

극한 환경에서의 비대면 작업을 위한 소비자 친화형 포크리프트 구조의 5축 매니플레이터의 유압제어 시스템 설계 및 성능분석에 대한 연구

A Study on Performance Analysis and Hydraulic Control System Design of Forklift Structure Manipulator with 5 Joints for Untact Working in Limited Environment

김희진^{1*}, 김성일¹, 한성현², 윤경화³

Hee jin Kim^{1*}, Sung il Kim¹, Sung hyun Han², Kyeong hwa Yoon³

〈Abstract〉

This study proposed the performance analysis and hydraulic control system design of forklift structure manipulator with 5 joints for untact working in lilited environment. The performance analysis of the control system analyzed the control response to load and pressure fluctuations. The reliability of proposed control system was verified by simulation test under the various condition.

Keywords : Hydraulic Control System, Forklift Structure Manipulator

1* 정회원, 교신저자, 경남대학교 대학원
E-mail: jizhen79@nate.com

2 정회원, 경남대학교 기계공학부 교수

3 (☎) 전화, 대표

1* Dept.of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyungnam Univ, Changwon Korea

2 Dept.of Mechanical Engineering, Kyungnam Univ Changwon Korea

3 KUNHWA Co.,Ltd

1. 서론

지금까지 국내에서 생산되고 있는 건설기계 용도의 굴삭기의 대부분은 5톤 이상급의 중대형 굴삭기가 주종을 이루어 왔지만, 시대적 변화에 따라 건설기계의 소형화에 대한 수요는 점차 증가하는 추세이다. 건설기계의 최대 생산국이며 건설기계의 최대 수요국가인 유럽, 미국, 일본에서도 소형 굴삭기에 대한 수요는 점차 증가하고 있다. 특히 중국 굴착기협회가 통계한 자료에 따르면 2007년 1~10월 6톤이하 소형 굴착기의 판매량은 10,480대이고 15톤 이하 굴착기의 판매량은 이미 20,800대를 초과한 것으로 나타났다[1].

소형 굴삭기는 일반적으로 후방장애물의 구애를 받지않고 자체 트랙 반경내에서 스윙모션을 이루며, 선회 상부회전체도 손상이 없는 작업 특성으로 도심의 공사나 협소한 장소에서 우수한 작업효율(Hoffmann, Dieter, 1985)을 나타낸다. 그러나 굴삭기의 작업성능 및 효율은 유압 시스템의 회로 구성 형식 및 내부 유압 부품의 구조와 운전자의 숙련도에 전적으로 의존하기 때문에 그 차이가 매우 크다. 작업 성능과 효율을 높이는 것은 궁극적으로 작업자의 환경개선, 고정도, 고효율, 비용절감 등을 가능하게 한다. 따라서 소형 굴삭기의 유압 시스템을 에너지 저감 및 조작의 용이성, 넓은 제어 범위, 저진동 등의 관점에서 연구하고, 제어의 지배적인 인자들의 변화에 대한 시스템 민감도를 분석할 필요가 있다.

소형 굴삭기는 협소한 도심 건설 현장에서 많이 사용되고 있음에도, 중대형 굴삭기용 유압 시스템에 비해 그 기술적 연구는 많이 진행되어 있지 않다. 선진 각 국의 많은 건설 기계 제작사와 국내 주요 건설기계 제작사들은 블리드 오프 센터 밸브형 유압 제어 시스템을 주로 채택하여 왔고, 근래에도 많은 건설기계 제작사에서 사용하

고 있다. 그러나 제작사의 기술적 내용들은 보안상의 관계로 대부분 알려지지 않고 있다. 따라서 현재의 블리드 오프 센터형은 작업 조건의 변화와 부하 압력의 형태 변화에 따른 유압 시스템의 응답 특성에 대한 해석과 제어 연계성에 대한 검토가 필요하다.

건설 기계 유압 제어 시스템의 기초 연구를 살펴보면, 굴삭기의 성능에 대한 연구로 에너지의 효율을 높이기 위하여 유압펌프의 토출압력 또는 유압액추에이터의 작동압력을 감지하여 유압펌프를 제어하는 부하감지시스템(load sensing system)에 대한 연구(김성동, 1994)를 수행하였다. 액추에이터에 대해서는 슬립-스틱(slip-stick)의 현상과 마찰에 관한 연구(D. A. Haessig, 1991)를 수행하였다. 중력과 마찰이 굴삭기 최대 성능 제어에 미치는 영향에 대한 평가(Tafazoli, S, 1996)가 연구되었으며, 폐회로 다변수 시스템의 안정성 예측을 위한 임피던스 제어에 대한 연구(Salcudean, S.E., 1997)가 수행되었다[2].

2. 본론

2.1 시스템의 구조

본 연구에서는 건설 기계의 블리드 오프 센터 밸브형 유압 제어 시스템(bleed-off center valve type hydraulic system)에 대하여 성능을 해석하였다. 현장에서 실제 사용되는 5톤급 소형 굴삭기를 대상으로 블리드 오프 센터 밸브형 유압 제어 시스템을 모델로 선정하여 기본 성능 해석을 하였다. 기존 연구에서는 블리드 오프 센터 밸브형 건설 기계 유압 시스템에 대하여 일 자유도 시스템 또는 시스템의 일반적 특성 해석의 수준에서 모델링함으로써, 복잡한 개구선도 및 밸브, 편로드 실린

터 등에서 비롯한 비선형성은 제어 기능의 숙련도로 극복하였다. 이들 모델에서는 시스템 응답 특성 및 제어 성능, 동력 효율 등을 구체적으로 제시하지 못하고 있다. 연구 내용의 세부 사항은 다음과 같다[3].

- 건설 기계 유압 시스템에 관한 연구 조사 : 소형 굴삭기의 새로운 유압 제어 시스템 설계를 효과적으로 제안하기 위해, 건설 기계의 성능 개선을 위한 연구를 조사하고 장단점, 개선 사항 등을 분석.
- 블리드 오프 센터 밸브형 유압 제어 시스템에 대한 연구 : 구성 부품들의 내부 구조를 고려한 기본 성능을 해석하고, 에너지 저감(energy saving) 및 조작의 용이성(easy operation), 넓은 제어 범위(wide control range), 저진동(low vibration) 등의 관점에서 시스템 성능에 영향을 미치는 지배적인 인자들의 추출.
- 부하 크기의 변화, 개구 면적 변화, 부하 압력의 변화가 제어 성능에 미치는 영향에 대한 연구 : 지배적인 인자들의 변화에 대한 시스템 민감도를 평가하여 건설 장비의 효율성 (efficiency) 및 인락성(comfortability)을 분석.

압력은 펌프로부터 토출된 유압유가 부하가 걸리어 있는 액추에이터와의 사이에서 압축되어 있는 상태를 의미한다. 유량의 발생은 탱크 내의 유체를 펌프가 흡입과 토출 작용을 함으로 발생한다. 펌프의 토출 유량을 많게 하려면 펌프의 용적을 크게 하거나, 펌프의 회전속도를 빠르게 한다.

