

## 유압 브레이커의 구조 소음·진동 저감을 위한 브래킷 하우징의 구조 개선에 관한 연구

김봉석\*, 김민기\*, 변동우\*, 이성민\*, 이수훈#

### A Study on the Structure Improvement of Bracket Housing for Structural Noise and Vibration Reduction in Hydraulic Breaker

Bong-Suk Kim\*, Min-Gi Kim\*, Dong-Woo Byun\*, Seong-Min Lee\* and Soo-Hun Lee#

#### ABSTRACT

A hydraulic breaker is widely utilized for many civil engineering areas for the purpose of destroying objects such as rocks, concrete, or road. However, since the high-level noise and vibration by a hydraulic breaker is one of the major sources of environmental noise and recently the environmental regulations on construction equipments are also getting more strengthened, in order to solve such problems, it is certainly necessary to design and develop a hydraulic breaker with low noise and low vibration. This research is to understand the noise characteristics through the noise test and acoustic analysis of the bracket housing in a hydraulic breaker and to identify the element part to be modified based on the result of the element contribution analysis. An improved breaker model including X-typed rib shows the result of low-noise level within target frequency band compared with a commercial breaker model.

**Key Words** : Hydraulic breaker (유압 브레이커), Low-noise housing (저소음 하우징), Rib effect (리브 효과), Structure-borne noise (구조기인소음), Acoustic analysis (음향해석)

#### 1. 서론

최근 선진국에서는 건설기계 등에 엄격한 소음 인증제도를 실시하고 있고 국내에서도 환경부가 공사장의 소음피해를 일으키는 대형 건설기계를 관리하기 위해 굴삭기, 로울러, 로우더, 발전기, 브레이커, 공기압축기, 콘크리트 절단기, 천공기, 향타기 등 9 종을 대상으로 2008 년부터는 소음도표지 부착을 의무화시켰다. 특히 유압 브레이커

(hydraulic breaker)는 기계의 특성상 충격과 파괴에 따른 소음, 진동으로 인하여 대표적인 환경 소음원의 하나로 꼽히고 있다. 브레이커를 이용한 작업시 발생하는 소음은 그 특성상 쉽게 인지되고 저주파 에너지를 많이 가지고 있기 때문에 소음이 발생되면 그 전파가 멀리까지 감쇄 없이 진행되는 물리적 특징을 가지고 있어 주위 환경에 대한 영향이 매우 크다.<sup>1,2</sup> 건설소음의 관리와 소음표시 권고 제에 따르면 7.5m 거리 1.5m 높이에서 콘크

☞ 접수일: 2006년 7월 20일; 게재승인일: 2006년 9월 22일

\* 아주대학교 대학원 기계공학과

# 교신저자: 아주대학교 기계공학과

E-mail [slee@ajou.ac.kr](mailto:slee@ajou.ac.kr) Tel. (031) 219-2525

리트 판 타격시 측정된 브레이커의 소음도는 전체 중량 500Kg 미만인 경우 85dB(A), 500Kg 이상인 경우 88dB(A)로 규정하고 있다.<sup>3</sup> 이러한 이유로 15 억불 정도로 추정되는 세계 브레이커 시장에서 국제 경쟁력 강화와 국민복지를 위한 환경소음 피해를 줄이기 위하여 유압 브레이커의 소음을 줄이기 위한 연구는 아주 시급한 실정이다.

국내에서는 1980 년대 이후부터 브레이커에 대한 연구가 진행되어 주로 타격 성능 향상과 운전 편의성에 대한 분야에서만 개발 성과가 이루어져, 유압 브레이커의 설계변수에 관한 연구, 성능 향상을 위한 연구, 유압 브레이커 해석용 툴 개발 및 성능 분석 연구, 그리고 최근에는 저소음형 유압 브레이커 설계 및 개발 연구 등이 진행되어 왔다. 일반적으로 유압 브레이커의 운전시 발생하는 소음은 피스톤과 치즐(chisel)의 탄성 충돌에 의한 소음, 치즐과 파쇄물 사이에서 충격이나 반발력에 의한 소음, 피스톤 왕복운동시 진동으로 인한 브래킷 하우징(bracket housing)이나 암(arm)에서 발생하는 소음으로 생각할 수 있다.

