論文 한국공작기계학회지 제 8 권 제 2 호 1999. 4.
Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers

유압용 액셜 피스톤 펌프의 유량맥동 계측에 관한 연구

김 도 태*, 이 상 기**, 横 田 眞 一***

A Study on the Measurement of Delivery Flow Ripple Generated by Hydraulic Axial Piston Pumps

Do-Tae Kim*, Sang-Gi Lee**, Shinichi Yokota***

Abstract

The paper describes an approach for measuring delivery flow ripple generated by oil hydraulic axial piston pumps. In order to reduce pressure ripple which cause to undesirable noise, vibration and fatigue in hydraulic systems, it is indispensible measure a delivery flow ripple from pumps. Since the flow ripple from pumps is independent of the dynamic characteristics of the connected hydraulic circuit, the measurement of flow ripple is most suitable for pump fluid-borne noise rating. The measurement of flow ripple with high frequencies from axial piston pumps is made by applying the remote instantaneous flow rate measurement method which is based on the dynamic characteristics between pressure and flow rate in hydraulic pipeline. The measured flow ripple waveforms are influenced by the configuration of V-shaped triangular relief groove in the valve plate. It can be seen that the appropriate relief groove in valve plate reduces the pressure and flow ripple amplitude, and frequency spectrum for high harmonics.

Keywords : Fluid Power Systems (유공압 시스템), Axial Piston Pump (액셜 피스톤 펌프), Flow Ripple Measurement (유량맥동 계측), Hydraulic Pipeline Dynamics (유압관로의 동특성)

* 경일대학교 공과대학 기계공학부
** 한국기계연구원 유공압연구그룹
*** 동경공업대학 정밀공학연구소

1. 서 론

유압용 액셜 피스톤 펌프(axial piston pump)는 가변용량이 가능하고, 고압에서 체적효율이 높으며, 고속운전이 가능하기 때문에 유압원(油壓源)으로 많이 이용되고 있다. 유압용은 피스톤의 수가 대부분 7~11개로 유한하기 때문에 펌프의 기하학적 형상에 의해 결정되는 배제용적(排除容積)은 실린더 블록의 회전각도에 따라 변하여 유량맥동이 발생된다. 또한 펌프의 유량맥동은 밸브판(valve plate)에 가공되어 있는 릴리이프 홈(relief groove)과 예팽창·예압축 구간의 치수·형상 및 작동압력과 회전수 등의 운전조건에 크게 영향을 받는다. 이러한 유량맥동은 압력맥동을 유발시키며, 유압시스템에서 발생하는 진동과 소음의 90% 정도가 이 때문에 발생한다.

유압펌프의 송출 유량맥동은 압력맥동과는 달리 유압회로의 특성과는 독립적이기 때문에 유량맥동을 고정도(高精度), 고속응답(高速應答)으로 계측하는 것은 유압시스템의 저소음화 및 신뢰성이 높은 유압시스템 개발에 필수불가결한 요소이다. 그러나 현재 시판되고 있는 유량계로는 수백~수천Hz의 고주파 성분이 포함되어 있는 유압펌프의 송출유량 맥동을 고속응답으로 계측하는 것은 거의 불가능하다. 따라서 시스템의 압력맥동은 대부분 유압펌프의 송출유량맥동에 의하여 발생하는 것으로 파악되고 있지만, 펌프의 송출 유량맥동→압력맥동→구조전파진동→소음까지의 진동에너지 변환과정이 매우 복잡하기 때문에 압력맥동과 소음의 정량적인 관계를 해석적으로 파악하는 것은 거의 불가능하다. 또한 유압펌프의 송출유량 맥동과 펌프 케이싱내에 작동유의 유동 통로에 대한 맥동전달특성(펌프 내부 임피던스라 함)으로 표시되는 유압펌프의 맥동원 특성도 정확하게 규명하는 것이 어렵다[1].

본 연구에서는 유압관로의 동특성 모델을 이용한 비정상 유량 원격계측법을 응용하여[2),(3),(4)], 유압용 사판식 액셜 피스톤 펌프에서 발생되는 고주파 유량맥동을 고속응답으로 계측하고자 하며, 특히 펌프의 송출 유량맥동은 밸브판의 릴리이프 홈 형상에 많은 영향을 받기 때문에 실험에서는 3종류의 밸브판을 설계 제작하여 그 영향을 비교·검토하였다. 또한 압력맥동과 유량맥동의 계측 파형에 대하여 주파수 분석 등을 통하여 고찰하고 유량맥동에 영향을 미치는 인자에 대하여 검토하였다.

2. 관련 이론 해석

2.1 사판식 액셜 피스톤 펌프의 구조와 작동원리

Fig. 1(a), (b)는 실험에 사용한 유압용 사판식 액셜 피스톤 펌프의 개략도와 작동원리도를 나타낸 것이다. 피스톤은 실린더 블록(cylinder block)의 원주상에 축방향과 평행하게 7개가 삽입되어 있다. 구동축과 스플라인으로 결합된 실린더 블록이 회전하면, 각각의 피스톤은 경사판(swash plate)의 경사각도 α 에 따른 거리만큼 실린더 내에서 왕복운동을 하여 작동유를 흡입·송출하게 된다. 경사판은 서보 피스톤(servo piston)과 스프링(bias spring)에 의해 일정한 각도로 지지되며, 경사판의 각도를 최대 13° 까지 변화시켜 송출유량을 조절한다(가변용량 기능). Fig. 1(b)에서 밸브판(valve plate)은 펌프본체에 고정되어 실린더 블록의 한쪽 면과 습동하고, 이것에 의해 각 실린더에서는 흡입과 송출이 교대로 발생하게 된다. 밸브판에는 피스톤이 상사점(TDC)과 하사점(BDC)에 도달하였을 때 발생하는 작동유의 폐입(trapping)을

