

〈논 문〉

저소음형 유압 브레이커의 음향-진동 설계 및 개발

Vibro-acoustic Design and Development of a Low-noise Hydraulic Breaker

이 중 화* · 이 정 권* · 박 성 하** · 하 태 광** · 임 중 혁***

Jong-Hwa Lee, Jeong-Guon Ih, Sung-Ha Park, Tae-Gwang Ha and Jong-Hyuk Lim

(2001년 6월 8일 접수 : 2001년 7월 18일 심사완료)

Key Words : Hydraulic Breaker (유압 브레이커), Acoustic Enclosure (음향 차폐물), Low-noise Chisel (저소음형 치즐), Radiated Noise (방사소음)

ABSTRACT

Hydraulic breaker is currently used for many civil engineering areas owing to the ease of changing the tooling mechanism. However, due to a high noise level, it has been one of notorious sources of environmental noise and the prevailing environmental concerns force the manufacturers to reduce the radiated noise level during operations. To comply with such concerns, the present study is focused on designing and developing a low-noise hydraulic breaker. For this purpose, sound sources are identified and relative contributions are rated. Acoustic enclosure, sealing systems, and low-noise type chisel have been developed and applied to the actual machine. As a result, the radiated noise from the developed low-noise hydraulic breaker is reduced more than 13 dB(A) in comparison with the conventional hydraulic breaker.

1. 서 론

유압 브레이커 (hydraulic breaker)는 건축, 토목 등의 현장에서 많이 필요로 하는 기계 중 하나인데, 기계의 특성상 충격 파괴적인 소음 진동으로 인하여 대표적인 환경 소음원의 하나로 꼽히고 있으며, 관련 법규에 의하여 발생소음의 크기가 제한 받고 있다. 환경부는 '고소음 기계 중 저소음제품에 대한 소음표시권고에 관한 규정'⁽¹⁾에서 높은 소음을 발생하는 기계 중 일정 기준 이하의 저소음제품에 대하여는 소음

도 표시를 하여 판매하게 함으로써 저소음 기계의 소비 및 개발을 촉진하고, 소음도 표시 부착 기계에는 '특정 공사의 종류에서 제외'하는 특혜를 주고 있다. 브레이커에 대해서는 Table 1과 같이 총 중량이 500 kg미만의 경우 85 dB(A), 500 kg이상의 경우에는 88 dB(A)의 권고소음도를 제시하고 있으며, 이때 측정위치는 작동 기계의 표면으로부터 반경 7.5 m 위치에서의 1.5 m 높이 지점이다.⁽¹⁾ 이를 만족하는 브레이커는 특정 공사 시 신고의 의무를 제외하여 주며, 방음 대책의 불필요로 비용을 절감할 수 있는 이점이 있다.

국내에서는 1980년대 이후부터 브레이커에 대한 연구가 진행되어왔으나, 주로 성능 향상과 부가적인 운전 편의성 등에 관한 연구개발이 이루어졌다. 하지만, 최근에는 소음에 대한 관심의 증가로 인해 저소음 브레이커가 차지하는 시장 점유율이 전세계적으로 약

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : s_misty@kaist.ac.kr
Tel : (042) 869-3075, Fax : (042) 869-8220
** (주)한우 TNC
*** 대우종합기계

Table 1 Recommended noise level.⁽¹⁾

Total weight	Recommended level (dBA)	Working condition
Less than 500 kg	Less than 85	Concrete
Above 500 kg	Less than 88	Concrete

20 %에 달하고 있고, 이는 계속 증가하는 추세이다. 특히 일본, 핀란드등에서는 저소음형 제품이 개발되어 이미 상용화 된 상태이기 때문에 이에 대한 해외 경쟁력을 확보할 수 있는 저소음 설계 기술의 개발이 필요하다. 국내에서도 저소음 브레이커의 개발에 관한 연구가 보고되었으나, 성능 유지를 위해 파쇄에 직접적인 역할을 하는 구조물은 제외하고 주로 브레이커를 지지하는 브라켓을 중심으로 이루어졌다.^(2,3) 본 연구에서는 기본 기계구조물인 파워셀과 치즐등을 포함한 일반형 브레이커를 대상으로 하여 발생 소음 특성을 분석하고, 각각의 구조물에 적합한 저소음 설계를 통해 저소음형 브레이커를 개발하는 것을 목표로 한다.

