

## 유압관로에서 맥동유동 특성에 관한 연구

모 양 우<sup>†</sup>, 유 영 태, 김 지 환\*

조선대학교 기계공학부, \*조선대학교 일반대학원

### The Characteristics of Pulsating Flow in a Hydraulic Pipe

Yang-Woo Moh<sup>†</sup>, Yung-Tae Yoo, Ji-Hwan Kim\*

*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea*

*\*The Graduate School of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea*

*(Received December 30, 2000; revision received April 26, 2001)*

**ABSTRACT:** The characteristics of the pulsating flow in a hydraulic pipe have been investigated. It is necessary to study the power control of the power transmission system in the landing gear system of aircraft and the design of robots. In this system, the power transmission pipeline is composed of a hydraulic system, and the operating flow is unsteady flow. The wave equation varying with frequency is analyzed in order to investigate the characteristics of unsteady flow in such a pipe. This wave equation involves the propagation coefficient in terms of frequency and viscosity. The theoretical result of this wave equation are compared with experimental result. Each wave equation, varying with the propagation coefficient, is analyzed theoretically. Then, a sinusoidal wave generator is built in order to make better sinusoidal waves, and a rectifier is built to eliminate the noise from the hydraulic pump. The theoretical results of the wave equation in the flow of viscous fluid agree well with the experimental results.

**Key words:** Wave propagation(파동전파), Unsteady flow(비정상유동), Pulsating flow(맥동유동)

#### 기 호 설 명

$a$  : 관의 직경,  $d/2$

$c$  : 작동유의 음속,  $\sqrt{K/\rho}$

$E(z)$  : Poiseuille의 파동저항식

$X(z)$  : 전파계수

$U$  : 작동유의 속도 [m/s]

$K$  : 체적탄성계수 [ $N/m^2$ ]

$K_0$  : 시험관로의 체적탄성계수 [ $N/m^2$ ]

$P_1(s)$  : 상류 압력에 대한 라플라스 변환 [ $N/m^2$ ]

$P_2(s)$  : 하류 압력에 대한 라플라스 변환 [ $N/m^2$ ]

$Q_1(s)$  : 상류부의 유량에 대한 라플라스 변환

$Q_2(s)$  : 하류부의 유량에 대한 라플라스 변환

Re : Reynolds 수,  $vd/\nu$

$s$  : 라플라스 연산자,  $i\omega$

$T_l$  : 특성시간,  $l/c$

$i$  : 허수부

$I_0$  : 0차 수정 Bessel 함수

$I_2$  : 2차 수정 Bessel 함수

$J_0$  : 제1종 0차 Bessel 함수

$z$  : 무차원값,  $\sqrt{\chi_0 s}$

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7180; fax: +82-62-227-6329

E-mail address: ywmoh@chosun.ac.kr

$Z_0(s)$  : 서지임피던스

### 그리스 문자

$\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\nu$  : 동점성계수 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\omega$  : 각속도

### 하첨자

1 : 유압관로의 입구부  
 2 : 유압관로의 출구부

## 1. 서 론

기계공업의 자동화에 따라 효율적인 운전을 위해 유공압에 대한 관심이 높아지고 있다. 유체기계와 유압기계를 포함하는 관로계는 물질전달을 하면서 열을 발생하며, 동력을 전달하는 많은 기계류의 복잡한 관로계에서는 왕복동 피스톤 운동 때문에 맥동이 발생한다. 특히 유압시스템에서 동력을 전달하는 방법은 크고 작은 관로에 의해 동력을 전달시켜 방향, 크기, 위치 등을 조절하고 있다. 유압장치에서 동력을 전달하는 관로는 유압모터, 유압실린더 등과 같은 왕복동 기구와 연결되어 비정상유동에서의 주파수 특성에 대한 해석이 중요한 문제가 되고 있다. 항공기의 경우 고속으로 비행하면서 조향장치를 조절해야 하기 때문에 커다란 항력을 받는다. 착륙할 때에는 커다란 충격하중을 흡수할 수 있도록 랜딩기어시스템을 설계하기 때문에 유압에 의한 동력시스템 해석은 중요한 문제가 되고 있다.

동력을 전달하는 관로에서의 주파수 특성은 파수벡터와 관계가 있고 파수벡터가 커지면 운동량이 증가함과 동시에 파장이 작아짐을 의미한다. 파장이 작아지면 그만큼 외부의 외란과의 작용에 의한 영향이 달라질 수 있다. 유압장치의 외부적인 발생요인으로 유격현상(oil hammer)을 야기하고 관로 안에서 비정상유동이 발생하기 때문에 이에 대한 정확한 해석이 필요하다. 점성에 의한 마찰손실은 감쇠현상(damping)을 발생시키고 운동량 전달에 중요하게 작용하는 파동방정식의 전파계수를 변화시켜 유압동력전달 관로시스템 해

석에 중요한 영향을 미치게 된다.

지금까지 원형관로의 비정상유동에 대한 연구는 많이 이루어져 왔으며, 그 내용을 기술하면 Atabek and Chang<sup>(1)</sup>은 선형화 기법을 이용하여 점성유체의 층류 맥동유동에 관한 입구효과를 분석하여 강관에 대한 Navier-Stokes식을 해석하였다. Lindford<sup>(2)</sup>는 유동장 내에 투입된 잉크에 대한 동화상으로부터 얻은 속도자료에 의하여 강관 내 진동유동에 대한 운동방정식을 확인하였다. Young and Young,<sup>(3)</sup> Brown<sup>(4)</sup>은 유체 관로에서 라플라스 영역 2차원 점성유동 파동방정식을 역변환시켜, 반 무한 관로에서 급격하게 변화하는 전파해석과 과도응답 특성을 임피던스 함수를 사용하여 이론적으로 해석하였다. Atabek et al.<sup>(5)</sup>은 열선유속계에 의한 측정과 1개의 매개변수에 의한 고찰을 통하여 비교할 때 발달하고 있는 맥동유동의 식과 비교적 잘 일치함을 보여주었다. Ruterborries<sup>(6)</sup>는 강관과 유연관(flexible tube) 내의 유동이 서로 다르다고 단언하고, 열선풍속계를 이용하여 비정상유동 속도를 측정함으로써 혈관 내의 유동을 시뮬레이션하였다. Davis,<sup>(7)</sup> Florio<sup>(10)</sup>는 유동장 내에 수소 기포를 투입한 다음 섬광전구(strobe light)와 스틸카메라를 이용하여 맥동유동의 완전히 발달한 영역뿐만 아니라, 입구영역에서 속도분포를, Reynolds 수를 200 이하로 제한하고 열선유속계로 측정하였다. Turgut<sup>(8)</sup>은 맥동유동의 임계 Reynolds 수가 정상 Poiseuille 유동의 임계 Reynolds 수보다 높다는 것을 증명하였다.