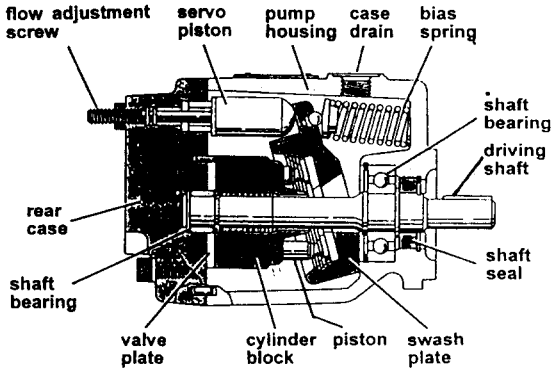

Fig. 1(a) Schematic diagram of an axial piston Pump

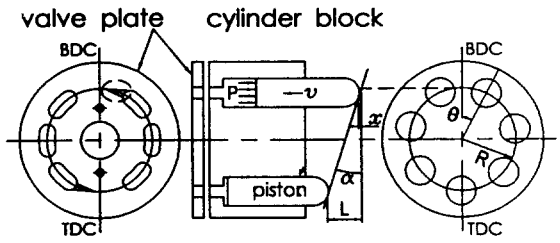

Fig. 1(b) Geometrical configuration of a swash plate type axial piston pump

방지하기 위하여 흡입 및 송출 시작점 부근에 릴리이프 홈(V-notch라고도 함)이 가공되어 있고, 이 릴리이프 홈의 형상이 유량맥동에 크게 영향을 미치게 된다.

Fig. 2는 실험에 사용한 밸프판의 형상과 실린더 블록의 송출포트를 나타낸 것이다. 밸브판(Ⅰ), (Ⅱ)는 V자 삼각추형(三角錘形) 릴리이프 홈을 8° 30′±15′, 16° 40′의 경사각으로 가공한 것이며, 밸브판(Ⅲ)은 릴리이프 홈이 없는 것이다.

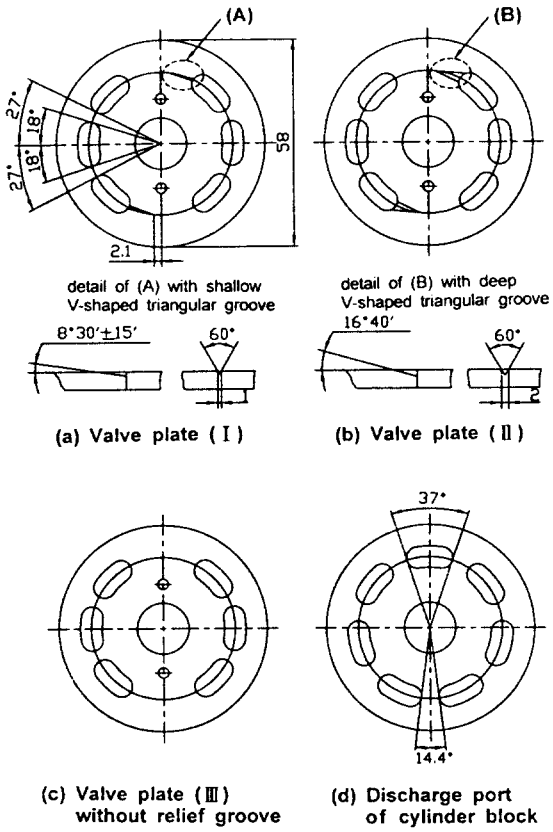

Fig. 2 Configuration of relief grooves in valve plates and discharge port of cylinder block

Table 1 Dimension of an axial piston pump

Number of pistons	7
Diameter of piston	12.9mm
Inclination angle of swash plate	13° (Max)
Max. displacement	8.0cc/rev
Operating pressure	210bar
Max. operating pressure	250bar

Table 1은 실험에 사용한 사판식 액셜 피스톤 펌프의 주요 재원을 나타낸 것이다.

2.2 사판식 액셜 피스톤 펌프의 이론 송출유량 해석

사판식 액셜 피스톤 펌프의 송출 유량맥동은 릴리이프 홈과 누설유량 등의 영향으로 매우 복잡한 파형을 형성하지만, 여기서는 펌프의 기하학적 형상에 의해서 결정되는 이론 송출유량에 대해서 검토한다.

Fig. 1(b)에서, 펌프의 송출작용은 피스톤이 밸브판의 상·하사점을 기준선으로 하여 우측면 구간($0 \le \theta \le \pi$)을 통과할 때만 일어난다. 피스톤중의 어느 하나가 시간 $t=0$에서 각도 $\theta=0$인 하사점(BDC)으로부터 임의의 각도 θ만큼 회전한 경우, 피스톤의 속도 v, 유량 q는 다음 식으로 주어진다.

$$v=\frac{dx}{dt}=\omega R \tan\alpha \sin\omega t \quad (1)$$

$$q=A\cdot v=A\ \omega R \tan\alpha \sin\omega t \quad (2)$$

윗식에서 A는 피스톤의 단면적, R는 실린더 블록의 회전반경, x는 피스톤의 이동거리, ω는 각속도이다.

