

유압서보밸브의 인-프로세스 성능 진단에 관한 연구 I
- 유압실린더 위치제어계의 경우 -
A Study on In-Process Performance Diagnosis of
Hydraulic Servovalves
- First Report : Position Control System -

김성동 · 김경호 · 송재수 · 함영복 · 이재천
 S. D. Kim, K. H. Kim, J. S. Song, Y. B. Ham and J. C. Lee

Key Words : Servovalve Wear(서보밸브 마멸), In-process Diagnosis(인-프로세스 진단), Null Bias (중립점 바이어스), Slew-rate Ratio(슬루율 비), Delay Time(지연 시간)

Abstract: In this paper, an in-process diagnosis method for performance of position control servo system was studied, which was based upon null bias, slew-rate ratio and delay time measurement. Slew-rate ratio and delay time were analyzed by theoretical analysis, computer simulation and experiment. As a result of these analysis, when spool of servovalve was weared, slew-rate ratio was decreased and delay time was increased.

기호 설명

<p>A_p : area of piston</p> <p>β_e : effective bulk modulus</p> <p>C_d : flow coefficient</p> <p>C_{tp} : total leakage coefficient</p> <p>K_{co} : flow-pressure coefficient</p> <p>K_{qo} : flow gain</p> <p>P_0 : pressure of return line</p> <p>P_1, P_2 : pressure of valve chamber 1 and 2</p> <p>P_L : pressure of load</p> <p>P_s : pressure of supply</p> <p>Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 : flow of valve chamber 1, 2, 3 and 4</p> <p>Q_c : flow of null leakage</p> <p>Q_L : flow of load</p> <p>V_t : total volume</p>	<p>x_p : displacement of piston</p> <p>x_v : displacement of spool</p> <p>δ_{hp} : hydraulic damping ratio</p> <p>μ : absolute viscosity</p> <p>ω : area gradient of valve</p> <p>ω_{hp} : hydraulic natural frequency</p>
--	---

1. 서 론

제철소의 압연기, 발전설비의 터빈제어, 정밀주조의 다이 캐스트, 피로 시험기 등의 다양한 산업분야에 유압시스템이 사용되고 있다. 산업분야가 발전함에 따라 유압시스템은 고속화, 정밀화, 무인 자동화가 요구되고 있다. 따라서 전기유압서보밸브(이하 서보밸브라 함)를 이용한 유압서보시스템이 사용되고 있으며, 서보밸브는 생산설비의 핵심부품이 된다. 이러한 서보밸브는 고가, 초정밀 부품으로 구성되어지기 때문에 유압유 속에 존재하는 먼지나 오염물질 등에 의하여 쉽게 고장이 발생한다. 이러한 서보밸브의 고장은 막대한 생산손실액을 초래하기 때문에 서보밸브의 성능 유지, 관리, 보수가 매우 중요하게 인식되고 있다.

서보밸브의 동특성에 관한 연구 문헌들은 볼 수 있으나^{1)~4)}, 서보밸브 인-프로세스 성능진단에 관한

접수일 : 2006년 2월 1일
 김성동(책임저자) : 금오공과대학교 기계공학부
 E-mail : sdkim@kumoh.ac.kr, Tel : 054-478-7395
 김경호 : (주) TFS Global 연구실
 송재수 : (주) TFS Global
 함영복 : 한국기계연구원
 이재천 : 계명대학교 기계·자동차공학부

연구는 극히 드문 실정이다. 국내에서는 김경호 등⁵⁾의 논문을 제외하면 관련 기술이 발표된 적이 확인되지 않으며, 국외에서는 Moog, Vickers 등의 업체를 중심으로 성능시험기가 개발·판매되고 있으나 이 또한 오프-프로세스(off-process) 진단기의 형태일 뿐이다. 김경호 등⁵⁾은 누설 유량의 측정을 통해 서보밸브를 인-프로세스 진단하는 방법을 제시했다. 이러한 진단 방법은 유량계가 부착되어 있는 설비에 대해서만 가능한 진단 방법이며, 진단을 위해 유량계를 추가 설치해야 하는 단점이 있다. 다음으로, 국외에서 개발된 성능시험기는 서보밸브를 단독으로 시험하는 진단기이다. 즉, 생산설비에서 서보밸브를 분리하여 정적·동적 성능항목을 시험하게 된다. 따라서 이러한 성능시험기는 생산설비가 가동 중인 서보밸브에 대한 성능진단이 불가능하기 때문에 현재 산업에서는 서보밸브의 사용시간을 기준으로 교환하는 방식을 채택하고 있다. 이러한 교환 방식의 단점은 크게 두 가지를 들 수 있다. 우선, 사용수명이 다하지 않은 서보밸브를 교체함으로써 발생하는 금전적 손실을 들 수 있다. 다음으로, 갑작스런 외부 영향으로 서보밸브에 이상이 발생할 경우 미리 확인할 길이 없어 생산설비의 조업중단(shut down)이 발생하여 막대한 손실을 초래할 수 있다.

