



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위 논문

복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한
굴삭기 시스템 제안 및 효율 향상에 관한 연구

Excavator system proposal and research on
efficiency improvement using combined Hybrid
hydraulic powertrain system

울산대학교 대학원
건설기계공학과
박 용 수

복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한
굴삭기 시스템 제안 및 효율 향상에 관한 연구

지 도 교 수 안 경 관

이 논문을 공학석사 학위 논문으로 제출함




2021년 2월

울산대학교 대학원

건설기계공학과

박 용 수

박용수의 공학석사 학위 논문을 인준함

심사위원	하 철 근	
심사위원	이 병 룡	
심사위원	안 경 관	

울산대학교 대학원

2021년 2월

복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한 굴삭기 시스템 제안 및 효율 향상에 관한 연구

박 용 수

울산대학교 대학원 건설기계공학과

국문요약

최근 국제적으로 화석연료고갈 및 환경오염 문제가 대두되면서 건설 및 산업용 중장비 분야에서는 배기가스 및 에너지 소비 절감에 대한 기술개발이 요구되고 있다. 미국은 향후 1년 안에 배출가스 규제와 연비 및 CO2 규제를 포함한 ‘Tier V’와 ‘Stage V’를 발효할 예정이며, 유럽과 싱가포르는 실내에서 엔진식 건설기계 사용을 금지하고 있다. 또한 2025년부터 주요도시의 엔진식 건설기계 진입을 금지할 것으로 발표했다. 현재 이러한 환경오염 및 연비 문제를 해결하기 위해 건설기계의 에너지절감 관련 연구가 활발히 진행되고 있으며 에너지 회생을 포함한 하이브리드 시스템은 각광받는 에너지 솔루션 중 하나이다.

이러한 하이브리드 시스템에 관해 본 연구는 유성기어를 이용한 동력 분배형 하이브리드 시스템과 병렬형 하이브리드 시스템을 합친 복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한 굴삭기 시스템을 제안 하는 한편 퍼지 로직을 이용한 시스템 제어 전략을 수립하고 유전 알고리즘을 이용하여 퍼지 로직상 멤버십 함수들과 여러 제어 변수들을 최적화 시켜 효율을 극대화 시키고 Amesim -Matlab/Simulink 코시모레이션을 이용한 시뮬레이션 모델을 구축하여 이를 검증하고 최적화된 파라미터와 제어를 바탕으로 실험 장치를 구동하여 그 거동과 경향이 일치하는지 확인한다.

목 차

국문 요약	i
목 차	ii
표 및 그림 목차	iv
1. 서 론	1
1.1. 연구 배경 및 목적	1
1.2. 본문의 구성	2
2. 시스템 개요	3
2.1. 굴삭기 시스템	3
2.1.1. 엔진식 굴삭기 시스템	3
2.2. 하이브리드 시스템	4
2.2.1. 전기식 하이브리드 시스템	4
2.2.1.1. 직렬형 하이브리드 시스템	5
2.2.1.2. 병렬형 하이브리드 시스템	5
2.2.1.3. 복합형 하이브리드 시스템	6
2.2.1.4. 동력 분배형 하이브리드 시스템	6
2.3. 제안된 하이브리드 굴삭기 시스템	7
2.3.1. 하이브리드 파워트레인 시스템 작동 모드	8
2.4. 에너지 회생 시스템	9
2.5. 시스템 요소	11
2.5.1. 유압 펌프	11
2.5.2. 유압 모터	12
2.5.3. 동력원	14
2.5.4. 발전기	16
2.5.5. 유성 기어	16
3. 제어 전략 및 제어기 설계	18
3.1. 고 수준 제어기	19
3.1.1. Fuzzy Logic Control	19
3.1.2. 동력 분배 및 구동 모드 선택	22
3.2. 저 수준 제어기	26
4. 최적화 및 시뮬레이션	30
4.1. 최적화	30

4.1.1. 유전 알고리즘(Genetic algorithm)	30
4.1.1.1. 목적 함수	30
4.1.1.1. GA 변수 및 옵션	31
4.2. 시뮬레이션	34
4.2.1. 시뮬레이션 모델링	34
4.2.1. 시뮬레이션 결과	35
5. 실험 및 결과	37
6. 결론 및 향후 계획	43
참고문헌	43
부 록	44
Abstract	47

표 및 그림 목차

1. 표 목차

Table. 1 Hydraulic pump specification	11
Table. 2 Hydraulic motor specification	13
Table. 3 Electric servo motor specification	14
Table. 4 Rules table of the servo motor speed	21
Table. 5 Conditions of carrier and sun gear speed at cylinder up	22
Table. 6 Conditions of carrier and sun gear speed at cylinder down	23
Table. 7 Control signal for operating drive mode	24
Table. 8 Rules table of the fuzzy-PID controller	29
Table. 9. Used energy and improvement at 50% of initial SoC	36

2. 그림 목차

Fig. 1 Changes in exhaust gas regulations by year	2
Fig. 2 Schematic of a standard excavator hydraulic circuit	3
Fig. 3 Energy flow distribution of Excavator	4
Fig. 4 Structure and energy flow of series hybrid system	5
Fig. 5 Structure and energy flow of parallel hybrid system	5
Fig. 6 Structure and energy flow of combined hybrid system	6
Fig. 7 Structure and energy flow of power-split hybrid system	7
Fig. 8 Schematic of proposed hydraulic hybrid system	7
Fig. 9 Working mode of proposed hydraulic hybrid system	8
Fig. 10 Structure and energy flow of regeneration system	10
Fig. 11 2case of flow at regeneration	10
Fig. 12 Hydraulic pump	11
Fig. 13 Efficiency map of hydraulic pump	12
Fig. 14 Hydraulic motor	13
Fig. 15 Efficiency map of hydraulic motor	14
Fig. 16 Electric motor	15
Fig. 17 Fuel consumption map of diesel engine	15
Fig. 18 Example of generator efficiency map	16
Fig. 19 Planetary gear	17
Fig. 20 Structure of the control system	18
Fig. 21 Structure of the high level control	19
Fig. 22 Structure of Fuzzy Controller	20
Fig. 23 conventional rule based control strategy flow chart	20
Fig. 24 Fuzzy logic membership function	21

Fig. 25 example of mode selection	25
Fig. 26 Structure of the low level control	26
Fig. 27 Structure of the PID controller	27
Fig. 28 Structure of the Fuzzy-PID controller	27
Fig. 29 Fuzzy inference block	28
Fig. 30 Membership functions for $e(t)$, $de(t)$	28
Fig. 31 3-D rule view of the fuzzy P, I, D tuners	29
Fig. 32 Example of MF parameters of fuzzy in GA	32
Fig. 33 Reference velocity	33
Fig. 34 Result of GA Optimization	33
Fig. 35 figure of simulation model using Amesim	33
Fig. 36 Reference joystick signal	35
Fig. 37 The comparison of SoC depend on initial SoC and load	35
Fig. 38 The comparison of power with proposed and conventional system ..	36
Fig. 39 The comparison of energy with proposed and conventional system	36
Fig. 40 Test bench	37
Fig. 41 Result of experiment at 200kg	38
Fig. 42 Result of experiment at 600kg	39

1. 서론

1.1 연구 배경 및 목적

건설 및 산업용 중장비 산업 규모는 조선 산업의 약 2배, 섬유기계 산업의 약 6배로 관련 산업의 파급효과가 큰 사업 중 하나이다. 국제적으로 화석연료고갈 및 환경오염 문제가 대두되면서 건설 및 산업용 중장비 분야에도 막대한 영향을 미치고 있다. 이러한 영향으로 건설 및 산업용 중장비에 대한 배기가스 및 에너지 소비 절감에 대한 기술개발이 요구되고 있으며 그 변화는 Fig.1과 같다.¹⁾ 미국은 향후 1년 안에 배출가스 규제와 연비 및 CO₂ 규제를 포함한 'Tier V'와 'Stage V'를 발효할 예정이며, 유럽과 싱가포르의 실내에서 엔진식 건설기계 사용을 금지하고 있다. 또한 2025년부터 주요도시의 엔진식 건설기계 진입을 금지할 것으로 발표했다.²⁾ 현재 이러한 환경오염 및 연비 문제를 해결하기 위해 건설기계의 에너지절감 관련 연구가 활발히 진행되고 있으며 에너지 회생을 포함한 하이브리드 시스템은 각광받는 에너지 솔루션 중 하나이다.³⁻⁶⁾

현재 굴삭기에 사용되는 여러 에너지 회생시스템과 하이브리드 시스템들에 대하여 많은 연구가 진행되고 있다.⁷⁻¹⁰⁾ 이러한 하이브리드 굴삭기의 시스템 방식은 유압식과 전기식으로 크게 2가지로 나눌 수 있다. 유압식 하이브리드 방식은 에너지를 저장하기 위해 유압 축압기를 사용한다.¹¹⁾ 유압 축압기는 실린더와 연결되어 있으며 실린더 하강 시 축압기에 작동 유체가 압축, 유압에너지 형태로 된다. 이때 저장된 에너지가 하이브리드 시스템의 보조 동력원으로서 실린더 상승 시에는 사용된다. 그러나 굴삭기 부하변동에 따른 유압 축압기의 압력변화는 시스템 성능에 영향을 끼친다. 이러한 문제를 해결하기 위해 유량제어밸브가 사용되어 축압기 축 유량을 제어하면서 시스템 성능을 향상시켰지만 유압밸브의 압력손실로 에너지회생 효율을 감소시킨다.

전기식 하이브리드 방식은 발전기를 이용하여 배터리 또는 슈퍼(울트라)캐패시터에 전기에너지로 저장한다. 이를 보조 동력원인 전기식 서보 모터에 사용하여 시스템의 출력을 돕는다. 이러한 전기식 하이브리드 동력 전달 방식에는 직렬형, 병렬형, 동력 분배형 등과 2개 이상의 방식을 융합한 복합형 구조가 있으며 현재 많은 건설 중장비 회사들이 병렬형 하이브리드 시스템을 이용하여 하이브리드 굴삭기를 생산하고 있다.¹²⁾ Zulkefli는 유성 기어를 이용한 동력 분배형 하이브리드 시스템을 제안 하였지만 보조 동력인 서보 모터와 에너지 회생용 발전기가 분리 되어 있어 효율이 감소되고 장치 분리와 별도의 토크(Torque) 커플 설치로 인한 시스템 부피 증가 문제가 된다.¹³⁾ 또한 Li는 병렬형 하이브리드 시스템을 제안 하였지만 주 동력과 보조 동력의 토크 커플 이후 펌프 측에 클러치가 없기 때문에 펌프를 구동하지 않고 엔진을 이용한 직접 충전이 불가하여 아이들 회전 상태의 엔진 에너지 낭비를 막을 수 없다.¹⁴⁾

이러한 하이브리드 동력 시스템의 구조적인 문제 또한 중요하지만 복잡한 구조를 가진 시스템을 효율적으로 가동 시킬수 있는 제어전략 또한 매우 중요한 요소 중 하나이다. Wang은 퍼지 로직 이용한 병렬형 하이브리드 굴삭기 시스템 제어에 대한 연구와 함께 유전 알고리즘을 이용하여 시스템 효율을 최적화 시켰다.¹⁵⁾ 하지만 시뮬레이션 상의 수학적 최적화는 실제 플랜트에 적용 시 완벽하게 적용되지 않을 수 있다는 한계점이 존재한다.

본 연구는 유성기어를 이용한 동력 분배형 하이브리드 시스템과 병렬형 하이브리드 시스템을 합친 복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한 굴삭기 시스템을 제안 하는 한편 퍼지 로직을 이용한 시스템 제어 전략을 수립하고 유전 알고리즘을 이용하여 퍼지 로직상 멤버십 함수들과 여러 제어 변수들을 최적화 시켜 효율을 극대화 시키고 Amesim-Matlab/Simulink 코시물레이션을 이용한 시뮬레이션 모델을 구축하여 이를 검증하고 최적화된 파라미터와 제어를 바탕으로 실험 장치를 구동하여 그 거동과 경향이 일치하는지 확인 한다.

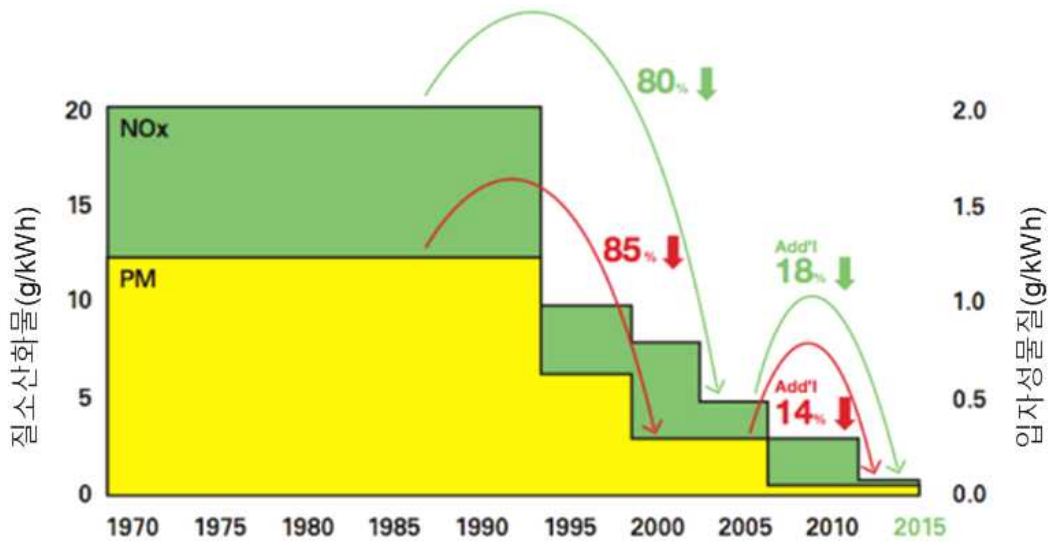


Fig. 1 Changes in exhaust gas regulations by year

1.2 본문의 구성

본문은 총 6개의 장으로 구성되어 있으며 제 1장은 연구 배경 및 목적과 논문의 전체적인 개요를 서술하였다.

제 2장은 시스템 개요로서 제안된 복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 소개하고 시스템에서 구동 가능한 여러 모드들을 소개하는 한편 중요 유압 부품들의 효율과 에너지 회생시스템에 대해서 정리 하였다.

제 3장은 여러 구동 모드들에 대한 퍼지-뉴로 제어전략과 시스템 동작을 위한 퍼지-PID 모드 제어기 설계 방법에 대해 정리하였다.

제 4장은 Amesim-Matlab/Simulink 코시물레이션을 이용한 시스템 시뮬레이션과 유전 알고리즘을 이용한 시스템 최적화에 대해서 정리하였다.

제 5장은 최적화된 하이브리드 시스템 제어 전략과 제어를 이용하여 실험한 뒤 그 결과에 대해서 정리하였다.

제 6장은 실험결과를 바탕으로 결론을 서술하였다.

2. 시스템 개요

2.1. 굴삭기 시스템

Fig.2는 기본적인 굴삭기의 유압 시스템의 회로를 나타내고 있다. 유압 시스템은 단위면적당 출력이 크기 때문에 다른 동력 전달 방식에 비해 부피가 작고, 유압 액추에이터는 매우 넓은 속도 범위에 걸쳐서 힘을 거의 일정하게 유지시킬 수 있는 장점이 있다. 또한 밸브나 가변용량형 펌프를 사용하여 부하의 운동을 쉽게 제어할 수 있고, 직선 운동과 회전 운동 모두 가능하기 때문에 건설장비의 동력 전달 시스템으로 많이 사용되고 있다.

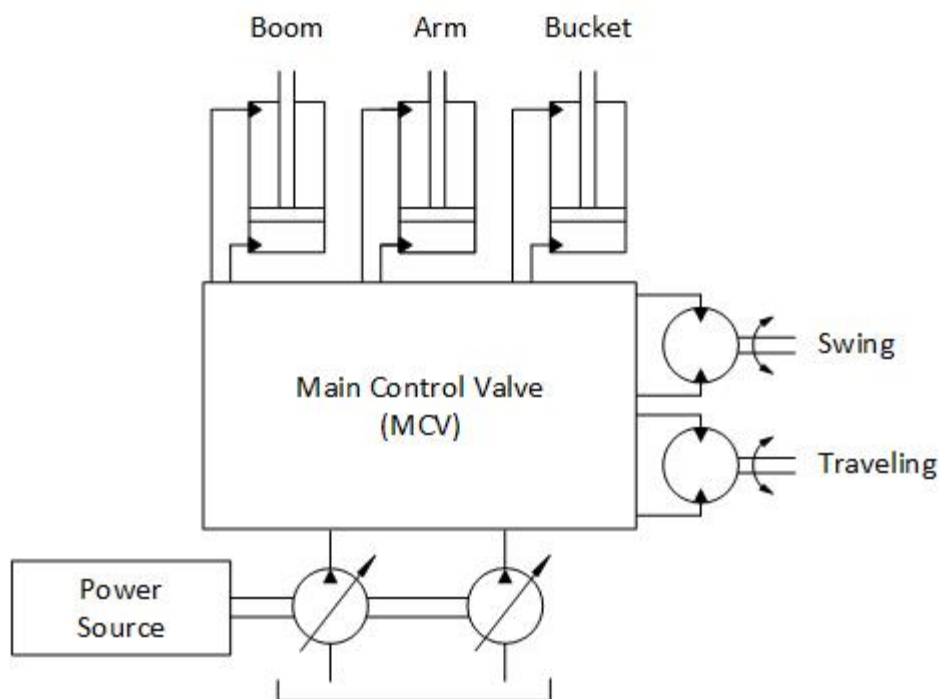


Fig. 2 Schematic of a standard excavator hydraulic circuit

2.1.1. 엔진식 굴삭기 시스템

엔진식 굴삭기의 에너지 흐름은 Fig.3과 같다. 엔진에서 연료의 화학에너지를 열에너지로, 열에너지에서 기계적 에너지로 변환하고, 유압 펌프에서 유압 에너지로 전환시켜 각 유압 액추에이터로 전달된다. 이때 펌프에서 토출된 작동유는 각 액추에이터의 방향 및 유량을 제어하기 위해 MVC(Main Control Valve)를 거치게 된다. 붐, 암, 버킷에는 유압 실린더가 사용되며, 선회와 주행을 위해 유압 모터가 사용된다.

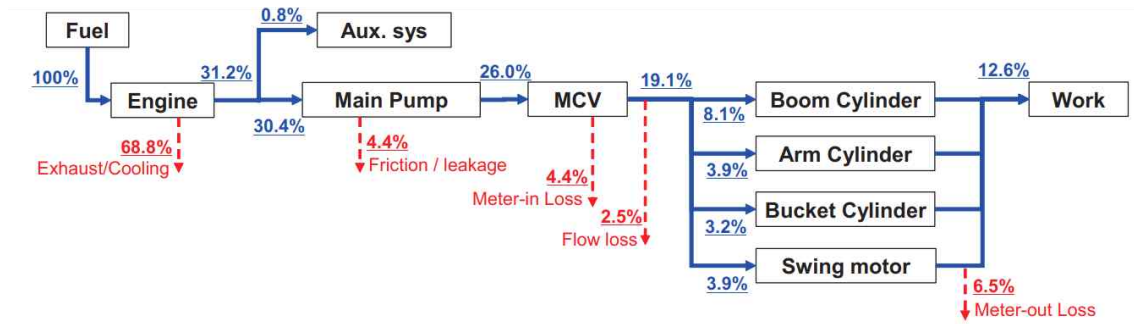


Fig. 3 Energy flow distribution of Excavator¹⁶⁾

Fig.3 에서도 볼 수 있듯이 많은 양의 에너지가 손실된다. 엔진에서는 두 번의 에너지 변환이 이루어지며 이러한 과정 중에 많은 에너지 손실이 발생한다. 또한 메인 펌프에서 액추에이터 까지 에너지가 전달되는 동안에도 약 10%가량의 에너지 손실이 발생한다. 이러한 굴삭기 시스템 구조상 발생하는 에너지 손실을 줄이고 효율성 향상을 위해 하이브리드 굴삭기의 개발이 활발히 진행 되고 있다.

2.2. 하이브리드 시스템

하이브리드 파워트레인 시스템은 두 개 이상의 동력원을 가지는 시스템을 말한다. 보조 동력원을 이용하여 주 동력원인 엔진의 동적 거동에 도움을 주고, 에너지 회생을 통해 저장된 에너지를 사용하여 시스템에 동력을 전달하는 방식으로 전체 시스템의 효율을 높인다. 이러한 하이브리드 굴삭기의 시스템 방식은 크게 유압식과 전기식으로 크게 2가지로 나눌 수 있으며 전기식 하이브리드 시스템이 전체적인 에너지 관리적 측면이나 향후 확산 및 설치될 전기 에너지 스테이션 이용 가능한 측면을 고려해 본 논문에서는 전기식 하이브리드 시스템에 대하여 논하고자 한다.

2.2.1. 전기식 하이브리드 시스템

일반적으로 전기식 하이브리드 시스템은 에너지 회생을 위한 전력 시스템을 포함하며 회생된 에너지를 저장 하여 전기 모터를 통해 사용함으로써 에너지 효율을 향상시키고 배출량을 감소시켜 연료를 절약하고 환경 보호규제를 만족할 수 있다.

전기식 하이브리드 시스템의 구조는 직렬형, 병렬형, 동력 분배형, 복합형 등으로 나눌 수 있다. 각각의 type의 하이브리드 시스템의 장단점을 가지고 있으며 그 구조와 동력전달 흐름을 다음과 같이 설명하였다.