Ohmi and Usui<sup>(9)</sup>는 관의 단면을 다수의 영역으로 나누고 4개의 특성변수를 제한하여 시간 평균 Reynolds 수와 무차원 각속도의 함수로 규정하고 이들에 의한 유동형태를 분류하였다. Sigawa<sup>(11)</sup>은 유압관로에서 주파수 변화에 대한 유동 특성 연구를 시작하였고, Brown et al.<sup>(12)</sup>은 점성이 주파수 영향을 받을 경우 관로에서 과도유동 특성을 이론적으로 연구하였다. Shemer et al.<sup>(13)</sup>은 모드수가 큰 경우 점성유체 관로에서 파동의 전파상수를 모드별로 연구하여 발표하였다. Yokoda et al.<sup>(14)</sup>은 맥동유동에서 고주파 특성을 실험적으로 제시하였고, Yoo et al.,<sup>(15)</sup> Na et al.<sup>(16)</sup>은 관로의 직경이 작은 유압관로 내에서 점성과 압력을 고려한 전달함수를 유도해 실험적으로 비교 검토하였다.

본 연구의 목적은 유압관로 내에서 정상상태에

서 층류유동 마찰저항 Hagen-Poiseuille 유동을 포함하는 파동방정식을 통해 전달함수를 유도하고, 이를 실험의 결과와 비교하여 동력전달의 안정성에 영향을 미치는 맥동유동의 압력파를 이론적, 실험적으로 검토하는 데 있다.

2. 이론해석

수평으로 놓여진 원형관 내부유동으로 중력을 무시하여 완전히 발달된 비정상 축대칭 유동에 대한 지배방정식은 Fig. 1에 나타난 것과 같은 원통 좌표계에서 아래와 같이 정의된다.

원통관에서 축방향의 좌표를  $x$ 라고 하고 반지름 방향의 좌표를  $r$ 이라고 할 때 운동량방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) = 0 \quad (1)$$

여기에서  $u$ 는 축 방향속도,  $\nu$ 는 동점성계수,  $t$ 는 시간,  $p$ 는 압력이다.

위 식을 라플라스 변환하고 경계조건으로 비점착 경계조건(non-slip condition)을 이용하여 속도항을 정리하면 다음과 같다.

$$U(x, s) = \frac{1}{J_0 j a \sqrt{(s/\nu)}} J_0(jr\sqrt{s/\nu}) \times \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} - \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \quad (2)$$

위 식에서  $s$ 는 라플라스 연산자,  $J_0$ 는 제1종 베셀함수,  $\rho$ 는 밀도,  $j$ 는 허수이고,  $U(x, s)$ 와  $P(x, s)$ 는 속도  $u(x, t)$ 와  $p(x, t)$ 의 라플라스 변환값이다. 식(2)를 수정 베셀함수

$I_n(x) = j^{-n} J_n(jx) = e^{-n\pi/2} J_n(jx)$ 를 이용하여 정리하면 다음과 같다.

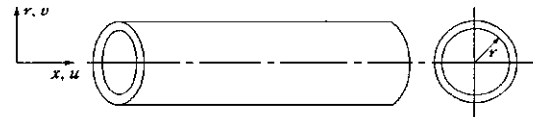


Fig. 1 Cylindrical coordinate and velocity components.

$$U(x, s) = \frac{1}{I_0(a\sqrt{s/\nu})} [I_0(r\sqrt{s/\nu}) - I_0(a\sqrt{s/\nu})] \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \quad (3)$$

관로 내에서 적용한 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

식(3)을 이용하여 유량을 다음과 같이 이용하였다.

$$Q = A\bar{U} = \int_0^a 2\pi r U(x, s) dr \quad (5)$$

식(4)를 라플라스 변환하고, 식(5)를 이용하여 단면 평균 속도항을 정리하면 다음과 같다.

$$\bar{U}(x, s) = -\frac{1}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \left[ 1 - \frac{2I_2(a\sqrt{s/\nu})}{a^2 I_0(a\sqrt{s/\nu})} \right] \quad (6)$$

식(6)에  $I_0$ 와  $I_2$ 는 수정 제1종 베셀함수이다.

식(6)을 이용하여 식(5)에 대입하면 유량은 정리하면 다음과 같다.

$$Q = -\frac{A}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \left[ 1 - \frac{2I_2(a\sqrt{s/\nu})}{a^2 I_0(a\sqrt{s/\nu})} \right] \quad (7)$$

식(4)를 라플라스 변환하고, 식(7)을 이용하여 정리하면 전파계수를 포함한 파동방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 P(x, s)}{\partial x^2} - \frac{s^2}{c^2} \times \frac{1}{\left[ 1 - \frac{2I_2(a\sqrt{s/\nu})}{a^2 I_0(a\sqrt{s/\nu})} \right]} P(x, s) = 0 \quad (8)$$

여기에서  $c^2 = K/\rho$ 로 정의된 관 내에서 음속이고, 식(8)을 아래 변수를 이용하여 간략하게 정리하였다.

$$\frac{\partial^2 P(x, s)}{\partial^2 x} - \left[ F(z) \frac{s}{c} \right]^2 P(x, s) = 0 \quad (9)$$

여기에서  $z = \sqrt{\chi_0 s}$ ,  $\chi_0 = \frac{a^2}{\nu}$  라면,  $F(z) = \left[ 1 - \frac{2I_2(z)}{a^2 I_0(z)} \right]^{-1/2}$  이다.