또한 피스톤 수 Z가 홀수인 경우, 송출행정중에 있는 피스톤의 송출유량의 합은 다음 식으로 주어진다.

$$Q(t)=\frac{1}{2}A\omega R \tan\alpha \cos(wt-\frac{\pi}{2Z})/\sin\frac{\pi}{2Z} \quad (3)$$

또한 액셜 피스톤 펌프에서는 피스톤 수가 짝수인 경우에 비하여 홀수인 경우가 유량맥동을 작게 발생시키기 때문에 일반적으로 피스톤 수는 홀수를 채용한다. 실제 피스톤 펌프의 송출 유량맥동은 식(3)의 이론 송출유량에서, 작동유의 압축성 효과에 의한 상·하사점 부근에서 릴리이프 홈을 통한 비정상적인 역류(逆流)유량과 각종 습동부의 틈새에서 발생하는 누설유량을 뺀 값으로 주어지며, 이것은 펌프의 기본주파수 성분뿐만 아니라 고주파 성분이 많이 포함된 복잡한 형태의 파형을 형성하게 된다.

2.3 펌프 송출 유량맥동 고속응답 계측법

본 연구에서는 유압관로의 동특성 모델을 이용한 비정상 유량 원격계측법을 응용하여, 사판식 액셜 피스톤 펌프

에서 발생되는 유량맥동을 고속응답으로 계측하였다. 이 계측법은 압력 · 유량간의 동특성을 나타내는 식(4)의 전달행렬식(transfer matrix)을 기초로 하여[5], 관로상의 임의의 단면을 통과하는 비정상 유량을 원격추정(遠隔推定)하는 것이다. 즉 Fig. 3에서 액셜 피스톤 펌프의 송출 유량맥동 $q_1(t)$는 관로의 길이 L만큼 떨어진 하류의 압력과 유량 계측값 $p_2(t)$, $q_2(t)$을 이용하여 원격 추정할 수 있으며, 유량 측정 위치에 유량계를 직접 설치하지 않아도 되는 이점이 있다.

$$\begin{pmatrix} P_1(s) \\ Q_1(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} G_a(s) & G_b(s) \\ G_c(s) & G_d(s) \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_2(s) \\ Q_2(s) \end{pmatrix} \tag{4}$$

식(4)에서, 대문자 $P(s)$, $Q(s)$는 압력 $p(t)$과 유량 $q(t)$의 Laplace 변환형, 하첨자 1, 2는 관로의 상류와 하류를 나타내며, 각각의 전달함수는 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} G_a(s) &= G_d(s) = \cosh\{\lambda(s) \cdot L\} \\ G_b(s) &= Z_0(s) \cdot \sinh\{\lambda(s) \cdot L\} \\ G_c(s) &= \frac{1}{Z_0(s)} \cdot \sinh\{\lambda(s) \cdot L\} \end{aligned} \tag{5}$$

여기서, $\lambda(s)$, $Z_0(s)$는 주파수에 의존하는 비점성 점성저항을 고려한 관로의 전파상수(propagation const-ant) 및 특성 임피던스(characteristic impedance)이며, 다음 식으로 주어진다[6].

$$\lambda(s) = \frac{s}{c} \cdot \left\{1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu}J_0(ja\sqrt{s/\nu})}\right\}^{-\frac{1}{2}} \tag{6}$$

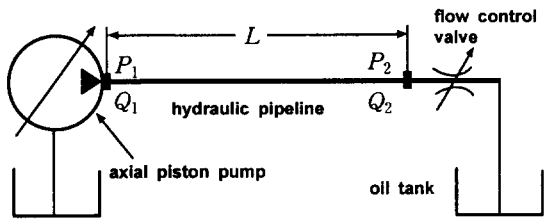

Fig. 3 Schematic diagram of a hydraulic pump and pipeline

$$Z_0(s) = \frac{\rho c}{\pi a^2} \cdot \left\{1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu}J_0(ja\sqrt{s/\nu})}\right\}^{-\frac{1}{2}} \tag{7}$$

식(6), (7)에서, a는 관로의 반경, c는 음속, $J_n(x)$는 제1종 n차 Bessel함수, j는 허수단위($=\sqrt{-1}$), s는 Laplace 연산자, ν는 작동유의 동점도, ρ는 밀도이다.

여기서는 Fig. 3에 나타낸 관로의 상류 단면1을 통과하는 비정상 유량, 즉 유압펌프 송출구 직후에서의 유량맥동 $q_1(t)$의 추정(推定)에 대하여 검토해 보면은 이 경우 유량맥동 $Q_1(s)$는 식(4)로부터 다음 식으로 주어진다.

$$Q_1(s) = G_c(s) \cdot P_2(s) + G_d(s) \cdot Q_2(s) \tag{8}$$

윗식에서 $G_c(s)$는 하류압력에 대한 상류유량간의 전달함수, $G_d(s)$는 하류유량에 대한 상류유량간의 전달함수로서, 식(5)에 주어져 있다.

