

# 가스보조식 이중행정 유압브레이커의 성능 최적화 Performance Optimization of a Gas-Assisted Hydraulic Breaker with Dual Stroke

류택직 · 장효환

Taek Jik Ryoo and Hyo Whan Chang

**Key Words** : Gas-Assisted Hydraulic Breaker(가스보조식 유압브레이커), Dual Stroke(이중행정), Performance Optimization(성능 최적화), Output Power(출력), Sensitivity Analysis(민감도 해석), Taguchi Method(다구찌 방법)

**Abstract**: A gas-assisted hydraulic breaker uses both hydraulic and pneumatic energies and the appropriate balance between them mostly effects its performance. Mathematical modeling of the breaker is established and verified by experiment. Through sensitivity analysis using AMESim, the key design parameters are selected, which mostly affect the performance of the breaker. Taguchi method is used to optimize the key design parameters to maximize the output power for long and short strokes through simulation. As the result, the output power as well as the impact energy are increased significantly compared with the existing design. The pressure pulsation in the supply line is reduced to a tolerable level and the dynamic characteristics of the piston displacement is also improved by the optimization.

## 1. 서 론

가스보조식 유압브레이커는 굴삭기에서 공급되는 유압에너지와 유압브레이커 상부에 있는 백헤드가스실의 공압에너지를 피스톤의 운동에너지로 변환하고, 변환된 운동에너지는 툴(tool)을 통하여 타격물에 전달되어 타격물을 파쇄하는 기계장치이다. 이중행정(dual stroke)유압브레이커는 긴 행정과 짧은 행정으로 구성되어 있으며, 긴 행정은 큰 타격에너지를 필요로 하는 단단한 지반에, 짧은 행정은 큰 타격수를 필요로 하는 무른 지반에 사용된다. 가스보조식 유압브레이커에 대한 연구는 상당수 진행되었지만,<sup>1~3)</sup> 체계적인 설계변수 민감도 해석과 이중행정을 고려한 성능향상에 대한 연구는 없는 실정이다.

본 연구에서는 가스보조식 이중행정 유압브레이커에 대하여 수학적 모델을 수립하고 AMESim을 이용한 시뮬레이션에 의해 성능을 해석하였으며, 실험을 통해 타당성을 검증하였다. 민감도해석을 통하여 유

압브레이커의 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 규명하고 주요 설계변수들을 추출하였다. Taguchi 방법<sup>3,4)</sup>을 적용하여 유압브레이커의 출력을 최대화하는 설계변수들의 최적값을 구하였고 기존설계와 성능을 비교하였다.

## 2. 유압브레이커의 작동원리

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 유압브레이커의 단면도인데, 피스톤, 밸브, 툴(치즐), 백헤드가스실, 어큐뮬레이터 등으로 구성되어 있다. 이 들을 연결하는 관로가 다른 모델에 비해 다소 복잡한 구조로 되어 있는 것을 볼 수 있다.

유압브레이커의 작동원리는 다음과 같다. 공급라인을 통해 들어온 고압유가 피스톤 하실로 유입되면 피스톤은 상승하게 되며 행정제어밸브(stroke control valve)의 조절에 의해 1의 위치를 통해 고압유가 밸브전환실로 유입되면 긴 행정이 되고 2의 위치를 통하여 짧은 행정이 된다. 밸브전환실로 고압유가 유입되면 밸브는 상승하여 피스톤 상실로 고압유가 유입되고, 피스톤 상, 하실의 면적차이에 의해 생성된 유압력과 피스톤 상승으로 인해 형성된 백헤드가스실의 압축에너지에 의해 피스톤은 하강하여 툴을 타격

접수일 : 2009년 12월 28일

류택직 : 고려대학교 대학원 기계공학과

장효환(책임저자) : 고려대학교 기계공학부

E-mail : hwchang@korea.ac.kr

Tel : 02-3290-3354

한 후 다시 상승하게 된다. 피스톤의 하강시 밸브전환실의 고압유는 리턴라인으로 배출되어 밸브는 하강하게 되고, 피스톤 상실의 유압유도 리턴라인으로 배출된다. 유압브레이커는 이러한 행정을 반복하게 된다.

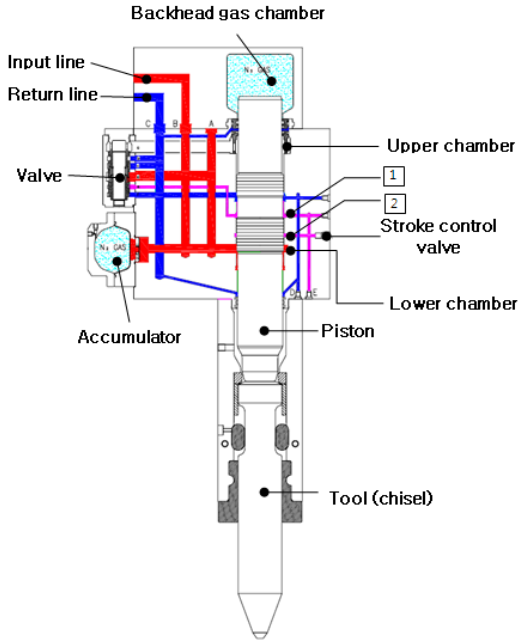


Fig. 1 Schematic cut view of a gas-assisted hydraulic breaker system with dual stroke

