

터빈형과 기어모터형 유량계의 동특성 검토

김도태*, 예용택*

An Investigation into the Dynamic Characteristics of Turbine and Gear Motor Type Flowmeters

Do-Tae Kim*, Yong-Taeg Yea*

Abstract

In hydraulic control systems, turbine and gear motor type flowmeters are widely used to measure the flow rate under steady flow conditions. With the recent growth of interest in the measurement of instantaneous values of unsteady flow rate, the test of the transient response of these flowmeters are in some significance. However, an unsteady flow rate measurement and its calibration method with a fast response and a high accuracy have not been developed. In this research, particularly, the dynamic characteristics of turbine and gear motor type flowmeters are investigated experimentally, and simple mathematical models are proposed. The measured flow rate waveforms are compared with those by remote instantaneous flow rate measurement method (RIFM) which has been developed by author and used for calibration. As the result of frequency response test, gain and phase between the measured flow rate waveforms by turbine type flowmeter and those estimated by RIFM are in good agreement up to 70Hz. For the gear motor type flowmeter, the simulated results by a mathematical model proposed here agree well with the experiment nearly up to 100Hz. Also, it is found that the pressure drop across the flowmeter is increased in proportion to the frequency of the flow rate variation in a high frequency region of more than 100Hz. It can be explained that the delay of gear motor type flowmeter in high frequency region is mainly attributed to a first order delay consisting of the inertia of gears and internal leakage of the gear motor.

Key Words : Unsteady flow measurement (비정상 유량계측), Turbine and Gear motor type flowmeter (터빈형 · 기어모터형 유량계), Dynamic characteristics (동특성), Fluid power systems (유공압 시스템)

1. 서론

유압시스템(hydraulic system)의 작동유가 관로 및 구성

요소 부품(components)을 통과했을 때 정상유량의 계측은 용도에 따라서 정밀도가 높은 유량계(flowmeter)를 사용 하므로서 가능하지만, 반면 비정상 유량의 계측은 계측법

* 경일대학교 기계공학부

이나 보정법이 아직 확립되어 있지 않기 때문에 불가능하다⁽¹⁾. 물론 비정상 유량계측은 시스템(system)과 요소 부품의 동특성 해석과 유량의 피드백 제어 등에 필수 불가결한 요소의 하나이다.

유량계에서 터빈형과 기어모터형은 유압시스템 뿐만 아니라 일반 산업용 유량계측에도 많이 사용되고 있다. 특히 터빈형 유량계(turbine type flowmeter)는 저점도(low viscosity) 유체인 경우에는 유량계측의 범위가 넓고, 구조가 간단하기 때문에 석유류 등 과세대상용 유체의 유량측정용으로 실용화되고 있으며, 기어 모터형 유량계(gear motor type flowmeter)는 고압 하에서 비교적 대유량을 간편하게 측정할 수 있는 장점도 가지고 있다. 그러나 이러한 유량계들을 사용하여 비정상 유량을 계측할 경우, 아직 까지도 계측 정밀도와 응답성이 인정된 비정상 유량 계측법과 보정법이 미확립 및 충분하게 검토되지 않은 상태에서 사용되고 있는 실정이다.

그러나 Kim, Yokota 등은 관로 또는 원통형 초크(cylindrical choke)의 동특성을 이용한 비정상 유량 계측법을 실험을 통해서 제안하였고 계측 정밀도와 응답성에 대하여 검토하였으며⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾, 또한 비정상 유량 원격 계측법을 응용하여, 수백Hz의 주파수 변동을 동반하는 유압펌프의 송출 유량맥동을 계측하므로써 유체전과소음과의 관계를 규명하였다⁽⁶⁾.

본 연구에서는 터빈형과 기어모터형 유량계의 동특성 모델을 제안하고, 주파수 응답 실험 등을 통하여 유량계의 동특성에 대하여 비교·검토하였다.

