

유압 제어계에서 서보밸브 모델링을 위한 새로운 선형화 방정식의 제안

김태형* · 이일영†

(2002년 10월 8일 접수, 2003년 3월 20일 심사완료)

A New Linearized Equation for Modelling a Servovalve in Hydraulic Control Systems

Tae-Hyung Kim and Ill-Yeong Lee

Key Words: Servovalve(서보밸브), Linearization(선형화), Operating Point(동작점), Hydraulic Control System(유압 제어계)

Abstract

In the procedure of the hydraulic control system design, a linearized approximate equation described by the first order terms of Taylor series has been widely used. Such a linearized equation is effective just near the operating point. However, pressure and flowrate in actual hydraulic systems are usually not confined near an operating point. This study suggests a new linearized flow equation for a servovalve as a modified form of the conventional linearized flow equation. Subsequently, a procedure to determine effective operating point for the new linearized equation is proposed. From the evaluations of time responses and frequency responses obtained from simulations for a hydraulic control system, the effectiveness of the new linearized equation and the procedure to determine effective operating point is confirmed.

1. 서론

유압 제어 시스템은 본질적으로 밸브의 히스테리시스, 밸브의 비선형 유량-압력 특성, 밸브 스펴에 작용하는 유체력, 비대칭 실린더를 사용할 경우에 발생하는 비대칭 구동력 등에 기인하는 비선형성을 갖는다. 그럼에도 불구하고, 유압 제어 시스템의 해석 및 제어기 설계에는 일반적으로 선형화 모델이 널리 사용되고 있다. 이와 같이 선형화 모델이 선호되는 이유는 종래의 각종 선형 제어 이론을 제어기 설계에 바로 적용할 수 있고, 설계의 초기 단계에서 전달함수로 표시한 모델로부터 시스템의 동적 응답성에 관한 직감적인 정보를 얻을 수 있기 때문

이다. 그런데, 선형화 모델에서는 불가피하게 다소간의 계산 오차가 발생하며, 보다 계산 오차가 적은 선형화 모델을 구하는 것은 유압제어 연구자들이 해결해야 할 오랜 기술적 과제의 하나로 남아 있다. 이 연구에서는 유압 제어 시스템이 갖는 비선형 요소들 가운데서 전기-유압 서보밸브의 비선형 유량식으로부터 구한 선형화 방정식에서 발생하는 오차를 최소화하는 기법을 제안한다.

현재까지 널리 사용되고 있는 유압 서보밸브의 선형화 방정식은 비선형 유량 방정식을 밸브의 동작점에서 Taylor 급수 전개하여 1차항까지를 취한 방정식이다.^(1~5) 이 선형화 방정식은 유압 제어 시스템의 거동이 동작점 주위에 머무를 때는 편리하게 사용할 수 있으나, 궤적 추종 제어와 같이 시스템의 거동이 동작점에서 멀리 벗어난 움직임을 보일 때는 큰 계산 오차가 발생하는 것이 문제이다.⁽¹⁾

유압 서보밸브의 비선형 유량-압력 방정식의 선형화에 관한 종래의 연구로서, Watton⁽⁶⁾의 연구에서는 언더랩(underlap)형 서보밸브로 비대칭 실린더

† 책임저자, 회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1612 FAX : (051)620-1405

* 부경대학교 대학원

의 위치 제어(이 때, 동작점 유량은 0임)를 수행할 때의 선형화 방정식 계수들을 실린더 구동 방향에 따라 2가지로 제안하였다. 그러나 Watton의 연구성과 역시 시스템의 거동이 동작점을 크게 벗어나지 않는 경우에만 유효한 기법이다. 종래의 연구에서, 유압 제어 시스템의 압력 및 유량이 동작점 주위에서 비교적 큰 폭으로 변화하는 경우에도 적용성이 우수한 선형화 기법으로는 피드백 선형화 기법이 있다.^(7,8) 그러나 이 방법은 제어계를 실현함에 있어서 비교적 정확한 비선형 모델과 추가적인 물리변수들의 계측, 그리고 비교적 많은 분량의 계산을 필요로 하기 때문에 적용의 편의성 면에서 문제가 있으며,⁽⁸⁾ 구해진 선형화 모델로부터 제어계의 동적 응답성에 관한 직감적인 정보를 얻는 것도 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 유압 제어 시스템 작동 중에 압력 및 유량이 큰 폭으로 변화하는 경우에도 비교적 정확한 유량 계산 결과를 얻을 수 있는 새로운 서보밸브 선형화 유량 방정식을 제안한다. 다음으로, 제안한 선형화 유량 방정식을 유압 제어 시스템 해석에 적용할 때에 유량의 계산 오차를 최소화할 수 있는 밸브 동작점(이후에는 유효 동작점이라 부름) 선정법을 제안한다.

제안한 선형화 유량 방정식과 유효 동작점 선정법의 유효성을 증명할 목적으로 비선형 유량 방정식, 기존의 선형화 유량 방정식 및 새로운 선형화 유량 방정식을 유압 제어 시스템의 동특성 해석에 적용하고, 수치 계산 결과를 비교, 분석한다.

