

蓄壓器를 갖는 油壓管路의 動特性에 관한 研究

李 一 永* · 洪 奉 基*

Dynamic Response of Hydraulic Transmission Lines with an Accumulator

Ill-yeong LEE* · Bong-ki HONG*

More recently, unsteady flow in small-diameter pipes plays a major role in liquid propellant rocket systems, hydraulic and pneumatic control system, and elsewhere. And it has shown that line dynamics can have a marked effect on the hydraulic system characteristics.

In this paper, transfer function of hydraulic lines with an accumulator and an outlet orifice is developed and compared with experimental data from frequency response tests at various air volume (V_a) and the location of accumulator (l_1/l_2), so that their performance may be correctly and easily predicted and the design of the systems incorporating them improved.

The obtained results are as follows:

1. The dynamic response of hydraulic lines may be analyzed more accurately by use of the viscous term(22) in unsteady laminar flow.
2. There was good agreement between the theoretical and experimental results of this investigation, and hydraulic systems with lines included an accumulator can be analyzed more accurately by use of the pressure transfer function given by eq. (16).
3. For the mitigation of surge in hydraulic lines, it is more effective that the location of accumulator is close to the pipe outlet side.
4. According to the gas volume of accumulator is increased (the sealing pressure is close to mean line pressure), the damping effect of pressure wave is improved.

緒 論

油壓制御回路에 있어서 定常狀態 및 非定常狀態의 諸特性을 알기 위해서는 회로를 구성하는 요소인 油壓펌프, 油壓모터, 밸브류, 액츄에이터 등의 特性 뿐만 아니라, 管路의 特性도 정확히 해석할 필요가 있다.

管路内에서의 流體의 過渡的인 흐름이나 周期的인 흐름 등, 이른바 흐름의 動特性이 문제가 된 것은 비교적 최근의 일로 고속 서어보 기구, 복잡한 시퀀스 回路 등의 管路内 흐름의 特性은 系와 裝置에 큰 영향을 미치게 됨이 보고되어 있다.¹⁾

油壓回路에 있어서 蓄壓器는 蓄壓효과와 충격압력 흡수를 목적으로 사용되며, 이러한 용도에 蓄壓器를

*釜山水產大學, National Fisheries University of Busan

적용하는 경우 蓄壓器의 特性 및 蓄壓器가 管路의 特性에 미치는 영향을 충분히 알아야만 所期의 효과를 예견할 수 있으나 이에 대한 문헌자료^{2),3)}는 매우 드문 형편이다.

본 연구에서는 油壓管路에 蓄壓器와 오리피스가 결합된 回路의 周波數 特性을 이론적으로 해석하여 管路의 入口部와 出口部의 壓力을 入力과 出力으로 하는 壓力 傳達函數를 구하고 周波數 變化에 따른 振幅比와 位相角의 特性을 구하여 實驗結果와 比較함으로써 실제의 응용에 편리한 자료를 제공함을 목적으로 하였다.

D'Souza 등⁴⁾의 해석에서는 傳達函數에 Bessel 函數가 포함되어 있어 數值計算이 매우 복잡하고, 실제 管路의 제조건, 예를 들면 曲管, 直徑이 상이한 관들의 配管등에 대하여 응용하기가 곤란하므로 본 연구에서는 실제적인 면을 고려하여 간단하고 近似度가 높은 식으로 動特性을 표시하였다. 특히 管路上에 설치된 蓄壓器가 管路의 特性에 미치는 영향을 조사하는데 중점을 두었으며, 蓄壓器에 관련된 인자인 蓄壓器의 설치위치, 蓄壓器內의 공기 용적을 변화시키면서 蓄壓器가 管路의 特性에 미치는 영향을 검토하였다.

