

유압브레이커의 수동 무단 타격력 제어기구 개발에 대한 연구

A Study on Manually and Continuously Variable Impact Force Control Device Development for Hydraulic Breakers

강영기¹ · 장주섭^{1*}

Young Ky Kang¹ and Ju Seop Jang^{1*}

Received: 26 Oct. 2020, Accepted: 11 Nov. 2020

Key Words : Hydraulic Breaker(유압브레이커), Manual Control(수동제어), Impact Force(타격력), Piston Stroke(피스톤 행정거리), SimulationX(SimulationX 소프트웨어)

Abstract: In this paper, the development of a manually and continuously variable impact force control mechanism for hydraulic breakers was studied. Generally, a hydraulic breaker has one or two piston strokes. Hydraulic breakers, which have two strokes, have two valve-switching ports and make short and long piston strokes. The piston stroke valve controls the piston stroke by opening and closing a short stroke-switching port. The short piston stroke mode is used to break soft rock, concrete, or asphalt. This stroke control valve system is not popular for small hydraulic breakers mounted on 1 to 14-ton excavators. To preserve the carrier-like excavator, proper breaking force is needed, and it can be easily controlled by multiple piston stroke control valves. The easiest way to control these breakers is to use several switching ports and valves but they are not easy to install in small hydraulic breakers and are expensive. To use only one switching port and valve, a method can be used to change the open area of the switching port to delay valve switching. This method provides multiple piston strokes.

기호 설명

m_p : mass of piston, kg

\ddot{x}_p : acceleration of piston, m/sec²

x_p : displacement of piston, m

A_1 : area of piston portion 1, m²

P_1 : pressure of A_1 , Pa

A_2 : area of piston portion 2, m²

P_2 : pressure of A_2 , Pa

A_g : area of piston portion g, m²

g : acceleration of gravity, m/sec²

F_{cp} : Coulomb friction force of piston, N

F_{cv} : Coulomb friction force of valve, N

F_r : rod force to piston, N

m_r : mass of rod, kg

\ddot{x}_r : acceleration of rod, m/sec²

\dot{x}_r : velocity of rod, m/sec

x_r : displacement of rod, m

K_g : spring coefficient of ground, N/m

C_g : damping coefficient of ground, Nsec/m

K_r : spring coefficient of rod, N/m

m_v : mass of valve, kg

\ddot{x}_v : acceleration of valve, m/sec²

A_{v1} : area of valve portion 1, m²

A_{v2} : area of valve portion 2, m²

A_{v3} : area of valve portion 3, m²

A_{vsw} : area of valve switching portion, m²

P_r : pressure of return line, Pa

* Corresponding author: jjs1@gachon.ac.kr

1 Department of Mechanical Engineering, Gachon University, SeongNam 13120, Korea

Copyright © 2020, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

P_{sw} : pressure of A_{usw} , Pa

V_g : volume of back head N_2 gas, m^3

1. 서론

유압 브레이커(Hydraulic Breaker)는 주로 굴착기와 같은 건설기계에 버켓을 탈거하고 부착 후 유압 펌프를 에너지원으로 이용하여 광산, 도로공사, 건축공사, 토목 공사 등 다양한 현장에서 암반, 콘크리트, 아스팔트, 노면 등을 파쇄하기 위해 사용된다. 유압 펌프를 통해서 유량이 공급되면 유압 브레이커 내부의 피스톤(Piston)이 상승, 피스톤의 운동방향을 결정짓는 피스톤 제어 밸브(Piston Control Valve)가 전환, 피스톤 하강, 로드(Rod) 타격을 통해서 피스톤의 운동 에너지가 로드를 통해서 파쇄 대상물에 전달된다. 유압 펌프(Hydraulic Pump)를 통해서 연속적으로 유량이 공급되면 이러한 과정이 반복되면서 일정 속도와 파쇄력으로 반복적인 피스톤 운동이 이루어진다. 유압 브레이커는 작동방식에 따라 유압만을 이용하는 전유압식과 유압과 공압을 이용하는 유공압식으로 구분될 수 있으며, 일반적인 유공압식 브레이커의 내부 구조는 Fig. 1¹⁾과 같다.

유압 브레이커의 작동원리를 Fig. 1 기반으로 살펴보면 다음과 같다.¹⁾ 암반을 파쇄하기 위한 공구에 해당하는 로드와 망치에 해당하는 피스톤이 기본 구성 되고, 건설기계의 유압펌프에서 토출되는 유압유체의

입구인 공급 라인(Input Line)과 사용된 유압유체가 배출되는 복귀 라인(Return Line)을 가진다. 피스톤의 운동은 피스톤의 자중, 아래쪽 공간(Lower Chamber)의 압력, 위쪽 공간(Upper Chamber)의 압력, 백 헤드 질소 가스 압력 관계에 의해 그 방향성이 결정되며, 연속적인 왕복운동은 피스톤 제어 밸브에 의해 이루어진다. 백 헤드(Back Head) 내 질소 가스(Nitrogen Gas)는 상승시 압축되었다가 하강시 팽창되면서 피스톤의 운동을 가속하는 역할을 한다.

