

# 일체형 순수유압식 브레이커의 민감도해석에 의한 성능 향상

## Performance Improvement of an Integrated-type Fully-Hydraulic Breaker by Sensitivity Analysis

최 석 · 장효환

S. Choi and H. W. Chang

**Key Words** : Integrated-type Fully Hydraulic Breaker(일체형 순수유압식 브레이커), Performance Improvement(성능향상), Impact Energy(타격에너지), Sensitivity Analysis(민감도해석), Dynamic Characteristics(동특성), AMESim Model(AMESim 모델)

**Abstract**: The performance improvement of a small-size integrated-type fully hydraulic breaker is studied in this paper. Mathematical modeling of the breaker is established and verified by experiment. Through sensitivity analysis using AMESim, the key design parameters are selected and nearly optimized to maximize the impact energy as well as to improve the dynamic characteristics such as the piston upper chamber pressure, piston and valve displacements. As a result, the impact energy, blows per minute(bpm) and output power are increased by 52.9%, 1%, and 55.6%, respectively compared with the current design. The dynamic characteristics of the piston upper chamber pressure, piston and valve displacements are also improved by the design change.

### 1. 서 론

유압브레이커는 굴삭기에 장착되어 굴삭기의 유압 동력원을 사용하여 암반이나 콘크리트 등의 파쇄작업, 건축물의 해체작업 등에 널리 사용되고 있는 장치이다. 유압브레이커는 타격에너지를 생성시키는 방법에 따라 순수유압식(fully-hydraulic)과 가스보조식(gas-assisted) 브레이커로 분류된다. 순수유압식 브레이커는 다시 분리형과 일체형으로 나누어지는데, 분리형은 피스톤과 밸브가 분리되어 있고 연결관로를 통해 전달된 압력에 의해 밸브의 방향전환 기능이 이루어진다. 반면, 일체형은 밸브가 피스톤과 같은 중심선을 가지고 있고 피스톤과 연계된 상하운동을 통하여 방향전환 기능을 수행하며 주로 소형이고 가느다란 형태를 갖추고 있다. 가스보조식에 관한 연구는 상당수 수행되었지만<sup>1,2)</sup> 일체형 유압식 브레이커에 대한 연구는 시뮬레이션에 관한 것만<sup>3)</sup> 있을 뿐 설계변수 민감도해석이나 성능 향상에 대한 연구는 없는 실정이다.

본 연구에서는 일체형 순수유압식 브레이커에 대하여 수학적 모델을 수립하고 AMESim을 이용한 시뮬레이션에 의해 성능을 해석하였으며, 실험을 통해 타당성을 검증하였다. 유압브레이커의 성능을 향상시키기 위해 민감도해석을 통하여 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 규명하고 주요 설계변수들을 추출하였으며, 타격에너지를 극대화하는 동시에 피스톤상실 압력 동특성, 피스톤과 밸브 변위 동특성 등을 개선시킨 설계변수들을 제시하였다.

### 2. 유압브레이커의 작동원리

유압브레이커는 피스톤의 왕복운동이 로드 전달되어 대상물을 타격하는 기본 원리로 작동된다.

Fig.1은 본 연구에서 사용한 유압브레이커의 단면도이며 구성요소와 검사체적들을 보여주고 있다. 피스톤과 밸브는 4단계의 상대운동을 한다. 1단계에서 공급라인과 연결된 입력검사체적(CV1)의 고압유가 피스톤하실(CV1)로 유입되어 피스톤이 상승한다. 2단계에서 상승중인 피스톤이 밸브와 맞닿은 후 밀폐된 공간(CV5)을 사이에 두고 밸브를 밀어 올려 피스톤상실(CV6)과 리턴포트 및 밸브상실(CV4) 사이에 각각 연결된 2개의 오리피스를 차례로 닫는다. 3단계

접수일 : 2009년 1월 9일, 게재확정일 : 2009년 2월 10일

최 석 : 고려대학교 대학원 기계공학부

장효환(책임저자) : 고려대학교 기계공학부

E-mail : hwchang@korea.ac.kr, Tel : 02-3290-3354

에서 밸브가 CV2까지 상승하여 고압유가 피스톤 상실로 유입되면 밸브는 더욱 상승하고 피스톤은 하강한다. 4단계에서 피스톤이 CV3까지 하강하게 되면 밸브상실(CV4)로 고압유가 유입되어 밸브는 하강하게 되고 피스톤은 로드를 타격한 후 다시 상승하게 된다. 유압브레이커는 이러한 4단계의 행정을 반복하게 된다.

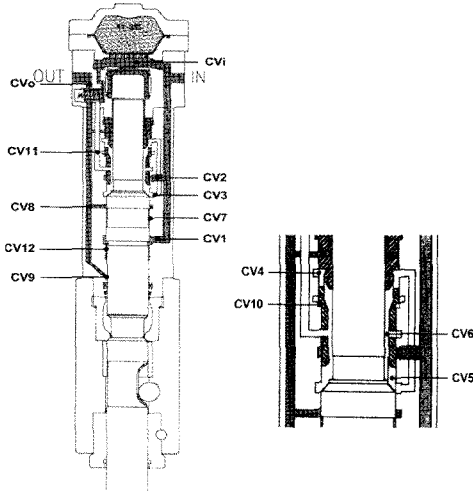


Fig. 1 Schematic cut view of an integrated-type fully-hydraulic breaker

### 3. 모델링 및 시뮬레이션

유압브레이커의 모델링은 피스톤, 밸브와 로드의 운동방정식, 각 검사체적에서의 연속방정식, 각 검사체적과 연계된 오리피스에서의 유량방정식, 어큐물레이터 내 기체의 압력과 체적 관계식, 공급라인 및 리턴라인과 검사체적 연결관로의 동특성을 고려한 라인방정식으로 구성된다.