2. 터빈형 유량계

Fig.1은 실험에 사용한 DODWEL회사의 터빈형 유량계(유량범위: 7.8~79.6cm³/s)의 개략도이며, 그 제원은 Table 1에 표시하였다. 유량계에 유입된 작동유는 베어링으로 지지된 로터(rotor)를 회전시킨다. 물론 이 로터는 유량에 비례해서 각속도로 회전한다. 상류측 지지대(spider)는 4개의 깃(blade)을 가진 로터를 지지할 뿐만 아니라, 로터에 유입되는 작동유의 유동 안정기(flow stabilizer)의 역할도 한다. 로터의 회전은 케이싱 상부의 전자피억코일(magnetic proximity pickup coil)에 의해, 깃이 1개 통과할 때마다 발생하는 자속변화를 정현파 형태의 전압으로 검출하며, 주파수/전압 변환기(frequency/voltage converter)를 통과해서 회전속도에 비례하는 아날로그 전압신호로 변환된다.

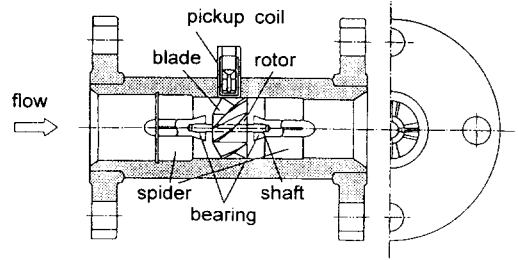


Fig. 1 Schematic of turbine-type flowmeter

Table 1 Dimensions of turbine-type flowmeter

Moment of inertia	$J_r=3.0 \times 10^{-5} [\text{kg} \cdot \text{cm}^2]$
Cross sectional area	$A=0.15 [\text{cm}^2]$
Number of rotor blade	$n=4$
Mean rotational radius	$r_c=0.25 [\text{cm}]$
Angle of attack	$\theta=29^\circ$
Radius of rotor hub	$d=0.22 [\text{cm}]$

2.1 수학적 모델

터빈형 유량계의 정상유동에 대한 수학적 모델은 몇 가지가 제안되고 있지만⁽⁷⁾⁽⁸⁾, 여기서는 간단한 동특성 모델에 대하여 검토하기로 한다. 유량을 $q_f(t)$ 로 한 작동유가 유량계에 유입되었을 때, 로터를 각속도 ω_r 로 회전하려는 구동토크 T_f 가 작용하며, 식(1)로 나타낼 수 있다.

$$T_f = \frac{C_{D1}}{A} a n r_c \sin\theta q_f(t) \left(\frac{\tan\theta}{A} - r_c \omega_r \right) \quad (1)$$

여기서, A 는 로터 회전부의 유로 단면적, a 는 로터 깃의 면적, C_{D1} 은 축방향의 저항계수, n 는 깃의 수, r_c 는 깃의 평균반지름, θ 는 깃의 영각(angle of attack), ρ 는 작동유의 밀도, 하첨자 1 는 터빈형 유량계를 나타낸다.

또한 로터에서는 작동유로부터 받는 반력토크 T_r 가 발생하므로써, 식(2)로 구할 수 있다.

$$T_r = C_{D2} a n r_c^3 \rho \omega_r^3 \quad (2)$$

윗 식에서 C_{D2} 는 로터 회전방향의 저항계수이다.

그리고 베어링에서 발생하는 마찰토크는 구동토크 T_f 와

반력토크 T_r 에 대해서 비교적 적기 때문에 무시한다면, 로터의 운동방정식은 다음과 같이 나타내진다⁹⁾.

$$J_r \frac{d\omega_r}{dt} = C_1 q_r(t)^2 - C_2 q_r(t) \omega_r - C_3 \omega_r^2 \quad (3)$$

여기서, J_r 는 로터의 관성모멘트(inertia moment)이고, C_1, C_2 및 C_3 는 로터의 기하학적 형상과 작동유의 물성치를 나타내는 상수로서 다음 식으로 주어진다.

$$C_1 = \frac{C_{D1} \rho a n r_c \sin^2 \theta}{A^2 \cos \theta}$$

$$C_2 = \frac{C_{D1} \rho a n r_c^2 \sin \theta}{A} \quad (4)$$

$$C_3 = C_{D2} \rho a n r_c^3$$

또한 식(1)에서 평균유량의 동작점 q_0 과 이 때 로터의 평균 회전각속도 ω_{r0} 에 대하여, 유량과 각속도 변동분을 각각 $\Delta q_r, \Delta \omega_r$ 로 하고, 동작점 근방에서 선형화할 경우 다음과 같은 식으로 구해진다.