2.2.1.1 직렬형 하이브리드 시스템

직렬형 하이브리드 시스템의 동력 전달 구조와 에너지 흐름은 Fig.4와 같다. 엔진은 직렬 구조로 발전기(GEN, Generator)에 직접 연결된다. 엔진의 운동 에너지는 전기 에너지로 변환되어 에너지 저장 유닛(ES, Energy Storage)에 저장 되거나 인버터와 컨버터(IVT, Inverter, CVT, Converter)을 통해 전기 모터(EM, Electric Motor)에 에너지를 직접 공급한다. 직렬형 구조는 환경 보호, 연비, 운영 용이성 등 수많은 장점을 가지고 있다. 하지만 직렬 구조 제어 전략은 상대적으로 복잡하여 하이브리드 시스템 전체의 에너지 효율에 악영향을 미친다.¹²⁾

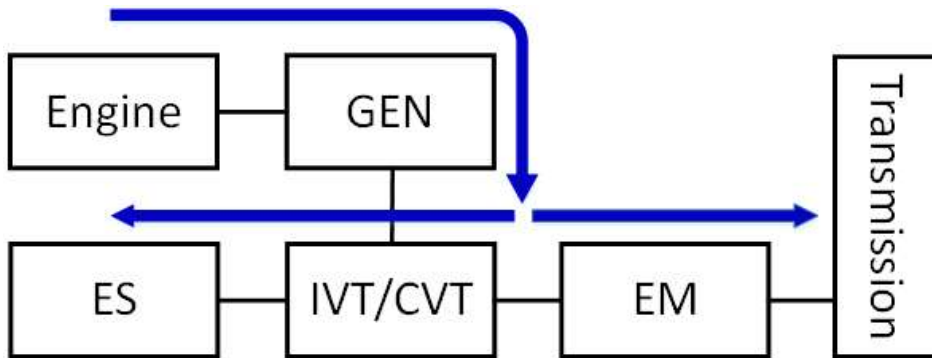


Fig. 4 Structure and energy flow of series hybrid system

2.2.1.2 병렬형 하이브리드 시스템

병렬형 하이브리드 시스템의 동력 전달 구조와 에너지 흐름은 Fig.5와 같다. 병렬 구조는 각각의 동력원이 모두 직접적으로 동력전달이 가능한 구조로 되어있다. 보통 엔진이 주 동력원 전기 모터가 보조 동력원으로 사용되며 두 동력의 중첩을 통해 만족스러운 동적 성능을 기대할 수 있다. 이러한 특성 덕분에 현재 많은 건설 중장비 회사들이 병렬형 하이브리드 시스템을 이용하여 하이브리드 굴삭기를 생산하고 있다.¹²⁾

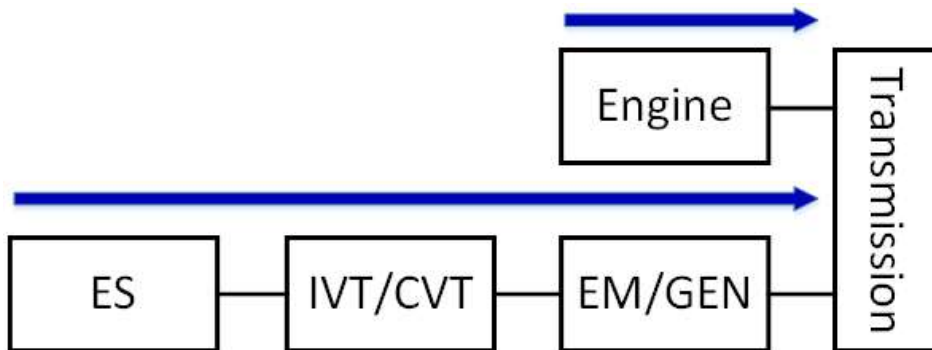


Fig. 5 Structure and energy flow of parallel hybrid system

2.2.1.3 복합형 하이브리드 시스템

복합형 하이브리드 시스템은 2개 이상의 하이브리드 시스템의 구조적 특성을 결합한 것이다. Fig.6은 직렬-병렬 복합형 하이브리드 시스템의 구조와 에너지 흐름을 나타낸다. 직렬 구조와 비교하여 직렬-병렬 구조는 엔진과 동력 전달 시스템 사이의 기계적 연결이 사용된다. 병렬 구조와 비교했을 때 직렬-병렬 구조는 엔진과 발전기 동력 전달 구조가 추가되었다. 이러한 복합적인 구조와 특성 때문에 직렬 병렬 구조의 제어 전략은 보다 유연하게 수립될 수 있다.

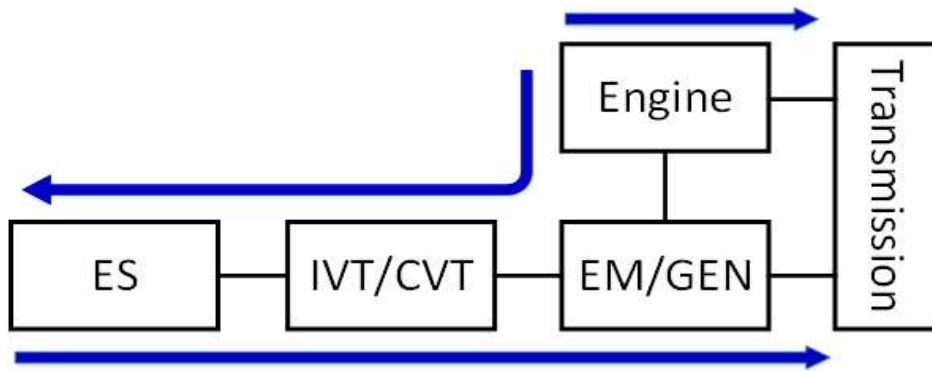


Fig. 6 Structure and energy flow of combined hybrid system

2.2.1.4 동력 분배형 전기식 하이브리드 시스템

동력 분배형 하이브리드 시스템은 유성기어와 같은 동력 분배 장치를 포함하는 방식의 시스템으로써 주로 복합형 하이브리드 시스템에 동력 분배 장치를 추가하는 형태로 사용된다. 동력 분배 장치에 엔진, 발전기, 전기 모터등을 결합, 다양한 형식의 동력 전달 시스템을 만들 수 있으며, 보다 유연한 제어 전략을 수립할 수 있다. 대표적인 동력 분배형 하이브리드 시스템의 동력 전달 구조와 에너지 흐름을 Fig.7에 나타내었다.

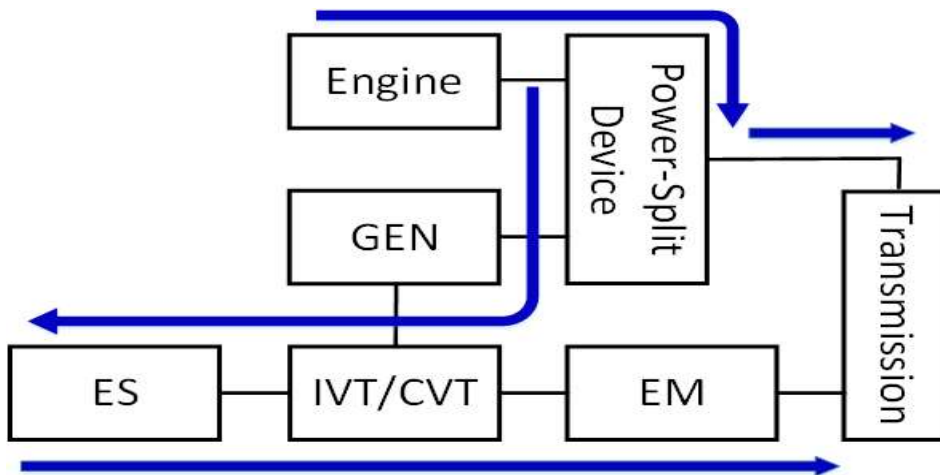


Fig. 7 Structure and energy flow of power-split hybrid system

2.3. 제안된 하이브리드 굴삭기 시스템

굴삭기 시스템의 에너지 효율을 향상시키기 위해 Fig.8에 나타난 복합형 하이브리드 시스템을 제안한다. 주 동력인 엔진과 보조 동력인 전기 모터는 각각 유성 기어(PG, Planetary gear)의 캐리어(Carrier)와 선 기어(Sun gear)에 연결되어 있으며 두 동력원에서 발생된 에너지는 링 기어(Ring gear)를 통해 전달된다. 각각의 기어 축에는 클러치/브레이크(Clutch/Break)가 설치되어 있어 동력 전달 흐름을 끊을 수 있고 이를 이용하여 다양한 작동 모드의 구현이 가능해진다. 링 기어를 통해 전달된 동력은 두 개의 더블 클러치(Double Clutch)를 거쳐 전달된다. 1번 더블 클러치는 기어치차를 변형시켜 전달되는 동력의 속도와 토크를 조절한다. 2번 더블 클러치는 유압 펌프와 유압 모터 대한 연결을 바꾸는데 사용된다. 동력이 유압 펌프로 전달되면 펌프는 작동유를 토출시키고 실린더를 상승 시킨다. 이때 실린더로 유입되는 유량은 펌프의 속도와 사판각, 메인 제어 밸브(MCV, Main Control Valve)에 의해 제어된다. 이후 실린더가 하강할 때 실린더에서 토출되는 유량은 에너지 회생 부(Energy regeneration part)에 의해 기계적 에너지로 전환된 뒤 발전기에 의해 전기에너지로 변환되고 저장된다. 본 시스템에 사용된 부품들의 자세한 제원은 부록.2에 나타내었다.

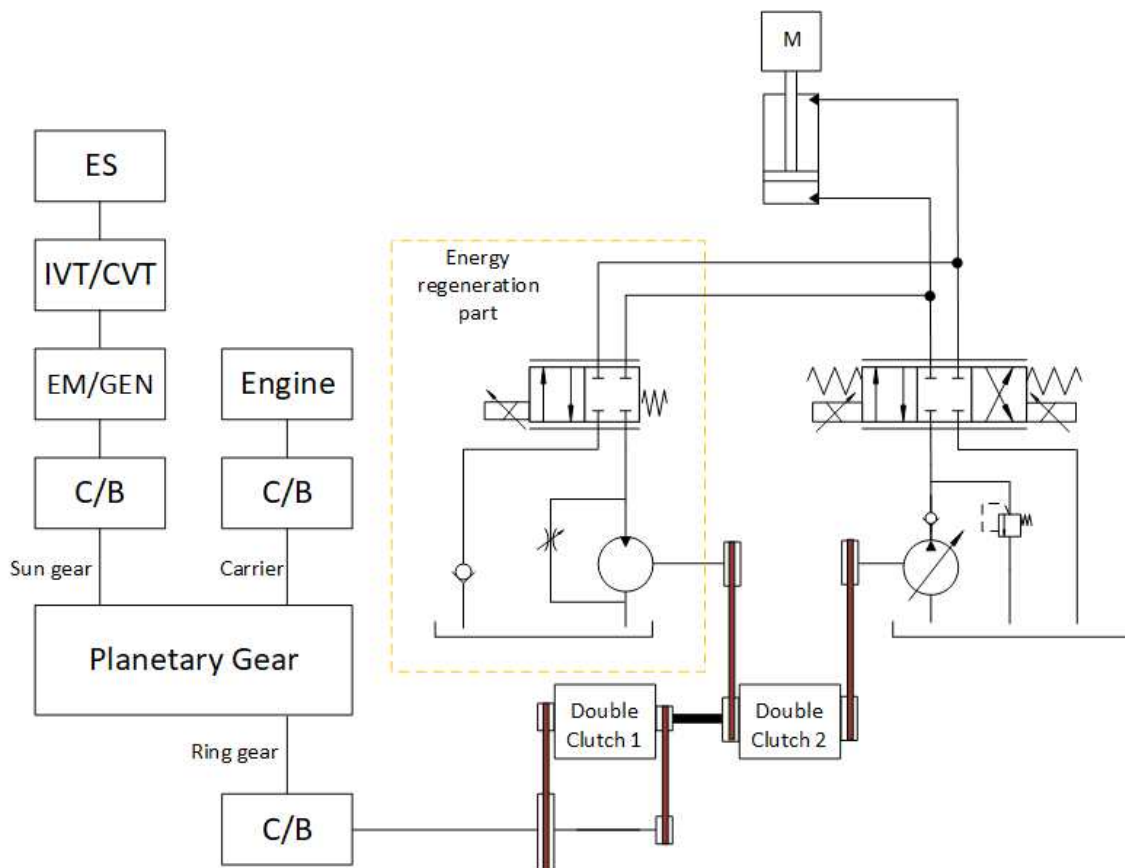


Fig. 8 Schematic of proposed hydraulic hybrid system

2.3.1 하이브리드 파워트레인 시스템 작동 모드

제안된 시스템은 유성기어의 각 기어 측에 설치된 클러치/브레이크를 사용하여 동력 전달 흐름을 끊을 수 있고 이를 이용하여 여러 가지 작동모드를 통한 에너지 관리가 가능하다. 이러한 시스템의 작동 모드들을 Fig.9에 나타내었다.

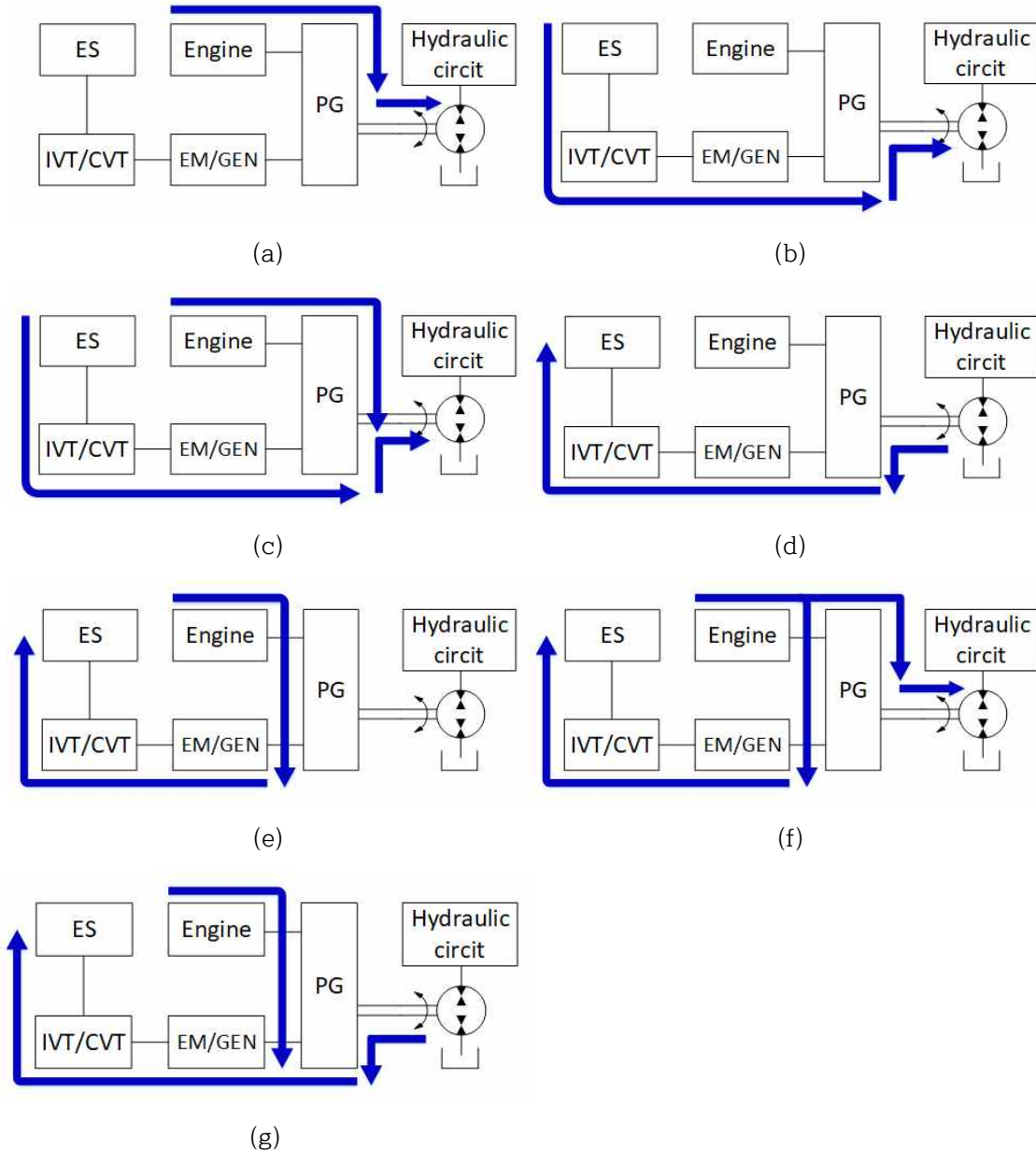


Fig. 9 Working mode of proposed hydraulic hybrid system : (a) Engine drive mode, (b) Assistant drive mode, (c) Engine and motor drive mode, (d) Energy regeneration mode (e) Engine charge mode, (f) Charge and drive mode (g) Engine charge and regeneration mode

(a)는 엔진 작동 모드 이다. 엔진의 동력을 바로 펌프로 전달하여 유압 시스템을 구동시킨다. (b)는 보조 모터 작동 모드 이다. 모터의 동력을 바로 펌프로 전달하여 유압 시스템을 구동시킨다. 이때 모터는 에너지 저장 장치에 저장되어 있는 전기 에너지를 사용한다. (c)는 엔진, 모터 동시 작동 모드 이다. 엔진과 모터를 동시에 사용하여 유압 시스템을 구동시킨다. 주로 높은 부하의 작업을 할 때 사용되며 응답성이 좋은 모터를 사용하여 상대적으로 응답성이 낮고 작동 토크와 회전 속도에 따라 연료 소모 효율이 다른 엔진의 동적 거동에 도움을 주어 효율을 높인다. (d)는 에너지 회생 모드 이다. 펌프에서 실린더로 별도의 유량을 공급하여 작동시키지 않고 자중에 의해서 실린더가 하강하며 실린더에서 토출되는 유량의 유압에너지를 유압 모터를 통해 기계적 에너지로 바꾸고 이를 발전기를 통해 전기 에너지로 바꾸어 에너지 저장장치에 저장하는 모드이다. (e)는 엔진을 이용한 충전 모드 이다. 엔진을 이용하여 발전기를 직접 회전시켜 전기 에너지를 저장하는 방식이다. 주로 에너지 저장장치에 저장되어 있는 전지가 매우 낮거나 엔진은 켜져 있지만 액추에이터의 작동이 없이 메인 밸브가 잠겨있을 때 유압 펌프를 통해 버려지는 에너지를 회수하기 위해 사용하는 모드이다. (f)는 엔진 작동 및 충전 모드 이다. 엔진을 이용하여 유압 시스템을 구동시키며 동시에 충전도 하는 모드이다. 작업 부하가 낮고 저장장치의 충전률이 낮을 때 사용되며 엔진의 효율과 작업부하를 고려하여 발전기의 부하 토크를 조절하여 에너지 효율을 극대화 시킨다. (g)는 엔진을 이용하여 발전기를 직접 회전과 에너지 회생을 함께 하는 모드이다.

2.4. 에너지 회생 시스템

Fig.10은 제안된 시스템의 에너지회생 파트의 구조와 에너지 흐름을 나타낸다. 실린더가 상승할 때, 동력원은 유압 펌프를 구동하여 실린더로 유압 에너지를 전달하여 실린더를 상승시킨다. 실린더가 하강할 때, 주제어밸브는 잠기고 유압 모터 측 제어밸브가 열린다. 이후 실린더에서 토출되는 유체를 이용하여 유압 모터를 회전시켜 발전기를 구동한다. 발전기를 이용하여 회생된 에너지는 인버터를 통해 배터리에 저장된다.

제안된 시스템에서 실린더가 하강할 때, 발전기 및 유압모터의 속도와 토크는 유압 모터 측 비례제어밸브의 개구 면적과 작업 부하, 발전기의 부하 토크에 의해 결정된다. 비례제어밸브의 개폐 여부를 통해 Fig.11에 나타난 두 가지 방식으로 유량을 제어 할 수 있다. 주로 작업자가 실린더의 빠른 하강을 원할 때 비례제어밸브를 통해 유체를 통과시켜 이를 만족시킨다. 또한 발전기에 주어지는 입력 토크와 속도에 따른 효율을 고려, 유량제어밸브의 개구 면적과 발전기의 부하 토크 제어하여 발전기의 과부하를 방지하고 에너지회생 효율을 향상시킨다.