유압브레이커의 작동원리는 피스톤 아래쪽 공간의 압력이 상승하여 피스톤의 하강력과 평행 상태 이상이 되면 피스톤이 상승하기 시작하고, 피스톤과 밸브 전환 라인(Valve Switching Line)이 언더랩(Underlap) 조건이 되면 밸브가 상승하게 된다. 밸브가 상승하면 피스톤의 위쪽 공간은 피스톤의 아래 공간과 연결되어 압력이 상승하게 되어 피스톤의 운동은 하강으로 전환하게 된다. 피스톤이 로드를 타격하는 과정에서 밸브 스위칭 라인은 피스톤의 중단부 공간(Middle Chamber)에서 복귀 라인과 연결되게 되고 밸브는 다시 하강하여 피스톤 위쪽 공간은 복귀 라인과 연결되게 된다. 유압유체를 공급하는 동안 이러한 과정이 계속 반복되면서 피스톤은 로드를 반복해서 타격하게 된다.

현재까지의 유압 브레이커의 연구 사례를 살펴보면 시스템 해석, 해석 모델 개발, 성능 분석, 실험계획법 활용, 민감도 분석 및 최적화 연구^{2)~7)}가 보편적이며, 이중 행정거리 조절⁸⁾, 자동 타격력 제어기⁹⁾에 대한 연구도 이루어졌다.

유압 브레이커를 이용한 파쇄물의 대상에 따라 적정 파쇄력은 달라진다. 강한 암반을 파쇄하는 경우는 이미 설계적으로 정해진 피스톤의 행정거리를 이용하지만 파쇄 대상물의 강도가 낮아지면 기존에 사용하는 파쇄력을 이용하는 것 보다 낮은 파쇄력으로 빠른 타격속도를 발휘하는 것이 효율적이다. 하지만 행정거리가 고정되어 있는 유압 브레이커의 경우는 백 헤드(Back Head) 가스압력을 줄여서 타격력을 적정 수준으로 하향 조절이 가능하지만 타격속도는 크게 향상되지 않는다.

이러한 문제점을 해결하기 위해서 사용하는 일반적인 방법이 이중 행정 거리를 갖는 유압 브레이커이다. 피스톤의 운동 방향을 결정짓는 피스톤 제어 밸브와 연결되어있는 밸브 전환 라인에 적정 수준의 압력이 형성되면 피스톤 제어 밸브가 운동하고 이로 인해 피스톤은 로드를 타격하는 방향으로 운동 방향

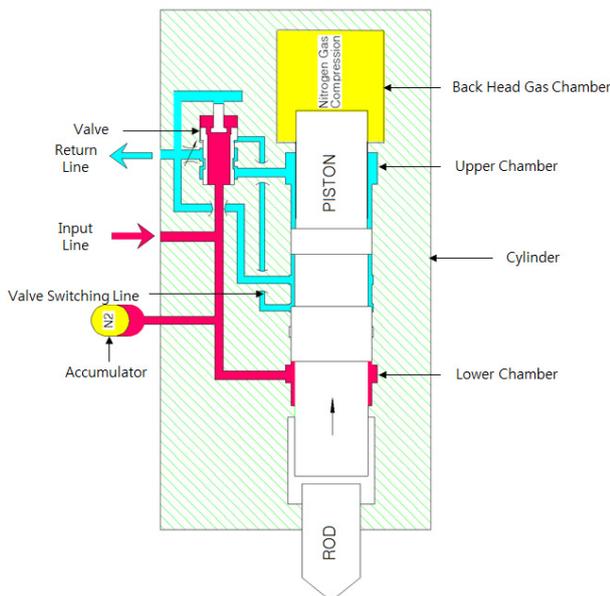


Fig. 1 Schematic cut view of a hydraulic and pneumatic breaker

이 바뀐다. 이러한 밸브 전환 라인을 짧은 행정 거리용, 긴 행정 거리용 2개로 설치하면 두 개의 행정거리를 구현하는 유압 브레이크가 된다. 행정거리를 선택하는 일반적인 방법은 짧은 행정 거리용 밸브 전환 라인을 열고 닫고 하는 방식이다. 일반적으로 나사식 체크 밸브를 사용하는 데, 이를 이용하여 짧은 행정 거리용 밸브 전환 라인을 개방하면 피스톤의 행정 거리는 짧아져 타격력은 줄어들고 파쇄 속도는 빨라진다. 반대로 짧은 행정 거리용 밸브 전환 라인을 닫으면 피스톤의 행정 거리는 길어져 타격력은 증가하고 파쇄 속도는 느려진다. 일반적인 수동식 이중 행정거리를 갖는 유압 브레이크의 구조는 Fig. 2와 같다.

