

AMESim를 이용한 유압 굴삭기용 Main Control Valve의 해석에 관한 연구

임 태 형*, 최 중 환+, 양 순 용**, 이 병 룡**, 안 경 관**

A Study on Analysis of Main Control Valve
for Hydraulic Excavator using AMESim

Lim Tae-Hyeong*, Choi Jong-Hwan+, Yang Soon-Yong**,
Lee Byung-Ryong*** and Ahn Kyung-Kwan**

Abstract

The hydraulic excavator has been a popular research object for automation because of its multi-workings and economic efficiency. When it works crane tasks, most of disasters happen. The objective of this paper is to design each components and to construct boom, arm, bucket circuit. These models modeled with AMESim show us change of variables and behavior of excavator. Simulation model will be used for simulator of excavator.

Key Words : Hydraulic excavator(유압굴삭기), AMESim(아메심), Attachment(작업장치)

1. 서 론

유압 굴삭기(hydraulic excavator)는 인간의 팔을 닮은 구학적 유연성과 유압 액츄에이터의 고출력으로 인해 기존의 건설현장뿐만 아니라 제조업, 농업, 해저작업 등 여러 분야로의 적용가능성이 가장 높은 기계이다. 굴삭기는 전체 건설기계 생산량의 60%를 상회하고 있는만큼 사용영역은 점차 확대될 것으로 생각되어진다. 굴삭, 정지 작업등의 굴삭기는 자동화되어 있지 않은 경우가 대부분이므로 작업의 정밀도는 운전자의 숙련도에 전적으로 의존하기 때문에 그다지 높지 않다. 또한 동시에 많은 작업장치들을 조작하는 것

은 상당히 피곤한 작업이므로 숙련운전자의 수는 점점 소하고 있는 추세이다. 작업의 정밀도를 높이면서 동시에 작업 효율을 높일 수 있는 방법 중 하나가 굴삭기의 자동화 및 지능화이다.

굴삭기의 자동화 및 지능화의 적용범위는 특정 작업의 자동화 및 무인작업, 인간이 접근하기 힘든 화산지대나 유해가스 존재 가능성이 높은 지하, 또는 원거리에서의 원격작업 등이다. 이는 궁극적으로는 작업자의 환경개선, 고정도, 고효율, 비용절감 등을 가능하게 한다.

유압 굴삭기에 대한 기존의 연구는 가변펌프로부터 토출된 유량을 하나의 선형밸브로 실린더로 보내어 실린더를 어하고 있다. 이는 로직 밸브나 보조 밸브로서 붐과 암의 굴

* 울산대학교 대학원 기계자동차공학과 (bulbaram@mail.ulsan.ac.kr)

주소: 680-749 울산광역시 남구 무거2동 산29 울산대학교 23호관 105호

+ 부산대학교 대학원 지능기계공학과

++ 울산대학교 기계·자동차공학과

삭력을 구현하는 실제 굴삭기의 유압회로에 배치되고 이로 인한 오차를 fuzzy, neural network, H_∞ 등의 강인한 제어기로 만회하고 있다.

본 연구의 목적은 유압 굴삭기의 유압펌프, MCV 내의 각 밸브, 작업장치 실린더, 작업장치에 의해 실린더에 가해지는 외력 등의 모델을 유압해석 상용 툴인 AMESim을 이용하여 제시하고 이들을 연결하여 전체 유압회로를 구축하여 내부의 parameter들을 관측함과 동시에 전체 시스템의 거동을 예측하는 데 있다.

2. 유압회로의 모델링

운전자 조이스틱 또는 레버를 움직임으로서 펌프로부터 생성된 메인압이 MCV 밸브 블록 내의 MCV를 통해 작업장치의 실린더 또는 모터로 공급되어 작업장치는 구동되므로 굴삭기의 유압부는 크게 펌프부, MCV 밸브 블록, 실린더로 구성된다.

자동굴삭을 위해 유압식 조이스틱은 전기식 조이스틱으로 대체되고 MCV 밸브 블록 내의 각 밸브로의 파일럿압은 전자비례밸브(EPPR)로 대체되어 하나의 작업장치에 대해 나타내면 Fig.1과 같다.