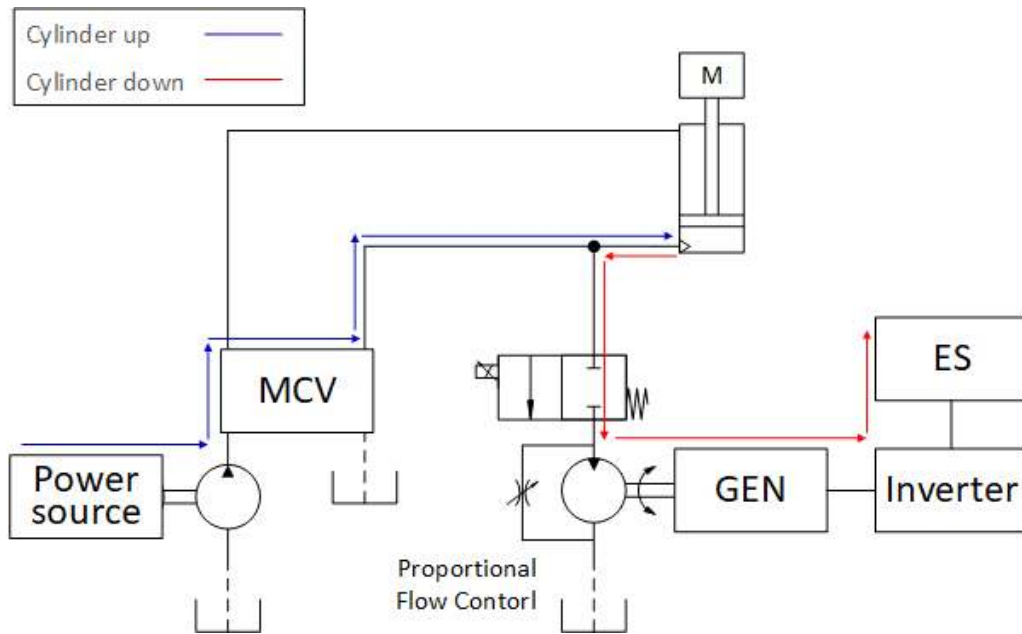


Fig. 10 Structure and energy flow of regeneration system

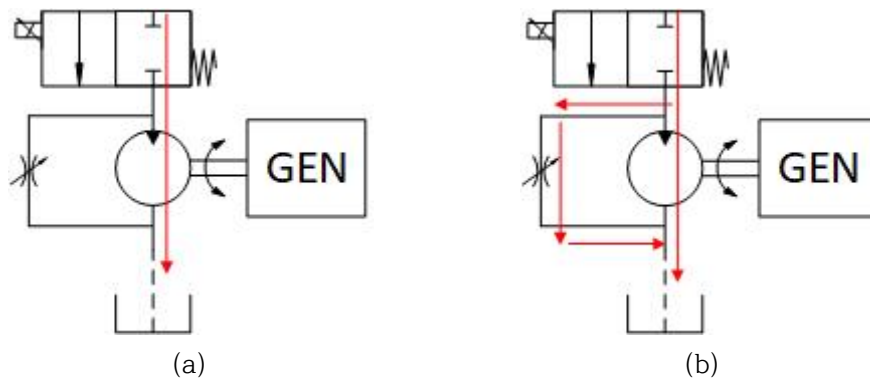


Fig. 11 2case of flow at regeneration

2.5. 시스템 요소

제안된 시스템은 여러 가지 부품들을 포함하고 있다. 그 중 시스템의 구성 요소들 중에 인가 되는 작동 속도, 토크, 압력, 사판각등에 의해 효율이 변하는 부품들 또한 존재한다. 본 논문에서는 이러한 부품들의 효율을 고려한 제어전략을 제시함에 앞서 이러한 시스템 요소들의 제원과 작동 조건에 따른 효율을 설명하고자 한다.

2.5.1 유압 펌프

유압 펌프는 동력 장치에서 전달받은 기계적 에너지를 유압에너지를 바꾸는 역할을 하는 유압 시스템에서 핵심적인 부품이다. Fig.12는 본 연구의 실험 장치에 사용된 유압 펌프이며 그 제원을 Table.1에 나타내었다. 사판각도를 조작하여 용적을 변화시킬 수 있는 가변 용적형 사판식 피스톤 펌프를 사용하였으며 사판식 피스톤 펌프는 고압 영역에서 우수한 특성을 가지며 비교적 높은 출력을 내는 유압 시스템에서 널리 사용된다.

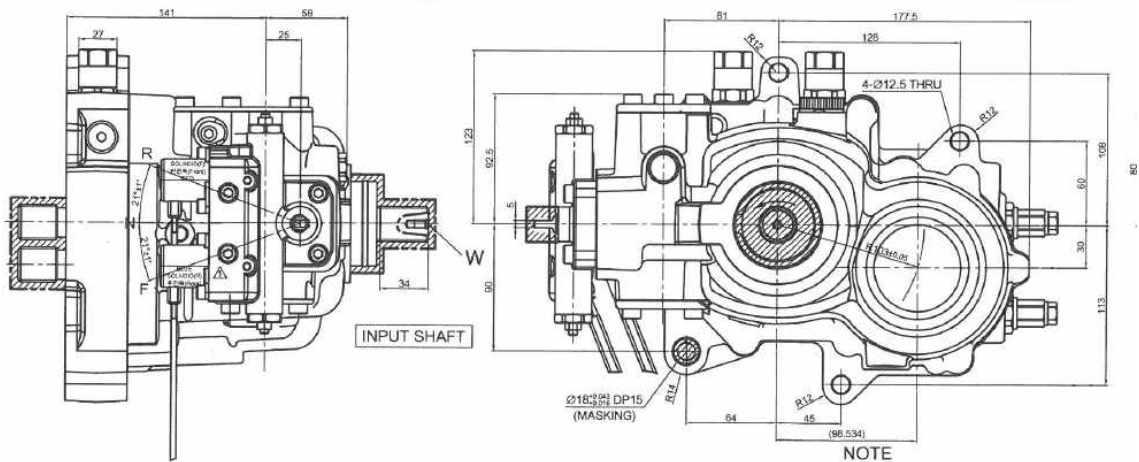


Fig. 12 Hydraulic pump

Table. 1 Hydraulic pump specification

Hydraulic Pump	
Displacement	20 (cc/rev)
Rater input speed	2600 (rpm)
Relief setting pressure	380 (bar)
Maximum torque	250 (Nm)
Tilting angle	0 ~ 18 (degree)

유압 펌프의 효율은 크게 체적 효율(Volumetric efficiency)과 기계적 효율(Mechanical efficiency)로 나눌 수 있으면 이 두 가지 효율을 곱하여 펌프의 전 효율(Overall efficiency)를 수할 수 있다. Fig.13에는 두 가지 경우의 용적에 유압 펌프의 체적 효율과 기계적 효율을 나타 내었다. 해당 효율맵은 2가지 부하 조건(200kg, 600kg)에 대해 여러 가지 펌프 용적과 작동 속도 조건에서 얻은 데이터를 기반으로 식(1), (2)를 이용하여 계산하였다. 이렇게 계산된 체적 효율과 용적 효율을 이용해 식(3)을 이용해 전 효율을 구할 수 있으며 이러한 펌프의 효율들은 시스템 제어단계에서 고려되어 전체 시스템 효율을 향상 시키는데 사용된다.

$$\eta_{m.p} = \frac{P_p \cdot D_p}{T_p \cdot 2\pi} \quad (1)$$

$$\eta_{v.p} = \frac{Q_p}{D_p \cdot \omega_p} \quad (2)$$

$$\eta_{o.p} = \eta_{m.p} \cdot \eta_{v.p} \quad (3)$$

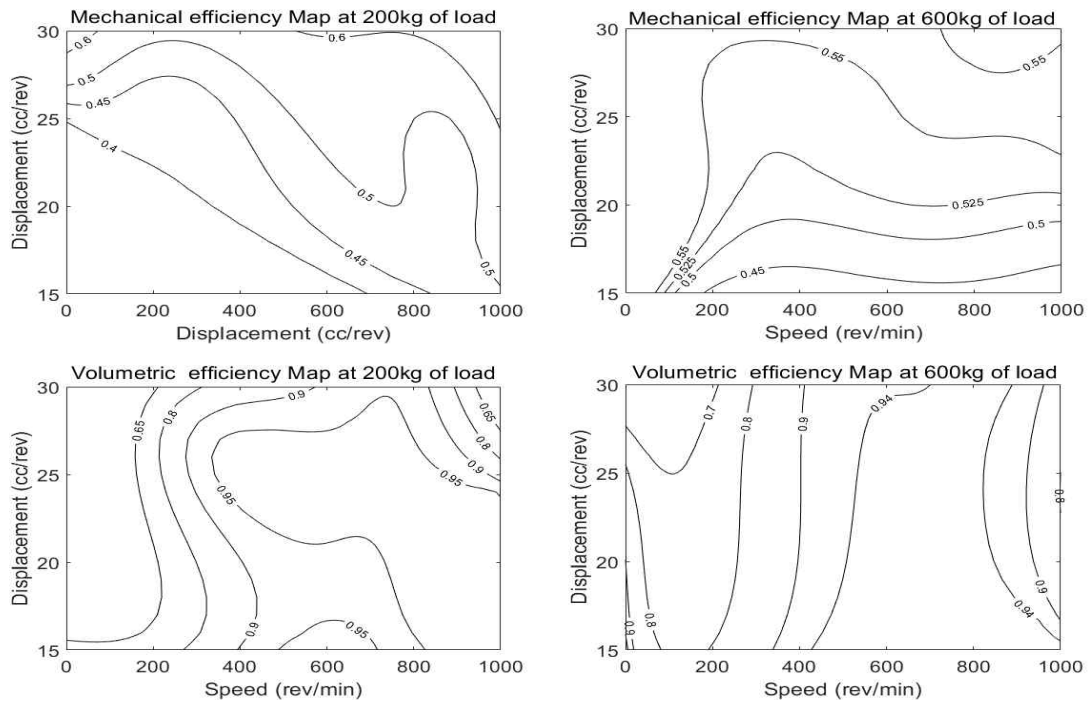


Fig. 13 Efficiency map of hydraulic pump

2.5.2 유압 모터

유압 모터는 유압 에너지를 기계적 에너지로 바꾸는 역할을 하는 에너지 회생 시스템의 핵심적인 부품이다. Fig.14는 본 연구의 실험 장치에 사용된 유압 모터이며 그 제원을 Table.2에 나타내었다.

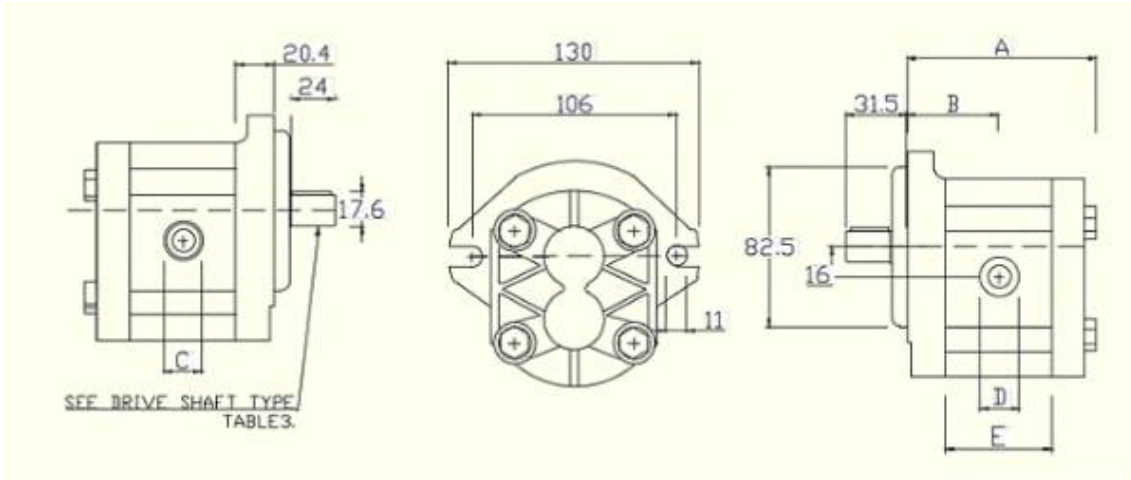


Fig. 14 Hydraulic motor

Table. 2 Hydraulic motor specification

Hydraulic Motor	
Displacement	14.4 (cc)
Minimum speed	300 (rpm)
Maximum speed	3500 (rpm)
Maximum pressure	210 (bar)

유압 모터의 효율도 유압 펌프와 마찬가지로 크게 체적 효율(Volumetric efficiency)과 기계적 효율(Mechanical efficiency)로 나눌 수 있으면 이 두 가지 효율을 곱하여 펌프의 전 효율(Overall efficiency)를 수할 수 있다. Fig.15에는 실험 장치에 설치된 유압 모터의 체적 효율과 기계적 효율을 나타 내었으며 여러 가지 부하와 하강 속도조건에서 얻은 데이터를 기반으로 식(4), (5)를 이용하여 계산하였다. 이렇게 계산된 체적 효율과 용적 효율을 이용해 식(6)을 이용해 전 효율을 구할 수 있으며 이러한 모터의 효율들은 시스템 제어단계에서 고려되어 전체 시스템 효율을 향상 시키는데 사용된다. 또한 모터의 효율은 발전기의 효율과 함께 에너지 회생 시스템에서 중요한 요소이기 때문에 이러한 요소들의 효율을 고려한 유압 모터 측 비례 제어밸브와 발전기 부하 토크의 제어가 필요하다.

$$\eta_{m.m} = \frac{T_m \cdot 2\pi}{P_m \cdot D_m} \quad (4)$$

$$\eta_{v.m} = \frac{D_m \cdot \omega_m}{Q_m} \quad (5)$$

$$\eta_{o.m} = \eta_{m.m} \cdot \eta_{v.m} \quad (6)$$

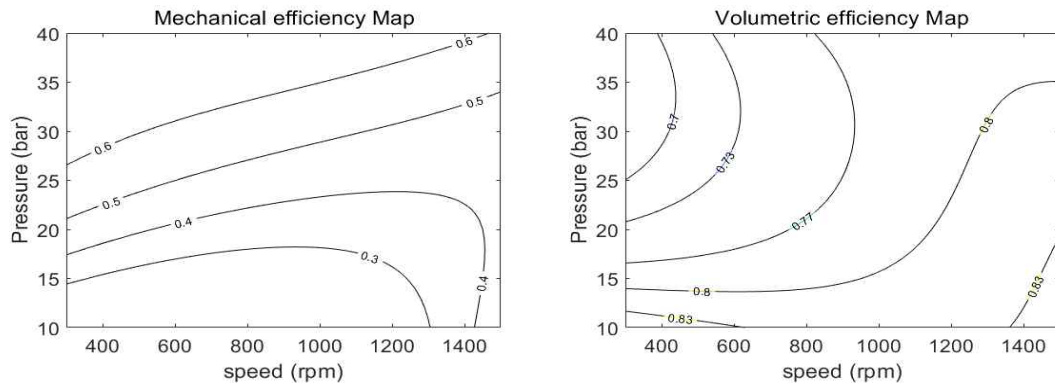


Fig. 15 Efficiency map of hydraulic motor

2.5.3 동력원

본 연구에 사용된 실험 장치는 2개의 전기 서보모터를 사용하고 있다. Fig.16은 사용된 서보 모터이며 제원은 Table.3에 나타내었다. 75kW의 모터는 시스템의 주동력(엔진)의 역할을 하며 유성기어의 캐리어 측에 연결되어 있다. 55kW의 모터는 시스템의 보조동력(전기 모터) 및 발전기 역할을 하며 유성기어의 선기어 측에 연결되어 있다.

전기 모터는 매우 빠른 응답성과 높은 동적 효율을 가지고 있다. 이에 비해 내연기관인 엔진은 화학 에너지를 열 에너지로 이를 다시 기계적 에너지로 바꾸는 과정에서 많은 에너지가 소실된다. 전체 시스템의 에너지 효율을 상승시키기 위해서는 엔진의 에너지 효율을 필수적으로 고려해야 한다. 본 연구 에서는 75kW의 서보 모터를 이용하여 엔진을 대체했기 때문에 이러한 엔진의 효율을 수학적으로 고려하였으며 Fig.17은 이때 이용된 디젤 엔진의 연료 소모율을 나타내는 효율맵이다. 이러한 효율 맵을 고려하여 엔진이 높은 효율점에서 동작할 수 있도록 보조동력을 제어하는 것이 주요 목표 중 하나이다.

Table. 3 Electric servo motor specification

Electric servo Motor (75kN)		Electric servo Motor (55kN)	
Maker	Higen	Maker	Higen
model	FMATN75N-AB00	model	FMAKN55-AB00
Power	7.5 (kW)	Power	5.5 (kW)
Current	47.6 (A)	Current	31.6 (A)
Maaximum speed	1500 (rpm)	Maaximum speed	2000 (rpm)

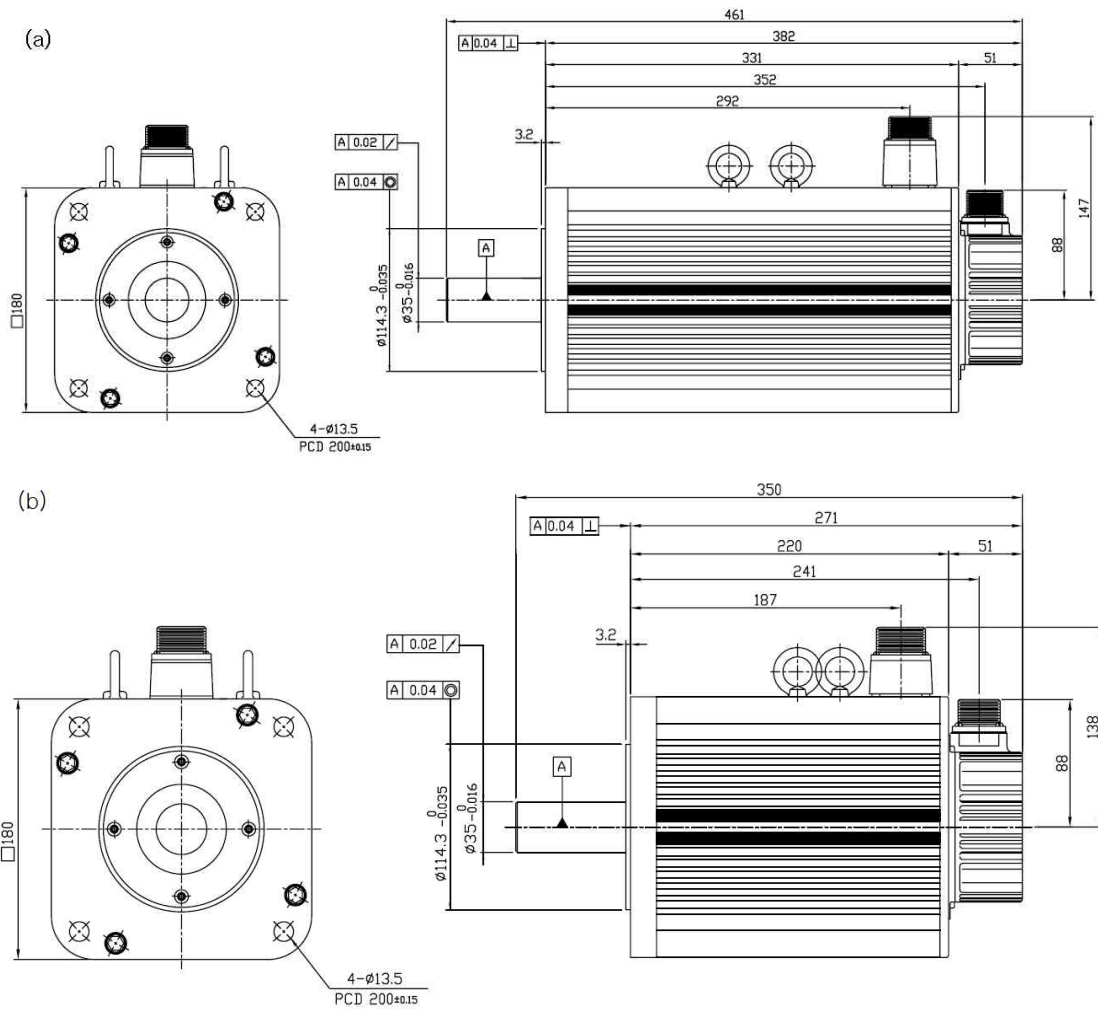


Fig. 16 Electric motor : (a) 75kW, (b) 55kW

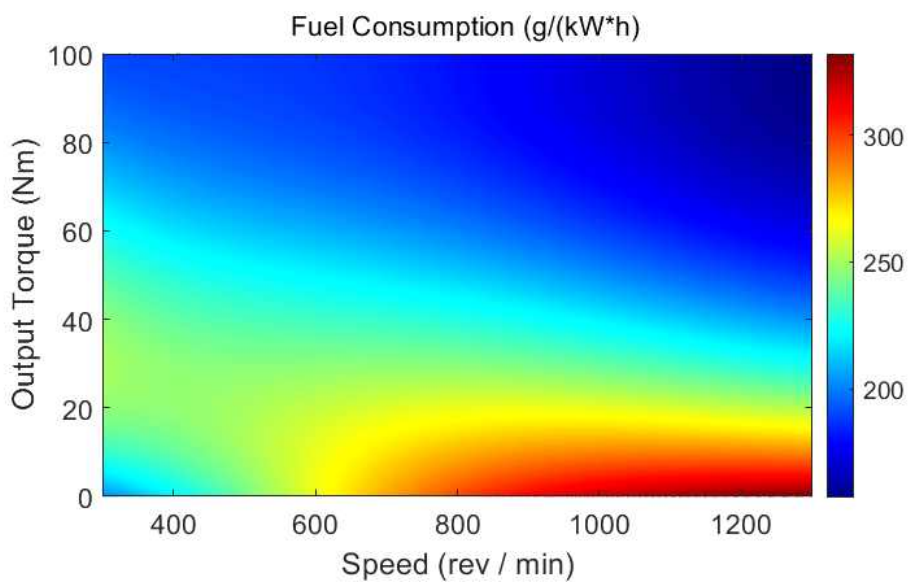


Fig. 17 Fuel consumption map of diesel engine ¹⁶⁾

2.5.4 발전기

발전기는 유압모터를 통해 전환된 기계적 에너지를 전기 에너지로 바꾸어 에너지 저장장치에 저장하는 역할을 한다. 이러한 발전기 또한 장치 자체의 효율에 많은 영향을 받는다. Fig.18은 발전기의 효율 선도의 예시이다. 붉은 원은 발전기의 고효율 작동 범위이다. 작동점이 1일 때, 고효율로 발전기를 작동시키기 어렵다 또한 작동영역을 벗어나면 무리한 부하로 인해 장치에 손상이 갈 수도 있다. 이러한 요소들을 고려하여 발전기 작동점을 2로 보내기 위해 비례 제어밸브의 개구 면적과 발전기의 부하 토크 제어, 발전기의 과부하를 방지하고 에너지회생 효율을 향상시킨다. 본 연구의 사용된 실험 장치에는 발전기가 설치되어 있지 않기 때문에 Fig.18에 나타난 가상의 발전기 효율 맵을 사용한다.