### 3. 모델링 및 시뮬레이션

유압브레이커의 수학적 모델링은 피스톤, 툴과 밸브의 운동방정식, 각 검사체적에서의 연속방정식, 각 검사체적과 연계된 오리피스에서의 유량방정식, 백헤드가스실과 어큐뮬레이터 내 기체의 압력과 체적 관계식, 공급 및 리턴라인과 검사체적 연결관로의 라인 방정식으로 구성된다. 피스톤 하강시 툴과의 충돌과정은 탄성충돌로 가정하였고, 지반은 스프링-댐퍼시스템으로 모델링하였다.<sup>3~5)</sup>

Fig. 2는 피스톤과 툴 및 밸브의 자유물체도를 나타내고 있다. 피스톤, 툴 및 밸브에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_p \cdot \ddot{x}_p = p_1 \cdot A_d - p_5 \cdot A_u - p_g \cdot A_g - m_p \cdot g - F_{cp} - F_{dp} + F_t \quad (1)$$

$$m_t \cdot \ddot{x}_t = -K_g \cdot x_t - C_g \cdot \dot{x}_t - F_t \quad (2)$$

$$m_v \cdot \ddot{x}_v = p_i \cdot A_{v7} - p_5 \cdot A_{v5} + p_o (A_{v8} - A_{v9}) - m_v \cdot g - F_{cv} - F_{dv} \quad (3)$$

$$F_t = \begin{cases} -K_t \cdot (x_p - x_t) & (x_p < x_t) \\ 0 & (x_p \geq x_t) \end{cases} \quad (4)$$

여기서,  $F_t$ 은 피스톤과 툴 사이의 충돌 반발력이며,  $F_{cp}$ 와  $F_{cv}$ 는 각각 피스톤과 밸브의 정마찰력(stiction)을 포함한 쿨롱마찰력이다.

$F_{dp}$ 와  $F_{dv}$ 는 각각 피스톤과 밸브의 점성마찰력인데, 피스톤과 실린더 사이, 밸브와 슬리브 사이의 틈새  $h_j$ 와 접촉부위길이  $l_j$ 에 따라 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{di} = \sum_{j=1}^n \frac{\mu}{h_j} (\pi d_j l_j) \dot{x}_i \quad (5)$$

여기서  $i$ 는 피스톤과 밸브,  $j$ 는 각 접촉부위를 가리키며,  $\mu$ 는 절대점도이다.

유압브레이커에는 피스톤 상실과 하실 등 총 12개의 검사체적이 있는데 각 검사체적의 압력  $p_i$ 는 검사체적이 고정인 경우와 피스톤과 밸브의 이동에 따라 체적이 변하는 가변인 경우로 구분하여 각각 식 (6), (7)과 같이 연속방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_e}{V_i} \cdot \left( \sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^m Q_{out} \right) \quad (6)$$

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

각 검사체적과 연계된 오리피스에서의 유량방정식은 다음과 같다.

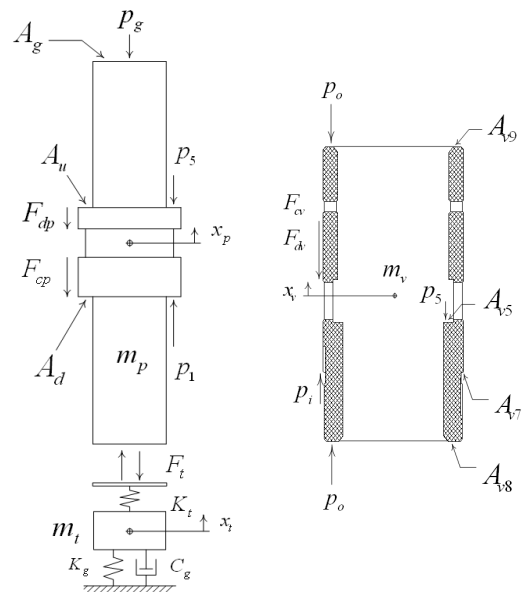


Fig. 2 Free body diagram of the piston and tool, and the valve

$$Q_i = C_d \cdot A_i \sqrt{\frac{2(p_i - p_j)}{\rho}} \quad (8)$$

백헤드가스실과 어큐뮬레이터 내 가스의 압축과 팽창에 따른 압력과 체적 관계식은 단열과정으로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.

$$p_{gi} \cdot V_{gi}^k = constant \quad (9)$$

여기서  $p_{gi}$ ,  $V_{gi}$  는 각각 백헤드가스실과 어큐뮬레이터의 압력과 체적을 나타내며 k는 비열비이며 k=1.4로 가정 하였다.

유압브레이커에서는 매 타격시 굴삭기로부터 많은 유량이 공급되고 이에 따른 연결관로 내 유량의 변화가 크기 때문에 공급라인에서의 압력출렁거림 현상뿐만 아니라 피스톤 상실압력 등에 높은 주파수의 맥동현상이 발생한다. 이러한 라인의 동특성을 고려하기 위해 각 라인에  $\pi$ -모델<sup>6)</sup>을 적용하였다. 굴삭기 MCV(main control valve)와 유압브레이커 사이의 공급라인은 3개의 강관과 4개의 유연호스로 구성되어 있는데 각각의 라인을 세분하여 모델링하였다. 리턴라인은 낮은 압력수준으로 인해 라인 동특성이 상대적으로 강하게 나타나지 않아 3개의 라인으로 단순화하여 모델링하였다. 또한 입력라인과 피스톤 상실 및 하실 사이에 각각 병렬로 연결된 2개의 라인에도 라인모델을 적용하였다.