하지만 지역별, 암반별, 사용자별로 짧은 행정거리에서의 파쇄력에 대한 요구는 각기 달라진다. 실제로 두 개의 행정 거리를 가지는 유압 브레이크를 사용하는 운전자들이 짧은 행정 거리에서 요구 파쇄력이 발휘되지 않는다는 이유로 긴 행정 거리만을 사용하는 것을 흔히 볼 수 있었다.

차선으로 생각할 수 있는 방법은 밸브 전환 라인을 여러 개 설치하는 방법이다. 이중 행정거리를 갖는 유압 브레이크의 밸브 전환 라인을 여러 개 설치하여 필요시에 적정 행정거리 밸브 전환 라인을 개방하는 방식이다. 이러한 방식은 실린더 내부에 여러 개의 포트와 밸브를 설치하는데 공간적인 제약으로 인해 구현하기가 쉽지 않다.

본 연구에서는 5톤급 굴착기에 사용되는 유압 브레이크를 대상으로 하였으며, 이중 행정거리 제어 밸브를 응용하여 짧은 행정거리용 전환포트에 연결된

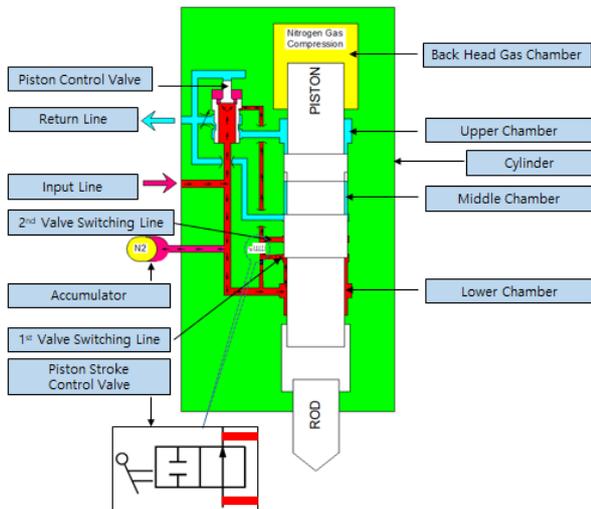


Fig. 2 Schematic cut view of a dual stroke hydraulic breaker

나사식 체크 밸브를 이용하여 수동 무단 타격력 조절 방식을 구현하고자 한다. 기존에 사용하는 방식에서 나사식 체크밸브를 개방하면 개방면적이 급격히 증가하여 다단 또는 무단으로 피스톤 행정거리를 제어하기 힘든 문제가 있다. 개방면적을 서서히 증가할 수 있는 방식을 적용하게 되면 피스톤 제어 밸브의 운동을 적정 시간으로 지연시킴으로써 짧은 행정거리와 긴 행정 거리 사이의 피스톤 행정거리를 구현할 수 있을 것으로 판단한다. 이러한 방식으로 적정 타격력을 제어할 수 있으면 큰 타격력을 요구하지 않는 경우 피스톤의 행정거리를 줄임으로써 타격수가 증가하게 되어 작업 효율이 증가하게 된다. 만약 행정거리를 80% 수준으로 줄여도 파쇄가 가능하다고 한다면 타격속도는 상대적으로 1.25배 증가하게 되고 이 배수만큼 파쇄 작업량이 증가될 수 있다.

2. 수동 무단 타격력 제어기구를 설치한 유압 브레이크의 수학적 모델링

수학적 모델링은 일반적인 유공압식 브레이크의 수학적 모델링과 유사하다. 차이점은 밸브 전환 라인이 2개로 구성되어 있고, 짧은 행정거리용 전환 라인에 오리피스가 설치되어 있다는 점이다. 피스톤과 로드, 밸브의 운동방정식, 각 검사체적에서의 연속방정식, 각 검사체적과 연계된 오리피스에서의 유량방정식, 백 헤드 가스 공간 (Back Head Gas Chamber)와 어큐뮬레이터(Accumulator) 내 질소가스의 압력과 체적 관계식, 공급 라인 및 복귀 라인에 의한 검사체적 연결 관로의 유량방정식으로 구성된다. 피스톤 하강시 로드와의 충돌과정은 강제충돌로 가정하였다.¹⁰⁾

Fig. 3은 피스톤과 로드 및 밸브의 자유 물체도를 나타낸 것이다. 피스톤의 운동방정식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$m_p \cdot \ddot{x}_p = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - P_g \cdot A_g - m_p \cdot g - F_{cp} - F_{cv} + F_r \quad (1)$$

그리고 로드의 운동방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$m_r \cdot \ddot{x}_r = -K_g \cdot x_r - C_g \cdot \dot{x}_r - F_r \quad (2)$$

$$F_r = \begin{cases} -K_r \cdot (x_p - x_r) & (x_p < x_r) \\ 0 & (x_p \geq x_r) \end{cases} \quad (3)$$

