

중대형 굴삭기 유압시스템의 압력 맥동 저감 연구

A Study on the Pulsation Pressure Reduction for the Hydraulic System of Medium-Large Excavator

김영현† · 주원호*

Young-Hyun Kim, Won-Ho Joo

Key Words : Excavator(굴삭기), Hydraulic System(유압 시스템), Pulsation Pressure(맥동), Silencer(소음기)

ABSTRACT

With hydraulic noise test facility, a variety of tests were performed to investigate the pulsation pressure generation mechanism and its transmission characteristics and to derive the noise control methodology. Many experiments were carried out by changing average pressure, flow rate, pump speed, hose length and MCV spool condition. From the test results, the correlations between pulsation pressure and other design parameters, such as static pressure, flow rate and MCV spool opening area and length of hose, were found out. And also each contribution factors were evaluated from the regression analysis. By changing hose length, the pulsation pressure resonance phenomenon was investigated. In order to find out the pulsation pressure reduction measures pulsation pressure analysis, such as pulsation pressure of hydraulic pump itself and pulsation pressure of hydraulic system, by using AMESim were studied. In addition hydraulic silencer was developed based on the Helmholtz resonator. And its performance was evaluated by installing the silencer at the excavator.

1. 서 론

건설장비에 적용되는 EU 동적 소음 규제⁽¹⁾는 날로 강화되고 있는 추세에 있으며, 운전자들의 운전석 소음에 대한 요구 수준 또한 높아지고 있다. 따라서 이러한 요구 조건들을 만족시키기 위해서는 건설장비의 소음원 특성을 파악하고 개선해야 한다.

건설장비의 주요 소음원은 디젤엔진, 흡배기, 냉각팬 및 유압 시스템으로 분류된다.⁽²⁾ 유압 시스템을 제외한 나머지 소음원들에 대해서는 그 동안 많은 연구들이 있어왔으며, 소음 수준 또한 상당히 개선되었다. 그러나 유압 시스템에서 발생하는 소음에 대해서는 문제 발생시 해결하는 정도의 연구만 주로 진행되어 왔으며, 근본적인 문제 발생의 원인을 파악하고 개선하기 위한 연구는 그리 많지 않았다.

유압 시스템에 의한 소음은 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 유압 펌프 및 모터에서 전파되는 공기음(air-borne noise), 고체음(structure-borne noise) 및 유체음(fluid-borne noise)으로 구분되며, 유체음은 배관을 따라 전파되어 전체 소음 수준에 대한 기여도가 높은 것으로 알려져 있다.

따라서 유체음을 대표하는 압력 맥동의 발생 및

전달 특성을 규명함으로써 유압 시스템에서 발생하는 소음을 저감할 수 있을 것으로 기대된다.

유압 시스템에서 발생하는 압력 맥동의 특성 파악을 위해서는 실제 구동 조건에서 여러 가지 조건에 대하여 압력 맥동을 측정하고 분석하는 것이 필요하다. 실제 장비를 대상으로 이러한 계측을 진행하는 것은 현실적으로 불가능하다. 따라서 장비의 유압 시스템을 모사할 수 있는 시험 장비를 구비하고 시험 장비를 이용한 다양한 시험을 수행하여 그 결과를 분석하였다.

