

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0113

## 동력조향용 압력평형형 베인펌프의 유량맥동 계측

### Measurement of Flow Ripple Generated by Balanced Vane Pumps in Automotive Power Steering Systems

김도태\*, 김진\*  
Dotae Kim, Jin Kim

#### ABSTRACT

A balanced vane pump for the use of automotive power steering systems generates a flow ripple which is imposed upon the mean flow rate. The flow ripple interacts with the characteristics of the connected pipes, valves and steering gear in a complex manner to produce a pressure ripple, also known as fluid-borne noise. In order to reduce vibration level and produce quieter and more reliable power steering systems, it is important to measure the flow ripple produced by a pump with high accuracy and fast response.

In this paper, the flow ripple generated by a vane pump in automotive power steering systems is measured by the remote instantaneous flow rate measurement method (RIFM) using hydraulic pipeline dynamics. In experiment, flow and pressure ripple wave forms are measured under various operating conditions. Also, the parameters affected upon the flow and pressure ripple are investigated by the frequency analysis.

주요기술용어 : Power steering(동력조향), Balanced vane pump(압력평형형 베인펌프), Flow Ripple measurement(유량맥동 계측), Hydraulic pipeline dynamics(유압관로 동특성)

#### Nomenclature

a : inner radius of pipe, m  
c : sonic velocity in oil, m/s  
G(s): transfer function  
 $J_n(x)$ : Bessel function in first kind and order n  
j : imaginary unit( $=\sqrt{-1}$ )  
L : pipe length, m  
p : pressure deviation, MPa

P : Laplace transform of p, MPa  
q : flow rate deviation, m<sup>3</sup>/s  
Q : Laplace transform of q, m<sup>3</sup>/s  
s : Laplace operator  
t : time, s  
 $\Delta t$  : sampling time, s  
Z<sub>o</sub> : characteristic impedance  
 $\lambda$  : propagation constant  
 $\nu$  : kinematic viscosity of oil, m<sup>2</sup>/s  
 $\rho$  : density of oil, kg/m<sup>3</sup>  
 $\omega$  : angular frequency, rad/s

\* 회원, 경일대학교 기계공학부

## 1. 서론

자동차용 유압식 동력조향 시스템은 핸들의 조향력을 경감시키기 위해 배력장치(倍力裝置)를 갖춘 것이다. 이것은 초기에 대형트럭 등의 산업용 차량에 주로 사용되었으나, 현재는 국내에서 생산되는 배기량 2,000cc이하의 소형 승용차에도, 주·정차시 핸들 조작의 용이성, 운전자의 피로경감, 고속 주행시의 안정성 확보 등의 요구에 따라 장착비율이 급격히 증가하고 있다.

유압식 동력조향 시스템은 압력평형형 베인펌프(balanced vane pump, 베인펌프라 함), 조향기어(steering gear) 및 맥동감쇠용 유압호스 등으로 구성되어 있다. 동력조향장치에서 진동·소음은 대부분 베인펌프의 송출유량맥동 때문에 발생되며, 시스템을 구성하는 유압호스, 조향기어, 조향 휠 등에 전달되어 구조진동과 유압호스내의 작동유에 전파되어 유체진동(압력맥동)의 형태로 소음 방사면에 전달되어 소음을 발생시킨다. 현재 베인펌프와 조향기어의 배관은 유압호스내에 금속제 튜브를 삽입한 맥동 감쇠용 유압호스를 사용하여 압력맥동을 저감시키고 있다.<sup>1)</sup> 그러나 동력조향 시스템에서 압력맥동에 의한 진동·소음문제를 해결하기 위해서는 베인펌프에서 발생하는 유량맥동을 고속 응답으로 계측하고, 압력맥동과의 임피던스 특성을 고찰하여, 유량맥동의 진폭 변동을 감소시키는 것이 중요하다.

본 연구에서는 金 등이 제안한 비정상 유량 원격 계측법(remote instantaneous flow rate measurement, RIFM으로 표기함)을 응용하여,<sup>2),3),4)</sup> 베인펌프에서 발생하는 고주파 유량맥동을 고속 응답으로 계측하였다. 또한 작동압력, 평균유량, 회전수의 변화에 따른 유량맥동과 압력맥동과의 관계 및 각각의 실험조건에서 계측된 압력맥동의 주파수 분석

을 수행하여 저소음화 펌프 설계에 대한 기초자료를 획득하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 동력조향용 베인펌프

Fig. 1은 베인펌프의 개략도이다. 펌프 카트리지는 로터(rotor), 캠링(cam ring), 베인(vane), 측판(side plate)으로 되어 있다. 로터는 펌프 구동축과 스플라인으로 결합되어, 구동축이 회전하면 로터 홈(slot)에 있는 베인이 원심력을 받아 방사상으로 밀려나가 캠링에 밀착하여 미끄럼 운동을 한다. 펌프실(pumping chamber)은 캠링과 2개의 베인 및 로터에 의해 형성되고, 베인이 캠링을 따라 회전하여 펌프실 체적이 증가할 때 작동유가 유입되고, 펌프실 체적이 감소될 때에 고압의 작동유를 유량제어밸브를 통하여 스티어링 기어로 송출하게 된다.