2. 이론 해석

2.1 서보밸브의 유량 방정식

일반적인 유압 서보 제어 시스템은 서보밸브, 서보 액추에이터 및 부하계로 구성된다. 서보 액추에이터로서 대칭형 유압 실린더를 사용할 경우의 시스템 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서, p_s 는 시스템의 공급 압력, p_1 , p_2 는 액추에이터 내부 압력, Q_1 , Q_2 는 서보밸브의 유량, i_v 는 서보밸브의 입력 전류를 나타낸다.

본 연구에서 대상으로 하는 서보밸브는 서로 쌍을 이루고 대칭인(matched and symmetric) 교축 유로(throttle passage)를 갖는 임계 센터형(critical center type) 밸브이다. 서보밸브의 부하 유량 Q_i

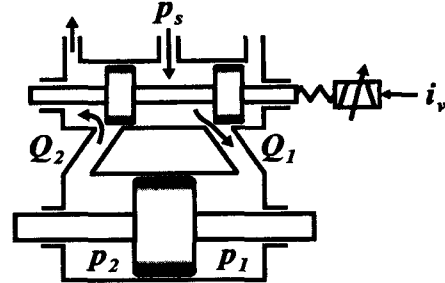


Fig. 1 Schematic of a general hydraulic servo system

은 다음과 같이 나타낼 수 있다.^(1,2)

$$Q_i = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_i \right)} \quad (1)$$

여기서, C_d 는 서보밸브 교축 유로의 유량계수, w 는 교축 유로 면적 대 스톨 변위의 비, x_v 는 스톨의 변위, ρ 는 유압 작동유의 밀도, p_s 및 p_i 는 각각 공급 압력 및 부하 압력을 나타낸다.

식 (1)에서 스톨 변위 x_v 가 서보밸브 토크 모터에 흐르는 전류 i_v 에 비례하여 변한다고 가정하면 식 (1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_i = K_{sv} i_v \sqrt{p_s - \frac{i_v}{|i_v|} p_i} \quad (2)$$

여기서, $K_{sv} \left(= \frac{Q_{m0}}{i_{vr} \sqrt{p_s}} \right)$ 는 비례 상수, Q_{m0} 는 $i_v = i_{vr}$, $p_i = 0$ 일 때의 유량 즉, 정격 무부하 유량, i_{vr} 은 밸브 정격 전류이다. 식 (1)과 (2)는 밸브내의 유동이 정상 상태 유동일 때에 성립한다.

2.2 기존의 서보밸브 선형화 유량 방정식

일반적으로 널리 사용되고 있는 서보밸브의 선형화 유량 방정식은 다음과 같다.^(1,2)

$$\Delta Q_i = k_i \Delta i_v - k_p \Delta p_i \quad (3)$$

여기서, Δi_v , Δp_i 및 ΔQ_i 는 각각 $i_v - i_v^*$, $p_i - p_i^*$ 및 $Q_i - Q_i^*$ 이며, i_v^* , p_i^* 및 Q_i^* 는 각각 밸브 동작점에서의 전류, 부하 압력 및 부하 유량이다. 또한, k_i 는 유량-전류 계수(flow-current coefficient), k_p 는 유량-압력 계수(flow-pressure coefficient)이다.

k_i 및 k_p 는 식 (2)를 i_v 및 p_i 에 대하여 편미분한 후, 적절한 변환 과정을 통하여 각각 다음과 같

이 표시된다.

$$k_i = K_{sv} \sqrt{p_s - \frac{i_v^*}{|i_v^*|} p_i^*} \quad (4)$$

$$k_p = \frac{|Q_l^*|}{2 \left(p_s - \frac{i_v^*}{|i_v^*|} p_i^* \right)} \quad (5)$$

식 (3)을 사용하여 유량을 계산할 때 발생하는 오차는 Δi_v , Δp_l 및 ΔQ_l 의 크기 뿐만 아니라 밸브 동작점의 위치에 따라서도 크게 달라질 수 있다.⁽¹⁾

식 (3) 사용시의 계산 오차에 대한 이해를 쉽게 하기 위하여 식 (3)을 아래와 같이 고쳐 쓴다.

$$Q_l = Q_l^* + k_i(i_v - i_v^*) - k_p(p_l - p_l^*) \quad (6)$$

$$= k_i i_v - k_p p_l + k_p p_l^*$$

일 예로서, 서보밸브의 동작점을 $i_v^* = i_{vr}$, $Q_l^* = 0.65 Q_{rn}$, $p_l^* = 0.57 p_s$ 인 점으로 하고, 비선형 유량 방정식 (2) 및 선형 유량 방정식 (6)을 사용하여 구한 $p_l \sim Q_l$ 사이의 관계를 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서, 선형화 유량 방정식 (6)으로부터 얻어지는 $p_l \sim Q_l$ 선도들은 i_v 의 절대치가 같은 직선끼리도 좌표 원점에 대하여 대칭을 이루지 않음을 알 수 있다. 그 이유는 식 (6)으로 표시된 선형화 유량 방정식의 우변에 상수항 $k_p p_l^*$ 가 포함되어 있기 때문이다. 그 결과, 식 (6)으로부터 계산되는 Q_l 값은 $i_v = 0$, $p_l = 0$ 에서도 0으로 되지 않으며, $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 유압 시스템 작동 영역이 선정된 동작점에서 멀어질 수록 매우 큰 계산 오차가 유발됨을 알 수 있다.⁽¹⁾