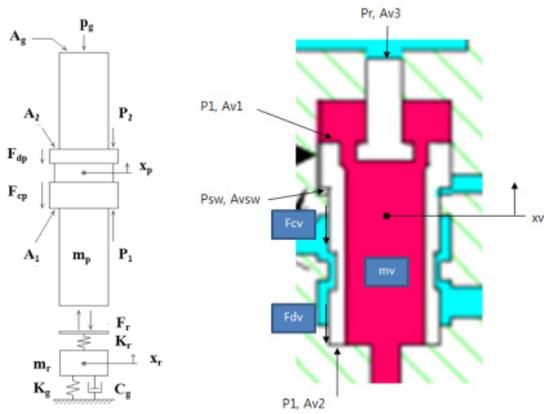


Fig. 3 Free body diagram of Piston and Valve

밸브에 작용하는 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_v \cdot \ddot{x}_v = P_1 \cdot (A_{v2} - A_{v1}) - P_r \cdot A_{v3} - m_v \cdot g + P_{sw} \cdot A_{vsw} \quad (4)$$

여기서 F_r 은 피스톤과 로드 사이의 충돌 반발력이며, F_{cp} 와 F_{cv} 는 각각 피스톤과 밸브의 점성마찰력을 포함한 쿨롱 마찰력이다. F_{dp} 와 F_{dv} 는 각각 피스톤과 밸브의 점성마찰력으로 피스톤과 실린더의 틈새, 밸브와 밸브슬리브의 틈새와 길이를 각각 h_j 와 l_j 이라고 하면 점성마찰력은 다음과 같다.

$$F_{di} = \sum_{i=1}^n \frac{\mu}{h_j} \cdot (\pi \cdot d_j \cdot l_j) \cdot \dot{x}_i \quad (6)$$

여기서 i 는 피스톤(p), 밸브(v)를 나타내며, j 는 각 접촉부위, μ 는 절대점도를 나타낸다.

유압 브레이커에는 피스톤의 위쪽 공간과 아래 공간을 포함하여 다수의 검사 체적이 있는데, 각 검사 체적의 압력을 p_i 라고 하면 검사체적이 고정인 경우와 피스톤과 밸브의 운동에 따라 검사체적이 변하는 가변인 경우로 식 (7), (8)과 같이 연속방정식으로 구할 수 있다.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_e}{V_i} \cdot \left(\sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out} \right) \quad (7)$$

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_e}{V_i} \cdot \left(\sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out} - A_i \cdot \frac{dx_i}{dt} \right) \quad (8)$$

각 검사체적과 연계되어 있는 유로에 대한 오리피스에서의 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_i = C_d \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_j)}{\rho}} \quad (9)$$

백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터 내 가스의 압축과 팽창에 따른 압력과 체적 관계식은 단열과정으로 가정하여 다음과 같이 나타낸다.

$$p_{gi} \cdot V_{gi}^k = constant \quad (10)$$

여기서 p_{gi} 는 백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터의 압력을, V_{gi} 는 백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터의 체적을 나타내며 k비열비로써 k=1.4로 가정하였다.

3. 모델링

위에서 정의한 유압 브레이커의 수학적 모델을 기초하여 SimulationX 소프트웨어로 개발된 시뮬레이션 해석 모델에서 짧은 행정거리용 밸브전환 라인과 개구면적 제어기구를 추가하여 수동 무단 타격력 조절 기구를 반영하였다. Fig. 4는 시뮬레이션 해석 모델을 표현한 것이고, 둥근 모서리 네모 상자 부위가 수동 무단 타격력 조절 기구 부위이다. 짧은 행정거리와 긴 행정거리 사이의 행정거리가 구현됨을 확인하기 위해 우선 수동 무단 타격력 조절 기구를 단순하게 노출로 반영하였다. 시뮬레이션 해석 시간에 따라 노출 직경을 서서히 증가시켜, 긴 행정거리로 피스톤이 운동을 시작하여 점점 행정거리가 줄어드는 제어를 할 수 있도록 하였다.

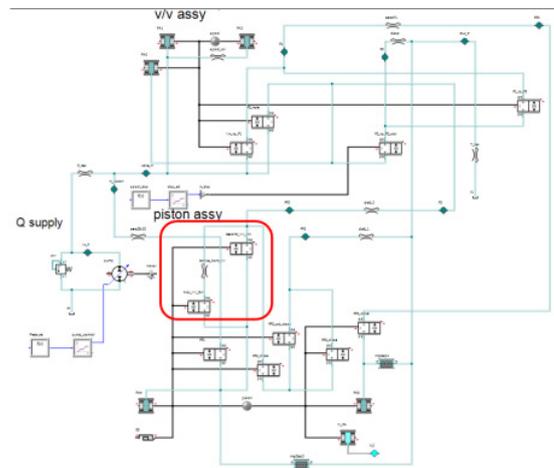


Fig. 4 Simulation model of a hydraulic breaker installed manually and continuously Variable impact force control device

4. 시뮬레이션 및 실험

조절기구가 설치되지 않은 유압 브레이커 중 굴삭기 5.5톤급을 대상으로 설계를 진행하였다. 앞으로는 짧은 행정거리용 전환 라인을 제1 밸브 전환 라인, 긴 행정거리용 전환 라인을 제2 밸브 전환 라인이라고 명명하였다. 기존에 설계된 밸브 전환 라인의 직경을 최대 노즐 개방 직경으로 고려하고, 노즐 개방 직경은 완전 폐쇄 상태에서 최대 개방 상태까지 단계적으로 변화시키면서 시뮬레이션 분석을 진행하였다.