Fig. 2는 베인펌프에 내장된 유량제어밸브(flow control valve)를 도식적으로 나타낸 것이다. 무부하 때는 펌프 송출구에서 유입된 작동유가 유량제어밸브와 제어 오리피스1을 통과하여 스티어링 기어로 보내지며, 작동유의 일부가 고정 오리피스 2를 통하여 B실(chamber)과 C실 사이에 일정한 압력을 유지시킨다. 펌프 송출유량이 시스템의 설정 유량에 도달할 때까지는 A실의 압력이 유량제어밸브의 스프링에 의한 설정압력(setting pressure) 보다 낮기 때문에 제어 오리피스

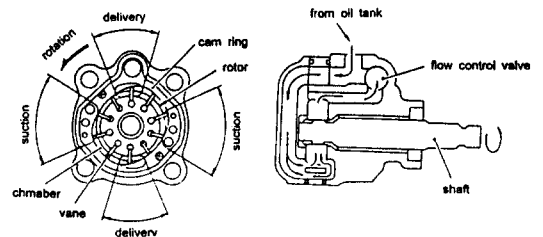


Fig. 1 Schematic of a balanced vane pump

3은 막혀 있고, 펌프 송출유량은 제어 오리피스 1을 통하여 스티어링 기어로 보내진다. 엔진의 회전수가 높아지면 펌프 송출유량이 증가하게 되어, 시스템에서 요구되는 설정유량 보다 많아지게 되고 이 때 A실의 압력이 C실의 압력과 스프링에 의한 평형압력을 초과하게 되므로, Fig. 2와 같이, 유량제어밸브의 스톱(spool)이 왼쪽으로 움직여 제어 오리피스 3을 통하여 펌프 흡입구로 잉여유량을 빼내어 스티어링 기어부에는 필요한 유량만을 공급하게 된다.

Fig. 3은 릴리프 밸브(relief valve)를 나타낸 것이며, 이것은 유량제어밸브의 스톱에 내장되어 있다. 유량제어밸브 속에 있는 강구(steel ball)에는 B실의 압력이 작용하고 있다. 펌프에서 유량제어밸브로 공급하는 유압이 규정압력 이상으로 상승하여 강구에 작용하는 힘이 스프링이 미치는 힘 보다 커지면

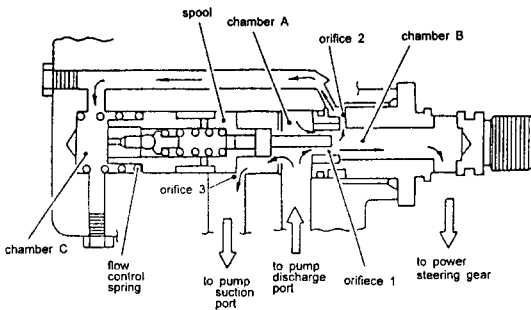


Fig. 2 Operation of flow control valve

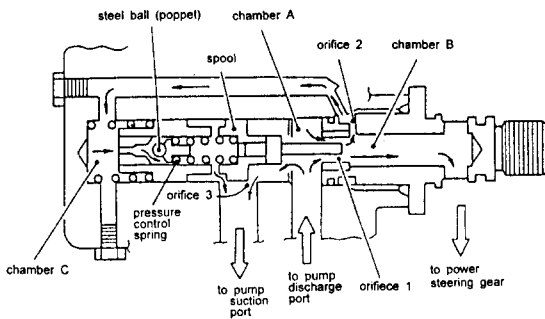


Fig. 3 Operation of relief valve

강구가 열려 작동유의 일부가 펌프 흡입구로 유입되어 최대압력을 제어하게 된다. 또한 송출유량이 많아지면, B실에 유입되는 작동유는 고정 오리피스 2에 의해 제한되므로 스톱밸브 양단에 압력차가 증가되고, 유량제어밸브의 스톱은 다시 유량제어밸브의 스프링을 압축하여 제어 오리피스 3의 개구부를 통하여 펌프 흡입구로 흐르는 유량을 증가시켜 유압을 저하시키게 된다.