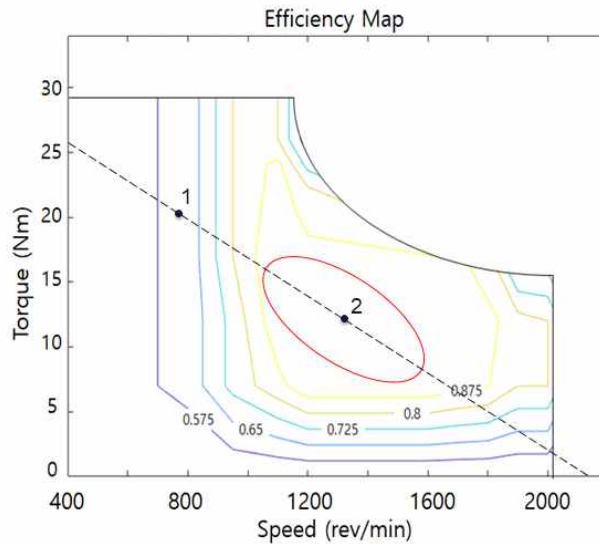


Fig. 18 Example of generator efficiency map

2.5.5 유성기어

유성기어는 동력 분배와 변속을 목적으로 사용되는 기어의 일종으로 Fig.19와 같이 중심에 태양과 같이 자전을 하는 썬기어 (Sun gear), 썬기어 주위를 행성처럼 회전하는 Planet gear, 그리고 최외곽에 링기어(Ring gear)로 구성되어 있다. 또한 planet gear를 일체형으로 움직이게 하는 캐리어 (Carrier)가 있다.

이러한 유성기어의 장점으로는 첫째, 적은 단수로 큰 감속비를 얻을 수 있다. 둘째, 큰 회전력(torque)의 전달이 가능하다. 셋째, 복수의 피니언 기어가 부하를 분산하므로 톱니의 마모와 손상이 비교적 적다. 이러한 장점에 의해 많은 하이브리드 체계에서 사용이 되고 있다.

이러한 유성기어의 회전속도와 토크는 식 (7),(8)을 이용하여 사용 가능하며 제안된 시스템에 사용된 기어비는 식 (9)와 같다.

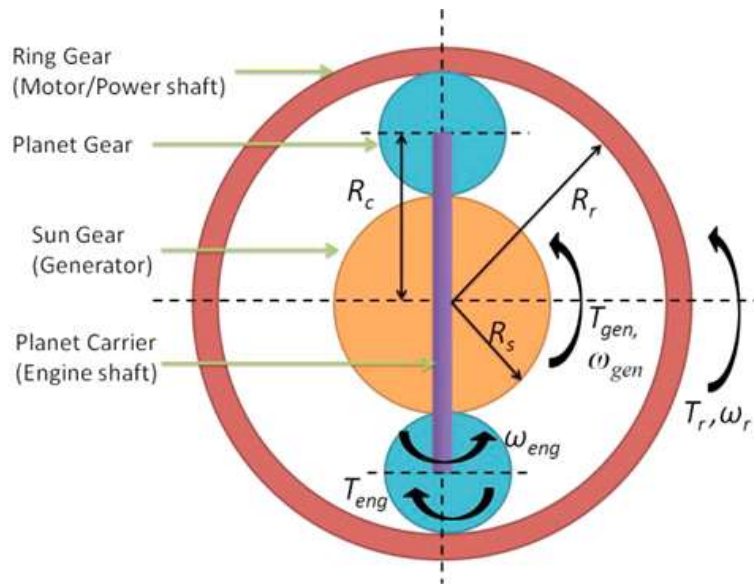


Fig. 19 Planetary gear

$$N_s \omega_s + N_r \omega_r = (N_s + N_r) \omega_c \tag{7}$$

$$T_c = \left(\frac{N_s + N_r}{N_r} \right) T_r = \left(\frac{N_s + N_r}{N_s} \right) T_s \tag{8}$$

$$N_s : N_r = 19 : 52 \tag{9}$$

3. 제어 전략 및 제어기 설계

제안 된 시스템에서 제어 전략은 에너지 절약 효율성과 시스템 성능을 향상시키기 위해 매우 중요한 부분 중 하나이다. 전체 시스템에 대한 제어는 시스템 구동 모드에 대한 제어 전략 설계와 시스템 동작제어를 위한 제어기 설계로 나뉘며 Fig.20에 그 전체적인 구조를 나타내었다. 고 수준 제어기에서는 조이스틱 신호(α), 펌프 압력(P_p), 충전 상태(State of charge, SoC)를 입력 값으로 받아 주동력과 보조동력의 속도($\omega_{en,r}, \omega_{mo,r}$), 펌프 사판각($D_{p,r}$), 3개의 유압밸브의 개구면적($\beta_{1,2,3,r}$)에 대한 제어 목표값을 정하는 한편, 앞서 설명한 시스템의 구동 모드를 선택한다. 이때 클러치/브레이크 제어 신호(λ)와 더블클러치 제어 신호(ψ)는 플랜트에 직접 전달한다. 이후 저 수준 제어기에서는 피드백 제어를 통해 3개의 유압밸브와 2개의 동력원에 해당하는 서보 모터의 속도(ω)*, 펌프 사판각(D)의 제어신호를 플랜트에 전송한다. 이렇게 제안 된 제어 전략은 에너지 효율을 높이고 충분한 제어성을 확보하는 것을 목표로 한다.

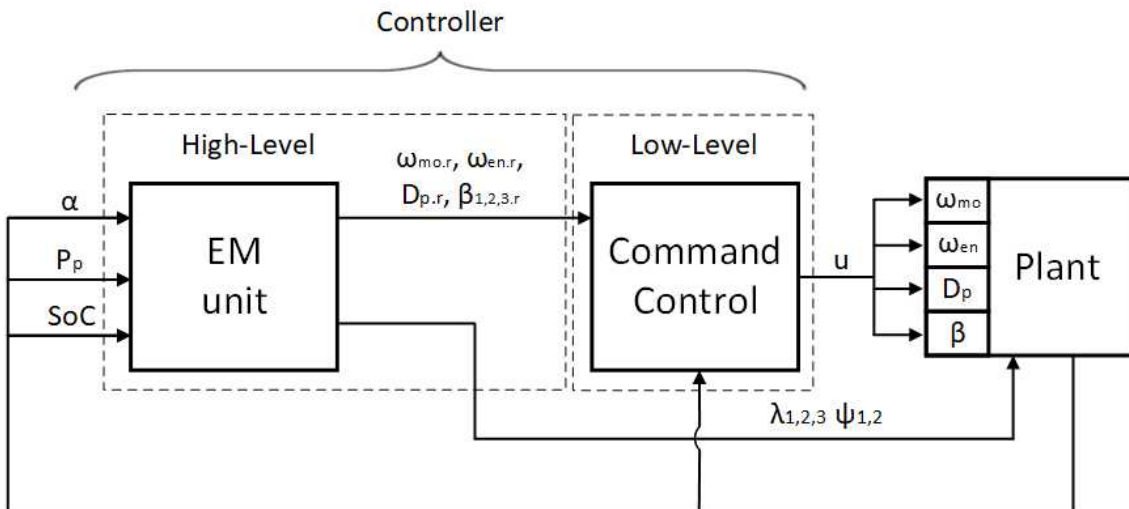


Fig. 20 Structure of the control system

* 본 시스템에서 주 동력원(엔진)에 해당하는 서보 모터는 엔진 모터 보조동력원이자 발전기에 해당하는 모터는 보조 모터라 칭한다.

3.1. 고 수준 제어기

고 수준 제어기에서는 여러 가지 작동 환경을 고려해 주동력과 보조동력의 에너지 분배율을 결정하고 이에 따른 구동 모드를 선택한다. Fig.19에는 이러한 고 수준 제어기의 구조를 나타내었다. 조이스틱 신호(α), 압력(P), 충전 상태(SoC)를 입력으로 받아 FLC(Fuzzy Logic Control)을 이용하여 보조 모터의 1차 회전 속도($\omega_{mo.FLC}$)를 결정한다. 이후 작동 조건과 펌프 효율을 고려한 필요 동력을 계산 후 실제 시스템에 적용될 주동력과 보조동력의 에너지 분배율 및 펌프의 사판각도를 정하게 된다. 이후 작동 속도와 에너지 분배율을 사용하여 시스템의 작동모드를 선택 클러치 제어 신호(λ)와 더블클러치 제어 신호(ψ)를 결정한다.

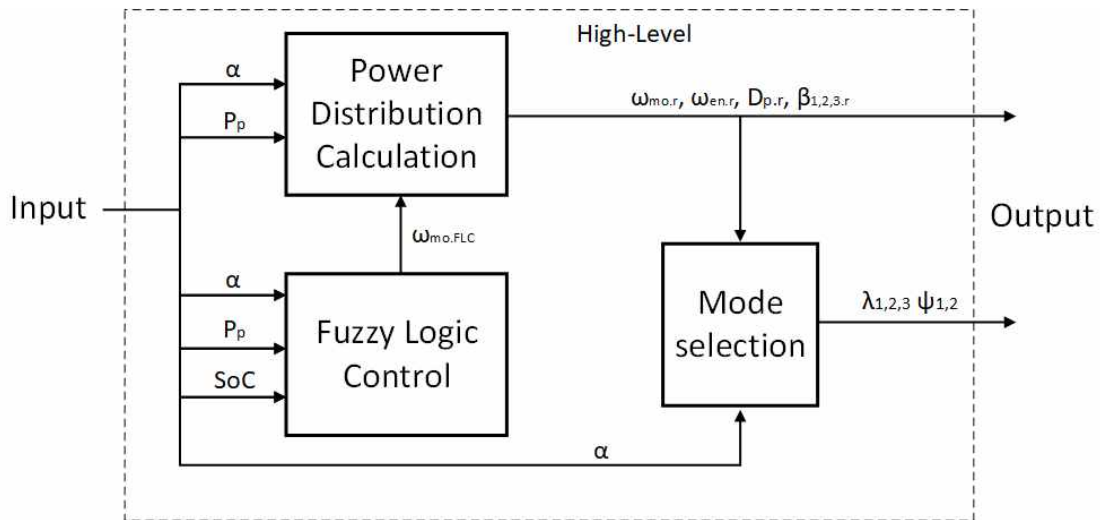


Fig. 21 Structure of the high level control

3.1.1. Fuzzy Logic Control

퍼지 이론은 불확실하게 표현된 자료를 이용하여 우리에게 유용한 자료를 만들기 위해 퍼지 집합, 퍼지 논리, 퍼지 숫자 등의 개념을 포함하고 있다. 그 중 퍼지 논리는 근사치나 주관적 값을 사용하는 규칙들을 생성함으로써 부정확함을 표현할 수 있는 규칙 기반기술이다.

FLC는 퍼지 이론을 응용한 것으로서 인간의 경험, 느낌을 기본으로 주관성을 이용한 해석이 불가능하거나, 또는 시스템으로부터 얻어지는 데이터가 부정확하거나 불확실한 경우 전문가의 지식과 경험에 의한 언어적인 제어 규칙을 수립, 적용함으로써 우수한 제어 결과를 보인다.

선형 시스템은 물론 비선형 특성을 가진 시스템에서도 유용하게 적용될 수 있다. 또한 퍼지 제어기는 제어규칙의 전반 조건부에 대한 다양한 조건 기술이 가능한 논리적 제어기이며 일련의 제어 규칙들에 의해 분사되어 적용할 수 있는 병렬 제어기이다. 이러한 FLC의 기본적인 구조는 Fig.22와 같이 나타난다.

Fig.23은 일반적인 Rule based 제어 전략 흐름도이다. 기존의 Rule based 방식은 상위 수준의 결정변수에 의해 작동 흐름이 결정되면 그 변수의 하위에 있는 작동 방식만이 선택되어 구동된다. 때문에 여러 결정변수들을 복합적으로 고려하여 유연한 작동 모드 선택에 제한이 있어 효율성 증대에 한계가 있다. 이를 극복하고자 이러한 작동모드 결정을 FLC를 이용한 보조동력 사용률과 이에 기반한 전체 시스템 동력에 대한 주동력의 보조동력의 동력분배율을 결정하여 전체 시스템의 효율성을 높이고자 한다.

Fig.24에는 입력에 해당하는 조이스틱 신호, 펌프 토출 압력, 충전상태와 퍼지 출력을 위한 보조 모터 회전 속도에 관한 Membership Function이다. 보조 모터 회전 속도는 Table.4에 표시된 Rule에 따라 정해지며 입력값의 언어 변수는 P(Positive), N(Negative), L(Low), M(Medium), H(High)으로 설정하였다. 이렇게 도출된 서보 모터 회전 속도의 Membership Function값은 식 (10)에 나타난 COG(Centre Of Gravity) 방식으로 Defuzzification하여 최종적인 보조 모터 회전 속도를 결정한다.

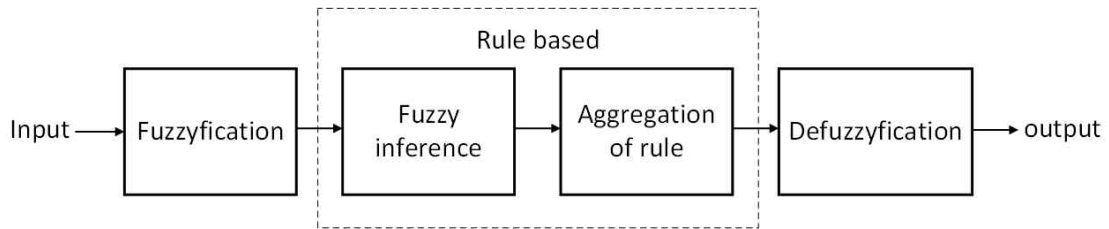


Fig. 22 Structure of Fuzzy Controller

$$COG = \frac{\int_a^b \mu_{mo}(x) \cdot x dx}{\int_a^b \mu_{mo}(x) dx} \quad (10)$$

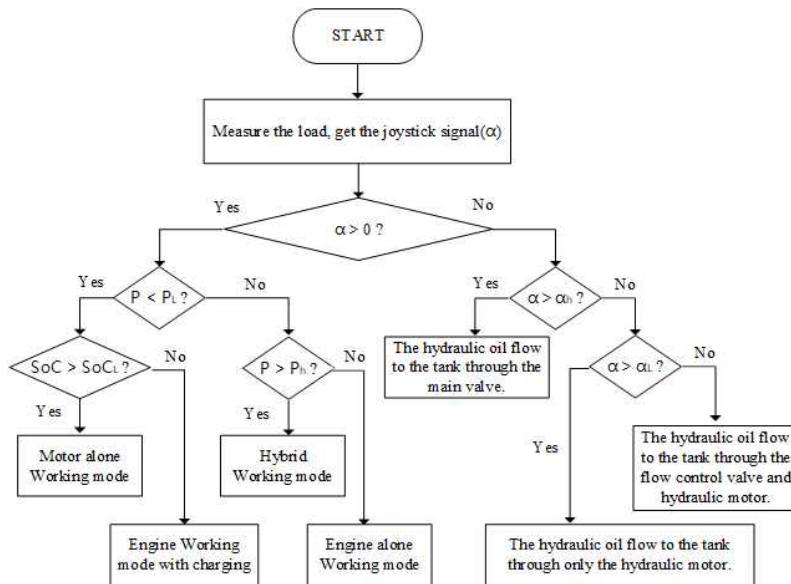


Fig. 23 conventional rule based control strategy flow chart

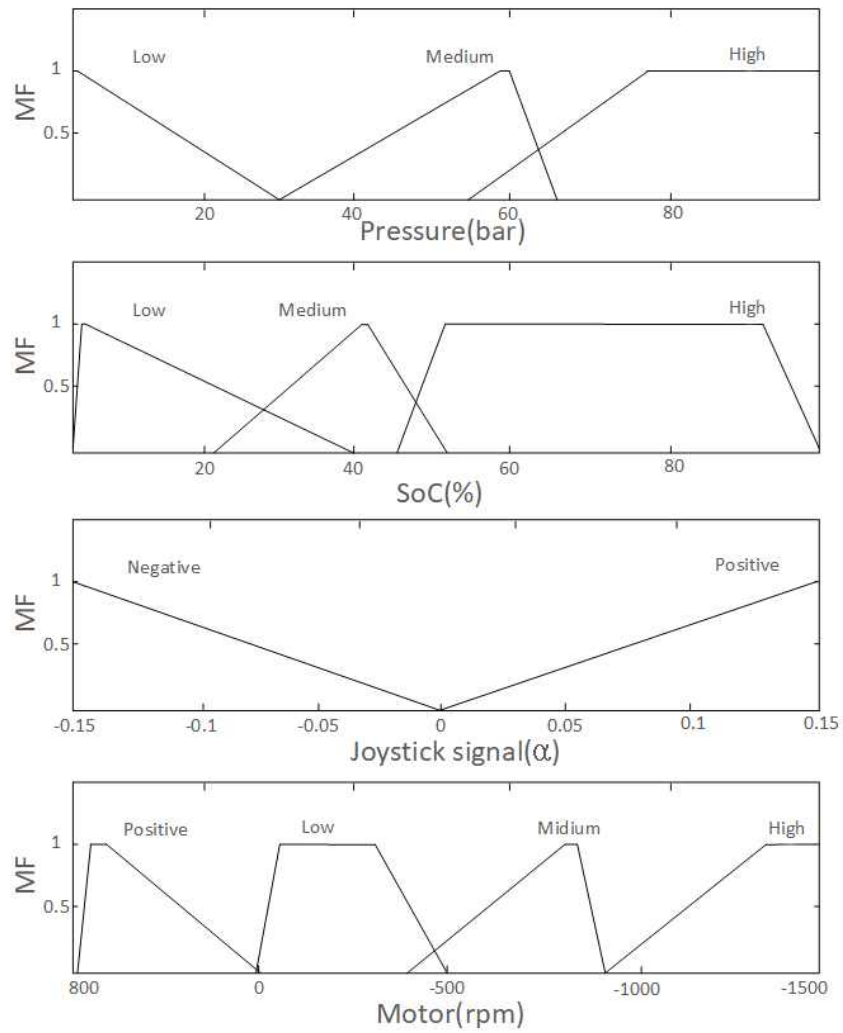


Fig. 24 Fuzzy logic membership function

Table.4 Rules table of the servo motor speed

Rule no.	조이스틱 신호(α)	펌프 토출 압력(P_p)	충전 상태(SoC)	보조 모터 속도(ω_{mo})
1	P	L	L	P
2		L	M	L
3		L	H	M
4		M	L	P
5		M	M	M
6		M	H	M
7		H	L	L
8		H	M	H
9		H	H	H
10	N	L	-	P
11		M	-	P
12		H	-	P

3.1.2. 동력 분배 및 구동 모드 선택

제안된 시스템은 여러 가지 구동모드를 가지고 있다. 이러한 구동모드를 결정하기 위해서는 엔진 모터와 보조 모터의 속도가 정해져야 한다. 조이스틱 신호와 유압 펌프측 압력, FLC를 통해 정해진 보조 모터의 회전 속도($\omega_{mo.FLC}$)를 이용하여 시스템 구동 목표를 만족시킬 수 있는 3개의 유압밸브와 엔진 모터, 보조 모터의 속도, 펌프 사판각을 결정하는 것이 본 연구에 사용된 동력 분배의 개념이다.

이러한 동력 분배를 위해서는 먼저 목표 회전속도를 구해야 한다. 이를 위해 먼저 식(11)을 이용하여 목표 실린더 속도(v_t)를 만족시키기 위한 펌프의 유량(Q_p)을 계산한다. 실린더 상승 시, 식 (12)를 이용하여 펌프 구동에 필요한 회전 속도를 계산한다. 이때 펌프의 사판각은 목표 실린더 속도와 펌프 압력에 의해 정해지는 내부 함수에 의해 정해지며 이는 본 논문의 4장에서 설명한다. 펌프와 유성기어의 링기어 측은 1:1의 기어비가 사용되기 때문에 식(13)에 나타난 것처럼 그 값이 같다.

