

고속전자밸브를 사용한 유압시스템의 안정성 해석에 관한 연구

유 태 재[†]

(원고접수일 : 2003년 3월 10일, 심사완료일 : 2003년 4월 8일)

A Study on Stability Analysis of Hydraulic System Using High Speed On-Off Valves

Tae-Jae Yoo[†]

Key words : 고속전자밸브(High Speed On-Off Solenoid Valve), 펄스폭변조 방식(PWM Method), 리미트사이클(Limits Cycle), 안정성 해석(Stability Analysis)

Abstract

This study describes the merits of PWM control of hydraulic system using high speed on-off valves. Generally, Electro-hydraulic valves can be classified into two classification: valves which are controlled by analog signal and which are controlled by digital. The former includes hydraulic servo valves and proportional valves which require A/D converters as interface to digital computer and too costly and sensitive to oil contamination because of complexity in structures. The latter includes high speed on-off valves which do not require A/D converters because they are normally operated in a pulse width modulation(PWM) method, and are low in price and robust to oil contamination because of their simple structures.

The objectives of this study is to analyze the limit cycle which regularly appear in the position control system using 2/2way high speed on-off valves, and to give a criterion for the stability of this system. The nonlinear characteristics of PWM and cylinder friction of this system are described by harmonic linearization and the effects of parameter variations to the system stability are simulated.

기호설명

A_p : 피스톤면적

c_d : 오리피스 계수

C_p : 피스톤의 전체누설계수

D : 듀티

F_c : 쿨롱 마찰력

F_L : 외부부하

[†] 책임저자(동서울대학 기계공학부), E-mail : yootj@dsc.ac.kr, T : 031)720-2048

- F_R : 피스톤 마찰력
- G_k : 속도에 비례하는 마찰상수
- k_1 : 유량이득
- k_2 : 유량압력계수
- k_p : 비례이득
- k_m : 밸브포펫 최대변위
- $K(k_p \cdot k_m)$: 시스템이득
- L_s : 정지마찰력
- M : 피스톤 질량
- M_{RG} : 경계속도
- N_{PMW} : PWM기술함수
- N_s : 전달함수
- P_1, P_2 : 실린더 압력
- P_s : 공급압력
- P_t : 탱크압력
- q : PWM 입력신호
- \hat{q} : PWM 입력신호의 진폭
- Q_1 : 유량(밸브에서 실린더)
- Q_2 : 유량(실린더에서 밸브)
- q_{max} : 최대 PWM 입력신호
- T : PWM 신호 주기
- T_s : 샘플링시간
- \hat{u} : PWM 출력신호진폭
- v : 피스톤속도
- \hat{v} : 피스톤속도의 진폭
- V_t : 압력을 받는 전체체적
- w : 밸브의 면적 구배
- $x_1 \cdots x_4$: 밸브포펫의 변위
- β_e : 체적탄성계수
- ϕ : 동기각
- τ : 밸브의 작동지연시간
- $\tau(q)$: PWM 출력신호의 진폭
- ρ : 액체밀도

1. 서 론

최근 유압 시스템의 제어에도 디지털제어화가

가장 중요한 과제로 대두되고 있다.^[1] 유압 또는 공기압 시스템을 디지털로 제어하는 방법 중의 한 가지로 온, 오프의 2개의 디지털 신호에 의하여 동작하는 전자밸브를 펄스폭변조(PWM)로 구동하는 방식이 있다.^[2] 유압 시스템의 PWM 디지털 제어의 장점은 고속전자밸브의 강인함과 저렴한 가격이고, 마이크로프로세서의 도움으로 고속전자밸브의 구동을 A/D 변환기 없이 바로 디지털 제어가 된다는 것이다.^{[3],[4]} 실린더의 위치제어에서 PWM 신호생성에 관한 비선형, 밸브포펫의 위상 지연, 실린더의 마찰 등의 비선형 특성이 존재한다. 이들 비선형 특성이 시스템의 안정성 해석에 고려되어야 한다. 그러나 Tanaka는 단순한 이산계로 간주하여 단지 샘플링시간이 실린더계에 미치는 안정성을 조사하였고,^[5] Noritsugu는 공기압실린더의 속도제어에서 PWM 신호생성에 관한 비선형 특성을 포화 특성으로 간략화하여 포화와 밸브포펫의 위상지연, 실린더에서의 마찰 등을 고려하였으므로 PWM 신호생성에 관한 비선형이 충분히 고려되지 않았다.^[6] 본 연구에서는 2/2Way 고속전자밸브를 사용하여 PWM 제어되는 유압 위치제어 시스템의 안정성을 해석하여 안정된 시스템을 설계하고자 한다. 시스템에 존재하는 PWM 신호생성에 관한 비선형 특성과 밸브포펫의 위상 지연, 실린더 마찰의 비선형 특성을 모델링하고, PWM 제어 및 마찰의 비선형 특성을 조화함수적 선형화에 의하여 기술함수로 표현하였고, 시스템의 여러 가지 매개변수 변화에 따라 시스템의 안정에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 고찰하였다.