$$C_0 J_r \frac{d\Delta q_r}{dt} = (2C_1 q_0 - C_0 C_2 q_0) \Delta q_r - C_0 (C_2 q_0 + 2C_0 C_3 q_0) \Delta q_r \quad (5)$$

식(3)에서, C_0 는 통과유량과 로터의 회전 각속도가 거의 비례하기 때문에 다음과 같은 관계식이 성립하며, α 는 유량계의 정특성 실험에서 결정되는 비례상수이다.

$$\Delta \omega_r = C_0 \Delta q_r = \Delta q \frac{2\pi\alpha}{n} \quad (6)$$

2.2 실험

2.2.1 실험장치

Fig. 2는 실험장치의 개략도 이다. 유압관로계의 상류에는 터빈형 유량계, 하류에는 원통형 초크 비정상 유량계(이하 CCFM이라 함)를 설치하고¹³⁾, 상류와 하류 사이에는 길이 1250mm인 동관(내경 14mm)으로 연결하여 유량계 상호간섭에 의한 계측오차의 영향을 배제하였다. 터빈형 유량계에서 직접 측정된 유량 $q_r(t)$ 는 비정상 유량 원격 계측법으로 측정된 관로 상류단의 유량 $q_u(t)$ 와 비교 검토하여, 유량계의 응답성과 계측 정밀도를 조사하였고,

또한 터빈형 유량계 전후에서 발생하는 압력강하는 반도체형 압력변환기로 측정하였다.

유압관로계에서 터빈형 유량계 상류측에는 축압기(용량: 10 l)를 설치하여 유량맥동과 압력맥동을 제거하였고, 하류 매니폴드에는 유온 측정용의 써미스터형 온도계와 임의의 유량변동을 주기 위하여 전기·유압 서보밸브를 설치하였다. 정상유량 계측의 보정용으로는 용적형 적산 유량계를 사용하였다. 각각의 데이터는 12bit A/D변환기를 통하여, 샘플링 주파수 3.5kHz로 동시 샘플링 되어 마이크로컴퓨터에 입력된다. 실험에서는 온도 $31 \pm 1^\circ\text{C}$ 에서 동점도 $\nu=0.49 \text{ cm}^2/\text{s}$ 인 유압 작동유(Daphane #32)를 사용하였고, 관로 상류단의 압력을 3.0MPa로 일정하게 유지하면서 실험하였다.

비정상 유량 원격 계측법에서 관로 상류단을 통과하는 유량 $q_u(t)$ 는 유압관로의 동특성과 하류단의 압력 $p_d(t)$ 유량 $q_d(t)$ 계측값을 이용하여 다음 식으로 추정하였다¹²⁾.

$$q_u(t) = F^{-1}[G_a(s) \cdot P_d(s)] + F^{-1}[G_b(s) \cdot Q_d(s)] \quad (7)$$

윗 식에서 $G_a(s)$ 는 하류압력 입력에 대한 상류유량간의 전달함수, $G_b(s)$ 는 하류유량 입력에 대한 상류유량간의 전달함수, s 는 Laplace 연산자, F^{-1} 은 고속 푸리에 역변환(inverse fast Fourier transform)을 나타낸다.

