

# 피스톤 펌핑 위상이 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 진동·소음에 미치는 영향에 관한 연구(2)

박성환\*, 이진걸\*\*

## A Study on Effects of Piston Pumping Phase on Vibration and Noises of Tandem Swash Plate Type Axial Piston Pump(2)

Sung Hwan Park\* and Jin Kul Lee\*\*

### ABSTRACT

Previous researches and experiments have already verified that the primary noise source of high pressure tandem axial type piston pump is fluid-borne noise from the process of oil distribution between the kidney-shaped port and valve plate. So, many researchers have improved pressure gradients and reduced sound levels by applying pre-compression and pre-decompression metering grooves to valve plate. In practice however, the sound level of the high pressure tandem axial type piston pump is still undesirable. This paper testified the effect of pumping phase of the piston on vibration and noise of the high pressure tandem axial type piston pump on the base of theoretical research in this<sup>(1)</sup>. Therefore considering the pumping phase of the piston when assembling the tandem axial type piston pump, it is possible to reduce 1.5~2[dB] of sound level.

**Key Words** : Axial Piston Pump(액셀 피스톤 펌프), Tandem Pump(텐덤형 펌프), Noise Reduction(저소음화), Pumping Phase(펌핑 위상)

### 1. 서론

유압 장치의 동력원으로 사용되는 유압 펌프의 고압, 고속, 대용량화 추세에 따라 발생하는 소음도 필연적으로 증대하여 이에 대한 대책이 산업공해의 해결, 노동환경 개선 등의 면에서 절실히 요구되고 있다. 특히 국내 유압 기기 총수요액의 50% 이상을 차지하고 있는 건설용 유압 굴삭기에 사용되는 유압 펌프의 경우는 소음레벨을 80[dB]로 규제하고 있으나 실제 사용되고 있는 유압 펌프는 부하조건

에 따라 이보다 훨씬 더 높은 소음을 발생하고 있다.

한편, 현재 유압 굴삭기용으로 사용되고 있는 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 소음을 저감시키는 대책으로는 밸브판에 노치, 컨듀트 및 예압축, 예팽창 구간을 설치하는 등의 밸브판의 기하학적 형상을 개조하는 대책이 강구되어 왔으나 이와 같은 소음 저감 방법의 효과는 현재 거의 한계에 도달해 있으므로 보다 새로운 방법으로 소음에 대한 대책을 강구해야 할 것이 요구되고 있다.

\* 부산대학교 기계기술연구소 및 동경공업대학

\*\* 부산대학교 기계공학부

따라서 본 연구에서는 저자가 이미 이론적으로 입증한 텐덤형 펌프에서 피스톤의 펌핑 위상이 펌프의 진동 소음에 미치는 영향<sup>[1]</sup>을 구조소음 및 공기방사소음을 측정하여 실험적으로 입증함으로써 피스톤의 펌핑 위상이 펌프의 진동 소음에 미치는 영향을 정량적으로 제시하고, 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 저소음화 설계를 위한 방안을 제시하고자 한다.

**2. 유압 펌프에서 소음의 종류 및 소음원의 정의**<sup>[2], [13], [14]</sup>

일반적으로 소음(noise)이라고 하면 귀로 들을 수 있는 소리에 관심이 많지만 실제로 소음은 소리가 될 수 있는 에너지의 형태 전부를 의미한다. 그러므로 유압 펌프에서 실제 들을 수 있는 소음을 공기방사소음(air-borne noise)이라 하고, 유압 펌프에서 구조물의 진동에 의하여 발생하는 소음을 구조소음(structure-borne noise)이라 하며, 유량의 맥동에 의하여 발생하는 소음을 유체소음(fluid-borne noise)이라 한다. 그러므로 유압 펌프의 저소음화를 위해서는 이러한 세가지 형태의 소음 및 소음원을 파악해야 한다.<sup>[5]</sup>

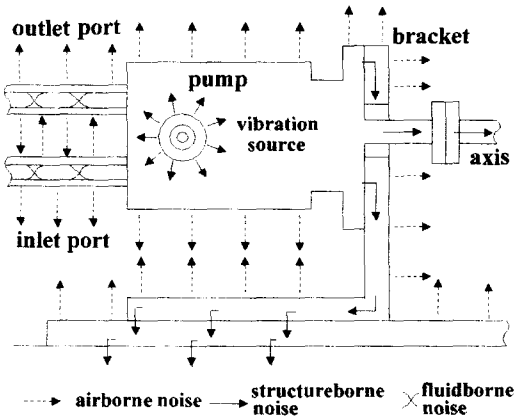


Fig. 1 Schematic diagram of noise transfer in hydraulic pump

Fig.1은 일반적인 유압 펌프의 소음 전달 경로를 나타낸다. 유압 펌프 내부의 피스톤과 실린더 블록, 밸브판 등에서 발생한 진동에 의한 구조소음은 펌프의 주축과 이를 지지하는 브라켓(bracket) 등으로 전달된다. 또, 유압 관로에서의 유량 맥동으

로 인한 유체소음도 발생하고 있다. 결과적으로 이러한 소음들로 인하여 공기장으로서의 공기방사소음이 발생하는 것을 알 수 있다.