위에서 수립한 유압브레이커의 각 구성요소별 수학적 모델에 기초하여 AMESim 서브모델(submodel)을 선정하고 전체 AMESim 모델을 완성하였다. 본 연구에서는 유압브레이커의 성능과 동특성을 해석하기 위하여 굴삭기 MCV에서 공급되는 압력과 유량을 측정하여 만든 P-Q 곡선을 입력조건으로 하여 시뮬레이션을 수행하였다.

주요 성능지수인 타격에너지(IE: impact energy)는 식(10)과 같이 피스톤이 통과 충돌하는 순간의 운동에너지로 나타내었고, 이때의 피스톤의 최대하강속도는 시뮬레이션이 안정화된 후반부 20회의 평균치로 계산하였다.<sup>7)</sup>

$$\text{타격에너지} = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \frac{1}{2} m_p (V_p)_{\max}^2 \quad (10)$$

여기서  $m_p$ 는 피스톤의 질량이다.

본 연구에서는 모델링의 타당성을 검증하기 위해 대상 유압브레이커를 굴삭기(현대 Rolex 3000LC)에 장착하여 실차실험을 수행하였으며, 단단한 지면에

철판이 놓여 있는 상태를 지반조건으로 하였다. NI사의 DAQ와 LabVIEW를 사용하여 다양한 운전조건에서 각 검사체적의 압력, 공급유량 및 온도를 측정하였다.

Fig. 3은 유압브레이커의 피스톤 상실압력 동특성에 대한 실험과 시뮬레이션의 결과를 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 시뮬레이션 결과로 얻은 전체적인 압력파형과 압력맥동 특성은 실험결과와 잘 일치하였다. 이러한 압력맥동 특성은 고압유가 피스톤 상실로 유입될 때 라인의 동특성에 의한 것이며 단순한  $\pi$ -모델로 라인을 모델링하여도 비교적 정확한 시뮬레이션이 가능함을 알 수 있었다.

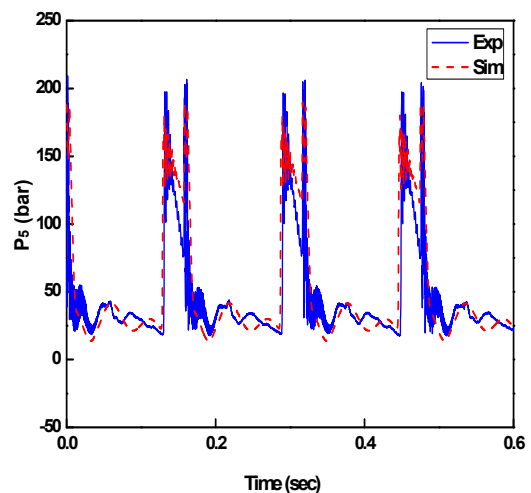


Fig. 3 Comparison between experimental and simulation results for the piston upper chamber pressure

#### 4. 설계변수 민감도 해석

Fig. 4는 피스톤과 밸브의 설계변수들을 보여주고 있으며, 이들 변수 외에 어큐뮬레이터의 충전압력과 체적, 각 검사체적의 크기 등이 있다. 본 연구에서 고려한 주요 성능지수는 타격에너지, 분당 타격수(BPM: blows per minute)와 출력이며, 출력은 타격에너지와 초당 타격수(BPS)의 곱으로 정의된다. 이 중 타격에너지와 출력에 영향을 많이 미치는 설계변수를 주요 설계변수로 선정하였다. 본 연구의 대상 유압브레이커는 다른 가스보조식 유압브레이커에 비해 하실면적 대 가스실면적의 비(Ag/Ad)와 유압실면적의 비(Au/Ad)가 큰 반면 가스실 충전압력(Pg)은 낮게 설정되어 있다. 피스톤이 하강시 타격력은 Au에 작용하는 유압력과 Ag에 작용하는 공압력의

합으로 이루어지기 때문에 적정 비율의  $Ag/Ad$ ,  $Au/Ad$ 와 적정 크기의  $Pg$ 가 타격에너지의 크기를 좌우하는 핵심요인이다. 이와 관련된 변수는 피스톤의 대경부와 상실로드지름  $Dp1$ ,  $Dp4$ 와 백헤드가스실 충전압력과 체적  $Pg$ ,  $Vg$ 이다.  $Dp2$ 는 통과와 접촉부위의 피스톤 지름으로 강도를 유지하기 위해 기존치수로 고정하였다. 그 외 피스톤의 주요 설계변수로는 긴 행정과 짧은 행정의 크기를 좌우하는 오리피스 언더랩(orifice underlap)  $Lp2$ ,  $Lp3$ 와 하강시 밸브전환실에 유입된 고압유를 배출시켜주는 오리피스 언더랩  $Lp4$ 가 있다.

밸브의 주요 설계변수로는 피스톤 상실의 유압유를 리턴라인으로 배출시켜주는 저압부 오리피스 홀(hole) 지름,  $Dh$ 과 개수,  $n_h$ 와 밸브 출구에 설치된 가변오리피스의 개도(VA: valve adjustment)가 있다. 따라서 본 연구에서 고려한 주요 설계변수로 피스톤관련 변수 7개, 밸브관련 변수 3개 등 총 10개를 선정하였다.

