

전기·유압 서보 밸브를 이용한 유압모터계의 회전수 제어

Speed Control of Oil Hydraulic Motor Systems Using an Electrohydraulic Servo Valve

김도태(경일대 기계공학부), 김혜수^{*}(경일대 대학원), 예용택(경일대 기계공학부)

D. T. Kim (Kyungil Univ.), H. S. Kim (Graduate School, Kyungil Univ.), Y. T. Yea (Kyungil Univ.),

ABSTRACT

Hydraulic pipeline between servo valve and actuator affect the dynamic characteristics of electrohydraulic servo systems in serveral ways. This paper deal with the speed control of oil hydraulic gear motor using electrohydraulic servo valve. The frequency and transient response of electrohydraulic servo valve coupled to a gear motor is analyzed. In particular, the effect of short and long hydraulic pipelines between servo valve and gear motor is investigated. The dynamic characteristics of the speed control system of gear motor with short pipeline is first described via frequency response experiments with small signal linearized analysis. Loner pipeline is applied distributed parameter pipeline model with consideration of frequency dependent viscous friction.

Key words : Fluid power systems (유공압 시스템), Electrohydraulic servo systems (전기·유압 서보 시스템), Speed control (속도제어), Hydraulic pipeline dynamics (유압관로의 동특성)

1. 서 론

전기·유압 서보 시스템(electro hydraulic servo system)에서, 제어밸브와 유압 액츄에이터를 연결하는 관로의 길이가 짧고, 고려하여야 할 현상의 시간 변화율이 압력과의 전과시간보다 충분히 작은 경우에 대하여 관로의 특성은 집중정수계(lumped parameter system)로 취급할 수 있다. 이 때 관로내의 작동유의 질량 및 점성저항은 등가질량과 등가 점성저항으로 해석하고 있다. 그러나, 유압 서보시스템이 고속화·고응답화되고, 관로의 길이가 길어지면 작동유의 압축성 효과와 비정상 점성저항을 고려한 분포정수형(distributed parameter model)

관로모형을 사용하여 제어대상을 모델링하는 것이 타당할 것으로 사료된다. 관로 동특성의 영향을 받는 시스템에 있어서, 제어성능을 향상시키기 위해 제어기의 이득(利得)을 크게 하면 불안정하게 되어, 이득을 충분히 높게 설정하는 것이 불가능한 경우도 있다. 이러한 현상은 제어밸브와 액츄에이터를 연결하는 관로의 동특성의 영향이 하나의 원인으로 작용한다고 생각된다. 관로는 분포정수계이고, 파동전파의 영향을 무시하고 설계하면 불안정하게 되는 경우가 종종 발생하기 때문에, 본 연구에서는 분포정수계 관로 영향을 고려한 강인한 전기·유압 서보 제어계의 설계에 대하여 검토한다

2. 실험장치

Fig. 1은 본 연구의 제어대상인 전기·유압 서보밸브에 의한 유압모터 속도제어계의 개략도이다. 실험장치는 유압발생부, 제어부, 유압구동부(유압모터부) 및 계측·제어 신호처리부로 구성되어 있다. 유압펌프는 액셀 피스톤 펌프(배제용적 16cc/rev)를 사용하였고, 서보밸브 입구에서 압력맥동을 줄이기 위해 용량 4ℓ 축압기를 설치하였다. 서보밸브(Moog社)는 힘 피드백-부중합형(force feedback, underlapped spool type)을 사용하였다. 유압모터는 잇수가 11이고, 배제용적이 10.7cc/rev인 기어모터를 사용하였다. 서보밸브와 유압모터를 연결하는 관로는 내경 20mm, 길이 100cm, 145cm인 고압 배관용 강관을 사용하였다. 부하는 관성부하를 사용하였다.

서보밸브 입·출구 및 유압모터 입·출구의 압력은 고속 응답형 압력변환기로 측정하였고, 유압모터의 회전수는 tachogenerator로 측정하였다. 또한 유량은 터빈형 유량계로 평균유량을 측정하였고, 유온은 써미스터형 온도계로 측정하였다. 입력값, 압력, 회전수는 12bit A/D변환기를 통하여 마이크로 컴퓨터에 입력된다.