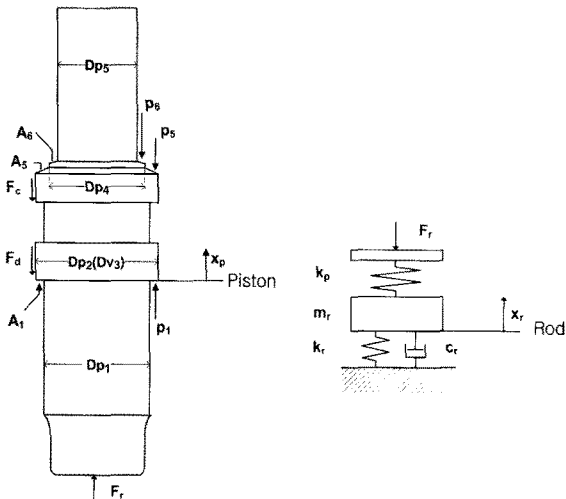


Fig. 2 Free body diagram of the piston and rod

Fig. 2와 3은 각각 피스톤과 로드 및 밸브의 자유물체도를 보여주고 있다. 피스톤과 로드의 충돌과정은 탄성충돌로 가정하였고, 지반은 스프링과 댐퍼로 나타내었다.<sup>4)</sup> 피스톤, 로드 및 밸브에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p}(p_1 A_1 - p_5 A_5 - p_6 A_6 - m_p g - F_c - F_d + F_r) \quad (1)$$

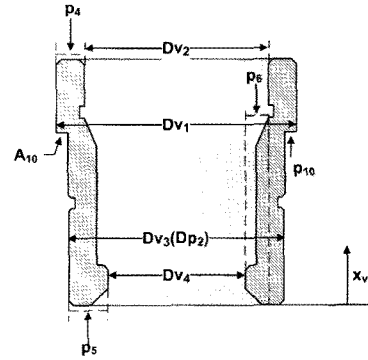


Fig. 3 Free body diagram of the valve

$$\ddot{x}_r = \frac{1}{m_r}(k_p x_r + c_r \dot{x}_r - m_r g - F_r) \quad (2)$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v}(p_5 A_5 + p_{10} A_{10} - p_4 A_4 - p_6 A_6 - m_v g) \quad (3)$$

$$F_r = \begin{cases} k_p(x_r - x_p), & x_p < x_r \\ 0, & x_p \geq x_r \end{cases} \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} [(Dp_2)^2 - (Dp_1)^2] \quad (5)$$

$$A_5 = \frac{\pi}{4} [(Dp_2)^2 - (Dp_4)^2] = \frac{\pi}{4} [(Dv_3)^2 - (Dv_4)^2] \quad (6)$$

$$A_6 = \frac{\pi}{4} [(Dp_4)^2 - (Dp_5)^2] = \frac{\pi}{4} [(Dv_2)^2 - (Dv_4)^2] \quad (7)$$

$$A_{10} = \frac{\pi}{4} [(Dv_1)^2 - (Dv_3)^2] \quad (8)$$

여기서,  $F_r$ 은 피스톤과 로드 사이의 충돌 반발력이며  $F_c$ 는 피스톤의 쿨롱 마찰력을 나타내고 정적 마찰력(stiction)을 포함하고 있다. 또한  $F_d$ 는 피스톤의 점성마찰력을 나타내며 식(9)와 같다.

$$F_d = \sum_{i=1}^n \frac{\mu}{h_i} (\pi Dp_i l_i) \dot{x}_p = c_p \dot{x}_p \quad (9)$$

여기서,  $\mu$ 는 점성계수이고  $h_i$ ,  $Dp_i$ 는 피스톤과 실린더 사이의 간극과 지름이며  $l_i$ 는 접촉면적의 길이를 나타낸다.

피스톤과 밸브의 상대운동에 따른 압력관계는 1단계와 4단계에서  $p_4 = p_6 = p_5$ 이고 2단계에서  $p_4 = p_6$ 이며 3단계에서  $p_6 = p_5$ 이다.

검사체적은 입력검사체적과 출구검사체적을 포함하여 총 14개로 구성되어 있는데(Fig. 1 참조), 각 검사체적의 압력  $p_i$ 는 검사체적이 고정인 경우와 가변인 경우로 구분하여 연속방정식으로부터 각각 식 (10), (11)과 같이 나타내었다.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_c}{V_i} \cdot \left( \sum_{i=1}^n Q_{in} - \sum_{i=1}^m Q_{out} \right) \quad (10)$$

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_c}{V_i} \cdot \left( \sum_{i=1}^n Q_{in} - \sum_{i=1}^m Q_{out} - A_i \frac{dx_i}{dt} \right) \quad (11)$$

가공공차에 의한 검사체적 사이의 누설유량은 총류로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.

$$Q_i = \frac{\pi \cdot d_i \cdot \delta_i^3}{12\mu \cdot l_i} \cdot (p_i - p_j) \quad (12)$$