주요설계변수들에서 제외된 설계변수들은 다음과 같다. 예비민감도해석에 의해  $Dv3$ ,  $Dv4$ ,  $Lv1$ ,  $Lv2$ 는 성능지수에 미치는 영향이 작은 것으로 나타났고,  $Dv1$ ,  $Dv2$ 는 밸브의 가이드 부분으로 강도유지를 위해 기존치수로 고정하였다. 또한 기존 연구에서  $Dp3$ ,  $Lp1$ , 어큐뮬레이터의 충전압력 및 체적, 검사체적의 크기변화는 성능지수에 별다른 영향을 주지 않는 것으로 보고되었다.<sup>3)</sup>

Fig. 5(a)와 5(b)는 각각  $Dp4$ 와  $Dp1$ 의 변화에 따른 면적비  $Ag/Ad$ 와  $Au/Ad$ 의 크기를 보여주고 있다. 그림에서 지름의 변화는 기존설계에 대한 증감으로 나타내었는데,  $Dp4$ 를 작게 하면  $Ag/Ad$ 는 완만하게 감소하나  $Au/Ad$ 는 증가하는 것을 볼 수 있다. 반면  $Dp1$ 을 크게 하면  $Ag/Ad$ 는 급격히 감소하고  $Au/Ad$ 도 더불어 줄어들었다.

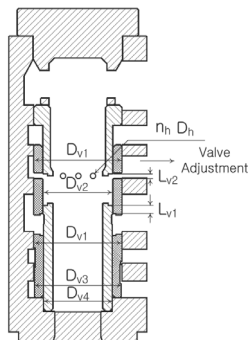


Fig. 4 Design parameters of the piston and the valve

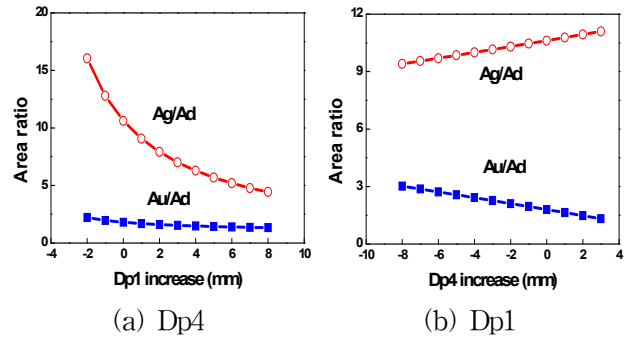


Fig. 5 The ratios of area with various  $Dp4$  and  $Dp1$

민감도해석 결과로  $Dp4$ 감소( $Ag/Ad$ 감소)에 의해 작동 가능한 가스실 최대충전압력을 약간 높일 수 있었으나  $Au/Ad$ 증가로 인해 공급압력 맥동( $\Delta P_s$ )이 급격히 증가하였기 때문에  $Dp4$ 의 단독 변경만으로는 성능향상을 얻을 수 없음을 알 수 있었다.

Fig. 6은  $Dp1$ 의 변화가 타격에너지와 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다.  $Dp1$ 의 증가( $Ag/Ad$  감소)에 따라 가스실 최대충전압력을 기존설계 6bar에서 22bar까지 높일 수 있었고 이로 인해 타격에너지는 기존설계에 비해 현저히 증가하였으나 타격수 감소로 인해 출력은 줄어들었다. 다른 설계변수에 의해서 타격수를 증가시킬 수 있다는 가정 하에  $Dp1=+4\sim+6$ mm,  $Pg=18$ bar를 잠정적인 설계변경값으로 선택하였다.

Fig. 7은  $Dp1$ 과  $Dp4$  조합의 영향으로  $Dp1=+4, +5, +6$ mm와  $Pg=18$ bar일 때  $Dp4$ 의 변화가 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다.  $Dp4$ 가 증가할수록 타격에너지는 감소하지만 타격수 증가에 의해 출력은  $Dp4=+3$ mm일 때 최대가 되었다. 피스톤 상실로드 지름은 실(seal) 규격으로 +3, +5mm 단위로만 변경이 가능하므로  $Dp4=+3$ mm를 설계변경 최종값으로 선정하였다.

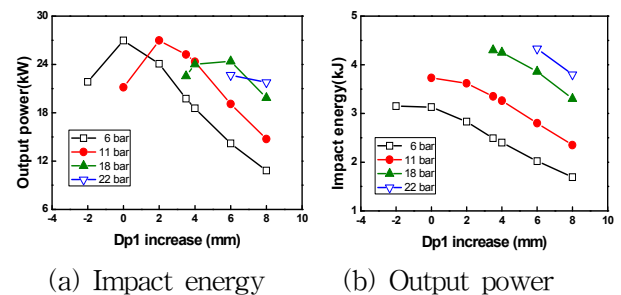
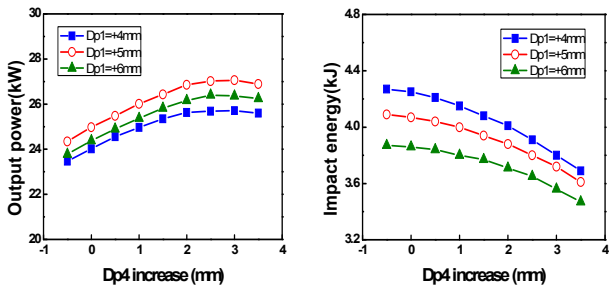