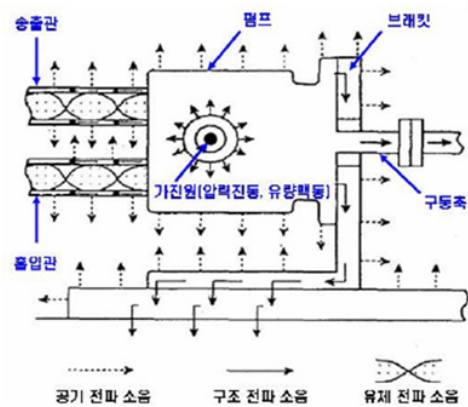


Fig. 1 Noises generated from hydraulic system

† 교신저자; 현대중공업 진동소음연구실

E-mail : hyun@hhi.co.kr

Tel : (052) 202-3066, Fax : (052) 202-5495

* 현대중공업 진동소음연구실

유압 펌프의 압력 맥동 계측 방법에 대해서는 2차 맥동원법을 이용한 방법이 ISO 10767에 이미 채택되어 있다.^(3~5) 그러나 ISO 10767에 채택된 압력 맥동 계측 방법은 유압 펌프의 고유한 압력 맥동을 계측하는 것을 목표로 한 것이므로, 메인 컨트롤 밸브(MCV) 및 유압호스 등으로 구성된 실제 건설장비 유압 시스템의 압력 맥동과는 차이가 있다. 따라서 본 연구에서는 유압 펌프 자체의 압력 맥동 계측은 ISO 10767-2에 따라 수행하였으며, 나머지 경우에 대해서는 유압 시스템의 압력 맥동을 직접 계측하였다.

계측 결과의 분석을 통하여 압력 맥동의 발생 및 전달 특성과 그에 따른 압력 맥동 예측 및 제어 방법에 대하여 설명하였으며, 또한 유압 시스템의 설계 변경만으로 압력 맥동의 제어가 불가능한 경우를 대비하여 압력 맥동 저감 장치를 개발한 과정과 그 적용 효과에 대하여 설명하였다.

2. 압력 맥동 시험

2.1 시험 장치

실제 건설장비의 유압 시스템은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 매우 복잡하게 구성되어 있다. 따라서 실제 건설장비에서 소음, 진동, 맥동을 여러 조건으로 변경하면서 시험하는 것은 많은 시간과 노력이 필요하며, 또한 인접 부품과의 간섭으로 인하여 기능품의 변경이나 교체가 아주 제한적이다.

따라서 용이한 시험을 위하여 실제 건설장비 유압 시스템과 동일한 구성으로 이루어진 시험 장치를 제작하였다.(Fig. 3 참조) 전동기를 사용하여 펌프를 구동하고, 로딩 유닛을 이용하여 실린더와 같은 작업 장치에서 발생하는 부하를 모사할 수 있도록 제작하였다.



Fig. 2 Hydraulic system of excavator

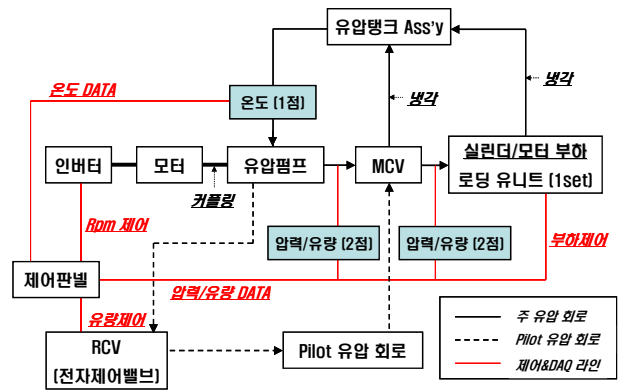


Fig. 3 Schematic diagram of test facility

Table 1 Specification of test facility

항목	제원
최대 압력	350kgf/cm ²
최대 유량	380LPM×2
회전수	~2300RPM
전동기 출력	280kW
적용 장비	5톤~45톤급 굴삭기

시험 장치의 주요 제원은 Table 1과 같다. 시험 대상인 21톤 굴삭기의 유압 펌프 및 MCV를 설치하여 압력 맥동 특성을 시험하였고, 그 결과를 아래에 자세히 설명하였다.

2.2 유압 펌프 단독 시험

Fig. 4는 유압 펌프 단독 시험을 위한 연결 상태를 보이고 있다. Fig. 4에서 색이 칠해진 화살표는 작동유가 흐르는 곳이며, 붉은색은 압력 맥동을 계측하는 지점을 나타낸다. 작동유가 안전 밸브를 거쳐서 탱크로 바로 들어감에 따라 MCV의 스플 개구 면적에 의한 영향을 배제한 상태에 대한 시험이 가능하다.