본 연구에서는 위치제어계의 서보밸브를 인-프로세스 진단하기 위한 항목을 제시하고, 제안된 성능진단 항목에 대한 타당성을 이론적 해석을 통해 검증한다. 또한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통해 마멸된 서보밸브를 인-프로세스 진단하는 방법을 제시한다.

2. 성능진단 항목 도출

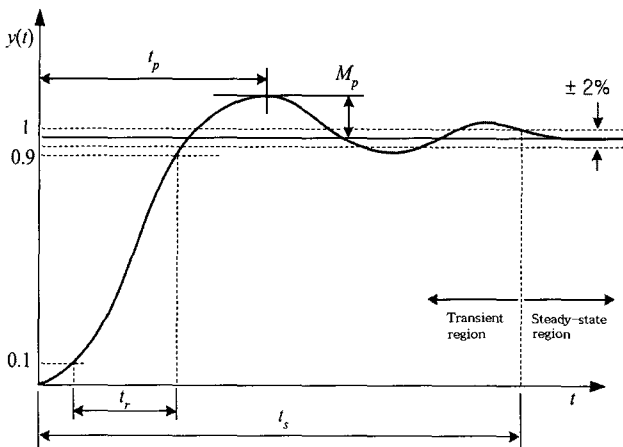


Fig. 1 Transient-response curve

Fig. 1은 일반적인 제어계에서 계단형상의 입력신호에 대한 과도응답특성을 시간영역상에서 나타낸 것이다.⁶⁾

Fig. 1에서 t_r 은 상승시간(rising time), t_p 는 최고 시간(peak time), t_s 는 정착시간(settling time)이고 M_p 는 오버슈트이다.

서보밸브 인-프로세스 진단에서는 이러한 과도응답특성에 상사한 개념을 적용하여 성능진단 항목으로 이용하며, Fig. 2에 나타낸다.

Fig. 2에서 t_p 는 최고 시간(peak time), t_d 는 지연 시간, t_r 은 상승시간, y_r 는 상승구간의 출력 값이다. y_r/t_r 은 출력신호의 슬루율(slew-rate)이다.

이상적인 임계 중립형 서보밸브와는 달리 실제 서보밸브는 Fig. 3과 같이 스폴이 완전히 중립위치에 오더라도 슬리브와 스폴 사이의 틈새 때문에 누설이 생긴다. 이러한 누설을 중립 누설(center leakage)이라고 한다.

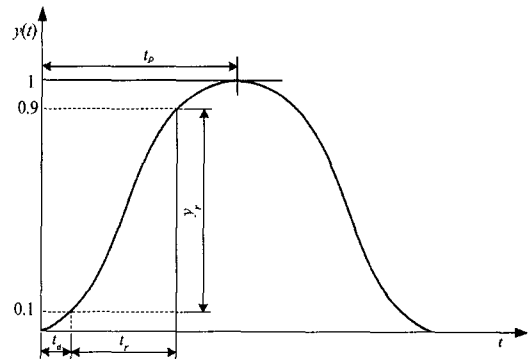


Fig. 2 Output signal curve

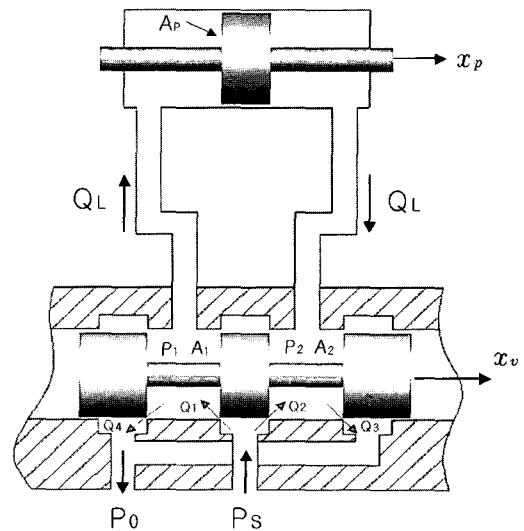


Fig. 3 Schematic of a hydraulic servo system

Wuest⁷⁾는 간극이 b , 폭이 w 인 사각 오리피스를 흐르는 유체의 유량은 다음과 같음을 이론적으로 밝혔다.