여러 가지 형태의 소음 중에서 공기방사소음은 측정하기가 쉽고 그 측정방법이 표준화되어 있으며, 유체소음 및 구조소음으로 인하여 발생하는 펌프의 소음 정도를 평가하는 지수로 사용되고 있다.

한편, 유량 맥동(fluid flow perturbation)에 의하여 발생하는 유체소음은 펌프의 공기방사소음의 수천 배에 달하며, 유량 맥동에 흐름에 대한 저항(flow resistance)이 있는 경우는 압력 맥동을 수반하여 유압 시스템의 구조물의 진동 및 높은 공기방사소음을 만들어 낸다.

펌프 내부에서 힘 및 토크의 불균형으로 인하여 직접적인 가진력 형태로 발생하는 구조소음은 펌프의 구조 요소들을 진동하게 하여 공기방사소음을 발생시킨다.

유압 펌프의 저소음화 측면에서 볼 때, 이러한 세가지 소음요소를 각각 분리해서 평가할 수는 없다. 그러나 이미 확립된 기수(odd number)개 또는 우수(even number)개의 피스톤을 사용한 펌프의 설계 방법, 노치(notch), 컨듀트(conduit) 및 예팽창, 예압축 구간 등을 밸브판에 설치하여 상·하사점 근방에서의 펌프실 내의 압력 변동의 시간 변화율을 완만하게 하여 소음을 저감시키는 방법 등에 관한 연구는 주로 유체소음의 저감 측면에서 접근한 방법<sup>[6], [7]</sup>이라고 할 수 있다.

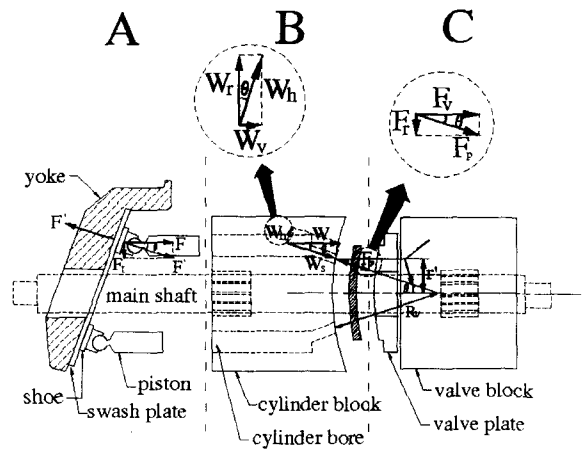


Fig. 2 Schematic diagram of force generated in the axial piston pump

본 연구는 유압 펌프 내부에서 힘 및 토크의 불균형으로 인하여 발생하는 구조소음을 감소시키는 측면에서의 연구로서 Fig.2에 나타낸 바와 같이 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 내부에서 주기적으로 발생하는 힘의 불균형에 대한 이론적 고찰<sup>[11]</sup>을 근거로 실린더 블록과 밸브판 사이에 작용하는 힘의 주기적 불균형을 진동원(vibration source)으로 규정하였다. 또, 펌핑 위상을 동기화 함으로써 Fig.2에 나타낸 힘  $W_V$ 와  $F_V$ 가 텐덤형 펌프의 대칭적 구조에 의하여 상쇄되어 궁극적으로 구조소음을 저감할 수 있음을 실험적으로 증명하고자 한다.

### 3. 실험 장치의 구성 및 실험 방법<sup>[8],[9],[10]</sup>

텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 펌핑 위상이 펌프의 진동과 소음에 미치는 영향을 실험으로 입증하기 위하여 건설용 유압 굴삭기에 사용되는 일본 KAWASAKI사의 K3V112DT 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프를 Fig.3에 나타낸 바와 같이 프런트 펌프(front pump)와 리어 펌프(rear pump)의 펌핑 위상이 각각 동기화 된  $0^\circ$  와 스플라인의 구조에 의하여 최대로 차이가 나는  $36.9^\circ$  의 두가지 상태로 조립하여 실험을 행하였다. 또, 작동조건의 변화에 따른 펌핑 위상의 영향을 고찰하기 위하여 펌프의 토출 압력을 각각  $250[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 과  $300 [\text{kg}/\text{cm}^2]$ 으로 설정하여 실험하였으며, 회전속도도 각각  $1600 [\text{rpm}]$ 과  $2000[\text{rpm}]$ 으로 설정하여 실험하였다.