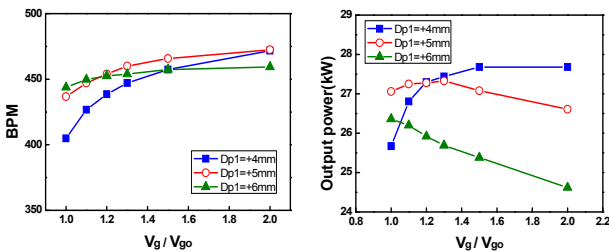
Fig. 6 Effect of  $Dp1$  variation on the impact energy and the output power



(a) Impact energy (b) Output power

Fig. 7 Effect of Dp4 variation on the impact energy and the output power

Fig. 8은  $Dp1=+4,+5,+6\text{mm}$ 와  $Pg=18\text{bar}$ 일 때 가스실체적의 크기가 타격수와 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다. 가스실 체적의 증가에 따라 타격수가 전반적으로 많아졌으나, 상대적으로 큰 가스실 면적비  $Ag/Ad$ 를 갖는  $Dp1=+4\text{mm}$  일 때 특히 타격수의 증가가 현저히 나타났고 이에 따라 출력도 급격히 증가하였다. 따라서, Fig. 6에서 볼 수 있었던  $Dp1$  증가에 의해 감소된 타격수와 출력은 가스실 체적을 확대함으로써 보완될 수 있었다. 가스실체적 증가에 따라 외형 사이즈 증가 대비 성능증가 효과가 큰  $Vg/Vgo=1.3$ 을 설계변경 최종값으로 선정하였다.



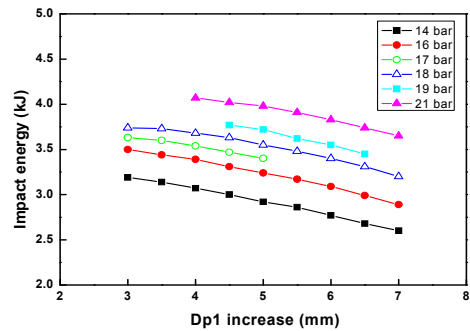
(a) BPM (b) Output power

Fig. 8 Effect of  $Vg/Vgo$  variation on BPM and the output power

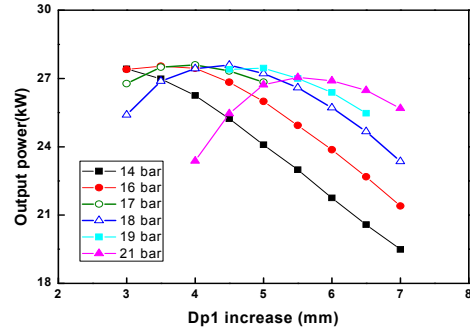
Fig. 9는 다양한 백헤드가스실 충전압력에서  $Dp1$ 이 타격에너지와 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 출력은  $Pg=18\text{bar}$ ,  $Dp1=+4.5\text{mm}$ 인 경우에  $Pg=17\text{bar}$ ,  $Dp1=+4.0\text{mm}$ 인 경우보다  $0.01\text{kW}$  작지만 타격에너지가 좀 더 크기 때문에  $Pg=18\text{bar}$ ,  $Dp1=+4.5\text{mm}$ 를 최적설계 초기값으로 선택하였다.

Fig. 10(a)와 10(b)는 긴 행정과 짧은 행정에서  $Lp2$ 와  $Lp3$ 가 각각 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다.  $Lp2$ 가 증가하면 피스톤 행정 길어짐에 따라 가스실의 압축력이 증가하여 타격에

너지는 선형적으로 증가하지만 타격수는 감소하였다. 타격수가 구속조건인 기존설계 대비  $-10\%$ 이내를 만족시키면서 타격에너지를 최대 증가시킬 수 있는  $Lp2=+8\text{mm}$ 를 최적설계 초기값으로 선정하였다.  $Lp3$ 의 영향은 긴 행정의 경우와 유사하며 타격수가 기존설계 대비  $-20\%$ 를 만족시키는  $Lp3=+15\text{mm}$ 를 최적설계 초기값으로 선정하였다. 여기서  $-20\%$ 로 구속조건을 선정한 이유는 기존설계의 타격수가 990BPM으로 너무 커서 800BPM대로 축소시켜도 충분하기 때문이다.

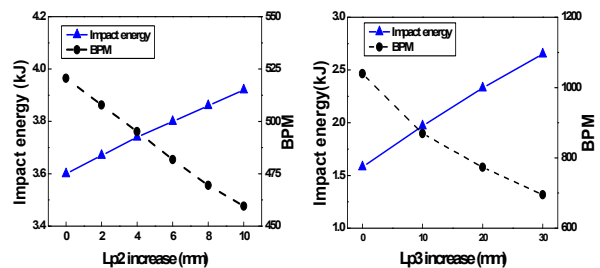


(a) Impact energy



(b) Output power

Fig. 9 Effect of  $Dp1$  and  $Pg$  variations on the impact energy and the output power



(a) Long stroke (b) Short stroke

Fig. 10 Effect of  $Lp2$  and  $Lp3$  variations on the impact energy and BPM for long and short strokes