2. 시스템의 해석 및 모델링

2.1 유압시스템의 수학적 모델링

본 연구에서 대상으로 한 제어시스템의 개략도를 Fig. 1에 표시한다. 본 시스템에서는 컴퓨터에 의해 PWM 구동되는 4개의 고속전자밸브와 양로드식 유압 복동 실린더로 구성하였다. 시스템의 출력 신호는 실린더 피스톤의 변위 x 이고, 이것을 피드백량으로 해서 입력측에 보낸다. 이를 신호로

하여 작동되는 고속전자밸브의 PWM 구동에 의한 밸브의 작동지연에 대해서 고찰할 필요가 있고, 그 절환 특성은 제어시스템 성능에 중요한 영향을 미친다. 제어시스템을 Fig. 2와 같이 모델화 하였다. 4개의 전자밸브 *a, b, c, d*에 대하여 밸브 *a*와 *c*는 동시에 닫힘 신호를 받고, 밸브 *b*와 *d*는 동시에 열림 신호를 받게되어 피스톤이 우측으로 움직인다. 이 경우 *b*와 *d*를 통과하는 유량을 무시하면 밸브의 포켓을 통과하는 유량 Q_1, Q_2 는 다음 식으로 주어진다.

$$Q_1 = c_d \cdot x_{vb} \cdot w \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (1)$$

$$Q_2 = c_d \cdot x_{vd} \cdot w \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_1)} \quad (2)$$

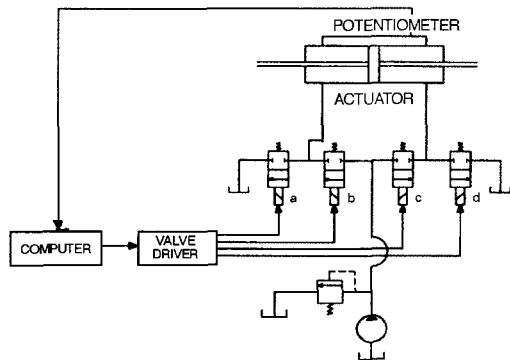


Fig. 1 Hydraulic servo system with high speed on-off valves.

부하압력 P_L 과 부하유량 Q_L 을 다음과 같다.

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3)$$

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4)$$

부하유량식을 구하면 (5)와 같다.

$$Q_L = k_p x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (5)$$

여기서, $k_p = c_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$ 이다.

유압실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 (6)과 같다.

$$Q_L = A_p \frac{dx}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (6)$$

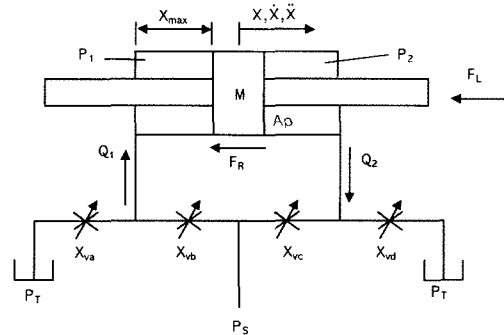


Fig. 2 Modelling diagram of hydraulic system.

한편 부하계를 포함한 피스톤의 운동방정식은 (7)과 같다. 단, 여기서 피스톤의 점성마찰은 마찰 특성 F_R 에 포함되었다.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A_p P_L - F_R - F_L \quad (7)$$

이와 같이 구성된 시스템에 대한 전달함수를 구하기 위하여 서보시스템의 비선형식인 부하유량방정식 (5)를 동작점 (x_{vo}, P_{Lo}) 에 대하여 테일러 급수방법으로 전개하여 선형화하면 (8)과 같이 쓸 수 있다.⁽⁷⁾

$$Q_L = k_1 x_v - k_2 P_L \quad (8)$$

2.2 PWM 기술함수

PWM모드에서 고속전자밸브가 제어될 때 전기 유압시스템의 입력신호는 그 크기에 따라 하나의 펄스폭과 부호를 갖는 일련의 펄스열로 바뀌어져 입력된다. 입력된 신호는 펄스간 시작점의 간격과 펄스크기는 일정하게 유지되고, 펄스폭은 입력신