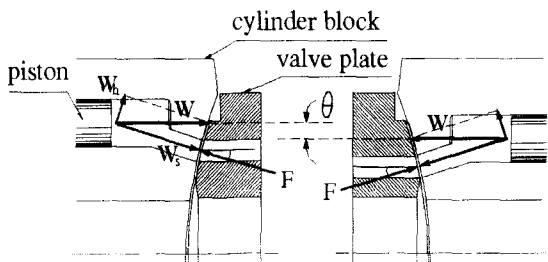


Fig. 3 Schematic diagram of pumping phase difference

#### 3.1 구조소음의 측정

본 연구에서 구조소음의 진동원으로 규정한 실린더 블록과 밸브판 사이의 힘의 주기적 불균형에 대해서는 이미 이론적으로 고찰<sup>[11]</sup>하였으나, 실험으로 펌프 내부에서 운동하는 실린더 블록과 밸브판에 작용하는 힘을 측정하는 것은 불가능하다. 따라

서 Fig.4와 같이 간략화한 구조소음 발생 메카니즘으로부터 실험 가능한 구조소음 측정방법 및 그 타당성을 제시한다.<sup>[11]</sup>

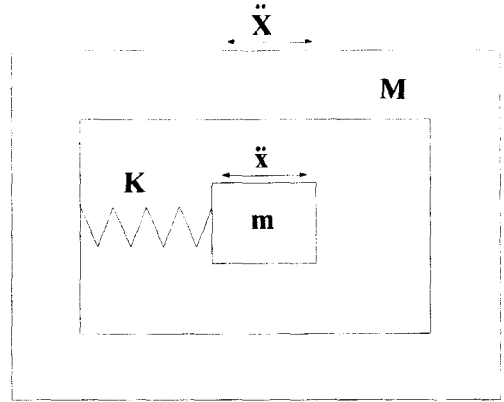


Fig. 4 Mechanism of structure-borne noise

Fig.4에서 작은 질량  $m$  부분을 실린더 블록, 큰 질량  $M$  부분을 펌프의 나머지 부분이라고 가정하면, 실린더 블록 내부의 압력에 의하여 실린더 블록의 질량  $m$ 은 펌프의 나머지 부분 질량  $M$ 에 대하여 한쪽으로 편향되면서 상대적 변위를 발생시킨다. 뉴턴(Newton)의 제 1법칙에 의하면 펌프의 전체 질량은 외부에서 힘이 작용하지 않는 한 정지해 있어야 한다.

그러므로 편향되지 않은 펌프의 나머지 부분 질량  $M$ 은 전체 질량 중심이 정적인 상태를 유지하도록 반대방향으로 움직인다. 실린더 블록의 질량  $m$ 과 펌프의 나머지 부분의 질량  $M$ 의 속도 및 가속도도 똑같은 관계를 가지므로 질량과 변위, 속도, 가속도의 관계를 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} X &= \frac{xm}{M} \\ \dot{X} &= \frac{\dot{x}m}{M} \\ \ddot{X} &= \frac{\ddot{x}m}{M} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서,  $x$ ,  $\dot{x}$ ,  $\ddot{x}$ 는 실린더 블록 질량의 절대 변위, 속도, 가속도를 나타내고,  $X$ ,  $\dot{X}$ ,  $\ddot{X}$ 는 펌프의 나머지 부분 질량의 절대 변위, 속도, 가속도를 나타낸다.

한편, 구조소음은 식(2)와 같은 정현파 가진력에 의하여 발생하며, 식(3)과 같은 진동을 일으킨다.

$$F = P \sin \omega t \quad (2)$$

$$x_r = \frac{(DF)P \sin \omega t}{K} \quad (3)$$

여기서, DF는 동적인자(dynamic factor)를 의미하고, K는 일반화된 강성 [N/m], P는 힘의 크기, 그리고  $\omega$ 는 각주파수 [rad/s]이다.

식(3)을 미분하여 진동 속도를 구하면 식(4)와 같다.

$$\dot{x}_r = \frac{\omega(DF)P \cos \omega t}{K} \quad (4)$$

식(4)를 한번 더 미분하여 진동 가속도를 구하면 식(5)와 같다.

$$\ddot{x}_r = -\frac{\omega^2(DF)P \sin \omega t}{K} \quad (5)$$

식(5)는 펌프의 나머지 부분의 질량 M에 대하여 편향된 실린더 블록의 질량 m의 가속도를 나타낸다. 펌프에서 실린더 블록의 질량을 제외한 나머지 부분의 질량 M은 반대운동을 하므로 정지된 기준으로부터 측정되는 실린더 블록의 절대 편향 가속도는 이 양보다 작다.

식(1)의 관계에서 실린더 블록의 질량 m과 펌프의 나머지 부분의 질량 M의 절대 가속도는 그들의 질량에 반비례한다. 그러므로 식(5)에 나타낸 편향 가속도는 식(6)과 같다.

$$\ddot{x}_r = \ddot{X} + \ddot{x} \quad (6)$$

이상의 관계로부터 식(2)와 같은 정현파 가진력에 의하여 생성되는 구조소음은 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{X} &= \frac{\ddot{x}_r m}{M + m} \\ &= \frac{\omega^2 m(DF)P \sin \omega t}{(M + m)K} \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)은 구조소음을 나타내는 가속도이며, 펌프의 하우징에서 직접 측정이 가능하므로 Fig.5에 나타낸 바와 같이 10[KHz]까지 측정이 가능한 접촉식 가속도계를 이용하여 실험 장치를 구성하였다. 실험 장치에 설치된 로드밸브(load valve)는 실험시의 압력조건을 선정하기 위하여 설치하였으며, 펌프의 회전수는 전기모터에 연결된 주파수 인버터를 사용하여 조정하였다.