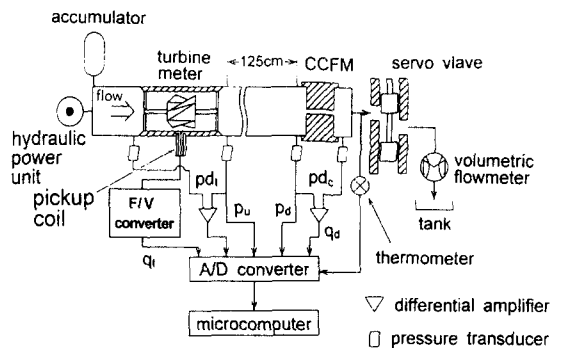


Fig. 2 Overall experimental setup

2.2.2 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 작동유의 정상유동에 대한 터빈형 유량계 정특성을 나타낸 것이다. 정상유동에 대하여, 터빈형 유량계의 출력 펄스 주파수 f_r 는 체적유량 $q_r(t)$ 에 거의 비례함을 알

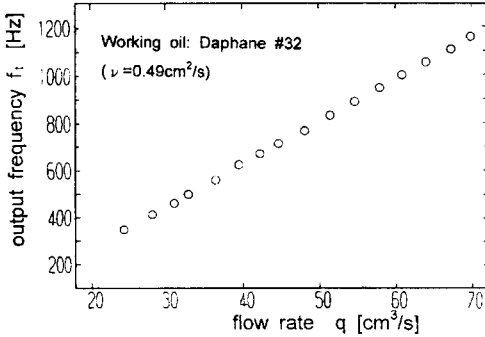


Fig. 3 Static characteristics of turbine-type flowmeter for steady flow of working oil

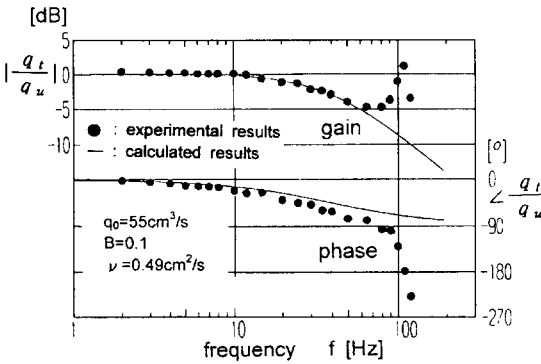


Fig. 4 Comparisons of experimental and simulated results for frequency response characteristics

수 있다. 실험결과에서 로터의 회전각속도 ω 와 터빈형 유량계를 통과하는 유량 q_t 의 환산식에서 다음과 같은 실험식을 얻었다.

$$q_t = 0.036 \omega + 4.8 \quad (8)$$

또한 식(6)의 비례상수 α 는 Fig. 3의 기울기에 해당되며, 실험결과로부터 $17.8\text{cm}^3/\text{s}$ 로 추정하였다.

Fig. 4는 전기유압 서보밸브에 정현파를 입력하고, 동작점의 평균유량 $q_0 = 55\text{cm}^3/\text{s}$ 에 진폭비 $B=0.1$ 인 유량변분을 중첩시켜, 통과유량 $q_u(t)$ 에 대한 터빈형 유량계의 측정유량 $q_t(t)$ 의 주파수 특성 실험결과이다. Fig. 4에서 ●표시는 실험결과이고, 실선은 평균유량 동작점 $q_0 = 55\text{cm}^3/\text{s}$ 및 그 때의 로터의 평균 회전각속도 $\omega_0 = 1400\text{rad/s}$ 의

근방에서 선형화한 식(5)를 사용하여 계산한 것이다. 이때 식(4)의 상수 값은 $C_1 = 2.9\text{cm}^3/\text{rad}$, $C_2 = 1.1 \times 10^{-4}\text{kg cm}^2/\text{rad}$, $C_3 = 1.14 \times 10^{-4}$ 이며, 이것은 실험결과에서 얻어진 $C_{D1} = 1.1$, $C_{D2} = 0.62$, $C_{D3} = 7.2$ 과 Table 1의 자료를 이용하여 구할 수 있다. Fig. 4에서 터빈형 유량계의 이득(gain)은 70Hz부근까지 절점 주파수 40Hz인 일차시연요소 특성으로 감소하는 것을 알 수 있으며, 또한 100Hz부근에서 피크(peak)가 나타난다. 이것은 로터의 관성과 지지부, 또는 깃이 가진 스프링 특성에 의한 것으로 생각된다. 그러나 과도특성에서는 이 특성이 나타나지 않은 점을 고려한다면 유량계측에는 거의 영향이 없는 것으로 생각된다. 또한 시뮬레이션 결과에서는 공진 특성이 나타나기 직전까지 이득(gain), 위상(phase)은 잘 일치하고 있으며, 주파수 응답 특성 실험에서 제안한 수학적 모델의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 전기유압 서보밸브에 5Hz의 사각형파를 입력했을 때, 유량계의 과도응답 특성에 대한 실험 및 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 계측 파형을 비교하여 보면, 터빈형 유량계에서 계측된 유량파형 $q_t(t)$ 와 $q_u(t)$ 에서 볼 수 있는 큰 오버슈트(overshoot)나 언더슈트(undershoot)가 나타나지 않는다. 이것은 평균유량과 진폭비를 변화시켜 다양하게 실험한 결과에서도 같은 경향을 나타내며, 유량계측시에 유량 동작점과 진폭비에 대한 의존성은 거의 없다는 것을 알 수 있다. 또한 계측된 유량파형과 시뮬레이션 결과를 비교하여 보면, 유량파형의 상승시와 하강시에 약간 기울기 차이가 나타나지만, 시뮬레이션 결과는 계측된 유량파형의 경향과 잘 일치함을 알 수 있다.