2. 일반형 유압 브레이커의 소음 특성 분석

유압 브레이커는 Fig. 1과 같이 피스톤 (piston), 치즐 (chisel), 실린더 (cylinder), 밸브 (valve)등으로 이루어져 있으며, 이들 작동 부위를 통틀어 파워 셀 (power cell)이라 한다. 한편, 일반적으로 브레이커는 굴삭기 (base machine)에 부착되어 구동되는데, 이때

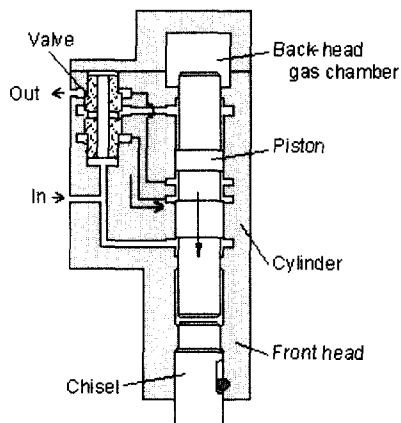


Fig. 1 Schematic diagram of the power cell.

파워셀과 굴삭기는 브라켓 (bracket)을 이용해서 연결된다. 브레이커의 작동은 밸브의 상하운동을 통해 이루어지는데, 밸브로 유압이 가해지면서 실린더 하부에 고압이 형성되어 피스톤이 상승하고, 이후 밸브가 상승하여 실린더 상부의 질소 가스를 고압으로 전환시키면 다시 밸브가 하강함과 동시에 피스톤이 하강하며 치즐을 타격하고, 그 충격력을 치즐이 작업물체 (타격물)에 전달하게 된다. 따라서, 작동 시 발생 소음은 타격 시에 발생하는 치즐, 파워 셀, 브라켓의 표면 진동에 의해 발생하는 구조기인 소음성분과, 피스톤과 치즐의 충돌에 의해 발생하는 타격음이 파워 셀과 브라켓에 존재하는 구멍들로 새어 나오거나 벽을 투과하여 방사되는 공기 기인 소음성분으로 나누어 볼 수 있다.

2.1 표준 위치에서의 소음 레벨 및 주파수 특성

Fig. 2는 음압 레벨의 측정 위치와 측정 방법의 개략도이고, Fig. 3은 측정된 결과의 한 예로 전방 표준 위치에서 측정된 음압의 시간-주파수 해석 결과를 보여주고 있다.

Fig. 3에서 시간에 따른 주파수 성분을 살펴보면 충격순간에는 넓은 주파수 대역의 성분을 가지지만, 이후의 시간에 음압에 영향을 주는 주파수들이 일정한 선으로 표시됨을 볼 수 있다. 주요 주파수 성분은 1000 Hz 대역에 분포하며, 2400, 3000, 3500, 4700, 5800, 6200 Hz부근에서 큰 피크들을 볼 수 있다. 이들은 주로 치즐의 진동에 의해 방사되는 성분들과 치즐과 파워셀 사이에 존재하는 유격을 통한 누설 소음 성분들로 파악된다.

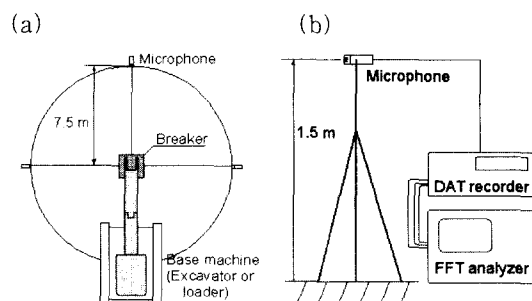


Fig. 2 The schematic diagram of noise measurement. (a) Measurement position, (b) instrumentation.

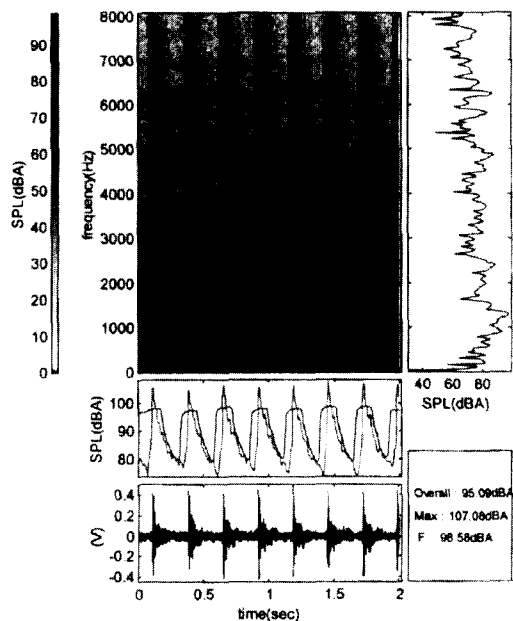


Fig. 3 Result of time-frequency analysis of sound pressure measured at a front position from breaker.