Fig. 4는 고속 푸리에 변환(Fast Fourier Trans-form, FFT로 표기함)을 응용한 유압펌프의 송출 유량맥동을 원격 계측하는 알고리듬을 나타낸 것이다. Fig. 3의 유압펌프를 포함한 관로계 및 펌프로부터 길이 L만큼 떨어진 관로 하류의 압력 $p_2(k\Delta t)$과 유량 $q_2(k\Delta t)$을 직접 측정하여, FFT를 취하고, 주파수 영역에서 각각의 스펙트럼 $P_2(jnw)$, $Q_2(jnw)$를 구한다. 식(8)을 기본원리로 하여, 압력 스펙트럼 $P_2(jnw)$와 전달함수 $G_c(jnw)$ 및 유량 스펙트럼 $Q_2(jnw)$과 전달함수 $G_d(jnw)$의 각각에 대하여 주파수 영역에서 상승적분(convolution integral)을

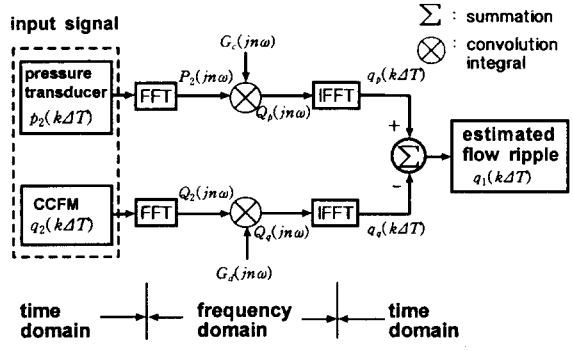

Fig. 4 Flow ripple estimation procedure

수행하고, 그 결과로 주어진 각각의 유량맥동 스펙트럼 $Q_p(jnw)$와 $Q_q(jnw)$을 고속 푸리에 역변환(Inverse Fast Fourier Transform, IFFT로 표기함)하여 시간영역에서 펌프 송출구의 유량 $q_1(k\Delta t)$를 고속응답으로 추정할 수 있다. 실제 연산에서는 Sande-Tukey의 FFT 알고리듬을 사용하였다[7].

3. 실험장치 및 실험방법

Fig. 5는 실험장치의 개략도 이다. Fig. 5에서 부스터 펌프(boost pump)는 흡입압력이 유량맥동에 미치는 영향을 조사하기 위하여 설치하였으며, 부스터 압력(boost pressure)을 가한 경우와 가하지 않은 경우에 대하여 별도로 실험을 수행하였다. 실험장치는 3상 유도전동기에 의하여 구동되는 유압용 사판식 액셜 피스톤 펌프, 유압관로계 및 계측 신호처리 시스템으로 구성되어 있다. 실험에 사용한 사판식 액셜 피스톤 펌프는 경사판의 각도를 최대 13° 까지 변화시켜 송출유량을 조절할 수 있다. 유압관로는 내경14mm, 길이 1511mm의 동관으로 배관하였고, 고속 응답형 압력변환기(고유진동수 109kHz정도)를 사용하여 펌프의 송출 압력맥동 $p_1(t)$, 중간압력 $p_m(t)$ 및 원통형 초크 비정상 유량계(cylindrical choke type instantaneous flowmeter, CCFM으로 표기함) 전후의 압력 $p_2(t)$, $p_3(t)$을 동시에 측정하였다. 실험에 사용한 원통형 초크의 내경은 2.41mm, 길이는 15mm로 설계 제작하였다. CCFM은 초크 전후의 압력 $p_2(t)$, $p_3(t)$로부터의 압력차 ΔP 를 입력신호로 하고, 초크를 통과하는 유량 $q_2(t)$와 압력차 ΔP 간의 동특성 모델을 이용하여, 비정상 유량을 실시간에 계측하게 된다. 실험에 사용한 CCFM은 고압하에서 작동유와 같은 비전도성(非電導性) 유체의 비정상 유량계측에 대하여 400Hz 이상의 높은 응답성과 계측 정밀도를 가지고 있는 것이 실험적으로 확인되었다[8],[9]. 계측된 압력신호 $p_1(t)$, $p_m(t)$, $p_2(t)$ 및 압력차 ΔP 는 A/D변환기(12bit, 샘플링 주파수 3.3 kHz)에서 이산화한 후 마이크로 컴퓨터(CPU 80486)에 입력된다.

릴리이프 밸브는 유압관로내의 평균압력을 임의로 설정하기 위하여 사용하였고, 작동유의 온도는 써미스터형(thermistor type) 온도계로 측정하였다. 또한 평균유량은 용적형 적산 유량계 (volumetric flowmeter)로 측정하였다.

작동유는 Daphne #32(32℃에서 ν =0.42cm2/s)를 사용하였으며, 실험시에 유온은 32±1℃로 유지하였고, 펌프 흡입측에 부스터 압력을 가한 경우와 가하지 않은 경우에 대하여 별도로 실험을 수행하였다.

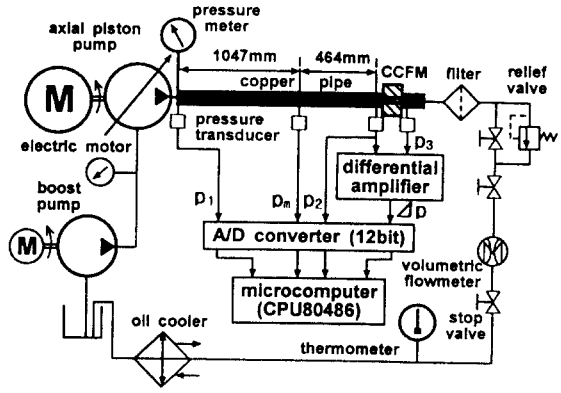

Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 6은 밸브판(Ⅰ)에 대하여 평균압력6MPa, 평균유량80cm^3/s인 조건에서 계측한 압력·유량맥동 파형을 나타낸 것이다. 종축은 압력과 유량, 횡축은 시간을 나타낸다. 그림에서, $p_1(t)$는 펌프 송출구에서 압력맥동, $p_2(t)$, $q_2(t)$는 펌프로부터 1511mm 떨어진 관로 하류의 압력과 CCFM을 통과하는 유량, $q_1(t)$는 사판식 액셜 피스톤 펌프의 송출 유량맥동 파형이며, $p_2(t)$, $q_2(t)$을 입력하여 본 계측법으로 추정한 것이다. 펌프의 회전수는 1420rpm이므로 압력·유량맥동 파형의 한 주기는 약 42ms이다. 압력과 유량맥동의 계측 파형에서 한 주기마다 7개의 진폭이 큰 맥동파형이 나타나는 것은 실험에 사용한 펌프의 피스톤 수가 7개이기 때문이다.