캐리어의 회전속도와 선기어의 회전속도는 Table.5에 나타 내었다. 엔진 모터의 공회전과 FLC를 통해 정해진 보조 모터의 회전 속도($\omega_{mo.FLC}$)를 식(14)에 대입하여 링기어 조건 속도(ω'_r)를 구한다. $\omega'_r > \omega_{r.u}$ 일때, 필요 회전 속도보다 공급 회전속도가 크기 때문에 식(15)을 이용하여 캐리어와 선기어의 속도를 구한다. $\omega'_r < \omega_{r.u}$ 일때는, 필요 회전 속도에 비해 엔진 공회전 속도(ω_{idle})와 FLC를 통해 정해진 보조 모터의 회전 속도($\omega_{mo.FLC}$)만으로는 부족하기 때문에 식 (16)과 같이 추가적인 엔진 속도($\omega_{en.ad}$)를 더해준다. 이때 사용된 시스템의 공회전 속도는 200RPM으로 설정하였다.

$$Q = A \cdot v \quad (11)$$

$$\omega_p = \frac{Q_u}{\eta_{v.p} \cdot D_p} \quad (12)$$

$$\omega_{r.u} = \omega_p \quad (13)$$

$$\omega'_r = \left(\frac{N_s + N_r}{N_r}\right)\omega_{idle} - \left(\frac{N_s}{N_r}\right)\omega_{mo.FLC} \quad (14)$$

Table. 5 Conditions of carrier and sun gear speed at cylinder up

식	조건	ω_{en}	ω_{mo}
(15)	$\omega'_r > \omega_{r.u}$	ω_{idle}	$\left(\frac{N_s + N_r}{N_s}\right)\omega_{en} - \left(\frac{N_r}{N_s}\right)\omega_{r.u}$
(16)	$\omega'_r < \omega_{r.u}$	$\omega_{idle} + \omega_{en.ad}$	$\omega_{mo.FLC}$

실린더 하강 시, 실린더에서 토출되는 유량 또한 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다. 이후 식 (17)을 이용하여 유압 모터가 구동될 때 만들어 지는 속도를 계산한다. 제안된 시스템에서는 유압 모터 또한 유성기어의 링기어 측과 1:1의 기어비가 사용되기 때문에 식(18)에 나타낸 것처럼 그 값이 같다.

$$\omega_m = -\frac{Q_d \cdot \eta_{v.m}}{D_m} \quad (17)$$

$$\omega_{r.d} = \omega_m \quad (18)$$

캐리어의 회전속도와 선기어의 회전속도, 유압 모터측 유량제어밸브의 개구면적(β_3)은 Table.6에 나타 내었다. 엔진 모터의 공회전과 유압 모터의 출력 값인 회전 속도($\omega_{r.d}$)를 식(19)에 대입하여 선기어 조건 속도(ω'_s)를 구한다. $\omega'_s < \omega_{mo.FLC}$ 이면 엔진 모터 속도를 올려 조건을 만족시킨다. $\omega_{mo.lmt}$ 는 발전기 작동 한계 속도이다. $\omega_{mo.lmt} < \omega'_s < \omega_{mo.FLC}$ 일때는 $\omega_{mo.FLC}$ 보다 높은 선기어 속도가 필요하기 때문에 식(24)을 이용하여 ω_{mo} 를 구한다. 이와 같이 각 조건에 맞추어 Table.5에 나타낸 식들을 이용하여 작동 속도를 구한다. $\omega'_s > \omega_{mo.lmt}$ 일 때, 실린더에서 토출되는 유량이 유압 모터를 지날 수 있는 유량보다 크기 때문에 유압 모터 측 비례밸브를 열어야 하며 이때 유량제어밸브를 지나는 유량(Q_{β_3})는 식(21)을 통해 구할 수 있다. 이때 개방되는 비례밸브의 오리피스 개구면적(β_3)는 식(22)를 이용해 구할 수 있다.

$$\omega'_s = \left(\frac{N_s + N_r}{N_s}\right)\omega_{idle} - \left(\frac{N_r}{N_s}\right)\omega_{r.d} \quad (19)$$

$$\omega_{r.lmt} = \left(\frac{N_s + N_r}{N_r}\right)\omega_{idle} - \left(\frac{N_s}{N_r}\right)\omega_{mo.lmt} \quad (20)$$

$$Q_{\beta_3} = Q_d - \frac{\omega_{r.d.lmt} \cdot D_m}{\eta_{v.m}} \quad (21)$$

$$\beta_3 = \frac{Q_d}{C \cdot \sqrt{2P_m/\rho}} \quad (22)$$

Table. 6 Conditions of carrier and sun gear speed at cylinder down

식	조건	ω_{en}	ω_{mo}	β_3
(23)	$\omega'_s < \omega_{mo.FLC}$	$\omega_{idle} + \omega_{en.ad}$	$\omega_{mo.FLC}$	0
(24)	$\omega_{mo.lmt} > \omega'_s > \omega_{mo.FLC}$	ω_{idle}	$\left(\frac{N_s + N_r}{N_s}\right)\omega_{en} - \left(\frac{N_r}{N_s}\right)\omega_{r.d}$	0
(25)	$\omega'_s > \omega_{mo.lmt}$	ω_{idle}	ω_{lmt}	β_3

위에서 설명된 제어 조건들에 따라 최종적으로 3개의 유압밸브와 엔진 모터, 서보 모터의 속도, 펌프 사판각을 포함해 3개의 클러치/브레이크, 2개의 더블 클러치의 거동이 정해지며 이를 Table.7에 나타 내었다. 조이스틱 신호와 엔진, 보조 모터의 회전수는 P(Positive), N(Negative)로 나타내었다. $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 은 각각 캐리어, 선기어, 링기어측 클러치/브레이크에 대한 신호이며 동력 전달이 가능한 상태를 on, 동력전달이 끊어진 상태를 off로 나타 내었다. ψ_1, ψ_2 는 시스템 개략도 상의 더블 클러치1과 2의 제어 신호이며 개략도 상의 L(Left), R(Right)로 나타 내었다. 이렇게 정해진 신호들은 저 수준 제어기로 보내지거나 직접 제어되어 작동된다. 이러한 구동 모드들의 선택은 example을 이용하여 설명하였다.

Table. 7 Control signal for operating drive mode

mode	α	ω_{en}	ω_{mo}	λ_1 (Carrier)	λ_2 (Sun)	λ_3 (Ring)	ψ_1	ψ_2
Engine drive	P	P	0	on	off	on	R	R
Assistant drive	P	0	N	off	on	on	R	R
E+A drive	P	P	N	on	on	on	R	R
Engine charge	0	P	P	on	on	off	-	-
Regeneration	N	0	P	off	on	on	R	L
Ec+Rg	N	P	P	on	on	on	R	L
Ed+Ec	P	P	P	on	on	on	R	R

example)

case1 : 200kg, 0.1m/s, SoC=50%

$$Q = A \cdot v = 7.496L/min$$

$$\omega_p = \frac{Q_u}{\eta_{v.p} \cdot D_p} = 530.5rpm$$

$$\omega_{mo.FLC} = -1127rpm$$

$$\omega'_r = \left(\frac{N_s + N_r}{N_r}\right)\omega_{idle} - \left(\frac{N_s}{N_r}\right)\omega_{mo.FLC} = 684.5rpm$$

$$\omega_{en} = \omega_{idle} = 200rpm$$

$$\omega_{mo} = \left(\frac{N_s + N_r}{N_s}\right)\omega_{en} - \left(\frac{N_r}{N_s}\right)\omega_{r.u} = -704rpm$$

$$\Rightarrow \alpha = \mathbf{P}, \quad \omega_{en} = \mathbf{P}, \quad \omega_{mo} = \mathbf{N} \quad \text{--> Engine drive + Assistant drive}$$

$$\Rightarrow \lambda_1 = \mathbf{on}, \quad \lambda_2 = \mathbf{on}, \quad \lambda_3 = \mathbf{on}, \quad \psi_1 = \mathbf{R}, \quad \psi_2 = \mathbf{R}$$

example)

case2 : 200kg, 0.1m/s, SoC=25.3%

a=Engine drive, b=E+A drive, c=Engine charge, d=Engine charge and Regeneration, e=Engine drive and charge

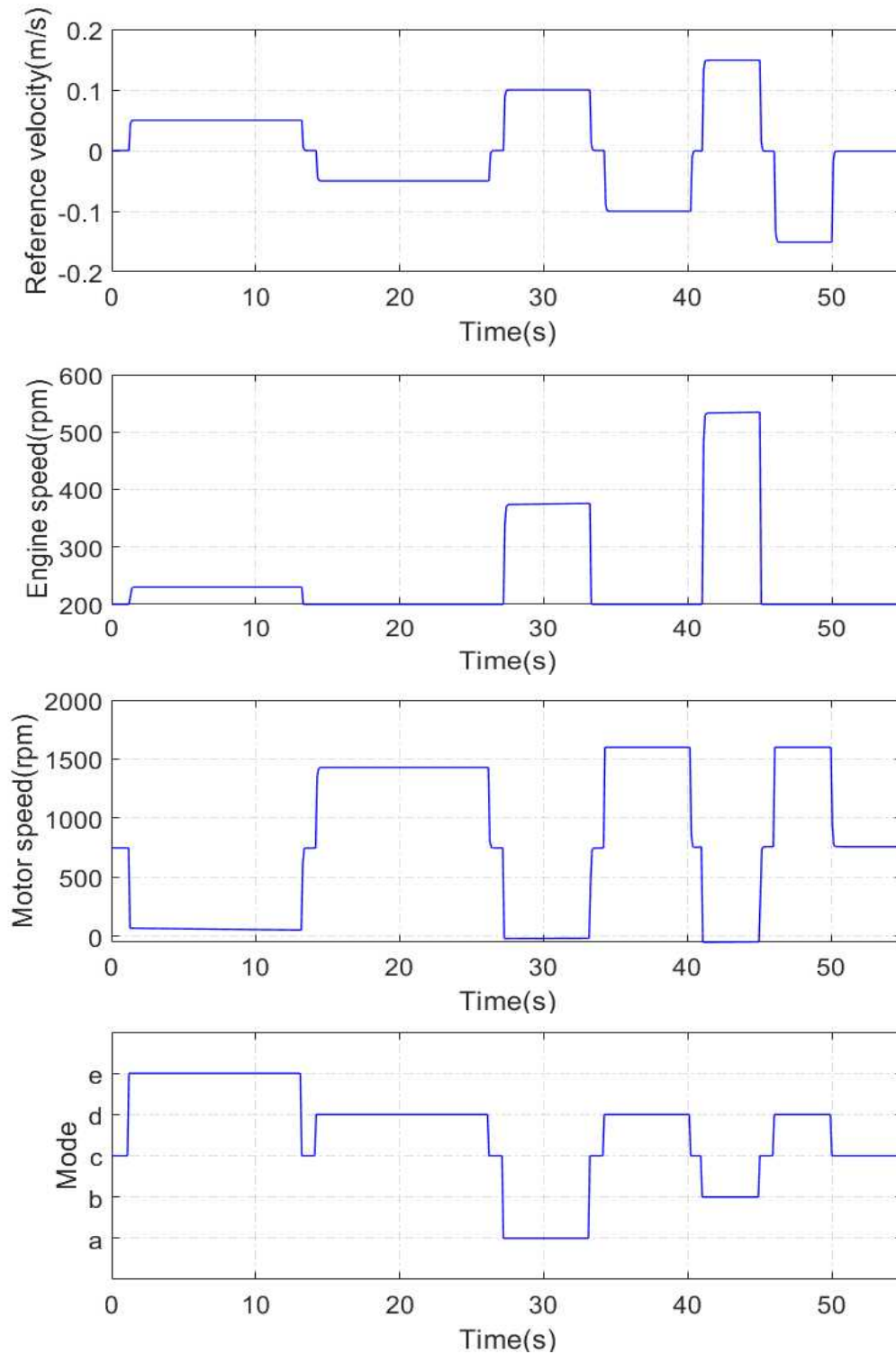


Fig. 25 example of mode selection

3.2. 저 수준 제어기

제어기는 센서로부터 필요한 입력들을 받아 실제 동작과 원하는 동작이 일치하도록 여러 액츄에이터에 구동 신호를 주는 역할을 한다. 특히 유압 시스템은 여러 가지 비선형적인 요소를 가지고 있어 제어하는데 어려움이 있다. 이러한 유압 시스템의 강한 비선형 및 시스템의 불확실성을 극복하기 위해 PID(Proportional-Integral-Derivative) 제어기를 사용하여 시스템을 제어하고 PID제어기의 제어요소들을 Fuzzy inferences를 이용하여 튜닝한다. 이러한 방식을 Fuzzy-PID 제어라 한다. Fig.26에 나타난 바와 같이 제안된 시스템에서 3개의 유압밸브($\beta.r$), 엔진모터의 회전속도($\omega_{en.r}$)와 보조모터의 회전속도($\omega_{mo.r}$), 펌프의 사판각($D_{p.r}$)이 Fuzzy-PID 제어기에 의해 제어된다.

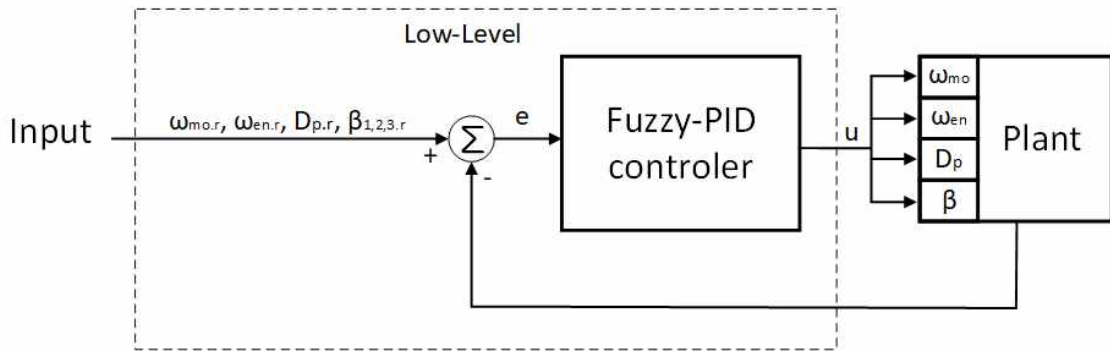


Fig. 26 Structure of the low level control

여기서, K_p , K_i , K_d 는 각각 비례 게인(Proportional gain), 적분 게인(Integral gain), 미분 게인(Derivative gain)이다. $e(t)$ 는 요구되는 설정값과 출력값 사이의 오차값이며, $de(t)$ 는 오차값의 미분, $u(t)$ 는 제어 신호(Control signal)이다. PID 제어기의 게인(Proportional-Integral-Derivative Gain)을 적절하게 조절하여, 선택하는 것은 PID 제어기의 오차, 응답시간, 안정성 등의 우수한 제어 성능을 만족시키는 것을 의미한다. 먼저, 일반적으로 게인의 튜닝(Tuning)은 Manual tuning 방법으로 시행착오법(Trial-and-error method)을 이용하여 조절해 나간다. 하지만 이렇게 튜닝된 PID 제어기는 비선형 시스템, 고차 시스템 시간 지연 선형 시스템, 특히 정확한 수학적 모델이 없는 시스템에 대하여 만족스러운 제어 성능을 보장하지 못한다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Fuzzy-PID 제어기를 설계한다. Fig.28은 Fuzzy-PID 제어기의 개략도를 나타낸다. 유압 실린더의 위치를 제어하기 위하여 PID 제어기의 게인 값들은 Fuzzy inferences에 의해 튜닝된다. 식 (26)의 PID 게인 K_p , K_i , K_d 는 Fuzzy tuner에 의하여 튜닝되고 이 값들은 다시 Fuzzy-PID 제어기에 포함된다.

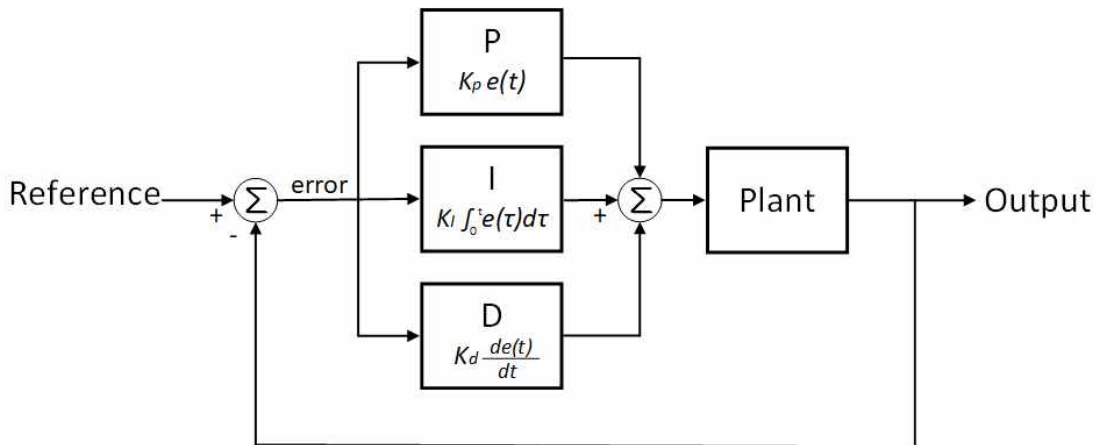


Fig. 27 Structure of the PID controller

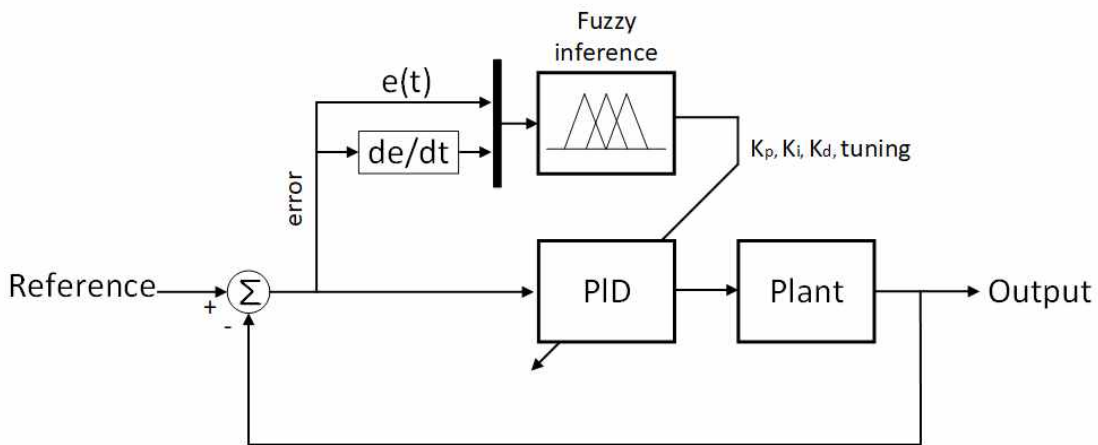


Fig. 28 Structure of the Fuzzy-PID controller

Fig.28의 Fuzzy-PID 제어기의 Fuzzy 구조는 두 개의 입력값(error: $e(t)$, derivative error: $de(t)$)을 가진다. 입력값은 시스템 $e(t)$ 와 $de(t)$ 의 절대값(Absolute values)으로 0에서 1의 범위를 가지며, 입력값의 언어 변수는 Z(Zero), S(Small), M(Medium), B(Big)으로 설정하였다. 그리고 Fuzzy inference block은 Fig.29에 나타내었고, Fuzzy 입력값의 Membership functions은 Fig.30와 같다.

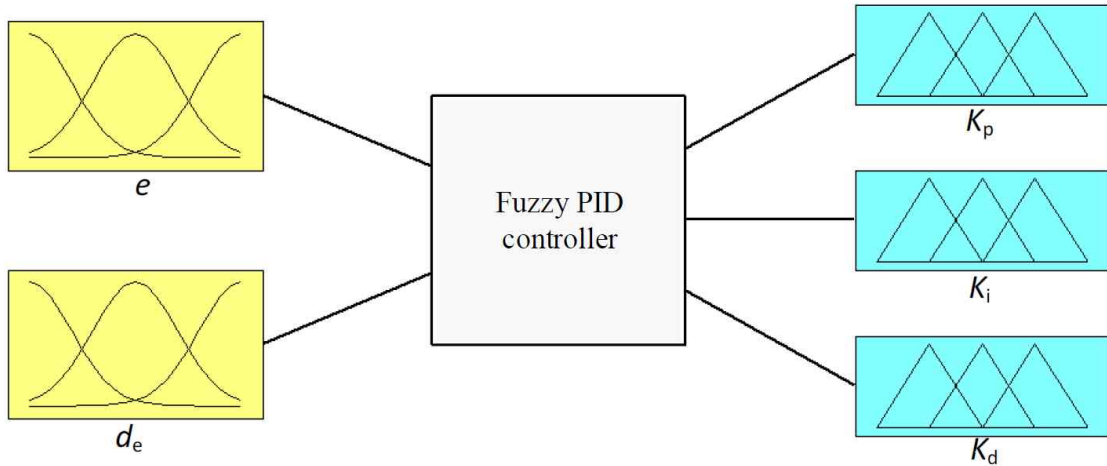


Fig. 29 Fuzzy inference block

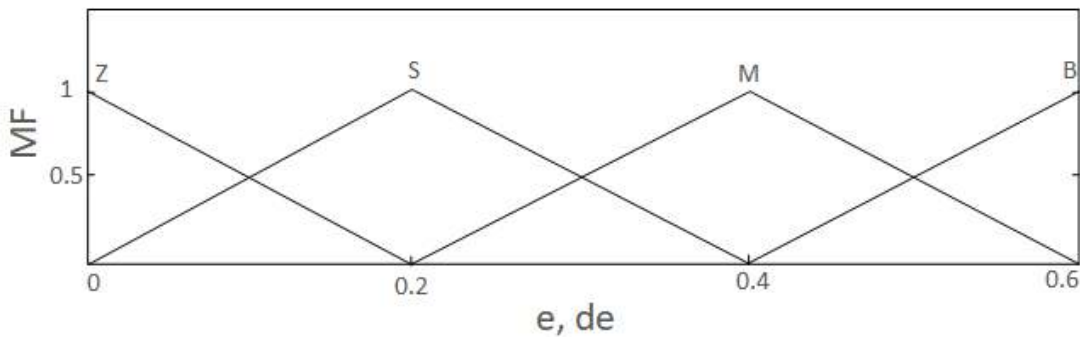


Fig. 30 Membership functions for $e(t)$, $de(t)$

저 수준 제어기 설계에서는 Fuzzy 제어기의 rules는 하이브리드 파워트레인 시스템의 특성, PID 게인 값, 실험 값에 의하여 구성되었으며, PID 제어기의 튜닝된 K_p , K_i , K_d 를 적용하기 위해 고 수준 제어기와 마찬가지로 COG defuzzification 방법을 사용하였고 이를 Table.8와 Fig.31에 나타내었다.

실제 실험 장치는 비선형적인 물리적 거동을 가지고 있다. 이러한 플랜트에 대해 실험적으로 PID 컨트롤을 사용하여 PID컨트롤러가 stable한 제어성을 확보하는 gain 범위 안에서 실험을 진행 하였다. 추후 다양한 작업 조건에서의 제어 안정성에 대한 연구를 계속할 예정이다.