기준입력은 함수발생기를 사용하여 서보앰프에 입력된다.

작동유는 40℃에서 동점도가 0.32cSt인 것을 사용하였고, 실험하는 동안 작동유의 온도는 40±1℃로 유지하였다.

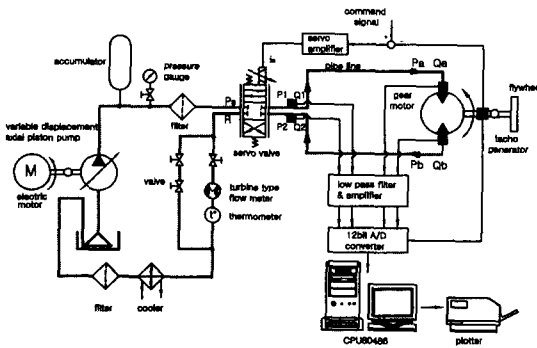


Fig. 1 Experimental apparatus

3. 시스템 모델링 및 실험결과

본 연구에서 대상으로 하는 유압모터 속도제어계의 구성을 Fig. 2 도시하였다. 설정 회전속도에 상당하는 전압을 서보밸브의 증폭기에 인가하면, 서보밸브에 의해 기어모터가 구동된다. 기어모터의 출력 속도는 직류 tachogenerator에 의해 검출되고($H=0.0054V/rpm$), 설정속도와 비교하기 위하여 피드백 되어, 서보밸브의 입력 전류를 제어하는 속도제어계로 구성되어 있다.

유압구동부의 기초방정식을 유도하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

- (1)기어모터내의 고압측에서 저압측으로 누설량은 압력차에 비례한다.
- (2)외부누설량은 압력차에 비례한다.
- (3)서보밸브 부하포트의 유입·유출구와 유압모터 입·출구를 연결하는 관로 길이는 같으며, 고압부와 저압부의 관로의 체적도 같다.
- (4)서보밸브 부하포트의 유입, 유출량은 근사적으로 같다.

3.1 시스템의 정특성

정상상태에서 서보밸브의 유량-압력 특성은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_1 = (k_0 + k_f i) \sqrt{P_s - P_1} \quad (1)$$

$$Q_2 = (k_0 + k_f i) \sqrt{P_2} \quad (2)$$

윗 식에서, P_s 는 공급압력, P_1 는 부하포트 서보밸브의 출력압력, P_2 는 귀환관로의 서보밸브 입구압력, Q 는 유량, i 는 서보밸브에 공급전류,

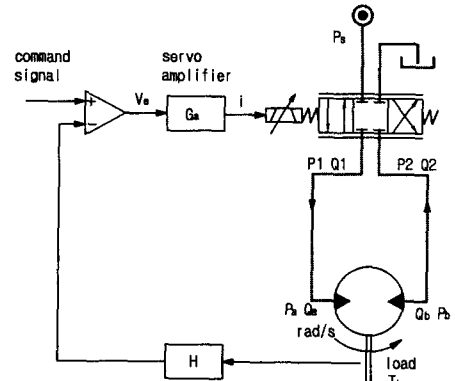


Fig. 2 Servo valve/motor speed control system

k 는 상수이다.

관로의 영향을 무시한 경우, 유압모터의 공급유량 Q_a 와 출구유량 Q_b 는 간단하게 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_a = D_m \omega + P_a / R_m \quad (3)$$

$$Q_b = D_m \omega - P_b / R_m \quad (4)$$

식에서, D_m 은 유압모터의 배제용적(=10.7cc/rev), R_m 은 유압모터의 저항계수이다.

또한 유압모터 마찰손실 토크 T_f 라 하면, 유압모터의 운동방정식은 식(5)로 나타낼 수 있다.