각 검사체적과 연결된 오리피스에서의 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_i = C_d \cdot A_i \sqrt{\frac{2(p_i - p_j)}{\rho}} \quad (13)$$

Fig. 4는 어큐물레이터의 개념 모델을 보여주고 있다. 어큐물레이터 검사체적  $V_a$  내의 압력  $p_a$ 와 유입유량  $Q_a$ 는 연속방정식과 유량방정식으로 부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{1}{\left( \frac{V_a}{\beta_c} + \frac{dV_a}{dp_a} \right)} \cdot Q_a \quad (14)$$

$$Q_a = C_d \cdot A_a \sqrt{\frac{2(p_i - p_a)}{\rho}} \quad (15)$$

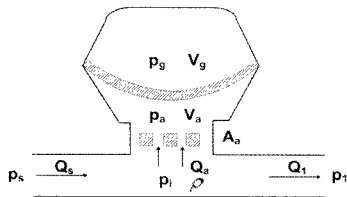


Fig. 4 Conceptual model of the accumulator

또한 어큐물레이터 내의 기체를 이상기체라 가정하고, 온도가 일정하다고 가정하면 일반기체법칙으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dV_g}{dp_g} = - \frac{dV_g}{dp_g} = \frac{V_g}{kp_g} \quad (16)$$

여기서  $p_g$ 는 어큐물레이터 충전압력,  $V_g$ 는 어큐물레이터 용량,  $k$ 는 폴리트로픽 지수(polytropic index)이며,  $1 < k < 1.4$  이다.

유압브레이커에서 매 타격 시 유입되는 공급유량의 변화가 크고 이에 따른 압력맥동 현상이 발생하는데, 이러한 라인의 동특성을 고려하기 위해 라인 모델을 채택하였다. 굴삭기 MCV(main control valve)와 유압브레이커 사이의 공급라인과 리턴라인 어큐물레이터와 피스톤상실과 피스톤하실 사이에 각각 병렬로 연결된 4개와 2개의 라인에 대하여 라인모델을 각각 적용하였다. 공급라인의 경우 4개의 유연호스와 2개의 강관으로 구성되어 있다. 따라서 총 6개의 라인으로 세분화하여 각각에 대해 라인모델을 적용하였다.

라인모델은 하나의 라인을 저항( $R_i$ ), 인덕턴스( $L_i$ ), 커패시턴스( $C_i$ )로 각각 구성된 Fig. 5와 같은  $\pi$ -model로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.<sup>5)</sup>

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{2}{C_i} \cdot (Q_i - Q_m) \quad (17)$$

$$\frac{dp_j}{dt} = \frac{2}{C_j} \cdot (Q_m - Q_j) \quad (18)$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = \frac{1}{L_i} \cdot (p_i - p_j - R_i \cdot Q_m) \quad (19)$$

여기서,  $p_i$ ,  $Q_i$ 와  $p_j$ ,  $Q_j$ 는 각각 라인 입구와 출구의 압력과 유량이다.

본 연구에서는 유압브레이커의 성능과 동특성을 해석하기 위한 시뮬레이션은 AMESim을 사용하여 수행하였고, 이를 위해 위에서 수립한 유압브레이커의 각 구성요소별 수학적 모델에 기초하여 전체 AMESim 모델을 완성하였다.

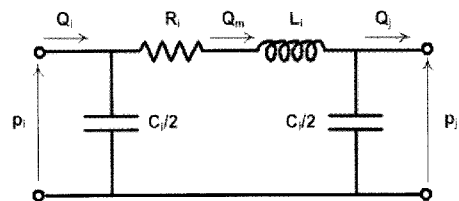


Fig. 5 Structure of a  $\pi$ -model for the line

주요 성능지수인 타격에너지는 피스톤이 로드(tool)와 충돌하는 순간에 로드에게 전달되는 운동에너지로

나타내었고<sup>6)</sup> 피스톤의 최대하강속도( $v_p$ )<sub>max</sub>는 시뮬레이션이 안정된 후반부 20회의 평균치로 하였다.

$$\text{타격에너지} = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \frac{1}{2} m_p (v_p)_i^2 \quad (20)$$

여기서  $m_p$ 는 피스톤의 질량이다.

유압브레이커의 출력은 타격에너지  $E$ 와 초당 타격수  $f$ (bpm)의 곱이며, 효율은 유압브레이커에 공급되는 유압동력에 대한 비로 다음과 같이 나타낸다.<sup>6)</sup>

$$\text{효율} = \frac{E \cdot f}{(P_s - P_r) Q_s} \quad (21)$$

여기서  $P_s$ 는 공급라인 압력,  $P_r$ 는 리턴라인 압력,  $Q_s$ 는 공급 유량이다.

본 연구에서는 모델링의 타당성을 검증하기 위해 대상 유압브레이커를 소형 굴삭기(두산 Solar 55)에 장착하여 실차 실험을 수행하였다.