Table. 8 Rules table of the fuzzy-PID controller

(k_p, k_i, k_d)		de(t)			
		Z	S	M	B
e(t)	Z	(S,B,M)	(S,B,S)	(M,Z,Z)	(B,Z,Z)
	S	(Z,B,M)	(S,B,M)	(M,Z,Z)	(B,Z,Z)
	M	(Z,B,B)	(Z,B,M)	(M,S,S)	(B,Z,Z)
	B	(Z,B,B)	(Z,M,B)	(S,S,S)	(M,Z,Z)

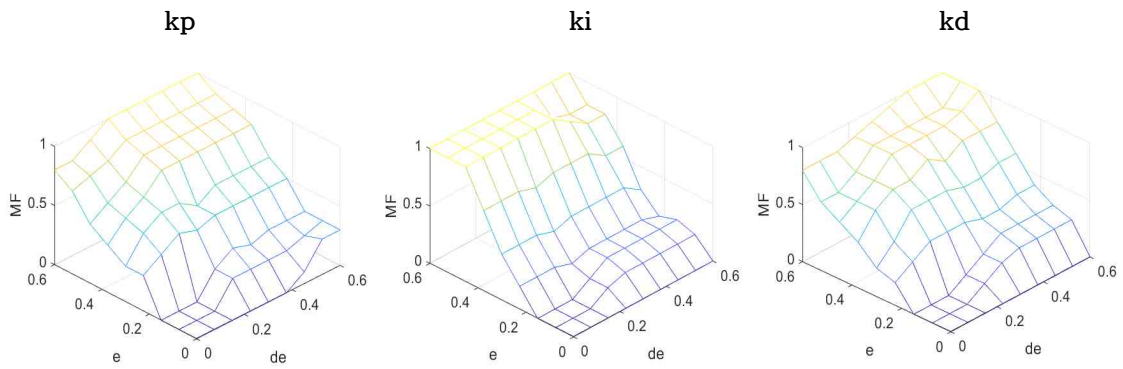


Fig. 31 3-D rule view of the fuzzy P, I, D tuners

4. 최적화 및 시뮬레이션

4.1. 최적화

제안 된 시스템에서 동력원의 출력은 FLC에 의해 정해진다. 이때 FLC의 Fuzzy inference 는 입력과 출력에 대한 MF(Membership function)을 포함한다. 이러한 MF의 정의는 보통 실험자의 경험 또는 시행착오 법(Error & Try method)에 의해 정해진다. 이렇게 정해진 MF 와 FLC를 이용한 시스템은 성능 및 효율 향상에 한계가 있다. 본 연구에서는 GA(Genetic algorithm)을 이용하여 MF와 Aggregation rule, 압력과 목표 속도에 따른 pump displacement를 최적화 하여 시스템 효율을 극대화 하고자 한다.

4.1.1 유전 알고리즘(Genetic algorithm)

GA는 기계 학습 알고리즘(Machine learning algorithm)의 한 종류로 자연 선택 및 진화 과정의 개념을 이용한 확률적 최적화 방법이다. GA의 기본 구성 요소에는 적합도 평가, 부모 선택, 교차 연산자 및 돌연변이 연산자 등이 포함 된다. 전체 GA 프로세스는 다음과 같이 설명된다. 먼저 목적 함수를 설정하고 각 모집단을 목적함수에 적용하여 성능을 평가한다. 또한 최적화가 필요한 변수는 자연 선택과 진화 과정에 의해 다음 세대를 생산할 목적으로 사용된다. 한 세대의 모든 모집단을 평가 한 후 최종 기준을 충족 할 때까지 다음 세대를 반복적으로 생산한다. 현재 세대에서 새로운 인구를 만들기 위해 선택, 교차 및 돌연변이가 적용된다. 이러한 과정을 거쳐 정해진 정체 세대만큼 최적값의 변화가 없으면 알고리즘은 종료하게 된다.

4.1.1.1 목적 함수

본 연구에서 사용되는 목적함수는 시스템에 사용되는 에너지의 총 사용량이다. 이를 구하기 위한 과정은 다음과 같이 설명된다. 먼저 링기어 축의 토크를 구한다. 식(28)와 같이 링기어축 토크는 2번 더블 클러치의 연결 방향에 따라 펌프 토크와 유압 모터의 토크와 그 값이 같다. 이후 식(8)을 이용하여 캐리어에 연결된 엔진 모터의 토크와 선기어에 연결된 보조 모터의 토크를 구한다. 발전기의 토크는 보조 모터의 회전 방향과 토크 방향이 반대일 때 발전기로 구동중이기 때문에 식(29)과 같이 나타내었다. 이후 식(30),(31),(32)을 이용하여 엔진모터와 보조 모터 구동에 사용된 에너지와 발전기를 통해 회생된 에너지를 계산한다. 이때 엔진 효율(η_{en})은 Fig.16에 나타난 엔진 효율맵을 이용하였고 발전기 효율(η_{gen})은 Fig.17에 나타난 발전기 효율맵을 사용하였다. 또한 인버터/컨버터 효율($\eta_{inv,conv}$)과 배터리 효율(η_{bat})은 모두 0.95로 설정했다. 이후 식(33)를 이용하여 시스템 구동에 사용된 에너지를 구하였으며 이 시스템 사용 에너지가 GA의 목적함수로 사용된다.

$$T_r = \begin{cases} T_p & , \psi_2 = R \\ T_m & , \psi_2 = L \end{cases} \quad (28)$$

$$T_{gn} = T_{mo} \quad \text{when } \omega_{mo} \times T_{mo} < 0 \quad (29)$$

$$E_{en} = \int \omega_{en} \cdot T_{en} \cdot \eta_{en} dt \quad (30)$$

$$E_{mo} = \int \omega_{mo} \cdot T_{mo} \div \eta_{cvt} dt \quad (31)$$

$$E_{gn} = \int \omega_{mo} \cdot T_{gn} \cdot \eta_{gn} \cdot \eta_{iwt} \cdot \eta_{bat} dt \quad (32)$$

$$E_{sys} = E_{en} + E_{mo} - E_{gn} \quad (33)$$

4.1.1.2 GA 변수 및 옵션

GA실행에 있어 모집단은 세대를 더해가며 변화 시키는 변수의 집합이다. 본 연구에서는 펌프 사판각과 FLC의 MF 그리고 evaluation rule이 유전 알고리즘의 변수로서 사용된다. 식 (34)는 입력 속도와 압력에 따라서 펌프의 사판각을 조절하기 위한 방정식이며 이 식에 사용된 상수 a1~8까지 8가지 변수가 유전알고리즘의 모집단 변수로 사용된다.

$$D_p = a_1v^2 + a_2v^3 + a_3P^2 + a_4P^3 + a_5vP + a_6v^2P + a_7vP^2 + a_8v^2P^2 \quad (34)$$

본 연구의 FLC에 사용된 MF는 사다리꼴형태의 MF방식을 사용 하였으며 사다리꼴의 형태에 대한 정의를 Fig.32와 같이 나타 내었다. 4개의 변수를 사용하여 MF에서 하나의 사다리꼴의 위치와 모양을 설정할 수 있도록 하였다. 이러한 MF의 형태에 대한 변수들 또한 유전알고리즘의 모집단 변수로써 사용된다.

FLC에서 MF value를 evaluation하는 가장 대표적인 방법은 min-max 방법이다. 본 연구는 evaluation rule을 min, mean, max 3가지로 나누어 이 rule의 선택 또한 GA 모집단 변수로 설정하였다. 입력 변수의 모집단은 57개의 더블형 벡터이며 인구수는 100으로 지정하였다. 비선형 제약 조건 알고리즘으로는 확장 라그랑주 방식을 사용하였다. 이주 방향은 양방향으로 비율은 0.35, 이주 간격은 20으로 설정하였고 정체 세대는 100으로 설정했다. 세대 간 교차비율은 0.65이며 돌연변이 비율은 0.05로 균등분포방식을 사용하였다. 또한 Fig.33에 나

타낸 임의의 작동 속도에 대해 식(33)를 목적함수로 사용하였다. 이렇게 정해진 값들을 바탕으로 GA를 실행시켜 얻은 세대별 기댓값(Fitness value)에 대한 그래프를 Fig.34에 나타내었다.

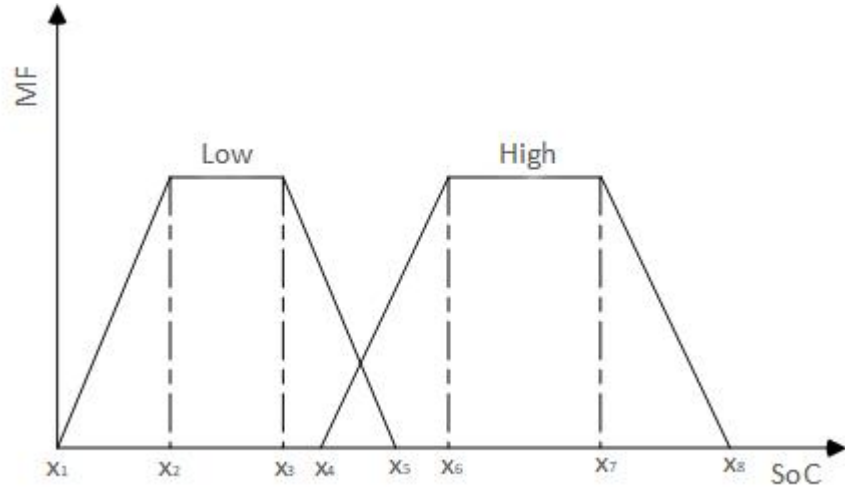


Fig. 32 Example of MF parameters of fuzzy in GA

제약 조건 알고리즘을 위한 라그랑주(Lagrange)함수는 식(35)와 같다. \hat{x} 는 입력 변수 벡터이고 $f(x)$ 는 최적화에 사용되는 목적함수이며 $g(x), h(x)$ 는 각 변수에 대한 제약조건 함수이다. 이러한 라그랑주 함수 L 을 변수 x_i 에 대해 편미분 한다. 이후 각 변수의 해를 적용한 L_d 에 대해 a, b (라그랑주 승수)에 대해 편미분하여 제약 조건을 만족하는 변수 \tilde{x}' 를 구할 수 있다.

$$L(\hat{x}, a, b) = f(\hat{x}) + \sum_{i=1}^n a \cdot g_n(x_n) + \sum_{i=1}^n b \cdot h_n(x_n) \quad (35)$$

$$\frac{\partial L(\hat{x}, \nu)}{\partial x_i}, i = 1, 2, \dots, n \Rightarrow \therefore \tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_n \quad (36)$$

$$L_d(a, b) = f(\tilde{x}) + \sum_{i=1}^n a \cdot g_n(\tilde{x}_n) + \sum_{i=1}^n b \cdot h_n(\tilde{x}_n) \quad (37)$$

$$\frac{\partial L_d(a, b)}{\partial a}, \frac{\partial L_d(a, b)}{\partial b} \Rightarrow \therefore \tilde{x}'_1, \tilde{x}'_2, \dots, \tilde{x}'_n \quad (38)$$

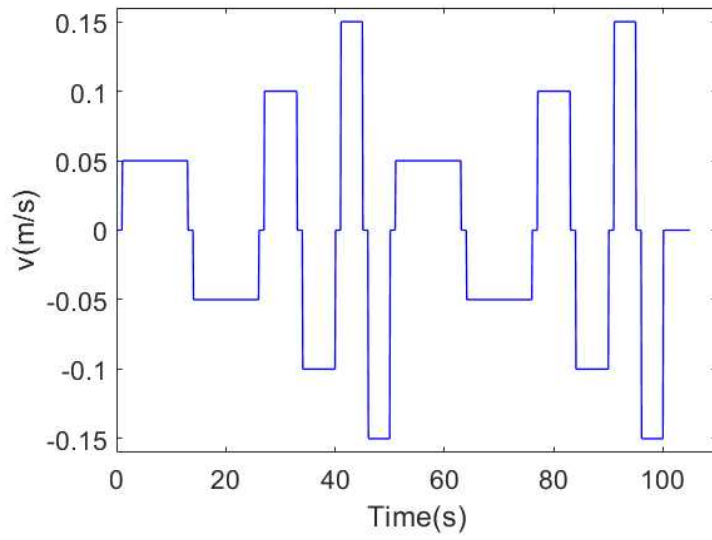


Fig. 33 Reference velocity

Best: 68.6792

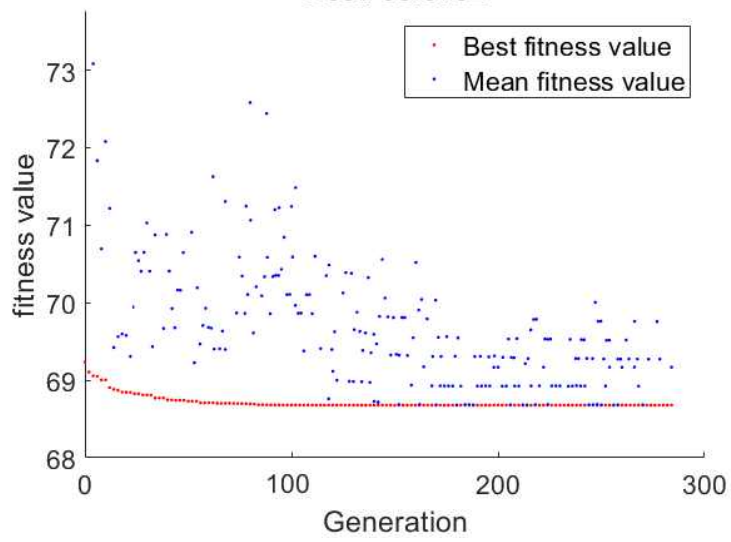


Fig. 34 Result of GA Optimization

4.2. 시뮬레이션

4.2.1 시뮬레이션 모델링

최적화된 데이터를 검증하기 위하여 유압 해석 상용툴인 AMESim을 이용하여 모델링 및 시뮬레이션을 하였다. Fig.35는 앞서 설명한 리프트 에너지 회생 시스템을 AMESim을 이용하여 모델링한 것이다. 이렇게 설계된 시뮬레이션 모델을 이용하여 앞서 최적화 시킨 변수들을 이용한 제어를 적용시켜 보조 모터 없이 엔진만을 이용하여 구동되는 시스템과 비교 및 검증한다.

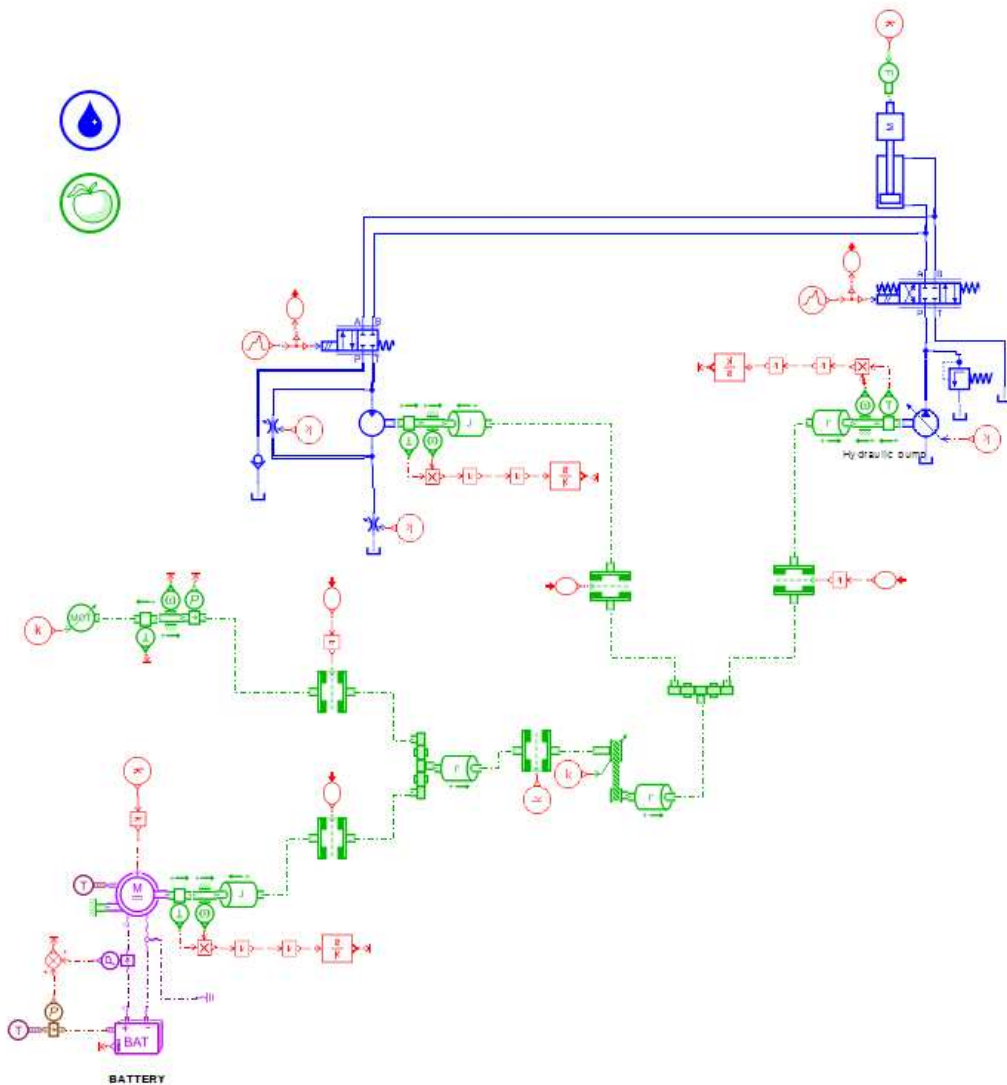


Fig. 35 figure of simulation model using Amesim

4.2.2 시뮬레이션 결과

GA를 이용하여 최적화 시킨 변수들을 부록.3에 나타내었다. 해당 변수들을 200kg과 600kg 두 가지 경우의 작업 부하와 20%, 80%의 초기 두 가지 ES 충전상태에 대해 Fig.36에 나타난 조이스틱 신호를 입력 값을 이용하여 시뮬레이션을 실행하였고 그 결과들은 다음과 같다.

Fig.37에 나타난 것과 같이 SoC의 상태에 따라 구동 중 충전량이 변하는 것을 볼 수 있다. SoC가 낮다면 1cycle의 동작에 대해 사용량 보다 충전량이 많고 SoC가 높다면 충전량 보다 사용량이 많은 것을 알 수 있다. 또한 Fig.38,39에 나타난 것과 같이 제안된 시스템(초기 충전량 50%)의 에너지 사용량이 엔진만 사용하는 기존의 시스템보다 낮음을 시뮬레이션 결과를 통해 알 수 있다. 이러한 결과를 바탕으로 실제 실험을 통해 제안된 시스템의 효율을 증명한다.