상용 유압 브레이커의 소음과 진동을 저감시키기 위하여 외부 하우징 구조 개선과 내부 구조 변경에 의한 방법으로 각각 연구가 진행 중인데, 본 논문에서는 유압 브레이커의 브래킷 하우징에 리브(rib) 부착을 통한 구조 개선으로 소음을 저감시킨 효과를 제시하고자 한다. 상용 유압 브레이커의 성능을 파악하기 위하여 소음 측정실험을 수행하여 주파수 특성을 규명하였고 상용 구조해석 프로그램인 NASTRAN 결과를 바탕으로 SYSNOISE 를 이용하여 기존 브래킷 하우징에 대한 구조음향해석을 수행하였다. 음향해석 결과로부터 특징적인 각 피크 주파수에서 음압에 대한 모델의 요소 기여도 분석을 통해 개선되어야 할 부위를 규명하였다. Rib 가 부착된 개선된 모델에서의 구조음향해석 결과를 통해 목표로 하는 주파수 영역에서의 소음 저감 효과를 얻을 수 있었다.

## 2. 유압 브레이커의 작동원리와 소음 발생원

### 2.1 브레이커 시스템의 작동원리

유압 브레이커는 유압을 동력원으로 하여 작동되는 건설기계로, 일반적으로 굴삭기에 장착되어 건축물의 해체작업이나 포장도로의 보수작업, 암반의 파쇄작업 등에 널리 사용되고 있다. 유압 브레이

커 시스템은 Fig. 1 과 같이 피스톤, 치즐, 실린더, 밸브 등을 포함하는 작동 부위 모두를 통틀어 파워 셀(power cell)과 파워 셀을 감싸면서 굴삭기의 암과 연결시켜주는 브래킷 하우징으로 구성된다. 일반적으로 브레이커는 굴삭기에 부착되어 구동되는데, 이 때 파워 셀과 굴삭기는 브래킷을 이용하여 연결된다. 브레이커의 작동은 밸브의 상하운동을 통해 이루어지는데, 밸브로 유압이 가해지면 실린더 하부에 고압이 형성되어 피스톤이 상승하고, 이후 밸브가 상승하여 실린더 상부의 질소 가스를 고압으로 전환시키면서 다시 밸브가 하강함과 동시에 피스톤이 하강하며 치즐을 타격하고, 그 충격력을 치즐이 타격물에 전달하게 된다.<sup>4</sup>

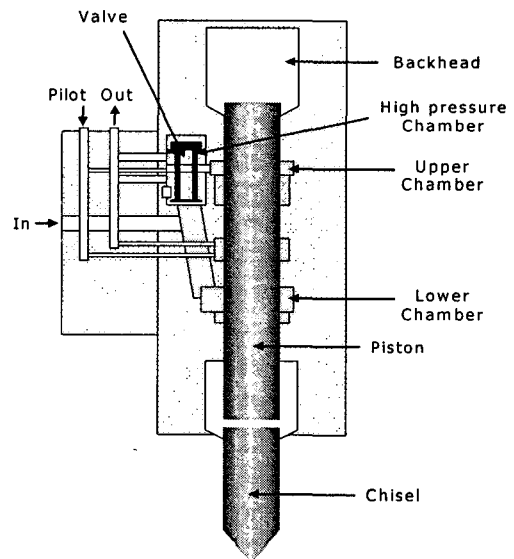


Fig. 1 Schematic of power cell and breaker

### 2.2 소음 발생 경로 분석

소음은 공기와 같은 매체를 통하여 전달되는 압력파로 일반 기계 구조물에서는 상대 운동하는 두 매질사이에 마찰력 때문에 발생하거나 반복적인 운동에 의한 진동물체, 유체 유동을 하는 물체에서 발생한다. 이와 같이 다양한 환경에서 발생하는 소음에 대한 대책을 마련하기 위해서는 정확한 소음원에 대한 분석과 전달경로의 차단이나 절연 대책을 수립하는 것이 필요하다.<sup>5,6</sup>

유압 브레이커 시스템에서 작동시에 발생하는 소음은 Fig. 2 와 같이 피스톤이 치즐을 타격 시에

발생하는 치즐, 파워 셀, 브래킷 하우징의 표면 진동에 의해 발생하는 구조기인소음과 피스톤과 치즐의 충돌에 의해 발생하는 타격음이 파워 셀이나 브래킷 하우징에 존재하는 틈새, 구멍들로부터 누설되거나 파워 셀, 브래킷을 직접 투과하여 방사되는 공기기인 소음으로 분류할 수 있다.

