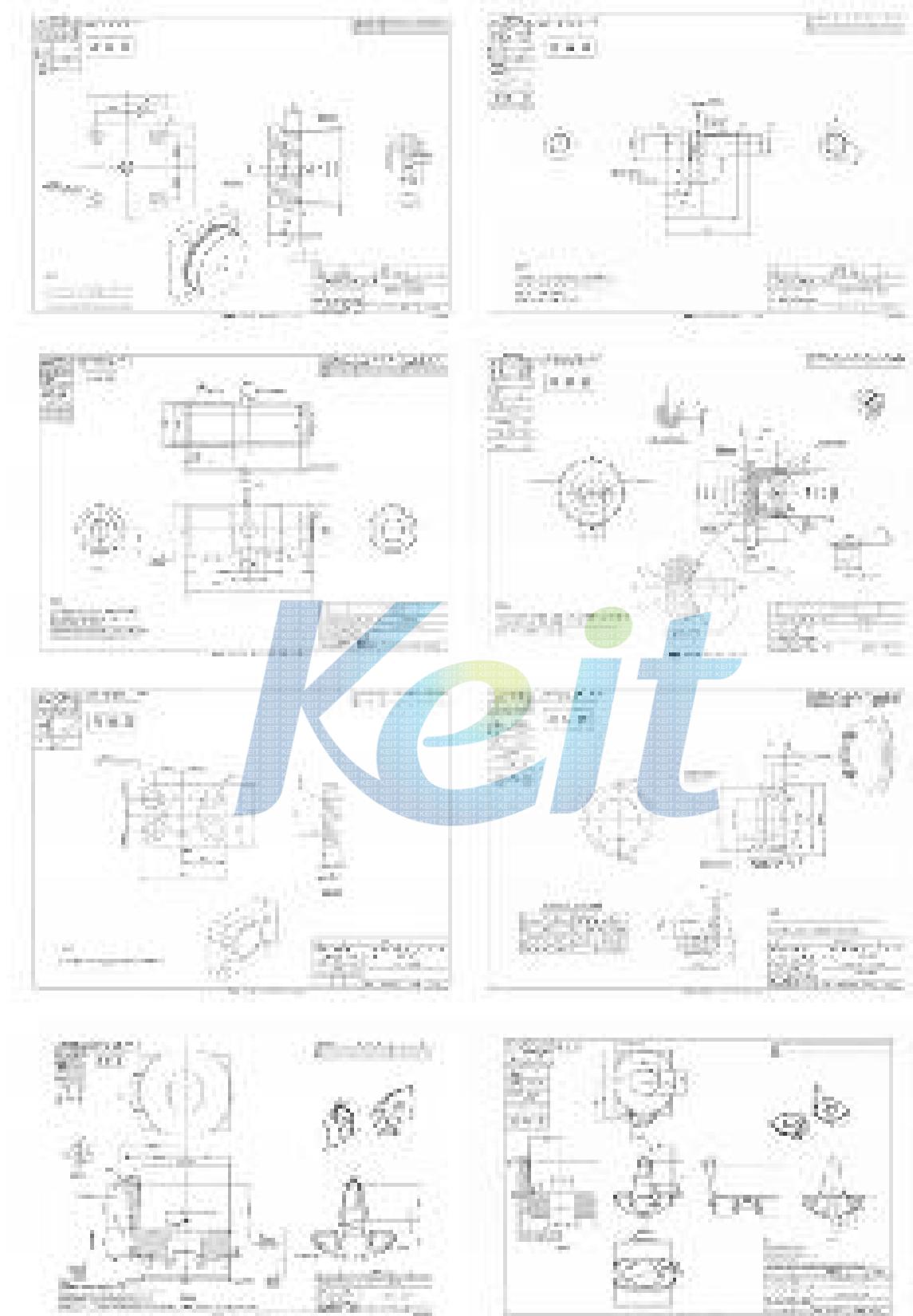


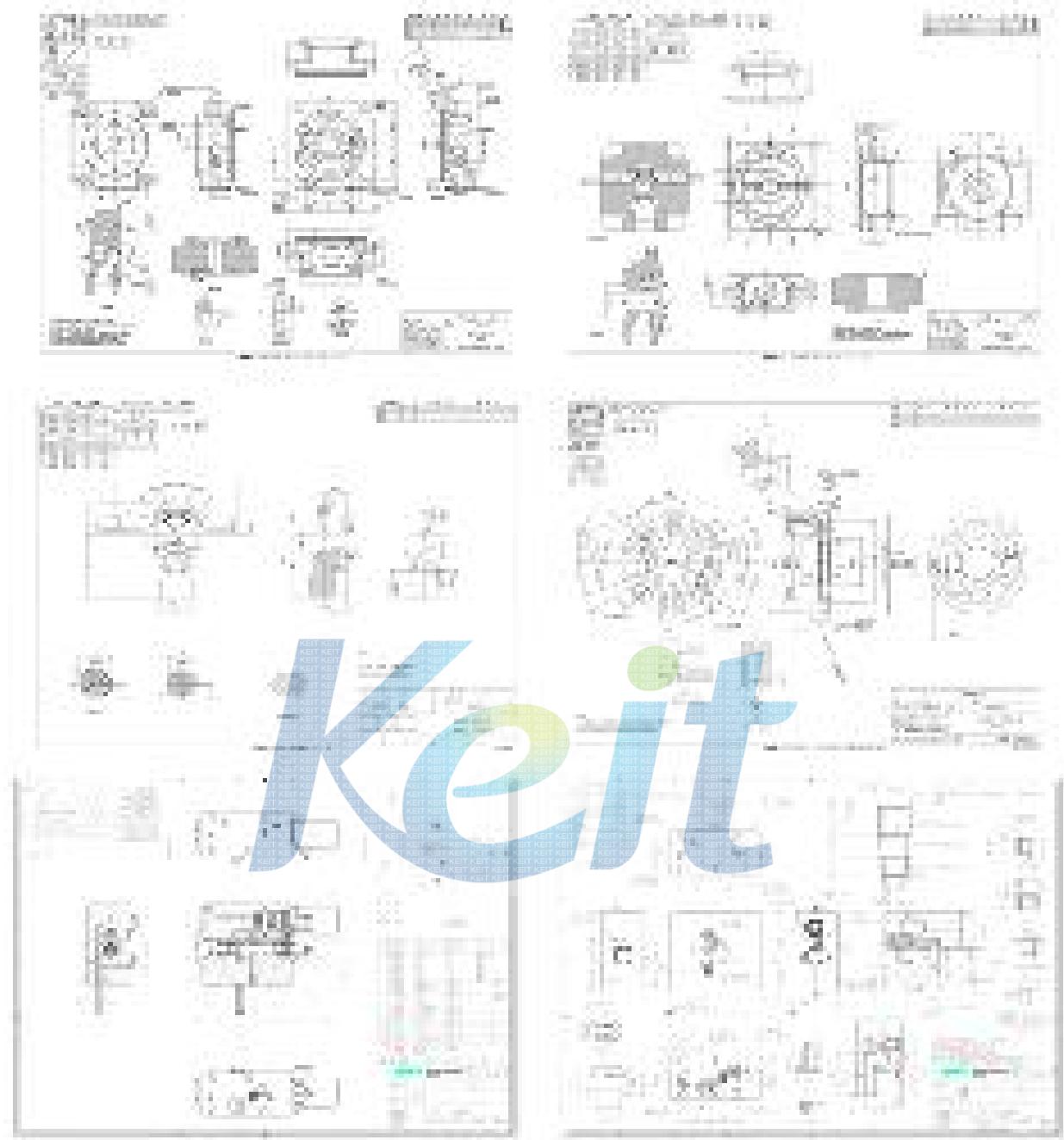
그림 A.3 1단계 시제품 도면

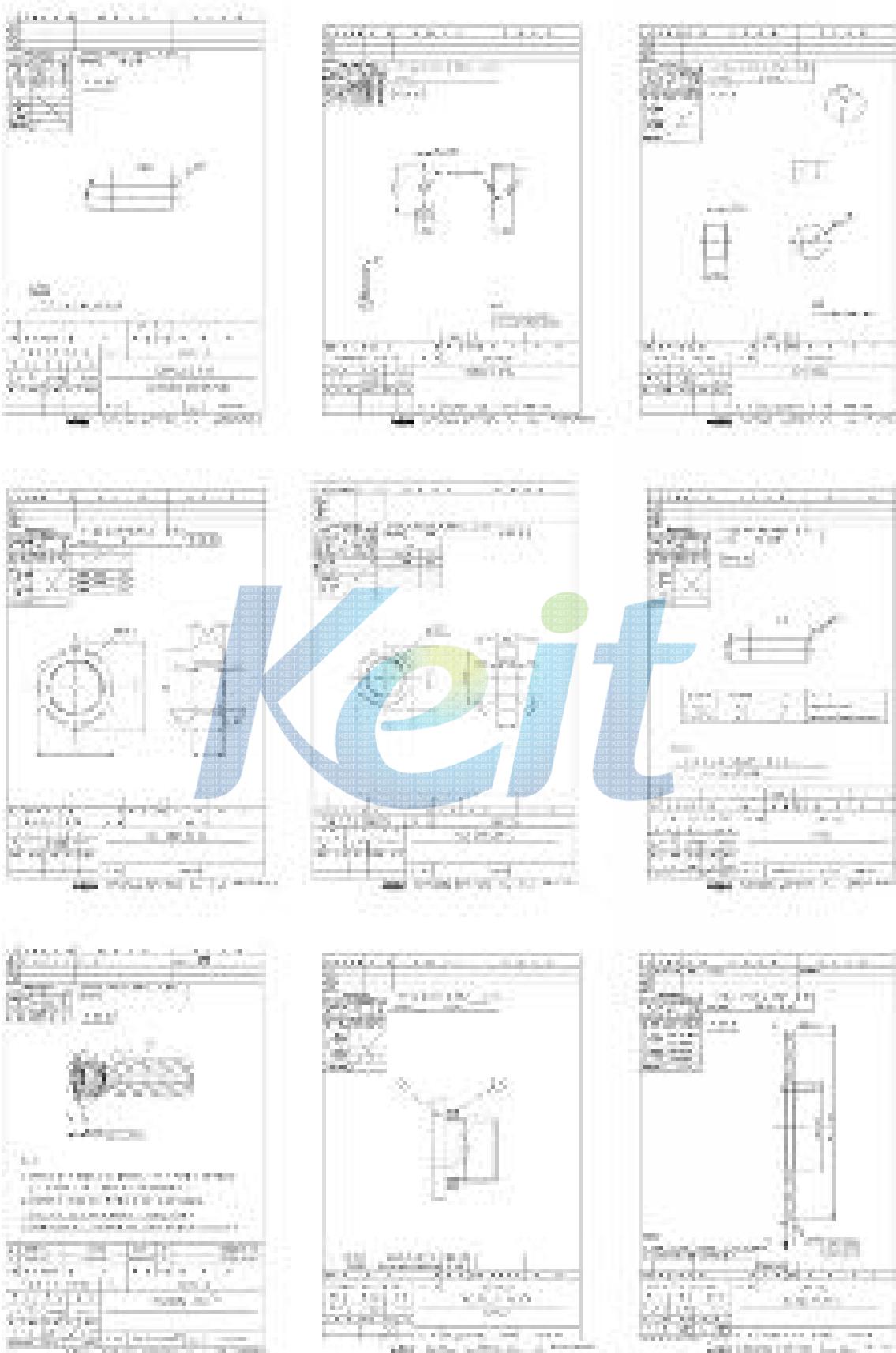
2) 2단계 최종 시제품 도면

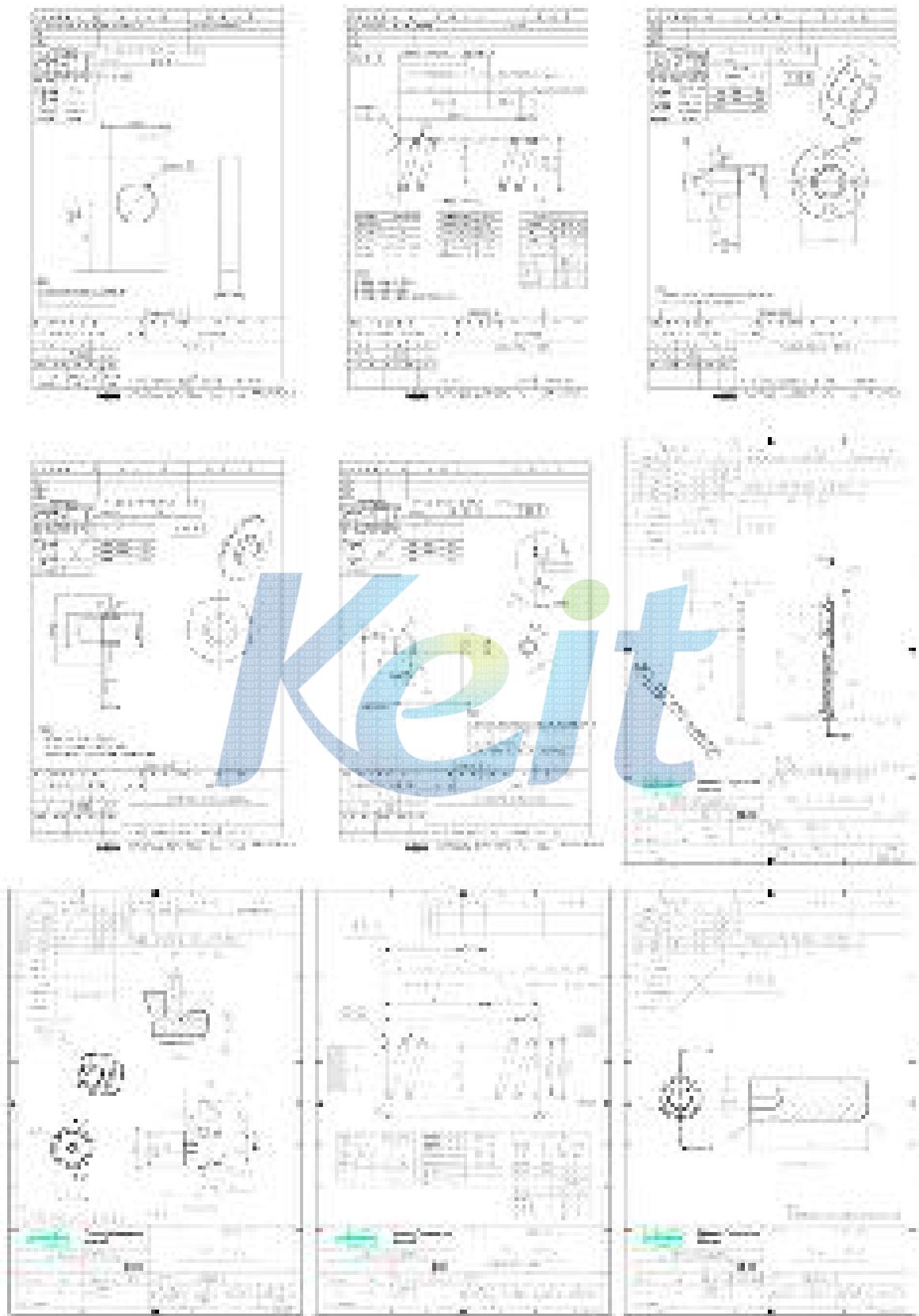












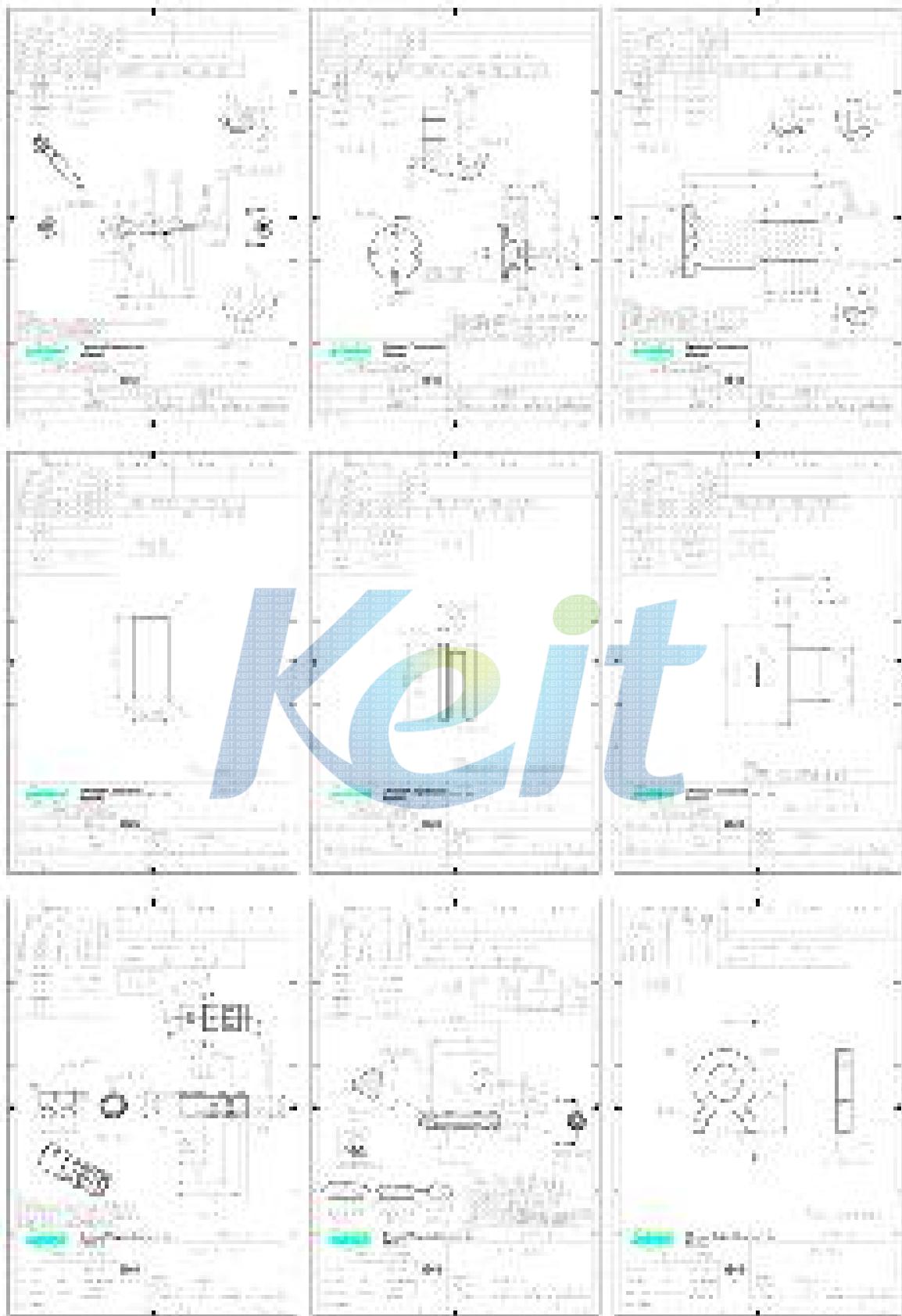


그림 A.42단계 최종 시제품 도면

B. 선회감속기

1. 감속비 32 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품

가. 도면