2.3 새로운 선형화 유량 방정식의 제안

이 연구에서 대상으로 하는 서보밸브는 서로 쌍을 이루고 대칭인 교축 유로를 갖는 임계 센터형 밸브이다. 따라서 선형화 유량 방정식으로부터 구해지는 유량 선도들은 $p_l \sim Q_l$ 선도 상에서 좌표 원점에 대하여 대칭을 이루어야만 한다. 이와 같은 서보밸브 유량 방정식에 관한 기본적인 물리적 특성을 염두에 두어 선형화 유량 방정식 (6)을 변형한 다음과 같은 새로운 선형화 유량 방정식을 제안한다.

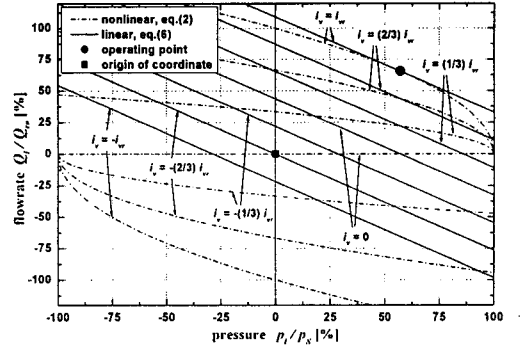


Fig. 2 Comparison of $p_l \sim Q_l$ diagram computed by the nonlinear equation (2) and the linear equation (6)

$$Q_l = k_i i_v - k_p p_l + k_p p_l^* \frac{i_v}{i_v^*} \quad (7)$$

$$= \left(k_i + \frac{k_p p_l^*}{i_v^*} \right) i_v - k_p p_l$$

식 (7)에 포함된 k_i 및 k_p 는 식 (4) 및 식 (5)에 동작점에서의 물리 수치들을 대입하여 구할 수 있다.

서보밸브의 동작점을 2.2절의 Fig. 2에서와 동일한 위치로 선정하고, 비선형 유량 방정식 (2) 및 선형화 유량 방정식 (7)을 사용하여 구한 $p_l \sim Q_l$ 사이의 관계를 Fig. 3에 나타내었다. 일점 선택은 비선형 유량 방정식 (2), 실선은 선형화 유량 방정식 (7)로부터 계산한 $p_l \sim Q_l$ 선도이다. 그림에서, 선형화 유량 방정식 (7)을 사용하여 구한 $p_l \sim Q_l$ 선도는 좌표 원점에 대하여 대칭을 이룸을 확인할 수 있다. 그리고, 선형화 유량 방정식 (7)을 사용할 경우에는 $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 세 위치 즉, 설계자가 선정한 동작점, 좌표 원점에 대한 동작점의 대칭점, 그리고 좌표 원점의 부근에서 매우 정밀한 계산이 가능함을 알 수 있다. 따라서, 선형화 유량 방정식 (6)을 사용할 때보다 그 계산 정밀도가 매우 향상될 것으로 예측할 수 있다. 또한, 선형화 유량 방정식 (7)은 상수항이 없는 간결한 형태이기 때문에 제어계의 해석 및 설계 과정에서 매우 편리하게 사용할 수 있다.

2.4 새로운 선형화 유량 방정식에 대응한 유효 동작점 선정법의 제안

유압 제어 시스템의 해석에 선형화 유량 방정식

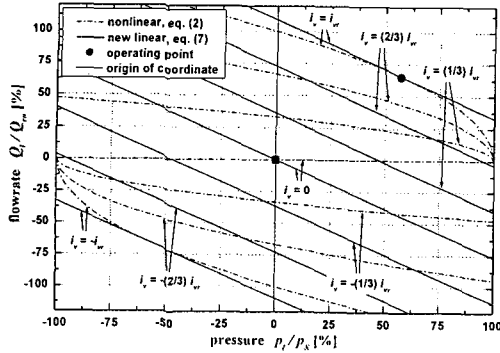


Fig. 3 Comparison of $p_1 \sim Q_i$ diagram computed by the nonlinear equation (2) and the linear equation (7)

을 사용하고 유압 시스템 운전 도중에 p_1, Q_i 값이 비교적 큰 폭으로 변화하는 경우에는 시스템 설계자가 선정한 동작점의 위치에 따라서 유량 계산치의 오차가 크게 달라질 수 있으며, 이러한 사실은 식 (7)을 사용할 때에도 마찬가지이다. 그러나, 서보밸브의 동작점을 선정함에 있어서 유량 계산치의 오차를 최소화할 수 있는 합리적인 동작점 선정 기준은 현재까지 알려진 것이 없다.

따라서, 본 논문에서는 선형화 유량 방정식 (7)의 계산이 비교적 정밀하게 수행될 수 있는 서보밸브의 유효 동작점 선정법을 아래에서 제안한다.