호에 따라 변한다. 그리하여 PWM으로 제어되는 시스템의 안정여부를 해석적으로 구하기 위해서는 PWM 신호생성에 관한 특성이 비선형 특성이므로 선형화를 위해 기술함수로 기술되어야 한다. PWM신호는 매번 같은 시간 간격마다 입력신호 q 를 포착하여 펄스의 끝을 앞서서 알기 때문에 입력신호 포착과 동시에 PWM신호의 폭을 결정한다. PWM에 대한 기술함수 도입을 위해 밸브개폐는 대칭적인 거동을 하며, 선형부분계는 충분히 강한 저주파통과 필터 기능을 가지고 있다고 가정한다.^[8] 그러면 조화함수적 진동균형상태에서 PWM의 입력신호 $q(t)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$q(kT) = \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot kT + \phi) \quad (9)$$

여기서, ϕ 는 PWM의 동기각으로 입력신호에 대해 진동균형상태의 주기 안에서 처음 펄스의 위상지연이다. (9)에서 PWM 입력신호는 주기 T_q 를 갖는 주기적인 신호이다.

T_q 와 전송주파수주기 T 사이의 비가 $2n$ (n 은 정수)이라면 푸리에시리즈법이 기술함수의 계산에 사용될 수 있다.

PWM 출력식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = \begin{cases} \hat{u} \cdot \text{sgn}(q(kT)), & kT \leq t \leq kT + \tau[q(kT)] \\ 0, & kT + \tau[q(kT)] \leq t \leq (k+1)T \end{cases} \quad (10)$$

$$\text{여기서, } \tau[q(kT)] = \begin{cases} T & D > 1 \\ T \cdot D & D \leq 1 \text{의 값을 갖} \\ 0 & D < D_0 \end{cases}$$

는다. $u(t)$ 는 PWM 출력신호이고 $q(kT)$ 는 k 번째의 PWM 입력신호이다. D 는 듀티로 $|q(kT)/q_{\max}|$ 이다. 그리고 D_0 는 밸브작동지연 시간의 듀티이다. Fig. 3은 1개 펄스 리미트사이클의 PWM 모델선도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기본진동의 푸리에상수 a_1, b_1 을 구하면 다음과 같다.

$$a_1 = \frac{2\hat{u}}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{T} \cdot \tau(\hat{q})\right) \quad (11)$$

$$b_1 = \frac{2\hat{u}}{\pi} \left[\cos\left(\frac{\pi}{T} \cdot \tau(\hat{q})\right) - 1 \right] \quad (12)$$

그리하여 PWM의 기술함수는 주기 $2T$ 를 갖는 리미트사이클에 대해 다음과 같이 표시된다.

$$N_{PWM}(\hat{q}, 1, \frac{\pi}{2}) = \frac{2\hat{u}}{\pi\hat{q}} \left[\sin\left(\frac{\pi}{T} \cdot \tau(\hat{q})\right) + j\left\{ \cos\left(\frac{\pi}{T} \cdot \tau(\hat{q})\right) - 1 \right\} \right] \quad (13)$$

Fig. 4는 PWM의 출구에서 n 개의 양의 펄스와 n 개의 음의 펄스가 주기적으로 연속하여 나오는 것을 보여주고 있다. 일반적인 n 개 펄스 진동균형상태에 대해 기술함수를 유도하면 다음과 같다.

$$N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi) = \frac{2\hat{u}}{\pi\hat{q}} e^{-j\phi} \sum_{k=0}^{n-1} \left\{ e^{-j\frac{\pi}{n}k} - e^{-j\left(\frac{\pi}{n}k + \frac{k}{nT} \tau(q(kT))\right)} \right\} \quad (14)$$

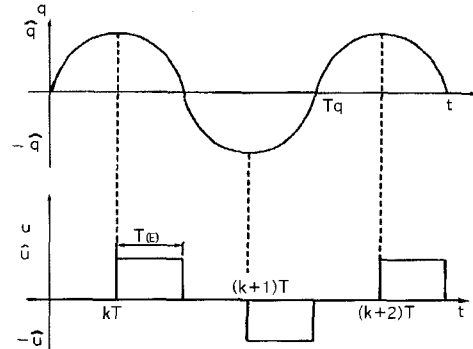


Fig. 3 Output pulse trains of 1 pulse limit cycle.