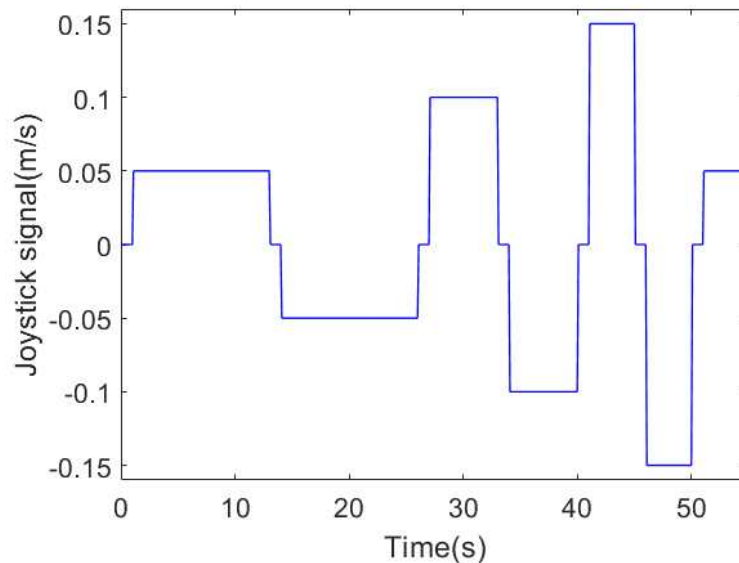


Fig. 36 Reference joystick signal

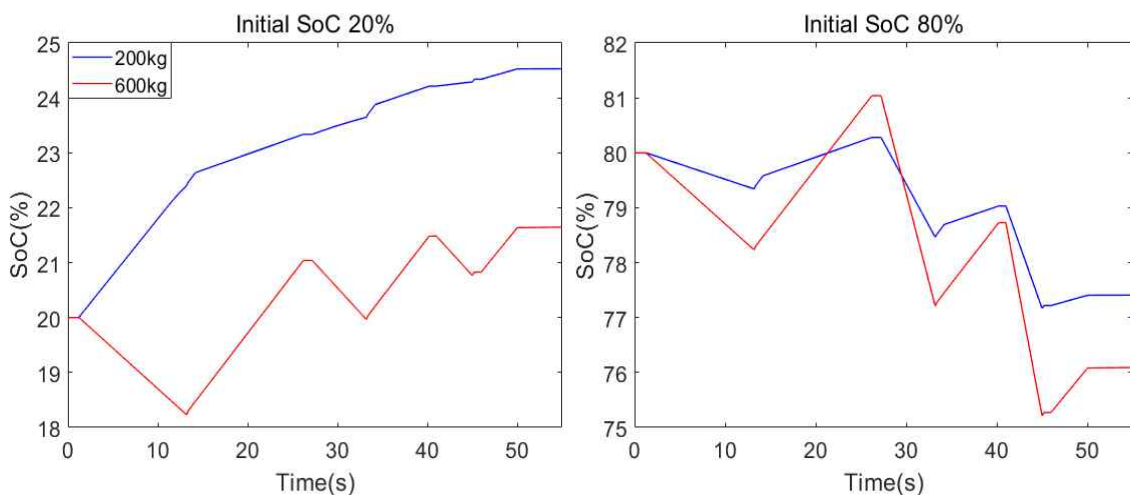


Fig. 37 The comparison of SoC depend on initial SoC and load

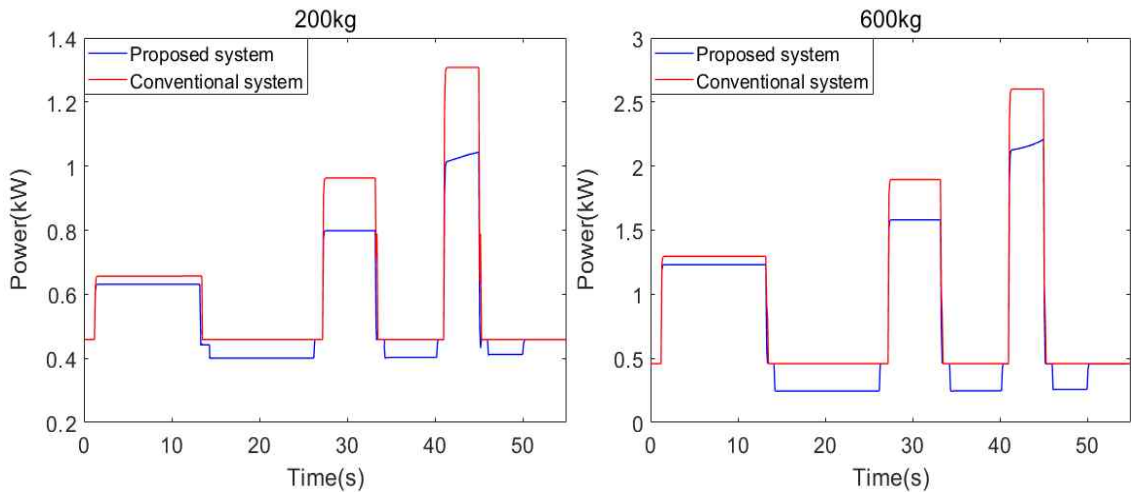


Fig. 38 The comparison of power with proposed and conventional system

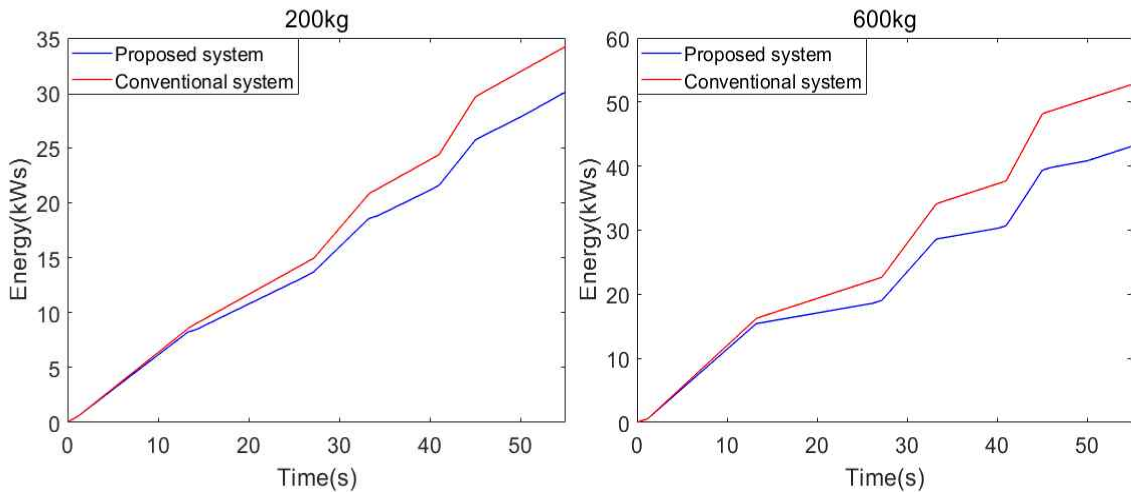


Fig. 39 The comparison of energy with proposed and conventional system

각 시스템의 에너지 사용량에 대한 결과를 Table.9에 나타내었다. 제안된 시스템은 기존의 엔진식 시스템에 비해 200kg, 600kg의 부하 조건에서 각각 10.1%, 18.5%씩 사용 에너지가 감소한 것을 볼 수 있다. 600kg일 때 더 많은 효율 증진이 있는 이유는 고부하의 작동 시 에너지 회생을 통해 만들어지는 에너지가 더 많기 때문이다.

Table. 9 Used energy and improvement at 50% of initial SoC

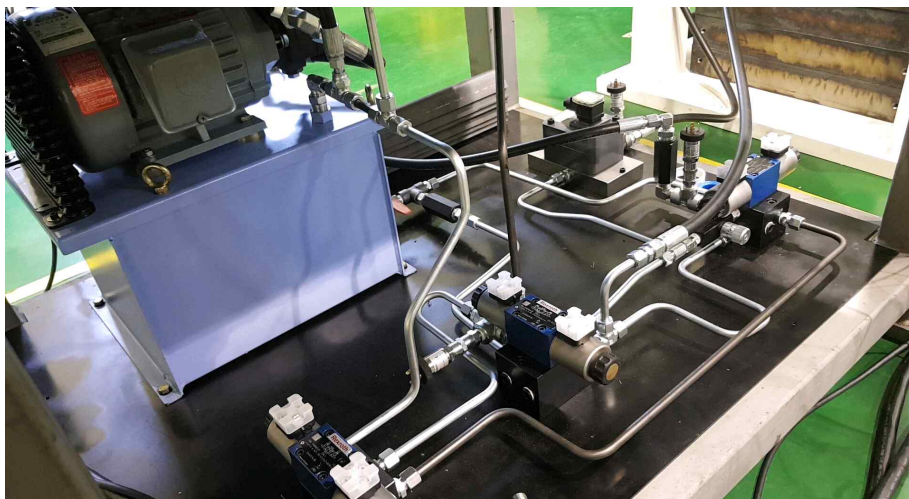
system	load[kg]	E_{sys} [kWs]	Improve[%]
Conventional	200	34.22	-
	600	52.75	-
Proposed	200	30.08	10.1
	600	43.10	18.3

5. 실험 및 결과

Fig.40은 제안된 시스템을 검증하기 위해 구성된 실험 장치(a:동력부, b:유압부)이며 자세한 장치들의 제원은 부록.2에 기재되어 있다. 해당 실험 장치에 앞서 설명한 제어전략을 적용한 후 구동시켜 그 결과를 분석한다.



(a)



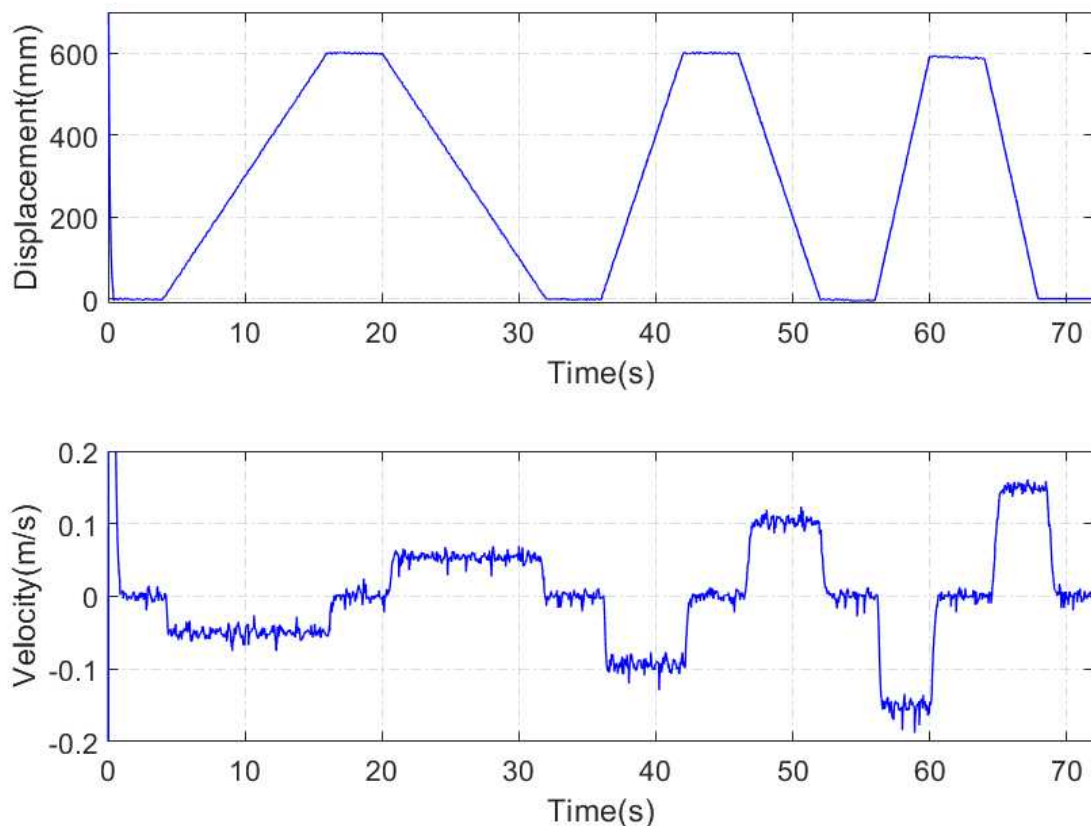
(b)

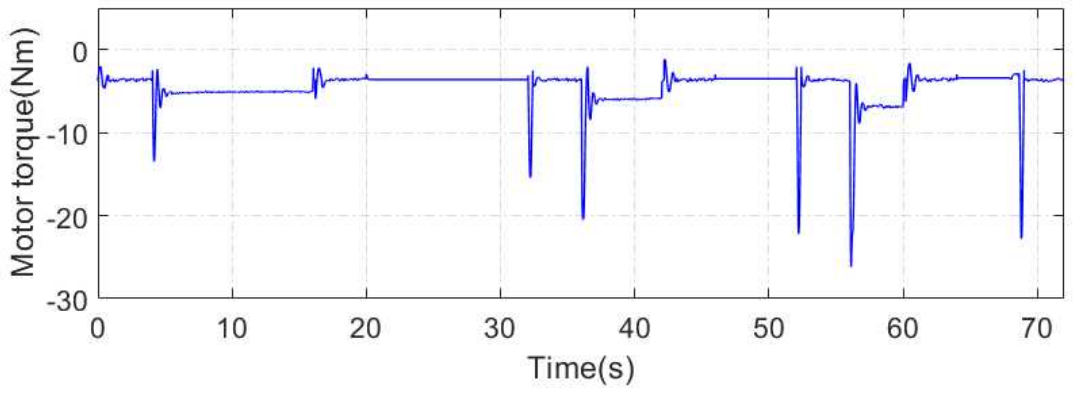
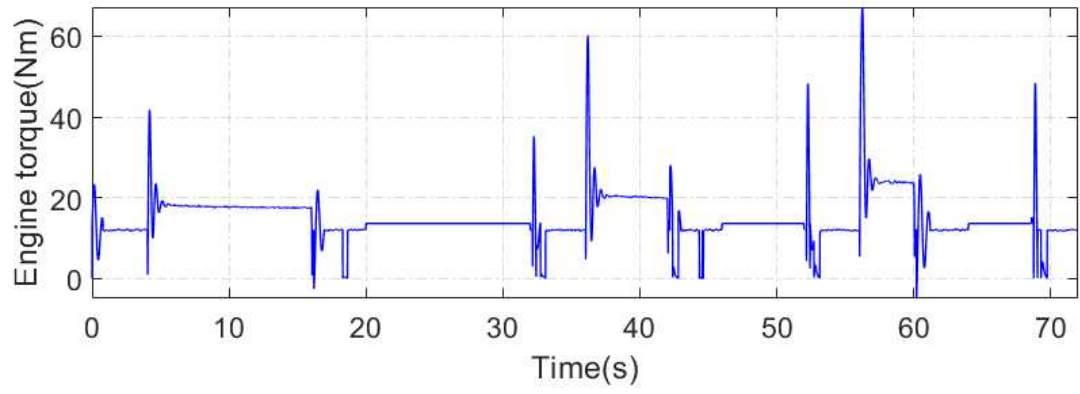
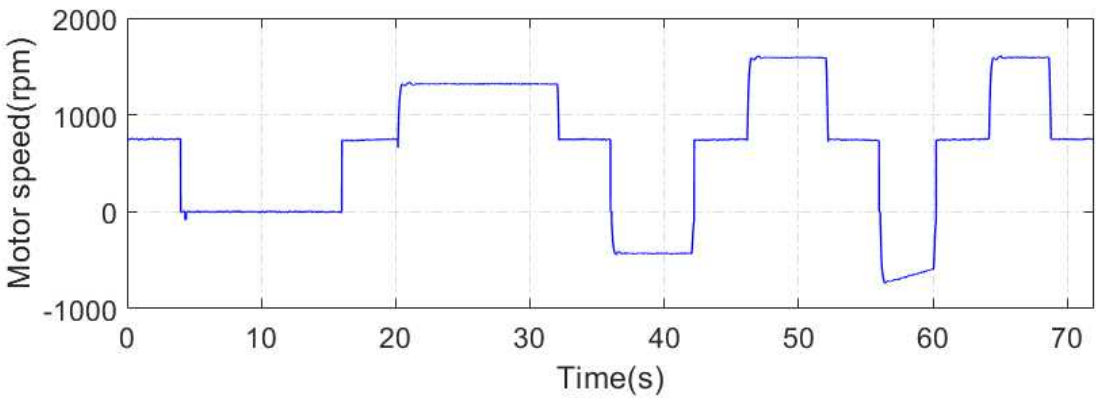
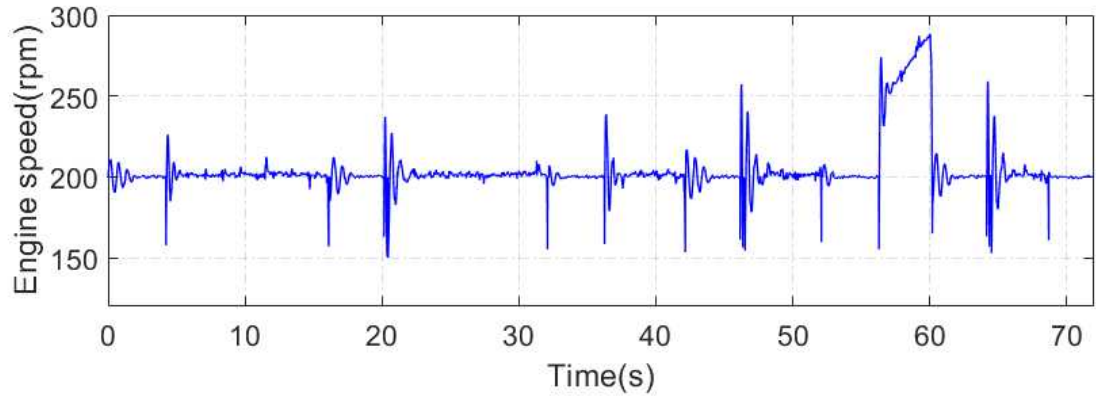
Fig. 40 Test bench

실험은 200kg과 600kg 두 가지 부하 조건에 대해 각각 0.05, 0.1, 0.15m/s의 속도로 상승, 하강 운동을 실행하고 그 결과를 Fig.41과 42에 나타내었으며 시험의 초기 충전량은 50%로 설정 하였다.

실험 결과는 실린더의 작동 변위 및 속도, 엔진과 모터의 회전 속도와 토크, 펌프, 유압모터, 실린더 로드측 압력, 시간에 따른 전력과 전력량에 대해 나타내었다. 각 실험의 사용 전력을 살펴보면 실린더 상승 시에는 비교적 많은 량의 전력을 사용하고 실린더가 멈추었을 때와 하강 시에는 비교적 적은 량의 전력을 사용하는 것을 볼 수 있다. 이는 엔진을 구동하는데 사용되는 전력에 대해 Engine charging mode와 Regeneration mode를 이용해 ES 유닛에 저장되는 전력을 뺀 값을 나타내었기 때문이다. 실린더의 속도가 0일 때는 공회전 상태의 엔진을 이용하여 직접 발전을 시키고 하강 시에는 이러한 직접 충전에 더해 실린더가 하강할 때 발생하는 유압 에너지를 이용한 발전을 통해 발전이 되기 때문에 해당 시점의 사용전력은 더욱 감소하는 것을 볼 수 있다.

이러한 실험결과를 통해 실험장치의 거동과 에너지 사용에 대한 경향은 앞장에서 보여준 시뮬레이션 결과와 거의 동일 한 것을 볼 수 있다.