2.2 유압시스템의 구성 요소

유압 시스템의 기본 구성은 유압 펌프, 유압 액추에이터, 유압 밸브, 유압 탱크 및 그 부속품으로 구성된다. 먼저 유압 액추에이터는 압유를 일로 변환하는 작용을 하는 것이다. 그리고 유압 밸브는

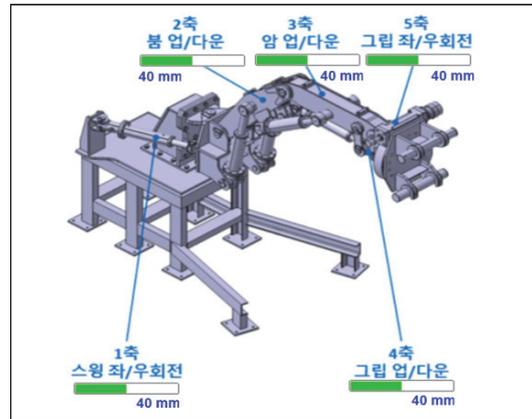


Fig. 1 Total system structure

액추에이터의 출력, 방향, 속도를 제어하기 위해, 압유의 압력, 방향, 유량을 제어하는 것이다.

2.1.1 유압 펌프

펌프에는 고정 용량형 펌프와 가변 용량형 펌프가 있다. 고정 용량형은 밀폐된 유실의 용량 변화에 의해 기름을 흡입, 토출하며 흡입과 토출 쪽은 격리되어 있어서 부하가 변동하여 펌프의 토출 압력이 변화하여도 펌프의 토출량은 일정하다. 고정 용량형에는 피스톤 펌프, 기어 펌프, 베인 펌프가 있다. 1회전당의 토출량을 변동할 수 있는 가변 용량형에는 피스톤 펌프, 베인 펌프가 있다.

유압펌프의 종류와 특징은 다음과 같다[3].

- 피스톤 펌프(Piston Pump, Plunger Pump) : 액셜형 피스톤 펌프, 레이 디얼형 피스톤 펌프, 리시프트형 피스톤 펌프가 있으며, 펌프 효율은 가장 낮으나 고압에 적합하고, 각종 토출량 제어장치가 있어서 목적 및 용도에 따라 가변 용량형으로 적합하다. 액셜형 피스톤 펌프는 축 방향으로 배치되어 있는 몇 개의 피스톤 왕복 운동으로 기름을 송출한다. 레이 디얼형 피스톤 펌프는 반지를 방향으로 배치되어 있는 피스톤의 왕복 운동으로 펌프 작용을 한다.

- 기어 펌프(Gear Pump) : 외접 기어 펌프, 내접 기어 펌프가 있으며, 구조가 간단하여 다루기 쉽고 가격이 저렴하나, 펌프의 효율은 피스톤 펌프에 비하여 떨어지며, 가변 용량형으로 만들기가 곤란하다.
- 베인 펌프(Vane Pump) : 1단, 2단 베인 펌프, 각형 베인 펌프, 가변 베인 펌프, 복합 베인 펌프가 있으며, 소음과 맥동이 작고, 수명이 길어 장시간 안정된 성능을 발휘할 수 있다. 또한 작게 만들 수 있으며, 유지 및 보수가 용이하다.

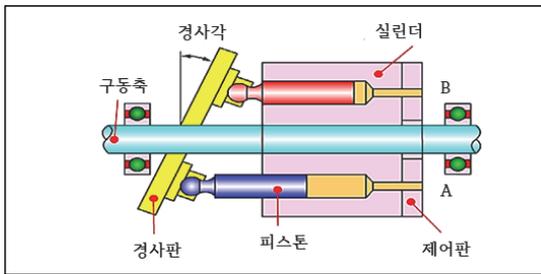


Fig. 2 Axial piston pump

2.1.2 유압 제어 밸브

유압 제어 밸브에는 크게 압력 제어 밸브(Pressure control valve), 유량 제어 밸브(Flow control valve), 방향 제어 밸브(Directional control valve)로 나누어 진다. 압력제어 밸브는 유압 회로내의 압력을 일정하게 유지하거나 감압하는 기능을 하는 밸브로 그 종류와 용도는 다음과 같다.

- 릴리프 밸브(Relief valve) : 릴리프 밸브는 회로 압력이 설정 압력 이상이 되면 주회로의 유체를 탱크로 귀환시킨다. 용도는 유압 회로의 최고 압력을 제한하여 일정 압력을 유지하여 유압 장치의 안전용 및 출력 조정 기능에 사용한다.
- 감압 밸브(Pressure reducing valve) : 회로

내 압력의 일부를 릴리프 밸브 설정압 이하로 감압하고 싶을 때 사용한다.

- 무부하 밸브(Unloading valve) : 회로 압력이 설정 압력에 이르렀을 때 이 압력을 유지하며, 펌프의 토출 유량을 탱크로 귀환시켜 펌프를 무부하 운전시킨다.
- 카운터 밸런스 밸브(Counter balance valve) : 유압회로의 한 방향 흐름에 대해서는 설정된 배압을 생기게 하고 다른 방향의 흐름은 자유롭게 하는 기능을 한다.

릴리프 밸브는 밸브의 입구 측의 압력을 감지하여 이 압력이 설정압력 이상으로 되면 밸브가 열려 펌프에서 나온 압유를 탱크로 보냄으로써, 회로내의 압력이 설정압력 이상으로 상승하는 것을 방지하는 밸브이다. 입구 측의 압력이 설정압력보다 낮아지면 밸브가 닫힌다. 이 밸브가 액추에이터의 출력을 제어하기 위하여 사용될 때는 릴리프 밸브라고 하고, 유압기기의 파손방지를 위하여 비상시 이외는 열리지 않는 기능을 할 때는 안전밸브라고 하여 밸브 이름을 경우에 따라 다르게 표현하기도 한다.

액추에이터에 유입되는 유량이 많을수록 액추에이터의 구동속도가 빠르게 되며, 유량 제어 밸브를 사용하여 무단으로 변속이 가능하다. 유량 제어 밸브내의 통과유량을 무단계로 제어하여 액추에이터의 속도 조절, 각종 밸브의 개폐 속도 변경, 가변 용량 펌프와 모터의 용적 변경 또는 속도 조절 등에 사용된다. 종류로서는 교축 밸브와 압력 보상기구가 부착된 유량 조절 밸브가 있다.

- 스톱 밸브 : 유량 제어 밸브의 기본으로 스톱 밸브의 형상에는 니들형, 스펴형, 디스크형이 있다.
- 압력보상형 유량 제어 밸브 : 압력의 변화가 있더라도 제어유량의 변화가 없도록 고안된 밸브이다.

방향제어 밸브는 작동유의 흐름 방향을 조절하여 액추에이터의 운동방향을 제어하는 기능으로 종류는 다음과 같다.

- 2-way 방향 제어 밸브(2-way DCVs) :
Way는 밸브에 있는 연결구인 포트의 개수를 의미한다.
- 3-way 방향 제어 밸브(3-way DCVs) :
P(pump), A(actuator), T(tank) 의 3개 포트가 있는 밸브이다.
- 4-way 방향 제어 밸브(4-way DCVs) :
P(pump), A(actuator), B(actuator), T(tank) 의 4개 포트를 갖는 밸브이다.