3.1 제1 밸브 전환 라인 개방 직경 변화에 따른 피스톤 행정거리 변화 분석

시뮬레이션 모델에서 노즐 직경을 0mm로 정의하는 것이 불가능하여 최소 직경을 0.1mm로 정의하였다. 제1 밸브 전환 라인과 연결된 노즐 직경을 0.1~8.1mm까지 변화 시키면서 피스톤 행정거리를 분석한 결과는 Fig. 5와 같다.

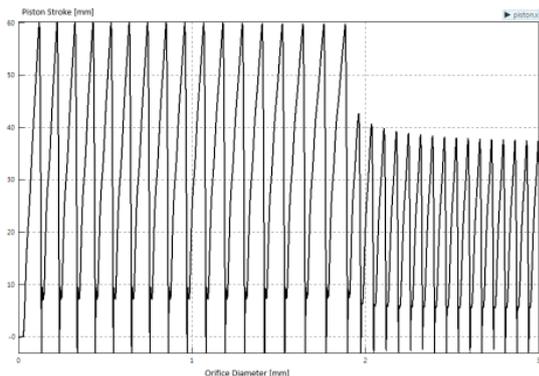


Fig. 5 Piston stroke changing the orifice diameter

Fig. 5를 보게 되면 연속적으로 피스톤 행정거리가 변화하는 것이 아니라 일정 노즐 직경 구간에서 급격히 줄어드는 양상을 보이는 것을 알 수 있다. 따라서 실제 제품에 단순 노즐 형태로 직경을 조절하는 방식을 채택하는 경우는 무단 제어기구를 구현할 수 없다는 점을 알 수 있다. 따라서 제1 밸브 전환 라인의 개방면적을 미세하게 조절할 수 있는 보완 설계가 필요하다.

3.2 제1 밸브 전환 라인의 유량 조절 개선 방안

우선 시뮬레이션 결과에서 무단 연속 제어가 가능한 구간을 다시 살펴보기로 했다. 가능성이 보이는 노즐 직경 범위는 1.9~2.15mm이고, 이에 대해서 다시 시뮬레이션 해석을 진행한 결과는 Fig. 6과 같다. 실

제 무단 연속으로 피스톤 행정거리가 제어되는 단순 노즐의 직경 범위는 1.9~2.15mm로 매우 좁다.

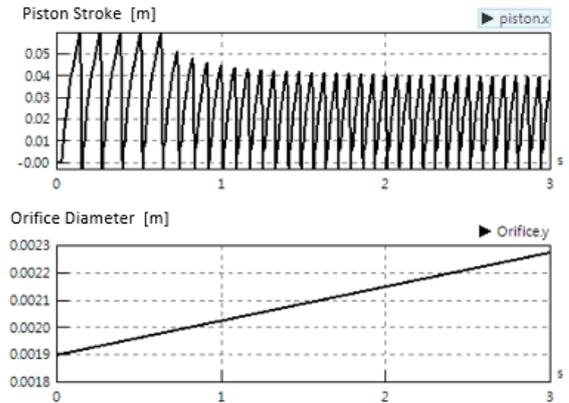


Fig. 6 Piston stroke changing the orifice diameter between 1.9mm and 2.15mm

단순 노즐 형태가 가지는 문제점을 보완하기 위한 방법으로 기존에 사용했던 나사식 체크 밸브와 가변형 오리피스를 조합하는 방법을 고려해 보았다. 나사식 체크밸브를 채용하는 목적은 사용자가 피스톤의 긴 행정거리만을 사용하는 환경에서 안정적인 피스톤 행정거리를 유지하기 위함이다. 만약 제1 밸브 전환 라인의 누설이 발생하게 된다면 사용 중 피스톤 행정거리가 짧아지면서 타격력이 저하되는 현상이 발생하기 때문이다. 최대한 가공이 용이하고 피스톤 행정거리를 연속으로 조절하기 위해서 Fig. 7과 같이 구조를 변경하였다.