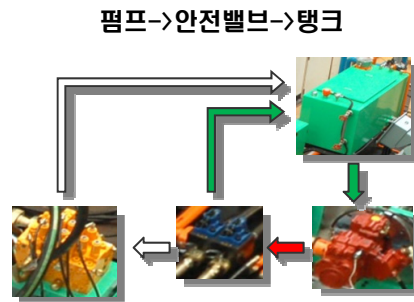


Fig. 4 A loop of hydraulic pump test

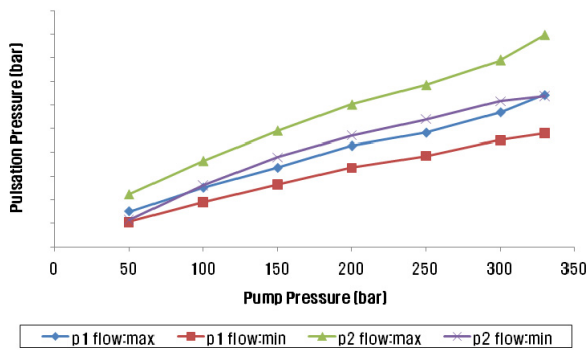


Fig. 5 Pulsation Pressure with flow rate

시험 결과는 Fig. 5 와 같다. 펌프 회전수에 대한 차수가 낮을수록 압력 맥동이 크게 발생하였고, 평균 압력 및 유량과 비례 관계에 있는 것을 알 수 있다.

2.3 유압 호스 변경 시험

(1) 직경 변경

유압 호스의 직경을 증가시키는 것이 유압 시스템의 압력 맥동을 저감시키는 좋은 해결 방법이 되는 경우가 종종 있다. 그러나 경우에 따라서는 맥동 저감에 전혀 영향을 미치지 않기도 한다. 유압 호스의 직경을 변경하였을 때 압력 맥동이 변화하는 양상을 살펴서 유압 호스의 직경이 압력 맥동에 미치는 영향을 파악하고자 하였다.

시험 결과는 Fig. 6 과 같다. 1700rpm 이하에서 직경이 큰 경우에 압력 맥동이 작고 1700rpm 이상에서는 반대의 것을 알 수 있다. 즉, 펌프 회전수에 따라서 압력 맥동이 변화되는 양상이 반대로 나타난다. 따라서 유압 호스의 직경 증가는 일반적인 압력 맥동 저감 방안이 될 수 없음을 알 수 있다.

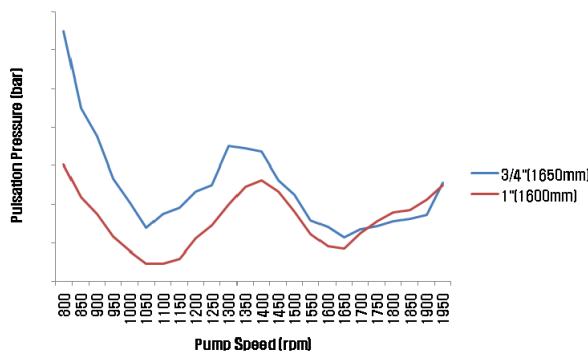


Fig. 6 Pulsation pressure with hose diameter

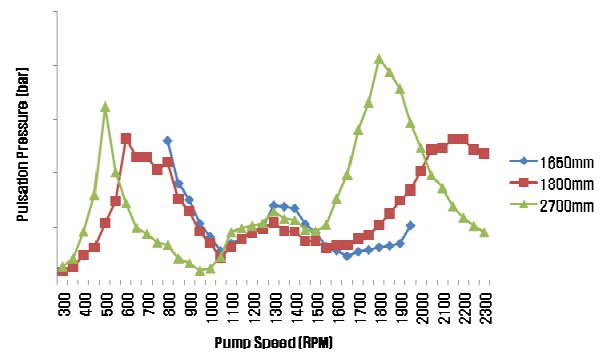


Fig. 7 Pulsation pressure with hose length

(2) 길이 변경

유압 펌프 단독 시험에서 유압 호스의 길이와 관련된 주파수에서 압력 맥동이 증가하는 양상이 확인되었다. 따라서 유압 호스의 길이가 압력 맥동에 미치는 영향을 파악하기 위하여 유압 호스 길이 변경 시험을 수행하였다.