Fig. 7~Fig. 9는 동작점의 평균유량을 60cm^3/s, 80cm^3/s, 작동압력을 4MPa, 6MPa로 설정하고 밸브판(Ⅰ), (Ⅱ), (Ⅲ)에 대하여 송출 유량맥동을 계측한 것이다. 먼저 밸브판(Ⅰ)의 압력·유량 계측 파형에서, 평균유량이 같으면, 설정압력이 높을수록 유량맥동의 진폭이 크게 된다. 이것은 주로 밸브판에 가공된 릴리이프 홈의 형상에 의한 영향으로 생각된다. 7개의 피스톤이 삽

입된 실린더 블록의 송출포트가 밸브판상을 회전하게 되면, 어느 피스톤이 정확하게 흡입측에서 송출측의 릴리이프 홈에 도달하였을 경우와 정확히 송출측에서 흡입측의 릴리이프 홈에 도달하였을 경우의 극히 짧은 시간 동안(회전각도로 약 4° 정도) 피스톤이 흡입측과 송출측에도 통하는 상태로 되며, 이것을 중합(重合, overlap)이라 한다. 즉 흡입측과 송출측이 피스톤을 매개체로 하여 서로 통하게 된다. 이 때 흡입측은 거의 대기압 또는 진공압력이 되며, 송출측은 시스템의 설정압력인 4MPa~6MPa의 고압상태이기 때문에 펌프 송출측에서 흡입측으로 비정상적(非定常的)인 역류(逆流)가 발생된다. 이 역류유량은 흡입측과 송출측의 압력차가 클수록 증가하게 된다. 역류되는 유량이 많을수록 펌프의 송출유량은 역류되는 유량만큼 감소하게 되므로 유량맥동의 진폭이 커지게 된다. 따라서, 유량맥동에 기인하는 압력맥동의 진폭도 크게 된다.

특히 설정압력이 일정한 경우에 대하여 비교해 보면은 평균유량이 증가할수록 유량맥동의 진폭도 약간 증가하는 경향을 나타낸다. 이것은 주로 사판식 피스톤 펌프의 기하학적 형상에 의한 영향으로 생각된다. 사판식 액셜 피스톤 펌프의 이론 송출유량을 나타내는 식(3)을 사용하여, 피

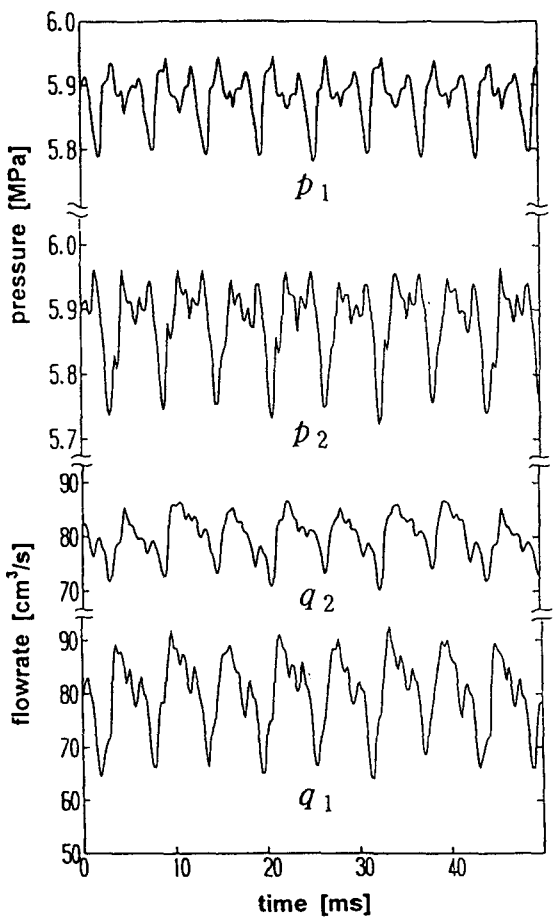

Fig. 6 The measured pressure and flow ripple waveforms for valve plate I, 6MPa, 80cm³/s