$$Q = \frac{\pi b^2 w}{32\mu} \Delta P \quad (1)$$

Fig. 3에서 보는 바와 같이 스톱과 슬리브 사이의 틈새는 네 위치에서 형성되는데, 스톱 중립상태에서 누설유량은 Q_1 과 Q_2 를 합한 유량이 된다. 유압 실린더에서의 누설을 무시하고, 피스톤이 정지한 상태에서 유량 Q_1 은 Q_4 와 동일하며, 유량 Q_2 는 Q_3 과 동일하다. 무부하 상태로 가정한 경우 압력 P_1 과 P_2 는 공급압력의 반($P_s/2$)이 된다. 그러므로 네 위치의 틈새에서 모두 압력차가 $P_s/2$ 가 되며, 유량도 밸브 누설 총 유량의 반이 된다. 식(1)을 각각의 틈새에 적용하면 하나의 틈새에 관련되는 압력 강하와 유량은 각각 $P_s/2$, $Q_c/2$ 이므로, 전체 중립 누설 유량 Q_c 는 다음 식과 같다.⁸⁾

$$Q_c = \frac{\pi r_c^2 w}{32\mu} P_s \quad (2)$$

서보밸브 내의 스톱은 반복적인 직선왕복운동을 하게 되는데, 스톱의 반복운동으로 인해 마멸(wear)이 진행되어 스톱 외경이 줄어들게 된다. 스톱 외경의 감소로 인해 스톱-슬리브 사이의 틈새는 증가하게 되고, 그 틈새를 통해 흐르는 중립 누설 또한 증가하게 된다. 누설량이 증가하면 상승 시간과 지연 시간은 증가하게 되고, 최대 값은 감소하게 된다. 서보밸브의 스톱이 마멸됨에 따라 입력신호와 출력신호의 상승시간과 지연시간은 증가하게 된다. 따라서 시간에 대한 입력신호의 변화율(slew-rate)과 시간에 대한 출력신호의 변화율의 비(slew-rate ratio, 슬루율 비)를 성능진단 항목으로 사용한다. 또한 지연 시간도 성능진단 항목으로 사용한다. 서보밸브 입력신호가 존재하지 않는 상태에서 스톱이 한쪽으로 치우쳐 있는 현상을 중립점 바이어스라 하는데 스톱 마멸에 대한 척도는 아니지만, 서보밸브의 상태를 나타내는 항목으로 사용한다.

3. 이론 해석

2장에서 도출한 성능진단 항목인 슬루율 비에서 출력신호는 압력신호와 피스톤 위치신호를 말한다. 압력신호의 슬루율과 위치신호의 슬루율이 서보밸브

브의 스톱이 마멸됨에 따라 감소하는 지를 이론적인 방법으로 해석하고, 두 신호 중 성능진단에 더 효율적인 신호를 판단한다.

먼저 입력신호에 대한 부하압력의 전달함수 모델을 유도한다. 서보밸브 스톱 주위의 유체의 유동방향, 유량과 압력은 Fig. 3과 같다.

압력과 유량의 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_L = C_{dA_1} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} - C_{dA_2} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad (3)$$

식 (3)을 영점조건(null condition)에 대하여 선형화하면 다음과 같이 표현된다.

$$Q_L = K_{qo} x_v - K_{co} P_L \quad (4)$$

여기서, K_{qo} 는 중립 유량 이득(null flow gain)으로서 $K_{qo} \equiv \partial Q_L / \partial x_v$ 로 정의되며, K_{co} 는 중립 유량-압력 계수(null flow-pressure coefficient)로서 $K_{co} = -\partial Q_L / \partial P_L$ 로 정의된다.

유압실린더 위치제어 시스템의 서보밸브와 피스톤 사이의 체적에 대한 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_L = A_p s x_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (5)$$

여기서, s 는 라플라스 변수이고, C_{tp} 는 전체 누설계수로 $C_{tp} = C_{im} + C_{em}/2$ 이며, V_t 는 양쪽 공간의 전체 체적이고, P_L 은 부하 압력으로 $P_L = P_1 - P_2$ 이다.

서보시스템의 피스톤에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$A_p P_L = M_t s^2 x_p + B_p s x_p + F_L \quad (6)$$

여기서 F_L 은 부하력을 의미한다.