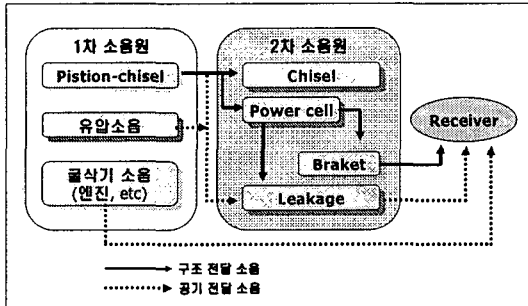


Fig. 2 Schematic of noise source and path

### 3. 이론적 배경

#### 3.1 소음 측정 개론

기계 구조물을 진동시키면 탄성 매질에 진동이 전달되는데 이것을 탄성파라고 한다. 이 진동이 기계 구조물을 둘러싸고 있는 매질에 진동이 전달되면 이것은 소밀파가 된다. 여기서 소밀파란 종파라고도 하며, 매질의 진동 방향이 진행방향과 나란한 파동을 말하는데 압축된 부분을 밀, 늘어난 부분을 소라고 부른다. 이 소밀파에 의해 대기에 작은 압력의 변동이 일어나고 이 압력변화의 실효값을 음압(sound pressure)이라고 하며, 이 음압의 크기에 대한 레벨을 dB(decibel)로 나타낸 것을 음압레벨(SPL: Sound Pressure Level)이라 한다. dB 단위는 음의 압력을 나타내는 상대적인 비교값이며 그 식(1)과 같다.

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{P}{P_{ref}} \text{ dB} \quad (1)$$

소음레벨(A-weighted sound pressure level)이란 사람의 귀에서 느껴지는 소음정도로 표현한 값을 의미한다. 즉 각 주파수 대역별 음압레벨을 A-weighting으로 보정한 값을 의미한다. 소음 측정을 완료한 후에는 측정 소음도로부터 암소음

(background noise)을 보정해 주어야 한다. 측정 소음도가 암소음보다 10dB(A) 이상 크면 암소음의 영향이 극히 작기 때문에 암소음의 보정없이 측정 소음도를 최종 소음도로 하지만 측정 소음도와 암소음이 3~9dB(A) 차이라면 암소음 영향을 보정한 후에 최종 소음도를 구한다. 측정 소음도가 암소음도보다 2dB(A) 이하로 크면 암소음이 대상소음보다 크므로 앞의 조건이 만족되는 조건에서 재측정하여 최종 소음도를 구하여야 한다. Table 1 은 암소음 영향에 대한 보정표를 나타낸다.

Table 1 Calibration chart and background noise

측정소음도와 암소음도의 차 (dBA)	3	4~5	6~9
보정치 (dBA)	-3	-2	-1

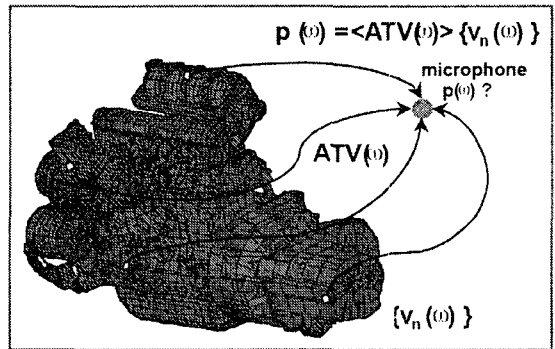


Fig. 3 Concept of ATV

#### 3.2 ATV 를 이용한 음향해석 이론

본 연구에서는 브래킷 하우징의 구조음향해석을 위하여 SYSNOISE 의 ATV(Acoustic Transfer Vector) 생성 모듈을 이용하여 수행하였다.<sup>7</sup> Fig. 3 은 ATV 의 개념을 나타내고 있다. 전통적인 음향해석의 방식은 선형성의 가정이다. 시간영역 음향의 지배방정식인 웨이브 방정식과 주파수 영역 음향의 지배방정식인 Helmholtz 방정식의 두 방정식은 작은 압력 섭동의 가정 아래 질량과 모멘텀식의 선형화에 의해서 얻어진다. 여기서 모든 음향시스템이 선형시스템으로 고려될 수 있기 때문에 음파를 생성하는 기계의 표면 진동(음향시스템의

입력)과 공간에서의 많은 위치점에서의 음압(음향 시스템의 출력) 사이의 선형적인 입출력 관계가 성립한다. 만약 진동 표면을 이산의 조각이나 진동 패널의 유한수로 세분화하면 행렬식을 이용하여 다음의 식 (2)로 표현할 수 있다. 다시 말하면 ATV는 구조음향해석에서 입력과 출력 사이의 선형적 관계를 나타내는 전달함수(transfer function)라 할 수 있다.

$$\{ \text{sound pressure} \} = [ \text{acoustic transfer matrix} ] \bullet \{ \text{surface velocities} \} \quad (2)$$