2.2 근접음장 레벨 및 주파수 특성

자유공간으로 방사하는 구조물은 근접한 위치에서의 음압 분포를 통해 소음 발생 부위를 대략적으로 예측할 수 있다. Fig. 4는 파워 셀에 차폐 구조물 (하우징, housing)을 적용하기 전후의 브레이커 전방 1.2 m에서 측정된 근접 음압 레벨의 변화를 보여주고 있다. 차폐 구조물을 적용하기 전에는 피스톤과 치즐이 충돌하는 파워 셀 중앙 지점의 높이 (약 1.4 m)에서 가장 큰 소음레벨을 관찰할 수 있었으며, 차폐 구조물의 적용 후에는 파워 셀 표면에서 방사되는 소음은 일정량 이상 차폐가 됨을 확인할 수 있고, 치즐 부위의 기여도가 증가한 것으로 판단할 수 있다.

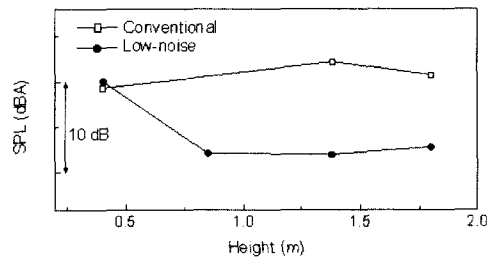


Fig. 4 A comparison of sound pressure level distribution measured in the near field along the height for two types of breakers.

Table 2 Measured sound pressure level for each source wrapping condition.

Insulated source	None	Power cell	Chisel	Front head
SPL (dBA)	98.6	95.1	89.9	97.9

한편, 부분 차폐 기법을 사용하여 앞서 언급한 소음원들의 상대적 기여도를 파악하였다. 소음원은 브레이커의 기계적 특성을 고려하여 크게 세가지로 분류하였고, 각 소음원을 차폐했을 경우 음압 레벨의 변화로부터 정성적인 기여도를 파악하였다. Table 2는 세가지 소음원과 각각의 소음원을 차폐했을 경우 전방 표준위치에서 측정된 음압 레벨을 나타내고 있다. 브레이커의 작업 특성상 정량적인 기여도를 산출할 수는 없고, 음압 레벨의 변화로부터 치즐에 의한 기여도가 가장 큼을 정성적으로 확인할 수 있다.

3. 저소음 설계

앞서 언급하였듯이 유압 브레이커에 있어서 중요한 소음원은 크게 파워 셀, 치즐과 전두부 부위 (front head)에서의 누설, 치즐 자체에서의 방사, 그리고 굴삭기 소음 등으로 구분할 수 있다. 본 절에서는 각각의 소음원에 대한 차음 설계의 기본 개념을 제시하고, 차음 후 예상되는 음압 레벨에 대한 예측 기법을 논의한다.

3.1 차폐 구조물에 의한 차음 설계

일반적인 차음 구조물의 음향 특성은 삽입손실 (Insertion Loss, IL)로 나타내어진다. 삽입손실은 차음 구조물이 있을 때와 없을 때의 방사 음압 레벨 (또는 음향 파워 레벨)의 차이로 정의된다. 한편, 유압 브레이커의 경우 차폐 구조물을 통하여 제어할 수 있는 소음원은 파워 셀의 표면에서 직접 방사되는 성분 뿐이므로, 차폐 구조물의 음향 전달 계수 τ 를 이용하면, 삽입손실은 다음과 같은 식으로 표현된다.⁽⁴⁾

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_{pc} + \Pi_e}{\tau \cdot \Pi_{pc} + \Pi_e} \right) \text{ (dB)} \quad (1)$$

여기서, Π_{pc} 은 파워 셀로부터 방사되는 음향 파워를 뜻하며, Π_e 는 파워 셀 이외의 소음원 즉, 치즐과 굴삭기 소음, 암소음 등을 포함하는 양이다. 전달계수 τ