Fig. 6은 실험 장치를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 기반조건은 단단한 지면에 놓여있는 철판이며, NI사의 DAQ와 LabVIEW<sup>7)</sup>를 사용하여 각 검사체적의 압력과 공급유량 및 온도를 측정하였다

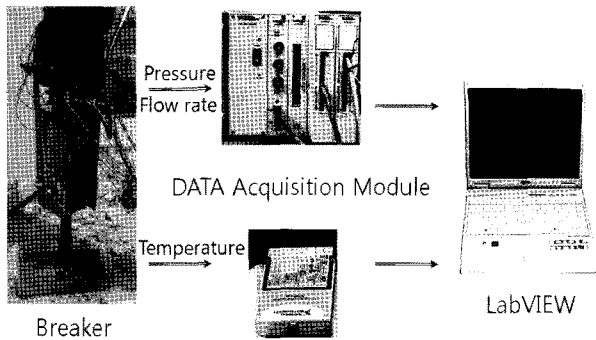


Fig. 6 Experimental apparatus for a field test

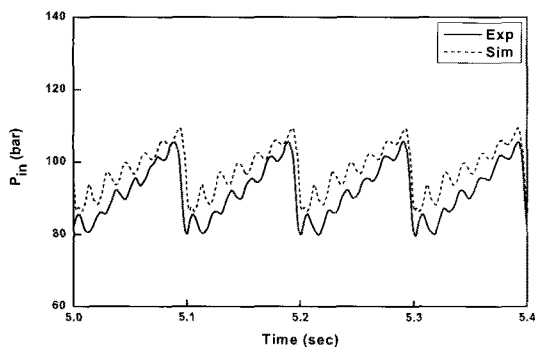


Fig. 7 Comparison of simulation result with the experimental one for the supply line pressure

Fig. 7은 유압브레이커의 입력포트 직전에서 측정 한 공급라인의 압력 동특성에 대한 실험과 시뮬레이션의 결과를 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 시뮬레이션 결과로 얻은 전체적인 압력 파형과 압력맥동 특성은 실험 결과와 비교적 잘 일치하였다. 공급라인의 압력 파형에 작은 리플이 발생하는 현상은 피스톤이 하강할 때마다 많은 유량이 급격히 피스톤 상실로 유입됨에 따른 공급라인의 동특성에 기인한 것이다.

#### 4. 설계변수 민감도 해석

피스톤과 밸브의 설계변수들은 Fig. 8에 나타나 있고, 검사체적들은 Fig. 1에 나타나 있다. 그 외에 어큐뮬레이터의 충전압력과 부피 등이 있으며 고려한 설계변수는 총 32개이다.

본 연구에서 고려한 주요 성능지수는 타격에너지, 타격수(bpm)와 출력이며, 그 중 타격에너지와 타격수에 영향을 많이 미치는 설계변수를 주요 설계변수로 선정하였다.

예비 민감도해석 결과로 타격에너지에 영향을 가장 많이 미치는 요인은 피스톤의 상하실면적비임을 알 수 있었으며 관련 설계변수는  $Dp2$ 와  $Dp5$ 이다. 성능지수와 압력 동특성에 영향을 동시에 미치는 요인은 피스톤과 밸브의 오리피스언더랩(underlap)이며, 관련변수는  $Lp3$ ,  $Lp4$ ,  $Lp5$ ,  $Lv1$ ,  $Lv2$ ,  $Lv3$  등이다. 그 외에 공급압력의 맥동( $\Delta P_s$ )에 영향을 미치는 변수는 어큐뮬레이터의 충전압력과 체적이다.

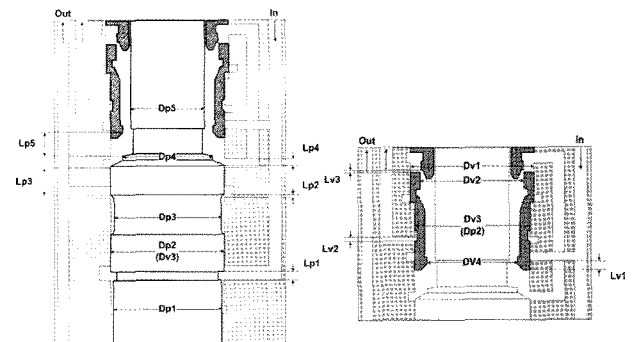


Fig. 8 Design parameters of the piston and valve

예비 민감도해석 결과로  $Dp3$ ,  $Dp4$ ,  $Lp1$ 와  $Lp2$ 는 성능지수에 미치는 영향이 작은 것으로 나타났다.

$Dp1$ 은 로드와 접촉하는부위의 지름으로 피스톤의 강도를 유지하기 위해 기존치수로 고정하였다. 또한 어큐뮬레이터의 체적은 장착 브라켓 등의 설계변경

을 최소화하기 위해 기존치수로 유지하였다. 기존 연구에서 검사체적의 크기변화는 성능지수에 별다른 영향을 주지 않는 것으로 보고되어<sup>4)</sup> 주요 설계변수에서 제외하였다.

따라서 주요 설계변수로 Dp2, Dp5 등 피스톤의 지름 설계변수 2개, Lp3, Lp4, Lp5, Lv1, Lv2, Lv3 등 피스톤과 밸브의 오리피스언더랩 설계변수 6개, 어큐물레이터의 충전압력 등 총 9개를 선정하였다.