유압관로에서 작동유체가 기름일 경우 점성의 영향이 물이나 공기에 비해 크고, 관로의 압력에 비해 상대적으로 직경이 작기 때문에 압력이 높아진다. 내부 유동속도가 적고, 직경이 작은 유압관로에서 마찰계수는 층류 정상유동의 속도분포를 나타내는 Hagen-Poiseuille 속도분포에서의 저항값( $8\mu/a^2$ )을 이용하여 유량에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$Q = -\frac{A}{8\mu/a^2} \frac{\partial b}{\partial x} \tag{10}$$

여기에서  $A$  는 관로의 단면적이다.

식(10)을 라플라스 공간인  $s$  평면으로 쓰고, 식(9)에서 이용한 변수  $\chi_0$ 로 정리하면 다음과 같다.

$$Q(x, s) = -\frac{A}{\rho(s + 8/\chi_0)} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \tag{11}$$

식(11)을 축방향 성분  $x$ 로 미분하고 연속방정식(4)를 라플라스 변환한 다음 대입하여 정리하면 다음과 같은 파동방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 P(x, s)}{\partial x^2} - \frac{\rho}{K} s^2 \left( 1 + \frac{8}{s\chi_0} \right) P(x, s) = 0 \tag{12}$$

식(9)와 비교하기 위해 식(12)는 다음과 같이 정리하였다.

$$\frac{\partial^2 P(x, s)}{\partial x^2} - \left[ E(z) \frac{s}{c} \right]^2 P(x, s) = 0 \tag{13}$$

여기에서  $E(z) = \sqrt{1 + 8/z^2}$  이다.

점성의 영향을 무시할 만큼 매우 빠른 시간에 변화하는 유격현상인 경우 식(9)와 (12)에서 전파계수에서 점성을 무시할 수 있다. 그러므로 식(11)의 유량식은 다음과 같이 된다.

$$Q(x, s) = -\frac{A}{\rho s} \frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \tag{14}$$

식(4)를 라플라스 변환한 다음 속도값  $U(x, s) = Q(x, s)/A$  를 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{AP(x, s)s}{K} = -\frac{\partial Q(x, s)}{\partial x} \tag{15}$$

식(14)를  $x$ 로 미분하고 식(15)를 대입하여 정리하면 다음과 같은 파동방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 P(x, s)}{\partial x^2} - \left( \frac{s}{c} \right)^2 P(x, s) = 0 \tag{16}$$

두 단면에서의 파동방정식(9), (13), (16) 중 식(9)의 일반해를 만족하는 해는 다음과 같다.

$$P(x, s) = A_1 e^{iF(z) \frac{s}{c} x} + B_2 e^{-iF(z) \frac{s}{c} x} \tag{17}$$

유량과 압력비를 임피던스( $Z = P/Q$ )로 하여 유량에 대한 식(17)을 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$Q(x, s) = \frac{1}{Z} \left( A_1 e^{iF(z) \frac{s}{c} x} + B_2 e^{-iF(z) \frac{s}{c} x} \right) \tag{18}$$

여기에서  $Z$ 는 특성 임피던스로  $\rho c/A$ 이고  $A_1$ 과  $B_2$ 는 상수이다. 관로의 경계조건은

$$x = 0 \text{에서 ; } P(x, s) = P_1, \quad Q(x, s) = Q_1$$

$$x = l \text{에서 ; } P(x, s) = P_2, \quad Q(x, s) = Q_2$$

로 하여 적분상수를 결정한 다음 특성시간  $T_l = l/c$ 로 하여 정리하면 하류와 상류에서의 전달행렬식은 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} P_2(x, s) \\ Q_2(x, s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cosh X(z)sT_l & -ZX(z) \sinh X(z)sT_l \\ -\frac{1}{ZX(z)} \sinh X(z)T_l & \cosh XsT_l \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} P_1(x, s) \\ Q_1(x, s) \end{pmatrix} \tag{19}$$

위 식(19)에서  $X(z)$ 는 전파연산자로서 식(9),

(13), (16)의  $F(z)$ ,  $E(z)$ , 1로 바꾸어 3가지의 파동방정식을 해석한다. 유압관로의 길이가 반무한대일 경우에는 반사파를 무시할 수 있으므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P(x, s) = P(0, s)e^{-X(z)s\frac{x}{c}} \quad (20)$$

$$P^*(x, s) = ZX(z)Q(0, s)e^{-X(z)s\frac{x}{c}} \quad (21)$$

3종류의 파동방정식(9), (13), (16)의 종속변수는  $a\sqrt{s/\nu}$ 의 변화에 따라 그 특성값이 달라진다. 각각의 특성값을 비교하기 위해 다음과 같은 변수를 사용했다.

$$\frac{|F(z)| - |E(z)|}{|F(z)|} \quad (\text{진폭비})$$

$$\frac{\angle F(z) - \angle E(z)}{\angle F(z)} \quad (\text{위상차}) \quad (22)$$

식(17)에서  $A_1$ 은 축방향으로 진행하면서 첫번째 항이 커지므로 물리적으로 모순이 되기 때문에 무시하였다. 상수  $B_2$ 를 기본압력 진폭  $P(0, s)$ 라 하고,  $X(z) = F(z)$ 일 때  $P(0, s) = 1/s$ 라하면 다음과 같다.

$$P(x, s) = \frac{1}{s} e^{-F(z)s\frac{x}{c}} \quad (23)$$

식(23)과 식(21)에서  $x/c$ 를  $T_x$ 로 하여 지연시간  $e^{-sT_x}$ 를 없애고  $t=0$ 에서 성립하는 유사파  $P^*(x, s)$ 를 얻을 수 있다.

$$P^*(x, s) = \frac{1}{s} e^{-s[F(z)-1]T_x} \quad (24)$$

식(18)에서 상수  $B_2$ 를  $Q(0, s) = 1/s$ 와  $X(z) = F(z)$ 로 하면 급격하게 변화하는 유동에 대한 압력응답을 알 수 있다.