여기서 {sound pressure}은 각각의 수음점에서 음압을 나타내는 벡터이고, {surface velocities}는 모델 표면을 작은 요소들로 분할할 경우 각각의 진동하는 표면 요소들의 속도 벡터가 된다. 또한 [acoustic transfer matrix]는 음압과 표면속도에 대한 관계 행렬이다. 다시 표현하자면 진동하는 구조물의 수직 성분(normal component)이 직접적으로 음파를 생성하는 역할을 하기 때문에 패널(panel)의 표면 속도는 구조물의 속도의 수직 성분을 나타낸다. 그리고 하나의 수음점에서의 음압은 식 (2)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$P(\omega) = \{ ATV(\omega) \}^T \bullet \{ v_{ns}(\omega) \} \quad (3)$$

ATV는 보통 물체의 기하학적 특성, 재료적 특성, 그리고 표면에 대한 흡음, 방음처리 유무에 따른 경계 조건 특성에 따라 달라진다. 그리고 ATV를 이용한 해석을 통해 수음점에서 획득된 음압에 대한 해석모델로 시스템의 각 부분에서의 특정 주파수 영역에 대한 기여도를 분석할 수 있다.

#### 4. 상용 유압 브레이커 소음 특성 분석

##### 4.1 소음 측정 및 특성 파악

유압 브레이커의 소음 측정 실험을 위하여 환경부 제정 고소음 기계 중 저소음 제품에 대한 소음표시 권고에 관한 규정에 나타난 기계의 소음측정 방법을 참고로 본 연구에서는 유압 브레이커의 전방, 좌측, 우측, 45° 지점 등에서 2.5m 거리와 지면 1.3m 높이에서 철판 시편의 파쇄물 작업 시 측정하였다. 일정 시간동안 브레이커를 작동시키면서

마이크로 폰을 이용하여 방사되는 음압을 측정하고 소음계를 통해 등가소음도(dB)를 구한다. Fig. 4는 측정 위치와 측정 방법에 대한 개략도이다.

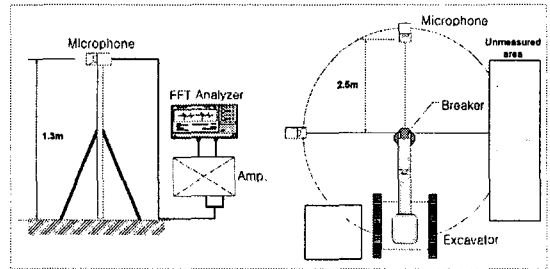


Fig. 4 Schematic of breaker noise measurement test

유압 브레이커 작동전 굴삭기만을 작동시켜 암소음을 측정해 본 결과와 실제 브레이커 장착 후의 소음도를 측정한 결과 10dB(A) 이상이었기 때문에 보정없이 측정 소음도를 최종 시스템의 소음도로 하였다. 소음 시험 결과 평균 소음 레벨은 109.8dB(A)이었으며 Table 2와 같다.

Table 2 Measurement results of sound pressure level

측정위치	전방 (0°)	45°	67.5°	측방 (90°)	135°
음압 (dBA)	112	110.2	107.4	109.3	110.2

전방에서 측정된 시간영역 데이터는 Fig. 5이며 피스톤이 치출을 타격하는 순간에 가장 큰 크기에서 급격히 감소하는 성질을 보여주고 있다. 시간 영역 데이터의 한 주기에 대한 주파수 분석을 수행한 결과 광대역에서 주요 주파수 성분은 1,000Hz 대역에 분포하며 피크 주파수 성분으로 2,000Hz, 3,000Hz, 4,000Hz, 5,200Hz, 5,800Hz, 그리고 6,400Hz를 볼 수 있다. 1,000Hz 이하 영역의 높은 소음값은 타격 메커니즘에 의한 구조 진동과 누설 소음에 의한 것으로 판단되고 2,000Hz 이상의 고주파 영역은 공기기인 소음에 의한 영향으로 판단된다. 공기기인 소음은 구조기인 소음에 비하여 비교적 높은 주파수 성분으로 이루어진다. 본 연구에서는 주요 주파수 1,000Hz를 포함한 1,100Hz 이하 영역을 관심 주파수 영역으로 설정 하였으며 주파수 분석을 수행한 결과를 Fig. 6에 나타내었

다. 주요 피크치로 220Hz, 250Hz, 320Hz, 460Hz, 600Hz, 670Hz, 760Hz, 980Hz, 1,020Hz, 1,100Hz 가 존재함을 알 수 있다.