는 각주파수 ω 에 대해 다음과 같이 주어진다:

$$\tau(\omega, \theta) = |1 + Z \cos \theta / 2\rho_0 c_0|^{-2} \quad (2)$$

여기서, θ 는 음파의 입사각을 의미하고, ρ_0 는 공기의 밀도를 나타내며, Z 는 판의 기계적 임피던스를 나타내는데, 다음과 같이 주어진다.⁽⁵⁾

$$Z = j(\omega m - \omega^3 D \sin^4 \theta / c_0^3) \quad (3)$$

여기서, m 과 D 는 각각 판의 면밀도와 굽힘 강성계수를 나타내며, c_0 는 음속을 의미한다.

일반형 브레이커의 경우 주소음 성분의 주파수가 1 kHz 이상 대역이고, 구조물의 하중과 강도등을 고려할 때 적용 가능한 철판의 두께가 9~16 mm 사이인데, 이 경우 판의 일치 주파수 (coincidence frequency)가 Fig. 5와 같이 주소음 대역에 포함된다. 일치 주파수를 이동시키기 위해서는 철판의 두께나 재질을 변화시켜야 하는데, 이는 앞서 언급한 바와 같이 전체 구조물의 하중과 관계되므로 변화의 폭이 적다. 따라서, 차음재등을 추가하여 이를 보완해야 하는데, 같은 재질과 두께의 경우 차음재와 외벽사이에 공기층의 유무에 따라 음향 전달 손실에 차이가 날이 알려져 있다. 차음재가 외벽에 완전히 부착되어 있는 경우에는 식 (2)를 이용하여 예측할 수 있는데, 이때 밀도와 굽힘 강성을 보정하여야 한다. 공기층이 있는 적층판의 차음 손실은 다음과 같이 주어지는 음향전달계수에서 구할 수 있다.⁽⁵⁾

$$\tau(\omega, \theta) = \left| \frac{2j(\rho_0 c_0 \sec \theta)^2 \sin(kd \cos \theta)}{Z_1 Z_2 \sin^2(kd \cos \theta) + (\rho_0 c_0 \sec \theta)^2} \right|^2 \quad (4a)$$

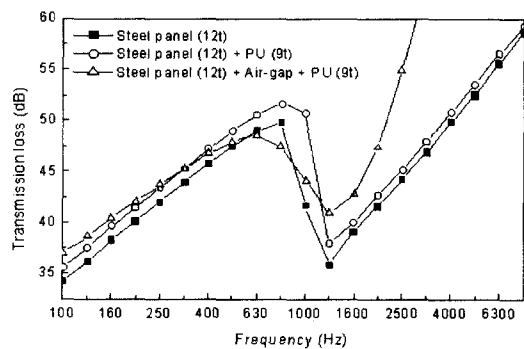


Fig. 5 Effect of air-gap on predicted random incidence sound transmission loss.

여기서, Z_1 과 Z_2 는 각각 부가되는 차음재와 구조물 외벽의 임피던스를 나타내며, 다음과 같이 식 (3)에 주어진 기계적 임피던스에 방사 임피던스를 더한 값이다.

$$Z_{1,2} = Z_{1,2} + \rho_0 c_0 \sec \theta [1 - j \cot(kd \cos \theta)] \quad (4b)$$

한편, d 는 공기층의 두께를 나타내는데, Fig. 5에서 보는 바와 같이 공기층에 의해 주소음 대역에서의 차음 성능 향상이 기대된다. 여기서, 차음손실은 일반적인 난입사(random incidence)의 경우로 다음과 같이 입사각에 대해 평균 된 값이다:

$$\bar{\tau}(\omega) = 2 \int_0^{\pi/2} \tau(\omega, \theta) \sin \theta \cos \theta d\theta \quad (5)$$

방사 음압 레벨은 식 (1)로 주어진 삽입손실로부터 예측할 수 있는데, 일반적인 자유음장방사에서 음원이 단극 (monopole) 일 경우 음압레벨 (L_p)은 음향파워 레벨 (L_w)과 다음의 관계를 맺고 있다:

$$L_w \cong L_p + 10 \log S \quad (6a)$$

여기서, S 는 음원을 완전히 감싸는 측정면의 면적을 나타낸다. 식 (6a)를 이용하면 차폐구조물의 적용 후 예상되는 음압레벨을 다음과 같이 구할 수 있다:

$$L_{ph} = L_p - IL \quad (dBA) \quad (6b)$$

여기서, L_{ph} 와 L_p 는 각각 차폐 구조물이 있을 때와 없을 때의 음압 레벨을 의미한다.