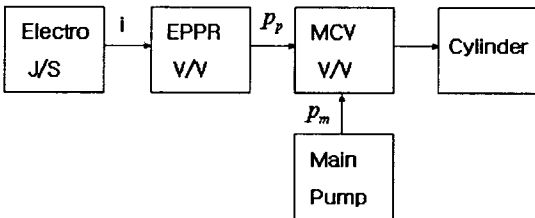


Fig.1 Schematic diagram of system

작업범위를 봄, 암, 버킷의 2차원 평면으로 가정하여 선회와 주행을 제외하고 낙하방지를 위한 holding V/V 등을 제외하여 유압회로를 구성하면 Fig.2와 같다.

봄과 암의 경우 실린더를 제어하는 메인 밸브 외에 보조 밸브가 장착되어 각 실린더의 운동을 보조한다.

2.1 펌프

두 개의 펌프로부터 토출되는 유량은 전마력 곡선과 유량제어 곡선에 의해 제어된다. 전마력 제어곡선은 두 개의 펌프의 토출 압력의 산술 평균값에서의 토출 유량을 나타낸

다. AMESim을 이용하여 모델링한 펌프,레귤레이터 모델을 Fig.3에 나타내었다. 두 개의 토출 압력과 드레인압을 받아 펌프의 사측각을 제어한다.

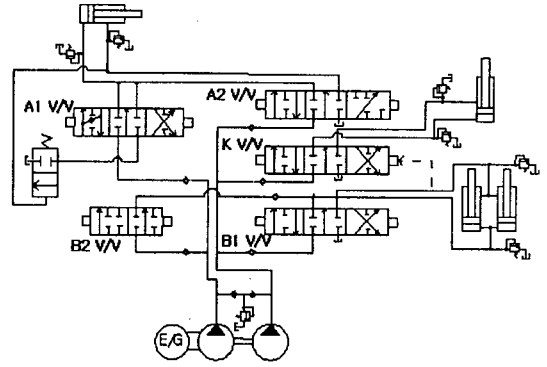


Fig.2 Hydraulic circuit

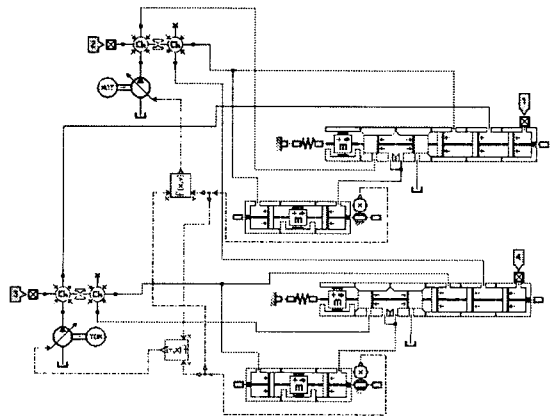


Fig.3 Pump

2.2 EPPR 밸브

전기식 조이스틱의 전류를 입력으로 유압식 조이스틱을 대신하여 파일럿 압의 크기와 방향을 결정한다. 전류와 파일럿 압은 1차식으로 표현된다.

2.3 밸브

각 밸브는 실린더의 작동을 제어하고 봄2 밸브와 암2 밸브의 경우 유량을 보조적으로 보내주는 역할을 수행하며 by-pass 회로를 포함한 6port 3position의 형태를 갖는다. 또한 스톱 번위에 대한 개구면적은 굴삭기의 feeling과 작동성을 고려하여 넓은 영역의 dead zone과 saturation

을 포함한 강한 비선형성을 가지고 있고 밸브에 따라 개구선도는 각각 다르다. 붐1 밸브의 개구선도를 Fig.4에 나타내었다.