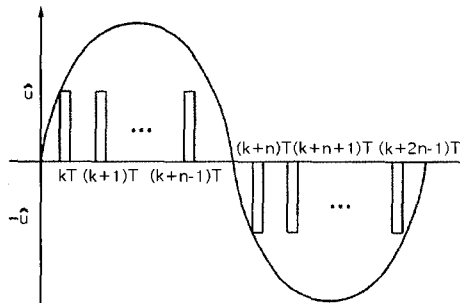


Fig. 4 Output pulse trains of n pulse limits cycle.

상기 식에서 $N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi)$ 은 입력진폭과 펄스수 동기각의 함수이고 입력주파수 ω 에 독립인 것을 알 수 있다.

2.3 마찰특성에 대한 기술함수

유압실린더의 마찰특성은 Fig. 5와 같이 모델화 될 수 있다. 여기서 정지마찰과 쿨롱마찰의 비선형적인 영향이 고려되었다. Fig. 5의 마찰거동은 히스테리시스가 없다고 가정하면 다음과 같은 식으로 근사적으로 표현할 수 있다.

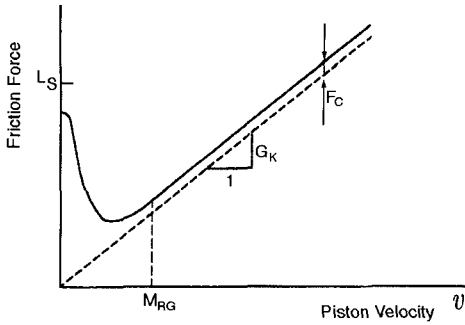


Fig. 5 Model of cylinder friction.

$$F_R(\hat{v}) = G_k \cdot \hat{v} + \left[F_c + L_s \cdot \left(1 - \frac{|\hat{v}|}{M_{RG}}\right)^4 \right] \text{sgn}(\hat{v}) \quad (15)$$

기술함수의 계산을 위해 위 식을 아래와 같이 근사시킨다.^[9]

$$F_R(\hat{v}) = G_k \cdot \hat{v} + \left[F_c + \frac{L_s}{1 + \left(\frac{\hat{v}}{c}\right)^2} \right] \text{sgn}(\hat{v}) \quad (16)$$

여기서, c 는 (15)를 (16)과 같이 근사시키기 위해 사용된 상수이다.

조화함수적인 진동균형상태에서 피스톤 속도 $v(t)$ 는

$$v(t) = \hat{v} \cdot \sin(\omega t) \quad (17)$$

로 나타낼 수 있고, 마찰에 대한 기술함수는 다음과 같다.

$$N_R(\hat{v}) = \frac{a_1(\hat{v})}{\hat{v}} \quad (18)$$

여기서, $a_1(\hat{v})$ 는 기본진동의 푸리에상수이며 다

음과 같다.

$$a_1(\hat{v}) = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \left[G_k \hat{v} \sin(x) + \left\{ F_c + \frac{L_s}{1 + \left(\frac{\hat{v} \sin(x)}{c}\right)^2} \right\} \text{sgn}(\sin x) \right] \sin(x) dx \quad (19)$$

그러므로 (19)를 정리하면 다음을 얻는다.

$$N_R(\hat{v}) = G_k + \frac{4F_c}{\pi \hat{v}} + \frac{2L_s \cdot c^2}{\pi \hat{v}^2 \sqrt{\hat{v}^2 + c^2}} + \ln \left| \frac{\hat{v} + \sqrt{\hat{v}^2 + c^2}}{\hat{v} - \sqrt{\hat{v}^2 + c^2}} \right| \quad (20)$$

2.4 제어루프 해석

PWM신호와 유압시스템에서의 마찰 등은 비선형 특성을 갖는다. 이런 비선형시스템의 안정여부를 조사하기 위해 앞 절에서 각각의 비선형 특성에 대한 기술함수가 유도되었으므로 알려진 선형 해석법으로 해석이 가능하다. 유도한 (6), (7), (8), (14) 및 (20)을 사용하여 전체 시스템의 블록선도를 구성하면 Fig. 6과 같이 된다. 여기서, 밸브포켓의 변위 x_v 를 입력으로 하고 실린더변위 x 를 출력으로 하는 밸브-실린더계의 전달함수 N_s 를 구하면 다음의 (21)과 같고 여기에는 선형부분의 전달함수에 마찰특성에 대한 기술함수가 함께 포함되어 있다.