[1] 대상 유압 서보 시스템에 기준 입력 신호를 가할 때의 시스템의 동적 거동을 시뮬레이션한다. 이 때, 밸브에서의 유량 계산에는 비선형 유량 방정식 (2)를 사용한다.

[2] $p_1 \sim Q_i$ 선도 상에 그려진 시스템 응답을 나타내는 궤적상의 각 점들[예: Fig. 4에서는 기준 입력 신호 1 주기 동안의 시간을 등 간격으로 분할했을 때의 시간 분할 점 1~20]에서 k_i 값과 k_p 값을 구한다.

[3] 각 점에서의 k_i 값들과 k_p 값들을 사용하여 일정 시간 동안의 k_i 및 k_p 의 산술 평균값인 k_{mi} 및 k_{mp} 를 다음과 같이 구한다.

$$k_{mi} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n k_i(j), \quad k_{mp} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n k_p(j) \quad (8)$$

여기서 n 은 평균치 계산에 사용되는 데이터의 개수이다.

[4] [3]에서 구한 k_{mi} 와 k_{mp} 를 만족시키는 점을

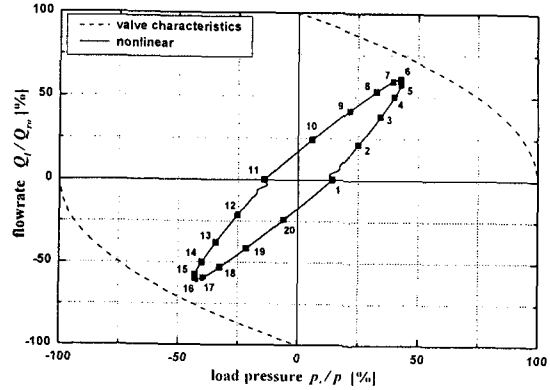


Fig. 4 Illustration of $p_1 \sim Q_i$ diagram for explaining the method for determining an effective operating point

유효 동작점이라 부르기로 한다. 유효 동작점에서의 물리값인 p_1^* 값과 Q_i^* 값은, k_{mi} 값과 k_{mp} 값을 식 (4), (5)에 대입하면 구할 수 있다. 그리고, 이상에서 구한 유효 동작점의 p_1^* 값과 Q_i^* 값을 식 (2)에 대입하면 동작점에서의 i_v^* 값이 구해진다. 여기서 구해진 $k_{mi}, k_{mp}, p_1^*, i_v^*$ 를 식 (7) 우변의 k_i, k_p, p_1^*, i_v^* 에 각각 대입함으로써 다음 식을 얻는다.

$$Q_i = \left(k_{mi} + \frac{k_{mp} p_1^*}{i_v^*} \right) i_v - k_{mp} p_1 \quad (9)$$

$$= k_i^{**} i_v - k_{mp} p_1$$

이상에서 설명한 유효 동작점 선정법에서는 k_{mi} 와 k_{mp} 를 만족시키는 점을 밸브 동작점으로 선정함으로써 k_{mi} (또는 k_{mp})보다 k_i (또는 k_p)값이 큰 점에서의 계산 오차와 작은 점에서의 계산 오차가 서로 상쇄되는 효과를 얻을 수 있다. 따라서, 식 (9)를 사용함으로써 입력 신호 1주기 동안의 유량 계산 오차가 현저히 줄어들 것으로 예상된다.

3. 수치 시뮬레이션

3.1 유압 제어 시스템의 기초 방정식

2.3절에서 제안한 서보밸브 선형화 유량 방정식 (7)을 유압 시스템의 제어에 적용했을 때의 시스템 응답의 차이를 정량적으로 조사할 목적으로, Fig. 5에 나타난 대칭형 유압 실린더 구동 유압 서보 제어계를 대상으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행하고자 한다.

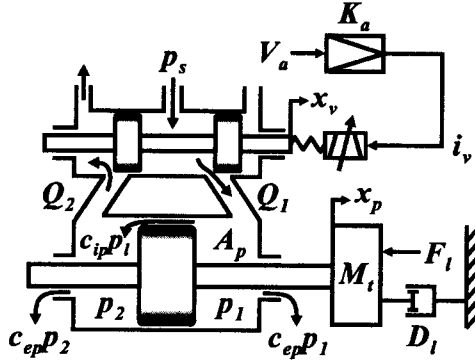


Fig. 5 Schematic diagram of the object system for simulation

실린더 양쪽 챔버(chamber)에 연속 방정식을 적용하고, 피스톤이 실린더 중앙 위치 부근에 머무르고 있다는 가정 하에서 다음 식이 얻어진다.

$$Q_l = A_p \dot{x}_p + C_{tp} p_l + \frac{V_l}{4\beta_e} \dot{p}_l \quad (10)$$

여기서, A_p 는 피스톤의 단면적, x_p 는 피스톤의 변위, $C_{tp}(= C_{ip} + C_{ep}/2)$ 는 실린더의 전체 누설 계수, C_{ip} 및 C_{ep} 는 실린더의 내부 및 외부 누설 계수, β_e 는 실린더내 작동유의 유효 체적탄성계수, V_l 는 양쪽 챔버 체적의 합이다.