$$D_m(P_a - P_b) = T_f \text{sign}(\omega) \quad (5)$$

Fig. 3은 서보밸브 제어 유압모터 시스템의 정특성 실험결과이다. 횡축은 서보밸브에 인가되는 입력전류, 종축은 유압모터를 통과하는 유량, 회전수 및 압력강하를 나타낸다. 실험은 무부하 상태에서 수행하였다. 서보밸브에 전류가 미소하게 인가되는 영역 ($0 < i < 0.2\text{mA}$)에서는 유압모터는 회전하지 않으며, 모터 입·출구에서 큰 압력강하가 발생함을 알 수 있다. 이것은 식(5)의 토크방정식에서도 알 수 있듯이 모터가 정지된 상태에서 회전을 시작하려는 순간까지는 모터 내부의 쿨롱마찰과 스틱슬립(stick slip) 현상이 지배적으로 작용함을 알 수 있다. 또한 전류가 약 1mA 정도까지 인가될 때, 유압모터는 회전하지만, 유량이 0으로 표시되어 있다. 이 영역에서는 서보밸브가 부중합 영역에서 미소하게 열리기 때문에 밸브를 통과하는 유량이 아주 미소하여, 터빈형 유량계로는 측정이 불가능하였다.

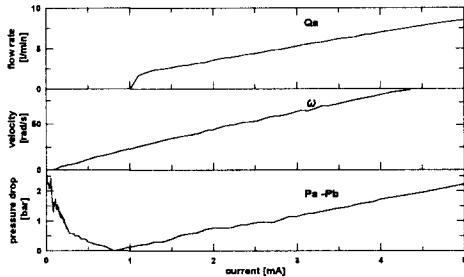


Fig. 3 Steady state characteristics

또한 입력전류가 증가함에 따라 서보밸브를 통과하는 유량과 유압모터의 각속도가 선형적으로 증가하며, 압력강하는 회전수가 낮은 영역에서 고체마찰에 의한 영향이 지배적이며, 회전수가 증가함에 따라 압력강하가 선형적으로 증가하는 것은 작동유의 점성에 의한 손실마찰 토크의 영향으로 판단된다.

3.2 관로의 길이가 비교적 짧은 경우

서보밸브와 유압모터를 연결하는 관로의 길이가 비교적 짧은 경우, 작동유의 압축성과 부하 토크의 관성을 고려하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_1 = k_f i \sqrt{P_s - P_1} = D_m \omega + C \frac{dp_1}{dt} \quad (6)$$

$$Q_2 = k_f i \sqrt{P_2} = D_m \omega - C \frac{dp_2}{dt} \quad (7)$$

$$D_m(P_1 - P_2) = J \frac{d\omega}{dt} + T_f \text{sign}(\omega) \quad (8)$$

식 (6), (7)에서, J 는 모터와 부하의 관성모멘트, $C = V/\beta$, V 는 유압모터에 연결된 고압측 관로의 체적, β 는 등가체적탄성계수이다.

다음, 식(1)~(7)까지의 식을 무차원으로 표시하기 위해 다음과 같은 무차원 변수를 사용하였다.

$$\omega_{ref} = \frac{k_f i}{D_m} \sqrt{\frac{P_s}{2}} \quad (9)$$

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{ref}}, \quad \bar{P}_L = \frac{T_f}{D_m P_s}, \quad \bar{i} = \frac{i}{i_{ref}} \quad (10)$$

페루프 제어계에서, 식(6)~식(8)으로부터 정상상태에 대한 무차원 해는 다음과 같다.

$$\bar{i} = \frac{1 + K_w}{[1 + K_w \sqrt{1 - \bar{P}_L}]} \quad (11)$$

$$\bar{\omega} = \bar{i} \sqrt{1 - \bar{P}_L} \quad (12)$$

$$K_w = \frac{GaH_w k \sqrt{P_s/2}}{D_m} \quad (13)$$

또한 식(6)~(8)을 선형화하여, 유압모터 속도 제어계에 대한 개루프 전달함수는 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$G(s)H(s) = \frac{K_w \sqrt{1 - \overline{P}_l}}{\frac{L_m C}{2} s^2 + \frac{L_m}{2R_v} s + 1} \quad (14)$$

식(14)에서

$$L_m = J/D_m^2$$

$$R_v = R_0 \frac{(1 + K_w \sqrt{1 - \overline{P}_l}) \sqrt{1 - \overline{P}_l}}{1 + K_w} \quad (15)$$

$$R_0 = \frac{\sqrt{2\overline{P}_s}}{k_f i_{ref}}$$

개루프 제어인 경우, 공진 주파수 ω_n 과 감쇠비 ζ 및 정상상태의 유압모터의 각속도 $\overline{\omega}$ 는 다음과 같다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2}{L_m C}}, \quad \zeta = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{2\tau}{1 - \overline{P}_l}} \quad (16)$$

$$\overline{\omega} = \sqrt{1 - \overline{P}_l}, \quad \tau = \frac{L_m}{CR_0^2}$$

윗 식에서 시스템의 동특성을 나타내는 무차원 수 τ 는 기계적인 시정수(time constant) L_m/R_0 와 유체 시정수 CR_0 의 비로 정의된다.