2.1.3 유압 액추에이터

유압 펌프에 의하여 공급된 압력에너지를 기계적인 일로 변환시키는 장치를 유압 액추에이터라 한다. 유압 액추에이터는 운동 형식에 따라 직선 왕복 운동을 하는 유압 실린더, 연속 회전 운동을 하는 유압 모터 및 요동형 액추에이터로 분류된다. 실린더는 작동 방법에 따라 단동형, 복동형, 차동형으로 분류된다. 단동 실린더는 연결 포트가 하나로 한 방향으로만 작용하는 실린더로서 복귀 행정은 자체 중량, 스프링 또는 외부 작용에 의해 이루어진다. 복동 실린더는 편로드식, 양로드식, 차동식이 있다. 편로드식 실린더의 경우 전진 및 후진시 속도와 힘이 서로 다르나, 양로드식의 경우는 전진 및 후진 시 동일한 속도 및 힘을 얻을 수 있다. 차동 실린더는 동일 용량의 펌프를 사용하여 이송 속도를 크게 하고자 할 때 빠른 속도를 낼 수 있으나 출력은 작아진다.

유압 모터는 펌프와 같이 베인 모터, 기어 모터, 플린저 모터 등으로 분류된다. 베인 모터는 스프링을 이용해서 베인을 캠링에 밀착되도록 하여 용적의 팽창 및 압축에 의해 회전하도록 한다. 기어 모터는 모터에 압유가 유입되면 상하 기어의 접촉면에 걸리는 힘의 차이로 인하여 회전력이 발

생된다. 액설(axial)형 플린저 모터는 플린저가 축과 같은 방향으로 배열된 타입으로 사핀의 각도를 조절하여 플린저의 추력을 조정함으로써 모터 회 전력이 조절된다. 레이디얼(radial)형 플린저 모터는 플린저가 축과 방사상으로 배치되어 있어서 압출 용적을 크게 하기 쉬운 구조로 되어 있다. 구조 형식으로 크랭크(crank)식과 캠 플레이트(cam plate)식이 대표적이다.

2.1.4 유압 제어시스템

건설 기계에서 가장 많이 사용되는 굴삭기는 작업 장치, 상부 회전체, 하부 주행체 등의 주요 구조로 구성되어 있다. 작업 장치는 붐(boom), 암(arm), 버킷(bucket) 등으로 구성되며 3~4개의 유압 실린더에 의해 작동된다[4].

굴삭기의 유압 장치는 작업 장치 및 무한 궤도 형식의 주행 장치를 작동시키기 위하여 설치된 것으로, 유압유 탱크, 유압 펌프, 제어용 유압 밸브, 유압 액추에이터, 기타 부속기기 등으로 구성되어 있다. 여기서 유압 액추에이터에는 스윙 모터와 주행 모터 그리고 유압 실린더를 포함하며 건설 기계의 종류에 따라 몇 개의 유압 실린더와 유압 모터가 추가되기도 한다. 유압 밸브에는 압력 제어 밸브, 유량 제어 밸브, 방향 제어 밸브 등을, 유압 펌프에는 고정용량구조 펌프와 가변용량구조 펌프 등이 있다.

그리고 기타 부속기기에는 유압 탱크와 축압기, 필터, 쿨러, 전자 또는 유압 조이스틱 등으로 구성된다. 또한 유압 요소들을 연결시키는 유압 관로와 제어기 등의 전기적 신호를 전달하는 신호 라인(signal line) 등으로 구성된다. 이들 요소들을 Fig. 3에 나타내었다.

엔진 또는 전기모터와 같은 원동기로부터 기계적 동력을 공급받은 유압펌프는 기계동력(mechanical power)을 유압동력(hydraulic power)으로 변환하여 유압 액추에이터(hydraulic actuator)를 제어하

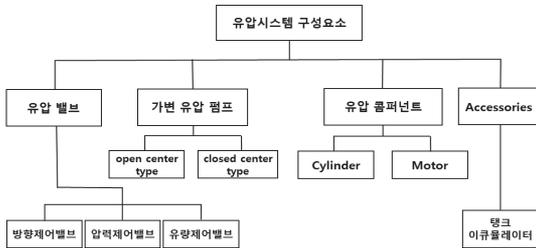


Fig. 3 Hydraulic system diagram for construction machinery

는 유압 시스템에 유압동력을 공급한다. 유압 펌프는 형상에 따라 베인, 기어, 그리고 피스톤 등의 형식이 있으며 용도에 따라 고정용량구조(fixed displacement mechanism) 또는 가변용량 구조(variable displacement mechanism)를 채택하고 있다. 가변용량구조를 갖는 유압 펌프는 액추에이터의 작업조건에 부합하는 유압동력을 유압시스템에 공급함으로써 원동기의 에너지를 절감함과 아울러 유압시스템의 열 발생을 줄이는 장점을 가지고 있다. 이러한 유압펌프는 레귤레이터(regulator)에 의하여 제어되며 레귤레이터의 제어기능에 따라 유량, 압력, 그리고 동력 등 한 개 또는 두 개 이상의 제어기능을 갖는다. 본 논문에서는 작업 부하를 피드백 받아 유량 제어가 되는 가변용량구조의 유압 펌프를 사용하는 굴삭기를 모델로 선정하였다. 방향 제어 밸브는 전자 또는 유압 조이스틱의 제어량에 따라 스플이 좌우로 이동하여 유압 실린더 및 유압 모터의 작동 방향 및 속도를 제어하고, 방향 제어 밸브 내부에 부하를 감지하는 밸브가 내장되어 있어 작업 부하를 감지하여 유압 펌프로 피드백 시켜준다. 작업 부하를 감지하는 방법으로는 유압 액추에이터 입구 압력을 감지하여 펌프로 피드백시키는 직접 부하 감응 방식과 작업 부하를 스플 이동 변위량에 따라 압력을 간접적으로 감지하여 펌프로 피드백시키는 간접 부하 방식을 채택한다. 근래 들어 작업 조건이 열악한 화산 지대와 같은 장소에서는 유압 시스템은 전자 조이스틱을

사용하여 원격 제어 방법으로 건설 작업을 수행하는 경향을 나타내기도 한다.

3. 시스템의 수학적 모델링

붐과 버킷을 사용하는 블리드 오프 센터형 유압 시스템을 구성하는 부품에는 부하 감응 유압 펌프, 방향 제어 밸브 2개, 릴리프 밸브, 붐 실린더와 스윙 모터 등이 있다. 이와 같은 구성 부품들에 따른 실린더와 모터 양단의 압력과 유량, 밸브의 동작 등 유압 시스템 내부에서의 변화를 분석하여, 방향 제어 밸브를 설계하기 위해 각 부품들에 대한 수학적 모델링을 적용하기로 한다. Fig. 4는 붐과 스윙을 이용한 블리드 오프 센터형 유압 시스템을 나타낸 것이다[5].

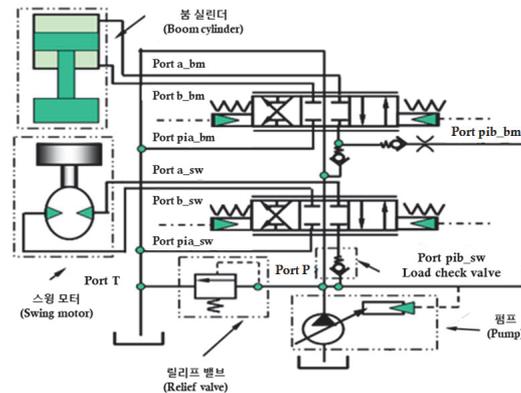


Fig. 4 Modeling of bleed-off center valve type hydraulic control system

3.1 유압 액추에이터

3.1.1 유압 모터

유압 모터의 각 포트에서 발생하는 압력을 연속방정식으로 표현하면 식(15) 및 식(16)과 같다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -\frac{\beta}{V_m} [Q_{ca} - Q_{at} - H_m \dot{\theta}_m - E_{im}(P_a - P_b)] \quad (15)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = -\frac{\beta}{V_m} [Q_{cb} - Q_{bt} + H_m \dot{\theta}_m - E_{em}P_b + E_{im}(P_a - P_b)] \quad (16)$$

여기서,

- P_a : 모터 a 포트의 압력 [N/m²]
- P_b : 모터 b 포트의 압력 [N/m²]
- $\dot{\theta}_m$: 모터의 각속도 [rad/sec]
- V_m : 모터 포트 a 와 포트 b 의 컨트롤 볼륨 [m³]
- H_m : 모터의 배제 용적 [m³]
- E_{am} : 모터의 외부 누유 계수 [m⁵/sec/N]
- E_{im} : 모터의 내부 누유 계수 [m⁵/sec/N]

이다.