부하와 피스톤 결합체의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$A_p p_l = M_t \ddot{x}_p + D_t \dot{x}_p + F_l \quad (11)$$

여기서, M_t 는 부하와 피스톤 결합체의 질량, D_t 은 피스톤 및 부하계의 점성 마찰 계수, F_l 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

서보밸브의 동적 응답성은 라플라스(Laplace) 영역에서 다음과 같은 2차계 형태로 표시할 수 있다.

$$G_{vx}(s) = \frac{x_p(s)}{i_v(s)} = \frac{k_v \omega_v^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_v s + \omega_v^2} \quad (12)$$

여기서, k_v 는 서보밸브의 전류-변위 계수, ζ_v 는 서보밸브의 감쇠 계수, ω_v 는 서보밸브의 고유 진동수이다.

식 (3)으로 표시한 선형화 유량 방정식은 식 (12)로 표시되는 밸브 스펴의 동특성을 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁾

$$\Delta Q_l(s) = K_a G_{vx}(s) k_x \Delta V_a(s) - k_p \Delta p_l(s) = k_i \frac{G_{vx}(s)}{k_v} \Delta i_v(s) - k_p \Delta p_l(s) \quad (13)$$

Table 1 Physical values of the object system for simulations

parameters	
A_p [m ²]: 0.00094,	C_{ip} [$\frac{m^3/s}{N/m^2}$]: 0, D_l [$\frac{N}{m/s}$]: 18000,
F_l [N]: 0,	i_w [mA]: 15, K_a [$\frac{mA}{V}$]: 3,
K_{LT} [$\frac{V}{m}$]: 200,	K_{sv} [$\frac{m^3/s}{mA \sqrt{N/m^2}}$]: 7.6×10^{-9} , M_t [kg]: 118,
p_s [MPa]: 7,	Q_{m0} [l/min]: 20, V_l [m ³]: 6×10^{-4} ,
β_e [$\frac{N}{m^2}$]: 7×10^8 ,	ζ_v : 0.84, ω_v [rad/s]: 760

여기서, V_a 는 서보 증폭기의 입력 전압, K_a 는 서보 증폭기의 이득, k_x 는 서보밸브의 유량-변위 계수, $k_i = k_v k_x$ 이다.

3.2 시뮬레이션 대상 시스템

Fig. 5에 나타낸 시뮬레이션 대상 유압 서보 제어계는 서보밸브, 서보 실린더, 관성 부하 및 점성 마찰 부하 등으로 구성된다. 대상 유압 시스템 물리인자들의 물성치를 Table 1에 나타내었다. 대상 유압 시스템의 제어 목표 신호는 정현파 전압 신호 $[a \sin(2\pi ft)]$; $a = 2.76$ V, $f = 5$ Hz이며, 따라서 대상 제어계는 위치 궤적 추종 제어계이다. 제어 목표 신호로서의 1 V는 0.005 m의 위치 신호에 상당한다.

수치 시뮬레이션에는 서보밸브의 유량 방정식과 식 (10), 식 (11)이 사용되었다. 수치 시뮬레이션에 사용된 서보밸브의 유량 방정식으로는, 비선형 유량 방정식을 사용할 때는 식 (1)과 식 (12)를 사용하였다. 선형화 유량 방정식을 사용할 때는 식 (6) 및 식 (9)를 사용하되, 이들 식에 포함된 k_i 및 k_i^{**} 를 각각 $k_i \frac{G_{vx}(s)}{k_v}$ 및 $k_i^{**} \frac{G_{vx}(s)}{k_v}$ [식 (13) 참조]로 대체한 시간 영역의 식을 구하여 사용하였다. 수치 시뮬레이션 기법으로는 4차 Runge-Kutta 법을 사용하였다.

3.3 시간 응답 결과 고찰

시스템에 개루프 제어 신호로서 $a \sin(2\pi ft)$ ($a = 2.76$, $f = 5$ Hz, t : 시간)인 정현파 신호를 가할 때의 비선형 수치 시뮬레이션에서 얻어진 $p_l \sim Q_l$ 곡선을 Fig. 6의 (a)에 나타내었다. 이 $p_l \sim Q_l$ 선

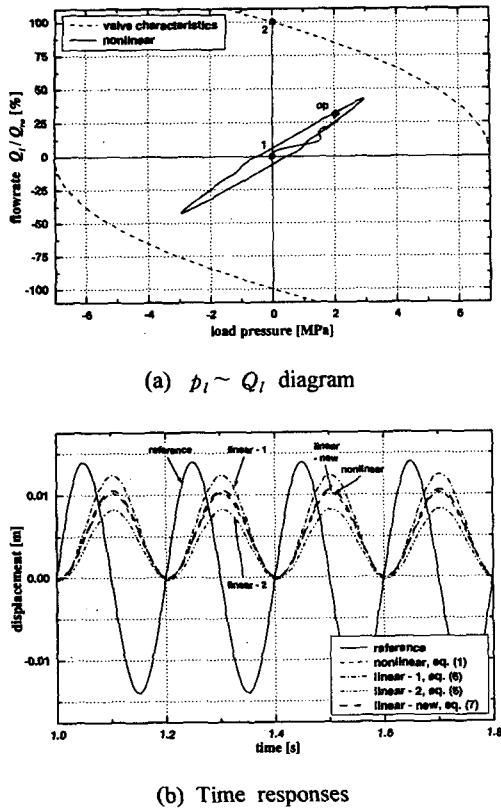


Fig. 6 $p_1 \sim Q_1$ diagrams and time responses of the object system, actuated by input signal with $a \sin(2\pi ft)$ ($a = 276$ V, $f = 5$ Hz) under open loop control