$$P(x, s) = ZF(z)Q(0, s)e^{-F(z)s\frac{x}{c}} \quad (25)$$

식(25)에서 지연시간을 없애고 정리하면 다음

과 같다.

$$P^*(x, s) = \frac{1}{s} ZF(z)e^{-s[F(z)-1]T_x} \quad (26)$$

관로의 하류부분에 오리피스형 밸브를 부착하여 관로 내에 압력과 유량을 조절하였기 때문에 균일한 관에서 급격하게 단면이 변화하는 오리피스에서의 경우 다음과 같이 가정한다.

$$P_2 = K_0 Q_2 \quad (27)$$

식(19)에서  $X(z) = F(z)$ 라고 하고 식(27)을 이용하면 다음과 같다.

$$P_2(x, s) = P_1(x, s) \cosh sX(z) T_l - ZX(z) Q_1(x, s) \sinh sX(z) T_l \quad (28)$$

$$Q_2(x, s) = Q_1(x, s) \cosh sX(z) T_l - \frac{1}{ZX(z)} P_1(x, s) \sinh sX(z) T_l$$

식(27)을 이용하여 식(28)을 정리하면 다음과 같다.

$$P_2(x, s) = P_1(x, s) \times \frac{1}{K_0 \cosh sX(z) T_l + ZX(z) \sinh sX(z) T_l} \quad (29)$$

식(19)에서 전달함수를 전파계수의 특성에 따라 해석하기 위해 각각 식(9), 식(13), 그리고 식(16)의  $X(z) = F(z)$ 를 대입하여 식(29)는 다음과 같다.

$$\frac{P_2(x, s)}{P_1(x, s)} = \frac{1}{\cosh sF(z) T_l + Z_0 F(z) \sinh sF(z) T_l} \quad (30)$$

여기에서  $Z_0 = Z/K_0$ 이다.  $K_0$ 는 체적탄성계수이다.

### 3. 실험

본 논문에 이용한 실험장치의 회로도 는 Fig. 2에 나타내었다. 플런저펌프(HAWE Co. V30D)로

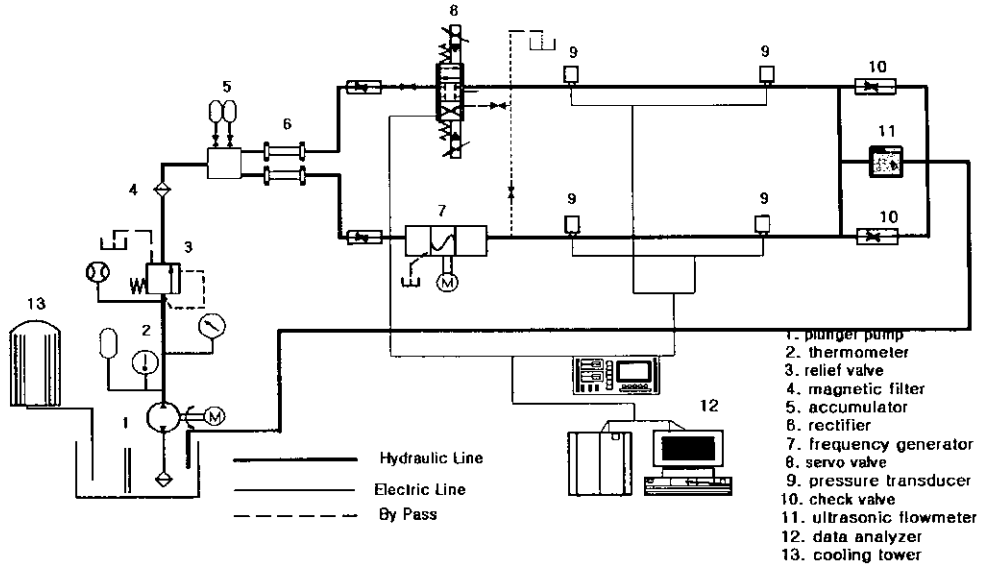


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

부터 발생하는 주파수 성분을 감쇠시키기 위해 유압펌프의 출구 바로 앞에 축압기(BOSCH Co.)를 설치하였고, 유압관로 앞에도 직렬로 2개의 축압기를 설치하여 서지(surge)압을 크게 감소시켰다.

축압기에 의해 제거되지 않는 고주파수 성분은 Fig. 5와 같이 제작한 정류기(Rectifier)를 시험관로에 500 mm 간격으로 2개를 삽입하여 외란을 최소화하였다. 임의의 주파수 대역의 진동유동을 발생시키기 위하여 스피어의 원주에 정현파형의 홈을 만들어 1,000 Hz까지 주파수 제어가 가능한 진동유동 발생기를 Fig. 3과 같이 제작하였다.

정상유동을 할 때에는 이 진동유동 발생기를 구동시키지 않는 상태에서 기름이 관로 내에 흐

르도록 하였다. 본 실험에서 사용된 작동유는 유압용 작동유(ISO VG46)를 작동유체로 사용하였으며, 동점성계수  $44 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 이고, 작동유의 온도는  $40 \pm 2^\circ\text{C}$ 를 유지하였으며 정상상태의 압력  $P = 4,000 \text{ kPa}$ 이다. 유량은 초음파유량계(Controtron Co. 990PF M-2F)를 이용하여 측정한다. 기름탱크로 재순환할 수 있도록 시스템을 구성하였으며, 기름탱크에 가열코일과 냉각탑을 설치하여 작동유체가 일정한 온도를 유지하도록 하였다. 순간적으로 변화하는 압력을 측정하기 위해 압력검출기(SENSOTEC Co. AP131)를 이용해서 상류와 하류에서 동시에 압력을 측정했다.