또한 모터에 대한 운동방정식은 식(17)과 같다.

$$H_m(P_a - P_b) = J_t \ddot{\theta}_m + D_m \dot{\theta}_m + K_m \theta_m + T_L \quad (17)$$

여기서,

- J_t : 유압모터와 부하의 관성 부하 [Nmsec²]
- H_m : 유압모터의 점성 감쇄 계수 [Nm sec/rad]
- K_m : 모터에 작용하는 부하의 회전 스프링 계수 [N/m]
- T_L : 모터에 작용하는 부하 토크 [Nm]

이다.

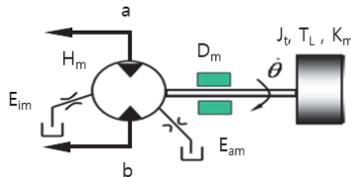


Fig. 5 Modeling of hydraulic motor

3.1.2 유압 실린더의 모델링

편로드 유압 실린더의 피스톤이 a 포트에서 b

포트로 이동한 변위를 x_c 라 할 때, 각 포트에서 연속방정식은 식(19)와 식(20)과 같다. 식(19)는 실린더 내부의 체적 증가에 의한 압력의 감소를 식(20)은 실린더 내부의 체적 감소에 의한 압력의 증가를 각각 의미한다. 편로드 유압 실린더에 의한 출력은 실린더의 피스톤과 부하 질량의 가속과 점성감쇄에 손실 그리고 피스톤에 의한 외부 작용력의 합과 같다[6].

$$\frac{dP_a}{dt} = -\frac{\beta}{V_a + A_a x_c} [Q_{ca} - Q_{at} - A_a \dot{x}_c - E_{ic}(P_a - P_b)] \quad (19)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = -\frac{\beta}{V_b - A_b x_c} [Q_{cb} - Q_{bt} - A_b \dot{x}_c - E_{ec}P_b + E_{ic}(P_a - P_b)] \quad (20)$$

$$A_a P_a - A_b P_b = M_c \ddot{x}_c + D_c \dot{x}_c + F_L \quad (21)$$

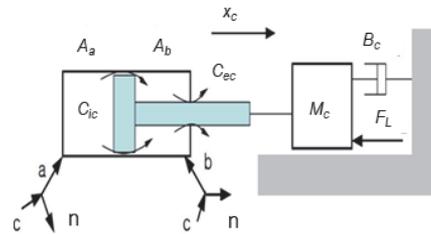


Fig. 6 Modeling of directional control valve

여기서,

- P_a : 실린더 a 포트의 압력 [N/m²]
- P_b : 실린더 b 포트의 압력 [N/m²]
- A_a : 실린더 a 포트의 피스톤 수압면적 [m²]
- A_b : 실린더 b 포트의 피스톤 수압면적 [m²]
- V_a : 실린더 a 포트의 초기 컨트롤 볼륨 [m³]
- V_b : 실린더 b 포트의 초기 컨트롤 볼륨 [m³]
- E_{am} : 실린더의 외부 누유 계수 [m⁵/sec/N]
- E_{im} : 실린더의 내부 누유 계수 [m⁵/sec/N]

- x_c : 실린더의 이동 변위 [m]
- M_c : 유압 실린더의 피스톤과 부하의 질량 [kg]
- D_c : 유압 실린더의 피스톤과 부하의 점성 감쇄 계수 [Nmsec/rad]
- F_L : 유압 실린더의 피스톤에 작용하는 외력 [N]
- β : 체적 탄성 계수 [Pa]

이다.

$$\frac{dP_{pi_rv}}{dt} = -\frac{\beta}{V_{pi_rv}}(Q_{o_rv} - Q_{pp_rv} - A_{pi_rv}\dot{x}_{mp_rv}) \quad (26)$$

$$\begin{aligned} &M_{mp_rv}\ddot{x}_{mp_rv} + D_{mp_rv}\dot{x}_{mp_rv} \\ &+ K_{ms_rv}(x_{mp_rv} - x_{mpo_rv}) \end{aligned} \quad (27)$$

$$= A_{mpp_rv}P_{p_rv} - A_{pi_rv}P_{pi_rv}$$

$$\begin{aligned} &M_{pp_rv}\ddot{x}_{pp_rv} + \overline{D}_{pp_rv}\dot{x}_{pp_rv} + K_{pps_rv}(x_{pp_rv} - x_{ppo_rv}) \\ &= A_{pp_rv}P_{pi_rv} \end{aligned} \quad (28)$$

여기서,

- P_a : 실린더 a 포트의 압력 [N/m²]
- P_b : 실린더 b 포트의 압력 [N/m²]
- A_a : 실린더 a 포트의 피스톤 수압면적 [m²]
- A_b : 실린더 b 포트의 피스톤 수압면적 [m²]
- V_a : 실린더 a 포트의 초기 컨트롤 볼륨 [m³]
- V_b : 실린더 b 포트의 초기 컨트롤 볼륨 [m³]
- E_{em} : 실린더의 외부 누유 계수 [m⁵/sec/N]
- E_{im} : 실린더의 내부 누유 계수 [m⁵/sec/N]
- x_c : 실린더의 이동 변위 [m]

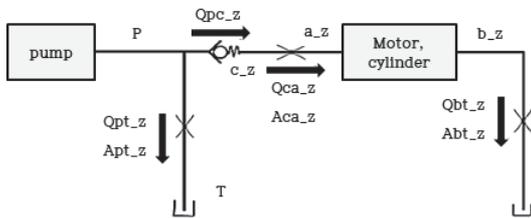


Fig. 7 Modeling of directional control valve

- M_c : 유압 실린더의 피스톤과 부하의 질량 [kg]
- D_c : 유압 실린더의 피스톤과 부하의 점성 감쇄 계수 [Nmsec/rad]
- F_L : 유압 실린더의 피스톤에 작용하는 외력 [N]
- β : 체적 탄성 계수 [Pa]

이다.

3.2 방향 제어 밸브

방향 제어 밸브의 스펴은 파일럿 압력에 의해 변위되고, 스펴의 변위에 따라 외부 또는 내부의 각 포트에 연결되는 개구 면적들은 변화하게 된다.

각 포트를 구성하는 개구 면적은 스펴 랜드형 및 엔드밀형, 드릴형, 브이펀치형 등으로 구성되어 있다. 블리드 오프 센터형 방향 제어 밸브는 중립위치에서 펌프 포트는 열려 있고, 각 스펴의 펌프 공급 라인에 직렬과 병렬로 연결되어 있는 구조이다[7].