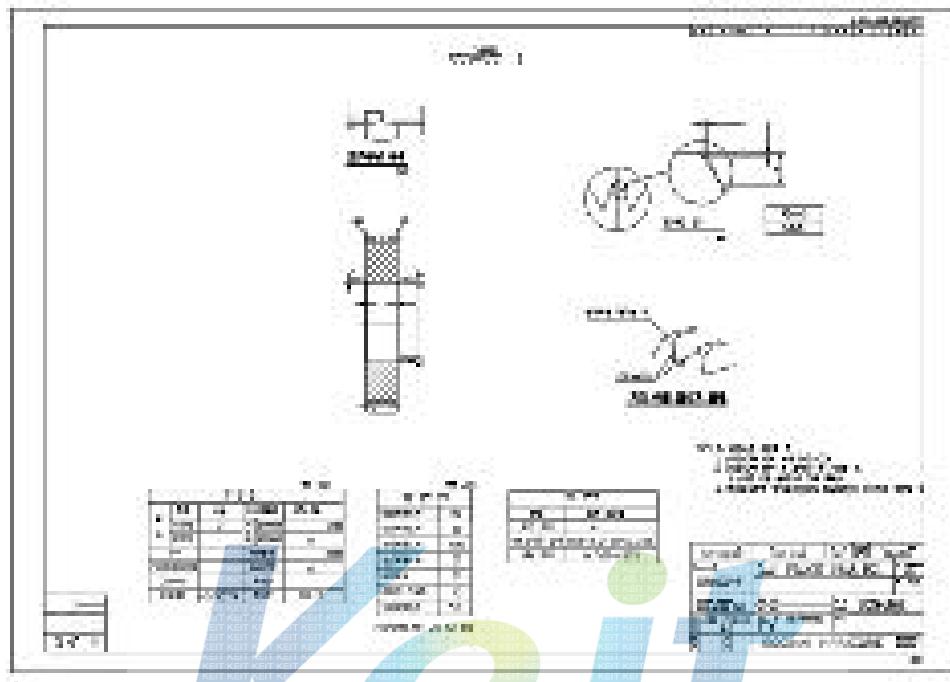


그림 B.1 부품도 : 1단 유성기어

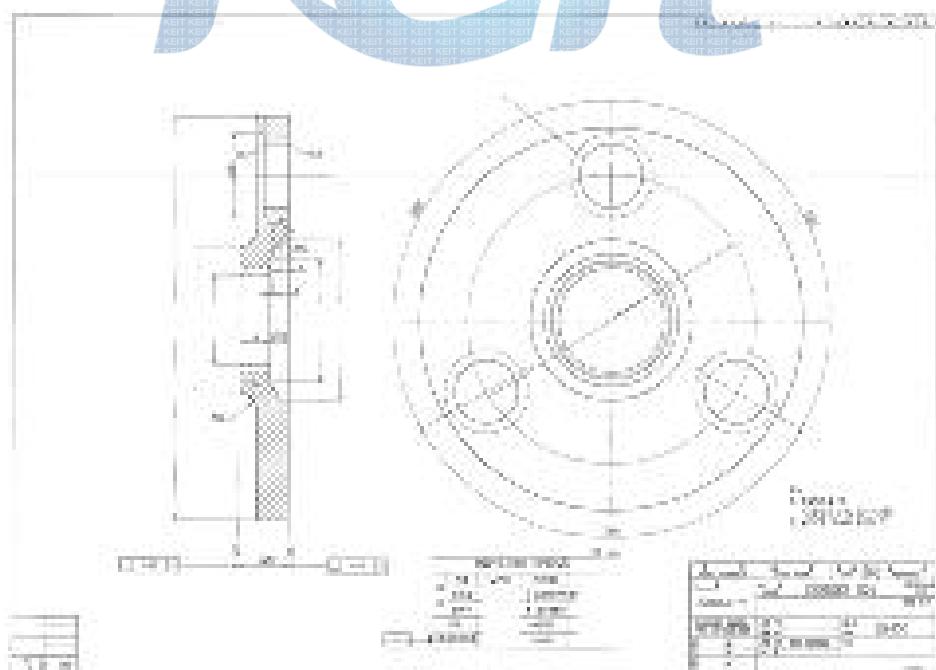


그림 B.2 부품도 : 1단 캐리어

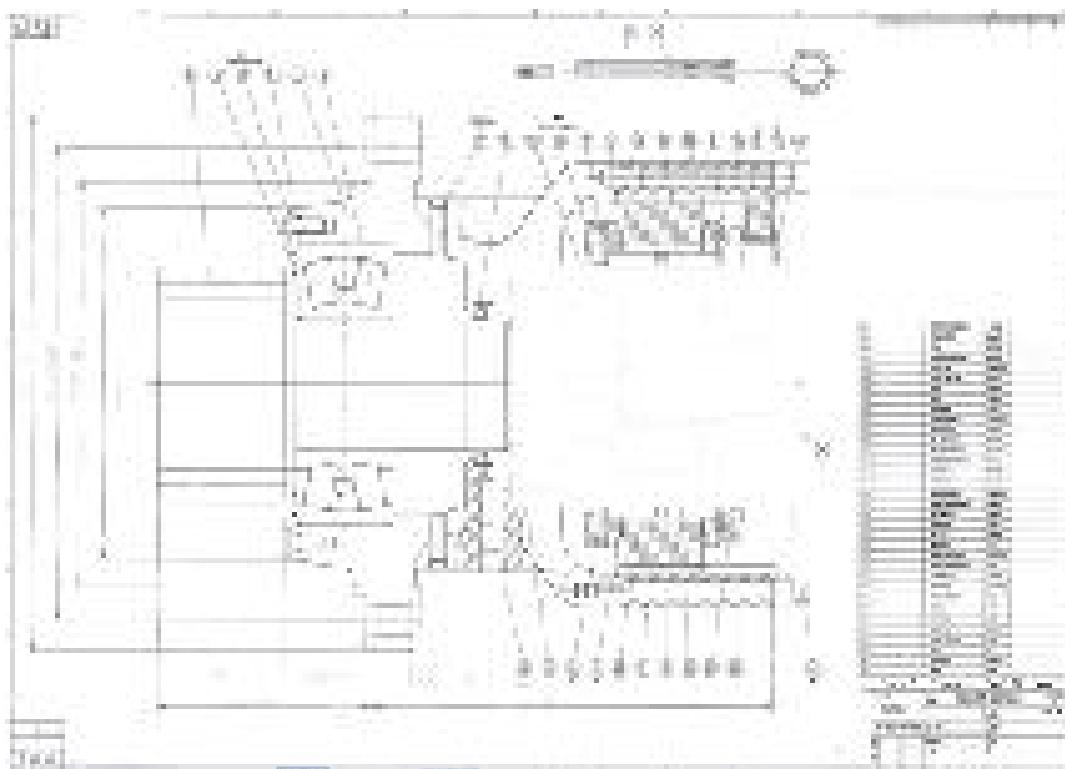


그림 B.3 조립도 : 감속비 32 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품

나. 시제품 사진



그림 B.4 시제품 사진 : 감속비 32 고토크 선회감속기 Pilot용 시제품

2. 고감속 저소음 선회감속기 선행연구 시제품

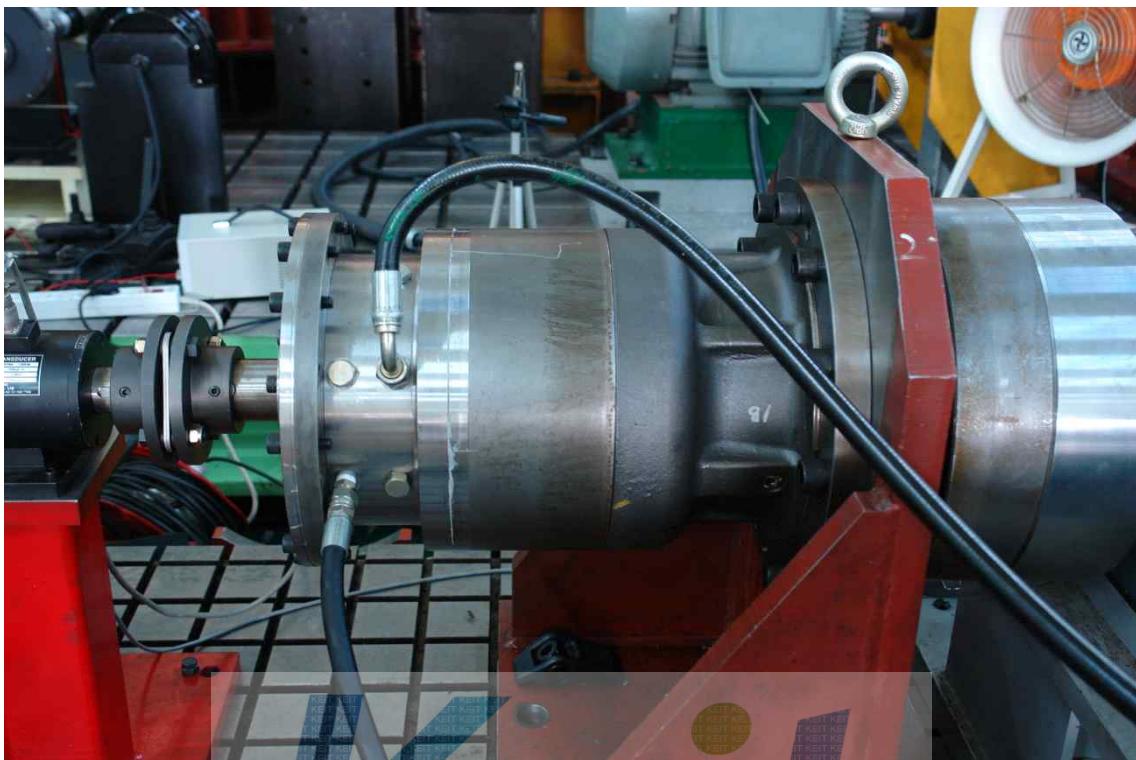