도에는 실린더 작동 직후의 과도적인 작동 상태를 나타낸 부분('1' 점에서 출발한 궤적이 폐곡선에 도달할 때까지의 부분)도 표시되어 있다. 또한, 피스톤 변위 신호의 시간 응답 곡선을 Fig. 6의 (b)에 나타내었다. 또한 Fig. 6의 (a)에는 서보밸브에 정격 전류가 가해졌을 때의 $p_1 \sim Q_1$ 선도를 궤적으로 나타내었다. 개루프 응답을 나타낸 이유는 선형화 유량 방정식의 종류 및 동작점의 위치 차이에 따른 응답의 차이를 보다 명확히 표시하기 위해서이다.

Fig. 6의 (a)에서 $p_1 \sim Q_1$ 선도가 좌표 원점에 대하여 대칭을 이룸을 알 수 있으며, 이는 대상 유압 시스템에는 부하 외력이 존재하지 않기 때문이다. Fig. 6의 (a)에서 'op' 점은 앞의 2.4절에서 설명한 유효 동작점 선정법을 사용하여 구한 동작점이며, 식 (8)에서의 데이터 수 n 은 입력 신호 1주기 기

준으로 200으로 하였다. 참고로, 데이터 수 n 의 크기가 k_{mi} 및 k_{mp} 값에 미치는 영향을 조사할 목적으로 n 의 크기를 입력 신호 1주기 기준으로 200으로 하였을 때의 k_{mi} 및 k_{mp} 값과 n 의 크기를 100, 50 및 25로 했을 때의 k_{mi} 및 k_{mp} 값들을 비교한 결과, 모두 1% 미만의 오차율을 나타내었으며, n 의 크기가 20 이하인 경우에는 오차율이 1% 이상이었다.

Fig. 6의 (b)에 나타낸 'linear - 1'은 식 (6)과 서보밸브 동작점으로 그림 (a)의 좌표 원점인 '1' 점을 취했을 때의 시간 응답 결과이며, 'linear - 2'는 식 (6)과 동작점으로 무부하 정격 유량점인 Fig. 6(a)의 '2' 점을 취했을 때의 결과이다. 'linear - new'는 선형화 유량 방정식 (7)[또는 (9)]과 동작점으로 Fig. 6(a)의 'op'점을 취했을 때의 결과이며, 'nonlinear'는 비선형 유량 방정식을 사용하였을 때의 결과이다.

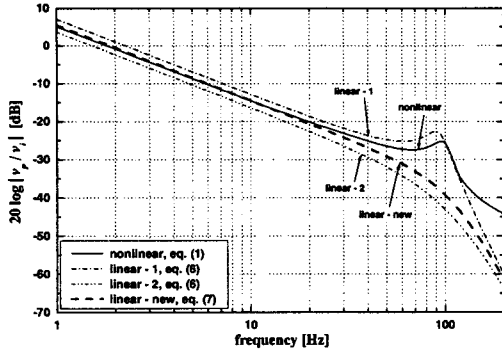
Fig. 6(b)의 시간 응답 계산 결과들은 모두 입력 신호에 대한 추종성이 좋지 않으며, 그 이유는 시뮬레이션 대상 시스템이 개루프 제어 시스템이기 때문이다. 시간 응답 'linear - 1'과 'linear - 2'에서는 'nonlinear' 응답과 비교하여 큰 계산 오차가 발생할 수 있다. 이것은 밸브 동작점으로 선정한 '1' 점과 '2' 점이 대상 유압 제어 시스템의 동특성을 고려한 최적의 동작점이 아니기 때문이다. 시간 응답 'linear-new'는 'nonlinear'와 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

이러한 결과로부터, 이 연구에서 제안한 선형화 유량 방정식 (7)과 유효 동작점 선정법의 유용성을 확인할 수 있었다.

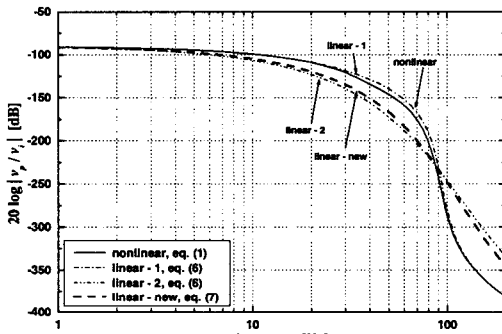
3.4 주파수 응답 결과 고찰

넓은 주파수 범위에 걸쳐서 선형화 유량 방정식들의 계산 정밀도를 검토하기 위해서, Fig. 5 및 Table 1에 나타낸 유압 제어 시스템을 대상으로 개루프 상태에서의 주파수 응답의 Bode 선도를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다.