理論的 考察

記號說明

- a : 管路內의 音速(cm/sec)
- b : 管路 內徑(cm)
- c : 管路 두께(cm)
- l : 管路 길이(cm)
- r₀ : 管路 半徑(cm)
- f : 管路 斷面積(cm²)
- ρ : 油壓油의 密度(kg·sec²/cm⁴)
- ν : 油壓油의 動粘度(cm²/sec)
- μ : 油壓油의 粘性係數(kg·sec/cm²)
- β : 油壓油의 壓縮率(cm²/kg)
- E : 管路의 縱彈性係數(kg/cm²)
- A₀ : 오리피스 斷面積(cm²)
- C₀ : 오리피스 流量係數
- V_a : 蓄壓器內의 空氣容積(cm³)
- β_a : 空氣의 壓縮率(cm²/kg)
- l_a : neck部 길이(cm)
- d_a : 蓄壓器 nozzle 직경(cm)
- f_a : 蓄壓器 nozzle 단면적(cm²)

- P₂₀ : 管路出口의 平均壓力(kg/cm²)
- Q₂₀ : 管路出口의 平均流量(cm³/sec)
- V' : 蓄壓器內의 기름의 體積(cm³)
- j : √-1, ω : 角周波數(rad/sec)
- s : Laplace 演算子

1. 油壓管路에 關한 理論

Fig. 1과 같이 內徑 d, 斷面積 f, 길이 l인 油壓 管路의 入口 壓力을 P₁, 入口 流量을 Q₁, 出口의 값을 각각 P₂, Q₂라 하고, 이들의 Laplace 變換한 것을 P₁(s), Q₁(s), P₂(s), Q₂(s)로 表示한다.

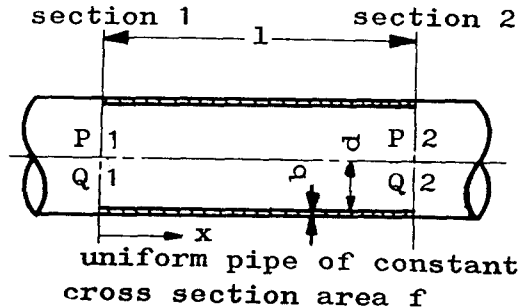


Fig. 1. Pipe schematic diagram.

管路內의 흐름이 층류이고, 그 粘性 抵抗이 정상 층류 때의 것과 같다고 하면, 管路內의 유체의 운동 방정식, 연속방정식, 상태방정식으로부터 다음의 식이 유도된다.⁵⁾

$$P_1(s) = P_2(s) \cosh \gamma(s)l + zQ_2(s) \sinh \gamma(s)l \dots (1)$$

$$Q_1(s) = P_2(s) \frac{1}{z} \sinh \gamma(s)l + Q_2(s) \cosh \gamma(s)l \dots (2)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} \gamma(s) &= \sqrt{s^2 + R_f s} / a \\ R_f &= 32\nu/d^2 (\text{抵抗係數}) \\ a &= 1/\sqrt{\rho(\beta + d/bE)} (\text{音速}) \\ z &= \rho a^2 \gamma(s) / f s \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

管路의 끝에 오리피스가 있을 경우, 오리피스로부터의 輸出 流量 Q는 $Q = C_0 A_0 \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}}$ 로 표시된다.

오리피스 輸出에서의 平均流量, 平均壓力의 比는 거의 일정함을 실험으로부터 알 수 있으며,

$$Q_{20}/P_{20} = K_0 \dots (4)$$

(4)식에서의 K₀값은 실험으로부터 구할 수 있다. 따라서, 管路出口에 오리피스가 있을 때의 境界條件에서 壓力 傳達函數 G(s)는 다음식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} G(s) &= P_2(s)/P_1(s) \\ &= 1/(\cosh \gamma(s)l + K_0 z \sinh \gamma(s)l) \dots (5) \end{aligned}$$

2. 蓄壓器를 갖는 油壓管路의 理論

Fig. 2와 같이 直管 油壓 管路上에 蓄壓器가 설치된 경우에 대하여 理論式을 전개하여 보면, 蓄壓器 設置位置에서 유체 흐름 방향에 대하여 前, 後의 壓力을 P, P' 라 할 때 $P=P'$ 로 가정 할 수 있으므로 蓄壓器와 管路와의 사이를 연결하는 neck 부분인 수직 판로에서의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\rho l_a}{f_a} \frac{dQ_a}{dt} + R_a Q_a = P - P_a \quad \dots\dots\dots(6)$$