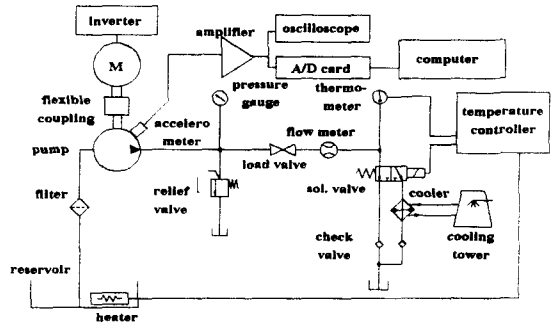


Fig. 5 Schematic diagram for pump structure borne noise measurement

한편, 본 연구의 주된 목적은 펌핑 위상의 동기화에 의하여 Fig.2에 나타낸 수평 방향의 힘  $W_1$ 와  $F_1$ 가 텐덤형 펌프의 대칭적 구조에 의하여 상쇄되어 궁극적으로 구조소음을 저감할 수 있음을 실험적으로 증명하고자 하는 것이므로 펌프의 몸체보다는 커버 부분에서 수평 방향의 가속도 변화를 측정하는 것이 용이하다. 또 암진동의 영향을 최소화하기 위하여 전기 모터가 연결되는 반대 방향인 리어 펌프(rear pump)의 커버 부분에서 가속도의 변화를 측정하는 것이 바람직하므로 가속도의 측정점은 Fig.6과 같이 선정하였다.

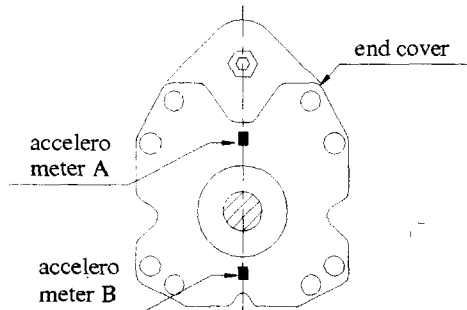


Fig. 6 Measure point of vibrate acceleration (cover of rear pump)

### 3.2 공기방사소음의 측정<sup>[12],[13]</sup>

공기방사소음은 측정하기가 쉽고 그 측정법이 표준화되어 있으며, 유체소음 및 구조소음으로 인하여 발생하는 펌프의 소음 정도를 평가하는 지수로 사용되고 있다. 따라서 구조소음의 감소를 또 다른 방법으로 입증하기 위하여 일본공업규격(JIS)의 유압 펌프 소음 레벨 측정 방법(JIS B 8350)에 근거하여 공기방사소음을 소음 레벨 미터(sound level meter)로 측정하였다.

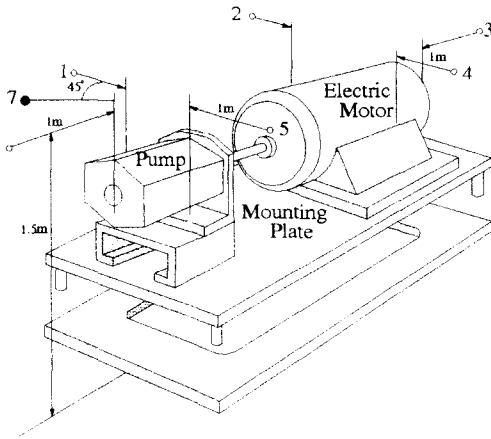


Fig. 7 Location of sound level meter for noise measurement

Fig.7은 일본공업규격(JIS)에 따른 펌프 소음 측정시 측정기의 위치를 나타낸다. 기본적인 측정위치의 지면으로부터 높이 1.5[m], 모터와 펌프로부터 1[m] 떨어진 지점이다. 그러나 본 실험에서는 실험 공간의 협소함으로 인하여 소음 파악 효과가 가장 큰 토출측 포트로부터 45° 인 7번 위치에서 공기방사소음을 측정하였다.

Table 1과 Table 2는 각각 실험에 사용된 계측장비와 유압과워유니트의 재원을 나타낸다.

### 4. 실험결과 및 고찰

Fig.8에서 Fig.15는 구조소음 측정 실험으로부터 얻어진 가속도의 이산시간 데이터를 이산 푸리에 변환(discrete fourier transform)을 통하여 주파수 스펙트럼(frequency spectrum)으로 나타낸 것이다.

한편, 실험 조건에서 펌핑 위상의 차이는 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프(K3V112DT)의 실린더

Table 1 Specifications of measuring devices

Instruments	Specifications
Pre amp	B&K (type 2626)
Sound Level Meter	B&K (type 2230)
PC	IBM PC
A/D, D/A Converter	12bit ± 5[V] range
Oscilloscope	100[MHz]
Accelerometer	응답주파수 범위 0~10KHz

Table 2 Specifications of hydraulic power unit

Instruments	Specifications
Electric Motor	2,000[rpm], 250[kW]
Hydraulic Pump	K3V112DT
Relief Valve	10~350[kg/cm <sup>2</sup> ]

블록에 스프라인 홈이 14개, 탠덤형 구조에서 전후 펌프를 연결하는 커플링에 스프라인 홈이 18개 설치되어 있으므로 조립시 최대로 펌핑 위상의 차이가 나는 36.9° 로 조립하여 실험하였다.