관로에서 직접 압력을 측정할 수 없으므로 매니폴드(Fig. 4)를 제작하여 압력을 측정하였다. 시

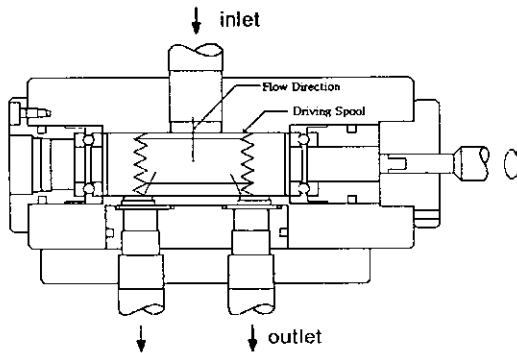


Fig. 3 Rotary type sinusoidal wave generator.

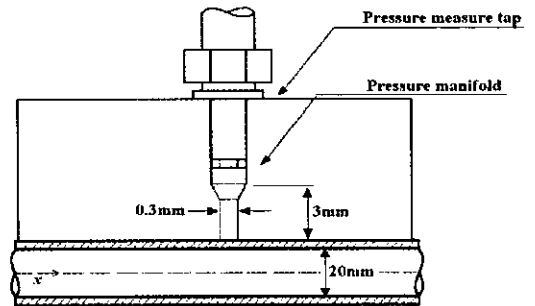
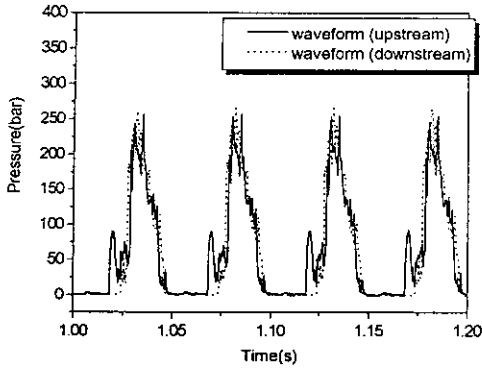
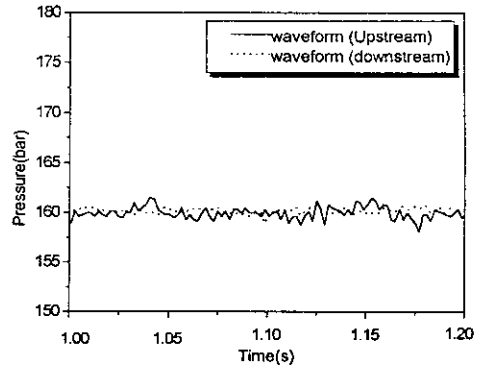


Fig. 4 Test section and pressure measurement manifold.



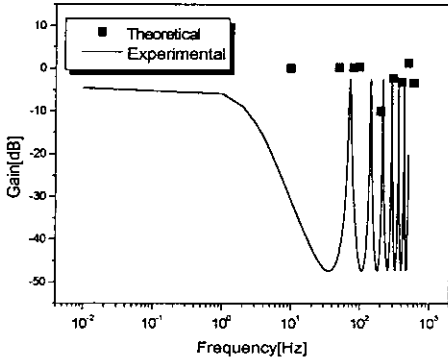


(a) Pressure wave forms (at=20 Hz)

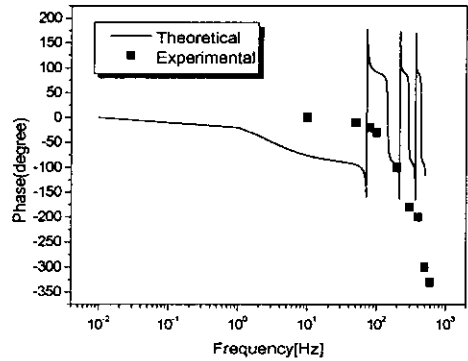


(b) Pressure wave forms (at=80 Hz)

Fig. 8 Frequency characteristics (servo-valve).

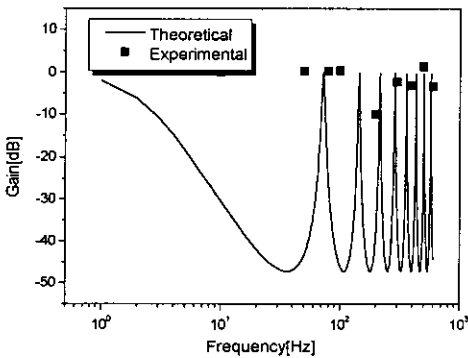


(a) Gain (dB)

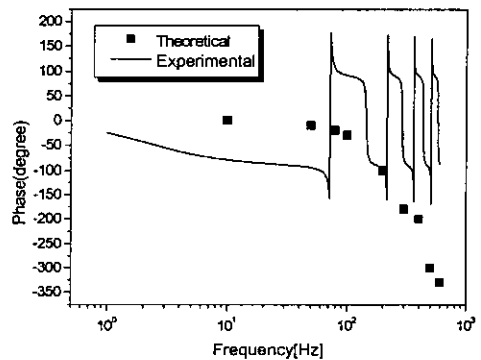


(b) Phase (degree)

Fig. 9 Frequency characteristics ( $X(z) = E(z)$ ).



(a) Gain (dB)



(b) Phase (degree)

Fig. 10 Frequency characteristics ( $X(z)=1$ ).

속적인 유동현상은 저주파수 영역일 때 스폴밸브의 오버랩 기간이 측정되어 저주파영역에서 서보밸브를 이용하여 전파 특성을 규명하는 것은 부적절함을 확인할 수 있었다. 80 Hz의 주파수영역

에서는 Fig. 8(b)에 나타난 것과 같이 잡음의 형태로 나타나서 주기성을 분석하는 것이 본 연구의 목적에는 서보밸브가 부합하지 않음을 확인하였고, 이와 같은 문제 때문에 주파수 발생기(Fig.