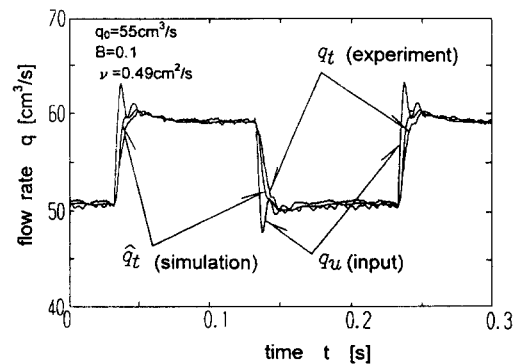


Fig. 5 Comparisons of experimental and simulated results for rectangular wave input 5Hz

3. 기어모터형 유량계

Fig. 6은 기어모터형 유량계의 개략도를 나타낸 것이며, Table 2는 제작한 기어의 설계제원을 표시한 것이다. 기어모터형 유량계에 작동유를 유입시키면, 기어가 시계방향으로 회전하기 때문에, 이 기어의 회전수를 검출하여 통과 유량을 측정하게 된다. 기어의 중앙에는 회전을 검출하기 위해 4°간격으로 90개의 홈을 판 검출판(mark plate)이 있고, 반사형 광센서(photo interrupter)를 사용하여 반사 펄스를 검출한다. 기어가 회전하여 4°간격의 홈을 통과할 때마다 하나의 펄스파가 발생하므로써, 펄스의 시간간격을 측정하여 기어의 회전 각속도가 구해지므로써, 기어모터형 유량계를 통과하는 유량이 측정된다.

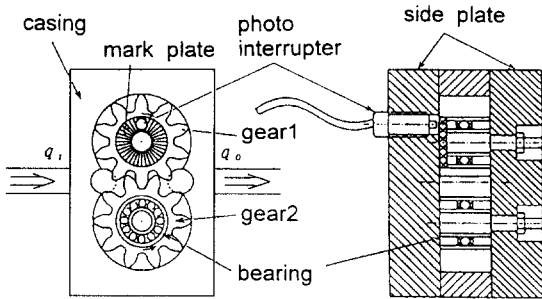


Fig. 6 Schematic of gear motor type flowmeter

Table 2 Specification of gear

Tooth profile	involute	Backlash	0.1 [mm]
Number of teeth	10	Cutter pressure angle	20°
Face width	12.0 [mm]	Center distance	31.7 [mm]
Module	3.0 [mm]	Addendum circle diameter	38.0 [mm]

3.1 수학적 모델

기어모터형 유량계의 동특성에서는 유량변동의 주파수가 증가함에 따른 압력강하가 증가되는 원인을 규명하는 것이 중요하다. 유량계의 운동방정식은, 1) 두 기어는 1점에서 맞물린다, 2) 기어 홈내의 압력은 각각 일정하다, 3) 기어의 부하토크는 각속도에 의존하는 점성저항 토크만

고려한다는 가정하에서 다음 식으로 주어진다⁽¹⁰⁾.

