

유압브레이커의 충격흡수를 위한 측면 댐퍼 구조설계

Design of Side Damper Structure for shock absorbing of Hydraulic breaker

*허진관¹, 이병기², #김광³

*J. K. Hur¹, B. K. Lee², #K. Kim (kimkwang@kpu.ac.kr)³

¹ 한국산업기술대학교 기계시스템설계, ² 대모엔지니어링(주), ³ 한국산업기술대학교 기계설계공학과

Key words : rubber seat, Rubber Materials, Hyper-Elastic, Breaker, Side Damper

1. 서론

브레이커(BREAKER)는 건설현장에서 굴삭기(EXCAVATOR)에 장착하여 포장도로 파쇄, 상하수도 공사, 기초 토목공사, 통신구, 전력구 공사, 채석장의 암반 파쇄 등 전형적인 토목 및 건설현장에서 주로 사용되며 초소형에서 대형까지 다양하게 개발되어 있다.

55톤급 이상 초대형 브레이커는 대형 건설현장에 적용되며 이러한 대형화에 따른 충격력이 커지게 되어 운전자에게 전달되는 충격량도 증가하게 되었다. 이에 댐퍼의 채용이 필수적이며 주어진 공간에서 충격완화의 성능을 향상시켜야 한다.

일반적으로 댐퍼의 재료로 사용되는 고무는 금속에 비하여 내부마찰이 크고 경제성, 성형이 용이하고 일반탄성체와는 달리 하중과 변형이 비선형관계를 대변형 범위에서도 탄성거동을 나타내는 초탄성(hyper-elastic)의 성질과 진동 감쇠특성으로 인하여 방진, 제진 및 밀봉 기능부품으로서 자동차, 철도차량 및 각종 산업 기계류의 부품들뿐만 아니라 건축, 토목 분야에서 광범위하게 사용되고 있다.[1][2][3]

고무의 해석은 유한요소법과 실험적 방법을 병행하여 사용하고 있으나 초탄성(hyper-elastic)의 특성을 지니고 있으며 또한 화학적 조성이나 비율에 따라 물성치 또한 다르기 때문에 일반 금속과는 달리 필요한 물성치를 구하기가 쉽지 않다. 실제로 방진고무는 지지하는 시스템의 무게 또는 의도적으로 가해지는 경계조건에 의해 강성이 영향을 받게 되며, 이는 곧바로 시스템의 동특성을 변화시킴으로 고무의 강성에 대한 정확한 해석 및 예측이 필요하다.[4][5]

본 연구에서는 유압 브레이커의 충격량을 감소시키기 위해 4가지 구조의 사이드 댐퍼를 제시하여 이에 대한 기계적 특성(강성)을 예측하고 각각의 구조에 따른 변위 전달율(displacement transmissibility)을 파악하여 그 값들을 비교하여 적절한 사이드 댐퍼의 구조를 선정하는 것을 목표로 한다. 해석을 위해 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS를 이용하여 사이드 댐퍼의 형상에 관련된 특성을 파악 하였으며, 이를 이용하여 각 모델들의 전달율을 계산 비교하여 보았다.

2. 사이드댐퍼 설계

2.1 변형률 에너지 함수의 결정

고무는 하중과 변형의 관계가 비선형이기 때문에 매우 작은 변형률일 경우를 제외하면, 탄성계수 (Young's modulus)로 재료의 거동을 표현할 수 없다. 이러한 대변형의 탄성거동에 대하여, 식(1)의 단위 체적당 변형률 에너지함수의 변화율이 응력에 의한 일률과 같다는 개념을 이용하여, 고무와 같은 초탄성체의 거동을 기술한다.

$$S = \frac{\partial U}{\partial \epsilon} \quad (1)$$

S는 second Piola-Kirchhoff 응력텐서이며, ϵ 은 Green-Lagrange 변형률 텐서이다 고무를 등방성이라 가정하면 변형률 에너지 함수를 변형률 불변계수 I_1, I_2, I_3 으로 나타낼 수 있다.

$$U = U(I_1, I_2, I_3) \quad (2)$$

여기서 변형률 불변계수를 주신장률(principal stretch) 로 표시하면 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \quad (3)$$

재료를 비압축성이라 가정하면 $I_3 = 1$ 이 되어 U는 I_1, I_2 만의 함수가 된다. 이러한 변형률에너지함수를 표현하는 재료모델로서 여러 가지가 제시되어있으나 일반적으로 변형률 150%까지는 Mooney-Rivlin 모델이 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 즉,

$$U = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) \quad (4)$$

여기서 C_1, C_2 은 물질상수로서 재료시험으로부터 얻어진 하중-변형관계에 의해 결정된다.