여기서, P_a : 蓄壓器內的 壓力(kg/cm²)
 Q_a : neck部의 流量(cm³/sec)
 R_a : $32\mu l_a/d_a^2 f_a$ (管路抵抗)

연속방정식은,

$$Q = Q' + Q_a \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$Q_a = \beta V' \frac{dP_a}{dt} + \beta_a V_a \frac{dP_a}{dt} \quad \dots\dots\dots(8)$$

(8)식에서 $\beta \ll \beta_a$ 이므로 기름의 壓縮率 β 를 무시하면 (7)식은 다음과 같이 近似化된다.

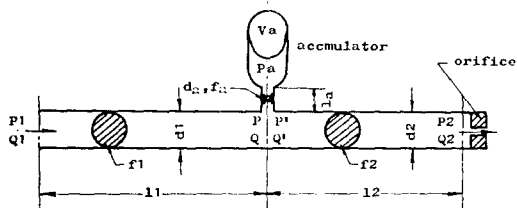


Fig. 2. Pipe schematic diagram with an accumulator and an orifice.

$$Q = Q' + \beta_a V_a \frac{dP_a}{dt} \quad \dots\dots\dots(9)$$

β_a : 空氣의 壓縮率($\beta_a = \frac{1}{kP_a}$, k : 比熱比)

Fig. 2에서, 管路의 前半部에 대하여 식(1), (2)를 적용하면,

$$P_1(s) = P(s) \cosh \gamma_1(s)l_1 + z_1 Q(s) \sinh \gamma_1(s)l_1 \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$Q_1(s) = \frac{1}{z_1} P(s) \sinh \gamma_1(s)l_1 + Q(s) \cosh \gamma_1(s)l_1 \quad \dots\dots\dots(11)$$

管路의, 後半部에 대해서는,

$$P'(s) = P_2(s) \cosh \gamma_2(s)l_2 + z_2 Q_2(s) \sinh \gamma_2(s)l_2 \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$Q'(s) = -\frac{1}{z_2} P_2(s) \sinh \gamma_2(s)l_2 + Q_2(s) \cosh \gamma_2(s)l_2 \quad \dots\dots\dots(13)$$

여기서, 添字 1, 2는 各各 管路의 前半, 後半을 표시한다.

식(6), (9)를 Laplace 變換하여 초가치를 구하면 다음의 식으로 된다.

$$\frac{\rho l_a \beta_a s^2}{f_a} P_a(s) + R_a \beta_a V_a s P_a(s) = P(s) - P_a(s) \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$Q(s) = Q'(s) + \beta_a V_a s P_a(s) \quad \dots\dots\dots(15)$$

$P'(s) = P(s)$, $Q_{20}/P_{20} = K_0$ 의 관계를 고려함으로써 식(10)~(15)로부터 壓力 傳送數 $G(s)$ 를 구하면 다음의 식과 같이 된다.

$$G(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{1}{1 + [\cosh \gamma_1(s)l_1 \{ \cosh \gamma_2(s)l_2 + z_2 K_0 \sinh \gamma_2(s)l_2 \} + z_1 \sinh \gamma_1(s)l_1 \cdot \left\{ \frac{1}{z_2} \sinh \gamma_2(s)l_2 + K_0 \cosh \gamma_2(s)l_2 \right\} + z_1 \sinh \gamma_1(s)l_1 \beta_a V_a \cdot \left\{ \frac{\cosh \gamma_2(s)l_2 + z_2 K_0 \sinh \gamma_2(s)l_2}{\beta_a V_a \rho l_a s^2 / f_a + \beta_a V_a R_a s + 1} \right\}]} \quad (16)$$