$$D_m \Delta p = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m \quad (9)$$

윗 식에서, J_m 은 기어와 기어홈내의 작동유 및 베어링을 고려한 기어모터형 유량계의 등가 관성모멘트(= $1.775 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$), B_m 은 점성저항계수(= $4.0594 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2/(\text{s} \cdot \text{rad})$), D_m 은 기어모터의 배제용적(= $1.146 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$)이며, 하첨자 m 은 기어모터형 유량계를 나타낸다. 또한 기어모터형 유량계의 각속도 ω_m 과 압력강하 Δp 의 Laplace 변환형을 각각 $\Omega_m(s)$, $\Delta P(s)$ 로 표시하였을 때, 식(9)의 양변을 Laplace 변환하여, 각속도와 압력강하 사이의 전달함수는 다음 식으로 주어진다.

$$\frac{\Delta P(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{J_m}{D_m} s + \frac{B_m}{D_m} \quad (10)$$

3.2 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 정상유동에 대한 기어모터형 유량계의 각속도 ω_m , 통과유량 q 및 기하학적 유량 q_m 간의 정특성 실험결과를 나타낸 것이다. 기하학적 유량 $q_m (= D_m \times \omega_m)$ 은 기어모터의 배제용적(cm^3/rad)과 회전각속도의 곱으로 표시되며, 배제용적(D_m)은 기어의 기하학적 형상에 의해 결정된다. Fig. 7에서 기호 ○ 및 ● 표시는 기어모터형 유량계를 통과하는 정상유량, 실선은 기하학적 유량 q_m 을 나타낸다. 이 유량계는 기어와 측판 및 기어 이빨과 케이싱 사이의 간극에서 내부 누설유량이 있기 때문에 실측값(○, ● 표시)

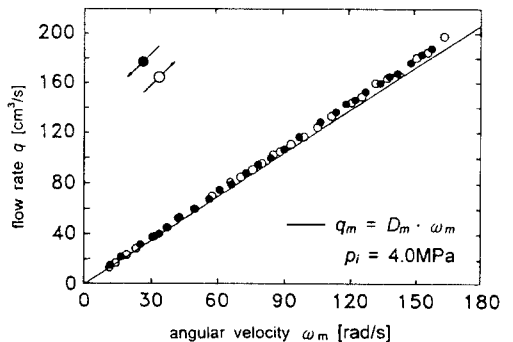


Fig.7 Static characteristics of gear motor type flowmeter for the steady flow

은 기하학적 유량(실선)보다 약간 크다. 그러므로 실측값과 기하학적 유량과의 차이가 내부누설 유량에 해당된다. 내부 누설유량은 기어와 측판간의 간극에 따라 크게 변한다. 각속도가 증가함에 따라 기하학적 유량과 실측값의 차이가 크게 나타나는 것은 내부누설 유량의 증가량 중에 각속도에 의존하는 내부누설이 존재하기 때문이다. 또한 각속도가 증가함에 따라 내부누설도 커짐을 알 수 있다.

다음은 전기·유압 서보밸브의 개도(開度)를 어느 동작점을 중심으로 하여 정현파상으로 구동하고, 평균유량 q_0 에 유량 변동분 Δq_m 를 중첩시켜 기어모터형 유량계의 각속도 ω_m 과 유량계 전후의 압력강하 Δp 를 측정해서 주파수 응답 실험을 수행하였다.

Fig. 8은 관로 상류단의 압력을 4.0MPa로 일정하게 유지하고, 서보밸브에 30Hz의 정현파를 입력한 경우에 대한 각속도 ω_m , 유량계 전후 압력강하 Δp 측정 파형의 한 예를 나타낸 것이다. 각속도 파형에는 검출부인 반사판의 불균일성 등에 의한 고주파 성분, 압력강하 파형에는 기어의 맞물림시에 발생하는 충격 등에 의한 고주파 성분을