### 3. 베인펌프의 유량맥동 계측

본 연구에서는 RIFM을 응용하여<sup>2),3),4)</sup> 동력조향용 베인펌프에서 발생하는 비정상 유량맥동을 고속 응답으로 계측하였다.

Fig. 4에 도시한 베인펌프를 포함한 유압관로계에서, 베인펌프에서 길이  $L$  만큼 떨어진 하류압력  $p_2(t)$ 과 유량  $q_2(t)$  계측값을 이용하여, 펌프 송출구에서 유량맥동  $q_1(t)$ 를 원격 계측하는 것이다. RIFM에서, 관로 상류를 통과하는 비정상 유량, 즉 베인펌프에서 발생하는 유량맥동  $q_1(t)$ 는 관로의 압력과 유량간의 동특성을 나타내는 전달행렬로부터 다음 식으로 주어진다.<sup>2)</sup>

$$Q_1(s) = G_a(s) \cdot P_2(s) + G_b(s) \cdot Q_2(s) \quad (1)$$

하첨자 1, 2는 관로의 상류와 하류를 나타

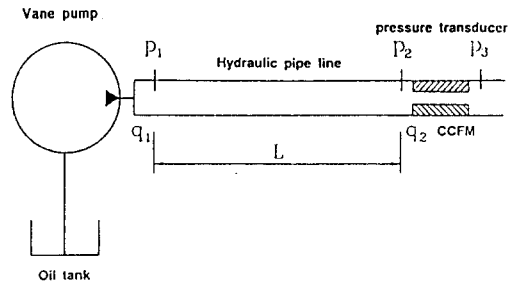


Fig. 4 Schematic of hydraulic pipeline system

낸다.  $G_a(s)$ ,  $G_b(s)$ 는 전달함수이며, 다음 식으로 주어진다.

$$G_a(s) = \sinh[\lambda(s) \cdot L] / Z_0(s) \quad (2)$$

$$G_b(s) = \cosh[\lambda(s) \cdot L] \quad (3)$$

식(2), 식(3)에서,  $\lambda(s)$ 는 비정상 점성저항 (非定常 粘性抵抗)을 고려한 분포정수계 관로 모델의 전파상수,  $Z_0(s)$ 는 관로의 특성 임피던스이며, 다음과 같다.

$$\lambda(s) = \frac{s}{c} \cdot \left[ 1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu}J_0(ja\sqrt{s/\nu})} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$Z_0(s) = \frac{\rho c}{\pi a^2} \left[ 1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu}J_0(ja\sqrt{s/\nu})} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (5)$$

Fig. 5는 식(1)을 기초로 하여, 관로 하류 부에서 압력  $p_2(t)$ 와 유량  $q_2(t)$ 를 측정하여, 베인펌프 송출구 직후에서 비정상 유량을 원격 추정하는 알고리즘을 나타낸 것이다. 먼저 관로 하류압력  $p_2(\Delta t)$ 과 유량  $q_2(\Delta t)$  계측값에 대하여 고속 푸리에 변환(FFT로 표기함)에 의한 스펙트럼  $P_2(jn\omega)$ ,  $Q_2(jn\omega)$ 을 전달함수  $G_a(jn\omega)$ ,  $G_b(jn\omega)$ 와 주파수 영역에서 상승적분(convolution integral)을 수행하고, 그 결과로 주어진 스펙트럼  $Q_p(jn\omega)$

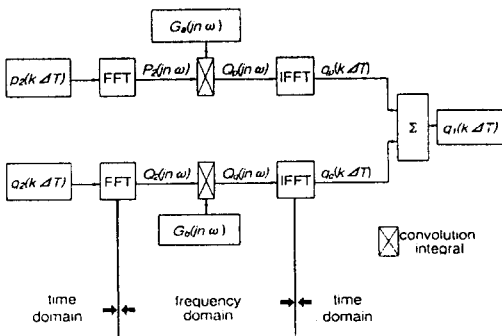


Fig. 5 Flow ripple estimation process by FFT

와  $Q_p(jn\omega)$ 의 값을 고속 푸리에 역변환( IFFT로 표기함)하여, 시간영역에서의 상류 유량  $q_1(k\Delta t)$ 를 추정할 수 있다. 여기서  $\Delta t$ 는 샘플링 시간을 나타낸다. 실제 연산에서는 Sande-Tukey의 FFT알고리즘을 사용하였다<sup>7)</sup>.