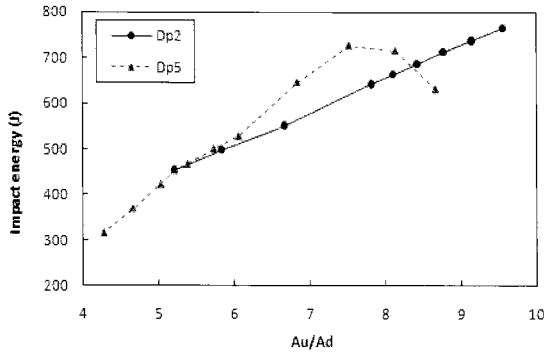


Fig. 9 Effect of piston top/bottom area ratios on the impact energy

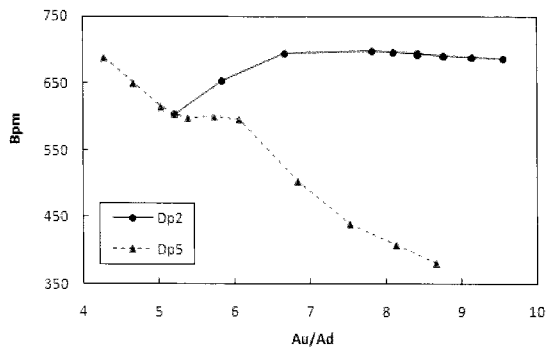


Fig. 10 Effect of piston top/bottom area ratio on the bpm

Fig. 9와 10은 Dp2와 Dp5의 변화에 따른 피스톤의 상실면적(Au)과 하실면적(Ad)의 비가 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 여기서 Au와 Ad는 Fig. 2에 보여준 자유물체도에서 각각  $(A_5+A_6)$ 와  $A_1$ 이다. 식(5)~(7)에서 알 수 있듯이 상하실면적비가 증가하려면 Dp2가 감소하거나 Dp5가 감소하여야 한다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 Dp2가 감소(면적비 증가)할수록 타격에너지는 거의 비례적으로 증가하지만 타격수의 감소는 미미하였다. Dp5의 감소(면적비 증가)에 의한 타격에너지의 증가량은 한계가 있는 반면 타격수는 급격히 감소하였다. 특히

Dp5는 피스톤상부의 실(seal) 규격 때문에 5mm단위로만 설계변경이 가능하기 때문에 미세조정이 불가능하다. 따라서 Dp5는 기존치수로 유지하고, Dp2의 크기를 피스톤 하부지름과의 상대적 크기를 고려하여 2mm 축소하여 최종 상하실면적비로 Au/Ad=9.6를 선정하였다. 피스톤과 동일한 실린더 내부에 있는 밸브의 지름 Dv1, Dv2, Dv3와 Dv4는 Dp2와 같은 비율로 축소하였다.

피스톤과 밸브를 최종 상하실면적비로 설계변경하고 이에 따른 피스톤과 밸브의 질량 감소를 반영하여 시뮬레이션한 결과 타격에너지와 타격수는 설계변경 전에 비해 각각 70.2%, 3.2% 증가하였다. 하지만 피스톤상실의 압력 동특성과 피스톤과 밸브의 변위 동특성이 기존설계보다 더 나빠졌고 공급압력맥동( $\Delta P_s$ )도 26.7bar 상승하였다. 따라서 최종 상하실면적비를 반영한 상태에서 공급압력 맥동을 줄이기 위해 어큐물레이터의 충전압력을 20bar 증가시키고, 압력과 변위 동특성을 개선시킬 수 있는 설계변수를 찾기 위하여 피스톤과 밸브의 오리피스언더랩에 관한 민감도해석을 수행하였다.

Fig. 11은 Lp3가 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 설계변수 Lp3는 작동순서 2~3 단계에서 밸브가 상승함에 따라 밸브상실(CV4)에 있는 오일을 배출시키는 출구포트의 오리피스언더랩이다(Fig. 1참조). 기존설계의 경우 피스톤 상사점 부근에서 출구포트가 조금 밖에 열리지 않아 밸브뿐만 아니라 이에 연계된 피스톤의 상승운동도 원활하지 못한 문제점이 발견되었다. 따라서 Lp3를 축소시킬 필요가 있지만 조금만 줄여도 타격에너지와 타격수가 민감하게 감소하는 경향을 보여 0.5mm만 축소한 치수를 설계변경 초기값으로 선정하였다.

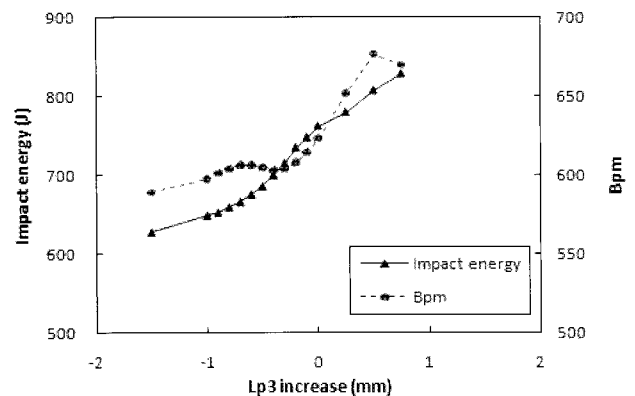


Fig. 11 Effect of Lp3 variations on the impact energy and bpm

Fig. 12는 Lp4가 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. Lp4는 작동순서 4단계에서 피스톤 하강시 밸브상실(CV4)로 고압유를 보내는 시간을 좌우하는 CV3 오리피스언더랩이다. Lp4를 기존설계보다 감소시키면 타격에너지는 크게 줄지 않지만 타격수는 현저히 감소한다. 이는 Lp4가 감소하면 CV3 오리피스가 늦게 열리면서 밸브의 하강시간이 늦어지기 때문이다. 하지만 이로 인해 고압유 공급포트(CV2)가 늦게 닫혀 피스톤 하강 시 피스톤상실에 고압유를 늦게까지 공급하여줌으로써 음압이 발생하는 것을 억제시켜 준다. 피스톤상실에 음압이 발생하면 밸브상실의 압력도 함께 떨어져 피스톤 하강 직후에 밸브가 일시적으로 상승하는 역작용이 생긴다. 이러한 현상을 방지하기 위하여 Lp4를 3mm 감소시킨 값을 설계변경 초기값으로 선정하였다.