그림 B.5 시제품 사진 : 고감속 저소음 선회감속기 선행연구 시제품

3. 고감속 저소음 선회감속기 시제품

가. 도면

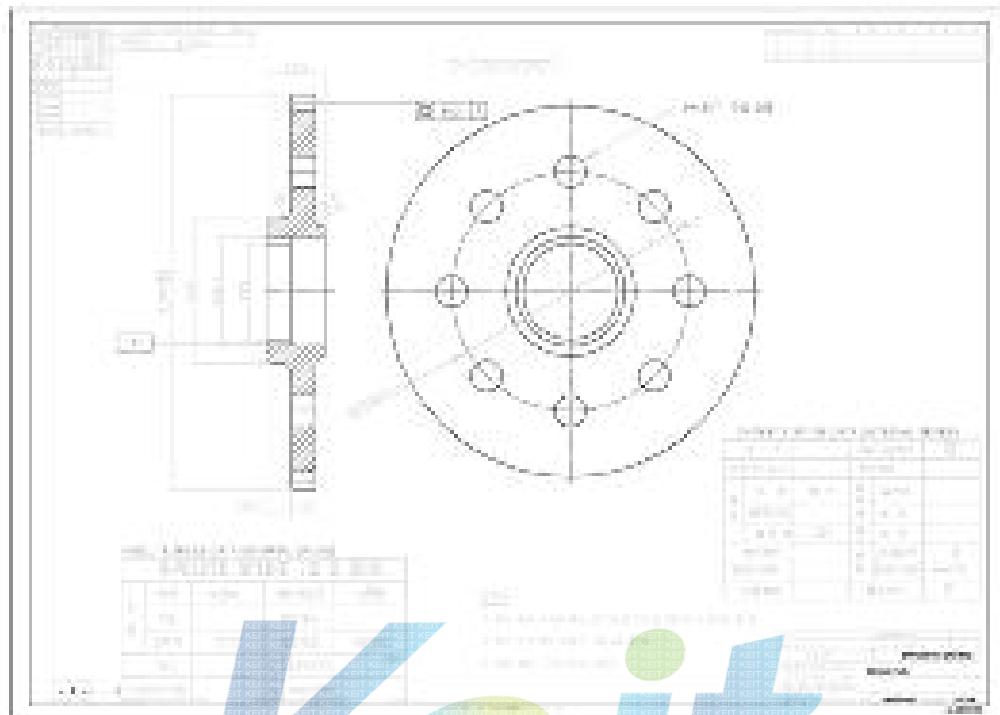


그림 B.6 부품도 : 브레이크 헤브

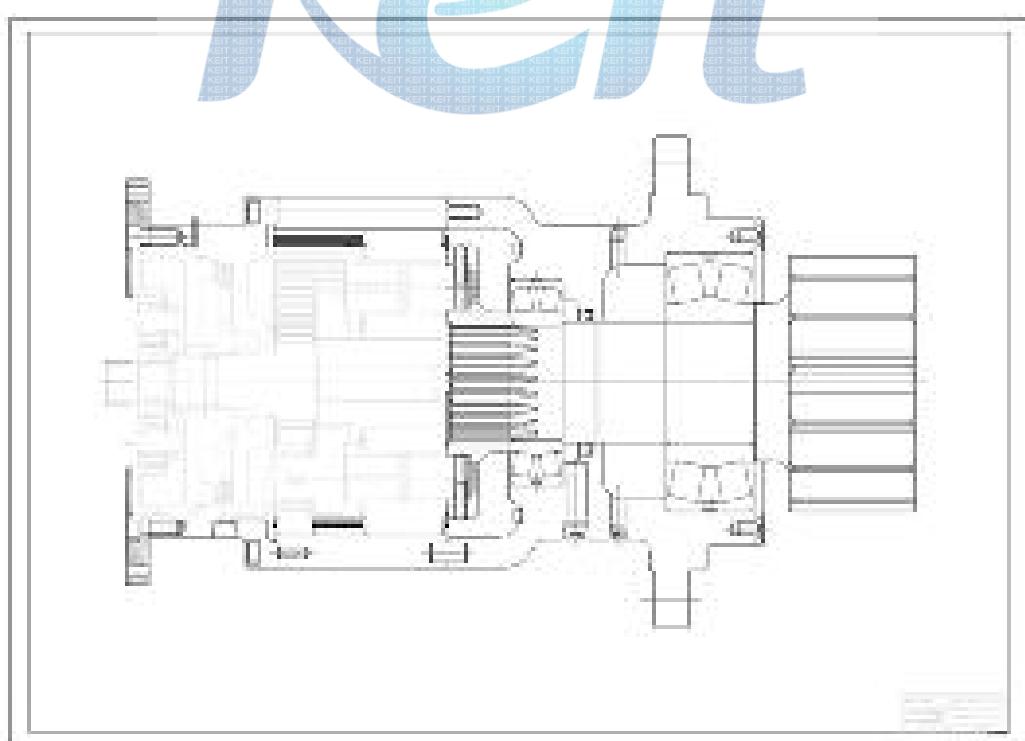


그림 B.7 조립도 : 고감속 저소음 선회감속기 시제품

나. 시제품 사진

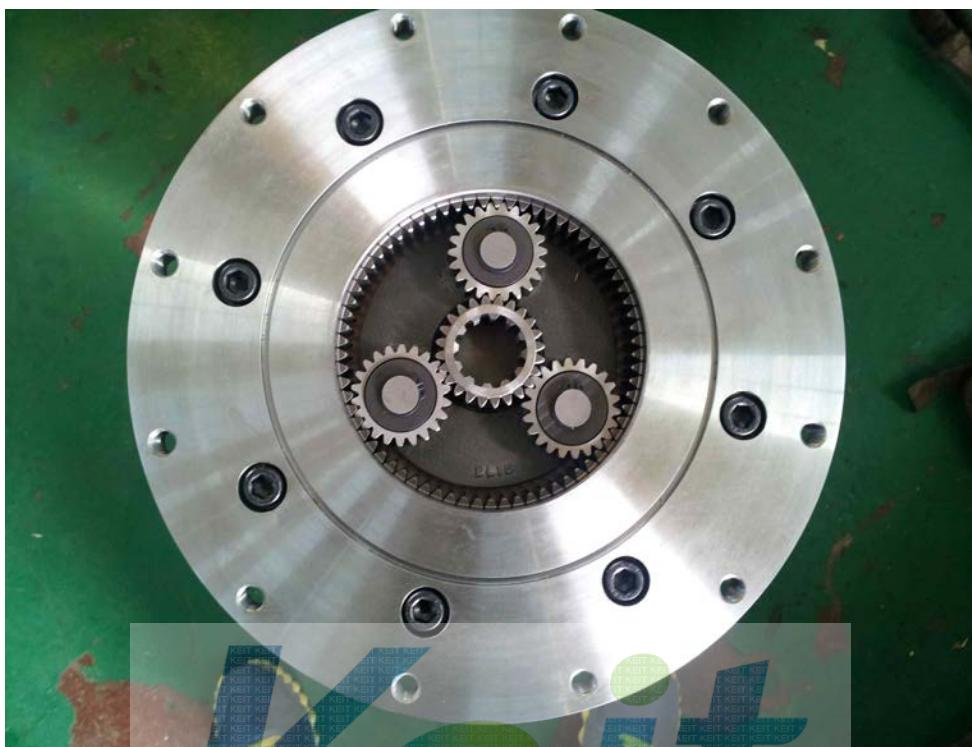


그림 B.8 시제품 사진 : 고감속 저소음 선회감속기 시제품



그림 B.9 시제품 사진 : 고감속 저소음 선회감속기 시제품

C. 저소음 저백래시 감속기 기초연구

1. 기어 소음 선진기술 분석

가. 기어 소음의 원인

1) 물림 강성의 변동

물림 강성은 작용선(line of action) 상에서 하중에 대한 기어치의 변형량(tooth deflection)의 비를 의미한다. 물림 강성은 기어의 회전에 따른 물림 특성에 따라 변동한다. 평기어(spur gear)의 경우, 구동 기어가 회전함에 따라 한 쌍 물림과 두 쌍 물림이 번갈아가면서 동력을 전달하게 된다. 이 때 기어 물림 강성을 스프링으로 생각하면 한 쌍 물림은 하나의 스프링, 두 쌍 물림은 병렬 배치된 두 개의 스프링의 강성값을 갖게 된다. 즉, 기어가 회전함에 따라 물림 강성은 $2k$ 와 k 로 번갈아가면서 변동한다.