## 4. 실험

### 4.1 실험장치

Fig. 6은 실험장치의 개략도이다. 동력조향 시스템에서, 베인펌프의 회전수는 엔진 회전수와 더불어 시시각각으로 변한다. 실험장치에서는 전동기에 공급되는 전원 주파수를 인버터(inverter)로 제어하여, 펌프 회전수를 임의로 변화시킬 수 있도록 설계·제작하였다. 또한 베인펌프의 송출유량 계측 실험에서는 직경 8mm, 길이 1,105mm인 유압 배관용 강관(steel pipe)을 사용하였다. 펌프 송출압력  $p_1(t)$ , 하류압력  $p_2(t)$  및 원통형 초크 전후의 압력강하  $\Delta P = p_2(t) - p_3(t)$ 는 정밀도가 높은 고속 응답형 압력변환기(고유진동수 109kHz)로 계측하였다. 관로 하류부를 통과하는 비정상 유량은 초크형 비정상 유량계(choke type instantaneous flowmeter)를 사용하여 고속응답으로 계측하였다.<sup>(8),(9),(10)</sup>

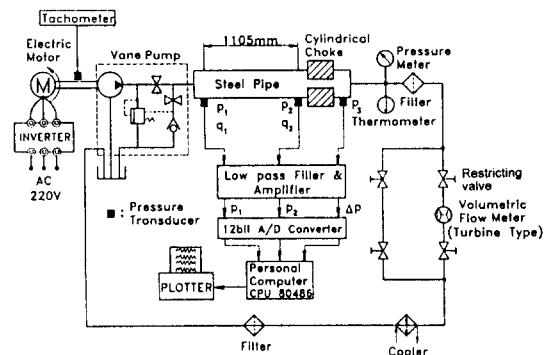


Fig. 6 Schematic of experimental apparatus

압력과 압력강하는 압력변환기와 고정밀 차동 증폭기로 측정하여, A/D변환기(분해능 12비트, 샘플링 주파수 12.5kHz)에서 이산화한 후 마이크로 컴퓨터(CPU 80486)로 입력된다. 관로 하류 매니폴드에는 더미스트형(thermistor type) 온도계를 설치하여 작동유의 온도를 측정하였다. 터빈형 유량계(turbine meter)는 실험 중에 평균유량을 모니터링하기 위하여 사용하였다.

실험은 펌프 회전수와 평균 설정압력을 변화시켜 수행하였다. 또한 시스템의 부하는 관로 하단부에 설치된 교축밸브(restricting valve)의 개구면적을 변화시켜 조절하였다. 실험은 작동유의 온도를  $40 \pm 1^\circ\text{C}$ 의 범위 내에서 수행하였다.

Table 1은 동력조향용 작동유의 물성치를 나타낸 것이다.

Table 1 Properties of power steering oil

|                                    |                          |
|------------------------------------|--------------------------|
| specific weight                    | 0.861                    |
| viscosity (at $40^\circ\text{C}$ ) | 38.01[cSt]               |
| (at $100^\circ\text{C}$ )          | 7.56 [cSt]               |
| viscosity index                    | 172                      |
| flashing point                     | $204.0 [^\circ\text{C}]$ |
| pour point                         | $-42.5 [^\circ\text{C}]$ |
| color                              | red                      |

#### 4.2 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 인버터에 공급되는 전원 주파수를 변화시켜 3상 유도 전동기의 회전수 변화를 측정한 것이다. 전동기와 베인펌프는 직결되어 있기 때문에 슬립(slip)은 거의 발생하지 않는다. 실험에 사용한 전동기는 4극이며, 전원 주파수 변화에 따라 전동기의 회전수는 기울기가 30인 일차식으로 표시되며, 이것은 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 인버터에서 전원 주파수를 변화시켜 베인펌프의 회전수를 임의로 설정하는 것이 가능하였다.