블리드 오프 센터형 방향 제어 시스템의 정상 상태에서 유량은 각 포트를 통과할 때 발생하는 압력변화를 이용한 식으로 식(1)과 같고, 개구 면적은 각 포트 사이의 노치 개수와 개구 면적을 사용한 식(2)과 같다. 그리고 각 포트에 흐르는 유량 방정식은 식(3)과 식(4)와 같이 표시된다.

$$Q_{ij} = C_d A_{ij_z}(x) \text{sign} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{i_z} - P_{j_z}|} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} A_{ij_z}(x) = &A_{land_z}(x) + \alpha_{ij_z} A_{endmil_z}(x) \\ &+ \beta_{ij_z} A_{drill_z}(x) + \gamma_{ij_z} A_{Vpunch_z}(x) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{\beta}{V_p}(Q_p - Q_{pt_z} - Q_{pc_z}) \quad (3)$$

$$\frac{dP_{c_z}}{dt} = \frac{\beta}{V_c}(Q_{pc_z} - Q_{ca_z}) \quad (4)$$

본 논문에서 첨자 i 와 j 는 압력 포트명을 표시하고, z 는 스펴명을 의미한다.

여기서,

Q_{ij_z} : z 스펴에서 포트 i 에서 포트 j 로 흐르는 유량 [m^3/sec]

P_{i_z} : z 스펴에서 포트 i 에서의 압력 [N/m^2]

P_{j_z} : z 스펴에서 포트 j 에서의 압력 [N/m^2]

$A_{ij_z}(x)$: z 스펴에서 포트 i 와 포트 j 사이의 개구 면적 [m^2]

$A_{endmil_z}(x)$: z 스펴에서 엔드밀형의 개구 면적 [m^2]

$A_{drill_z}(x)$: z 스펴에서 드릴형의 개구 면적 [m^2]

A_{vpunch_z} : z 스펴에서 브이 펀치형의 개구 면적 [m^2]

E_d : 유량계수

V_c : c 포트에서의 초기 제어 체적 [m^3]

V_p : 펌프의 제어 체적 [m^3]

α_{ij_z} : z 스펴에서 엔드밀형 노치 개수

β_{ij_z} : z 스펴에서 드릴형 노치 개수

γ_{ij_z} : z 스펴에서 브이펀치형 노치 개수

β : 체적 탄성 계수

이다.

또한 $A_{ij_z}(x)$ 는 몇 개의 노치들로 구성되어 있으며 포트 i 에서 포트 j 사이의 개구 면적을 나타낸다. 다음 절에서 개구 면적을 구성하는 노치들을 모듈화시켜 개구 면적을 구하는 식을 유도하였고, 프로그래밍하여 개구 면적 선도를 구하는 과정을 예시하였다[9].

스플의 운동 방정식은 식(5)와 같다.

$$P_{a_z}A_{a_z} - P_{b_z}A_{b_z} = m_{d_z}\ddot{x}_{-z} + D_d\dot{x}_{-z} + K_{d_z}x_{-z} \quad (5)$$

여기서,

A_{a_z} : z 스펴에서 a 포트에서 스펴의 수압면적 [m^2]

A_{b_z} : z 스펴에서 b 포트에서 스펴의 수압면적 [m^2]

m_{d_z} : z 스펴의 질량 [kg]

D_{d_z} : z 스펴의 점성 감쇠 계수 [$Nsec/m$]

K_{d_z} : z 스펴의 스프링의 스프링 계수 [N/m]

스플 랜드형 노치의 개구 면적은 식(6)과 같다.

$$A_{land}(x) = \begin{cases} \pi D(x - x_{lo}), & \text{if } x > x_{lo} \\ 0 & \text{if } x \leq x_{lo} \end{cases} \quad (6)$$

스플 엔드밀형 노치의 개구 면적은 식(7)과 같다.

$$A_{endmil}(x) = \begin{cases} \frac{d_e^2 \lambda_1}{4} - \lambda_2 \sqrt{(0.5d_e)^2 - (\lambda_2)^2}, & \text{if } \lambda_2 > 0 \\ d_e t & \text{if } \lambda_2 \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

$\lambda_1 =$

$$\tan^{-1} \left[\sqrt{\frac{(0.5d_e)^2 - (\lambda_2)^2}{\lambda_2^2}} \right], \quad \lambda_2 = 0.5d_e - (x + x_{eo}) \quad (8)$$

스플 드릴형 노치의 개구 면적은 식(9)와 같다.

$$A_{drill}(x) = \begin{cases} \frac{d_d^2 \lambda_1}{4} - \lambda_2 \sqrt{(0.5d_d)^2 - (\lambda_2)^2} & \text{if } \lambda_2 > 0 \\ \frac{d_d^2 \lambda_1}{4} + \lambda_2 \sqrt{(0.5d_d)^2 - (\lambda_2)^2} & \text{if } \lambda_2 \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

여기서,

$$\lambda_1 = \tan^{-1} \left[\sqrt{\frac{(0.5d_d)^2 - (\lambda_2)^2}{\lambda_2^2}} \right], \quad (10)$$

$$\lambda_2 = 0.5d_d - (x + x_{do})$$

이고, 스펴 브이펀치형 노치의 개구 면적은 식(11)과 같다.

$$A_{vpunch}(x) = h^2 \tan(0.5\phi) \quad (11)$$

$$h = \begin{cases} h_{\max} & \text{if } x > x_{\max} \\ h_{\min} + \frac{h_{\max} - h_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}}, & \text{if } x_{\min} \leq x \leq x_{\max} \\ 0 & \text{if } x \leq x_{\min} \end{cases} \quad (12)$$

3.3 유압 펌프 회로 분석

본 논문에서는 펌프의 내부 부품 정보를 알 수 없는 관계로 현장에서 5톤급 굴삭기에 사용되고 있는 모델을 근거로 펌프 회로상의 특성을 고려하여 모델링하고 특성을 파악한다. Fig. 7은 가변 용량형 유압 펌프의 유압회로이다. 초기에는 서보 피스톤의 스프링에 의해 펌프 사판각이 최대가 되어 펌프 토출 유량이 최대가 된다. 펌프 압력이 상승시 레귤레이터 압력 Prb가 형성되고, 레귤레이터는 스프링력을 이기고 우측으로 밀리어 펌프 압유는 레귤레이터를 통해 대경실로 압유가 공급된다. 이때 펌프 압력 Prb를 증가시키면 레귤레이터는 Prb와 레귤레이터 스프링의 힘 평형에 의해 개도가 결정되고, 그 밸브 개도량은 서보 피스톤의 대경실 압력을 상승시키게 된다.

서보 피스톤은 좌측으로 밀리게 되고 사판각은 감소되며 펌프 토출 유량은 최소 범위 내에서 감소하게 된다. 펌프 압력이 과도하게 상승되어 최대가 되면 레귤레이터가 우측으로 최대 위치로 밀리게 되어 대경실로 고압이 형성되어 서보 피스톤은 좌측으로 밀리며 펌프는 최소 유량을 토출하게 된다. 따라서, 유압 펌프는 펌프 압력에 따라 펌

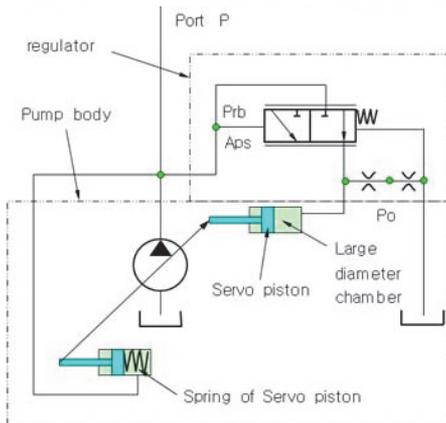


Fig. 8 Hydraulic circuit of variable pump

프의 유량을 최대 범위 내에서 제어할 수 있고, 과도한 펌프 압력 상승시 펌프 유량을 최소로 제어하는 유량 컷 오프 특성을 나타낸다.