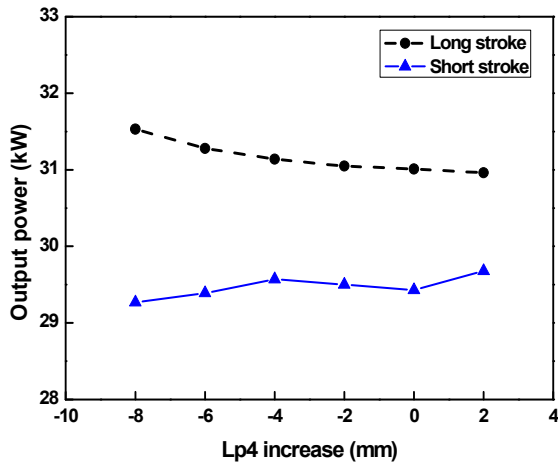


Fig. 11 Effect of Lp4 variation on the output power for long and short strokes

Fig. 11은 Lp4가 긴 행정과 짧은 행정에서 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 긴 행정에서 Lp4가 감소하면 즉, 밸브를 상승 상태로 유지시켜 주고 있는 밸브전환실의 고압유가 리턴라인으로 늦게 배출되면 출력이 증가하였으나 짧은 행정에서는 뚜렷한 경향을 보여 주지 않았다. 본 연구에서는 두 행정 각각의 출력의 합이 최대가 되는 Lp4=-8mm를 최적설계 초기값으로 선정하였다.

마지막으로 밸브관련 설계변수가 성능과 피스톤 상실 압력 동특성에 미치는 영향을 조사하였다. 피스톤이 하강하여 툴을 타격한 직후 반발력에 의해 피스톤이 상승하게 되고, 이로 인해 피스톤 상실압력 또한 급격히 증가하게 되어 피스톤의 상승운동을 방해하게 된다. 피스톤이 상승할 때 상실의 유압유를 리턴라인으로 최소한의 저항을 받으면서 배출시키기 위해 밸브 출구의 가변오리피스 개도 VA를 최대로 개방하였고(+4mm), 이 경우의 유량면적과 같도록 Dh=+1mm, nh=+2ea로 증가시켰다. 설계변수 변경 후 피스톤이 툴과 충돌 직후 지체됨이 없이 매끄럽게 상승하였고, 아울러 타격수도 현저히 증가하였다. 따라서 이 들 값을 설계변경 최종값으로 선정하였다.

### 5. 최적화 기법

본 연구에서는 Taguchi 방법을 적용하여 타격수의 감소를 수용하되(구속조건으로 긴 행정과 짧은 행정 각각 -10%와 -20% 설정) 타격에너지를 증가시키면서 출력을 최대화하는 설계변수들의 최적값을 구하였다. 망대특성을 갖는 SN비(signal to noise ratio)<sup>8,9)</sup>는 긴 행정과 짧은 행정일때의 SN비의 합으로 나타

내었다.

$$SN_T = -10 \cdot \left[ \alpha \cdot \log \left( \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right)_{long} + \beta \cdot \log \left( \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right)_{short} \right] \quad (11)$$

여기서  $\alpha, \beta$ 는 가중치를 나타내며,  $y_i$ 는 출력을,  $n$ 은 총 시뮬레이션 수를 의미한다.

주요설계변수 10개 중 최적설계 초기값만 선정한 5개의 설계변수(Dp1, Lp2, Lp3, Lp4, Pg)의 변화폭을 점차 줄여가면서 3단계로 나누어 최적화를 수행하였는데, Table 1은 1단계 최적화에서 선정된 설계변수(control factor)와 수준(level)을 나타내고 있다. 오리피스언더랩(Lp2, Lp3, Lp4)은 0.5mm단위로 변화시켰고, 성능에 민감한 피스톤 대경부지름(Dp1)은 0.3mm 단위로 변화시켰다. Pg는 19bar 이상에서는 작동이 안 될 가능성이 있어 17.5, 18.0, 18.5bar의 세 가지 수준으로 제한하였다. Pg를 제외한 설계변수에 대한 수치는 기존설계에 대한 증감으로 나타내었다.

Table 2는 1단계 최적화에서 사용한 직교배열표와 시뮬레이션을 수행하여 얻은 SN비를 나타내고 있다. 본 연구에서는 3수준을 갖는 4개의 설계변수를 고려하여  $L_9(3^4)$ 의 직교배열표를 사용하였고, 긴 행정에서는 B1을, 짧은 행정에서는 B2를 각각 사용하여 시뮬레이션을 수행하여 SN비를 구하였다.

Fig. 12는 1단계 최적화의 결과를 SNT비로 나타낸 그림이다. 설계변수 A, C, D에 대한 SNT비는 식 (11)에서 가중치  $\alpha = \beta = 1$ 을 사용하여 구한 것이고, 설계변수 B1과 B2에 대한 SNT비는 앞의 변수들에 대한 SNT비의 평균값과 같게 하기 위해 가중치 ( $\alpha = 0.98, \beta = 0$ )과 ( $\alpha = 0, \beta = 2.01$ )을 각각 사용하여 구한 것이다. 그림에서 설계변수 A 와 D의 기울기가 상대적으로 커 이 변수들이 출력에 미치는 영향이 큰 것을 알 수 있었다. 1단계 최적화 결과로 선정된 설계변수 값은 A(1), B1(1), B2(3), C(1), D(3)이다.