Fig. 8은 펌프가 무부하 운전시, 회전수 변화에 따른 평균 송출유량을 측정한 것이다. 일반 산업용 베인펌프는 용적형 펌프이므로 회전수가 증가하면 평균 송출유량도 증가하지만, 동력조향용 베인펌프에서는 회전수가

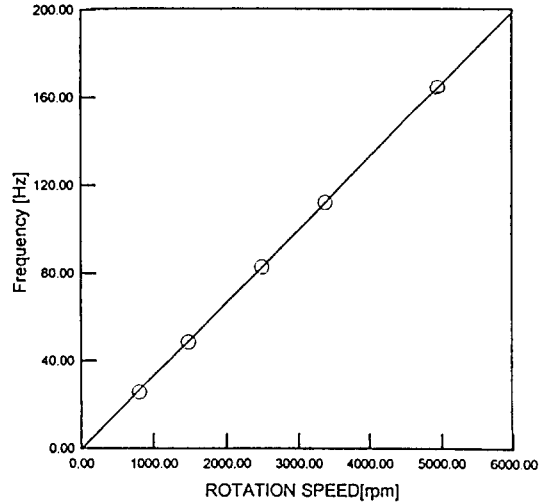


Fig. 7 Relationship between rotational speed of electric motor and inverter frequency

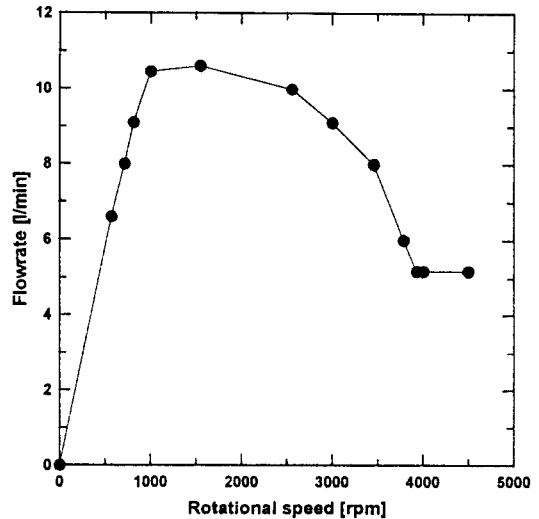


Fig. 8 Relationship between flow rate and rotational speed of pump under unload condition

약 1,000rpm 정도까지의 저속영역에서는 회전수와 더불어 평균 송출유량이 증가한다. 그러나 설정 송출유량 이상으로 회전수가 증가하게 되면 Fig.2의 유량제어밸브가 작용하여, 송출유량을 어느 회전수까지 일정하게 유지시키고, 회전수가 더욱 증가하게 되면 감소시킨다. 또한 3,700rpm 정도 이상에서는 송출유량이 거의 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 이것은 동력조향용 베인펌프에서만 나타나는 독특한 현상이다.

Fig. 9는 Fig. 6의 실험장치에서 유압 배관용 강관 대신에 실제 동력조향 시스템에서 사용하는 맥동감쇠용 유압호스로 배관한

경우의 압력맥동 계측파형이다. 베인펌프의 회전수 2,000rpm, 평균압력 20bar, 평균유량 115cm<sup>3</sup>/s인 작동조건에서, 실제 동력조향 시스템의 펌프 송출압력  $p_1(t)$ 와 맥동감쇠용 유압호스의 출구압력, 즉 조향기어 입구 압력  $p_2(t)$ 를 직접 계측하고, 주파수 분석한 결과를 나타낸 것이다. 횡축은 시간과 주파수, 종축은 평균 설정압력 20bar에 대한 압력맥동의 진폭 변동분과 스펙트럼 강도를 나타낸다. 베인펌프 송출구와 조향기어 입구에서의 압력맥동  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ 를 비교하여 보면, 맥동감쇠용 유압호스를 통과한 후에 압력맥동의 진폭이 대폭 감소함을 알 수 있다. 또, 실험에 사용한 펌프는 베인이 10개이고, 회전수가 2,000rpm이므로 압력맥동의 기본 주파수(=회전수×베인 수)는 약 333Hz에 해당된다. 따라서 펌프 송출구의 압력맥동  $p_1(t)$ 를 주파수 분석한 결과, 펌프의 기본 주파수에 해당되는 333Hz 근방에서 피크 값을 가지며, 기본 주파수의 2차, 3차, 4차의 고조파(高調波) 성분이 지배적으로 나타난다. 조향기어 입구의 압력맥동  $p_2(t)$ 는 기본 주파수 성분뿐만 아니라 4차까지의 고조파 성분이 제거되고, 진폭 변동분도 대폭 감소됨을 알 수 있다. 펌프 송출구의 압력맥동은 시스템의 진동·소음을 발생시키는 주원인이며, 이것은 펌프의 송출 유량맥동 때문에 발생한다. 따라서 압력맥동을 저감시켜 시스템의 저소음화를 달성하기 위해서는 펌프 송출구에서의 유량맥동을 계측하는 것이 필수 불가결하다.