식 (4)의 우변 항과 식 (5)의 우변 항이 서로 동일하다는 조건에서 아래와 같이 된다.

$$K_{qo} x_v - K_{co} P_L = A_p s x_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (7)$$

식 (7)을 x_p 에 대해 정리하여, 식(4)에 대입하고 P_L 에 대해 정리하면 아래와 같다.

$$P_L = \frac{\frac{K_{co}}{A_p} (M_t s + B_p) x_v + F_L}{\frac{M_t V_t}{A_p 4\beta_e} s^2 + (\frac{M_t K_{co}}{A_p} + \frac{M_t C_{tp}}{A_p} + \frac{B_p V_t}{A_p 4\beta_e}) s + \{ \frac{B_p}{A_p} (K_{co} + C_{tp}) + A_p \}} \quad (8)$$

일반적으로 유압피스톤의 경우에 다음의 가정이 성립한다.

$$B_p(K_{co} + C_{tp}) \ll A_p^2 \quad (9)$$

식 (9)와 같은 가정을 사용하고, 유압 고유 주파수(w_{hp})와 유압 감쇠 비(δ_{hp})를 적용하여 정리하면 다음과 같다.

$$P_L = \frac{\frac{K_{go}}{B_p(K_{co} + C_{tp}) + A_p^2} (M_t s + B_p) x_v + \frac{A_p}{B_p(K_{co} + C_{tp}) + A_p^2} F_L}{\frac{s^2}{w_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{w_{hp}} s + 1} \quad (10)$$

본 연구의 적용 범위를 실린더 피스톤 축에 작용하는 부하의 형태가 단순히 관성질량부하이며, 마찰부하나 공작물의 성형부하 등이 무시할 수 있을 정도로 작은 경우로 국한하여 생각하면, 식 (10)에서 피스톤에 부가되는 부하력(F_L)은 영(0)으로 간주할 수 있다. 따라서 아래와 같은 전달함수가 성립한다.

$$\frac{P_L}{x_v} = \frac{\frac{K_{go}}{A_p^2} (M_t s + B_p)}{\frac{s^2}{w_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{w_{hp}} s + 1} \quad (11)$$

여기서, 유압 고유 주파수는 식 (12)와 같으며,

$$w_{hp} = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}} \quad (12)$$

유압 감쇠 비는 식 (13)과 같다.

$$\delta_{hp} = \frac{K_{co} + C_{tp}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}} \quad (13)$$

우선, 식 (11)의 분자 항을 분석하면, 스프링의 마멸에 연관되어 있는 항은 유량 이득(K_{go})을 들 수 있다. 스프링의 마멸이 진행됨에 따라 유량 이득(K_{go})은 감소하게 되므로, 결국 분자항의 크기는 감소하게 된다. 다음으로 식 (11)의 분모 항을 분석해 보면, 스프링의 마멸에 연관되어 있는 항은 감쇠 비(δ_{hp})를 들 수 있다. 식 (13)에서 알 수 있듯이 스프링의 마멸이 진행되면 유량-압력계수(K_{go})는 증가하여 결국 감쇠 비를 감소시키는 역할을 한다. 종합하면 스프링의 마멸이 진행됨에 따라 분자 항은 감소하고, 분모 항은 증가함으로써 부하압력의 특성 또한 감소됨을 알 수 있다. 따라서 부하압력 신호는 서보밸브의 성

능 진단 항목으로 적합하다.

다음으로, 서보밸브 입력신호에 대한 피스톤 변위의 전달함수 모델을 유도한다. 서보밸브와 피스톤 사이의 연속방정식인 식 (4)의 우변 항과 피스톤에 대한 운동방정식인 식 (5)의 우변 항이 같다는 조건에서 다음과 같이 된다.

$$K_{go} x_v - K_{co} P_L = A_p s x_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (14)$$

식 (14)를 부하압력에 대해 정리하여, 식 (5)에 대입하여 P_L 을 소거한 후 유압 고유 주파수와 유압 감쇠 비를 대입시켜 x_p 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$x_p = \frac{\frac{K_{go}}{A_p} x_v - (\frac{K_{co} + C_{tp}}{A_p^2} + \frac{V_t}{4\beta_e A_p^2} s) F_L}{s (\frac{s^2}{w_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{w_{hp}} s + 1)} \quad (15)$$

단순한 관성질량부하의 경우에는 식 (15)에서 피스톤에 부가되는 부하력(F_L)은 영(0)이다. 따라서 아래와 같은 전달함수가 성립한다.

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{\frac{K_{go}}{A_p}}{s (\frac{s^2}{w_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{w_{hp}} s + 1)} \quad (16)$$

식 (16)의 분자, 분모 항의 형태는 앞서 분석한 부하압력에 관한 전달함수인 식 (11)과 같은 특성을 보인다. 즉, 스프링의 마멸이 진행됨에 따라 유량 이득(K_{go})은 감소하고, 감쇠 비(δ_{hp})는 증가하여 피스톤 변위 또한 감소됨을 알 수 있다. 따라서 피스톤 변위 신호 또한 서보밸브 성능 진단 항목으로 사용 가능함을 알 수 있다.