Fig. 13은 Lp5가 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. Lp5를 기존설계보다 감소시키면 피스톤 행정이 짧아져 타격수는 약간 증가한 반면 타격에너지는 급격히 감소하는 경향을 보여 기존치수를 설계변경 초기값으로 선정하였다.

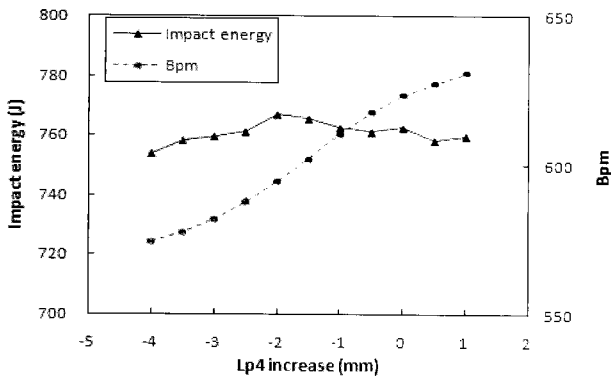


Fig. 12 Effect of Lp4 variations on the impact energy and bpm

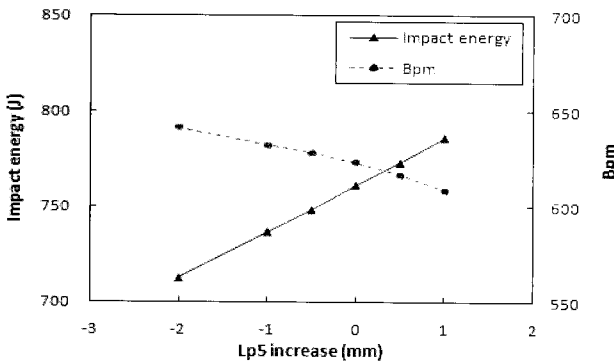


Fig. 13 Effect of Lp5 variations on the impact energy and bpm

Fig. 14는 Lv1이 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. Lv1이 감소하면 상실공급포트가 빨리 열려 밸브 상승이 빨라짐에 따라 타격수는 증가하고 타격에너지는 감소 하지만 타격에너지 감소량에 비해 타격수 증가폭이 훨씬 크다. 따라서 Lv1은 다른 설계변수의 조정에 의해 감소된 타격수를 회복시켜주는 데 가장 큰 역할을 하는 설계변수임을 알 수 있었으며 기존설계 치수보다 1mm 축소시킨 값을 설계변경 초기값으로 선정하였다.

Fig. 15, 16은 Lv2와 Lv3가 각각 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. Lv2와 Lv3는 각각의 치수가 감소할수록 타격에너지는 증가하나 타격수는 감소하는 것으로 나타나 기존 치수를 초기값으로 선정하였다.

본 연구에서는 앞에서 선정한 6개 설계변수들을 초기값 부근에서 작은 단위로 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하여 타격수가 기존설계에 비해 작지 않아야 되는 구속조건을 만족시키고 타격에너지가 극대화 되는 동시에 피스톤상실 압력 동특성과 피스톤과 밸브 변위 동특성 등이 기존설계에 비해 향상되