식(16)에서 $s=j\omega$, $\gamma_1(j\omega)l_1 = \alpha_1 + j\beta_1$, $\gamma_2(j\omega)l_2 = \alpha_2 + j\beta_2$ (여기서 $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 는 $\gamma_1(j\omega)l_1$ 및 $\gamma_2(j\omega)l_2$ 의 實數部와 虛數部임)로 하여 $G(j\omega) = 1/(A + jB)$ 의 꼴로 변형하면 振幅比, 位相角은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\left\{ \begin{aligned} |G(j\omega)| &= \frac{1}{\sqrt{A^2 + B^2}} \\ \angle G(j\omega) &= -\tan^{-1} \frac{B}{A} \end{aligned} \right. \quad \dots\dots\dots(17)$$

定常 層流인 경우, $\gamma(j\omega)l$ 의 實數部와 虛數部를 α, β 로 표시하면,

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha &= \frac{l}{a} \omega \left\{ 1 + \left(\frac{R_f}{\omega} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \sin \left\{ \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{R_f}{\omega} \right) \right\} \\ \beta &= \frac{l}{a} \omega \left\{ 1 + \left(\frac{R_f}{\omega} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \cos \left\{ \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{R_f}{\omega} \right) \right\} \end{aligned} \right. \quad \dots\dots\dots(18)$$

이 식에서 $\frac{R_f}{\omega} \ll 1$ 인 경우에는 α, β 는 다음과 같이 近似化할 수 있다.

$$\alpha \doteq \frac{l}{2a} R_f, \quad \beta \doteq \frac{l}{a} \omega$$

$$\left\{ \begin{aligned} \text{따라서, } \alpha_1 &= \frac{l_1}{2a} R_f, \quad \beta_1 = \frac{l_1}{a} \omega \\ \alpha_2 &= \frac{l_2}{2a} R_f, \quad \beta_2 = \frac{l_2}{a} \omega \end{aligned} \right. \quad \dots\dots\dots(19)$$

으로 되며, 粘性抵抗이 非定常層流에 기인하는 경우, $\gamma(s)$ 는 다음 식으로 주어진다.⁴⁾

$$\gamma(s) = sT(s)/a$$

$$T(s) = 1 / \left\{ 1 - \frac{2J_1(jr_0\sqrt{s/\nu})}{jr_0\sqrt{s/\nu}} \frac{J_0(jr_0\sqrt{s/\nu})}{J_0(jr_0\sqrt{s/\nu})} \right\} \dots(20)$$

이 식은 Bessel 函數를 포함하고 있어서 계산이 복잡하므로 다음과 같이 近似化한다.

$$\frac{2J_1(j\lambda)}{j\lambda J_0(j\lambda)} = \frac{2I_1(\lambda)}{\lambda I_0(\lambda)} \doteq \frac{2}{\lambda} - \frac{1}{\lambda^2} - \frac{1}{4\lambda^3} \dots$$

$$\doteq \frac{2}{\lambda} - \frac{1}{\lambda^2} \dots\dots\dots(21)$$

여기서, I_0, I_1 은 변형 Bessel 函數이다. 따라서, 식(20), (21)로부터,

$$\gamma(s) = \frac{l}{a} s T(s) \doteq \frac{\frac{l}{a} s}{\left\{ 1 - \frac{2}{r_0\sqrt{s/\nu}} + \frac{1}{r_0^2(s/\nu)} \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

여기서 $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 를 구하면 다음의 식으로 된다.

$$\alpha_1 = \frac{l_1}{a} \omega \frac{x/\sqrt{2}}{x^2 - \sqrt{2}x + 1}, \beta_1 = \frac{l_1}{a} \omega \frac{x^2 - x/\sqrt{2}}{x^2 - \sqrt{2}x + 1}$$

$$\alpha_2 = \frac{l_2}{a} \omega \frac{x/\sqrt{2}}{x^2 - \sqrt{2}x + 1}, \beta_2 = \frac{l_2}{a} \omega \frac{x^2 - x/\sqrt{2}}{x^2 - \sqrt{2}x + 1}$$

.....(22)

단, $x = r_0\sqrt{\omega/\nu}$ 이다.