폐루프 제어인 경우, 공진 주파수 ω_n 과 감쇠비 ζ 및 정상상태의 유압모터의 각속도 $\overline{\omega}$ 는 다음과 같다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2(1 + K_w \sqrt{1 - \overline{P}_l})}{L_m C}} \quad (17)$$

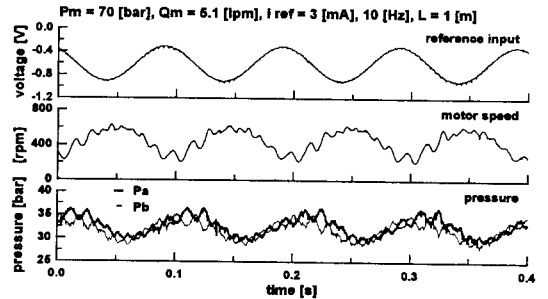
$$\zeta = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{2\tau}{1 - \overline{P}_l}} \frac{(1 + K_w)}{(1 + K_w \sqrt{1 - \overline{P}_l})^{1.5}}$$

Fig. 4 (a), (b)는 서보밸브의 평균 인가전압 $i_{ref} = 3\text{mA}$ 에 대하여, 정현파 10Hz의 미소변동 인가한 개루프 제어인 경우, 관성부하의 유무에 따른 회전수 변동과 압력강하 특성을 나타낸 것이다. 이 경우, 관로 길이 $L = 1\text{m}$, 공급압력 $P_m = 70\text{bar}$, 평균유량 $Q_m = 5.1 \text{ lpm} (\text{l/min})$ 이다. 관성부하가 없는 Fig. 4(a)의 경우, 모터 회전수와 모터 입·출구의 압력측측 파형에는 미소한 진폭을 가진 맥동성분이 포함되어 있다.

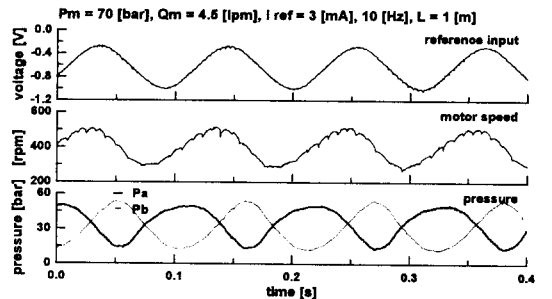
이 맥동성분은 기어모터의 영향으로 생각된다. 관성부하가 없이 무부하로 회전하는 경우에는 모터 전후에 압력강하가 거의 발생하지 않으며, 식(16)에서 알 수 있는 바와 같이 \overline{P}_l 가 아주 미소하기 때문에 시스템의 감쇠비 ζ 가 작아지므로 맥동성분이 발생되며, 또한 모터의 잇수가 11개이므로 1회전마다 약 11개의 미소한 진폭을 가진 맥동성분이 나타남을 알 수 있다.

관성부하가 작용하면, 식(16)에서 감쇠비 ζ 가 증가하게 되고 모터 회전수와 압력파형에서 맥동성분은 거의 발생하지 않는다.

Fig. 5는 서보밸브에 85Hz의 정현파를 인가한 경우의 계측파형이다. 이 때 모터의 평균 회전수가 약 463rpm이며, 모터의 잇수가 11개이므로, 모터의 기본 주파수가 약 85Hz이다. 따라서 서보밸브의 입력 주파수 성분과 일치하여 회전수 및 전체 압력파형에 강한 공진현상의 영향이 나타남을 알 수 있다.



(a) Without inertia load



(b) With inertia load

Fig. 4 Typical examples of measured waveforms

Fig. 6 (a), (b)는 1Hz 사각파 입력에 대한 모터 속도제어계의 개루프 과도응답 특성을 나타낸 것이다.