부하압력에 관한 전달함수인 식 (11)과 피스톤 변위에 관한 전달함수인 식 (16)을 서로 비교해 보면, 변위는 부하압력에 비해 분모 항에 적분 요소가 포함되어 있어 상대적으로 민감도가 떨어지는 경향을 나타낸다. 따라서 성능 항목인 슬루율 비와 지연 시간은 서보밸브의 압력 신호를 이용하여 측정, 진단한다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션

앞서 이론적인 연구를 통해 압력 신호에 대한 슬루율 비와 지연 시간이 성능 진단 항목으로 사용 가능함을 밝혔다. 스프링의 마멸에 대한 슬루율 비의 변

화선도를 구하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한다. 위치제어계는 상용 소프트웨어인 AMESim을 사용하며, Fig. 4에 구성을 나타낸다. 컴퓨터 시뮬레이션에서 적용된 서보밸브, 유압 실린더 및 유압 파워 유닛은 실제 진단 적용 실험에 사용된 것과 동일한 모델로서 Table 1에 나타내고, 유압 작동유의 물성치들은 Table 2에 나타낸다.

이러한 중립 누설 유량을 기준으로 누설지수 (leakage index)라는 무차원수를 식 (17)과 같이 정의하고, 이 무차원수에 근거한 스폴-슬리브 틈새를 컴퓨터 시뮬레이션에 사용한다. 누설지수를 0~1.5 사이 0.023 간격으로 65회 반복 수행한다. 스폴 마멸에 대한 슬루율 비와 지연 시간의 변화선도가 각각 Fig. 5, Fig. 6에 제시된다.

$$\text{누설지수} \equiv \frac{\text{중립 누설 유량}}{\text{파워 유닛의 펌프 용량}} \quad (17)$$

Fig. 5를 보면 스폴이 마멸됨에 따라 슬루율 비가 감소함을 알 수 있다. 스폴의 마멸이 초기에는 서보밸브 성능에 큰 영향을 미치지 않다가, 누설지수가 0.85 이후부터 크게 영향을 나타낸다.

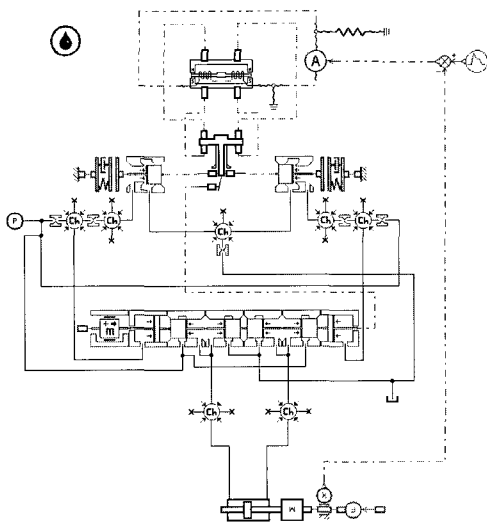


Fig. 4 Hydraulic circuit of position control system using AMESim

Table 1 Device used computer simulation

Item	Type	Spec.	Model	Maker
Servovalve	4-way, 2-stage	38[ℓ pm] at 70bar	G761-3004	Moog
Cylinder	Double rods	25.4[mm] stroke	A85302-640	Moog
Power unit	Gear pump	5.7[ℓ pm] 60bar	HPS161	Feed back

Table 2 Property of hydraulic fluid

Property	Unit	Value
Density	kg/m ³	850
Bulk modulus	bar	15000
Viscosity	Ns/m ²	0.04
Air/gas content	%	5
Temperature	℃	40

Fig. 6을 보면 스폴이 마멸됨에 따라 지연시간이 초기에는 오히려 감소하다가 누설지수가 0.4 이후부터 증가함을 알 수 있다. 약간의 스폴 마멸은 스폴의 동적 특성을 향상시키는 것을 볼 수 있다. Fig. 5의 슬루율 비와는 달리 지연 시간은 스폴 마멸에 대해 선형적으로 변화한다.