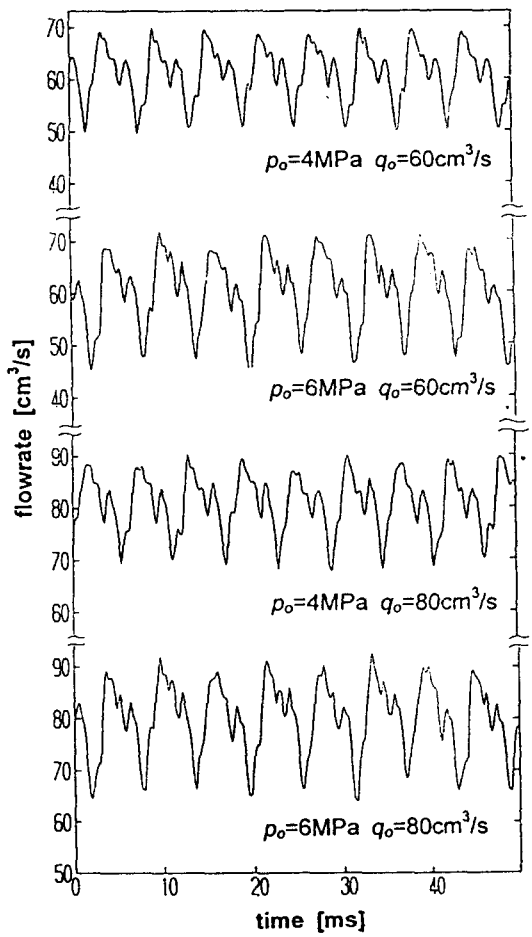

Fig. 7 The estimated flow ripple waveforms for valve plate I

스톤이 7개이고, 동작점에서의 평균유량과 압력 q_0 =60cm^3/s, p_0=6MPa인 경우에 대하여 시뮬레이션 결과를 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10에서 무차원 송출유량의 진폭은 피스톤의 수가 같으면 일정하기 때문에 평균유량 q_0이 클수록 펌프의 기하학적 형상에 의해서 계산된 이론 송출유량의 진폭이 커짐을 알 수 있다. 피스톤 펌프의 실제 송출유량은 식(3)의 이론 송출유량 $Q(t)$에서 밸브판의 릴리이프 홈을 통한 역류 유량과 틈새를 통한 누설유량을 뺀 값으로 생각할 수 있다. 설정압력이 같으면 역류 유량도 같기 때문에 이론 유량의 진폭 차이는 송출유량맥동의 진폭차이로 간주할 수 있다. Fig. 7에서, 평균유량에 대한 이론 송출유량의 진폭비는 아주 작기 때문에 평균유량이 60cm^3/s, 80cm^3/s인 경우의 진폭차이도 아주 작다.Fig. 8은 밸브판(Ⅱ)에 대한 실험결과이며, 밸