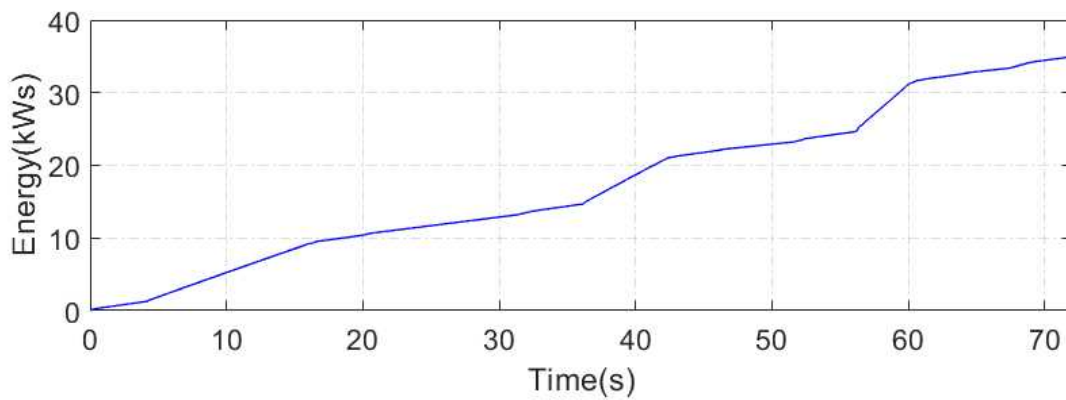
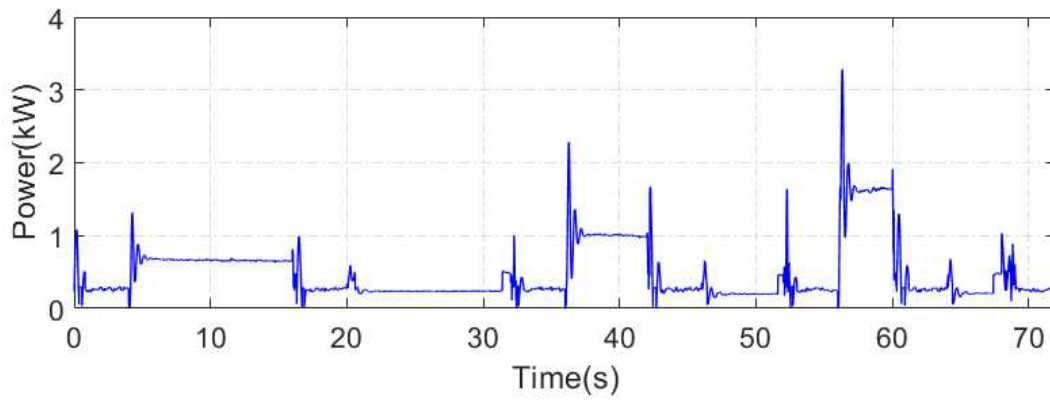
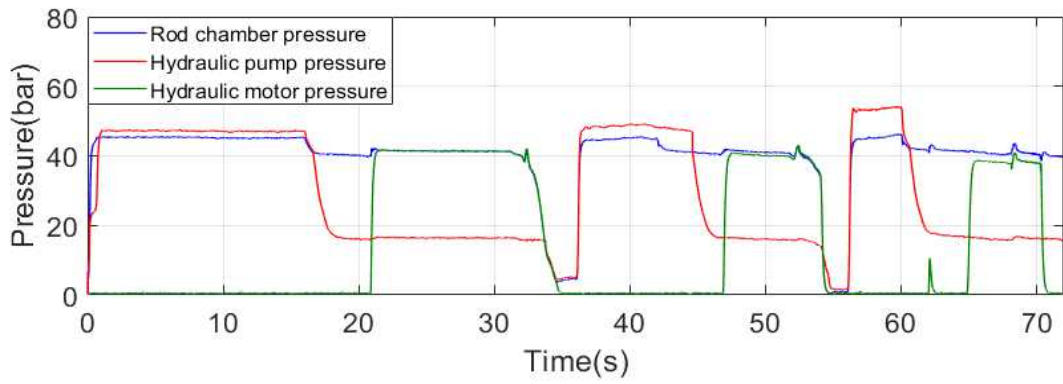
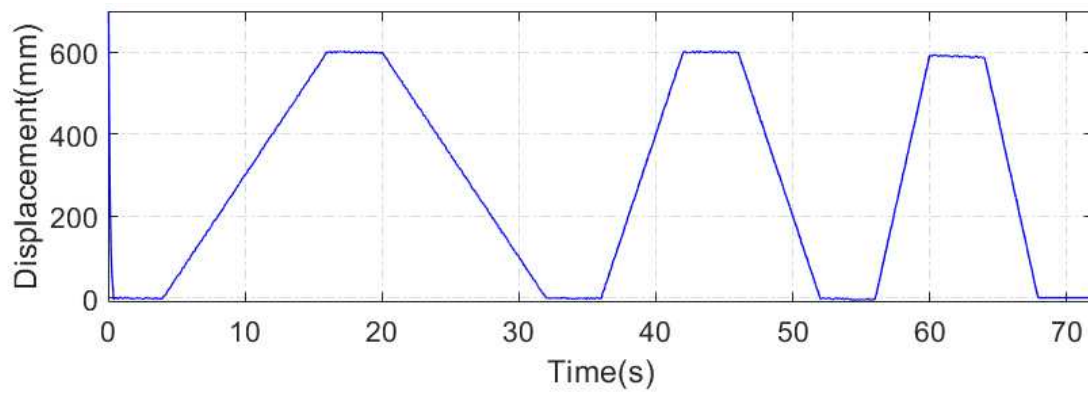
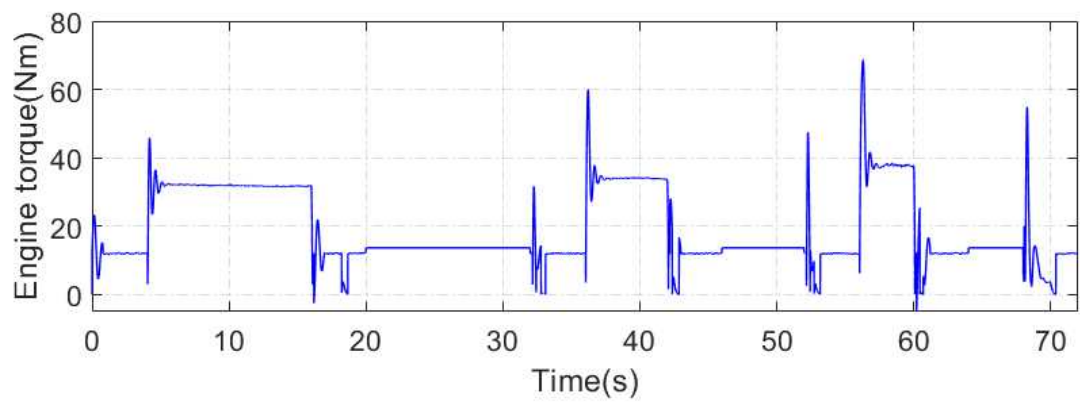
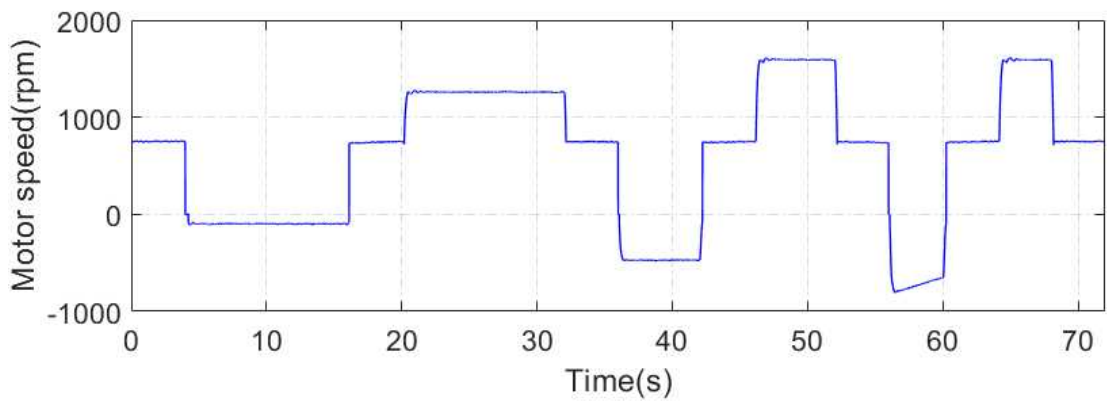
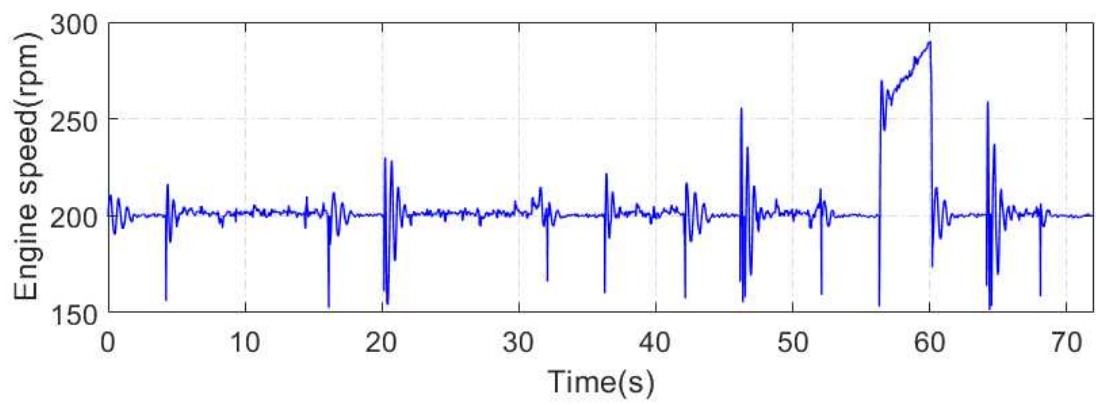
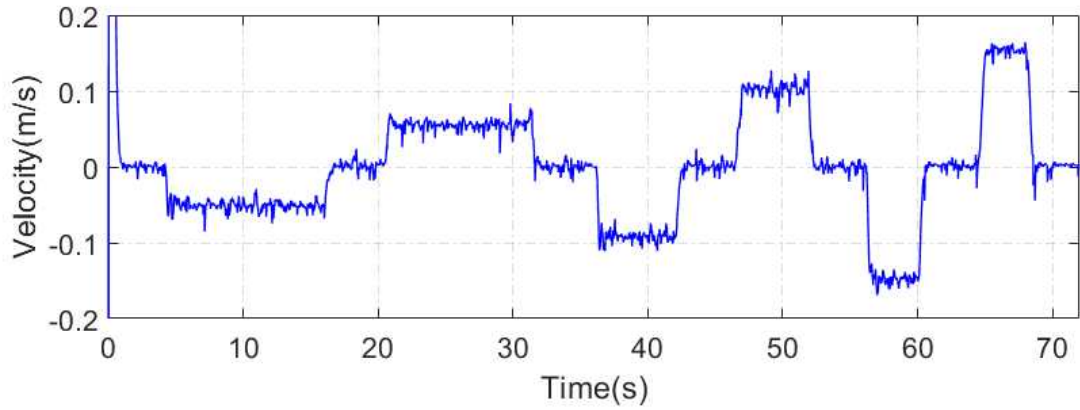


Fig. 41 Result of experiment at 200kg





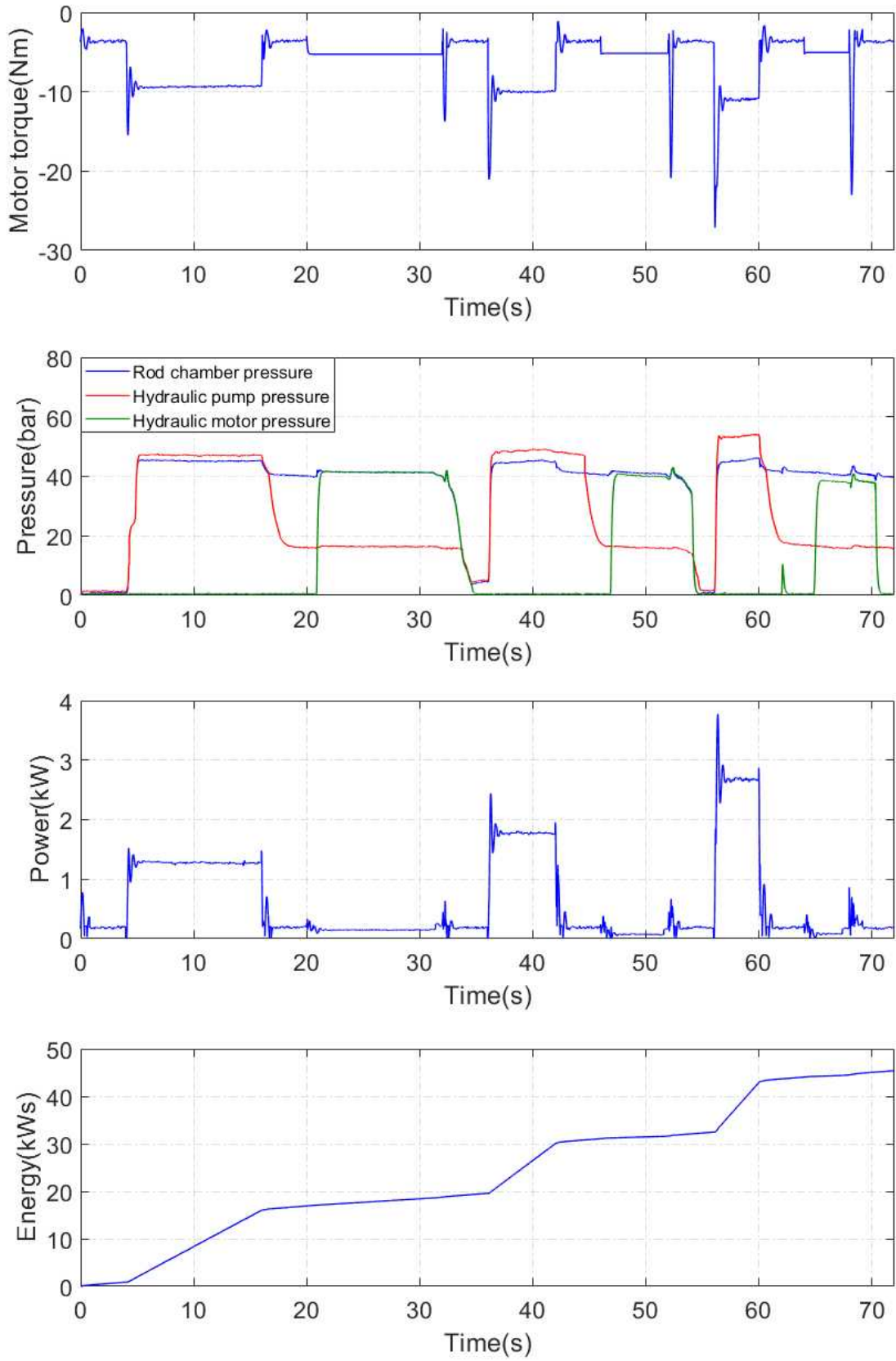


Fig. 42 Result of experiment at 600kg

6. 결론 및 향후 계획

본 연구에서는 유성기어를 이용한 동력 분배형 하이브리드 시스템과 병렬형 하이브리드 시스템을 합친 복합형 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 이용한 굴삭기 시스템을 제안하였으며 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 새로운 형태의 하이브리드 유압 파워트레인 시스템을 제안하는 한편 제안된 시스템의 구조적 특징을 이용하여 여러 가지 구동 모드들을 정립하였다.

(2) 시스템 가동에 있어 목표 속도나 부하조건, 에너지 충전량에 따라 구동 모드와 주 동력과 보조 동력간의 동력 분배를 결정하는 Fuzzy Logic을 정립하고 액추에이터들의 제어성을 확보 하기 위해 Fuzzy-PID controller를 설계 하였다.

(3) 제안된 시스템의 시뮬레이션 모델을 Amesim -Matlab/Simulink 코시뮬레이션을 이용하여 구축하였다. 여러 가지 시스템 요소들의 효율 맵, 설계된 제어 전략과 제어를 사용하여 시뮬레이션을 실행하였고 작업 부하와 작업속도에 따른 토크와 회전 속도를 도출, 도출된 데이터를 이용하여 시스템 사용되는 에너지와 회생되는 에너지를 계산하여 시스템에 사용되는 총 에너지를 구하였다.

(4) 여러 시스템 요소들의 비선형적인 효율 특성과 FLC를 고려하여 에너지 효율을 극대화 할 수 있도록 펌프 사판각과 FLC의 MF 그리고 Aggregation rule을 GA를 이용하여 최적화 하였다. 최적화된 변수에 의해 보조 모터 및 발전기의 회전속도가 조절되어 시스템 효율을 극대화시켰다. 시뮬레이션을 통해 제안된 시스템은 200kg 경우 10.1%, 600kg의 경우 18.3%만큼 소모 에너지가 감소한 것을 볼 수 있었다. 이후 실험을 통해 그 거동과 에너지 소모 경향이 유효한 것을 검증 할 수 있었다.

추후 연구에서는 제어 전략의 고도화와 다양한 조건에서의 실험을 통해 여러 환경에서도 에너지 소모를 최소화 할 수 있는 시스템 개발에 대한 연구가 진행될 예정이다.

참 고 문 헌

- [1] 정만태, “세계 건설기계산업의 최근 동향과 시사점”, 월간 KIET 산업경제, 2014.
- [2] 이종수. 수소건설기계 ① 건설기계에도 수소 바람…포럼 발족하고 산업 확장 ‘고고’. 월간수소경제. 2019
- [3] T. Lin, et al. “Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators”, Automation in Construction, Vol.19, No.8, pp.1016-1026, 2010.
- [4] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Optimization of energy regeneration of hybrid hydraulic excavator boom system”, Energy Conversion and Management, Vol.183, No.1, pp.26-34, 2019.
- [5] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Application of Hydraulic Transformer on Energy Saving for Boom System of Hybrid Hydraulic Excavator”, The 20th International Conference on Mechatronics Technology 2016, Dalian, pp.118-123, 2016,
- [6] Y. X. Yu, E. J. Jeong and K. K. Ahn, "Review of Energy Saving Technology of Hybrid Construction Machine", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.4, pp.91-100, 2018.
- [7] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Energy Regeneration and Reuse of Excavator Swing System with Hydraulic Accumulator”, International journal of precision engineering and manufacturing – green technology, 2019, <https://doi.org/10.1007/s40684-019-00157-7>.
- [8] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Improvement of Energy Regeneration for Hydraulic Excavator Swing System”, International journal of precision engineering and manufacturing green technology, Vol.7, No.2, pp.53-67, 2020.
- [9] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Study on the Energy Regeneration of Hybrid Hydraulic Excavator using Hydraulic Transformer”, 16th International Conference on Control, Automation and System S2016, Gyeongju, pp.16-19, 2016.
- [10] S. Y. Lee, “Development of Simulation Model for PEMFC Hybrid Excavator”, Journal of Drive and Control, Vol.16 No.3 pp.16-22 Sep. 2019
- [11] Y. X. Yu and K. K. Ahn, “Energy Saving of an Electric Forklift with Hydraulic Accumulator”. ICCAS 2019.
- [12] X. Hea, Y. Jiang, “Review of hybrid electric systems for construction machinery”, Automation in Construction, Vol.92, No.1, pp.286-296, 2018.
- [13] M. A. M. Zulkefli and Z. Sun, “Fast Numerical Powertrain Optimization Strategy for Connected Hybrid Electric Vehicles” IEEE Transactions on vehicular technology, Vol.68, No.9 2019
- [14] W. Li, B. Wu and B. Cao, “Control strategy of a novel energy recovery system for parallel hybrid hydraulic excavator”, Advances in Mechanical Engineering, Vol.7, No.10 pp.1-9 2015
- [15] D. Wang, W. Lin and Y. Zhang, “Fuzzy logic control for a parallel hybrid hydraulic excavator using genetic algorithm”, Automation in Construction, Vol.20, No.5, pp.581-877 2011
- [16] J. Yang, L. Quan, Y. Yang, “Excavator Energy-saving Efficiency Based on Diesel Engine Cylinder Deactivation Technology”, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol.20, No.25, pp.897-904 2012

부 록

I. 기호 설명

sign	Explanation	unit
GEN	Generator	-
ES	Energy Storage	-
IVT	Inverter	-
CVT	Converter	-
EM	Electric Motor	-
PG	Plantary gear	-
MCV	Main Control Valve	-
N_s	Gear ratio of sun gear	-
N_r	Gear ratio of ring gear	-
ω_r	Angular velocity of ring gear	rev/min
ω_c	Angular velocity of sun gear	rev/min
ω_s	Angular velocity of carrier	rev/min
T_r	Torque of ring gear	Nm
T_c	Torque of sun gear	Nm
T_s	Torque of carrier	Nm
$\eta_{m.p}$	Mechanical efficiency of pump	-
$\eta_{v.p}$	Volumetric efficiency of pump	-
$\eta_{o.p}$	Over-all efficiency of pump	-
P_p	Pressure of pump	bar
D_p	displacement of pump	cc
T_p	Torque of pump	Nm
Q_p	Flow rate of pump	L/min
ω_p	Angular velocity of pump	rev/min
$\eta_{m.m}$	Mechanical efficiency of hydraulic motor	-
$\eta_{v.m}$	Volumetric efficiency of hydraulic motor	-
$\eta_{o.m}$	Over-all efficiency of hydraulic motor	-
P_m	Pressure of hydraulic motor	bar
D_m	displacement of hydraulic motor	cc
T_m	Torque of hydraulic motor	Nm
Q_m	Flow rate of hydraulic motor	rev/min
ω_m	Angular velocity of motor	rev/min
α	Converted joystick signal	m/s
SoC	State of charge	%
FLC	Fuzzy logic control	-
$\omega_{mo.FLC}$	Angular velocity of assistant motor dicided by FLC	rev/min
λ_1	Control signal for carrier clutch	-

λ_2	Control signal for sun gear clutch	-
λ_3	Control signal for ring gear clutch	-
ψ_1	Control signal for double clutch 1	-
ψ_2	Control signal for double clutch 2	-
β_1	Area of main control valve orifice	m^2
β_2	Area of hydraulic motor valve orifice	m^2
β_3	Area of Flow rate control valve orifice	m^2
v_t	Targeted velocity of cylinder	m/s
ω'_r	Reference velocity of ring gear	rev/min
$\omega_{r.u}$	Ring gear velocity at cylinder up	rev/min
ω_{en}	Angular velocity of engine motor	rev/min
ω_{mo}	Angular velocity of assistant motor	rev/min
ω_{idle}	Idle velocity of engine motor	rev/min
$\omega_{en.ad}$	additional angular velocity of engine motor	rev/min
$\omega_{r.d}$	Ring gear velocity at cylinder down	rev/min
ω'_s	Reference velocity of sun gear	rev/min
$\omega_{mo.lmt}$	limitation velocity of sun gear	rev/min
$\omega_{r.lmt}$	limitation velocity of Ring	rev/min
Q_{β_3}	Flow rate through flow rate control valve	rev/min
C	viscosity	cP
ρ	density	kg/m^3
MF	Membership function	-
GA	Genetic algorithm	-
β_r	Reference value of orifice area	m^2
$\omega_{en.r}$	Reference value of engine motor velocity	rev/min
$\omega_{mo.r}$	Reference value of assistant motor velocity	rev/min
$D_{p.r}$	Reference value of pump displacement	cc/rev
T_{gn}	Torque of generator	Nm
T_{mo}	Torque of assistant motor	Nm
T_{en}	Torque of engine motor	Nm
η_{en}	Efficiency of engine	-
η_{cvt}	Efficiency of converter	-
η_{inv}	Efficiency of inverter	-
η_{gn}	Efficiency of generator	-
η_{bat}	Efficiency of battery	-
E_{en}	Used energy at engine	kWs
E_{mo}	Used energy at assistant motor	kWs
E_{gn}	Generated energy at generator	kWs
E_{sys}	Used energy at whole system	kWs
u	Control signal	-

II. 실험 장치 제원

Clutch		Speed sensor	
Maker	MIKI PULLEY	Maker	Setech
Model	125-16-12G	Model	MS-2000
Voltage	24(V)	Maximum speed	20000(rpm)
Maximum speed	3000(rpm)	Voltage	12(V)
Rotating part inertia	1.35×10^{-2} (J)	Pressure sensor	
friction torque	80(Nm)	Maker	Gefran
Double clutch		Model	ks-n-e-e-b25d-m-v
Maker	MIKI PULLEY	Maximum pressure	1000(bar)
Model	121-16-10G	Voltage	10(V)
Voltage	24(V)	Flow sensor	
Maximum speed	3000(rpm)	Maker	Kracht
Rotating part inertia	9.05×10^{-3} (J)	Model	FDA7000
friction torque	160(Nm)	Maximum flowrate	80(L/min)
Flow control valve		Voltage	12(V)
Maker	rexroth	Displacement sensor	
Model	4WRA(E)B6	Maker	Setech
Maximum pressure	350(bar)	Model	ps-pm-1000
Maximum flowrate	30(L/min)	Stroke	1000(mm)
Current	1.24(A)	Accuracy	$\pm 0.25\%$
Torque sensor			
Maker	Setech		
Model	TMA-10KM		
Maximum torque	98.07(Nm)		
Voltage	10(V)		

III. 최적화 변수

	D	P	SoC MF	$-\omega_{mo}$ MF	$+\omega_{mo}$ MF	MF rule
1	8159659	-0.95906	-0.28853	0.407811	-9.68475	0(min)
2	7784635	0	0	-22	786	0
3	-9938926	0	0	-371	793	0
4	-7994444	30	40	-500	791	0
5	8746751	30	22	-400		2(max)
6	9957556	60	40	-850		0
7	9424094	60	40	-850		0
8	7830888	65	51	-900		0
9		55	50	-900		2
10		63	93	-1600		
11		60	45	-1299		
12		80.0332	100.5764	-1600.99		

Excavator system proposal and research on efficiency improvement using combined Hybrid hydraulic power train system

Yong-Soo Park

Department of Construction Machinery Engineering
Graduate School, University of Ulsan

Abstract

With the recent emergence of fossil fuel depletion and environmental pollution issues internationally, the construction and industrial heavy equipment sectors are required to develop technologies to reduce emissions and energy consumption. In the next year, the US is expected to enter into force “Tier V” and “Stage V,” including emission regulations, fuel economy and CO₂ regulations, and Europe and Singapore are banning the use of engine-powered construction equipment indoors. It also announced that it will ban the entry of engine-powered construction equipment from major cities from 2025. Currently, research on energy saving of construction equipment is actively being conducted to solve such environmental pollution and fuel economy problems, and hybrid systems including energy recovery are one of the most popular energy solutions.

For such an hybrid system, this study proposes an excavator system using a hybrid hydraulic powertrain system that combines a power distribution hybrid system using planetary gears and a parallel hybrid system, while establishing a system control strategy using fuzzy logic. And, by optimizing membership functions and various control variables in fuzzy logic using genetic algorithms, maximizing efficiency, constructing a simulation model using Amesim - Matlab/Simulink co-simulation, verifying this, and experimenting based on optimized parameters and controllers. And check the matching of behavior and trend .