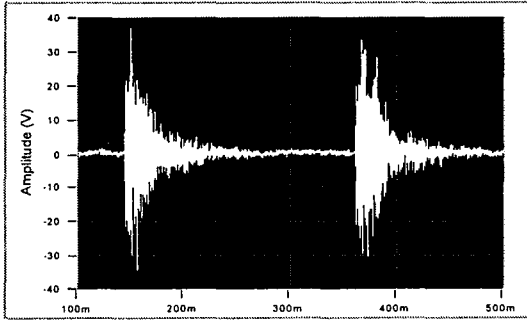


Fig. 5 Time history of noise test

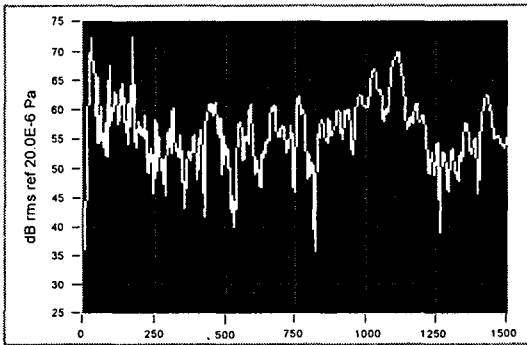


Fig. 6 Frequency characteristics of noise test

#### 4.2 상용 모델의 구조음향해석

기존 상용 브래킷 모델의 방사소음의 특성을 알아보았다. 브래킷을 모델링한 후 상용 구조해석 소프트웨어인 NASTRAN 을 통해 구조해석을 수행한 후, 그 결과를 바탕으로 상용 음향해석 프로그램 SYSNOISE 로 음향해석을 수행하여 브래킷 하우징의 구조기인소음의 특성을 알아보았다.

구조해석을 위하여 브래킷 하우징뿐만 아니라 치즐, 파워 셀, 마운팅 부분까지 각각 모델링하여 해석 모델로 어셈블리하였다. 브래킷 하우징과 파워 셀, 마운팅의 접촉점에서의 충격력의 측정값을 해석시 접촉점의 가진 조건으로 입력하는 것이 정확하나 본 연구에서는 실험 수행의 어려움으로 치즐의 피타격물을 타격하는 부위에서 타격력에 의한 반력을 적용하여 수행하였다. 구조해석을 위한 브래킷 하우징의 물성치는 구조용 강 SS41 을 이용하였고 Tetra4 element 를 이용해 주파수 응답 해석

을 수행하였다. 브래킷 하우징이 굴삭기에 연결되는 부위에 경계조건을 부여하고 해석의 간편화를 위해 브래킷 수직방향 단면에 대한 Symmetric 모델을 생성하였다. 하중으로 치즐 하단부에 타격에 의한 반력 7,880N 의 실험값을 부여하였다. Fig. 7 은 구조해석 결과를 바탕으로 음향해석을 수행하기 위한 경계요소 모델(BEM model)이다.

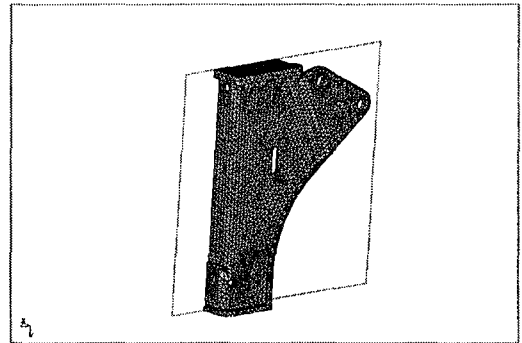


Fig. 7 BEM model for acoustic analysis

브래킷 하우징의 방사소음 해석은 브래킷 부분만 모델링하여 이루어졌다. 음향해석은 간접 경계요소법(I-BEM: Indirect-Boundary Element Method) 을 이용하였으며 브래킷 표면에 해당하는 경계요소로 Tria3 element 를 생성하여 주파수 응답 해석의 수행된 결과 값인 주파수 영역에서 각 절점들의 변위 값을 SYSNOISE 에서 불러와 표면의 속도 경계조건으로 변환 후 주파수 영역에서 음향방사 해석을 수행하였다. 해석 수행 영역은 소음 실험 결과를 바탕으로 주요 주파수 영역인 1,000Hz 를 포함하는 1,100Hz 이하로 설정하였다. 음향해석 결과를 알기 위해 음압의 수음점이라고 할 수 있는 Field point 생성을 위해 브래킷을 감싸는 구를 생성하여 Field point meshing 을 통해 수음 영역을 생성하였으며 Fig. 8 과 같다. 주파수 영역에서의 브래킷 하우징 방사소음 레벨을 Fig. 9 에 나타내었다. 음향해석 결과로부터 음압 피크는 70Hz, 220Hz, 300Hz, 440Hz, 680Hz, 700Hz, 760Hz, 1,000Hz, 1,100Hz 에서 특징 주파수를 얻을 수 있었다. 소음 시험결과와 비교하여 볼 때 시험에서 발생할 수 있는 오차를 고려한다면 비교적 정확한 주파수 값이라 할 수 있다.