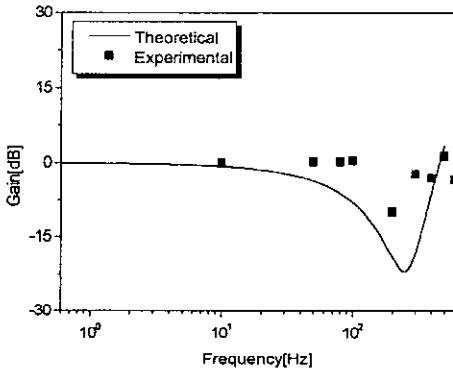


3)를 제작해 본 연구에 사용하였다. 유압관로에서 발생하는 유격현상에 의해 전달되는 압력과 모델을 해석하기 위해 관로 내에 흐르는 작동유체의 주파수 응답 특성을 진폭비  $|G_1(j\omega)|$ 와 위상지연

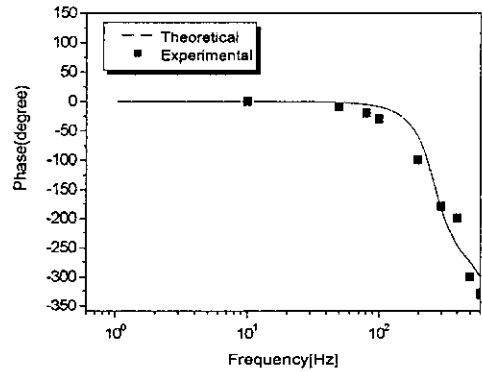
$\angle G_1(j\omega)$  및 주파수  $\omega$ 의 관계로 나타내었다.

Fig. 9는 Poiseuille 저항  $X(z)=E(z)$ 인 경우를 도시한 그래프이다.

Fig. 10은  $X(z)=1$ 인 과도유동의 형태를 이득

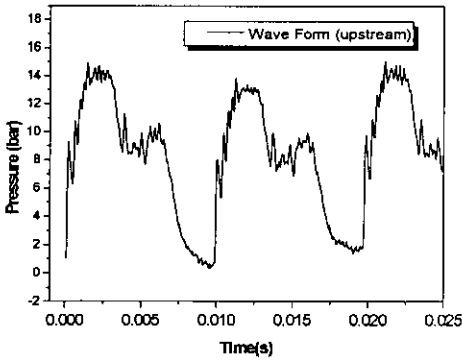


(a) Gain (dB)

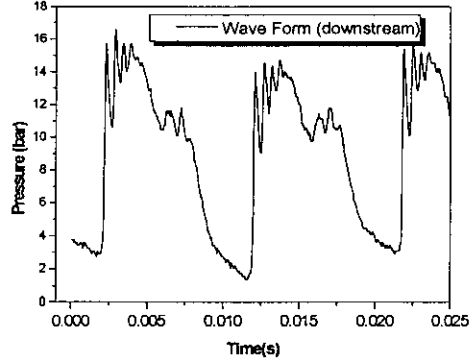


(b) Phase (degree)

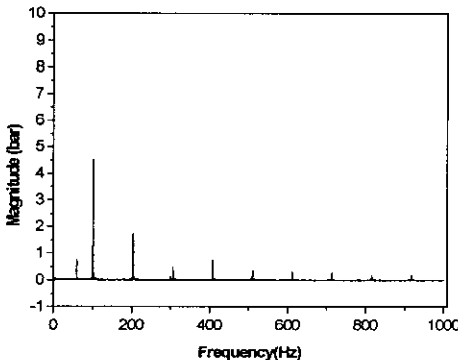
Fig. 11 Frequency characteristics ( $X(z) = F(z)$ ).



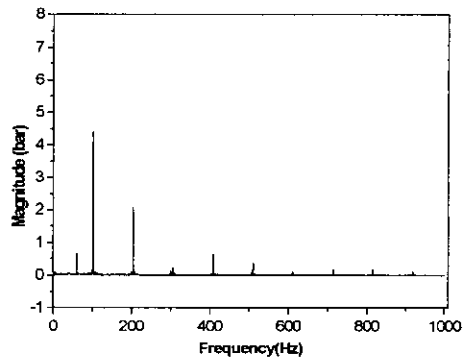
(a) Pressure wave forms (at=100 Hz)



(b) Pressure wave forms (at=100 Hz)



(c) FFT (upstream)



(d) FFT (downstream)

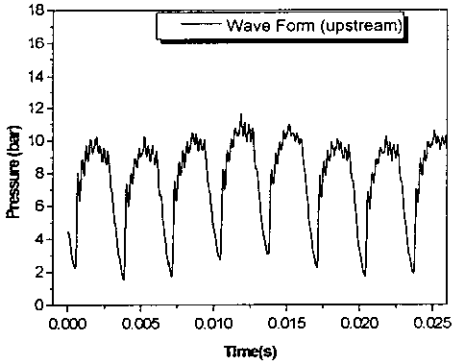
Fig. 12 Frequency characteristics (at=100 Hz).

(gain)과 위상(phase)의 형태의 그래프로 도시하였다. 층류 정상유동인 경우 점성을 고려한 이론곡선인 Fig. 9와 순간적으로 변화하는 과도유동인 경우의 이론곡선인 Fig. 10에서 개인값을 비교했다. 층류 정상유동인 때 점성을 고려할 경우 주파수가 증가함에 따라 점성을 이겨내기 위해 개인값의 변화가 과도유동에 비해 완만하게 나타나고 있다. Fig. 9와 Fig. 10에서 위상변화도 역시 점성을 고려한 층류 정상유동의 경우를 나타낸 Fig. 9(b)가 Fig. 10(b)에 비해 위상변화가 완만하게 나타나고 있다.

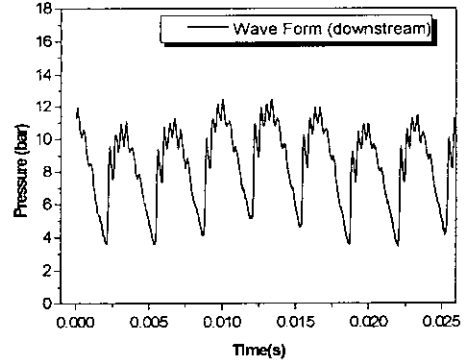
Fig. 11은 점성 유동저항의 파동방정식  $X(z) = F(z)$ 를 이용하여 이론과 실험을 각각 진폭비  $|G_1(j\omega)|$ 와 위상지연  $\angle G_1(j\omega)$  및 주파수  $\omega$ 의 관계로 나타내었다. Fig. 11에서의 실선(—)은 점성 유동저항의 파동방정식을 이용한 이론곡선이고, 사각형(■)은 실제 실험값을 나타낸 것이다. 주파수가 증가하면서 입사파의 전파계수가 커지