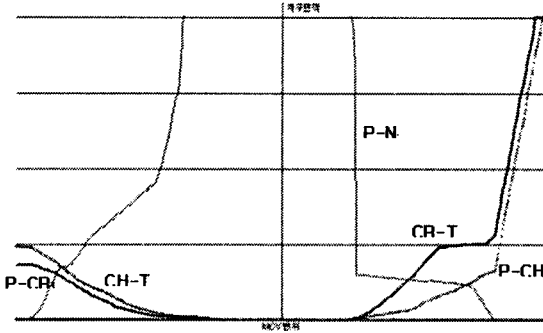


Fig.4 Open area vs stroke characteristic

위의 개구선도를 포함하여 모델링한 붐1 밸브는 다음과 같고 밸브의 역할에 따라 각각 모델링되었다.

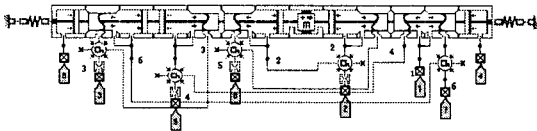


Fig.5 Boom1 valve

모델 내의 스프링은 스톱 변위에 대한 양 단의 힘을, 스톱의 각 랜드부는 Fig.4에 나타난 개구선도가 파일 형태로 들어있다.

2.4 실린더

붐은 두 개의 편로드 실린더, 암과 버킷은 하나의 편로드 실린더로 모델링 되었고 쿨롱 마찰력과 leakage는 무시되었다.

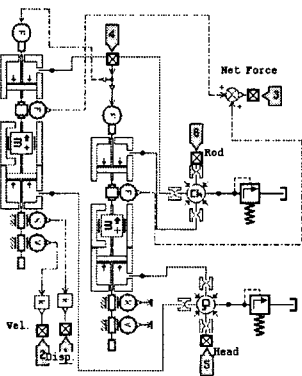


Fig. 6 Boom cylinder

2.5 전체 회로

위의 모델들을 이용하여 구성한 전체 유압회로는 Fig.7과 같다.

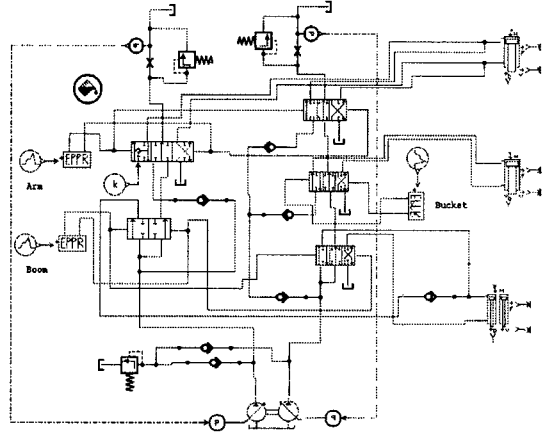


Fig.7 Hydraulic circuit

3. 실린더 외력

실린더가 움직임에 따라 작업장치는 각 링크를 중심으로 회전운동을 하게 되고 회전운동에 의한 각변위에 의한 작업장치의 무게가 실린더에 외력으로 작용하게 된다. 굴삭기는 작업장치의 무게가 큰 장치이므로 외력이 크게 작용한다.

3.1 Link Gain

실린더의 직선변위를 각 링크를 중심으로 하는 회전변위로 변환한다.

3.1.1 Boom

Fig. 8에서 P_{b1}, P_{b2}, P_{b3} 에 코사인 제 2법칙을 적용하면

$$l_b = \sqrt{l_{b1}^2 + l_{b2}^2 - 2l_{b1}l_{b2} \cos \theta_{bm}}$$

인데 $l_{b1}, l_{b2}, \theta_{b1}, \theta_{b2}$ 는 상수이므로 l_b 는 θ_1 만의 함수가 되어 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_1 = \delta_{b1} + \delta_{b2} + \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left(\frac{l_{b1}^2 + l_{b2}^2 - l_b^2}{2l_{b1}l_{b2}} \right) \quad (1)$$

3.1.2 Arm

Fig. 9에 $\Delta(P_{a1}, P_{a2}, P_{a3})$ 에 코사인 제 2법칙을 적용하면

$$\theta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{l_{a1}^2 + l_{a2}^2 - l_a^2}{2l_{a1}l_{a2}} \right) + \theta_{a1} + \theta_{a2} - \pi \quad (2)$$