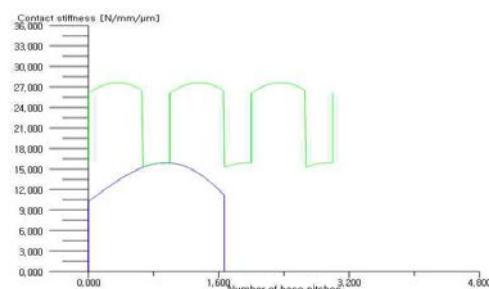
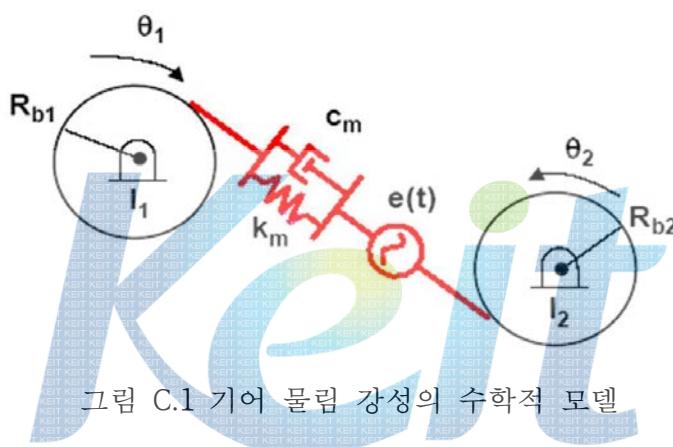
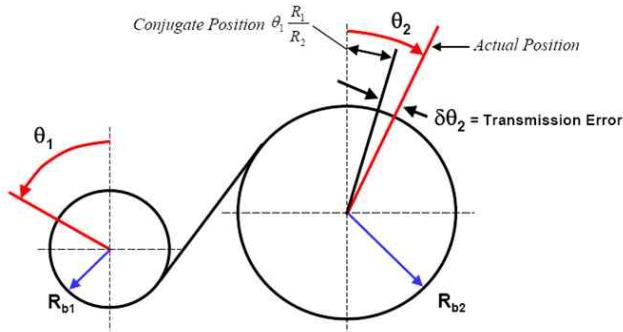


그림 C.2 물림 강성 변동 그래프

2) 전달오차(transmission error, T.E.)

전달오차는 기어 소음을 생성하는 가장 중요한 원인으로, 출력축 기어의 실제 위치와 완벽하게 맞물렸을 때의 이론적인 위치와의 차로 정의되며, 각도나 작용선상의 선형 변위값으로 표현된다.



< Definition of transmission error >

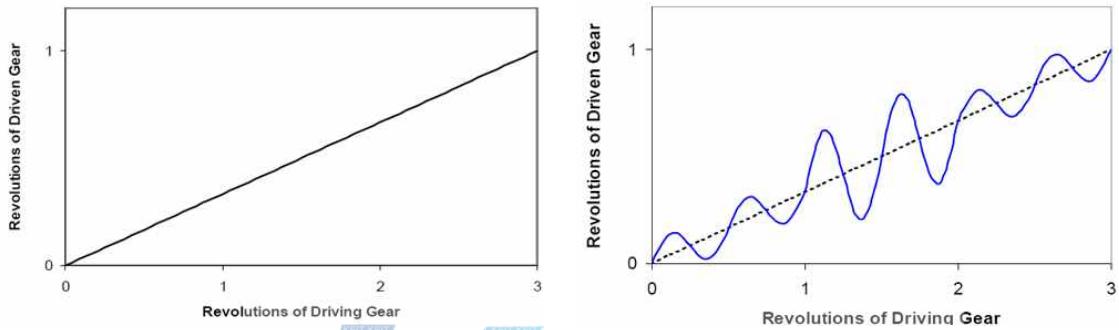


그림 C.3 전달오차의 정의

기어가 하중을 받지 않을 때는 프로파일 오차(profile error), 스페이싱 오차(spacing error) 그리고 런아웃(runout)과 같은 제작 오차가 전달오차를 유발하지만, 기어가 하중을 받을 때는 물림에 의한 물림 강성 변동에 따른 변형량의 변화가 전달오차의 주요 원인이 된다. 기어치 물림 주파수와 동일한 주기를 가지는 시간 영역의 전달오차 요소는 기어 소음의 진폭과 연관되어 있다. 실제로, 회전시 물림 강성이 크게 변화하는 평기어의 전달오차는 적절한 프로파일 수정(profile modification)을 통해서 대폭 감소시킬 수 있다.

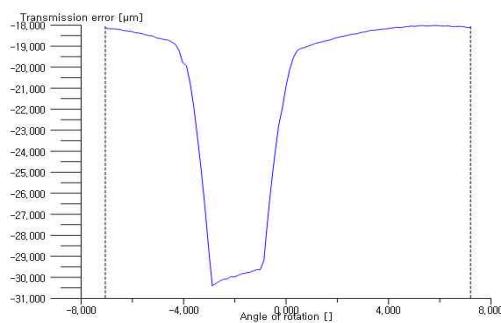


그림 C.4 전달오차 그래프

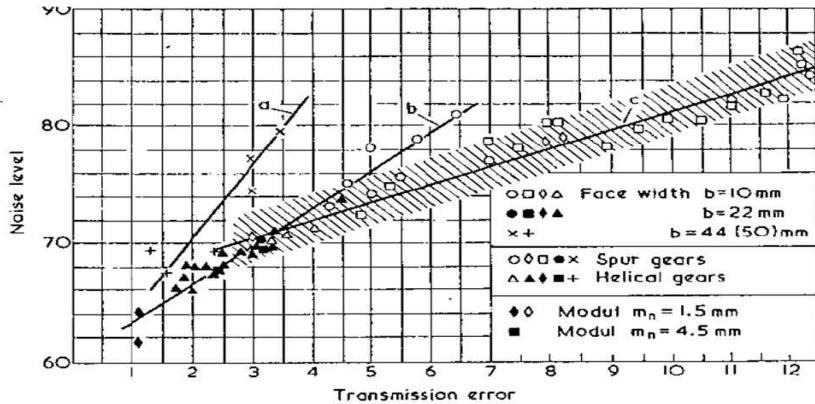


그림 C.5 전달오차의 크기와 소음 수준과의 관계

3) 기어치 접촉시의 충격

기어치의 변형 또는 스페이싱 오차(spacing error)가 기어 이끌(tooth tip)에서의 접촉을 정상보다 빠르게 발생시켜 기어치의 충격이 발생한다. 이러한 조기 접촉은 두 기어치의 속도 불균형을 유발하여 작용선 밖에서 발생한다. 기어이 충격은 높은 물림 주파수 소음을 유발하고 기어치의 피로 수명을 대폭 감소시키는 큰 동하중을 발생시킨다. 그러나, 이러한 충격은 적절한 이끌과 이뿌리의 릴리프(tip and root relief) 및 기어이의 크라우닝(tooth crowning)을 통하여 최소화할 수 있다.

o 정밀도가 전달오차에 미치는 영향

기어의 부정밀도(gear inaccuracy)가 전달오차의 주파수 스펙트럼에 미치는 일반적인 영향은 기어 소음에 미치는 영향과 매우 유사하다.

o 기어 치형의 영향

치형 오차는 물림 주파수, 전달오차와 소음에 영향을 미치는 주요 요인 중 하나이다. 아래 그림에서 작은 크기로 빈번히 나타나는 잔물결(ripple) 모양은 이론적으로 단일한 기어이 쌍이 접촉하는 지점에서의 치형 오차로 인한 결과이다. 그러나 하중이 기어에 전달되면 기어치 변형에 의한 영향이 커지므로 제작 전달오차(MTE)와 함께 이러한 영향을 고려해 주어야 한다. 일반적으로 치형 오차는 주파수 스펙트럼의 물림 주파수와 그 조화 성분에서 큰 영향을 나타내게 된다. 기어 치형에서 오목 형상(concavity)은 허용되지 않으며, 피치점 근처의 움푹 파인 형상(hollow)도 피해야 한다.