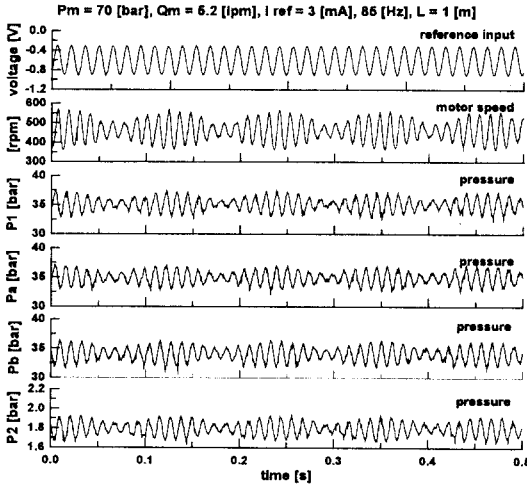
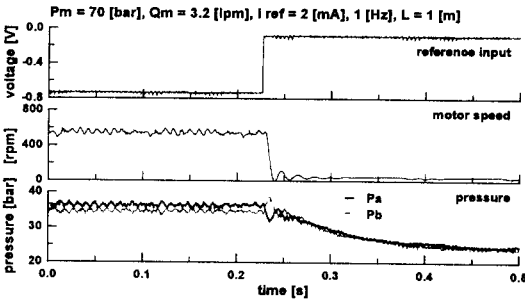
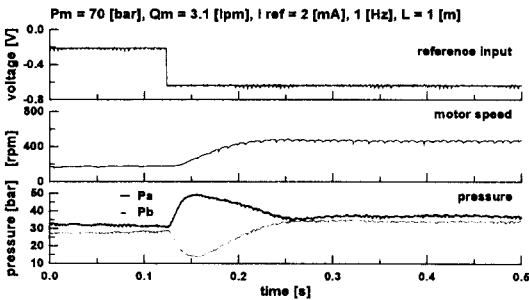


Fig. 5 Typical examples of measured waveforms



(a) Without inertia load



(b) With inertia load

Fig. 6 Transient response for 1Hz input

3.3 관로의 길이가 비교적 긴 경우

서보밸브와 유압모터를 연결하는 관로가 비교적 긴 경우에는 분포정수계 관로모델을 사용하여야 한다. Fig. 1에서, 선형화된 서보밸브 유량-압력 특성 및 서보밸브와 유압모터 사이의 분포정수 관로모델을 고려하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\delta Q_a = \frac{k_i \delta i}{G_{11}(s)} - \frac{\delta P_a}{R_v} \frac{G_{22}(s)}{G_{11}(s)} \quad (18)$$

$$\delta Q_b = \frac{k_i \delta i}{G_{11}(s)} + \frac{\delta P_b}{R_v} \frac{G_{22}(s)}{G_{11}(s)} \quad (19)$$

$$G_{11}(s) = \cosh \lambda(s)L + \frac{Z_0}{R_v} \sinh \lambda(s)L \quad (20)$$

$$G_{22}(s) = \cosh \lambda(s)L + \frac{R_v}{Z_0} \sinh \lambda(s)L \quad (21)$$

윗 식에서, 분포정수계 비정상 점성저항 관로모델인 경우, $\lambda(s)$, $Z_0(s)$ 는 관로의 전파상수와 특성 임피던스이며, 다음 식으로 주어진다.

$$\lambda(s) = \frac{s}{c} \left\{ 1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu} J_0(ja\sqrt{s/\nu})} \right\}^{-1/2} \quad (22)$$

$$Z_0(s) = \frac{\rho c}{\pi a^2} \left\{ 1 - \frac{2J_1(ja\sqrt{s/\nu})}{ja\sqrt{s/\nu} J_0(ja\sqrt{s/\nu})} \right\}^{-1/2} \quad (23)$$

여기서, a 는 관로의 반지름, c 는 음속, $J_n(x)$ 는 제1종 n 차 Bessel 함수, j 는 허수단위, s 는 라플라스 연산자, ν 는 작동유의 동점성 계수, ρ 는 밀도이다.