구조기인 소음에 대한 이러한 해석 모델이 잘 일치하고 있으므로 해석적 방법을 통하여 소음이

감소되도록 설계 변경할 수 있다. 본 연구에서는 상용 유압 브레이커 모델의 소음시험 결과와 구조 음향해석 결과를 바탕으로 하여 주요 소음 성분 1,000Hz 를 포함한 700~1,100Hz 영역에서의 소음레벨 감소를 목표로 유압 브레이커 하우징의 설계 개선을 수행하였다.

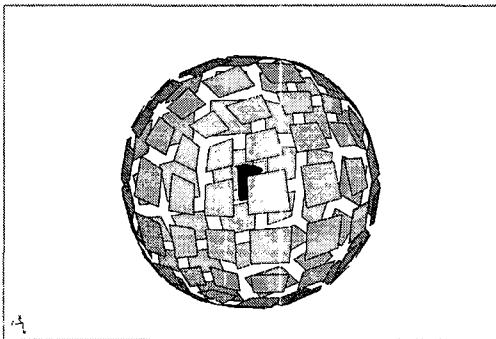


Fig. 8 Field point for measuring sound pressure

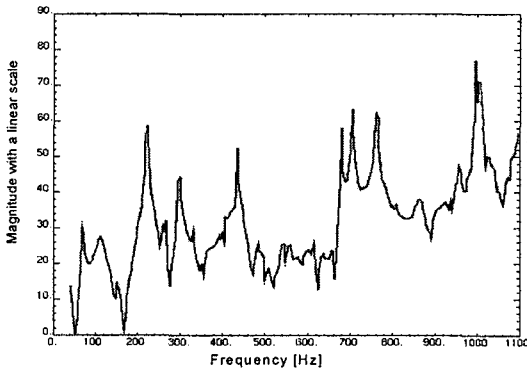
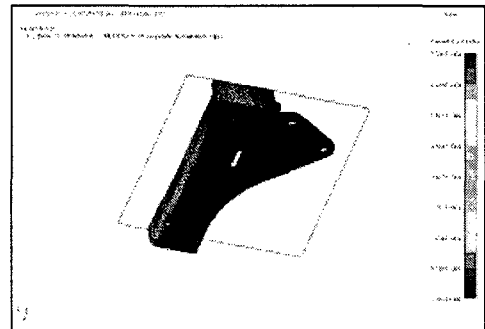


Fig. 9 Result of acoustic analysis

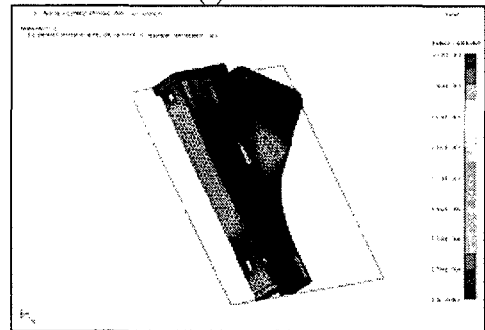
## 5. 저소음화를 위한 하우징 구조 개선

### 5.1 요소 기여도 분석

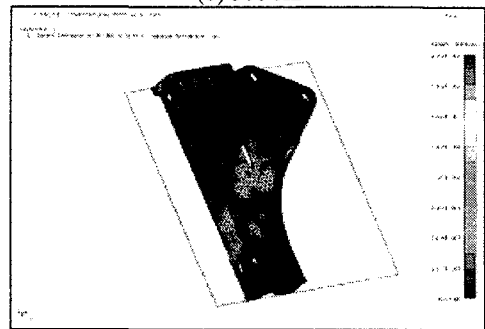
상용 유압 브레이커의 음향해석 결과를 바탕으로 브래킷 하우징의 소음 저감을 위하여 유압 브레이커 시스템의 브래킷 하우징에 대한 구조 개선을 수행하였다. 본 연구에서는 먼저 ATV 해석을 통해 각 피크 주파수에서 음압에 대한 모델의 요소 기여도를 획득하였다. 이 요소 기여도를 바탕으로 취약부위를 규명하여 소음을 저감시킬 부위를 결정하고 Rib 를 부착함으로써 소음저감 효과를 얻는 구조 개선방안을 연구하였다.