Fig. 7과 Fig. 8에서, 'nonlinear'로 표시한 선도들은 비선형 유량 방정식을 사용한 수치 시뮬레이션으로 구한 주파수 응답 선도이며, 비선형 유량 방정식을 사용하여 구한 주파수 응답 선도들은 각 주파수에서 입력 신호로는 $ab' \sin(2\pi ft)$ ($a = 3.05$ V, $b = 0.98$, $f =$ 입력 신호의 주파수)인 정현파 신호를 사용하였다. 즉, 정현파 전압 신호의 진폭



(a) Gain diagrams



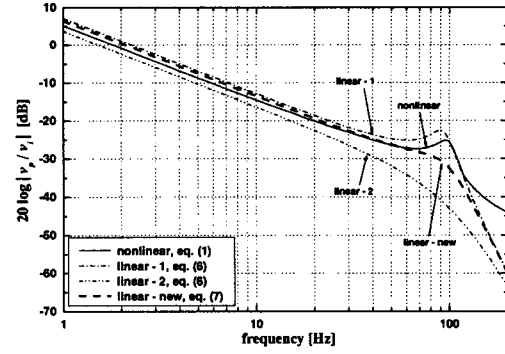
(b) Phase diagrams

Fig. 7 Frequency responses of the object system by numerical simulations under open loop control (operating point tuned at 5 Hz for 'linear-new')

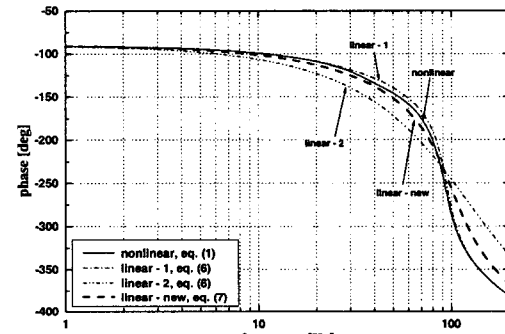
은 주파수의 함수이며 입력 신호의 주파수가 커짐에 따라서 그 진폭이 작아지도록 하였다. 이것은 실제 실험을 행함에 있어서 유압 동력원의 최대 공급 유량이 일정할 때 고주파 입력 신호의 진폭이 저주파일 때보다 작아야 하기 때문이다. 주파수 응답 시뮬레이션 결과에서 입력 신호는 기준 입력 전압 신호 v_i 이고 출력 신호는 실린더 변위 신호에 대응하는 전압 신호 v_o 이다. 그리고, Fig. 7과 Fig. 8에 나타난 선 종류 표시(legend)의 의미는 Fig. 6과 동일하다.

Fig. 7 및 Fig. 8에서 'linear - new'의 유효 동작점들은 시스템에 각각 진폭 2.79 V, 주파수 5 Hz인 정현파 신호와 진폭 1.24 V, 주파수 50 Hz인 정현파 신호를 가했을 때의 $p_1 \sim Q_1$ 선도들로부터 결정하였다.

Fig. 7 및 Fig. 8에서 'linear-1'은 'nonlinear'와 비교



(a) Gain diagrams



(b) Phase diagrams

Fig. 8 Frequency responses of the object system by numerical simulations under open loop control (operating point tuned at 50 Hz for 'linear-new')

하여 매우 넓은 주파수 대역에서 그 진폭비가 큰 값이 됨을 알 수 있다. 그 이유는 서보밸브의 동작점으로 좌표 원점을 취할 때에는 식 (6)에서 $k_p = 0$ 이므로 p_1 에 의한 Q_1 의 감소가 고려되지 않기 때문이다.

'linear - 2'는 'nonlinear'와 비교하여 매우 넓은 주파수 대역에서 상대적으로 그 진폭이 작으며 'nonlinear'의 1차 공진 주파수 부근에서는 매우 큰 계산 오차가 발생하였다. 이것은 식 (6)에서 p_1 에 의한 Q_1 의 감소가 과도하게 평가되어 전체 시스템의 게인 값이 작게 계산되었기 때문이다.

Fig. 7 및 Fig. 8의 'linear-new'는 각각 서보밸브의 유효 동작점 선정에 사용된 시스템 구동 주파수(기준 주파수라 부르기로 함)인 5 Hz 및 50 Hz에서 'nonlinear'와 매우 잘 일치하며, 기준 주파수를 중심으로 한 비교적 넓은 주파수 대역에서도 비교적

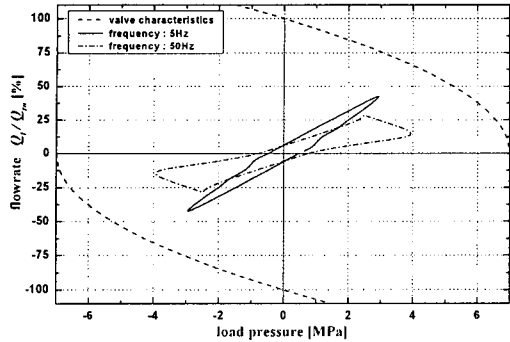


Fig. 9 $p_l \sim Q_l$ diagrams of the object system, actuated by input signals with $ab^f \sin(2\pi ft)$ ($a=3.05$ V, $b=0.98$, $f=5$ Hz, 50 Hz) under open loop control

정밀한 유량 계산이 가능함을 알 수 있다.