Fig. 10~Fig. 11은 펌프의 평균 송출압력 40bar, 20bar, 회전수가 1,200rpm과 3,000rpm인 경우에 대한 압력·유량계측 파형이다. 그림에서,  $p_1(t)$ 는 펌프 송출구 직후에서 압력맥동,  $p_2(t)$ 는 펌프로부터 1,105mm 떨어진

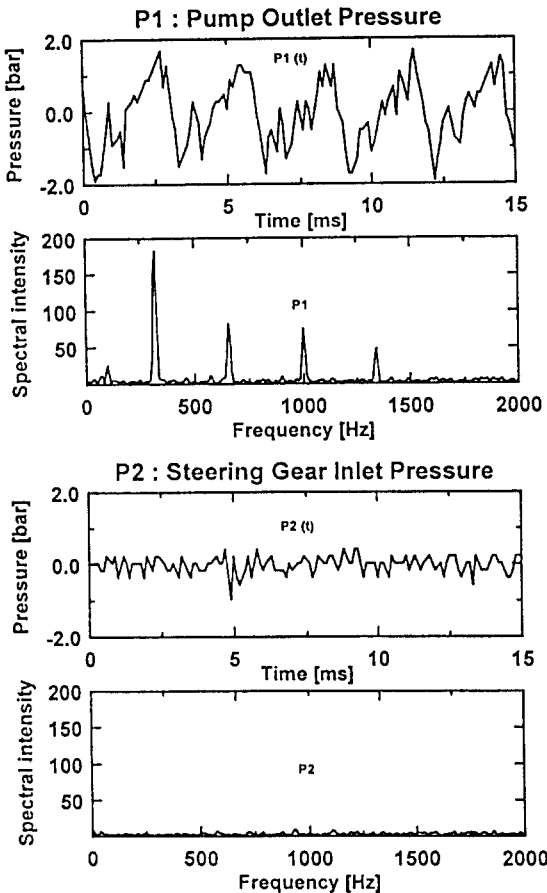


Fig. 9 The measured pressure ripple waveforms and frequency spectral intensity

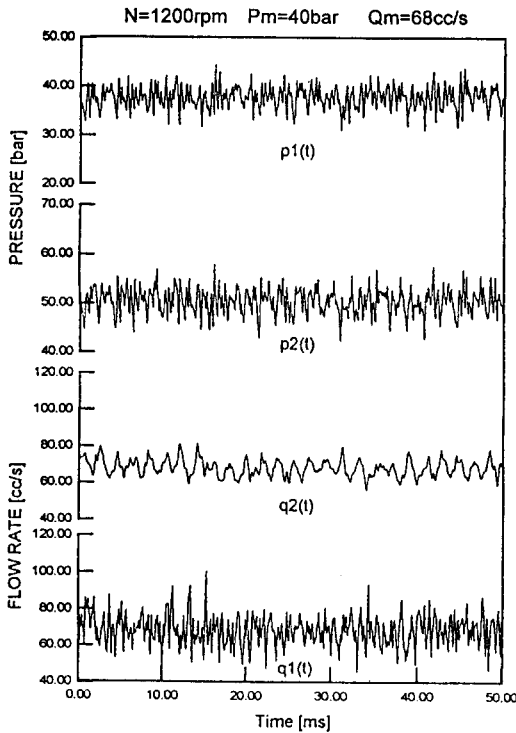


Fig. 10 The measured pressure and estimated flow ripple waveforms

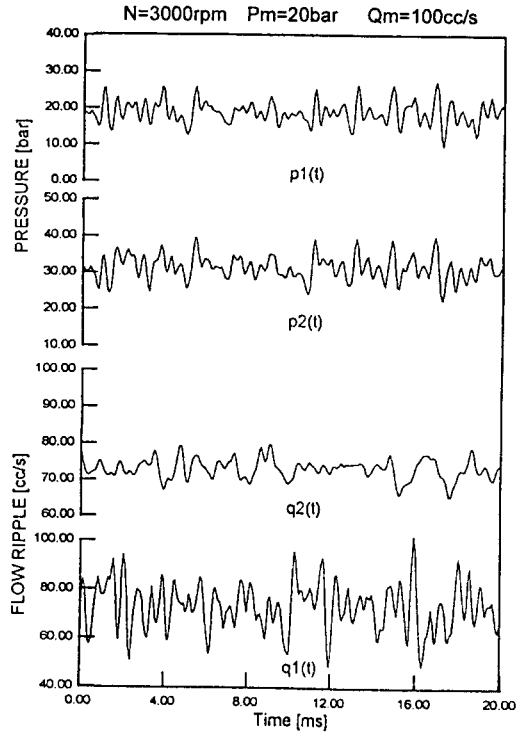


Fig. 11 The measured pressure and estimated flow ripple waveforms

관로 하류의 압력파형,  $q_2(t)$ 는 하류의 초크형 유량계를 통과하는 유량맥동,  $q_1(t)$ 는 하류의 압력  $p_2(t)$  과 유량  $q_2(t)$  계측값을 이용하여, RIFM으로 추정된 펌프 송출구 직후의 유량맥동 파형이다. 