Fig.8에서 Fig.15의 실험에서는 가능한 한 펌핑 위상이 펌프의 소음에 미치는 영향만을 검토하기 위하여, 펌프의 구조소음에 영향을 줄 수 있는 취부조건을 펌프 성능 시험기의 전용 고정장치를 이용하여 동일하게 하여 실험하였다. 또, 펌프의 유체소음은 작동유의 온도에 따라 변화하므로 Fig.5에 나타낸 바와 같은 펌프 성능시험기의 온도 제어장치를 이용하여 유온을 45~55℃로 유지하면서 실험하였다.

Fig.8과 Fig.9는 펌프의 회전수를 2000[rpm], 토출 압력을 250[kg/cm<sup>2</sup>]으로 설정하고 펌핑 위상차가 각각 36.9° 및 0° 가 되도록 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프(K3V112DT)를 조립하여 실험한 결과를 나타낸다. 펌핑 위상의 차이가 36.9° 인 경우의 실험 결과인 Fig.8에 비하여 펌핑 위상차가 0° 인 Fig.9의 경우는 일부 주파수에서 피크가 증가하였지만, 그 이외의 주파수에서는 가속도의 크기 레벨이 전반적으로 낮은 것을 알 수 있다.

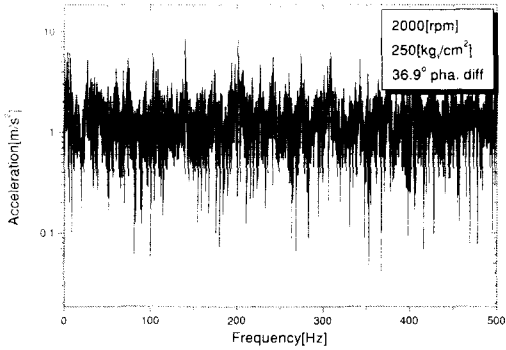


Fig. 8 Acceleration spectrum with 36.9° phase difference (2000[rpm], 250[kg/cm<sup>2</sup>])

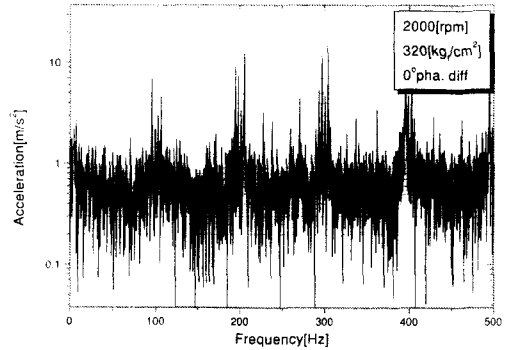


Fig. 11 Acceleration spectrum with 0° phase difference (2000[rpm], 320[kg/cm<sup>2</sup>])

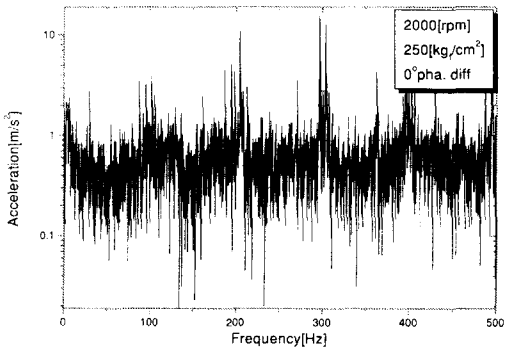


Fig. 9 Acceleration spectrum with 0° phase difference (2000[rpm], 250[kg/cm<sup>2</sup>])

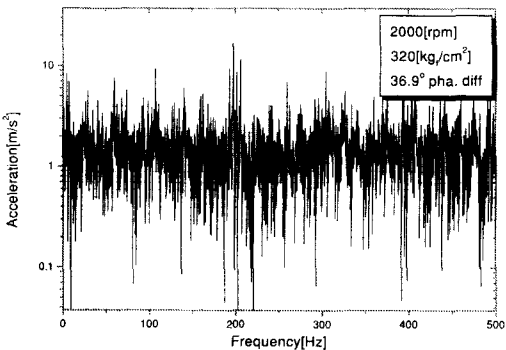


Fig. 10 Acceleration spectrum with 36.9° phase difference (2000[rpm], 320[kg/cm<sup>2</sup>])

Fig.10과 Fig.11은 펌프의 회전수는 종전과 똑같이 2000[rpm]으로 설정하고, 토출 압력을 320[kg/cm<sup>2</sup>]로 설정하여 펌핑 위상 차가 각각 36.9° 및 0° 인 경우에 대하여 실험한 결과를 나타낸다. 펌프의 부하조건을 변화한 이 경우에서도 Fig.8 및 Fig.9의 실험에서와 같이 펌핑 위상차가 36.9° 인 Fig.10보다 펌핑 위상차가 0° 인 Fig.11에서 일부 주파수에서의 피크를 제외하면, 그 이외의 전 주파수 영역에서는 가속도의 크기 레벨이 전반적으로 저하되었음을 알 수 있다.