裝置 및 方法

1. 實驗裝置

실험 장치의 구성은 Fig.3과 같다. 裝置는 壓力油 공급 부분과 管路 부분으로 구성되며, 壓力油 공급부에서는 吐出量의 脈動이 적은 배

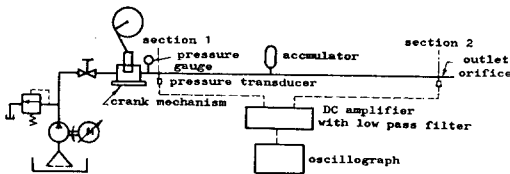


Fig. 3. Schematic diagram of test setup.

인 펌프에 의하여 壓力油가 공급되고 릴리프 밸브를 통하여 일정 압력의 기름이 正弦波 발생 장치의 입구측으로 공급되며, 管路를 통과하여 管出口에 설치된 오리피스스를 통하여 대기중으로 배출된다.

正弦波 入力를 발생시키는 장치로는 往復動 機構 (Fig.4, $\omega = 30 \sim 200 \text{ rad/sec}$)와 기어펌프($\omega = 200 \sim 600 \text{ rad/sec}$)의 吐出 壓力의 波形을 사용하였다.

실험에서 사용한 蓄壓器는 容量 2ℓ의 고무 봉지식 蓄壓器였으며, 管路는 JIS G 3454 scadule 40 壓力配管用 炭素 鋼管을 사용했고, 管路의 全長은 1,200 cm이며, 每 300cm마다 스티로폼 블록으로 지지하고 그 위에 샌드 백을 놓아서 고정하였다. 管路 入口部는 正弦波 발생 장치의 블록에 고정시키고 管路 出口部는 軸方向의 팽창이 가능하도록 하였다. 실험에 사용한 管路 및 油壓 作動油의 物理的 性質은 Table 1과 같다.

Table 1. Values of fluid and piping

$d,$	1.27cm	$E,$	$2.15 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$
$b,$	0.28cm	$\rho,$	$0.857 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$
$l_a,$	6.50cm	$\nu,$	$0.9 \text{ cm}^2/\text{sec}$
$d_a,$	0.79cm	$\beta,$	$6.25 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{kg}$
$A_0,$	0.03cm ²	$\beta_a,$	$0.089 \text{ cm}^2/\text{kg}$

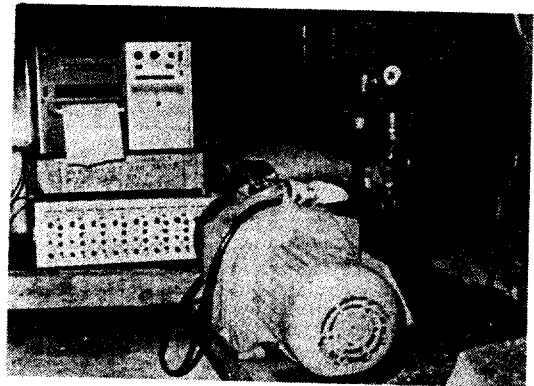


Fig. 4. Photo of test set up.

2. 實驗 方法

管路의 平均 回路壓는 8.0 kg/cm^2 , 平均 流量은 $29 \text{ cm}^3/\text{sec}$, 레이놀드 數는 32.3이였으며, 회로에 압력을 가하지 않았을 때의 蓄壓器의 초기 용적은 $1,923 \text{ cm}^3$ 이었다. 管路內의 音速 a 는 (3)식에 의한 계산치를 사용하였다.

入口部와 出口部의 壓力 波形은 스트레인 게이지식 壓力 變換機로 측정하고, 직류 증폭기(CDV-110-A型, low pass filter附)를 통하여 電磁 오실로그래프(RMV-550型)에서 기록하였다. 蓄壓器의 위치(l_1/l_2) 및 蓄壓器內의 공기 용적(V_a)을 여러가지로 변화시.

키면서 壓力 波形을 기록하여 이러한 波形으로부터 振幅比와 位相角을 측정하였다.