펌프 회전수, 평균압력·유량을 변화시켜 실험한 결과, 1,500rpm이하의 저속영역에서 압력·유량맥동은 Fig. 10과 같이 펌프 회전수와 베인 수의 곱으로 표시되는 기본 주파수 성분 이외에 고주파 성분이 많이 포함된 복잡한 형태의 파형을 나타낸다. 이것은 펌프 회전수가 저속에서는 펌프의 가동측판부에 있는 릴리프 홈(relief groove)에서 비정상적인 역류현상의 영향으로 생각된다. 또한 실험시 펌프에 내장된 제어밸브가 부하조건에 따라서 작동하게 되므로, 유량제어밸브의 영향도 무시할 수 없다.

Fig. 12~Fig. 14는 펌프 회전수가 2,500rpm

으로 일정하고, 설정압력을 20bar, 40bar, 60bar로 변화시킨 경우의 계측파형이다. 펌프의 회전수가 같은 경우, 설정압력이 증가함에 따라 펌프의 평균 송출유량이 증가하는 경향을 나타낸다. 이것은 Fig. 2의 유량제어밸브에서 A실의 압력과 B실의 부하압력 사이에 발생하는 압력차(pressure difference)는 부하가 클수록 적어지고, 따라서 스프링의 변위도 부하가 증가함에 따라 감소하기 때문에 무부하시의 유량보다 증가하게 된다. 또한 설정압력이 증가함에 따라 송출포트와 흡입포트간의 압력차도 증가되어 펌프 내부 누설유량도 증가할 것으로 예측된다. 펌프의 내부 누설유량은 베인 배압홈에서 펌프 중심방향으로 로터와 측판사이의 누설, 베인 배압홈에서 흡입압력쪽으로 로터와 측판사이에서 발생하는 누설, 베인과 측판간의 누설 및 흡입부에서 로터홈(rotor slit)으로 누설유