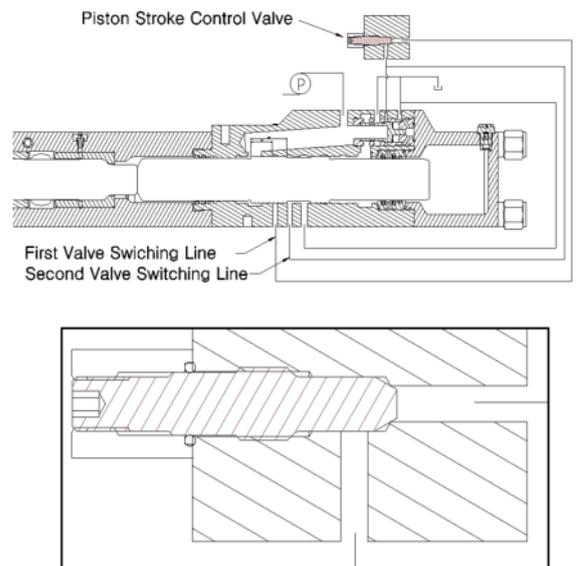


Fig. 7 Modified flow control valve of first valve switching line

Fig. 7의 아래 그림은 제1 밸브 전환 라인에 피스톤 행정거리 조절 밸브(Piston Stroke Control Valve)를 적용한 상태에서 보여주고 있으며, 제1 밸브 전환 라인이 완전히 폐쇄한 상태를 나타낸다. 피스톤 행정거리 조절 밸브 끝단부가 개방되는 면적과 밸브를 통과하는 노즐 입구의 개방된 면적을 동시에 영향을 받도록 설계를 변경하였다. 노즐의 입구 면적 변화는 가변형 오리피스 역할의 역할을 할 것이다. 시뮬레이션 모델은 Fig. 8과 같이 변경하여 해석 결과를 확인해 보면 단순 노즐 구조를 적용한 경우 보다는 피스톤 행정거리가 점진적으로 변화하는 양상을 Fig. 9을 통해서 확인할 수 있다.

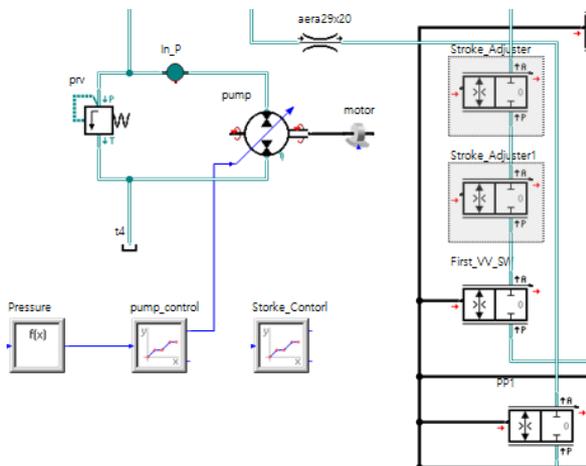


Fig. 8 Simulation model of a hydraulic breaker installed manually and continuously variable impact force control device with screw type check valve

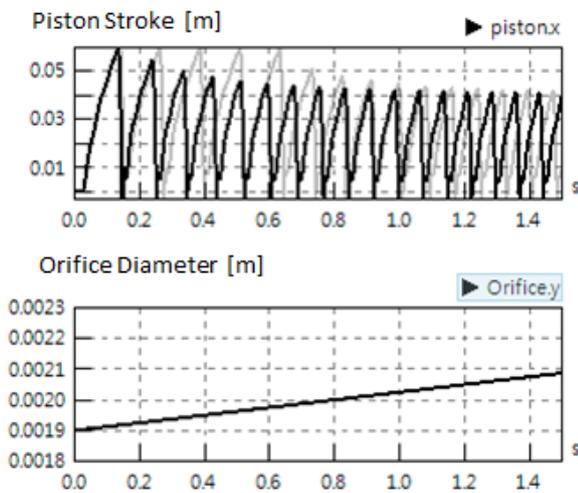


Fig. 9 Piston stroke changing the orifice diameter of modified flow control valve

3.3 실험 검증

실험에 앞서 사용자가 피스톤 행정거리 조절밸브를 이용하여 제1 밸브 전환 라인의 개방 양을 조절함으로써 원하는 타격력을 조절하는 방식을 결정하기로 하였다. 통상적으로 피스톤 행정거리 조절밸브는 엘렌치(L-Wrench)를 사용하고 있으며, 엘렌치의 손잡이 방향을 기준으로 1/4회전, 즉 90도 간격으로 조절한다는 사실을 알 수 있었다. 피스톤 행정거리 조절밸브와 연결된 제1 밸브 전환 라인은 1회전부터 개방되기 시작하도록 설계되어 있다. 따라서 피스톤 행정거리 조절밸브를 이용한 제1 밸브 전환 라인의 개방 양을 0, 1 그리고 1&1/4회전부터 1/4회전씩 증가시키면서 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하기로 하였다. 피스톤의 행정거리를 직접 측정하는 것이 궁극적인 방법이긴 하나 유압 브레이커 내부에서 작동하면서 반복적인 충격 하중을 받고 있기 때문에 피스톤의 행정거리를 직접 측정하는 것은 현재로서는 어려움이 있다.