2.2 진동 해석

Fig. 1에서 impact tool은 피스톤 해머와 치즐을 통합해서 나타내었으며 이 운동을 간단하게 기저진동 혹은 지지대운동(support motion)으로 나타낼 수 있다. 이러한 해석모델을 식(5)의 운동방정식과 식(6)의 전달율 (transmissibility)로 표현된다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P \quad (5)$$

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{\omega^2 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (6)$$

진동 전달율을 1 이하로 하기 위해서는 진동수 비가 보다 커야 하며, 충분한 진동 절연 성능을 유지하기 위해서는 진동수비 (r)를 크게 하고, 감쇠 비를 낮게 하는 것이 유리하다. 이 이론을 Fig.2와 같은 형태의 사이드댐퍼 구조에 적용하여 보았다.

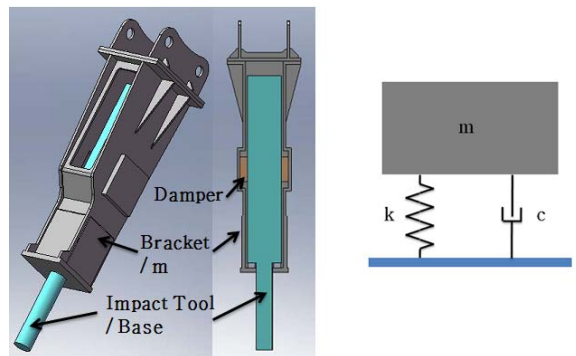


Fig.1 Hydraulic breaker system and vibration analysis model

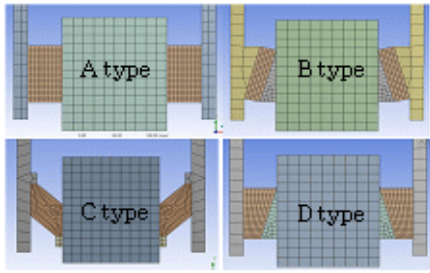


Fig.2 Four side damper model for analysis

Fig. 2의 네 가지 구조는 각각 현재 사용 중인 A형의 순수 전단 댐퍼와 B형과 C형의 압축 전단 형 댐퍼 그리고 새로운 구조의 D형의 댐퍼를 모델링한 것이다.

3. 해석 및 고찰

고무의 경우 일반 금속과는 달리 필요한 물성치를 구하기가 쉽지 않기 때문에 해석에서는 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS에 기본적으로 주어져 있는 Neoprene Rubber 를 Mooney-Rivlin 식을 적용하여 정특성을 Table 1과 같이 얻을 수 있었다. 본 논문에서는 타격수를 420BPM 으로 작동거리를 10mm 로 적용하여 이를 Table 1의 값과 식(6)에 적용하여 Table 2와 같은 전달 변위를 얻을 수 있었으며, impact tool의 질량 m 이 클수록 전달율이 적어짐을 알 수 있다. 계산결과와 해석결과가 어느 정도 일치함을 확인 하였고, Fig.2 에서의 구조에 따른 댐퍼의 부피 저하로 압축 전단형 댐퍼들의 전달변위가 상대적으로 큰 것을 확인 하였으며, 계산식을 통하여 각 모델의 기저진동수(ω_b)의 변화에 따른 전달변위를 Fig.3과 같이 나타낼 수

Table 1 Static characteristics of four side damper

Material constants $C_{10}=1.308e-002(\text{MPa})$, $C_{01}=2.2601e-4(\text{MPa})$

| | m(Kgf) | $\omega(\text{rad/s})$ | k (MPa) | c (MPa) |
|---|--------|------------------------|------------|----------|
| A | 10.5 | 21.2380 | 4736.0427 | 445.9975 |
| B | 10.5 | 35.2275 | 13030.2647 | 739.7777 |
| C | 10.5 | 24.0843 | 6090.5593 | 505.7702 |
| D | 10.5 | 17.0085 | 3037.5487 | 357.1793 |

Table 2 Displacement transmissibility with mass change

| m (Kgf) | Calculation | Simulation | Calculation | Simulation |
|---------|-------------|------------|-------------|------------|
| | A (mm) | | B (mm) | |
| 4.5 | 1.008297 | 1.007493 | 1.067814 | 1.067030 |
| 6 | 0.970894 | 0.970084 | 1.076177 | 1.075645 |
| 7.5 | 0.920787 | 0.920162 | 1.076096 | 1.075520 |
| 9 | 0.864059 | 0.863716 | 1.067575 | 1.067272 |
| | C (mm) | | D (mm) | |
| 4.5 | 1.028312 | 1.028683 | 0.958023 | 0.965642 |
| 6 | 1.003942 | 1.004155 | 0.894065 | 0.901427 |
| 7.5 | 0.966322 | 0.966374 | 0.822474 | 0.828202 |
| 9 | 0.919811 | 0.919784 | 0.751361 | 0.754681 |