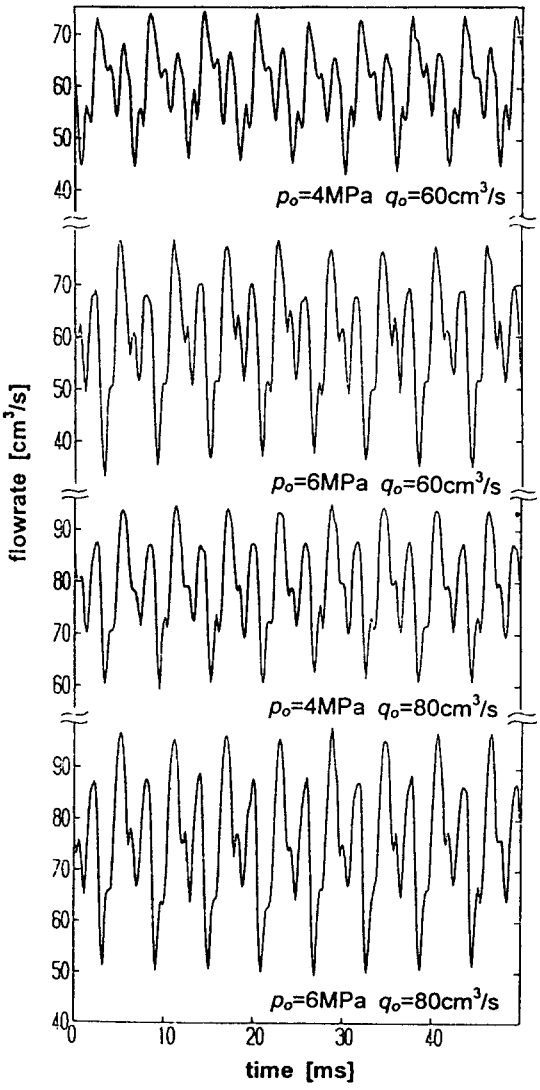

Fig. 8 The estimated flow ripple waveforms for valve plate Ⅱ

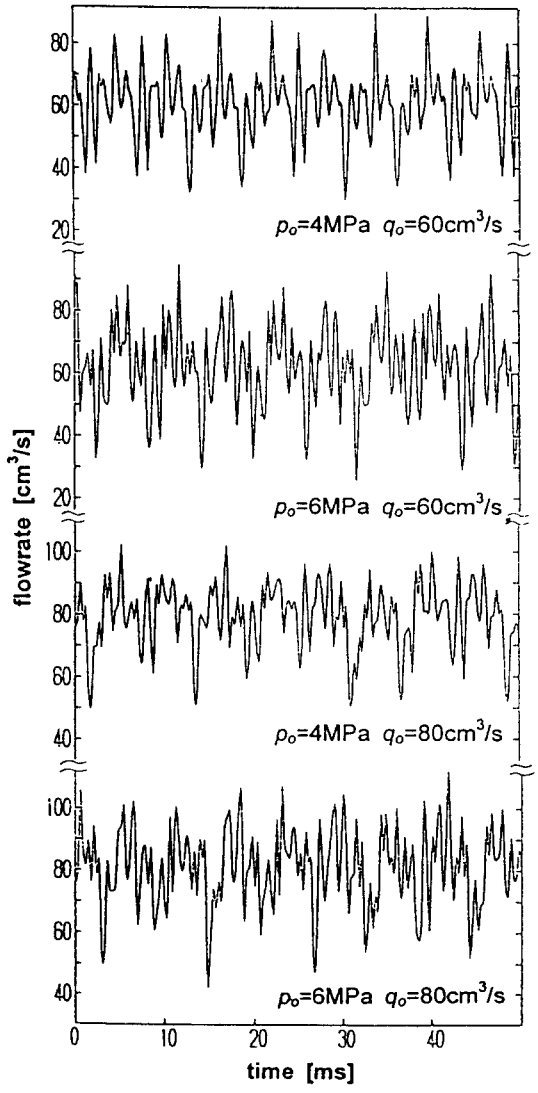

Fig. 9 The estimated flow ripple waveforms for valve plate Ⅲ

브판(Ⅰ)의 측정결과와 유사한 경향을 나타낸다. 설정압력과 평균유량이 같은 조건에서 계측 파형을 비교하여 보면, 밸브판(Ⅱ)의 압력과 유량맥동의 진폭이 크게 됨을 알 수 있다. 이것은 밸브판의 릴리이프 홈에서 역류되는 유량이 증가하기 때문이다. 밸브판상에 가공된 릴리이프 홈은 오리피스 유동으로 고려할 수 있으므로 오리피스 전후의 압력차와 작동유의 밀도가 일정한 경우, 통과유량은 오리피스의 개구면적(開口面積)에 비례한다. 밸브판(Ⅱ)는 밸브판(Ⅰ)보다 약 2배의 기울기를 가진 V홈으로 가공되어 있기 때문에 개구면적의 증가로 역류되는 유량이 크게 증가하며 진폭이 큰 유량맥동을 유발시킨다.

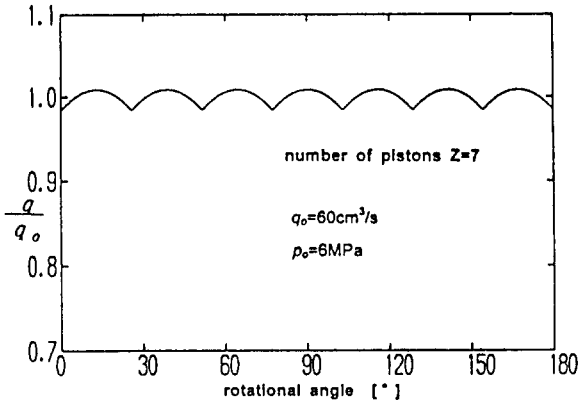

Fig. 10 The geometric discharge flow ripple waveforms

Fig. 9는 릴리이프 홈이 없는 밸브판(Ⅲ)의 유량맥동 파형을 나타낸 것이다. 이것은 밸브판(Ⅰ), (Ⅱ)의 결과와 비교하여 보면 차이가 많다. 압력·유량계측 파형에는 어느 정도 주기성(週期性)이 나타나지만 피스톤 하나 하나의 작동에 의한 영향은 확실하게 구분되지 않는다. 또한 고주파 성분이 많이 포함되어 있으며, 맥동의 진폭도 매우 크다. 이것은 주로 실린더내의 작동유의 폐입에 의한 영향으로 생각된다. 밸브판(Ⅲ)은 릴리이프 홈이 없기 때문에 피스톤이 송출측과 흡입측의 경계에 도달하였을 때에 송출측과 흡입측의 어느 곳과도 통하지 않는 상태로 되며, 결국 작동유는 실린더와 밸브판 사이에 폐입된 상태로 된다. 피스톤이 밸브판의 송출포트를 지나 하사점으로 진행되는 상태에서는 실린더내의 체적이 감소하게 되고, 한편 실린더내의 작동유는 밸브판에서 빠져나갈 유로나 틈새가 없기 때문에 압축된다. 이 때 작동유는 체적탄성계수가 상당히 크기

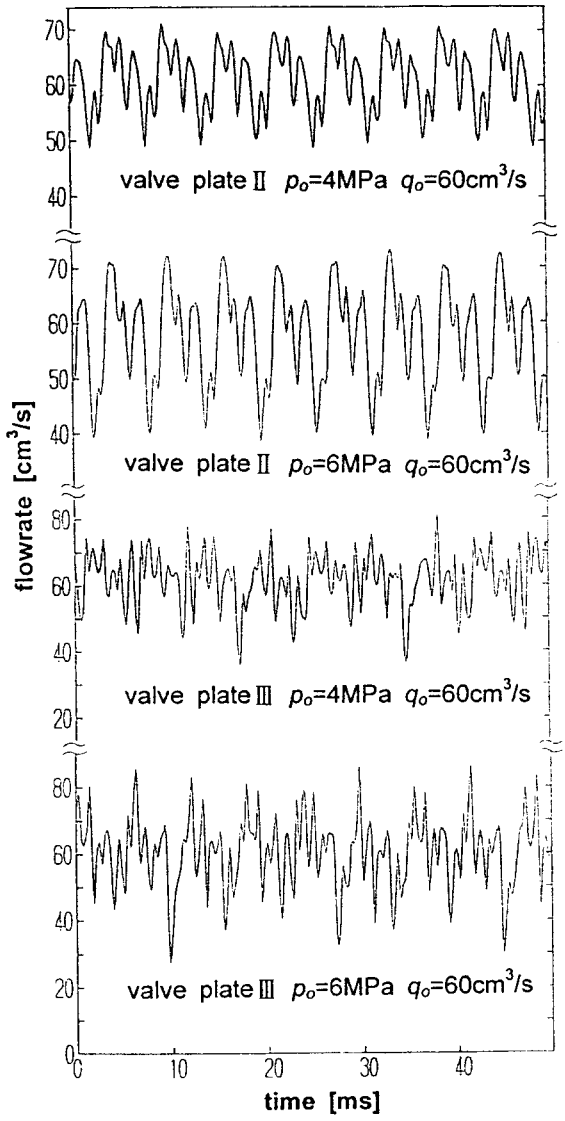

Fig. 11 The estimated flow ripple waveforms for applying boost pressure 0.6MPa

때문에 압력상승은 급격하게 일어나며, 압력이 어느 정도까지 상승하면 실린더 블록과 밸브판 사이에 간극이 형성된다. 이 간극을 통하여 송출측 또는 흡입측의 작동유가 실린더 밖으로 누설될 것으로 예측되며, 이 때의 누설량은 일정하지 않기 때문에 불규칙적이고 진폭이 큰 유량맥동 파형을 형성하게 된다.