유압 브레이커의 타격속도는 공급되는 유량, 백헤드 질소 가스 압력이 변동하지 않는 조건에서 행정 거리에 지배적으로 변화한다. 따라서 실험 검증에서는 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 이용하여 타격속도를 기준으로 분석하였다. 최대 공급 유량은 40(L/min), 백헤드 질소 가스 압력은 16.5(bar)로 셋팅을 한 후 피스톤 행정거리 조절 밸브의 회전수에 따른 제1 밸브 전환 라인의 개방면적과 상당직경을 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Open Revolution numbers of piston stroke control valve, open area and equivalent diameter of first valve switching line

Number of Revolution (Revolution)	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00
Opening Area(mm ²)	0.00	0.92	2.55	4.57	6.86
Equivalent Area(mm)	0.00	1.08	1.80	2.41	2.96
Number of Revolution (Revolution)	2.50	3.00	3.50		
Opening Area(mm ²)	11.89	14.17	14.76		
Equivalent Area(mm)	3.89	4.25	4.33		

계산된 제1 전환 밸브 라인과 연결과 노즐의 상당 직경을 시뮬레이션 모델에 반영하여 타격속도를 피스톤의 변위를 이용하여 FFT 분석을 통해 타격속도를 알 수 있다. Fig. 10는 노즐의 상당직경이 4.33mm 일 때 피스톤 변위와 FFT 결과를 나타낸다.

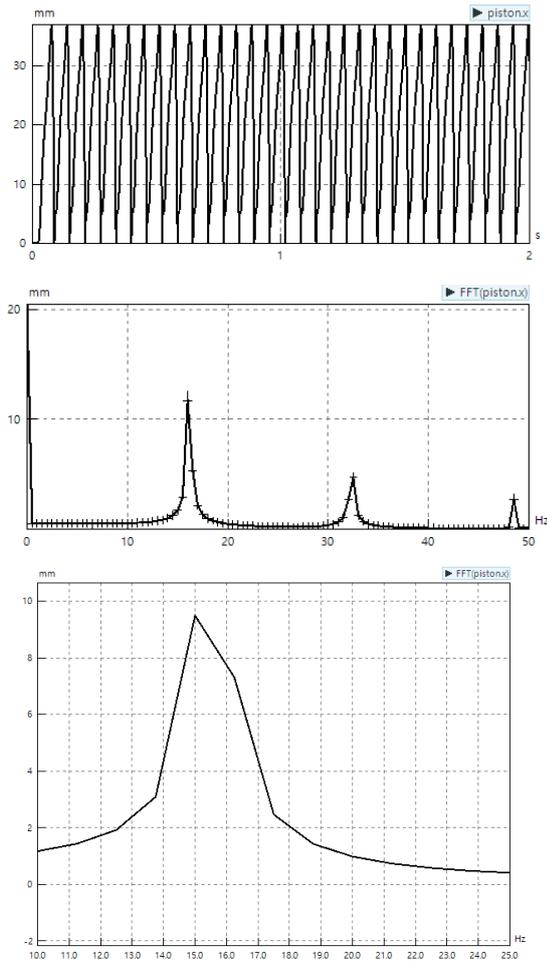


Fig. 10 Piston displacement and frequency result when nozzle diameter is 4.33mm

Table 2 Piston frequency result when nozzle diameter is between 0 to 4.33mm

Number of Revolution (Revolution)	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00
Opening Area(m^2)	0.00	0.92	2.55	4.57	6.86
Equivalent Area(mm)	0.00	1.08	1.80	2.41	2.96
Simulation Blow Speed(bpm)	525	750	771	894	900
Tested Blow Speed(bpm)	529	789	819	828	862
Number of Revolution (Revolution)	2.50	3.00	3.50		
Opening Area(m^2)	11.89	14.17	14.76		
Equivalent Area(mm)	3.89	4.25	4.33		
Simulation Blow Speed(bpm)	900	900	900		
Tested Blow Speed(bpm)	890	891	901		

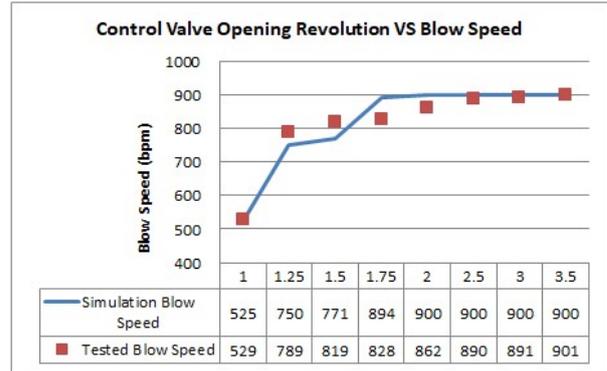


Fig. 11 Piston frequency comparison

시뮬레이션 결과에 따르면 계산된 제1 전환 밸브 라인과 연결과 노즐의 상당직경이 4.33mm 일 때 타격빈도는 15Hz이다. 일반적으로 유압 브레이커의 속도를 명시할 때는 분당 타격수로 표현하며 단위를 bpm(blow per minute)을 사용한다. 따라서 타격속도는 900(bpm)이다. 이런 방식으로 상당직경을 Table 1 조건으로 변경하면서 시뮬레이션을 진행한 결과는 Table 2, Fig. 11과 같다.