시험 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. 특정 펌프 회전수에서 압력 맥동이 증가하고, 해당 펌프 회전수가 유압 호스의 길이에 따라 변하는 것을 확인할 수 있다.

호스 양쪽 끝단이 막힌 경우 공명 주파수는 식 (1)과 같이 계산된다. 식에서 f_i 는 i 번째 공명주파수, c 는 음파 속도, L 은 호스의 길이는 의미한다.

$$f_i = \frac{ic}{2L} \quad i=1,2,\dots \quad (1)$$

작동유의 음파 속도를 1350m/s 로 가정하여 유압 호스의 길이와 관련된 공명 발생 주파수를 계산하면 Table 2 와 같이 압력 맥동의 피크가 발생하는 주파수와 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 유압 호스 양쪽 끝에서 발생하는 반사파에 의한 정재파가 발생하며, 정재파의 주파수와 펌프 회전수가 일치할 경우 공명과 같은 현상이 발생함을 의미한다. 따라서 유압 호스의 길이 즉, 유압 시스템의 설계에 따라 압력 맥동이 커질 수 있으므로 설계시 유압 호스의 길이를 적절히 선정하여 공명이 발생하지 않도록 해야 함을 알 수 있다.

Table 2 Hose resonance frequency

호스 길이	주파수	펌프 회전수
1650mm	409Hz	2727rpm
1800mm	375Hz	2500rpm
2700mm	250Hz	1667rpm

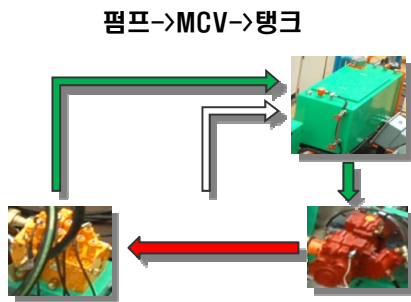


Fig. 8 A loop of hydraulic system test

2.4 유압 시스템 시험

MCV 내부 각 스플의 유로 단면적에 해당하는 개구 면적이 압력 맥동 발생에 미치는 영향을 파악하기 위하여 Fig. 8 과 같이 유압 펌프와 MCV 를 연결한 상태에 대하여 시험을 수행하였다. Fig. 8 에서 색이 칠해진 화살표는 작동유가 흐르는 곳이고, 붉은 색은 압력 맥동 계측 지점을 나타낸다.

다양한 스플에 대하여 시험을 수행하였으며, 시험 결과는 Fig. 9 와 같다. Fig. 9 에서 “Pump” 는 2.2 절에서 설명한 유압 펌프 단독 시험 결과를 나타낸다. MCV 가 연결됨에 따라 압력 맥동이 달라졌음을 알 수 있는데, 이는 MCV 의 개구 면적 때문인 것으로 판단된다. 개구 면적은 유로의 단면적에 해당하므로 개구 면적에 따라 스플을 통과하는 유량이 달라질 수 있다. 2.2 절 설명한 바와 같이 유량과 압력 맥동은 밀접한 관계에 있다. 따라서 MCV 의 개구 면적도 유량과 유사하게 압력 맥동 발생에 영향을 미치는 것으로 판단할 수 있다.

앞에서 설명한 바와 같이 압력 맥동의 발생은 평균 압력, 평균 유량 및 개구 면적과 밀접한 관계가 있다. 이러한 인자들의 기여도를 파악하기 위하여 유압 펌프 단독 시험 결과와 유압 시스템 시험 결과를 이용하여 회귀분석을 수행하였다.

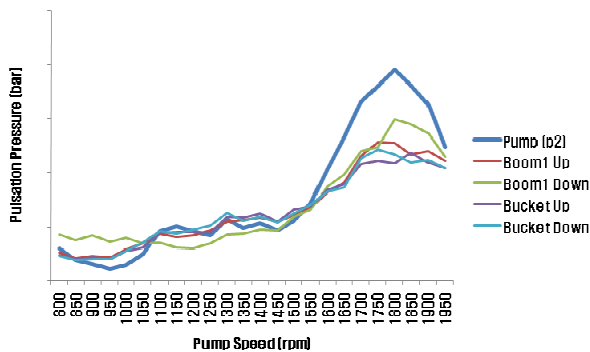


Fig. 9 Pulsation pressure with spool

총 300 상태의 시험 결과를 분석에 이용하여 식 (2)와 같은 회귀분석식을 유도하였다. 식에서 Q 는 유량(lpm), P_m 은 평균 압력(bar), P_{0_1st} 는 펌프 단독 맥동(bar), A 는 개구 면적(mm²)을 의미한다.