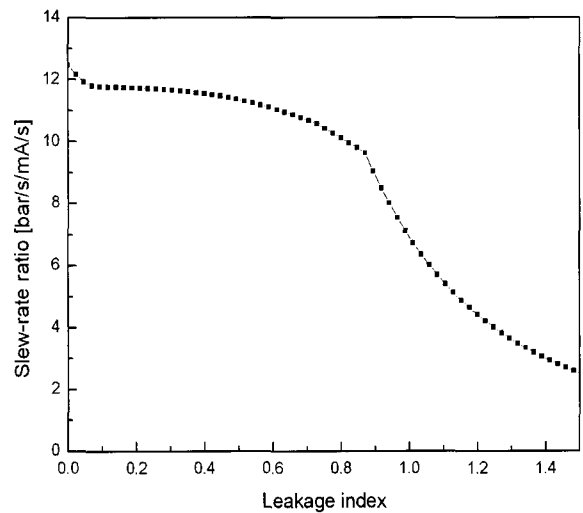


Fig. 5 Simulation result of slew-rate ratio

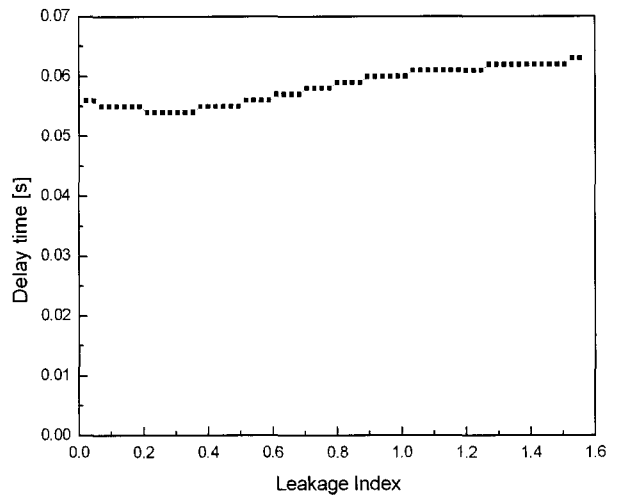


Fig. 6 Simulation result of delay time

5. 성능진단 실험

3장, 4장에서 이론해석 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 스톱의 마멸과 슬루율 비에 대한 상관관계를 밝혔다. 이러한 상관관계를 실험을 통해 확인해 본다. 서보시스템은 Fig. 7과 같이 구성하며, 사용된 장치는 Table 3과 같다. 누설지수를 기준으로 3가지의 스톱 마멸정도를 가진 서보밸브를 사용하며, 각각 서보밸브의 스톱-슬리브 틈새는 Table 4에 나타낸다. 스톱 가공 공차로 인해 누설지수는 정확히 0.5와 1이 되지 않고, 근사한 값이 된다.

성능진단 항목인 중립점 바이어스, 슬루율 비와 지연 시간은 아래 Fig. 8에 나타낸 것과 같은 순서도(flow chart)를 통해 측정된다. 이러한 알고리즘 (algorithm)을 LabVIEW 소프트웨어를 이용해 성능진단기로 개발되며, Fig. 9에 메인 프론트 패널 (main front panel)을 나타낸다.

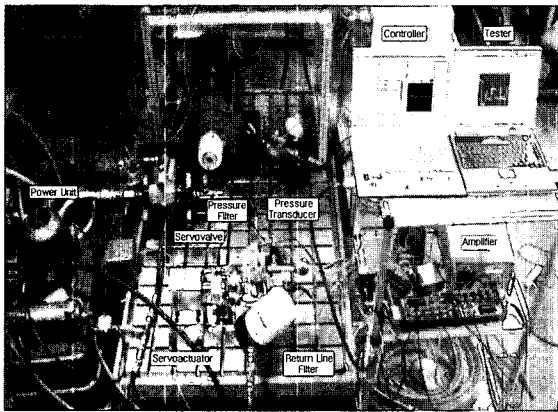


Fig. 7 Photograph of experimental instruments

Table 3 Specification of experimental device

Item	Spec.	Model	Maker
Power Unit	5.7 [ℓ pm]	HPS161	Feed back
Servovalve	38 [ℓ pm] at 70bar	G761-3004	Moog
Cylinder	25.4 [mm]	A85302-640	Moog
Pressure Transducer	0~20 [MPa]	PMHA 0200KAA	Sensor tech
Pressure Filter	3 [μm]	DFBHFHC 6003B1.0	Hydac
Return Filter	3 [μm]	A72266-1	Moog
Amplifier	4ch, 16bit 100kHz A/D	YSA-700DS	SeTech
Notebook PC	Pentium M-1.7GHz	SENS-X30	Sam sung
DAQ Card	I/O : 16ch/2ch 12bit, 200kS/s	6024E	NI