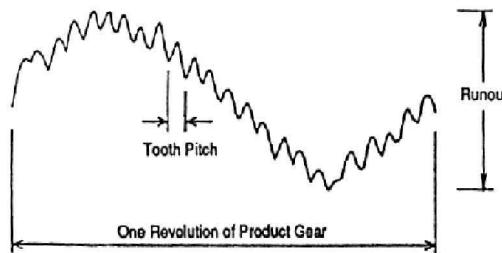


그림 C.6 제작 전달오차 측정

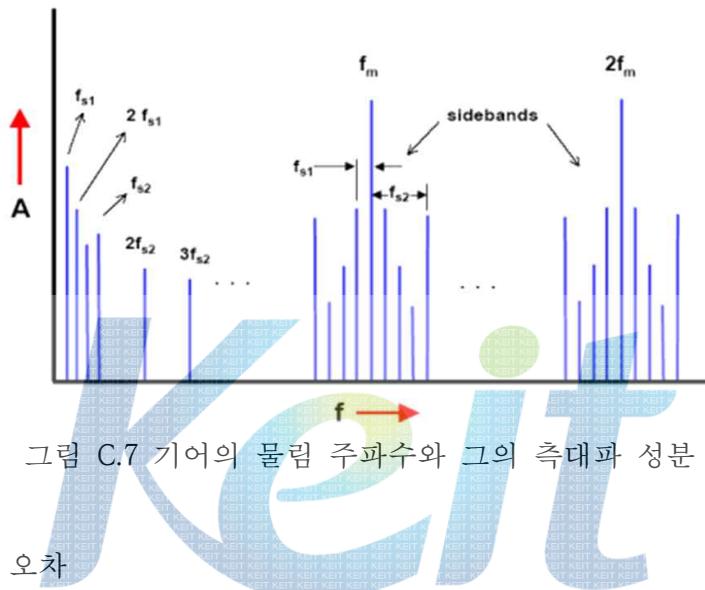


그림 C.7 기어의 물림 주파수와 그의 축대파 성분

o 인접 피치 오차

인접 피치 오차는 각 기어치의 전달오차가 크게 변할 때 나타난다. 사실상 임의로 발생하는 이러한 오차는 주파수 스펙트럼상에서 물림 주파수를 제외한 모든 축계 주파수(shaft frequency)의 조화 성분으로 나타난다. 즉, 인접 피치 오차는 물림 주파수 소음을 발생시키는 요인 중 하나가 아니고 광대역 소음(broadband noise)을 발생시키는 요인이다. 극단적인 경우 순수한 물림 주파수 음 이외의 주파수에 대한 필터링 기능이 있는 임의의 스페이싱 오차(random spacing error)를 발생시키기 위해 특별한 호브(hob)를 사용하기도 한다. 인접 피치 오차가 발생하는 예는 제작 공정에서 불완전한 기어치를 생성시키는 경우이다. 이는 주로 인덱스 오차(index error)가 누적되어 마지막 기어치를 생성할 때 단일의 큰 스페이싱 오차를 발생시키는 경우 나타난다. 이 경우 1회 전 당한 번의 딸그락거리는 소리(clicking sound)가 발생하며, 주파수 스펙트럼상에서는 축계 주파수의 연속된 조화 성분으로 나타난다. 깨진 기어치가 있거나 한 기어 치에서만 이상 현상이 발생하는 경우도 유사한 스펙트럼이 나타난다.

o 편심

편심은 축의 1회전 당 한번의 불가청(inaudible) 가진 주파수를 생성한다. 더 중요하게는, 물림 주파수 음의 짜증스러운 박동(annoying beating)을 생성한다. 주파수 스

스펙트럼에서는 물림 주파수와 인접한 측파대(sideband)로 나타난다. 이러한 측파대는 “土축 계의 주파수”에 위치하며, 시스템 다이나믹스에 의해 전달오차 스펙트럼(transmission error spectrum)에서보다 소음 스펙트럼(noise spectrum)에서 더 명백히 나타난다.

○ 기어 물림 미스얼라인먼트와 하중 오차

기어 물림 미스얼라인먼트(gear mesh misalignment), 축의 변형, 그리고 하중 오차는 각각 유사한 형태로 전달오차에 영향을 미친다. 그러나 기어치와 수직한 평면의 미스얼라인먼트 성분만이 주요한 영향을 미친다. 기어치들의 접촉이 가장자리부(edge of the tooth)에서 이루어지지 않도록 미스얼라인먼트와 축의 변형을 보상하기 위해서는 하중에 대한 크라우닝(load crowning)이 필요하다. 기어치의 한쪽 부분으로 접촉부가 이동하면 유효 치폭(effective face width)이 감소하므로 작용선(line of contact)의 길이 합이 작아져 전달오차를 증가시킨다. 이러한 영향은 큰 미스얼라인먼트가 기어치의 하중을 한쪽 끝부분까지 이동시키는 평기어 및 헬리컬 기어에서 더 잘 나타난다. 그러나 너무 많은 리드 크라우닝량(lead crowning)도 기어치의 양 모서리부 접촉을 방해하므로 작용선의 길이 합을 감소시켜 동일한 문제점을 발생시킨다. 오목 형상의 리드(concave lead shape)는 전달오차에 좋지 않은 영향 미친다. 축 변형량이 계산되면 이러한 변형을 보상하기 위한 리드 수정(lead modification)을 사용할 수 있다. 예를 들어, 기어의 한단만 지지되어 있는 형태(overhung gear)에서는 흔히 테이퍼 형상의 리드 수정(tapered lead modification)이 필요하다. 이러한 형태의 리드 수정은 하나의 하중에서만 최소 전달오차 특성을 가지게 된다. 또한 하중이 증가하면 미스얼라인먼트가 전달오차에 미치는 영향은 감소하는 것으로 밝혀졌다.

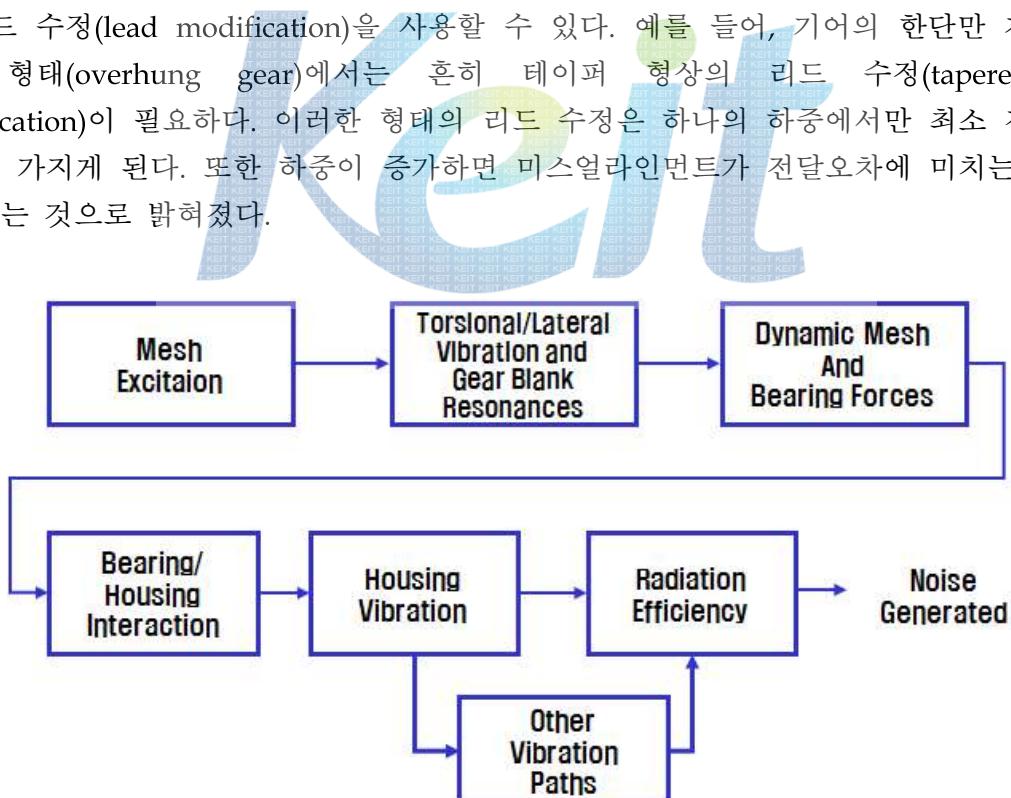


그림 C.8 기어 소음 에너지의 흐름

2. 저소음 저백래시 감속기 구조 비교 분석

- 일반적으로 굴삭기용 선회감속기로 사용할 수 있는 감속기 형태로는 유성기어형 감속기와 사이클로이드 감속기가 있다. 유성기어형 감속기는 인볼루트(involute) 치형을 사용하고, 사이클로이드 감속기는 사이클로이드(cycloid) 치형을 사용한다.