Table 1 Levels of selected control factors (1<sup>st</sup>phase, unit=mm, bar)

Sym.	Factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Dp1	+4.2	+4.5	+4.8
B1	Lp2	+7.5	+8.0	+8.5
B2	Lp3	+14.5	+15.0	+15.5
C	Lp4	-7.0	-7.5	-8.0
D	Pg	17.5	18.0	18.5

Table 2 Orthogonal array and SN ratio (1<sup>st</sup> phase)

	A	B1(B2)	C	D	SN Ratio	
					Long(B1)	Short(B2)
1	1	1	1	1	29.900	29.293
2	1	2	2	2	29.885	29.462
3	1	3	3	3	29.874	29.586
4	2	1	2	3	29.853	29.450
5	2	2	3	1	29.699	29.186
6	2	3	1	2	29.819	29.394
7	3	1	3	2	29.586	29.178
8	3	2	1	3	29.728	29.389
9	3	3	2	1	29.451	29.082

2단계 최적화에서의 설계변수의 수준은 1단계 최적화 결과를 기준으로 하여 1단계 때 보다 변화폭을 작게 하여 선정하였다. 2단계 최적화에서 선정된 값을 대상으로 3단계 최적화를 진행하였고, P<sub>g</sub>를 제외한 설계변수들은 0.1mm단위로 변경하여 최적화를 수행하였다.

Table 3은 3단계 최적화에서 적용한 설계변수들의 수준을 보여주고 있다. 최종 선정된 최적 설계값은 A(1), B1(2), B2(3), C(1), D(3)이고 표에 진하게 표시되어 있다. Fig. 13는 3단계 최적화의 결과를 SNT 비로 나타낸 그림이다.

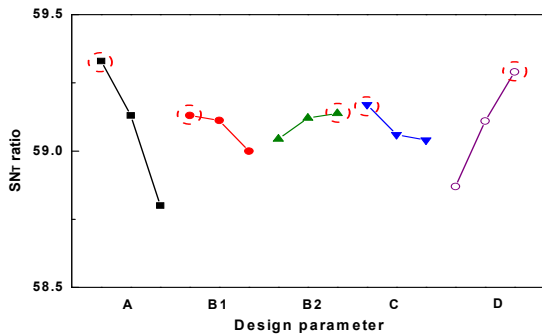


Fig. 12 SNT ratio graph of the 1<sup>st</sup> phase optimization

### 6. 기존설계와 최적설계의 성능 비교

Table 4 와 Table 5는 각각 긴 행정과 짧은 행정인 경우 기존설계와 최적설계의 주요성능 지수를 비교한표이다. 타격에너지와 출력은 기존설계에 비해 긴(짧은행정에서 각각 33.6%(59.3%), 20.3%(33.4%) 증가하였고, 타격수는 -9.9%(-16.5%) 감소하였으나 구속조건인 -10%(-20%) 이내를 만족시켰다. 최대

작동압력은 8bar(7bar)로 감소하여 최적설계에서 전체적인 작동압력 수위가 낮아졌음을 알 수 있었다. 또한 공급압력 맥동(ΔPs)도 긴 행정의 경우 12bar 감소하였고, 짧은 행정의 경우에는 5bar 증가하였으나 여전히 만족할 만한 낮은 수준을 유지하고 있다. Fig. 14는 최적설계 후의 피스톤 상실압력의 동

Table 3 Levels of selected control factors (3<sup>rd</sup> phase, unit=mm, bar)

Sym.	Factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Dp1	+3.9	+4.0	+4.1
B1	Lp2	+7.1	+7.2	+7.3
B2	Lp3	+15.7	+15.8	+15.9
C	Lp4	-6.6	-6.7	-6.8
D	P <sub>g</sub>	17.5	18.0	18.5

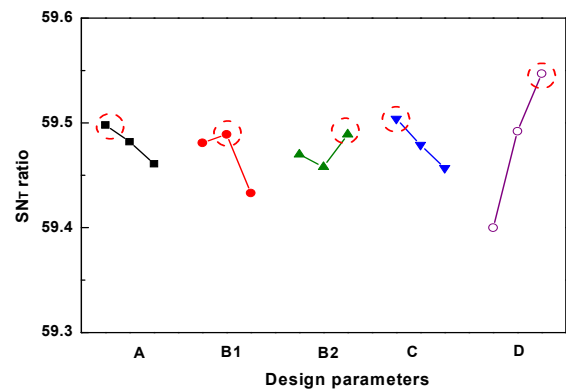


Fig. 13 SNT ratio graph of the 3<sup>rd</sup> phase optimization

특성을 기존설계와 비교하여 보여주고 있다. 최적설계에 의해 피스톤 상승시의 상실압력이 기존설계에 비해 많이 낮아졌음을 알 수 있는데, 이는 밸브 저압부오리피스 홀 지름 및 개수의 증가와 VA개도 증가에 의한 영향으로 생각된다.

Fig. 15는 기존설계와 최적설계의 피스톤 변위 동특성을 비교하여 보여주고 있다. 피스톤이 하강 하여 톨을 타격한 직후 피스톤의 반발력에 의한 상승운동으로 상실압력이 급격히 증가하는 현상이 발생하는데 이 때 피스톤의 상승운동에 의해 발생하는 유압유의 배출을 최적설계에 의해 좀 더 용이하게 함으로써 피스톤이 기존설계에 비해 지체됨이 없이 매끄럽게 상승함을 볼 수 있다.