$$N_s(\omega, \hat{v}) = \frac{c_1}{s(s^2 + c_2s + c_3)} \quad (21)$$

여기서

$$c_1 = \frac{k_1 4 \beta_e A_p}{V_t M}$$

$$c_2 = \frac{4 \beta_e k_2}{V_t} + \frac{F_R}{M}$$

$$c_3 = \frac{4 \beta_e A_p^2}{V_t M}$$

비선형 제어루프의 전형적인 불안정 현상인 리미트사이클의 발생여부에 대한 결정은 조화함수적 진동균형상태에 있는 페루프의 특성방정식 해에 기초로 한다. 리미트사이클은 비선형 제어루프에

서 특성방정식의 해가 존재한다면 일어날 수 있다.^[9] 제어기 구성의 목적은 리미트사이클이 일어날 수 없도록 제어기를 구성하는 것이다. Fig. 6에 따르는 위치제어루프에 대해 특성방정식은 (22)과 같다.

$$1 + Ke^{-T_1 s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s = 0 \quad (22)$$

여기서, K 는 비례이득 k_p 와 밸브포켓의 최대변위 k_m 의 곱이다. (22)는 너무 복잡해서 해석적인 형태로 해를 구하기가 어렵다. 그래서 여기서는 선도를 사용한 방법을 통하여 해를 구한다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

(22)에서 $N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi)$ 은 변위 진동의 진폭크기와 펄스수 및 동기각의 함수이고, 입력주파수 ω 에 독립이나, $N_s(\omega, \hat{v})$ 는 입력주파수 ω 와 속도진동의 진폭크기 \hat{v} 의 함수이다. 변위 진동의 진폭크기 \hat{q} 와 속도진동의 진폭크기 \hat{v} 사이에는 다음의 관계식이 성립한다.

$$\hat{q} = \frac{k_p}{\omega} \hat{v} \quad (23)$$

그리고 제어루프에서 PWM을 통해 리미트사이클이 발생할 때에는 입력주파수의 진동주파수 ω 와 PWM 진동주기 T 사이에 다음의 관계가 성립한다.

$$\omega = \frac{\pi}{nT}, \quad n=1, 2, 3, \dots \quad (24)$$

그러므로 (22)에서 미지의 변수로 남는 것은 K, \hat{q}, ϕ 이다.

우선 $n=1$ 인 1펄스 리미트사이클의 발생 여부를 조사하기 위해 각각 임의의 값을 갖는 ϕ 와 \hat{v} 에 대해 K 의 값을 변화시키든지 혹은 임의의 값을 갖는 ϕ 와 K 에 대해 \hat{v} 의 값을 변화시켜 가며 (22)의 특성방정식의 해가 존재하는지 조사하였다.

Table 1 System parameters used in computer simulation.

Parameter	Value	Dimension
A_p	10.02	cm^2
F_c	0	kgf
L_s	21	kgf
G_k	5.46	$kgf\ s/cm$
k_1	4444.4	cm^2/s
k_2	0.8519	$cm^5/kgf\ s$
k_m	0.03	cm
P_{ref}	140	kgf/cm^2
P_s	70	kgf/cm^2
F_L	0 ~ 200	kgf
Q_{max}	133	cc/s
T	20	ms
T_s	2	ms
V_d	20.4	cm^3
V_t	410	cm^3
β_e	12000	kgf/cm^2

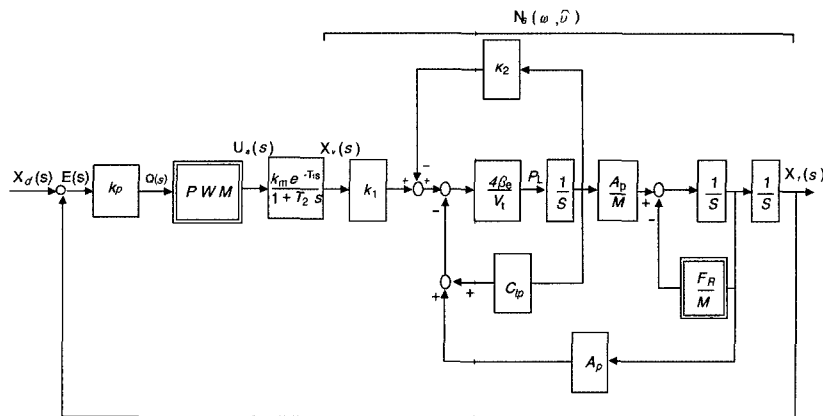


Fig. 6 Block diagram of PWM hydraulic system.