약 110 Hz 이상의 높은 주파수 영역에서는 선형화 유량 방정식들을 사용한 모든 주파수 응답 선도들의 계산 오차가 급격히 커짐을 알 수 있는데, 이것은 선형화 유량 방정식들을 구하는 과정에서 비선형 유량 방정식을 동작점 부근에서 테일러 급수 전개한 후에 2차항 이상의 고차항들을 무시했기 때문인 것으로 생각된다.

이상의 결과로부터, 새로운 선형화 유량 방정식 (7)과 유효 동작점 선정법을 사용하는 경우에는 기존의 선형화 유량 방정식을 사용하는 경우에 비하여 비교적 넓은 주파수 범위에 걸쳐서 비선형 유량 방정식을 사용하였을 때의 결과와 잘 일치하는 유량 계산 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

새로운 선형화 유량 방정식 (7)이 적용 가능한 p_l 및 Q_l 의 범위를 정량적으로 나타내기 위하여 비선형 유량 방정식을 사용하고 Fig. 7 및 Fig. 8에서 사용한 동일한 정현파 입력 신호 $ab^f \sin(2\pi ft)$ ($a=3.05$ V, $b=0.98$, f = 입력 신호의 주파수)를 사용하되 주파수가 각각 5 Hz 및 50 Hz일 때의 $p_l \sim Q_l$ 선도들을 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서, 입력 신호의 주파수가 변함에 따라 시스템의 p_l 의 극대치가 최고 74.81%, Q_l 의 극대치가 최고 67.13% 만큼 변화함을 알 수 있다. Fig. 7 및 Fig. 8에 나타난 주파수 응답 결과들과 Fig. 9에 나타난 p_l 및 Q_l 의 변화 폭으로부터, 새로운 선형화 유량 방정식은 비교적 고주파 영역(예: Fig. 8에서는 70 Hz 이상 영역)을 제외한 영역에

서는 p_l 및 Q_l 의 변화 범위에 큰 영향을 받지 않고 비교적 정확한 계산이 가능함을 알 수 있다.

4. 결론

이 연구에서는, 대상 유압 제어 시스템의 운전 도중에 p_l 및 Q_l 값이 비교적 큰 폭으로 변화하는 경우에도 정밀한 유량 계산을 가능하게 하는 새로운 선형화 유량 방정식을 제안하였다. 그리고, 선형화 유량 방정식 적용시에 계산 오차를 최소화할 수 있는 밸브의 동작점 즉, 유효 동작점 선정법을 제안하였다.

다음으로, 대칭형 유압 실린더를 구동하는 유압 서보 시스템의 거동 해석에 새로운 선형화 유량 방정식과 유효 동작점 선정법을 적용할 때 발생하는 계산 오차를 수치 시뮬레이션을 통하여 조사하였다.

이 연구의 수치 시뮬레이션에서 얻어진 결과를 요약하면 아래와 같다.

- (1) 시간 응답 및 주파수 응답 시뮬레이션 결과로부터, 새로운 선형화 방정식을 사용함으로써 기존의 선형화 유량 방정식 사용시의 계산 오차를 대폭 줄일 수 있음을 확인하였다.
- (2) 주파수 응답 시뮬레이션 결과로부터, 서보밸브의 유효 동작점 선정에 사용된 시스템 구동 주파수(기준 주파수) 부근에서는 새로운 선형화 유량 방정식의 계산 오차가 매우 작음이 확인되었으며, 기준 주파수를 중심으로 한 비교적 넓은 주파수 대역에서도 비교적 정밀한 유량 계산이 가능함을 확인하였다.

참고 문헌

- (1) Kim, T. H. and Lee, I. Y., "Error Evaluation of Linearized Equation for a Servovalve in Hydraulic Control Systems," *Trans. of KSME, A*, Vol. 27, No. 5, pp. 779~788.
- (2) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 76~173.
- (3) Wattom, J., 1989, *Fluid Power Systems*, Prentice Hall International (UK) Ltd., pp. 43~47.
- (4) Walters, R. B., 1991, *Hydraulic And Electro-Hydraulic Control Systems*, Elsevier Applied

- Science, pp. 55~65.
- (5) Yang, K. U., Oh, I. H. and Lee, I. Y., 1997, "Pressure Control of Hydraulic Servo System Using Proportional Control Valve," *KSME International Journal*, Vol. 13, No. 3, pp. 229~239.
- (6) Watton, J., 1990, "On Linearized Coefficients for an Underlapped Servo-Valve Coupled to a Single-Rod Cylinder," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 112, pp. 794~796.
- (7) Axelson, S. and Kumar, K. S. P., 1988, "Dynamic Feedback Linearization of a Hydraulic Valve-Actuator Combination," *Proc. ACC, Atlanta, GA*, pp. 2202~2203.
- (8) Vossoughi R. and Donath, M., 1995, "Dynamic Feedback Linearization for Electro-Hydraulically Actuated Control Systems," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 117, pp. 468~477.