면 에너지 흡수가 커지기 때문에 작동유체의 밀도가 변화하게 된다. 주파수가 계속 증가하면 에너지 흡수가 일어나 작동유체의 밀도가 변하게 되고 주파수가 더 커지면서 에너지방출이 일어나는 과정을 반복하게 된다. 이것은 공진 주파수가 유압관로 내에 존재한다는 것을 의미한다. 주파수 특성 분석에서 진폭비  $|G_1(j\omega)|$ 가 커지면 유압관로에서는 동력손실을 유발시키는 임피던스가 증가되기 때문에 보다 많은 일을 하게 되고, 이것은 유압관로에서 동력손실과 밀접한 관계가 있다. 실험은 관로의 끝단에 오리피스를 부착하였으며, 입구압력과 출구압력 사이의 길이를 2m로 하고, 주파수를 영역을 10~600 Hz로 변화시키면서 실행하였다.

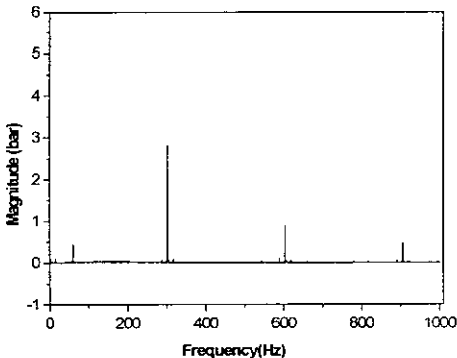
Fig. 12는 주파수 발생기에서 주파수 100 Hz를 발생시킨 정현파형을 측정한 결과이다. 이때 압력진폭은 1,500 kPa 정도이다. Fig. 12의 (c)와 (d)는 파수성분을 FFT한 결과곡선이다. 주파수대



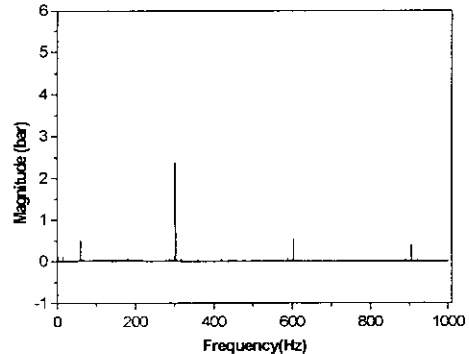
(a) Pressure wave forms (at=300 Hz)



(b) Pressure wave forms (at=300 Hz)

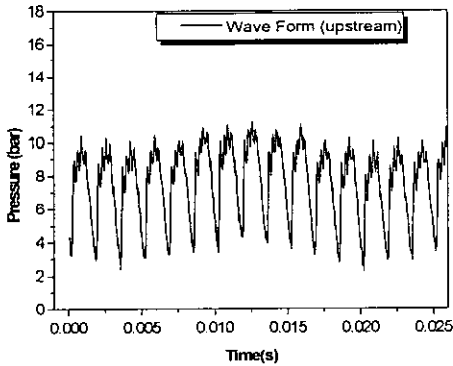


(c) FFT (upstream)

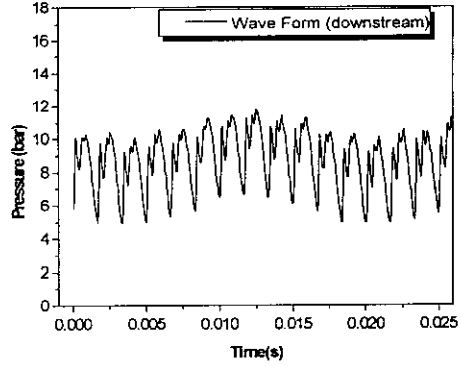


(d) FFT (downstream)

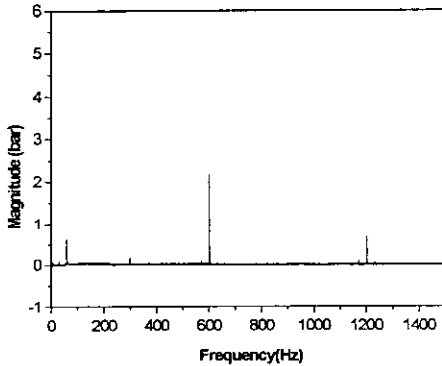
Fig. 13 Frequency characteristics (at=300 Hz).



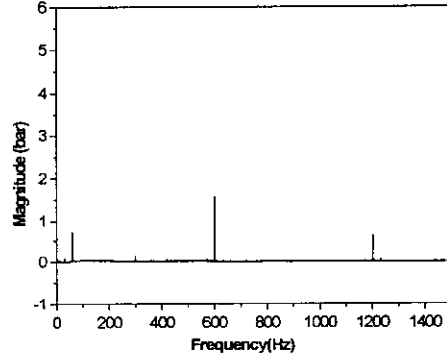
(a) Pressure wave forms (at=600 Hz)



(b) Pressure wave forms (at=600 Hz)



(c) FFT (upstream)



(d) FFT (downstream)

Fig. 14 Frequency characteristics (at=600 Hz).

역에서 최대압력은 발생주파수 100 Hz 부분에서 최대압력이 나타났다. 파형 중의 굴곡은 외부에서 발생시킨 파형과 유체 내부의 고유한 성질의 상호작용에 의해 발생된 것으로 본다.

Figs. 13, 14는 주파수가 300 Hz, 600 Hz일 때 실험결과이다. 본 실험에 의하면 주파수가 증가할수록 파장은 짧아지고, 압력진폭은 작아지는 현상이 일관성 있게 나타나고 있다. 주파수가 증가함에 따라 상류와 하류 사이에서 나타나는 위상의 지연현상이 현저하게 심해짐을 관찰할 수 있다. 상류의 압력진폭은 하류부에 설치된 오리피스에 의해 하류부에서도 줄어들지 않고 충분히 발달됨을 관찰할 수 있다. 고주파수일 때는 저주파수에 비해 압력진폭이 현저하게 줄어드는 것을 보이고 있다. 이는 임피던스 증가에 따라, 압력의 손실을 의미하고 동력손실로 이어진다. 유압관로에서 주파수가 증가함에 따라 리지스턴스와 같은 임피던스가 증가하고 맥동유동의 작동유체가 가

속하거나 감속하면서 유도성 임피던스가 증가한다. 이런 각종 임피던스는 유체의 동력을 전달하는 특성을 방해하는 요소로 작용하게 된다.