본 연구에서는 비례이득 k_p 로 K 값을 변화시켰다. 그리고 $n = 2, 3, \dots$ 에 대해서도 같은 방법으로 조사하였다.

Table 1은 시뮬레이션에 사용한 각 파라미터 값들이다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 7은 비례이득 k_p 가 1.0일 때 관성하중 5kgf와 70kgf에 대한 시뮬레이션한 결과를 나타낸 것으로 실선은 5kgf, 점선 70kgf인 경우이다. 그림에서와 같이 응답이 불안정하게 나타나며, 각각 일정한 진폭으로 거의 규칙적으로 진동하고 있다. 관성하중 5kgf에 대한 응답을 보면 0.5초당 약 12번의 진동을 하여 약 24Hz의 주파수를 가지고 있고, 이는 50Hz의 PWM 주파수에 대해 약 0.5배 이므로 1펄스 리미트사이클임을 알 수 있다. 관성하중 70kgf에 대해서는 0.5초당 5번의 진동을 하여 거의 2펄스 리미트사이클에 준하고 있다. 여기서 정확하게 5번의 진동을 하지 않은 것은 밸브 개폐시의 여파진동 때문으로 사료된다.

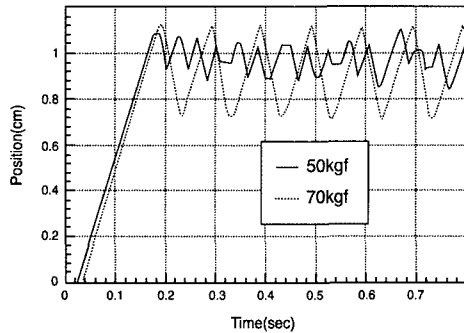


Fig. 7 Simulation Results of one, two pulse limits cycle.

Fig. 8은 (22)의 해를 구하기 위해 우선 1펄스 리미트사이클의 존재여부를 조사하기 위한 것이다.

Fig. 8(a)는 관성하중 8kgf, 동기각 ϕ 가 115°인 경우에 대해 비례이득 k_p 를 0.4로 하고, 진폭 \hat{v} 의 크기를 변화시켰을 때의 S 평면상에서의

$Ke^{-T_1s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s$ 의 값변화를 실선으로 나타내고, 다시 비례이득 k_p 를 0.4에서 0.8까지 증가시켜 가며 이 과정을 반복한 것을 나타내었다. 또 이와 같이 진폭 \hat{v} 의 크기를 0.8에서 2.6까지 증가시키면서, $Ke^{-T_1s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s$ 의 값 변화를 점선으로 나타낸 것이다. 여기서 S평면상의 (-1, 0)점을 통과하는 비례이득 k_p 와 속도진폭 \hat{v} 가 (22)의 해이고, 이 때 1펄스 리미트사이클이 발생한다. Fig. 8(b)는 관성하중 8kgf, 동기각 ϕ 가 38°인 경우에 대해 비례이득 k_p 를 1.4로 하고, 진폭 \hat{v} 의 크기를 1에서 10까지 변화시켰을 때의 $Ke^{-T_1s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s$ 의 값 변화를 실선으로 나타내고, 다시 비례이득 k_p 를 1.4에서 2.2까지 증가시켜 가며 이 과정을 반복한 것을 나타내었다. 또 이와 같이 진폭 \hat{v} 의 크기를 0.8에서 2.6까지 증가시킬 때, 비례이득 k_p 를 변화시켜서 $Ke^{-T_1s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s$ 의 값 변화를 점선으로 나타낸 것이다. 동기각 ϕ 를 Fig. 8(b)에서의 동기각 보다 더 작게 하면 전체 곡선들이 반 시계방향으로 회전하여 (22)의 해가 존재하지 않으므로, 여기서 관성하중 8kgf에 대해 1펄스 리미트사이클이 발생할 수 있는 동기각의 하한은 38°인 것을 알 수 있다. 또 동기각 ϕ 를 Fig. 8(a)보다 더 크게 하면 전체 곡선들이 시계방향으로 회전하여 올라가므로 (22)의 해가 존재하는 동기각 ϕ 의 상한이 결정된다.