Fig.12와 Fig.13은 펌프의 회전수를 1600[rpm], 토출 압력을 320[kg/cm<sup>2</sup>]로 설정한 후, 펌핑 위상차를 각각 36.9° 및 0° 로 하였을 때의 실험 결과를 나타낸다. 이 실험에서도 다른 조건에서의 실험과 마찬가지로 펌핑 위상의 차이가 없을 때의 실험 결과인 Fig.13에서 펌핑 위상의 차이가 36.9° 인 경우의 실험 결과인 Fig.12보다 일부 주파수에서의 피크를 제외하고는 전반적으로 가속도의 크기 레벨이 저하되었음을 알 수 있다.

Fig.14와 Fig.15는 펌프의 회전수를 1600[rpm], 토출 압력을 250[kg/cm<sup>2</sup>]로 설정하고 펌핑 위상차를 각각 36.9° 및 0° 로 하였을 때의 실험 결과이다. 펌프의 작동 조건이 변화된 이 실험에서도 역시 펌핑 위상차가 없는 경우의 실험 결과인 Fig.15가 펌핑 위상차가 36.9° 인 경우의 실험 결과인 Fig.14보다 전반적으로 가속도의 크기가 줄어드는 경향을 나타내고 있다.

한편, 진동현상의 해석에서 진동의 주파수에 따른 기여도를 알고 싶을 때는 Fig.8에서 Fig.15와 같

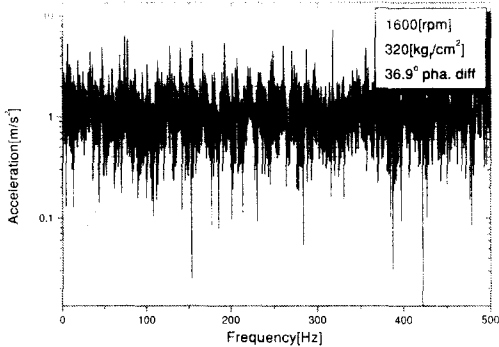


Fig. 12 Acceleration spectrum with 36.9° phase difference (1600[rpm], 320[kg/cm<sup>2</sup>])

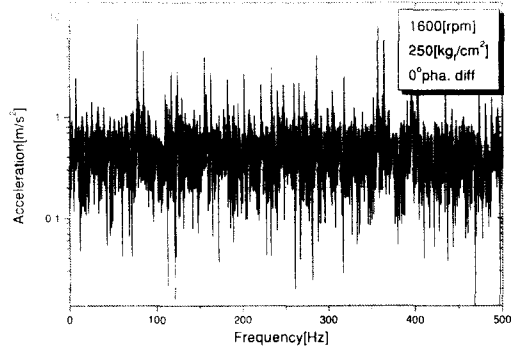


Fig. 15 Acceleration spectrum with 0° phase difference (1600[rpm], 250[kg/cm<sup>2</sup>])

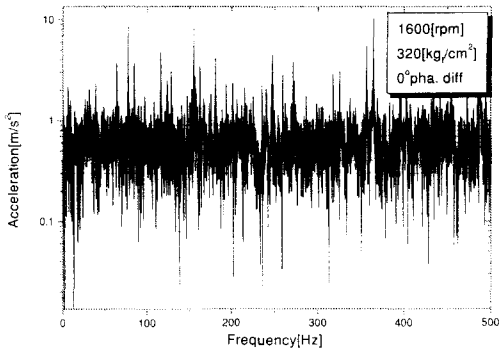


Fig. 13 Acceleration spectrum with 0° phase difference (1600[rpm], 320[kg/cm<sup>2</sup>])

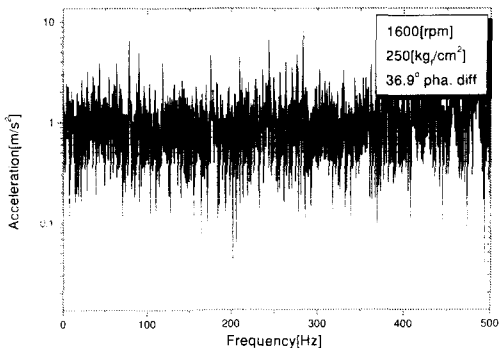


Fig. 14 Acceleration spectrum with 36.9° phase difference (1600[rpm], 250[kg/cm<sup>2</sup>])

이 주파수 스펙트럼으로 표현하지만, 일부 주파수 영역에서 피크가 발생하고 있는 실험 결과로부터 전체 진동 소음의 감소 정도를 스펙트럼의 수치로 정확히 가늠하기는 어렵다.

공기방사소음의 단위인 [dB]가 rms(root mean square)인 것처럼, 일반적으로 진동 소음의 오버올(overall) 크기는 일정시간 동안의 가속도의 평균치(root mean square)로 표시한다. 그러므로 피스톤 펌핑 위상의 동기화에 따른 진동 소음의 감소를 정량화 하기 위하여, Fig.8에서 Fig.15의 실험결과를 회전수 2000[rpm] 및 1600[rpm]에 대하여 rms를 구하여 비교한 결과를 Fig.16과 Fig.17에 나타내었다.