Table 4 Performance comparison between the existing and the optimal designs(long stroke)

	Before	After	Comparison
Impact Energy	3.00 kJ	4.01 kJ	+33.6 %
BPM	512.5	461.7	-9.9 %
Output Power	25.64 kW	30.84 kW	+20.3 %
(Ps)max	200 bar	192 bar	-8 bar
$\Delta P_s$	32 bar	20 bar	-12 bar

Table 5 Performance comparison between the existing and the optimal designs(short stroke)

	Before	After	Comparison
Impact Energy	1.40 kJ	2.23 kJ	+59.3 %
BPM	990.4	826.2	-16.5 %
Output Power	23.06 kW	30.76 kW	+33.4 %
(Ps)max	192 bar	185 bar	-7 bar
$\Delta P_s$	6 bar	11 bar	+5 bar

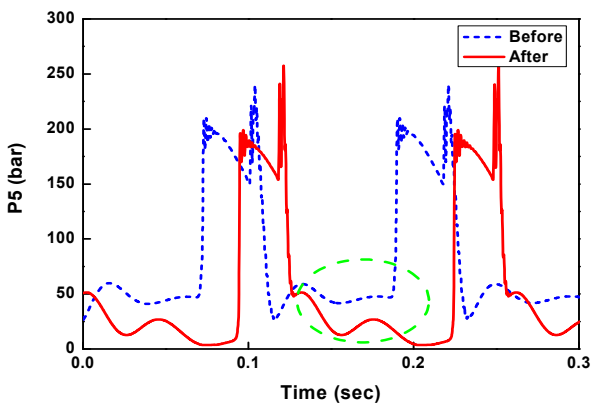


Fig. 14 Transient responses of the piston upper chamber pressure before and after the optimization

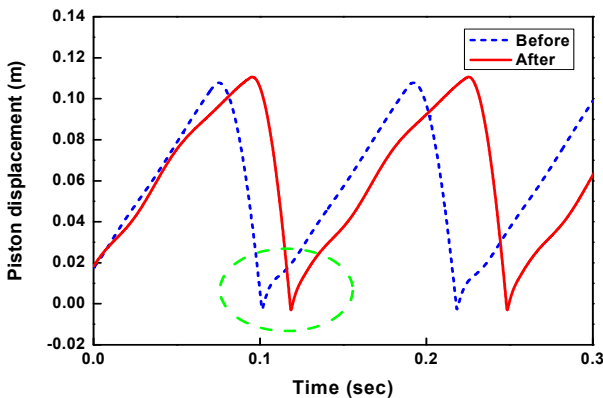


Fig. 15 Transient responses of the piston displacement before and after the optimization

## 6. 결 론

이중행정을 갖는 가스식 유압브레이크의 성능을 해석하였으며, 민감도 해석을 통하여 주요 설계변수들을 추출하였으며 Taguchi 방법을 적용하여 출력을 최대화하는 설계변수들의 최적값을 구하였고 기존설계와 성능을 비교하였다.

1. 타격에너지를 극대화시키기 위하여 피스톤 대경부 지름(Dp1)과 상실로드 지름(Dp4)을 함께 증가시켜 상하실 면적비(Ag/Ad)와 가스실 면적비(Ag/Ad)를 기존설계보다 감소시키면서 가스실 충전압력(Pg)를 높이는 것이 가장 효과적임을 알 수 있었다.

2. 피스톤 행정 길이의 증가에 따라 타격에너지는 선형적으로 증가하였지만 타격수는 감소되었다. 줄어든 타격수를 회복시키기 위해 백헤드가스실 체적의 증대가 효과적이었다.

3. 최적설계의 결과로 긴(짧은) 행정의 경우 타격에너지와 출력은 기존설계에 비하여 각각 33.6%(59.3%), 20.3%(33.4%) 증가하였고, 타격수는 9.9%(16.5%) 감소하였으나 구속조건인 -10%(-20%)를 만족시켰다.

4. 밸브의 저압부오리피스 홀의 지름과 개수를 늘리고 VA의 개도를 최대한 확대시킴으로써 피스톤이 틀과 충돌 직후 지체됨이 없이 매끄럽게 상승하였고, 아울러 타격수도 현저히 증가하였다.

## 참고문헌

- 1) 고승환, 임종혁, “유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐간의 탄성충돌을 고려한 해석”, 대한기계학회 논문집, 제19권, 제2호, pp. 338~347, 1995
- 2) 성원준, “지반 상태를 고려한 유압 브레이크의 성능 해석”, 한양대학교 박사학위논문, 2002.
- 3) 백현엽, 장효환, 이일재, “Taguchi 방법을 이용한 유압브레이크의 최적설계”, 대한기계학회 2005 추계학술대회, pp. 2033~2038, 2005.
- 4) 광광순, 장효환, “Taguchi 방법을 이용한 순수 유압식 브레이크의 성능 최적화”, 유공압시스템학회 논문집, 제5권, 제3호, pp 1~8, 2008
- 5) Bardet, J. P., “Experimental Soil Mechanics”, Prentice-Hall, 1997
- 6) Watton, J., “Fluid Power System”, Prentice-Hall, 1989.
- 7) Construction Industry Manufacturers



Association, "Measuring Guide for Tool Energy Rating for Hydraulic Breakers", 1996.

- 8) Peace, G. S., "Taguchi Methods, A Hands -On Approach", Addison-Wesley Publishing Company, Inc., 1993.
- 9) Anastasiou, K. S., "Optimization of the aluminium die casting process based on the Taguchi method", Proc Instn Mech Engrs, Part B: J. Engineering Manufacture, Vol. 216, pp.969-977, 2002.