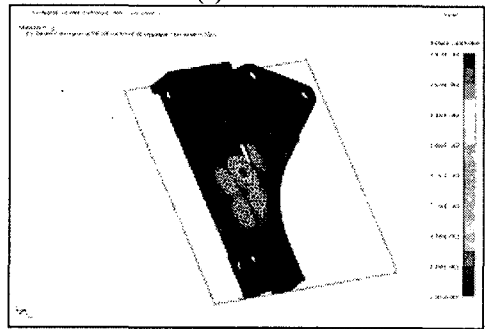
(a) 220 Hz



(b) 300 Hz



(c) 760 Hz



(d) 1,000 Hz

Fig. 10 Element contribution of bracket to sound pressure

Fig. 10 은 각 피크 주파수에서의 음압에 대한 모델 요소의 기여도의 예를 보여주고 있다. 모델 요소 기여도 결과를 살펴보면 브래킷 하우징의 전방, 상판 부위, 그리고 측면 아랫부분의 기여도가 높음을 알 수 있다. 특히 본 연구에서 목표로 하는 700~1,100Hz 영역에서 가장 큰 영향을 미치는 부분은 하우징의 측면 중앙부임을 알 수 있다.

**5.2 브레이커 하우징 개선을 통한 저소음화**

구조음향해석을 통해 얻어진 결과를 바탕으로 피크 주파수에 대한 기여도가 높은 부위를 보강하기 위하여 Rib 를 부착하고 이를 통해 구조기인 소음을 줄이는 방안을 소음저감 대책으로 적용하였다. Rib 는 진동량을 줄이기 위하여 변형이 발생하기 쉬운 부위를 보강하여 강성을 높이는 특성을 가지기 때문에 실용적으로 높은 효과를 얻을 수 있다.<sup>8,9</sup>

구조해석에서 수행된 주파수 응답 결과를 살펴보면 700~1,100Hz 영역에서의 처짐이 발생하는 부위는 주로 측면 중앙부와 상판부임을 알 수 있다. Fig. 11 은 775Hz 에서의 진동량을 나타내고 측면 중앙부에서 최대 변위가 발생됨을 보여준다.

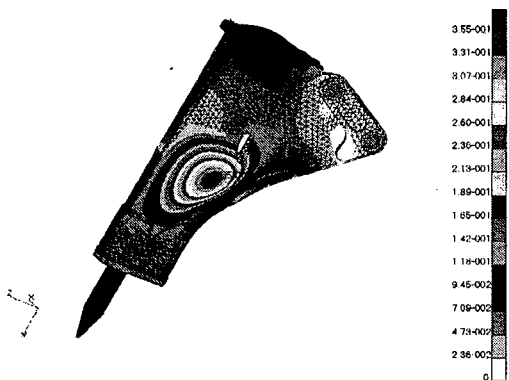


Fig. 11 Displacement of node 5447 at 775Hz

본 연구의 목표 영역 700~1,100Hz 영역에서의 기여도 분석 결과를 바탕으로 취약부위로 설정된 측면 중앙부에 X 자형 Rib 를 부착하여 구조를 보강하였다. Fig. 12 는 X 자형 Rib 가 부착된 개선된 모델을 보여준다. 기존 상용 모델에 적용된 동일한 방법으로 구조음향해석을 수행하였다.

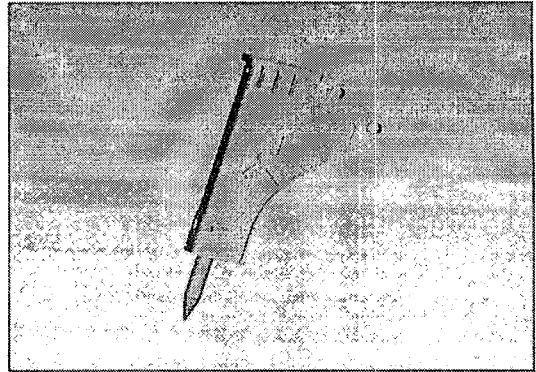


Fig. 12 Breaker model attached with X-typed rib

개선된 X 자형 Rib 모델의 음향해석 결과는 360~440Hz, 740~930Hz 대역에서 소음레벨이 감소하였고, 특히 440Hz 에서 피크치는 상당한 크기로 감소되었다. 또한 600Hz 이상 대역의 피크 주파수들은 피크 주파수의 이동과 함께 피크치의 감소를 보여주고 있다.

기존 모델과 X 자형 Rib 모델의 음향해석 결과를 비교하여 Fig. 13 에 나타내었다. 해석적 방법을 통한 비교에서 개선된 모델의 주파수 영역 평균 음압레벨은 기존 모델의 평균 음압레벨보다 3.2dB(A) 정도의 방사음압 저감됨을 확인할 수 있었다. 본 논문에서는 유압 브레이커 시스템에서 외부 브래킷 하우징에 대하여 Rib 부착으로 구조를 개선하여 저소음화를 실현할 수 있었다. 저주파영역의 경우 소음저감의 효과가 미약한데 추후 저주파 영역에서도 효과적인 Rib 크기나 부착위치를 위한 최적화 연구가 필요하리라 생각된다.