Table 3은 파워 셀에서 직접 방사되는 성분의 상대적 기여도에 따른 기준 위치에서의 예상 음압 레벨을 나타낸다. 차음 구조물만을 적용할 경우에는 권고 소음 레벨을 만족할 수 없으며, 파워 셀 이외의 다른

Table 3 Expected noise level after applying the housing.

	Front		Left		Right	
Contribution of power cell (%)	50	80	50	80	50	80
Expected level (dBA)	91.9	86.3	94.6	89.1	93.2	87.3
Present level (dBA)	98.6		100.7		99.6	

소음원에 대한 차음 설계가 필요함을 알 수 있다. 여기서 파워셀의 기여도는 각각의 소음원이 독립적이라고 가정할 때 파워셀 표면에서 방사되는 음압의 전체 음압에 대한 비율을 의미한다.

3.2 누설소음의 차폐

차음 설계에 있어서 중요한 요소 중 하나는 누설 부위의 차폐 (sealing)이다. 오일관 (oil pipe)이나 정비를 위한 구멍이 있을 경우, 누설 소음에 의한 전체 차음구조물의 성능 저감은 다음과 같이 해석할 수 있다.⁽⁴⁾

$$\Delta TL = TL_o - 10 \log_{10} \left[1 - \frac{S_h}{S_t} (1 - 10^{-TL_o/10}) \right] \text{ (dB)} \quad (7)$$

여기서, TL_o 은 완전히 밀폐되었을 경우의 음향 전달 손실을 의미하고, S_h 와 S_t 는 각각 구멍의 면적과 전체 표면적을 나타내는데, 만약 차음 구조물 전체 면적의 1%에 해당하는 구멍이 있을 경우, 각 소음원의 상대적인 기여도에 따라 1~2 dBA의 음압 레벨 상승이 발생한다. 브레이커의 경우 정비를 위한 몇 개의 구멍이 필요한데, 이를 차폐할 수 있는 차폐물 (sealing plug)이 필요하다. 한편, 유압 브레이커의 전 두부에는 치즐의 수평방향 운동을 위한 약간의 유격이 존재하는데, 이를 통한 누설 소음이 존재하게 되고, 이는 전체 소음 레벨에 비교적 큰 기여를 한다. 이에 대해 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 치즐 와이퍼 (wiper)와 치즐 링 (float ring)을 적용하였는데, 이는 일반형 브레이커에서 흙, 먼지 등의 불순물이 파워셀 안으로 들어가는 것을 막고자 사용되던 부품을 누설 소음을 차폐할 수 있도록 보완한 것이다. 치즐 와이퍼의 재질은 경질 폴리우레탄 (solid poly-urethane)이며 최대 12 ton의 압하중에 견디도록 하였고, 내마모성 시험과 100시간 연속 타격시험을 통해 그 적용성을 검증하였다. 치즐 링은 강철을 사용하도록 설계되었지만, 소음의 관점에서 보면 치즐 링의 역할은 그리 크지 않다. 한편, 치즐 와이퍼는 누설소음 차폐와 더불어 치즐 자체의 횡방향 진동을 억제하여 방사소음을 감쇠시키는 역할을 하므로 저소음 설계에 있어서 중요하다고 할 수 있다.

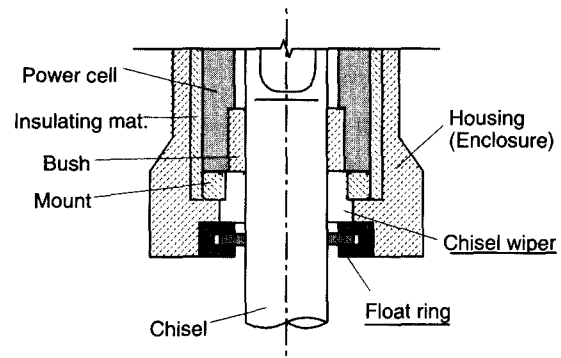


Fig. 6 Schematic diagram of the front head of low-noise hydraulic breaker.