$$P_{1st} = 4.9196 - 0.0221Q - 0.0056P_m + 0.8111P_{0_1st} - (0.0344 - 0.0002Q - 0.0001P_m + 0.0012P_{0_1st})A \quad (2)$$

식 (2)를 살펴보면 펌프 단독 맥동의 계수가 0.8111 로써 평균 압력, 유량 및 개구 면적에 비하여 월등히 큰 기여도를 가지며, 다음으로 평균 유량, 압력의 순으로 기여도가 높은 것을 알 수 있다. 따라서 유압 시스템의 압력 맥동 저감을 위해서는 펌프 자체의 압력 맥동 저감이 가장 중요함을 알 수 있다.

3. 압력 맥동 해석

유압 시스템 해석 상용 S/W 인 AMESim 을 이용하여 21 톤 굴삭기용 유압 펌프의 압력 맥동 해석을 수행하였다. 해석 결과는 Fig. 10 과 같다. AMESim 해석 결과의 신뢰성을 평가하기 위하여 ISO 10767-2 의 방법을 이용하여 유압 펌프의 압력 맥동을 계측하고 해석 결과와 비교하였으며, 1~2bar 이내로 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

유압 호스에 의한 공명 발생 여부 및 예상 압력 맥동 수준을 AMESim 을 이용하여 해석하였다. 해석 결과는 Fig. 11 과 같다. 해석 결과와 계측 결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

이상과 같이 유압 펌프 및 시스템에 대한 압력 맥동 해석이 가능함을 확인하였으며, 이러한 기술은 유압 시스템의 압력 맥동 저감에 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