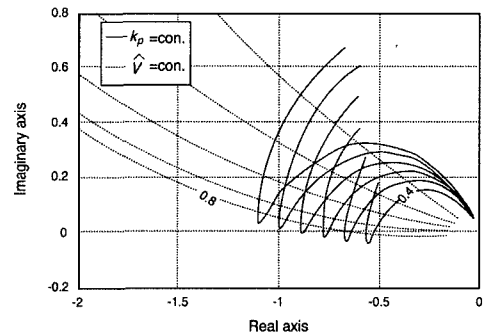


Fig. 8(a) The results of the stability analysis.

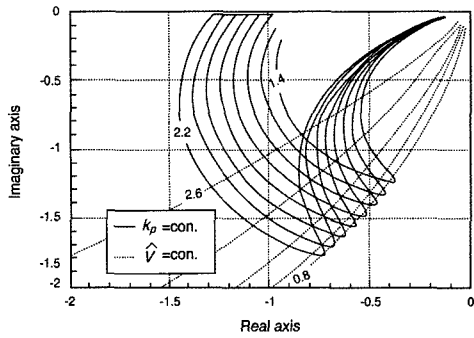


Fig. 8(b) The results of the stability analysis.

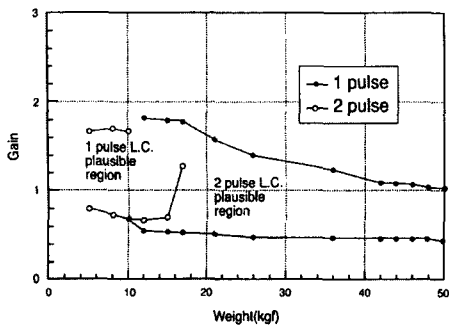


Fig. 9 The results of stability.

Fig. 9는 본 연구에서 제안한 방법에 따른 안정성 해석의 결과이다. \diamond 을 포함하는 실선들 사이의 영역은 (22)의 해가 존재하는 1펄스 리미트사이클 발생가능 영역이고, \blacklozenge 을 포함하는 실선들 사이의 영역은 (22)의 해가 존재하는 2펄스 리미트사이클 발생가능 영역으로 둘 다 불안정영역이다. 여기서, \diamond 와 \blacklozenge 는 검사점이다. 즉, 피스톤 질량 M 을 포함한 하중이 각각 5, 8, 10, 15, 17, 21 $kgf \dots$ 등일 때 검사하였으며, 하중이 5 kgf 일 때 비레이득 k_p 가 0.78에서부터 1펄스 리미트사이클이 발생하기 시작하였으며 동기각을 점점 작게 변화시켜줄 때 1펄스 리미트사이클이 발생하는 비레이득의 상한점은 1.67이었다. 1펄스 리미트사이클과 2펄스 리미트사이클 발생가능 영역의 상한선 위쪽 영역은 각각 1펄스와 2펄스 그리고 2펄스와 3펄스의 혼합펄스 발생영역으로 역시 불안정영역이다. 시스템 설계 시에는 이 불안정 영역을 벗어나서 아래에 있는 안정영역에서 작동되도록 제

어를 설계해야 한다.

Fig. 10에서는 Fig. 9의 안정성 해석결과와 함께 관성하중의 변화에 대한 안정한계 이득을 시뮬레이션으로 조사한 결과를 함께 나타내어 비교하였다. 여기서 \diamond 와 \blacklozenge 은 Fig. 9에서 설명한 바와 같이 안정성 해석시의 검사점이고, \triangle 은 시뮬레이션시의 검사점으로 관성하중 5, 8, 10, 15, 17, 21 $kgf \dots$ 등으로 변화시켜 가며 스텝입력을 가하였을 때 리미트사이클이 발생하는 최소 비레이득 k_p 를 나타낸다.

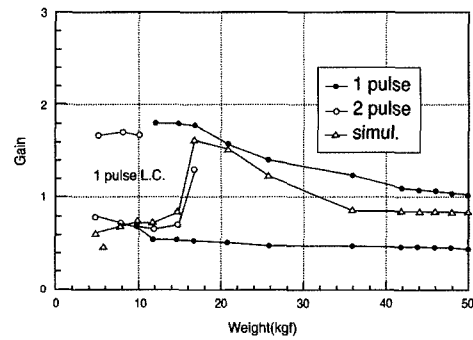


Fig. 10 The results of simulation and analysis.