Table 4 Experimental condition for clearance between spool and sleeve

No.	Leakage index	Clearance[μm]
1	0.007	1.5
2	0.501	12.5
3	0.982	17.5

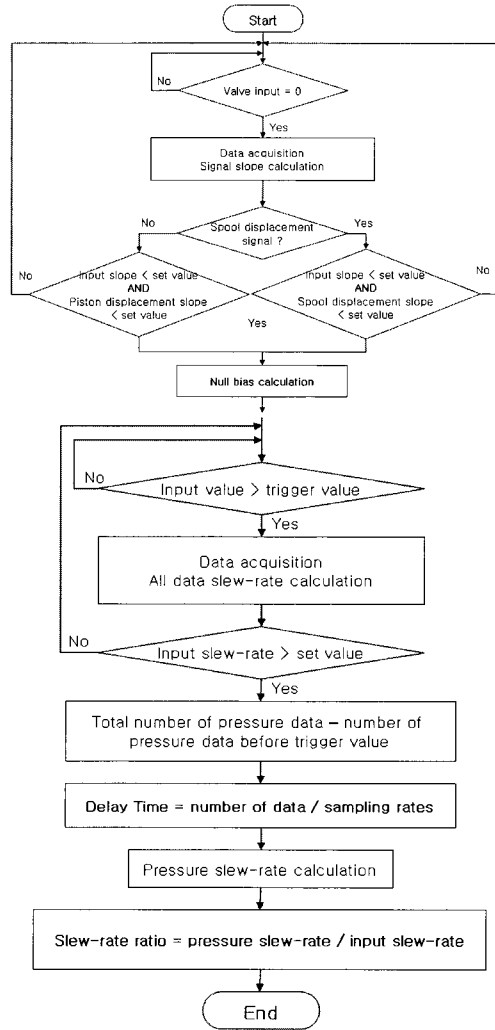


Fig. 8 Flowchart of in-process diagnosis items

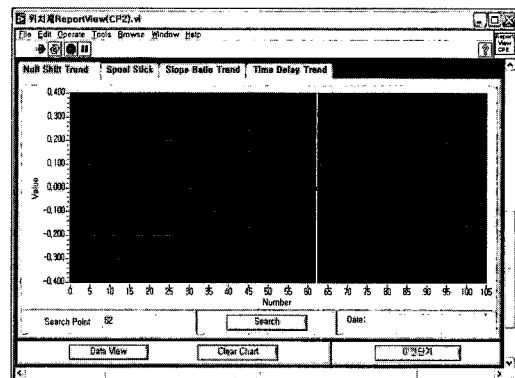


Fig. 9 Main front panel of servovalve diagnosis tester

성능 진단기를 이용해 수회 측정된 중립점 바이어스, 슬루율 비와 지연 시간이 각각 Fig. 10, Fig. 11 그리고 Fig. 12에 제시된다.