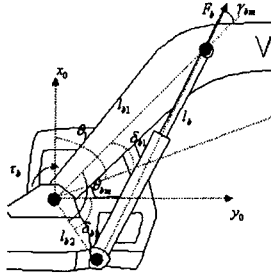


Fig.8 Boom link gain

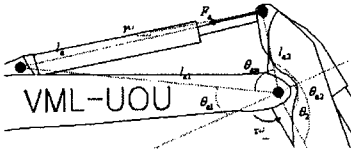


Fig.9 Arm link gain

3.1.3 Bucket

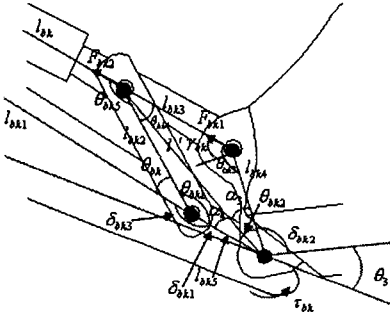


Fig.10 Bucket link gain

$$l_{bk} = \sqrt{l_{bk1}^2 + l_{bk2}^2 - 2l_{bk1}l_{bk2} \cos \theta_{bk}}$$

$$\theta_{bk} = 2\pi - \theta_{bk1} - \delta_{bk3}, \theta_{bk1} = \alpha_1 + \alpha_2 \text{ 에서}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{l^2 + l_{bk2}^2 - l_{bk3}^2}{2ll_{bk2}} \right) \alpha_2 = \sin^{-1} \left(l_{bk4} \frac{\sin(\theta_{bk2})}{l} \right)$$

$$l^2 = l_{bk5}^2 + l_{bk4}^2 - 2l_{bk5}l_{bk4} \cos \theta_{bk2}$$

$$\theta_{bk2} = \pi - \delta_{bk1} - \delta_{bk2} - \theta_3 \quad (3)$$

임을 알 수 있다.

3.2 Cylinder Force

각 작업장치의 위치에 따라 각각의 무게에 의해 각 실린더로 전달되는 외력을 실린더에 인가한다.

붐 실린더로의 외력은 붐 무게로 인한 힘, 암 무게로 인한 힘, 버킷 무게로 인한 힘의 합이다.

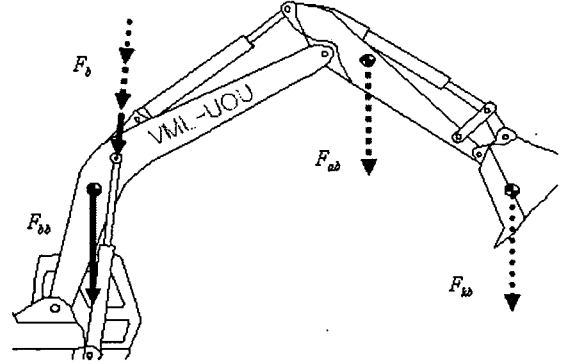


Fig. 11 Force to Boom cylinder

$$F_b = F_{bb} + F_{ab} + F_{kb} \quad (4)$$

여기서 $F_{bb} = m_b g \cos \eta_{bb}$ 는 붐 무게로 인해 붐 실린더로 가해지는 힘이고 η_{bb} 는 수직방향과 붐 실린더가 이루는 각도이다.

암과 버킷 역시 구할 수 있다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

본 연구에서는 굴삭기의 유압 component에 대해 AMESim을 이용하여 각각 모델링하고 전체 유압회로를 구성하였다.

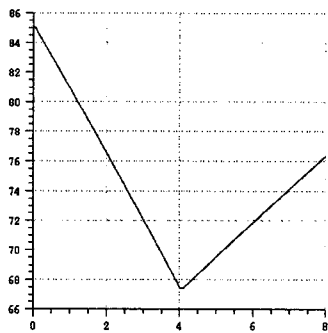
시뮬레이션 조건은 암과 버킷을 고정된 붐 단독작업, 붐과 버킷을 고정된 암 단독작업, 붐과 암을 고정된 버킷 단독작업으로 나누어 행하였고 실린더 길이가 늘어나는 방향을 +, 줄어드는 방향을 -로 한다면 4초간 +방향으로, 4초간 -방향으로 작동시켰다.