본 펌프는 펌프 압력과 레귤레이터의 스프링의 힘 평형에 의해 유량이 제어될 수 있도록 하였다. 펌프 포트에서 펌프의 유량 관계는 식(13)과 식(14)와 같다[8].

$$Q_p = H_p N \cos \varphi, \quad 0^\circ \leq \varphi \leq 14.6^\circ \quad (13)$$

$$\dot{\varphi} + \tau_{c1} \varphi = \tau_{c2} A_{ps} P_p \quad (14)$$

여기서, H_p : 펌프 배제용적

N : 펌프 회전속도

φ : 펌프 사판각

τ_{c1}, τ_{c2} : 시정수

A_{ps} : 유량 제어 레귤레이터 수압면적

등을 의미한다.

4. 성능 실험 및 고찰

본 연구에서는 시뮬레이션을 통한 모의 성능 실험을 수행하였다. 모의실험은 현장 사용 조건의 설계 치수를 근간으로 수학적 모델링한 유압 시스템의 구성 부품인 유압 펌프, 방향 제어 밸브, 릴리프 밸브, 체크 밸브, 실린더 등에 대해, 유압 시스템 해석용 상용 프로그램인 아메심(AMESim)을 활용한 시뮬레이션을 통하여 성능 특성을 분석하였다.

4.1 유압 부품의 특성 분석

유압 시스템에서 액추에이터를 제어하는 방향 제어 밸브, 펌프 압력에 따라 펌프 토출 유량이 제어되는 유압 펌프, 부하 압력이 80bar 이상에서

작동되도록 설계되어 있는 유압 실린더, 넓은 영역의 부하 압력을 견딜 수 있도록 설계된 유압 모터, 릴리프 밸브, 체크 밸브 등에 대해 특성을 해석한다.

4.1.1 방향 제어 밸브 특성 분석

방향 제어 밸브는 붐 실린더와 스윙 모터를 제어하기 위해 두 개의 스플이 직렬과 병렬 구조로 구성되어 있다. 병렬 라인에는 오리피스가 설치되어 있다. 운전자의 작동 레버 조작에 의해 파일럿 압력을 스플 양단에 전달함으로써 스플은 이동하게 된다. 본 연구에서는 파일럿 압력을 방향 제어 밸브의 입력 신호로 작성하여 모델링하였다. 방향 제어 밸브가 중립 위치에 있을 때, 펌프의 압유는 방향 제어 밸브의 중간 제어 위치의 바이패스 라인을 통해 탱크로 블리드 오프되도록 되어있다. 방향 제어 밸브의 제어 위치가 좌우로 이동됨에 따라 바이패스 라인의 개구 면적은 감소되도록 설계되어 있어, 블리드 오프량을 제어하도록 되어있다. 펌프에서 체크 밸브를 거쳐 c포트에 공급된 압유는 a 또는 b포트를 거쳐 실린더로 공급되며 b 또는 a를 거쳐 T포트로 귀환한다. 펌프에서 토출된 압유는 방향 제어 밸브의 내부 관로를 따라 실린더와 블리드 오프량으로 분배된다. 이 때 분배되는 유량의 크기는 밸브의 개구 면적 크기에 따라 좌우된다.

4.1.2 유압 펌프 특성 분석

블리드 오프형 유압 펌프는 펌프 압력에 따라 펌프 토출 유량이 제어된다. 펌프의 토출 유량 선도이다. 펌프의 최대 유량 상태에서 부하 압력이 지속적으로 증가하게 되면, 엔진은 한계 동력 이상이 되어 과부하 상태가 발생하게 된다. 이를 방지하기 위해 펌프의 부하 압력을 펌프 레귤레이터로 피드백시켜 엔진의 동력 한계 내에서 펌프 유

량을 토출하도록 설계되어있다. 방향 제어 밸브의 스플이 중립 위치에 있는 경우 또는 미세한 이동 변위 발생시 실린더는 최소의 유량만을 필요로 하게 된다. 그러나 펌프 토출 유량이 과다하게 되면 펌프 압력은 상승하게 되며, 에너지 손실이 발생하게 된다. 이 때 방향 제어 밸브의 블리드 오프 라인을 통하여 펌프 유량을 블리드 오프시켜줌으로써 과도한 에너지 손실을 방지하게 된다. 실린더에서 필요로 하는 유량이 많은 경우에는 방향 제어 밸브의 스플 변위를 크게 발생하여야 한다. 이 경우 블리드 오프량은 감소되고 실린더 측으로 유입되는 유량은 증가하게 되어 실린더의 작동이 원활하게 된다.

4.1.3 유압 실린더 특성 분석

붐(boom)은 굴삭기의 상부 회전체와 연결되어 있으며, 위로는 암과 연결되어 암과 버킷을 상하로 움직이기 위한 지지 역할을 한다. 붐 실린더는 붐의 하단에 설치되어 있어, 항상 자중에 의한 하강 부하를 받는 구조로서 부하 압력이 80bar 이상에서 작동되도록 설계되어 있고, 최대압력 250bar까지 작동압력을 필요로 하는 유압 액추에이터이다.

4.1.4 유압 모터 특성 분석

굴삭기의 선회 장치(swing equipment)는 스윙 모터, 스윙 피니언 및 기어, 스윙 볼 베어링 등으로 구성되어 상부 회전체를 회전시키는 장치이다. 스윙 모터와 피니언은 상부 회전체 프레임에 고정되고, 스윙 링 기어는 하부 주행체 프레임에 고정되어 있다. 작업시 스윙 모터에 가해지는 부하 압력의 크기는 경사지 하강 스윙의 무부하 상태에서부터, 작업의 난이도가 높은 벽면의 측면 굴삭 작업을 위한 200bar까지 넓은 영역의 부하 압력을 견딜 수 있도록 설계된 유압 액추에이터이다.

4.2 시뮬레이션 결과 고찰

시스템의 정특성은 크게 시스템의 제어 영역(control range)과 펌프의 토출 압력, 개구 면적 변동에 따른 시스템 특성 민감도, 부하 압력 변동에 따른 동력 효율 등의 4가지 분야에 중점을 두고 시뮬레이션을 수행하였다. 제어 영역이란 방향 제어 밸브의 변위에 따라 액추에이터에 유입되는 유량의 구배가 존재하는 구간을 의미한다.