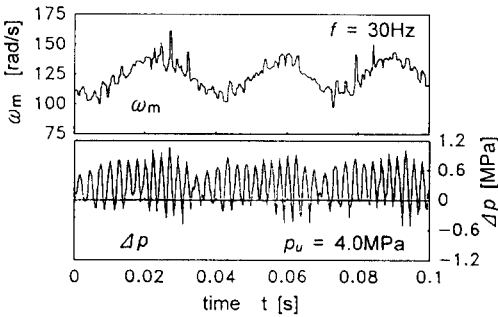


Fig. 8 The measured angular velocity and pressure drop waveforms

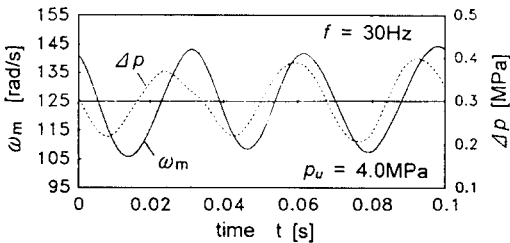


Fig. 9 The angular velocity and pressure drop waveforms

이 포함되어 있지만, 여기서는 각각 파형의 기본 주파수 성분만을 고려하였다. 따라서 각속도와 압력강하의 신호는 기본 주파수의 약 2배의 차단주파수를 갖는 저역통과 필터(low-pass filter)를 통과시켜, 고주파 성분을 제거한 후, A/D 변환기를 거쳐 마이크로 컴퓨터에 입력해서, 주파수 특성 실험을 수행하였다. Fig. 8의 측정파형에 대하여 고주파 성분을 제거한 각속도 ω_m 과 압력강하 Δp 파형을 Fig. 9에 나타내었다.

Fig. 10은 관로의 길이가 $L=3.75m$ 인 경우, 유량계 전후의 압력강하 $\Delta P(s)$ 와 각속도 $\Omega_m(s)$ 간의 주파수 특성 실험 결과를 보드선도에 나타낸 것이다. 횡축에는 각속도의 변동 주파수($f = \omega_m/2\pi$), 종축은 이득(gain)과 위상(phase)이다. 실선은 식(6)의 동특성 모델을 이용한 시뮬레이션 결과, \circ 표시는 평균 각속도 $\omega_0=125rad/s$ (평균

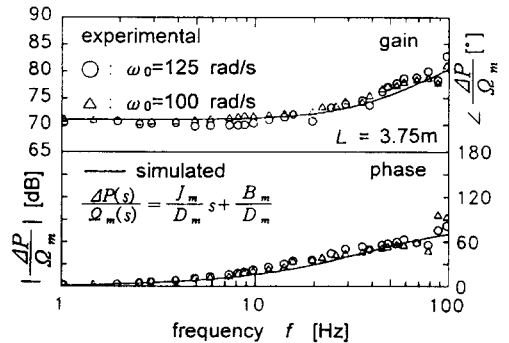


Fig. 10 Frequency characteristics between angular velocity and pressure drop for $L=3.75m$

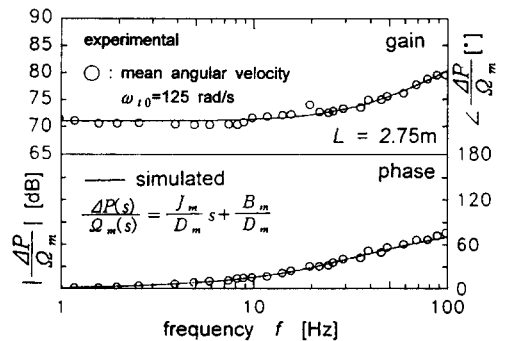


Fig. 11 Frequency characteristics between angular velocity and pressure drop for $L=2.75m$