본 연구에 사용된 굴삭기의 제원은 Table 1과 같다.

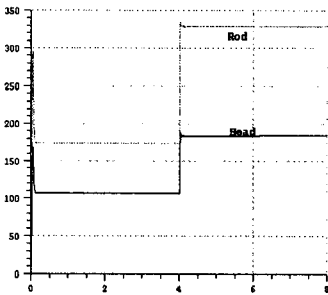
먼저 암과 버킷 변위를 중간에 고정하고 붐만의 단독작업을 수행한 결과를 붐각도 θ_1 에 대해서 붐이 상승하였다가 하강하는 것을 Fig.12의 (a)에, 붐 실린더의 헤드측과 로드측에 걸리는 압력을 (b)에 나타내었다. 압력을 살펴보면 실린더 헤드측에 유량을 공급할 시 초기조건이 양 측 압력 모두 대기압이므로 압력이 상승하여 붐이 움직이면서 일정압을 유지하다가 로드측에 유량을 공급하면 압력이 변화하다가 붐이 하강하기 시작하면서 일정압을 유지하는 것을 볼 수 있다. 또, 붐1 밸브와 붐2 밸브의 스펙변위를 (c)에 나타내었는데 붐1 밸브는 파이프릿 압과 스프링력으로 인해 약 $\pm 7 [mm]$ 인 것을, 붐2 밸브는 최대변위인 $8.5 [mm]$ 로 갔다가 $0 [mm]$ 로 복귀하는 것을 알 수 있다.

Table 1 Parameters of hydraulic excavator

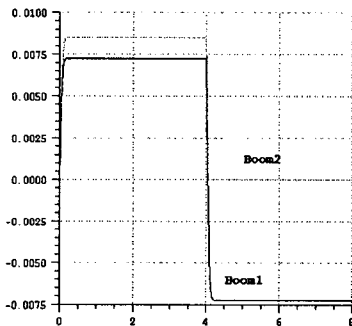
	Boom	Arm	Bucket
m [kg]	1302	667	696
L [m]	5.68	2.92	1.465
l [m]	2.703	0.623	0.653
δ [rad]	0.2163	0.2415	0.4568