유압모터 내부체적은 관로의 체적에 비교하여 작기 때문에 무시하면, 식(14)의 수정된 개루프 전달함수는 다음 식으로 표시된다.

$$G(s)H(s) = \frac{K_u \sqrt{1 - P_i}}{\left[\frac{L_m}{2R_v} G_{22}(s) s + G_{11}(s) \right]} \quad (22)$$

페루프 제어인 경우, 모터 속도제어계의 특성 방정식은 식(20), (21)이 포함된 복잡한 형태로 주어지며, 해를 구하는 것이 매우 어렵다. 따라서 비정상 점성저항을 고려한 분포정수계 관로

모델을 사용하는 경우에는 식 (20)~(23)에 대한 근사식을 고려할 필요가 있다.

Fig. 7은 관로의 길이가 1.5m, 서보밸브에 인가전류를 4mA, 10Hz를 인가한 경우의 계측파형이다. 실험은 무부하 상태에서 수행하였다. 관로의 길이가 짧은 경우와 비교하여 보면, 관로가 길어짐에 따라 미세 진폭의 고주파 성분이 발생함을 알 수 있다.

Fig. 8은 서보밸브에 1Hz 사각파를 입력한 경우의 무부하 조건에서 실험한 결과이다. 여기서도 관로의 영향으로 정상상태의 회전수, 압력계측 파형에서 미세한 변동성분이 많이 나타나며, 또한 관로 길이의 증가로 압력강하 성분도 약간 증가함을 알 수 있다.

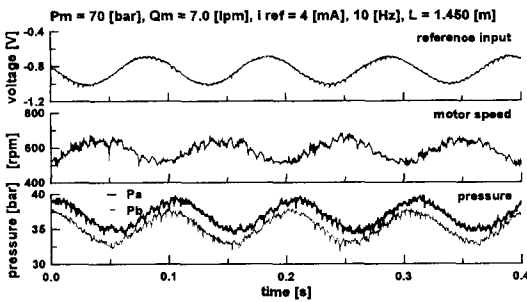


Fig. 7 Typical examples of measured waveforms

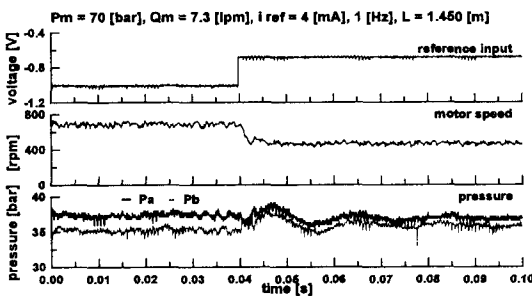


Fig. 8 Transient response for 1Hz input

4. 결론

본 연구에서는 서보밸브를 이용한 유압모터 속도제어계를 대상으로 하여, 서보밸브와 유압모터를 연결하는 관로의 영향에 대하여 검토하였다. 관로가 짧은 경우는 집중정수계로 고려하여 모델링 하였으며, 관로 길이가 긴 경우에는 분포정수계 관로모델을 이용한 동특성에 대하여 검토하였다. 그리고 정현파 입력에 대한 주파수 응답실험과 과도응답 특성 실험을 수행하였다.

향후 유압모터 속도제어계에 관로의 동특성을 고려한 수학적 모델링을 바탕으로 하여, 시뮬레이션, 페루프 제어특성 및 강인제어기 설계에 대하여 연구할 예정이다.

참고문헌

1. J. Watton, The generalized Response of Servovalve-Controlled, Single-Rod, Linear Actuators and Influence of Transmission Line Dynamics, Trans. ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 106, June, pp. 157-161, 1984.
2. J. Watton, Fluid Power Systems, Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control, Prentice-Hall, 1989.
3. K. Sanada, C. W. Richard, D. K. Longmore, D. N. Johnson, A Finite Element Model of Hydraulic Pipeline Using an Optimized Interlacing Grid System, Proc. Instn. Mech. Engrs. J. of System Engrs. Vol. 207, pp. 213-222, 1993.
4. K. Sanada, C. W. Richard, D. K. Longmore, C. R. Burrows, Pratical Requirements for Modelling the Dynamics of Hydraulic Pipeline, Proc. 2nd JHPS, Int. Symposium on Fluid Power, pp. 657-654, 1993.