참고 문헌

유량 $q_0=143\text{cm}^3/\text{s}$ 에 상당함), Δ 표시는 $\omega_0=100\text{rad/s}$ (평균유량 $q_0=114\text{cm}^3/\text{s}$ 에 상당함)인 경우의 실험결과이다. 이 때 각속도 진폭 변동분은 약 25rad/s (유량변동 진폭 $\Delta q_m=29\text{cm}^3/\text{s}$)이다. 시뮬레이션과 실험결과는 모두 고주파 영역까지 잘 일치하며, 이 결과로부터 유량계 전후의 압력강하와 각속도간의 주파수 특성은 기어의 평균 각속도에는 의존하지 않음을 알 수 있다. 또한 주파수가 약 90Hz 부근에서 실험결과와 시뮬레이션 결과가 약간 차이가 나타나며, 이것은 유량변동에 따라 관로의 길이에 관계되는 관로의 공진현상에 관한 영향으로 생각된다. 이 현상을 검토하기 위하여, 관로의 길이 $L=2.75\text{m}$ 로 변화시켜 실험한 결과를 Fig. 11에 도시하였다. \circ 표시는 평균 각속도 $\omega_0=125\text{rad/s}$, 각속도의 진폭은 25 rad/s 인 경우의 실험결과이며, 주파수가 90Hz 부근에서도 시뮬레이션 결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 관로의 길이 $L=2.75\text{m}$ 인 경우는 공진 주파수가 약 120Hz 이기 때문에 Fig. 10에서와 같이 약 90Hz 부근에서 나타난 공진의 영향은 나타나지 않는다. 따라서 유량계의 압력강하와 각속도간의 주파수 특성 실험결과에서, 주파수가 90Hz 부근에서 실험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치하지 않은 것은 관로의 길이 $L=3.75\text{m}$ 에 대한 관로의 공진 현상에 의한 것임을 알 수 있으며, 식(6)의 수학적 모델의 타당성도 실험적으로 확인하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 터빈형과 기어모터형 유량계의 동특성을 나타내는 간단한 수학적 모델을 제안하였으며, 주파수 응답 실험 등을 통해서 그 타당성에 대하여 검토하였다. 터빈형과 기어 모터형 유량계에서 측정된 유량 파형과 비정상 유량 원격 계측법에 의한 유량 파형을 비교 검토하여, 유량계의 계측 정밀도와 응답성에 대하여 조사하였다. 유량계의 주파수 응답 실험결과, 터빈형 유량계는 약 70Hz , 기어 모터형 유량계는 약 100Hz 정도의 고주파 유량변동까지 계측할 수 있음을 실험적으로 확인하였다. 또한 기어모터형 유량계에서 사용관계의 하나로 지적된 유량변동 주파수의 증가와 더불어 압력강하가 증가하는 현상은 제안한 수학적 모델로부터, 주로 기어의 관성에 의존함을 알 수 있었다. 향후, 기어의 관성을 적게 함으로써 기어 모터형 유량계의 사용관계의 향상이 기대된다.

- (1) 横田眞一, "管内非定常流量高應答計測手法", 計測と制御, Vol. 29, No. 9, pp. 821~825, 1990.
- (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. 187~194, 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. 169~175, 1991.
- (4) S. Yokota, D. T. Kim, K. Nakano, "An Unsteady Flow Rate Measurement Method Utilizing Dynamic Characteristics between Pressure and Flow Rate along a Pipeline (A Method Using Pressures at Two Separated Points)", JSME International (Series 3), Vol. 35, No. 4, pp. 591~597, 1992.
- (5) 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. 311~317, 1985.
- (6) 金道泰, 李相祁, 横田眞一, "유압용 액셀 피스톤 펌프의 유량맥동 계측에 관한 연구", 한국공작기계학회논문집, Vol. 8, No.2, pp. 35~43, 1999.
- (7) M. Rubin, R.W. Miller, W.G. Fox, "Driving Torques in a Theoretical Model of a Turbine Meter", J. of Basic Eng. Trans. ASME, Series D, Vol. 87, No.2, pp. 413~420. 1965.
- (8) H. Tsukamoto, "Theoretical Prediction of Meter Factor for a Helical Turbine Flowmeter", Proc. of 2nd Sympo. on Fluid Control and Measurement, Oita, pp. 63~68, 1989.
- (9) 川田裕郎, 小宮勤一, 山崎弘郎, 流量計測ハンドブック, 日刊工業新聞社, pp. 208~210, 1979.
- (10) 柳田秀記, 日比 昭, 市川常雄, "油壓モータの低速安定性に関する研究", 日本機械學會論文集(B編), Vol. 50, No. 456, pp. 1861~1869, 1984.