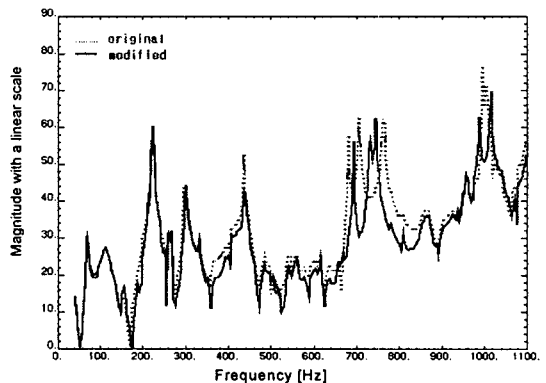


Fig. 13 Comparison of radiated noise in acoustic analysis between original and X-typed rib breaker model

이와 함께 현재 연구중인 유압 브레이커 시스템의 구동 메커니즘에 의해 발생하는 충격력을 저감시키고 전달경로 중에 소음과 진동을 절연하는 내부 구조 개선 시스템 개발을 통해 보다 효율적인 유압 브레이커 시스템을 개발하고자 한다.

## 6. 결론

유압 브레이커 시스템은 작동 메커니즘상 타격음과 진동에 의해 레벨이 거의 일정한 극히 짧은 시간간격에 반복되는 특성을 갖는 소음이 발생된다. 본 연구에서는 상용 유압 브레이커의 구조기인 소음과 구조진동을 저감시키기 위하여 브래킷 하우징의 구조 개선을 통한 방법을 제시하여 구조음향해석을 통해 소음저감 효과를 확인할 수 있었다. 유압 브레이커의 소음측정 실험을 통해 기존 시스템의 소음특성을 파악하였고 브래킷 하우징의 방사소음 해석을 위하여 유한요소모델의 구조해석을 수행하였다. 구조해석 결과를 바탕으로 ATV 생성 모듈을 이용하여 구조음향해석을 통해 시스템을 구성하는 요소에서의 특정 주파수 영역에 대한 기여도를 분석하였다. 기여도가 높은 브래킷 하우징 부위에 X 자형 Rib 를 부착하여 기존 시스템의 구조음향해석 결과에서의 평균 음압레벨보다 3.2dB(A) 저감되는 효과를 얻을 수 있었다. Rib 부착을 통한 방법은 제품에 대한 경제적 측면과 시간적 기여도를 고려할 때 실용적이고 효율적인 방법일 것이다.

본 연구진은 유압 브레이커 하우징의 구조 보강을 통한 설계 개선과 함께 시스템의 파워셀에 대하여 타격시 발생하는 충격력과 이에 의해 전달되는 구조 진동과 소음을 저감할 수 있는 시스템 개발로 저소음, 저진동 브레이커 시스템 개발을 실현하고자 한다.

## 참고문헌

1. Kwak, H. S., "Development of Low-Noise Hydraulic Breaker," Daewoo Technology Magazine, Vol. 40, pp. 66-71, 1996.
2. Kim, J. T., Jun, O. S. and Lee, Y. H., "Low-Noise Breaker," Proceedings of the KSNVE Conference, pp. 213-216, 1996.
3. Lee, J. H., Ih, J. G., Park, S. H., Ha, T. G. and Lim, J. H., "Vibro-Acoustic Design and Development of a Low-Noise Hydraulic Breaker," Transactions of the KSNVE, Vol. 11, No. 5, pp. 148-155, 2001.
4. Sung, W. J., Noh, T. B. and Song, C. S., "A Study on the Reducing the Return Line Pressure Fluctuation of the Hydraulic Breaker System," Journal of the KSPE, Vol. 20, No. 9, pp.70-76, 2003.
5. Cremer, L., Heckl, M. and Petersson, B. A. T., "Structure-Borne Sound," 3<sup>rd</sup> Edition, Springer, Berlin, Chap. 7-8, 2005.
6. Morse, P. M. and Ingard, K. U., "Theoretical Acoustics," Princeton University Press, USA, Chap. 7, 1986.
7. SYSNOISE Rev 5.5 User Manual, LMS International, 1998.
8. Oppenheimer, C. H. and Dubowsky, S., "A Methodology for Predicting Impact-Induced Acoustic Noise in Machine Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 266, No. 5, pp.1025-1051, 2003.
9. Moyne, S. L. and Tebec, J. L., "Rib Effects in Acoustic Radiation of a Gearbox - Their Modeling in a Boundary Element Method," Applied Acoustics, Vol. 63, No. 2, pp. 223-233, 2002.