3.3 저소음형 치즐

Fig. 7은 앞서의 차폐 구조물과 치즐 와이퍼등만을 적용한 브레이커 (low-noise type with housing)에 대해 측정된 음압의 주파수 특성을 기존의 일반형과 비교한 결과이다. 전 주파수 대역에 대해서 2~5 dBA의 레벨 감소를 얻을 수 있었지만, 앞서 언급한 특정한 주파수 성분들은 그 위치만 이동했고 레벨의 변화는 거의 없음을 볼 수 있다. 이들은 치즐 자체에서 방사되는 소음 성분들로 이를 감소시키기 위한 저소음형 치즐의 개발이 요구된다. 고려할 수 있는 대책 방안으로는 치즐의 재질 변경과 형상 개선을 들 수 있는데, 본 연구에서는 형상을 개선한 저소음형 치즐의 개발을 위해 치즐의 길이방향 일부를 구속할 수 있는 압착 슬리브 (compression sleeve)의 적용을 고려하였다.

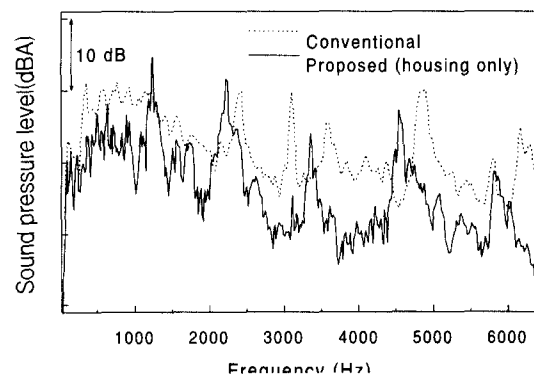


Fig. 7 A comparison between conventional and low-noise type (housing only) hydraulic breaker. SPL's are measured at the frontal standard measurement position.

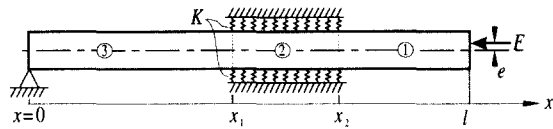


Fig. 8 A model of chisel with a compression sleeve.

그림 8은 단순 보와 그 일부를 구속하는 스프링 (K 는 스프링 상수)으로 단순화 된 저소음형 치즐을 보여주고 있다. 실제 치즐의 경우 경계 조건은 타격 대상에 따라 달라지므로 정확한 해석은 어렵다. 본 연구에서는 근사적으로 압착 슬리브의 영향을 평가하기 위해 한쪽은 단순지지 되어 있고, 다른 한쪽은 피스톤의 편심 (e)에 의한 굽힘력 가진을 받는 단순 보로 가정하였다.

먼저, 굽힘파 (bending wave)에 의한 수직방향 변위 x 는 Fig. 8의 각 위치에 대해 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

$$\xi_i = a_i e^{-jk_i x} + b_i e^{jk_i x} + c_i e^{-k_i x} + d_i e^{k_i x} \quad (i=1,2,3) \quad (8)$$

여기서, k_i 는 굽힘파의 전파 상수인데, 단순 보의 경우 다음과 같다.

$$k_1^4 = m' \omega^2 / B \quad (i=1,3) \quad (9a)$$

$$k_2^4 = (m' \omega^2 - K) / B \quad (9b)$$

여기서 m' 은 보의 단위 길이당 질량을 의미하고, B 는 보의 굽힘 강성 계수이다. 한편, 슬리브에 의해 구분되는 각 영역의 경계에서 만족해야 할 조건들은 다음과 같다.

$$x=0 \text{에서: } \xi_3 = 0, \quad d^2 \xi_3 / dx^2 = 0 \quad (10a,b)$$

$$x=x_1 \text{에서: } \xi_3 = \xi_2, \quad d\xi_3 / dx = d\xi_2 / dx \quad (10c,d)$$

$$M_3 = M_2, \quad V_3 - V_2 = K\xi_2 \quad (10e,f)$$

$$x=x_2 \text{에서: } \xi_2 = \xi_1, \quad d\xi_2 / dx = d\xi_1 / dx \quad (10g,h)$$

$$M_2 = M_1, \quad V_2 - V_1 = K\xi_1 \quad (10i,j)$$

$$x=l \text{에서: } \xi_1 = 0, \quad d^2 \xi_1 / dx^2 = F \cdot e / B \quad (10k,l)$$