표 C.1 인볼루트 치형과 사이클로이드 치형의 비교

종류 / 성질	사이클로이드 치형	인볼루트 치형
압력각	압력각 변화가 있다.	압력각이 일정하다.
미끄럼률	일정하다	변화가 심하다. 피치점에서 미끄럼률은 0이다.
마모	마모 균일	마모 불균일, 치형 변화
절삭공구	사이클로이드 곡선이어야 하고 구름원에 따라 여러 가지의 커터가 필요하다.	직선(사다리꼴)으로서 제작이 쉽고 상대적으로 값이 싸다.
공작 방법	빈공간이라도 치수가 극히 정확해야 하고 전위 절삭이 불가능 하다.	빈공간은 다소 치수의 오차가 있어도 된다. 전위 절삭이 가능하다.
중심거리	정확해야 한다.	약간의 오차는 무방하다.
조립	상대적으로 어렵다.	상대적으로 쉽다.
언더컷	발생하지 않는다.	발생한다.
호환성	원주피치와 구름원이 모두 같아야 한다.	압력각과 모듈이 모두 같아야 한다.
용도	특수용도에 주로 사용 정밀기계(시계, 계기류)	동력전달용. 일반적으로 많이 쓰임

- 유성기어형 감속기는 기본형(simple type) 유성기어, 컴파운드(compound) 유성기어와 디퍼런셜(differential type) 유성기어가 사용될 수 있으며, 사이클로이드(cycloidal type) 감속기는 사이클로이드 기어를 단독으로 사용할 수도 있고, 유성기어와 연결하여 사용할 수도 있다.
- 기본형 유성감속기는 1단, 2단, 3단이 모두 기본형 유성기어로 구성되며, 서로 독립적인 유성기어열로 연결된 형태이다. 이 형태는 단마다 동일한 동력이 선기어를 통해 들어가고 캐리어를 통해 나가기 때문에 감속기의 사이즈가 커지는 단점이 있지만, 현재 유성감속기의 90% 이상이 이러한 형태를 사용되고 있으며, 가공, 제작, 조립이 다른 형태에 비하여 수월하고, 안정적이다.

- 컴파운드 유성기어는 큰 감속비와 작은 사이즈를 요구할 때 사용되며, 2단의 유성기어를 이용하여 큰 속도비를 구현할 수 있다. 기본형 유성감속기와 비교하여 3단의 기본형 유성감속기를 2단의 컴파운드 유성감속기로 구현이 가능하다. 그러나 설계시 유성기어 조립을 위한 이수 조건을 맞춰야 하며, 유성기어간의 위상을 정확히 맞춰주어야 한다. 또한, 2단에 큰 감속비와 토크가 작용하므로 기어의 강도 측면에서 마진 설계를 요구한다. 이러한 기술적 어려움으로 인하여 실제 많은 적용 분야에 사용되지는 않고 있다.
- 디퍼런셜 유성감속기는 한단의 기본형 유성기어와 2단의 디퍼런셜 유성기어로 구성되어 있다. 기본형 유성기어는 선기어 입력, 캐리어 출력이며, 2단의 디퍼런셜 유성기어는 1단 선기어로 입력하여 1/2단의 링기어 또는 1단 캐리어 & 2단 링기어로 동력이 출력된다. 선회감속기와 같이 output pinion에 선회베어링의 링기어 와의 물림에 의한 반경방향의 하중 및 충격하중이 작용할 경우, 2개의 유성기어 단이 반경방향 하중을 나눠서 받아 유성기어에 작용하는 하중이 작아지게 된다. 그러므로 유성기어의 크기가 작아지고, 충격하중에 큰 장점이 있다. 그러나 설계, 제작이 쉽지 않고, 조립 등에 많은 문제점을 가지고 있다.

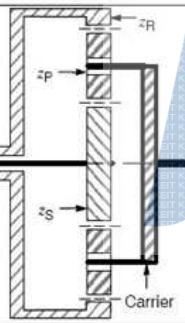
Gear arrangement	Input	Fixed	Output	Direction of rotation	Speed ratio ¹⁾	Fundamental mesh frequency (Hz)
	Sun	Carrier	Ring	Opposite	$-\frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_R z_R}{60}$
	Sun	Ring	Carrier	Same	$(z_S + z_R) / z_S$	$\frac{n_C z_R}{60}$
	Ring	Carrier	Sun	Opposite	$-\frac{z_S}{z_R}$	$\frac{n_R z_R}{60}$
	Ring	Sun	Carrier	Same	$(z_S + z_R) / z_R$	$\frac{n_C z_S}{60}$
	Carrier	Ring	Sun	Same	$\frac{z_S}{(z_S + z_R)}$	$\frac{n_C z_R}{60}$
	Carrier	Sun	Ring	Same	$\frac{z_R}{(z_S + z_R)}$	$\frac{n_C z_S}{60}$

그림 C.9 기본형 유성기어의 회전방향, 기어비 및 물림 주파수

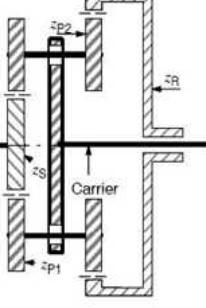
Gear arrangement	Input	Fixed	Output	Direction of rotation	Speed ratio ¹⁾	Fundamental mesh frequency (Hz)
	Sun	Ring	Carrier	Same	$(z_{P2} z_S + z_{P1} z_R) / (z_{P2} z_S)$	High speed $\frac{(n_S - n_C) z_S}{60}$ $\frac{n_C z_R}{60}$
	Sun	Carrier	Ring	Opposite	$-(z_{P1} z_R) / (z_{P2} z_S)$	$\frac{n_S z_S}{60}$ $\frac{n_R z_R}{60}$
	Carrier	Ring	Sun	Same	$(z_{P2} z_S) / (z_{P2} z_S + z_{P1} z_R)$	$\frac{(n_S - n_C) z_S}{60}$ $\frac{n_C z_R}{60}$
	Carrier	Sun	Ring	Same	$(z_{P1} z_R) / (z_{P2} z_S + z_{P1} z_R)$	$\frac{n_C z_S}{60}$ $\frac{(n_R - n_C) z_R}{60}$
	Ring	Carrier	Sun	Opposite	$-(z_{P2} z_S) / (z_{P1} z_R)$	$\frac{n_S z_S}{60}$ $\frac{n_R z_R}{60}$
	Ring	Sun	Carrier	Same	$(z_{P2} z_S + z_{P1} z_R) / (z_{P1} z_R)$	$\frac{n_C z_S}{60}$ $\frac{(n_R - n_C) z_R}{60}$

그림 C.10 컴파운드 유성기어의 회전방향, 기어비 및 물림 주파수

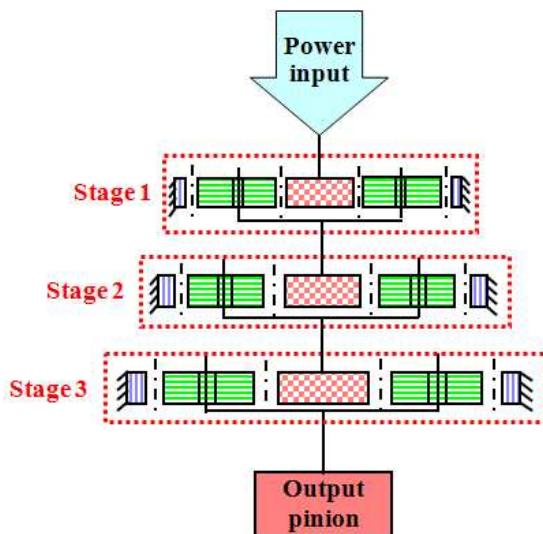


그림 C.11 기본형 유성감속기

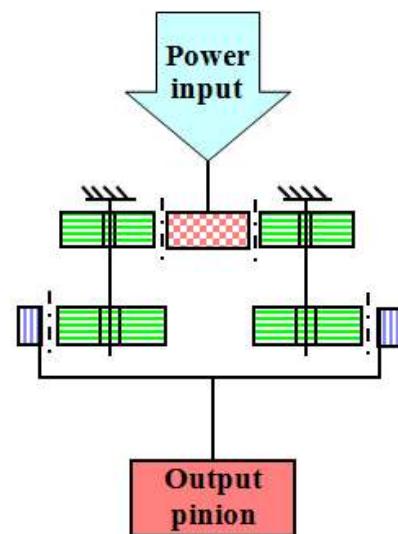


그림 C.12 컴파운드 유성감속기

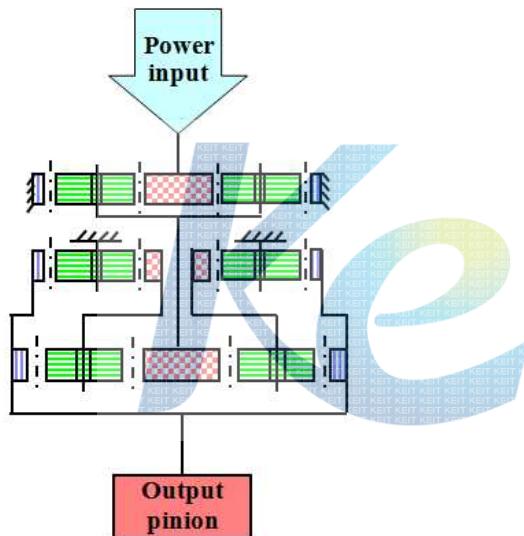


그림 C.13 디퍼런셜 유성감속기(I)