5. 결론

본 연구에서는 브레이커에 직접 부착하여 부수적인 설치 밸브, 외부 유압라인 등이 없이 사용자의 요구에 따라 수동 연속으로 타격력을 조절 하는 방법을 제시하였다. 타격속도가 529(bpm) 일 때는 일반적인 암반 파쇄에 활용할 수 있고, 789~901(bpm) 범위는 기존 파쇄력 보다는 낮은 파쇄력을 요구하면서 높은 타격속도를 요구하는 콘크리트 파쇄에 활용할 수 있다. 529~789(bpm) 영역에서 타격속도가 크게 변화하는 부분을 보완한다면 다양한 요구사항에 대응할 수 있을 것으로 판단된다. 유압 브레이커 사용자는 본인의 경험에 따라 요구하는 성능이 상이하고 그 차이에 민감한 경향이 있기 때문이다.

제안한 제어기구는 간단한 구조와 적은 제조원가 상승으로 타격력을 제어함으로써 생산성을 향상시키고 불필요하게 높은 타격력으로 인한 굴착기의 영향을 저감시킬 것으로 기대된다. 생산성의 경우 콘크리트와 같이 강도가 낮은 파쇄물을 상대로 할 때 제어된 타격력이 파쇄 작업에 충분하다고 한다면 기존의 제품과 비교시 작업효율은 최소 49% 이상 개선될 것으로 보여진다. 실제 현장에서도 콘크리트 작업을 중심으로 하는 사용자의 경우 기존의 제품을 개조하여 타격력은 낮추고 타격수를 올리는 작업을 하는 경우가 있다.

제조사의 입장에서도 고객 요구사항에 따라 다양한 제품을 생산, 관리하는 것은 큰 부담이다. 만약 한가지의 제품으로 고객 요구사항을 다양하게 부합할 수 있다고 한다면 재고 관리에도 도움이 되리라 본다.

향후 타격력 제어를 세밀화 할 수 있는 밸브의 형상 설계, 해석 검증, 시제품 제작, 실험검증을 통하여 제품을 개량한 후 실제 작업 현장에의 생산성 향상에 기여하는 수준을 확인할 예정이다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) Y. K. Kang, "A Study of automatical impact energy control device analysis for Hydraulic Breaker", Gachon University Master's Thesis, pp.14-15, 2017.
- 2) Y. K. Lee, W. S. Sung and C. S. Song, "The Development of an Analysis Tool and the Performance Analysis of a Hydraulic Breaker System", Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol.17, No.4, pp.189-196, 2000.
- 3) S. H. Lee, C. S. Han and C. S. Song. "A study on the Performance Improvement of High Efficiency Hydraulic Breaker", Journal of KSTLE, Vol.19, No.2, pp.59-64, 2003.
- 4) H. Y. Baek, H. W. Chang and I. J. Lee, "Optimal Design of a Hydraulic Breaker using Taguchi Method", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers, pp.2033-2038, 2005.
- 5) K. S. Kwak and H. W. Chang. "Performance Optimization of a Fully Hydraulic Breaker using Taguchi Method", Journal of Drive and Control Vol.5, No.3, pp.41-48, 2008.
- 6) S. Choi and H. W. Chang. "Performance Improvement of an Integrated-type Fully-Hydraulic Breaker by Sensitivity Analysis", Journal of Drive and Control Vol.6, No.1, pp.57-64, 2009.
- 7) D. Y. Shin and K. B. Kwon. "A Study on Performance Optimization of a Hydraulic Breaker", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol.35, No.6, pp.677-682, 2011.
- 8) T. J. Ryoo and H. W. Chang. "Performance Optimization of a Gas-Assisted Hydraulic Breaker with Dual Stroke", Journal of Drive and Control Vol.7, No.1, pp.58-66, 2010.
- 9) Y. K. Kang et al., "A Study on Automatic Impact Force Control Mechanism Design for Hydraulic Breaker", 2017 Spring Conference Journal of KSFC, pp.95-100, 2017.
- 10) Y. K. Kang, "A Study of automatical impact energy control device analysis for Hydraulic Breaker", Gachon University Master's Thesis, pp.16-18, 2017.
- 11) D. H. Lee et al., "Technique Proposal of Auto-Sensing Hydraulic Breaker with Stepwise Impact Stroke Variable Mechanism", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.2, pp.9-21, 2018.
- 12) H. A. Khan, C. N. Kang and S. N. Yun, "A Study on the Development of Mathematical Model of Three-stage Flow Control Valve", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.2, pp.38-45, 2018.