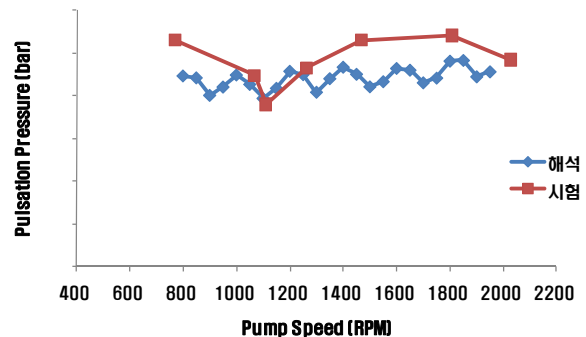


Fig. 10 Hydraulic pump pulsation pressure analysis

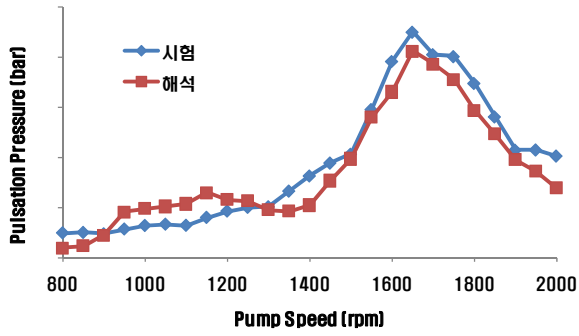


Fig. 11 Hydraulic system pulsation pressure analysis

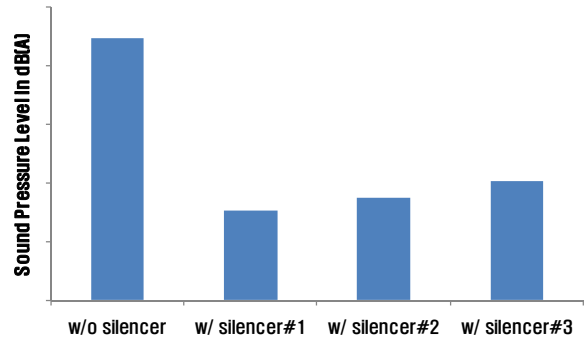
4. 압력 맥동 저감 장치 개발

일반적으로 배관의 소음 저감 장치로 많이 사용되는 단순확장형 소음기는 급격한 단면 변화로 인하여 압력 맥동은 성공적으로 감소시킬 수 있으나, 작업자의 미세한 조정에 의한 압력 변화가 MCV 측에 제대로 전달되지 않는 문제로 인하여 실차에 적용하기 어렵다. 따라서 이러한 문제점을 해결할 수 있는 압력 맥동 저감 장치 개발을 위하여 헬름홀츠(Helmholtz) 공명기의 원리를 이용한 맥동 저감 장치를 제작하였다. 헬름홀츠 공명기는 제어 주파수의 폭이 좁은 것이 약점인데 이러한 부분을 해결하기 위하여 제어 주파수의 폭을 넓히는데 효과적인 공명기 배열을 이용하였다.⁽⁶⁾

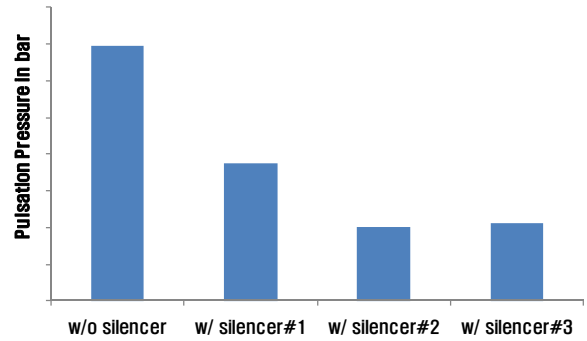
Fig. 12 와 같이 유압 펌프 토출구에 장착 가능한 압력 맥동 저감 장치를 제작하였다. Fig. 13 은 압력 맥동 저감 장치 설치 전후의 굴삭기 운전석 소음 수준과 압력 맥동 수준을 나타낸다. 압력 맥동 저감 장치 설치 후 운전석 소음과 압력 맥동 수준이 상당히 저감되었음을 알 수 있다.



Fig. 12 Silencer for hydraulic pump



(a) Sound pressure level



(b) Pulsation pressure

Fig. 13 Pulsation pressure with hydraulic silencer installation

5. 결론

21 톤 굴삭기 유압 시스템의 압력 맥동 발생 및 전달 특성을 규명하기 위하여 유압 시스템의 동특성 시험을 위한 시험 장치를 구성하고 다양한 조건에서의 동특성을 시험하였다. 시험 결과를 통하여 평균 압력, 평균 유량, MCV 스플의 개구 면적 및 유압 호스의 길이가 맥동 발생과 관련된 주요 인자인 것을 파악하였으며, 회귀분석을 통하여 각 인자들의 압력 맥동 발생에 대한 기여도를 확인하였다. 유압 호스의 길이와 관련된 공명이 발생함을 파악하였으며, 유압 시스템의 적절한 설계를 통하여 공명을 회피해야 함을 알 수 있었다. 또한 유압 시스템의 설계 변경이 어려운 경우를 대비하여 압력 맥동 저감 장치를 개발하고 성능을 검정하였다. 이러한 결과들은 21 톤 굴삭기뿐만 아니라 다양한 건설장비 유압 시스템의 압력 맥동 저감 설계에 기여할 것으로 판단된다.

참고 문헌

- (1) Directive 2000/14/EC of the European

parliament and of the council on the approximation of the laws of the member states relating to the noise emission in the environment by equipment for use outdoors

(2) Kim, Y. H., Kim, D. H., 2004, “ Noise Contribution Analysis for the Noise Reduction of Excavator” , Proceedings of the inter-noise 2004

(3) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 1 : Precision method for pumps

(4) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 2 : Simplified method for pumps

(5) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 3 : Precision method for motors

(6) Kim, Y. H., Joo, W. H. and Bae, J. G., 2009, “ A Study on the Performance Improvement of Medium Speed Diesel Engine Exhaust Silencer in the Low-frequency Range Using Array Resonators” , Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 693~698.