본 연구에서 이론 해석적으로 분석한 이론곡선이 급격하게 변화할 때 나타내는 식(16)보다는 점성을 고려한 식(9)가 실험값에 더 잘 일치하고 있다. 저주파수로 동력을 전달할 때는 신호체계가 동력원으로부터 멀리 떨어져 있으면 압력강하는 물론 최고압력이 발생하는 주파수대역이 달라질 수 있다. 고주파수로 동력을 전달하면 압력을 발생시켜 신호를 전달시키는 압력신호체계가 하류부분까지 변화하지 않으므로 저주파수 영역보다는 안정적이다. 고주파수를 이용하면 비행기 보조날개를 조절하거나 먼 거리까지 동력을 전달시킬 경우 동력전달관의 직경 및 동력을 전달하는 유량 등을 고려한 최적상태를 분석할 수 있다고 본다. 비행기의 착륙 때 순간적인 고압력을 받는 랜딩기어 시스템에 순간적인 충격량은 매우

크지만 점성저항의 영향은 상대적으로 작으므로 점성의 영향을 고려하지 않는 경우의 파동방정식 (16)을 적용하는 것이 타당할 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

유압시스템을 구성하고 있는 원형 관로에서 각각의 파동방정식을 도출한 후, 주파수 발생기를 사용하여 실험하여 비교 검토한 결과는 다음과 같다.

(1) 관로 내의 주파수가 저주파에서 고주파수로 증가할수록 이론해석에서의 점성저항을 고려한 파동방정식  $X(z) = F(z)$ 의 데이터와 실험을 통한 데이터가 비교적 일치하였다.

(2) 저주파수 영역에서는 작동유체가 비압축성 유체처럼 거동하므로 위상각의 변화가 거의 없지만, 주파수가 증가함에 따라 위상의 차가 생기고, 고주파수 영역에서는 위상각의 변화가 현저히 나타난 것을 알 수 있었다.

(3) 주파수 응답에 있어서 저주파수 영역에서 보다 고주파수 영역에서는 점성저항을 무시할 수 없다. 저항계수는 주파수와 함께 증대하기 때문에, 진폭비는 고주파수 영역에서 작게 된다. 따라서 고주파수 영역에서는 점성저항의 영향을 크게 받는 것을 확인할 수 있었다.

(4) 주파수가 증가함에 따라 압력파의 진폭이 줄어드는 이러한 현상은 주파수 증가에 따른 임피던스 증가의 영향으로 압력의 감소를 의미하고, 이는 유량과 압력의 적으로 표시되는 동력의 손실을 일으킨다.

## 후 기

본 논문은 1996년도 조선대학교 교수 해외과건 연구비의 지원을 받아 수행하였습니다.

## 참고문헌

- Atabek, H. B. and Chang, C. C., 1961, Oscillating flow near the entry of circular tube, *Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Physik*, Vol. 12, p. 185.
- Lindford, R. G., 1961, Pulsating flow phenomenon, Ph.D. Thesis, University of Utah.
- Young, F. J. and Young, B. H., 1961, Impedance of tapered structures, *J. of the Acoustical of America*, Vol. 33, pp. 1206-1210.
- Brown, F. T., 1962, The transient response of fluid lines, *J. of Basic Engineering*, December, pp. 547-553.
- Atabek, H. B., Chang, C. C. and Fingerson, L. M., 1964, Measurement of laminar oscillatory flow in the inlet length of circular tube, *Physics in Medicine and Biology*, Vol. 9, p. 219.
- Ruterbories, B. H. and Ostrach, S., 1966, Velocity and pressure measurements of pulsating flow in a flexible tube, FTAS/TR-66/10, Case Institute of Technology.
- Davis, W., 1966, Experimental determination of the entrance length of pulsating flow in rigid tubes, Ph.D. Thesis, Purdue University.
- Turgut, S., 1966, Experimental determination of the critical reynolds number for pulsating poiseuille flow, *J. of Basic Engineering*, September, pp. 589-596.
- Ohmi, M. and Usui, T., 1967, Pressure and velocity distributions in pulsating turbulent flow, *Bulletin of the JSME*, Vol. 19, No. 129, pp. 307-313.
- Florio, P. J. Jr. and Mueller, W. K., 1968, Development of a periodic flow in a rigid tube, *ASME*, No. 68-FE-8.
- Sigawa, 1968, Research on the characteristics of frequency in hydraulic line *Journal of JSME series (B)*, Vol 71, No. 599, pp. 1702-1708.
- Brown, F. T., Margolis, D. C. and Sham, R. P., 1969, Small-amplitude frequency behavior of fluid line with turbulent flow, *J. of Basic Engineering*, pp. 678-693.
- Shemer, L. W. and Kit, E., 1985, Pulsating flow in a pipe, *J. Fluid Mech.* 153, pp. 313-317.
- Yokota, Suzuki and Kim Do-Tae, 1995, An Approach Extending the Potential of the Remote Measurement Method for Unsteady Flow Rate Using Hydraulic Pipeline Dyna-

- mics, JSME International Journal Series C, Vol. 38. No. 3.
15. Yoo Young-Tae, Moh Yang-Woo, Kim Ji-Hwan, 1997, Dynamic Response of Hydraulic Pipe Lines with a Small Diameter, Proceedings of the KSME 1997 Spring Annual Meeting, pp. 423-429.
16. Na Gee-Dae, Moh Yang-Woo, Yoo Young-Tae, Kim Ji-Hwan, 1998, A Study on the Frequency Response Characteristics of a Laminar Pulsating Flow in a Pipe, Journal of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, pp. 105-117.