제어 영역이 클수록 운전자는 조이스틱 레버 조작의 유효구간이 넓어 조작성이 양호하게 된다. 또한 펌프의 토출 압력은 시스템의 동력 효율에 영향을 미치는 것으로, 펌프의 압력이 부하 압력보다 과도하게 상승하는 현상은 동력의 손실을 야기시키는 것으로, 시스템의 효율을 떨어뜨림을 의미하게 된다. 시스템 특성 민감도는 미세한 개구 면적 구배의 변화에 대한 시스템의 민감 특성을 고찰한 것이다. 작동 압력에 관계없이 시스템의 유압 액추에이터들이 동시에 원활하게 작동하는 것은 작업 효율이 매우 높다는 것을 의미한다. 이와 같이 동력 효율은 방향 제어 밸브의 스톱 이동에 따른 펌프의 소요 동력과 유압 액추에이터의 출력 동력의 비를 부하 압력에 따라 고찰한 것이다. 동력 효율이 높을수록 에너지 절감 효과도 높게 나타난다.

부하 압력이 100bar, 200bar와 300bar일 때 붐과 스윙에 대한, 펌프의 압력과 유압 액추에이터로 유입되는 유량 특성을 고찰한 그래프이다. 스톱 변위 4mm에서 6.4mm 사이에서 블리드 오프량이 크게 줄어들고 있음을 나타내고 있다. 또한 부하 압력이 증가함에 따라 실린더로 유입되는 유량을 제어하는 방향 제어 밸브 스톱의 제어 범위는 100bar 일 때 6.1mm에서 14mm까지에서, 300bar일 때 9mm에서 14mm로 줄어든다. 블리드 오프량이 작아지는 스톱 변위 6mm에서 7mm

까지는 펌프 압력이 각각의 부하 압력 100bar, 200bar, 300bar 보다 과도하게 높아 손실 동력이 커지는 특성을 나타낸다. 이는 부하 압력이 커짐에 따라 제어 영역이 협소해져 작동기의 제어성이 떨어짐을 의미한다. 스윙 스톱의 변위로 4mm 근방에서부터 블리드 오프량이 급격히 줄어들고 있음을 나타내고 있다. 또한 낮은 부하 압력 100bar의 크기에 대해 펌프 압력이 부하 압력보다 높아 모터로 유입되는 유량의 제어 범위가 4.0mm에서 14.0mm까지 넓어지도록 설계됨으로, 일반 스윙 작업에서는 제어 영역이 넓은 특성을 나타낸다. 반면에 특별히 높은 부하를 요구하는 스윙 작업은 그 사용 빈도수가 작으므로, 펌프 압력이 모든 부하 압력보다 크게 나타나는 스톱 변위 6.0mm 이후에 작업이 가능하도록 설계하였다. 이는 부하 압력의 크기에 관계없이 스윙 조작의 제어 영역이 넓어져, 작동기의 제어성이 우수하게 설계되었음을 의미한다.

4.2.1 릴리프 밸브 특성 분석

릴리프 밸브의 특성을 해석하기 위한 유압 회로를 구성한 것으로, 펌프와 방향 제어 밸브 사이의 압력이 설정된 최대 압력 이상으로 상승하게 되면 펌프 유량은 릴리프되어 탱크로 귀환되도록

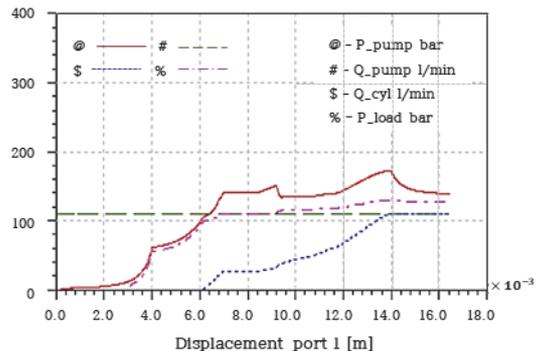


Fig. 9 Simulated results at load pressure 100 bar for boom up

설계되어 있다. 정특성에서는 릴리프 밸브에 램프형 신호를 입력하고, 동특성에서는 릴리프 밸브에 계단형 신호를 입력하는 회로이다. 펌프와 방향

제어 밸브 사이의 압력이 설정된 최대 압력 이상으로 상승하게 되면 펌프 유량은 릴리프되어 탱크로 귀환되도록 설계되어 있다.

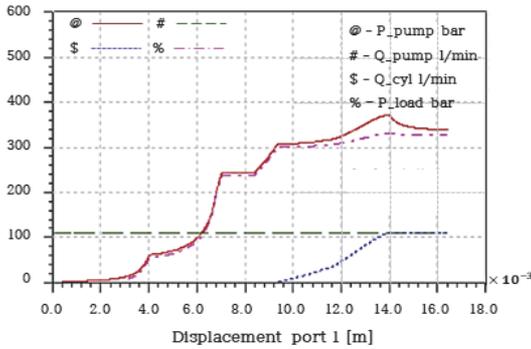


Fig. 10 Simulated results at load pressure 300 bar for boom up

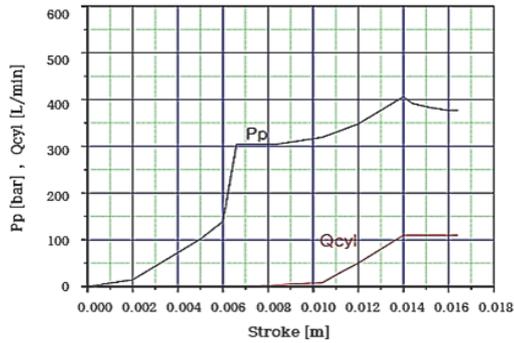


Fig. 11 Experimental results at load pressure 300 bar for boom up

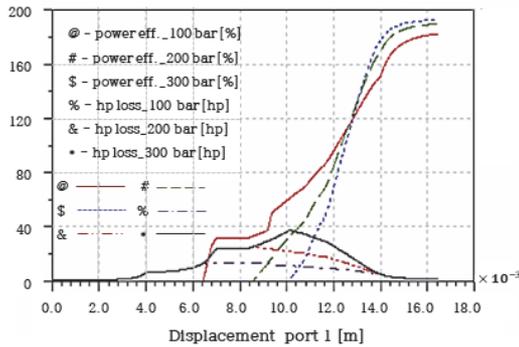


Fig. 12 Power efficiency of boom up at load changes

Fig. 12는 블리드 오프 센터형 유압 제어 시스템에서 부하 압력 변동에 따른 붐 스톱의 동력 손실 및 동력 효율을 고찰한 것이다. 붐 스톱의 경우 부하 압력이 100bar, 200bar, 300bar로 커짐에 따라 동력 효율이 영인, 제어 영역의 불감대는 6.2mm에서 9.3mm, 10.1mm로 커짐을 알 수 있다. 붐의 스톱 변위 7.0mm에서 8.0mm 구간에서의 부하 변동에 따른 동력 효율은 80% 정도의 수준을 유지하나, 스톱 변위 6.0mm 이하에서는 동력 효율이 50% 이하로 낮아짐을 알 수 있다.

이는 부하 압력이 커짐에 따라 제어 영역은 짧아지며, 6.4mm 이상에서는 부하 압력이 증가할수록 동력 효율이 높아지는 경향을 나타내고 있다. 또한 부하 압력이 커짐에 따라 동력 손실의 구간과 크기도 커지게 되어 손실 동력이 증가함을 알 수 있다. 이는 높은 부하 압력에서 동력의 효율이 낮아지고, 장비의 연비가 떨어짐을 의미한다.