시뮬레이션 결과는 안정성 해석 결과의 범위 내에 잘 들어가 있음을 볼 수 있다. 시뮬레이션 결과를 비교해 볼 때 1펄스 리미트사이클에서 2펄스로의 전환하중점이 17 kgf 이고, 2펄스 리미트사이클로 전환되었을 때의 이득값이 크게 되어 펄스전환을 분명히 볼 수 있다.

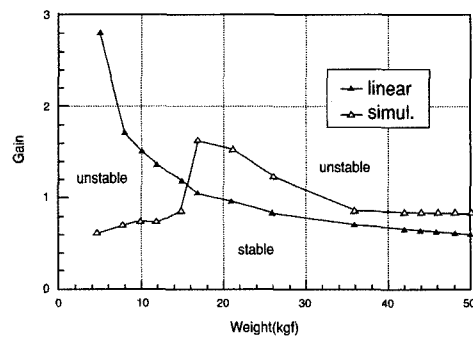


Fig. 11 The results of simulation and linear analysis.

Fig. 11에서는 Fig. 10 안정한계 이득에 대한 시뮬레이션 결과와 PWM 특성을 무시하고 실린더에서의 마찰특성을 다만 점성마찰로 간주했을 때의 전체 시스템의 안정한계 이득에 대한 선형해석의 결과를 나타낸 것이다.

여기서 특히 주목해야 할 것은 저하중에서 1펄스 리미트사이클의 발생으로 실제의 안정한계 이득 값은 PWM 특성을 무시한 선형해석의 결과보다 훨씬 아래에 있다는 것이다.

5. 결 론

2/2Way 고속전자밸브를 사용한 유압시스템의 PWM제어에서 시스템에 사용된 유압실린더의 마찰과 밸브의 작동지연시간의 비선형특성을 고려하여 시스템의 안정성 여부를 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 하중이 작을수록 1펄스 리미트사이클이 발생하고, 하중이 클수록 다수 펄스 리미트사이클이 발생하였다.
- PWM과 마찰비선형 특성에 대한 조화 함수적 선형화를 사용하는 PWM 유압실린더위치제어계의 안정성 여부를 해석적으로 구할 수 있었다.
- 하중이 적을수록 1펄스 리미트사이클의 발생으로 실제의 안정한 이득 값이 선형해석의 결과보다 훨씬 작음을 확인하였다.
- 이상의 결과를 바탕으로 유압서보 시스템을 구성함에 있어서 전기 유압서보밸브나 전자비례 제어밸브 대신에 고속전자밸브를 사용하여도 비교적 높은 정도의 제어 성능을 갖는 시스템 구성이 가능하다는 결과를 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] W. Backé, "Research Projects in Hydraulics", Proceedings of the Japan International Symposium on Fluid Power, Tokyo, pp. 1 - 27., 1993
- [2] H. Tanaka, H. Tanaka and K. Araki, "Electro-Hydraulic Digital Control of

3-Way On-Off Solenoid Valves", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (In Japanese), Vol. 50, No. 458, B, pp 2663-2667, 1984.

- [3] G. Wennmacher, "Einsatz von Schnell-schaltventilen für Elektro-Hydraulische Aktuatoren im Kfz", 10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, pp. 1-20, 1992.
- [4] T. Muto, H. Yamada and Y. Suematsu, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-Way Solenoid Valves", Jour. Jpn. Hydraulic & Pneumatic Soc., Vol. 19, No. 7, pp. 564-571, 1988.
- [5] H. Tanaka, "Pulse Flow Control Valves and simplified Proportional Valves", Proceedings. 8th International Fluid Power Symposium (BHRA) bath, U. K., pp. 351-368, 1988
- [6] T. Noritsugu and H. Hanafusa, "PWM Mode Feedback Speed Control of Pneumatic Cylinder", Jour. Jpn. Hydraulic & Pneumatic Soc., Vol. 14, No. 7, pp. 61-68, 1990.
- [7] H. E. Merrit, "Hydraulic Control Systems", ohn wiley & Sons, New York, 1967.
- [8] E. H. O. Follinger, "Nichtlineare Regelungen I", Universität Karlsruhe, 1991.
- [9] E. Prochnio, "Ein Konzept zur Puls Modu-lierten Regelung Hydraulischer Antriebe", U-GH Duisburg Doctor paper, 1986.

저 자 소 개



유태재 (兪泰在)

1959년 1월 26일생. 1983년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1992년 2월 광운대학교 전자공학과(공학석사), 1999년 8월 한국해양대학교 제어계측공학과(공학박사). 현재 동서대학교 기계공학부/자동화시스템전공 전임강사.