結果 및 考察

식(17)의 數值 計算에는 電子計算機(PANAFACOM U-300)를 이용하였으며, 식(19), (22)의 α_1 , β_1 , α_2 , β_2 를 사용하여 定常 層流 및 非定常 層流에서의 이론적 계산을 행하였다. Fig. 5는 實驗에서 측정된 入·出力 波形의 일례이며, 이와 같은 入力·出力의 波形으로부터 振幅比와 位相角을 구하고 이론적 계산 결과와 비교한 것을 Fig. 6~8에 나타내었다.

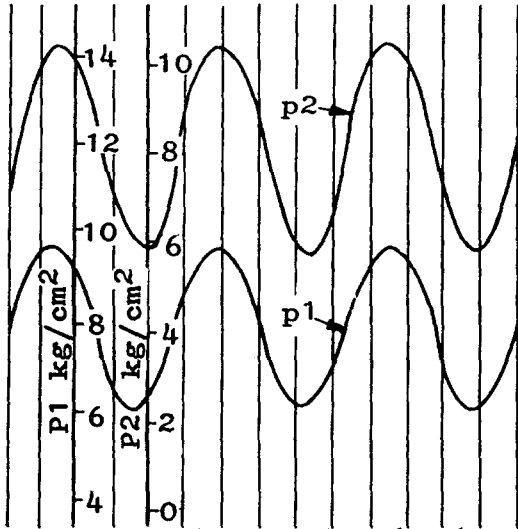


Fig. 5. Relation between inlet and outlet pressure wave at $l_1/l_2=0.33$, $\omega=100\text{rad/sec}$.

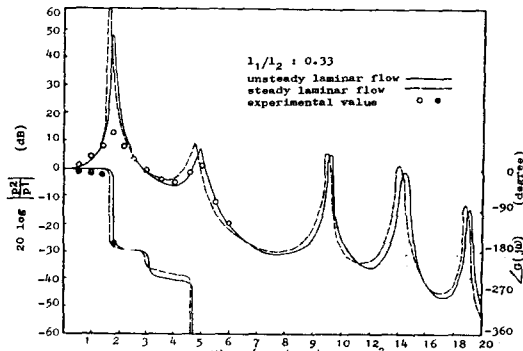


Fig. 6. Magnitude ratio and phase angle of pressure versus frequency at $l_1/l_2=0.33$.

Fig. 6은 定常 層流와 非定常 層流의 粘性 抵抗式을 사용하였을때의 이론적 계산치 및 실험치를 비교한 것으로, 前者에 의한 이론치는 共振點 부근의 振幅比가 실험치보다 매우 커지며, 저 주파수 영역에서 특히 粘性項의 영향이 두드러짐을 알 수 있다. 이후의 수치 계산에서는 非定常 層流에서의 粘性 抵抗式을 사용하였다.

Fig. 7은 蓄壓器內的 공기 체적을 변화시켰을 때의 管路의 특성을 표시하며, 封入 空氣量은 실험에 사용한 관로의 용적으로 환산한 管路 相當 길이(L_a)

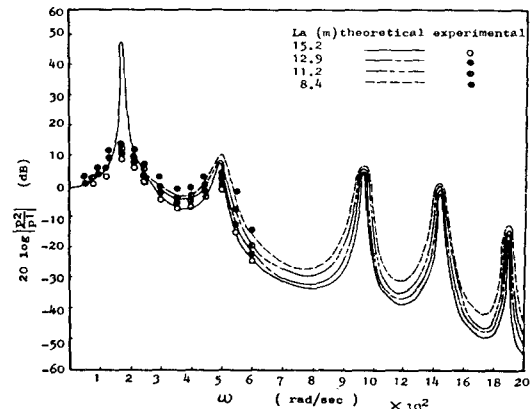


Fig. 7. Magnitude ratio of pressure versus frequency at various L_a .