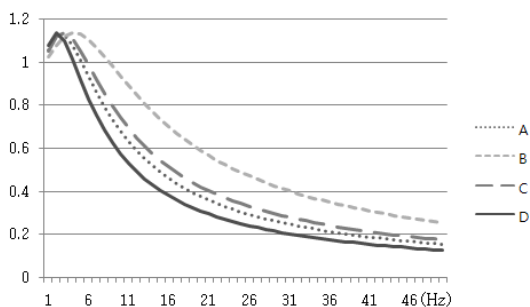


Fig.3 Displacement transmissibility due to Base-vibration

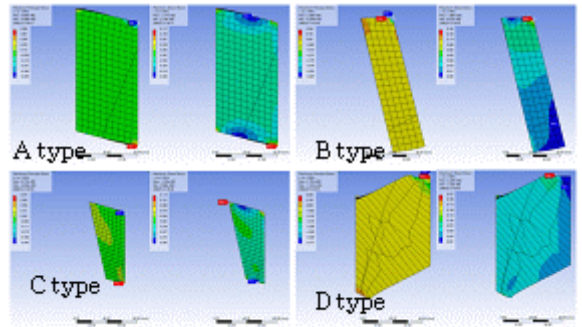


Fig.4 Stress distribution in each side damper

있었다. 또 ANSYS를 이용하여 Fig.4와 같은 내부응력의 변화를 확인할 수 있었다. Fig.4를 토대로 A의 경우 인장이 B의 경우 압축이 C의 경우 압축과 인장이 D의 경우 압축이 주로 일어나는 것을 확인할 수 있었으며 B type과 D type의 경우 거의 동일한 압축댐퍼의 구조이나 Fig.4에서 알 수 있듯이 전달변위에서 큰 차이를 보였다.

위의 결과 값은 동일 부피에서의 결과 값이 아닌 실제 상용 유압브레이커에 적용시킬 수 있는 구조로 모델링하여 해석 한 결과이며 이는 Fig.3 에서 보이는 것과 같이 일반적으로 사용되는 250~600BPM에서 D형의 모델이 전달변위가 제일 적은 것을 확인 할 수 있었다. 이는 응력집중이나 수명만 고려한다면 전체 브레이커의 충격을 효율적으로 흡수할 수 있음을 보인다. 그러나 Fig. 4에서 알 수 있듯이 응력집중이 일어나는 구조이기 때문에 실제사용을 위해서는 응력집중을 피하는 구조로 바꾸어 설계할 필요성이 있을 것이다.

4. 결론

본 논문에서는 유한요소해석 프로그램을 이용하여 정특성 해석을 하였고 그 결과 값을 이용하여 작용하는 응력의 양상이 다른 4가지 종류의 사이드댐퍼의 변위 전달율을 계산하였다.

그 결과 값을 비교하여 보고 전달 변위의 크기가 B, C, A, D순으로 작아지는 것을 확인하였다.

끝으로 위 해석은 실험에 의한 결과가 아닌 간단하게 표현한 축소 모델의 정적해석을 통한 결과이기 때문에 실제의 사용에서는 어느 정도의 오차가 있을 수 있음을 밝힌다.

후기

본 연구는 산업단지 혁신클러스터사업 현장맞춤형 기술개발 과제에 연구비 지원으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

- Scharnhorst, T. and Pian, T.H.H., 1978, "Finite Element Analysis of Rubberlike Materials by a Mixed Model", Int J. Nom, Meth, Engng., Vol. 12 pp.665-676
- 한국 기계연구원, "고무류 기계부품의 통합 설계 시스템 개발" pp.79-119, 2000.10.
- P M. Sheridan, F.O. James and T.S. Miller "Engineering with Rubber", pp.211-235,1992.
- 권오병, 김종연, 김영구, 한문성, 고철수 ·고무의 복합 강성을 이용한 방진 마운트의 정적·동적특성에 관한 연구", 추계 소음진동공학회 학술대회논문집 (II) pp. 927-932, 2001
- 김국원, 임종락, 안태길, "방진고무의 대변형 해석 및 동특성 고찰", 정밀공학회 추계학술대회, pp 766-770, 1998.