Fig.16은 펌프의 회전 속도가 2000[rpm]인 경우로, 부하 압력이 250[kg/cm<sup>2</sup>]인 경우에는 위상 차이가 없는 경우의 가속도 평균이 60.1[m/s<sup>2</sup>]이고 위상 차이가 36.9° 인 경우는 82.51[m/s<sup>2</sup>]로 나타났다. 또, 부하 압력이 320[kg/cm<sup>2</sup>]인 경우에는 위상 차이가 없는 경우의 가속도 평균이 76.6[m/s<sup>2</sup>]이고 위상 차이가 36.9° 인 경우는 102.34[kg/cm<sup>2</sup>]로 나타났다.

Fig.17은 펌프의 회전 속도가 1600[rpm]일 때 각 부하 압력에 따른 평균 가속도를 비교한 것이다. 부하압력이 250[kg/cm<sup>2</sup>]에서 위상차이가 없는 경우의 가속도 평균이 37.71[m/s<sup>2</sup>]이고 36.9° 위상차에서는 가속도 평균이 65.94[m/s<sup>2</sup>]로 나타났다. 또, 부하압력이 320[kg/cm<sup>2</sup>]인 경우에는 위상차 36.9°의 유무에 따라 가속도 평균이 각각 47.66 [m/s<sup>2</sup>], 75.89[m/s<sup>2</sup>]를 나타내고 있다.

이상의 결과로부터 텐덤형 펌프에서 전후 두 펌프의 펌핑 위상의 차이가 없을 때의 진동 소음이

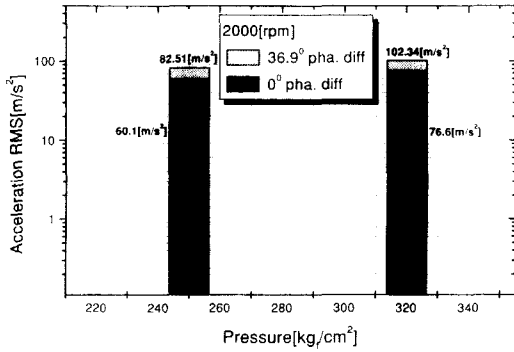


Fig. 16 RMS(root mean square) value of acceleration (2000[rpm])

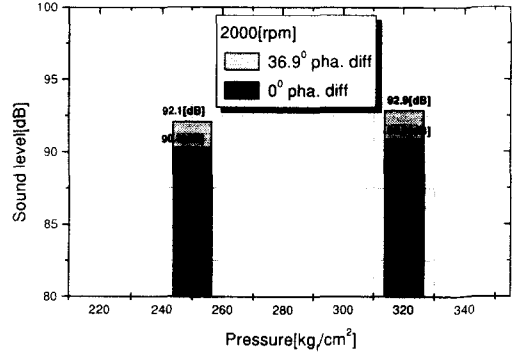


Fig. 18 Sound level for each pumping phase (2000[rpm])

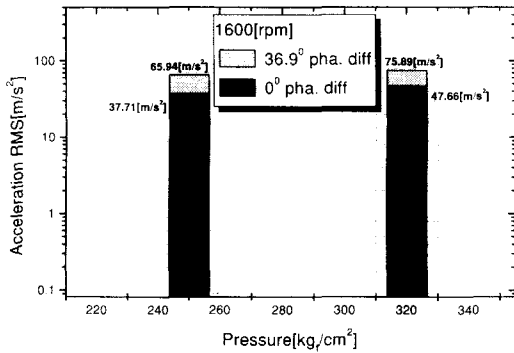


Fig. 17 RMS(root mean square) value of acceleration(1600[rpm])

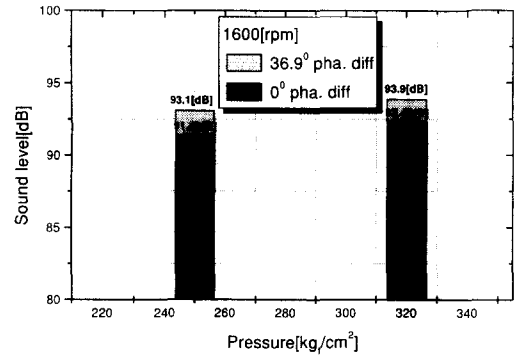


Fig. 19 Sound level for each pumping phase (1600[rpm])

펌핑 위상의 차이가 36.9° 인 경우보다 약 27~43%까지 감소함을 알 수 있다. 또, 펌프의 작동 조건인 토출 압력과 회전수에 비례하여 진동이 증가함을 알 수 있다.

Fig.18과 Fig.19는 펌프의 공기방사소음 레벨을 측정한 결과이다. 공기방사소음은 무향실에서 측정하는 것이 바람직하겠으나, 사정상 실험실에서 압소음(background noise)의 영향을 줄이고자 주변의 기체가 모두 가동 중지한 새벽 2시경에 측정하였다. 그러나 측정된 소음 레벨 수치는 전동기 등의 압소음의 영향이 다소 포함되어 있을 것으로 사료되어 펌프 자체만의 소음 레벨이라고 할 수는 없겠으나, 각 위상 조건에서의 상대 소음 크기를 비교하는 것이므로 그대로 수치화 하여 비교하였다.