여기서, M 과 V 는 각각 굽힘 모멘트와 전단력을 의미하고, F 는 피스톤에 의한 가진력을 나타낸다. 한편 압착된 폴리우레탄 (poly-urethane)의 경우 스프링 상수 K 는 약 10^6 N/m²의 값을 갖는다. 식 (8)을 위의 경계조건에 대입하면 미지계수 a_i, b_i, c_i, d_i

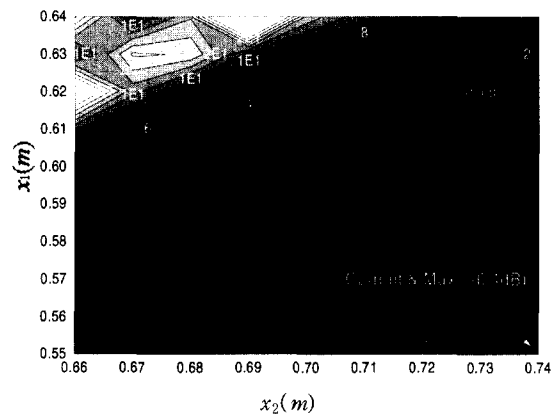


Fig. 9 Expected reduction in noise level by using the compression sleeve (max. reduction = 6.4 dB). Note that x_1 is the lower-end and x_2 is the upper-end position of sleeve.

($i=1,2,3$)에 대한 행렬식을 얻을 수 있고, 이로 부터 가진력 F 에 대한 상대적 변위를 구할 수 있다.

한편, 방사 음압은 표면수직방향 속도에 비례하므로 그 차이를 통해 음압 감쇠 효과를 예측할 수 있다. 치즐의 면에 수직인 방향의 진동 에너지는 다음과 같은데,

$$\langle \bar{v}^2 \rangle = \frac{1}{2} \int_0^l \omega^2 \xi^2 dx \quad (11)$$

슬리브에 의한 치즐의 방사 효율의 변화는 없으므로 방사된 음향 에너지는 식 (11)에 비례한다. 이로부터 슬리브의 장착 위치 및 길이에 따른 음압 레벨 감소를 예측하면 Fig. 9와 같고, 최대 6 dBA의 레벨 저감 효과를 기대할 수 있다. 이때, 슬리브의 압착량에 따라 그 저감량이 달라지게 되는데, 압착율을 2배 증가 시키면 약 3 dBA의 추가적인 레벨 감소를 기대할 수 있다.

4. 저소음형 유압 브레이커의 개발

Fig. 10은 앞서 제시된 저소음 설계에 따라 개발된 저소음형 브레이커의 방사음압특성을 기존의 일반형 브레이커와 비교한 것이다. 전체 음압 레벨을 비교하면, 전방 표준 위치의 경우 일반형은 98.6 dBA, 저소음형은 85.0 dBA로 약 13.6 dBA의 레벨 감소를 확인하였다. 저주파수 대역은 타격 소음의 특성상 큰

감소를 얻지는 못하였지만, 차폐 구조물에 의해 약 4~5 dBA 정도의 감소를 확인할 수 있었다. 또한, 100 Hz 대역에서는 음압 레벨의 차이가 거의 없음을 볼 수 있는데, 이는 브레이커 이외의 소음원, 즉, 굴삭기나 팔 (arm)의 진동, 유압장치의 충격적 운동등에 의한 기여도가 큰 대역이기 때문으로 판단 된다.

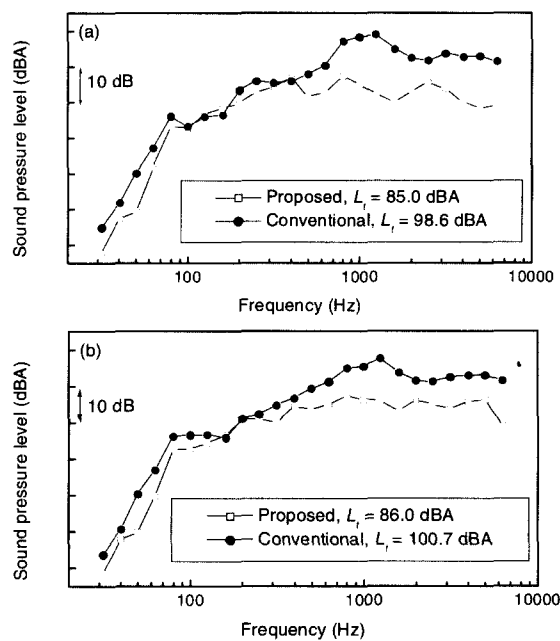


Fig. 10 Third-octave band frequency spectra of sound pressure measured at standard measurement positions. (a) Front, (b) left position. L_p is the overall SPL.