(a) angle

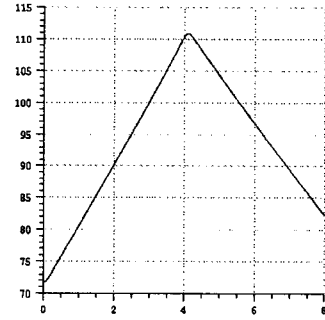


(b) Pressure at Head and Rod

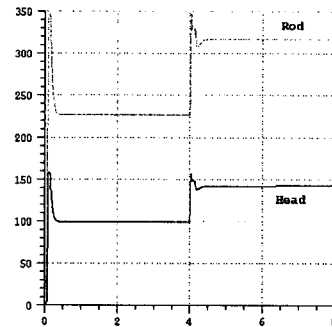


(c) spool displacement

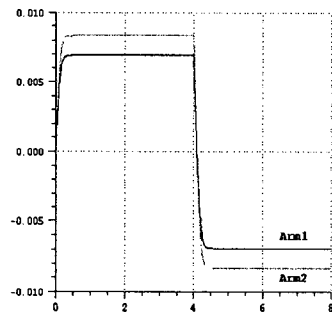
Fig.12 Simulation Result of Boom



(a) angle



(b) Pressure at Head and Rod

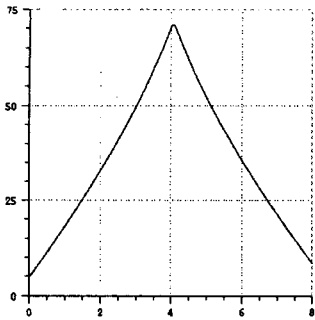


(c) spool displacement

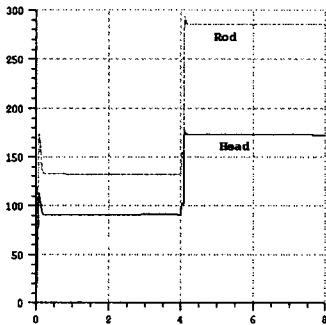
Fig.13 Simulation Result of Arm

Fig. 13은 암의 각도와 헤드측,로드측의 압력, 암1 밸브와 암2 밸브의 스펴변위이다. 편로드 실린더의 특성상 +방향과 -방향의 각도가 같지 않고 압력 또한 실린더가 이동하기 전에 변화를 보이다 일단 실린더가 움직이기 시작하면 일정압으로 유지된다. 스펴 또한 암1 밸브와 암2 밸브의 스펴링력이 다르므로 일치하지 않는다.

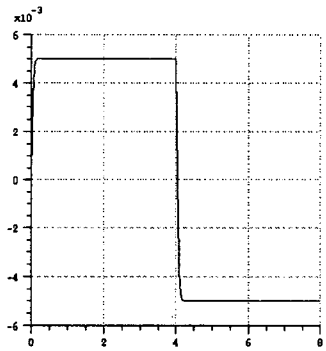
Fig.14에 버킷에 대한 결과를 나타내었다.



(a) angle



(b) Pressure at Head and Rod



(c) spool displacement

Fig.14 Simulation Result of Bucket

5. 결 론

자동 및 지능굴삭 시스템의 제작의 선행연구로서 굴삭기의 유압 component들을 각각 유압 해석 툴인 AMESim을 이용하여 모델링하고 회로를 구성하여 시뮬레이션을 행한 결과 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 유압 굴삭기의 작업장치를 움직이기 위한 유량을 토출하는 가변펌프, 붐, 압, 버킷으로의 유량을 제어하는 MCV 블록 내의 각 밸브, 붐, 압, 버킷 실린더, MCV를 제어하기 위한 EPPR 밸브에 대한 AMESim으로의 모델을 얻었다.

2. 붐, 압, 버킷의 회로를 각각 구성하여 시뮬레이션을 행한 결과 실제와 유사한 거동을 얻을 수 있었고 그 때의 밸브의 거동, 실린더 양 단의 압력 등 유압회로 내부에서의 파라미터들의 거동을 관측할 수 있었다.

3. 펌프의 유량제어 선도, 개구선도 등을 파일의 형태로 입력함으로써 향후 이들의 변화에 의한 내부의 변화나 전체 시스템의 변화를 예측할 수 있는 시뮬레이터로의 활용이 예상된다.

후 기

본 연구는 과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재 특성 평가 연구 센터 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- (1) John Watton, "Fluid Power System", Prentice Hall, 1989.
- (2) T. Morita, Y. Sakawa, "Modeling and Control of a Power Shovel", 計測自動制御學會論文集, Vol.22, No.1, 1986.
- (3) Herbert E. Merritt, "Hydraulic control system", John Wiley & Sons, 1967.
- (4) 허준영, "가변구조 제어를 이용한 유압굴삭기의 자동화에 관한 연구", 부산대 박사논문, 1989.
- (5) "굴삭기 작업장치의 위치제어에 관한 연구", 서울대 연구보고서, 1993.
- (6) "굴삭기 가상 기능품에 의한 실시간 모의 시험 시스템 개발", 서울대 연구보고서, 1999.
- (7) 안성일, "비례 방향제어 밸브로 구동되는 편로드 유압 실린더의 적응제어", 홍익대 석사논문, 1996.
- (8) 하석홍, 광동훈, 이진걸, "굴삭기의 엔진/펌프 시스템의 모델링 및 제어", 자동제어학회논문집, 1991.
- (9) 서우석, "적응제어를 이용한 Field Robot의 궤적 추종 제어에 관한 연구", 울산대 석사논문, 2001.