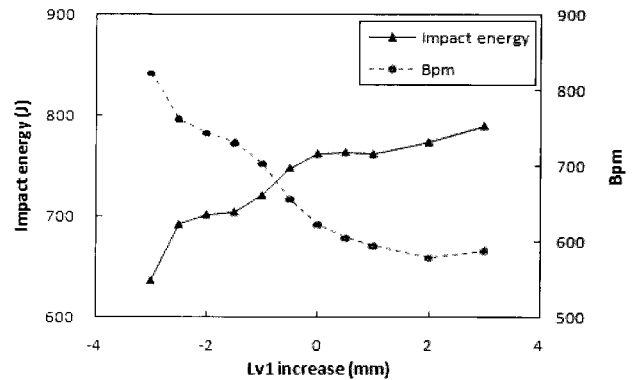


Fig. 14 Effect of Lv1 variations on the impact energy and bpm

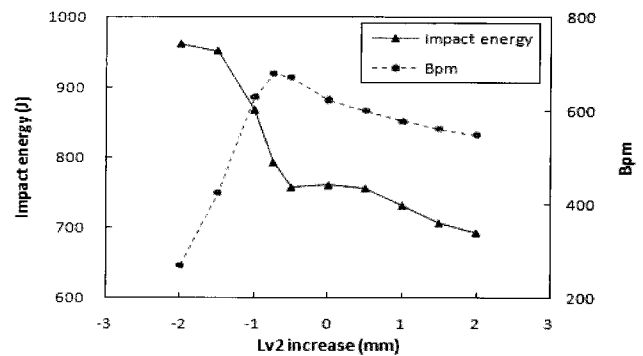


Fig. 15 Effect of Lv2 variations on the impact energy and bpm

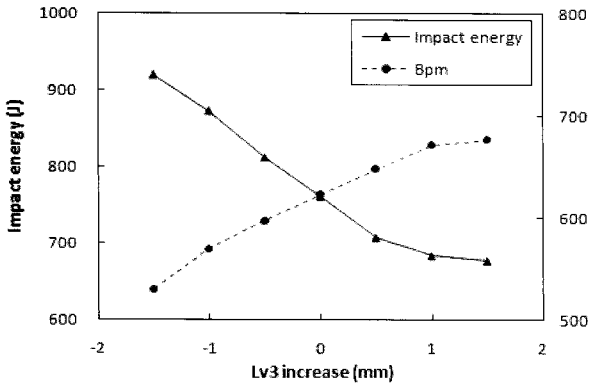


Fig. 16 Effect of Lv3 variations on the impact energy and bpm

는 설계변수들의 조합을 구하였다. 결과로 제시된 최종설계변수는  $Lp3=-0.5mm$ ,  $Lp4=-2.8mm$ ,  $Lv1=-1.0mm$ ,  $Lv2=Lv3=Lp5=0mm$ 이다. 여기서 제시된 치수는 기존 설계 치수에 대한 증감으로 나타내었다.

### 5. 설계변경 전·후의 성능 비교

Table 1은 설계변경 후의 주요 성능지수를 기존설계와 비교한 표이다. 설계변경 후 타격에너지, 타격수와 출력은 기존설계에 비하여 각각 52.9%, 1%, 55.6% 증가하였고, 공급압력 맥동도 11.6bar 증가하였다. 유압브레이커의 효율은 설계변경에 의해 4% 정도 증가한 반면 타격에너지가 예상외로 크게 증가하여 이에 대하여 고찰하여 보았다.

Table 1 Comparison of the performance after the design change with the current one

	Before	After	Comparison
Impact Energy	448.2 J	685.4 J	+52.9 %
Bpm	603.7	609.8	+1.0 %
Output Power	4.5 kw	7 kw	+55.6 %
Efficiency	65 %	69 %	+4 %
$\Delta P_s$	20.9 bar	32.5 bar	+11.6 bar

Fig. 17은 유압브레이커에 공급되는 압력과 유량 관계인 P-Q 곡선을 보여주고 있다. 그림에서 실선은 굴삭기의 펌프에 의해 공급되는 압력과 유량을 정적으로 측정하여 나타낸 것이다. 즉, 굴삭기의 엔진 회전 속도를 1900rpm으로 고정하고 릴리프 밸브를 210 bar로 설정한 상태에서 공급라인과 리턴라인 사이에 설치된 밸브를 완전개방에서 완전폐쇄 상태까지 천천히 잠가가면서 연속적으로 측정한 압력과 유량 값이다. 반면에 그림에서 점선과 파선으로 나타낸 곡선은

유압브레이커의 한 사이클 동안 유압브레이커에 공급되는 동적 압력과 유량을 시뮬레이션에 의해 구한 후 합성한 것이며 각각 기존설계와 설계변경 후의 P-Q곡선이다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 굴삭기 펌프의 동일한 운전조건에서 설계변경에 의해 유압브레이커의 작동압력이 평균 97bar의 저압영역에서 평균 149bar의 고압영역으로 약 65% 상향되었다.

Fig. 18은 설계변경 후의 공급압력 동특성을 기존설계와 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 공급압력이 설계변경에 의해 약 50 bar 증가하였는데, 이러한 공급압력의 업그레이드는 상하실면적비가 증가되도록 피스톤의 대경부 직경( $Dp_2$ )를

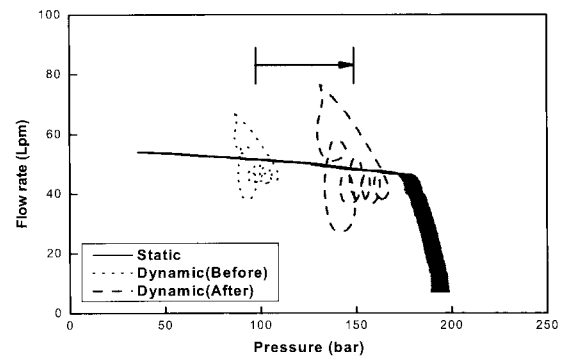


Fig. 17 Comparison of dynamic P-Q curves between before and after the design change

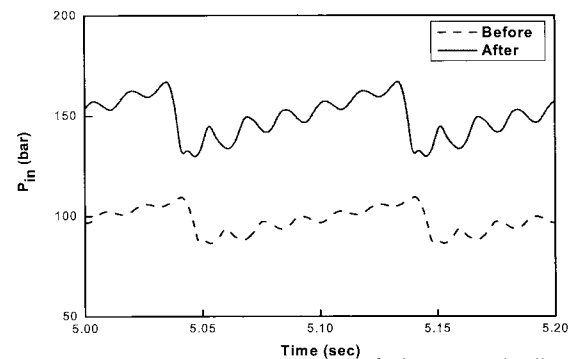


Fig. 18 Transient responses of the supply line

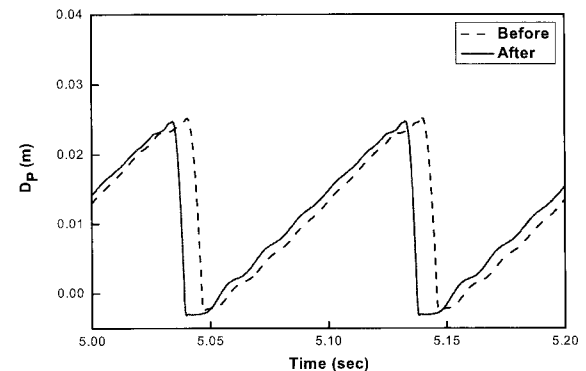


Fig. 19 Transient responses of the piston displacement

축소하고 오리피스언더랩을 조율하여 얻어진 결과이며 타격에너지를 현저히 증가시킨 가장 큰 원인이다.