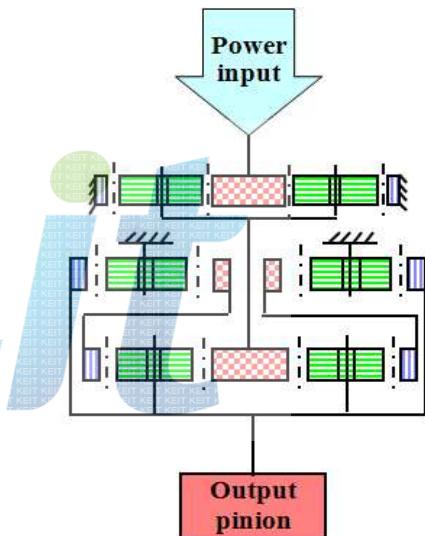


그림 C.14 디퍼런셜 유성감속기(II)

- 사이클로이드 감속기는 아래 그림과 같이 캠 형상의 입력 편심축(eccentric shaft), 사이클로이드 디스크(cycloid disk), 핀-롤러(pin-roller), 출력축(output shaft)과 베어링 등으로 구성되며, 감속비는 사이클로이드 디스크와 링기어의 잇수 차에 의하여 결정된다.
- 사이클로이드 디스크는 입력 편심축에 베어링으로 연결되어 출력축 중심에서 일정량 편심되어 있으며, 로브(lobe)라고도 불리우는 사이클로이드 디스크의 치는 일반적으로 핀-롤러의 개수보다 하나 적다. 대부분의 경우 사이클로이드 디스크의 편심에 의한 불평형 질량의 문제를 해결하기 위해 180도 위상을 갖는 2장의 사이클로이드 디스크가 사용된다.
- 사이클로이드 감속기의 작동 원리는 입력 편심축이 회전하면 사이클로이드 디스

크의 편심 방향이 바뀌면서 사이클로이드 디스크의 치가 핀-롤러와 순차적으로 맞물리게 된다. 이때 디스크의 치 개수는 핀-롤러의 개수보다 적기 때문에, 편심 축이 1회전하는 동안 디스크는 반대 방향으로 핀-롤러와의 개수 차이만큼 덜 이동하게 된다. 일반적인 경우 사이클로이드 디스크의 치는 핀-롤러의 개수보다 1개 적으며 이상적인 사이클로이드 디스크는 기구학적으로는 모든 핀들과 항상 접촉하고 있다. 동일한 감속기에 대해서도 핀-롤러 하우징이 고정되고 출력축이 회전하는 경우와 출력축을 고정하고 하우징이 회전하는 경우에 따라 회전 방향과 감속비가 달라진다.

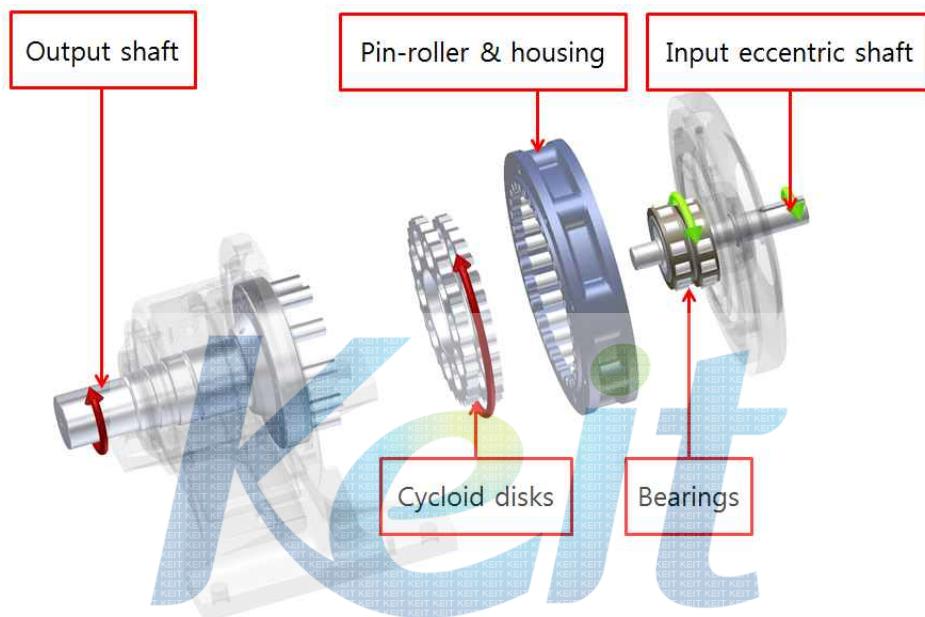


그림 C.14 사이클로이드 감속기

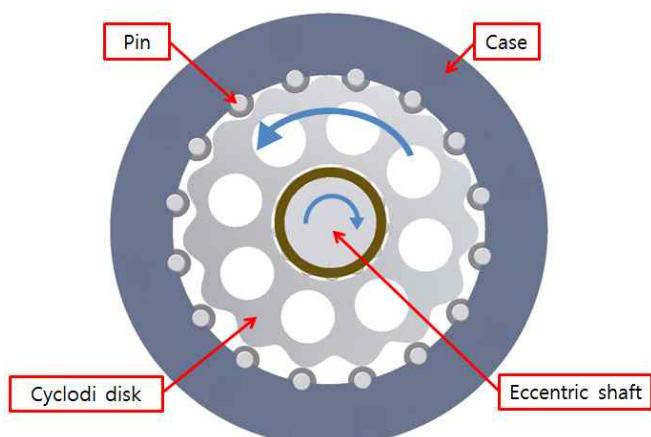


그림 C.15 사이클로이드 감속기의 작동 원리

o 유성기어 감속기와 사이클로이드 감속기의 비교 분석

- 비교적 작은 부피에서 높은 감속비를 구현할 수 있는 대표적인 감속기로는 유성기어 감속기, 사이클로이드 감속기 등이 있으며, 아래 표에 각 감속기의 특성을 비교 분석한 내용이다. 유성치차 감속기는 상대적으로 감속비가 낮으며, 이에 비해 사이클로이드 감속기는 하중 지지용량이 크고, 강성과 정밀도가 높아 산업용 로봇의 관절 축에 적합한 특성을 가진다.
- 사이클로이드 감속기가 유성기어 감속기에 비해 지니는 장점은 대부분 사이클로이드 치형으로부터 기인한다. 유성기어 감속기의 물림율이 기껏 2~3인 정도에 비해 사이클로이드 디스크와 핀-롤러는 이론적으로는 모든 접촉점에서 접촉하고, 최대 핀-롤러의 절반에서 하중을 지지하기 때문에 강성이 높고 내충격성이 좋다. 또한, 회전이 가능한 핀-롤러를 사용하여, 회전에 따른 구름 접촉(rolling contact)을 유도하여 수명이 길다.
- 이러한 장점에도 불구하고 사이클로이드 기어가 지금까지 많은 부분에 사용되지 못했던 이유는 인볼루트 기어에 비해 사이클로이드 디스크 치형의 설계 및 가공이 어렵고, 조립에서도 많은 주의가 요구되어 높은 생산비가 들기 때문에 높은 성능이 요구되는 고부가 가치 제품에만 사용되었다.
- 즉, 사이클로이드 기어의 장점을 유지하기 위해서는 인볼루트 기어에 비해서 높은 정밀도의 기어를 요구하며, 이를 구현하기 위해서는 기어, 축, 디스크, 하우징 등의 가공/제작/조립 정밀도가 높아야 하며, 이는 비용 증가를 초래한다. 이에 비해서 유성기어 감속기는 인볼루트 기어의 특성으로 인하여 중심거리 오차가 있어도 기어 물림에 큰 문제가 없으며, 동력전달용 감속기로 이미 검증이 된 제품이다.

표 C.2 유성감속기와 사이클로이드 감속기의 비교

		Planetary reducer	Cycloid drive
Reduction ratio	1-stage	3~10	29~179
	2-stage	10~80	179~10000
	more	50~5500	up to 100000
Backlash(arcmin)		5~90	1~3
Overload capacity(%)		180	500
Stiffness(Nm/arcmin)		3~736	15~1100
Efficiency(%)		88~96	85~92
Life time(hr)		> 20000	> 20000

D. IFAS/RWTH Aachen Univ. 보고서



Final Report (Second project stage) 10.2011 – 09.2014

Development of a Boom Energy Recuperation System
for a Hybrid Excavator



Client:	Doosan Infracore
Contractor:	Institute for Fluid Power Drives and Controls (IFAS)
Head of Department:	Prof. Dr.-Ing. H. Murrenhoff
Official in Charge:	Dipl.-Ing. M. Gärtner
Project Number:	79 Hy 1031

Aachen, September 2014

주 의

1. 이 보고서는 산업통상자원부에서 시행한 산업기술혁신사업 기술개발 보고서이다.

2. 이 기술개발내용을 대외적으로 발표할 때에는 반드시 산업통상자원부에서 시행한 산업기술혁신사업의 기술개발결과임을 밝혀야 한다.

이 보고서는 산업통상자원부에서 시행한
산업기술혁신사업의 기술개발 보고서입니다.