Fig. 11은 펌프 흡입측에 0.6MPa의 부스터 압력을 가한 경우의 계측 파형을 나타낸 것이다. Fig. 7~Fig. 9의 부스터 압력을 가하지 않은 경우의 실험결과와 비교하면, 설정압력과 평균유량이 같은 조건에서 부스터 압력을 가한 경우 압력과 유량맥동의 진폭이 감소함을 알 수 있다. 특히 V자형 릴리이프 홈이 크게 가공된 밸브판(Ⅱ)에 대하여, 부스터 압력을 가하지 않은 결과와 비교하여 보면 부스터 압력을 가했을 경우 흡입측과 송출측의 압력차가 감소 및 릴리이프 홈에서 역류 유량이 감소하게 되므로 압력과 유량맥동의 진폭도 감소함을 알 수 있다.

또한 사판식 액셜 피스톤 펌프에서 발생되는 고주파 유량맥동과 압력맥동의 주파수 분석을 행하였다. Fig. 12는 주파수 분석 결과의 일례를 나타낸 것으로서, 종축에는 스펙트럼 강도(spectrum intensity), 횡축에는 주파수(Hz)를 나타낸다. 펌프의 회전수가 1420rpm, 피스톤의 수가 7개이므로 기본 주파수는 166Hz로 되며, 그 정수배의 주파수 성분이 지배적으로 나타남을 알 수 있다.

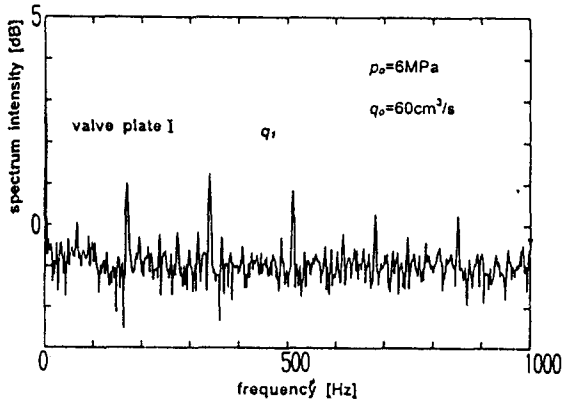

Fig. 12 A typical example of frequency spectra of the flow ripple from swash plate axial piston pumps

5. 결 론

본 연구에서는 비정상 유량 계측법을 유압회로에 응용하여, 유압용 사판식 액셜 피스톤 펌프의 송출 유량맥동을 계측하고, 밸브판 형상변화에 따른 영향을 검토하였다. 실험결과, 밸브판의 릴리이프 홈을 적절하게 설계 제작함으로써 송출 유량맥동의 진폭을 저감시킬 수 있으며, 펌프의 저소음화에 유효한 방법임을 알 수 있었다. 만약 릴리이프 홈의 설계가 부적절할 경우에는 펌프의 송출측에서 실린더내로 역류되는 유량이 대폭 증가하여 유량맥동의 진폭이 커지고, 이것은 진폭이 큰 압력맥동을 유발시켜 진동과 소음을 증가시키게 된다. 또한 계측한 압력맥동과 유량맥동에 대하여 주파수 분석을 수행한 결과, 펌프의 기본주파수 뿐만 아니라 2차, 3차, 4차의 고조파(高調波) 성분이 지배적으로 나타남을 알 수 있었다. 앞으로, 저소음화 펌프 설계를 위한 밸브판 형상의 최적화 설계에 대하여 검토할 예정이다.

참 고 문 헌

(1)小嶋英一, 油壓機器およびシステムの振動・騷音關聯の各種測定法, フルイドパワーシステム, Vol. 29, No. 3, p314, 1998

(2)横田眞一, 金 道泰, 中野和夫, 油壓管路の動特性を利用した遠隔瞬時流量計測手法, 油壓と空氣壓, Vol. 21, No. 2, p189, 1990

(3)金 道泰, 横田眞一, 中野和夫, 油壓管路の動特性を利用した遠隔瞬時流量計測手法(第2報), 油壓と空氣壓, Vol. 22, No. 2, p169, 1991

(4)横田眞一, 金 道泰, 中野和夫, 管路の壓力流量間の動特性を利用した非定常流量計測手法, 日本機械學會論文集(C編), Vol. 57, No. 541, p, 1991

(5)A. F. D'souza, R. Oldenburger, Dynamic Response of Fluid Line, Trans. ASME, J. of Basic Eng. Vol. 86, No. 3, p589, 1964

(6)F. T. Brown, The Transient Response of Fluid Line, Trans. ASME, J. of Basic Eng. Vol. 84, No. 3, p547, 1962

(7)Brigham, E. O., The Fast Fourier Transform, Prentice-Hall, 1974

(8)中野和夫, 横田眞一, 圓筒形絞りの動特性を利用した瞬時流量計, 油壓と空氣壓, Vol. 17, No. 4, p.311, 1986

(9)横田眞一, 井手 浩, 中野和夫, 圓筒形絞りを用いた瞬時流量計の高機能化, 日本機械學會論文集(B編), Vol. 53, No. 489, p1548, 1987