Fig. 19는 설계변경 후의 피스톤변위 동특성을 기존설계와 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 설계변경 후의 경우 기존설계에 비해 피스톤이 상사점 부근에서 지체됨이 없이 좀더 매끄럽게 상승하였는데, 이는 Lp3의 감소에 의해 밸브 상승운동이 원활해졌고 이에 연계된 피스톤의 상승운동도 함께 원활해졌기 때문이다.

Fig. 20은 설계변경 후의 피스톤상실압력 동특성을 기존설계와 비교하여 보여주고 있다. 피스톤상실의 압력파형 전반부에 일시적으로 튀었다가 가라앉는 현상이 발생하는데 그 크기가 설계변경 후에 많이 감소하였음을 볼 수 있고, 이로 인해 피스톤이 상사점 부근에서 매끄럽게 상승운동을 하였다. 또한 설계변경 후의 경우 피스톤 하강 시 압력이 음압으로 떨어지지 않는 것을 볼 수 있는데 이는 Lp4의 감소에 의해 피스톤상실에 고압유가 늦게까지 공급되었기 때문이다. 피스톤상실 압력의 최대값이 기존설계에 비해 현격히 상승한 것을 볼 수 있는데 이로 인해 타격에너지가 증가한 것으로 사료된다.

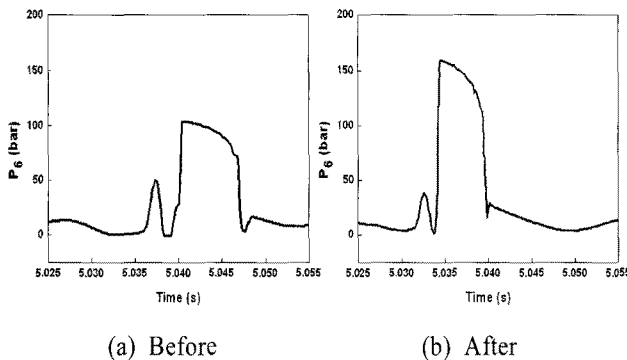


Fig. 20 Transient responses of the piston upper chamber pressure

## 6. 결 론

일체형 순수유압식 브레이커에 대하여 수학적 모델을 수립하고 AMESim을 이용한 시뮬레이션에 의해 성능을 해석하였으며, 실험을 통해서 타당성을 검증하였다. 유압 브레이커의 민감도해석을 통해 주요 설계변수들을 추출하였으며, 타격수를 기존설계보다 작지 않게 하는 구속조건에서 타격에너지를 극대화시키는 동시에 피스톤상실 압력 동특성과 피스톤과 밸브 변위 동특성 등을 개선시킨 설계변수들을 제시

하였다. 이러한 과정을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 피스톤의 대경부 직경(Dp2)를 축소하여 상하실 면적비를 증가시키면 타격수의 감소를 최소화하면서 타격에너지를 극대화시킬 수 있음을 알 수 있었다.

(2) 설계변경의 결과로 유압브레이커의 타격에너지, 타격수와 출력은 기존설계에 비하여 각각 52.9%, 1%, 55.6% 증가하였다. 효율이 4 % 정도 증가한 반면 타격에너지가 크게 증가한 것은 상하실면적비 증가와 오리피스 설계변수 조율에 의해 브레이커의 작동압력이 저압 영역에서 고압 영역으로 상향되었기 때문이다.

(3) 일체형 유압브레이커에서는 피스톤과 밸브가 연계되어 작동하는 관계로 성능지수뿐만 아니라 피스톤상실 압력과 피스톤변위 동특성 등이 오리피스 언더랩에 민감하게 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 (주)MSB와의 위탁연구에 의해 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 표합니다.

## 참고 문헌

- 1) 이영규, 성원준, 송창섭, "유압브레이커의 해석용 Tool개발 및 성능 분석", 한국정밀공학회지, 제17권, 제4호, pp. 189~196, 2000.
- 2) 백현엽, 장효환, 이일재, "Taguchi 방법을 이용한 유압브레이커의 최적설계", 대한기계학회 2005 추계학술대회, pp. 2033~2038, 2005.
- 3) A. Giuffrida, "Modeling and Simulation of a Hydraulic Breaker", International Journal of Fluid Power, Vol. 6, No. 2, pp. 47~56, 2005.
- 4) 곽광순, 장효환, "Taguchi 방법을 이용한 순수 유압식 브레이커의 성능 최적화", 유공압시스템학회 논문집, 제5권, 제3호, pp. 1~8, 2008.
- 5) J. Watton, "Fluid Power System", Prentice-Hall, 1997.
- 6) Construction Industry Manufacturers Association, "Measuring Guide for Tool Energy Rating for Hydraulic Breakers", 1996.
- 7) National Instruments Corporation, "Labview V8.5 User Manual", 2005.