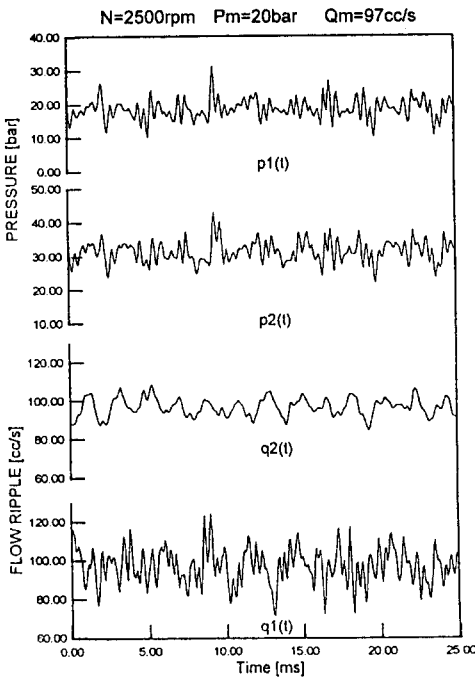


Fig. 12 The measured pressure and estimated flow ripple waveforms

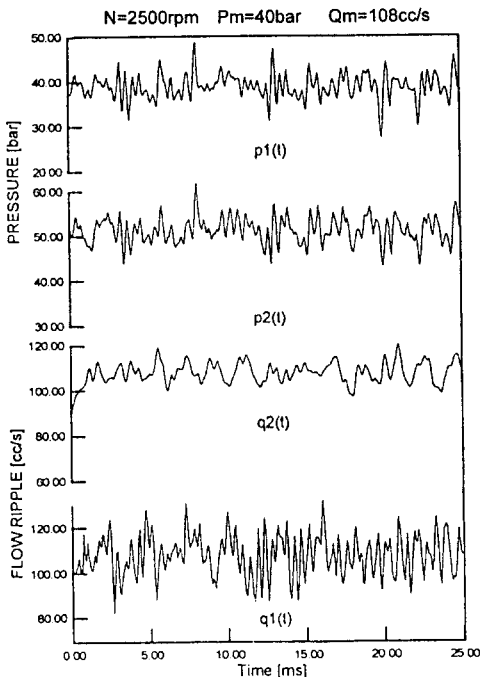


Fig. 13 The measured pressure and estimated flow ripple waveforms

량 등을 고려할 수 있다. 누설유량은 송출포트와 흡입포트부의 압력차에 비례하므로, 설정압력이 증가할수록 펌프 내부누설이 증가하여 펌프 송출 유량맥동의 진폭이 증가하게 된다. 또한 축관에 가공된 릴리프 홈으로 역류되는 유량도 압력차가 증가함에 따라 커지는 경향을 나타낸다. 설정압력이 증가할수록 작동유의 압축성에 의한 영향을 무시할 수 없으며, 흡입측의 작동유가 불완전한 예압축 상태로 송출측으로 통과할 때 송출구에서 급격한 비정상적인 역류가 발생하여 아주 복잡한 형태의 유량·압력맥동을 발생시킨다. 따라서 예압축(pre-compression)을 하고, 캠곡선과 포트 타이밍을 적절히 선택함으로써 유량맥동과 압력맥동을 저감시킬 수 있다. 또한 릴리프 홈에서의 비정상인 누설유량의 기울기를 완만하게 하여 맥동의 주파수 성분을 감쇠시키는 효과도 얻을 수 있다.

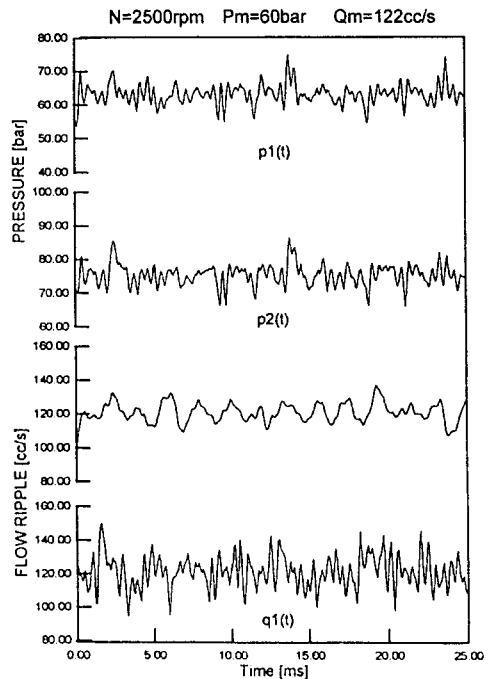


Fig. 14 The measured pressure and estimated flow ripple waveforms



## 5. 결 론

본 연구에서는 동력조향용 베인펌프에서 발생하는 송출압력과 유량맥동을 고속응답으로 계측하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유압관로의 동특성을 이용한 비정상 유량계측법을 응용하여, 베인펌프의 회전수와 부하변동에 따른 펌프의 송출유량맥동을 고속응답으로 계측하였다.

(2) 베인펌프의 송출압력맥동을 주파수 분석한 결과, 펌프의 기본 주파수뿐만 아니라 기본주파수의 2차, 3차, 4차의 고조파 성분이 지배적으로 나타남을 알 수 있었다.

(3) 베인펌프의 내부 누설유량과 작동유의 압축성에 의한 릴리프 홈에서의 비정상인 누설유량이 유량맥동에 큰 영향을 줄 것으로 생각된다. 앞으로 베인펌프에 내장된 유량제어밸브의 거동과 펌프 누설유량에 대하여 실험적으로 검토할 예정이다.

## 참 고 문 헌

- 1) 김도태, 이종만, "자동차 동력조향용 유압호스의 압력맥동 감쇠특성", 한국공작기계학회 논문집, Vol. 7, No. 3, pp. 22-28, 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, pp. 189, 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, pp. 169, 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, pp. 2872, 1991.
- 5) 加太, 村吉, 橋詰, "パワーステアリングの省エネ技術", 油壓と空氣壓, Vol. 24, No. 6, pp. 650, 1994.
- 6) 田中, "自動車における油壓技術", 油壓と空氣壓, Vol. 21, No. 2, pp. 112, 1990.
- 7) Brigham, E. O., The Fast Fourier Transform, Prentice-Hall, 1974.
- 8) 横田眞一, 中野和夫 : "圓筒形絞りの壓力流量周波數特性", 油壓と空氣壓, Vol. 13, No. 3, pp. 199, 1982.
- 9) 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, pp. 31, 1986.
- 10) 横田眞一, 井手 浩, 中野和夫 : "圓筒形絞りの動特性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, pp.1548, 1987.