로, 표시하였으며, 封入 空氣量이 管路 相當 길이로 15.2m, 12.9m, 11.2m, 8.4m에서 실험을 행하였다. L_a 변화에 따른 관로의 특성은 300rad/sec 이상의 주파수 영역에서는 理論 計算値는 실험치와 비교적 일치하나, 그 이하의 주파수에서는 일치하지 않으며, 이와 같은 결과는 수식 유도 과정에서 가정((21)식)의 영향으로 생각된다. L_a 가 증가함에 따라 振幅比는 전반적으로 감소되므로 壓力波의 減衰가 커짐을 알 수 있으며, 蓄壓器를 설치하지 않았을 경우 a)와 비교하면 蓄壓器를 설치한 경우에서의 振幅比가 주파수 증가에 따라서 현저히 감소함을 알 수 있다.

Fig. 8에서는 蓄壓器內的 공기 용적을 일정하게 유지시키고, 蓄壓器의 설치 위치를 변화시킨 경우의 주파수 변화에 따른 振幅比와 位相角을 표시하였으며, 이론 계산치는 실험치와 대체로 일치하고 있다. 蓄壓器의 설치 위치가 변화함에 따라 管路의 특성은 현저히 달라지며, 管路 入口측으로 접근할수록 壓力波의 減衰 효과가 적어짐을 알 수 있다.

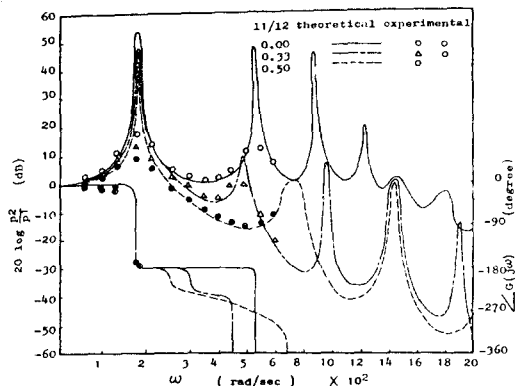


Fig. 8. Magnitude ratio and phase angle of pressure versus frequency at various l_1/l_2 .

要 約

蓄壓器가 설치된 油壓 管路의 壓力 傳達 特性을 해석하기 위하여 管路 入口와 管路 出口의 壓力을 入力와 出力으로 하는 주파수 傳達函數를 구하고 수치계산과 실험을 행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 周波數 傳達函數에서 粘性抵抗을 표시하는 $\gamma(j\omega)l$ 에 대하여 非定常流의 粘性 抵抗式을 近似解析한 式(22)를 이용하면, 油壓管路의 動特性을 상당히 정확하게 표시할 수 있다.

2. 蓄壓器를 설치한 油壓管路에서, 蓄壓器 및 管路에 관련된 인자들을 변화시키면서 壓力傳達特性의 理論計算을 행하였으며 그 결과는 실험치와 대체로

일치하고 있다. 따라서 본 연구에서 규명한 壓力 傳達函數는 蓄壓器를 갖는 油壓 回路系의 보다 정확한 특성 해석에 이용할 수 있다.

3. 油壓 回路의 설계시 서어지 압력이 문제가 되는 경우에는 蓄壓器의 설치 위치를 管路 출구쪽으로 잡는 것이 효과적이다.

4. 蓄壓器內의 공기 용적이 증가함에 따라서(封壓이 平均 回路壓에 접근함에 따라서) 壓力波의 減衰 효과는 증가한다.

文 献

- 1) C.R. Buttous(1972): Fluid Power Servomechanisms. VAN Nostrand Reinhold Co., 62-95.
- 2) 一柳 健(1969): アキュムレータによる油壓系の振動制振法. 日本機械學會論文集 35(270), 369-377.
- 3) 市川常雄·柿本耕二(1967): 油壓管路の脈動防止に關する研究. 日本機械學會講演論文集 179, 97-100.
- 4) D'Souza, A.F. and R. Oldenburger(1964): Dynamic Response of Fluid Lines. Trans. of ASME Ser. D 86, 589-598.
- 5) 竹中利夫·浦田暎三(1967): 油壓制御 丸善, 112-137.
- 6) 市川常雄·佐藤三郎(1967): 油壓管路の壓力傳達特性に關する研究. 日本機械學會論文集 33(252), 1232-1238.
- 7) 市川常雄·山口健二(1968): 油壓管路の周波數特性. 日本機械學會誌 71, 92-98.