Fig.18과 Fig.19의 결과에서 알 수 있는 바와 같이 펌핑 위상의 차이가 없을 때의 소음 레벨이 최소 약 1.5[dB]에서 최대 약 2[dB]까지 감소하였음을 알 수 있다. 또, Fig.16 및 Fig.17의 결과와 마찬가지로 토출 압력에 비례하여 공기방사소음이 증가하고 있다. 그러나 회전수에 대해서는 Fig.16 및 Fig.17의 결과와는 반대로 1600[rpm]에서의 공기방사소음보다 2000[rpm]에서의 소음이 감소하고 있음을 알 수 있다. 즉, Fig.16 및 Fig.17의 결과로부터 회전수의 증가에 따라 구조소음이 증가하는 것은 사실이지만, 본 실험에 사용된 탠덤형 액셀 피스톤 펌프(K3V112DT)는 상용 회전수인 2000 [rpm] 근방에서 유체소음이 작게 설계되어 있기 때문에 2000[rpm]에서 전체적인 공기방사소음이 감소하는 현상이 나



타나고, 이와 같은 현상은 유체소음이 구조소음보다 공기방사 소음에 더 큰 영향을 미친다는 것을 나타낸 단적인 결과로 사료되어진다.

### 5. 결론

본 연구에서는 건설용 유압 굴삭기에 사용되는 대용량, 고압의 유압 펌프인 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프(K3V112DT)의 피스톤 펌핑 위상이 펌프의 진동과 소음에 미치는 영향을 정량적으로 평가하기 위하여 펌핑 위상의 변화에 대한 구조소음 및 공기방사소음을 측정하여 비교 검토한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 펌핑 위상을 동기화 하면 펌핑 위상의 차이가 36.9° 인 경우보다 진동에 의한 구조소음이 작동조건에 따라 약 27~43%까지 감소함을 실험 결과로부터 알 수 있었다. 그러므로 구조소음의 진동원으로 규정한 실린더 블록과 밸브판 사이의 주기적 힘의 불균형은 펌핑 위상을 동기화 하면 감소시킬 수 있다.

2. 공기방사소음 측정 실험을 통하여 같은 조건에서의 상대소음 레벨이 펌핑 위상 차이가 없는 경우가 펌핑 위상 차이가 가장 큰 36.9° 인 경우보다 작동조건에 따라 최소 약 1.5[dB]에서 최고 약 2[dB]까지 감소함을 확인 할 수 있었다.

3. 그러므로 펌핑 위상을 동기화 하면 텐덤형 펌프의 대칭적 구조 때문에 구조소음이 저감되고 이로 인한 공기방사소음도 다소 감소함을 알 수 있다.

4. 현재 시판되고 있는 텐덤형 펌프는 조립시 펌핑 위상을 전혀 고려하지 않고 있으므로 이상과 같은 결론으로 미루어 볼 때 조립시 스플라인(spline)에 키(key) 등을 설치하여 펌핑 위상을 동기화하면 저소음화가 가능할 것으로 기대된다.

### 후기

본 연구는 부산대학교 기성희 재원 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. 박성환, 이진걸, "피스톤 펌핑 위상이 텐덤형 사

판식 액셀 피스톤 펌프의 진동·소음에 미치는 영향에 관한 연구(1)," 한국정밀공학회지, 제16권, 제5호, pp. 74-82, 1999.

2. 김정태, 임병덕, 이현, "보일러 급수 펌프의 과도 진동 연구 사례," 한국소음진동공학회지, 제1권 제2호, pp. 129-140, 1991.

3. 김광식, 김찬목, 안찬우, 오재웅, "기계진동·소음공학," 교학사, pp. 5-48, 1993.

4. 子安券編, 石井聖光, "騒音・振動 上巻," コロナ社, pp. 116-128, 1978.

5. 佐瀬敏次, 鈴木昭次, "騒音測定法と騒音源の探索," 油壓と空氣壓, 第17卷, 第2号, pp. 14-23, 1987.

6. 一柳健, "電子-油壓制御," H刊工業新聞社, pp. 150-216, 1993.

7. 石原貞男, "ピストンポンプ・モータの理論と實際," オーム社, pp. 45-157, 1979.

8. 小嶋英一, 中瀬恒明, "不等ピッチシリンダによるアキシアルピストンポンプの淨音化," 油壓と空氣壓, 第23卷, 第6号, pp. 134-141, 1992.

9. 小嶋英一, "油壓キーポイントシリーズ(1)低騒音化," 油壓と空氣壓, 第19卷, 第3号, pp. 181-187, 1988.

10. 小嶋英一, 岩田浩一, "油壓ポンプ構造体振動のモード解析," 油壓と空氣壓, 第27卷, 第2号, pp. 127-139, 1995.

11. Stan Skaistis, "Noise Control of Hydraulic Machinery," Marcel Dekker Inc., pp. 117-183, 1988.

12. 機械振興協會技術研究所, "油空壓機器の振動・騒音の低減化に関する研究," 機械振興協會技術研究所, pp. 4-45, 1991.

13. 社団法人日本油空壓學會, "油空壓機器およびシステムの動特性研究委員会成果報告書," 社団法人日本油空壓學會, pp.3-106, 1990.