Fig. 13에서 Fig. 15까지는 부하 압력이 100bar인 경우에 부하 압력 변동을 0.5Hz와 1Hz 주기로 변화시킬 때, 붐과 스윙의 스톱을 각각 67%와 100%로 변위시킨 상태에서 펌프의 유량 및 압력,

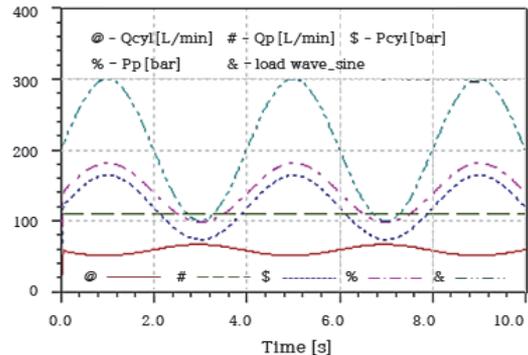


Fig. 13 System characteristics for variable load pressure at middle stroke and 0.5 Hz, boom up

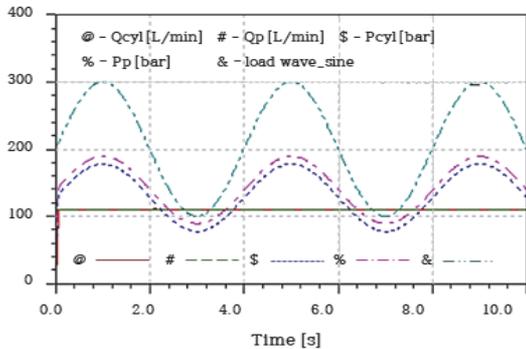


Fig. 14 System characteristics for variable load pressure at full stroke and 0.5 Hz, boom up

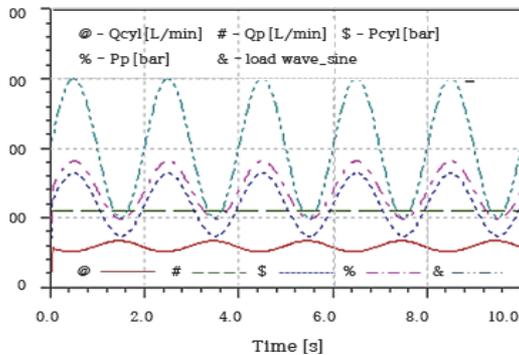


Fig. 15 System characteristics for variable load pressure at middle stroke and 1 Hz, boom up

실린더 측의 유량 및 압력에 대한 특성을 고찰한 그래프이다. Fig. 14는 블리드 오프 센터형 유압 제어 시스템의 붐 스펙을 약 67% 정도 변위시킨 상태에서, 부하 압력을 릴리프 밸브를 이용한 최저 0mA에서 최고 800mA까지 0.5Hz 주기로 변동시키면서 펌프의 유량 및 압력, 실린더 측의 유량 및 압력을 고찰한 것이다. 부하 변동에 따른 펌프의 압력은 입력 파형과 같이 맥동하지만, 실린더 측으로 유입되는 유량은 비교적 안정되게 제어됨을 알 수 있다. 이것은 펌프 측의 맥동량이 방향 제어 밸브의 블리드 오프 개구 면적을 통해 탱크로 블리드 오프되기 때문이다.

부하 압력이 1Hz 주기로 변동하는 외란과 관계

없이 작동기 속도가 일정하게 제어됨으로, 운전자는 붐 스펙을 약 67% 정도 변위시킨 상태에서도 부하 압력의 변동에 따른 작업 조건과 관계없이, 일정한 속도감으로 작동기를 안락하게 운전할 수 있음을 의미한다.

5. 결론

본 연구에서는 극한 환경에서의 비대면 작업을 위한 소비자 친화형 포크리프트 구조의 5축 매니플레이터의 유압제어 시스템 설계 및 성능분석에 대한 연구를 수행하고 그 신뢰성을 검증하였다. 5축 매니플레이터의 제어 방식은 유압 제어방식을 적용하여 5관절의 위치제어에 대한 제어성능을 분석 하였다. 부하 변동 상태를 고려하여 블리드 오프 센터 밸브형 유압 제어 시스템의 성능을 제어 영역과 펌프의 토출 압력, 개구 면적 변동에 따른 시스템 특성 민감도, 부하 압력 변동에 따른 동력 효율 등의 분야로 나누어 해석하였다. 실제 사용되는 굴삭기 시스템으로 블리드 오프 센터 밸브형의 5톤을 모델로 데이터를 활용하여 시뮬레이션을 수행하고, 실험 결과와의 비교를 통해 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하였다.

- 부하 변동에 따른 동력 효율은 부하 압력의 크기가 증가함에 따라 제어 영역의 불감대가 커지고 동력 손실 구간이 증가한다.
- 붐의 방향 제어 밸브 스펙 변위 7.0mm에서 8.0mm 구간에서 부하 변동에 따른 동력 효율은 80% 수준으로 양호하나, 스펙 변위 6.0mm 이하에서는 동력효율이 50% 이하로 낮아 에너지 절감에 대한 개선 설계가 요구 된다.
- 붐 또는 모터에 대한 부하 압력이 증가함에 따라 스펙 변위 0.0mm에서 3.2mm까지는

누적 동력 손실이 같은 것으로 나타나고, 이후에는 부하 압력이 클수록 누적 동력 손실이 매우 크게 증가함을 나타내고 있다.

- 봄에 대한 부하 압력이 증가함에 따라 스펙 변위 약 3.1mm까지는 부하 압력에 관계없이 유량 손실의 크기가 일정하게 나타나고, 이후에는 부하 압력이 작을수록 유량 손실도 감소하는 것으로 나타난다. 또 스펙 변위 7.0mm 이상에서는 블리드 오프라인이 차단됨으로 부하 압력 크기에 관계없이 유량 손실이 0으로 감소한다.

사 사

본 연구는 WC300과제(과제번호-S2641414)에 의해 수행 되었습니다.

참고문헌

- [1] Cho, S. H., "A Simulation on the hydraulic control characteristics of excavator using load-sensing system", Journal of the KSPE, (in Korean). Vol.15, No. 2, pp.134-144, 1998.
- [2] Christianson, Rollin, Sagaser, Thomas, "Performance optimization of compact excavator with open center hydraulic circuit", SAE TP 972769, 1997.
- [3] Choi, H.S., Han, C.S., Lee, K.Y. and Lee, S.H., "Development of hybrid Robot for Construction Works with Pneumatic Actuator", Automation in Construction, Vol.14, No.4, pp.452-459, 2005.
- [4] Giversen, S., "Saving energy in mobile hydraulic system", Proceedings of the 8th SICFP, Vol.1, pp.287-296, 2003.
- [5] Haessig, D. A. and Friedland, B., "On the Modeling and Simulation of Friction", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.113, pp.354-362, 1991.
- [6] Heney, P. J., "Intelligent Control improves excavator line, Hydraulics and Pneumatics", Vol.48, No.8, pp.31-34, 1995.
- [7] Hoffmann, Dieter, "Planning and Application of compact bucket wheel excavators", Journal of mines, metals & fuels, Vol.34, No.4, pp.187-196, 1985.
- [8] Honma, K., Nakajima, K., Izumi, E., Aoyagi, Y., and Watanabe, H., "Improvement of damping characteristics of hydrostatically driven hydraulic excavator", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japanese), Vol.60, No.580, pp. 4175-4182, 1994.
- [9] Honma, Kazuo, Nakajima, Kichio, Eiki, 'Improvement of Damping Characteristics of Hydrostatically Driven Hydraulic,' Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (C). Vol.60, No.580, Dec pp.4175-4182, 1994.