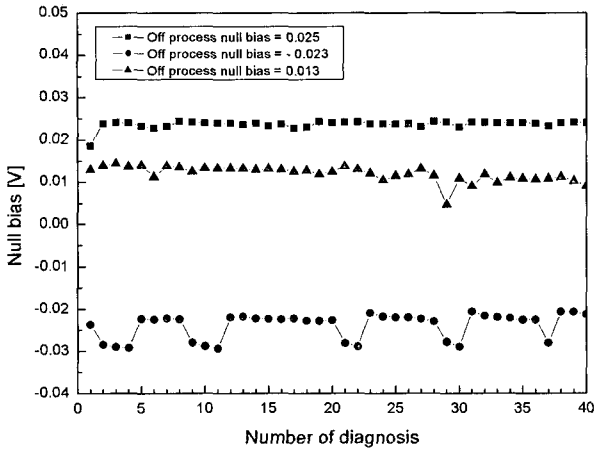


Fig. 10 Experimental result of null bias

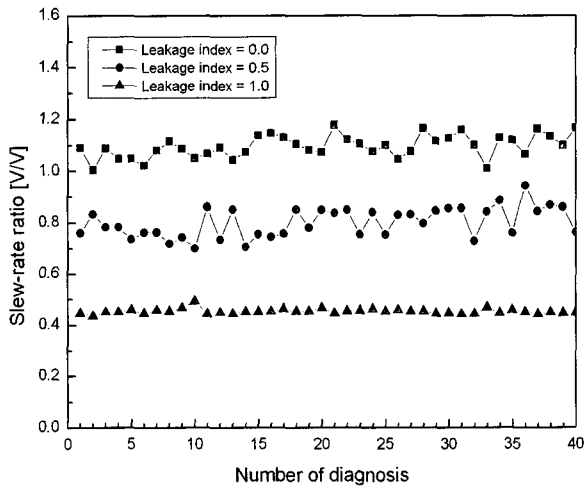


Fig. 11 Experimental result of slew-rate ratio

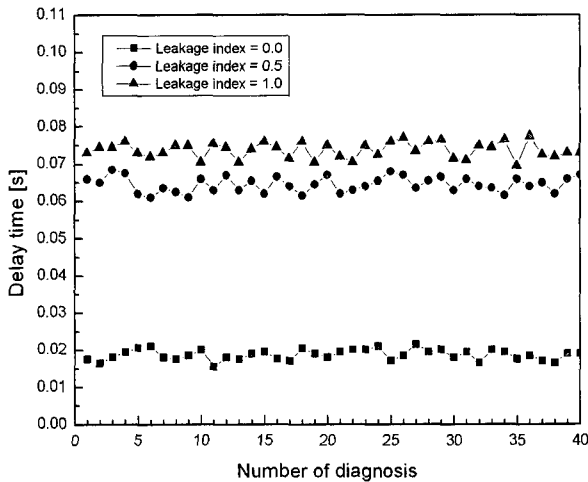


Fig. 12 Experimental result of delay time

Fig. 10은 3개의 서보밸브가 갖고 있는 각각의 중립점 바이어스를 나타낸다. 따라서 결과값 자체의 비교는 의미가 없으며, 3개의 서보밸브에 대해 중립점 바이어스가 제대로 측정된다는 사실이 중요하다. 또한 수회의 반복측정 하였음에도 일정한 값이 나오는 것을 볼 때 성능 진단기의 개발과 신호의 측정이 제대로 이루어짐을 알 수 있다. Fig. 11은 3개의 서보밸브에 대한 슬루율 비를 나타낸 그래프이다. 이 그래프 또한 같은 서보밸브에 대해서 일정한 값을 보인다. 또한 마멸이 증가함에 따라 슬루율 비가 감소함을 알 수 있다. 컴퓨터 시뮬레이션에서 밝혔듯이 신폴 밸브와 중간 마멸정도의 밸브에 대한 슬루율 비는 크게 차이가 나지 않음을 알 수 있다. Fig. 12는 3개의 서보밸브에 대한 지연 시간을 나타낸 그래프이다. 이전과 마찬가지로 동일한 밸브에 대해 동일한 정도(level)의 값이 측정됨을 알 수 있다. 지연 시간은 마멸이 증가함에 따라 증가함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 위치제어계의 서보밸브에 대한 성능을 인-프로세스 진단하는 방법을 제시하고, 제시된 성능 진단 항목으로 마멸된 서보밸브에 대한 이론 해석, 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 서보밸브 입력신호의 슬루율과 압력신호의 슬루율의 비가 스펴 마멸에 대한 성능 진단의 척도가 된다.
- 2) 스펴의 마멸이 진행됨에 따라 슬루율 비가 감소하는데, 이러한 슬루율 비의 정도에 따라 밸브의 사용 가능 여부 및 교환 시기를 파악할 수 있다.
- 3) 스펴의 마멸이 진행됨에 따라 지연 시간이 증가하는데, 지연 시간의 증가량을 사용해서 밸브의 사용 가능 여부 및 교환 시기를 파악할 수 있다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구되었습니다.

참 고 문 헌

- 1) T. Y. Feng, "Static and Dynamic Control

- Characteristics of Flapper/Nozzle Valves”, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, pp. 275~284, 1959.
- 2) D. Wang, R. Dolid and M. Donath, "Development and Verification of a Two-Stage Flow Control Servo valve", ASME, FPST- Vol. 2, pp. 121~129, 1995.
 - 3) P. N. Nikiforuk, P. R. Ukrainetz and S. C. Tsai, "Detailed Analysis of a Two-Stage Four-Way Electrohydraulic Flow-Control Valve", I. Mech. Engineering, J. Mech. Engineering Science, Vol. 11, No. 2, pp. 168~174, 1969.
 - 4) D. J. Martin and C. R. Burrows, "The Dynamic Characteristics of an Electro-hydraulic Servo valve", Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, Control, pp. 395~406, 1976.
 - 5) 김경호, 한규선, 김성동, 이재천, 함영복, "누설 유량 계측에 의한 서보밸브 마멸의 인-프로세스 진단", 유공압시스템학회논문집, 제1권, 제2호, pp. 1~7, 2004.
 - 6) K. Ogata, "Modern Control Engineering", Prentice-Hall Inc., London, pp. 216~282, 1970.
 - 7) W. Wuest, "Stromung durch Schlitz-und Lochblenden bei kleinen Reynolds-Zahlen", Ingenieur Archiv, No. 22, pp. 357-367, 1954.
 - 8) H. E. Merritt, "Hydraulic Control System", Wiley and Sons, New York, pp. 88~91, 1967.