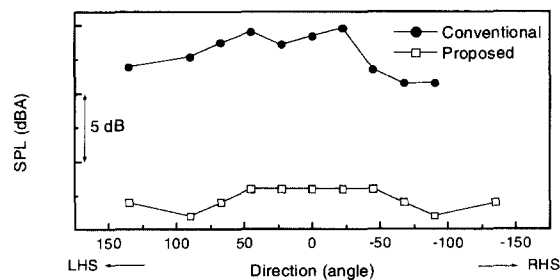


Fig. 11 Directivity patterns of radiated noise: sound pressure level measured around the breaker. Front position corresponds to 0°

한편, 일반형 브레이커의 경우에는 주파수 대역별 음압 레벨의 차가 큰데 비해 저소음형의 경우에는 비교적 균일한 특성을 확인할 수 있는데, 이는 각각의 소음원들에 의해 발생하는 특정 주파수의 음압 신호들이 효과적으로 저감 되었음을 의미한다.

Fig. 11은 저소음형 브레이커에서 방사되는 음장의 방향성을 일반형 브레이커와 비교한 것으로 전방 (0° 위치)을 기준으로 22.5° 간격으로 측정된 음압레벨을 나타내고 있다. 일반형의 경우에는 위치에 따른 차이가 크지만, 저소음형의 경우에는 비교적 균일함을 볼 수 있다. 이는 주로 치즐 방사 소음의 영향으로 파악되는데, 일반형의 경우에는 치즐과 본체 실린더 사이의 유격에 의해 치즐 타격시 편심이 발생하게 되고 이로 인해 방향에 따른 차이가 발생하지만, 저소음형의 경우 치즐 와이퍼에 의해 치즐의 자세가 유지되어 편심이 줄어들게 되고 이에 따라 방향에 따른 치즐 진동의 변화가 적어졌기 때문이다.

5. 결 론

본 연구의 수행 결과로서 국립 환경 연구원에서 제시한 '고소음 기계 중 저소음 제품에 대한 소음표시 권고에 관한 규정'을 만족하는 4가지 기종의 저소음형 유압 브레이커를 개발하였다. 총 중량이 350 kg인 제품의 경우 83 dB(A), 그리고, 총 중량이 550, 970, 1750 kg 이상의 제품에 대해서는 각각 83, 86, 85 dB(A)의 음압레벨이 측정되었으며, 이는 Table 1의 권고소음도를 모두 만족한다. 이와 같은 저소음화에 따라 저소음 기계류에 부여되는 여러 가지 행정상의 특혜를 얻을 수 있으며, 이미 개발되어 시판중인 선진국의 유압 브레이커 메이커들에 대한 시장 경쟁력을 확보할 수 있다. 본 연구에서는 유압 브레이커에 관하여 알맞은 흡/차음재의 선정 및 적용 방법을 확립하였고, 저소음형 치즐의 개발등을 통하여 타기종의 브레이커 및 유사한 부속품의 저소음 제품 개발에 적용할 수 있는 기술력을 확보하였다.

후 기

본 연구는 (주)한우 TNC과 (주)대우 중공업의 일부 지원으로 수행되었으며, BK21 Project에서 일부 지원 받았습니다.

참 고 문 헌

- (1) 환경부, 1996, 고소음 기계 중 저소음제품에 대한 소음표시권고에 관한 규정.
- (2) 광희성, 1996, "저소음형 유압 브레이크 개발," 대우기보 제 40 호, pp. 66~71.
- (3) 김정태, 전오성, 윤병욱, 이영화, 1995, "저소음 브레이크 개발," 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 213~216.
- (4) Beranek, L. L. and Ver, I. L., 1992, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, New York, Chap. 13.
- (5) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, Academic Press, London, Chap. 4.
- (6) Cremer, L. and Heckl, M., 1988, Structure-borne Sound, Springer-Verlag, New York, Chap. 5.