

직동식 공기압 서보밸브 개발

김동수* · 이원희** · 최병오*

Development of Direct Drive type Pneumatic Servo Valve

Dong-Soo Kim* · Won-Hee Lee** · Byung-Oh Choi*

ABSTRACT

Electro-pneumatic servo valve is an electro-mechanical device which converts electric signals into a proper pneumatic flow rate or pressure. In order to improve the overall performance of pneumatic servo systems, electro-pneumatic servo valves are required, which have fast dynamic characteristics, no air leakage at a null point, and can be fabricated at a low-cost. The objective of this research is to design and to fabricate a new electro-pneumatic servo valve which satisfies the above-mentioned requirements. In order to design the mechanism of the servo valve optimally, the flow inside the valve depending upon the position of spool was analyzed variously, and on the basis of such analysis results, the valve mechanism, which was formed by combination of the spool and the sleeve, was designed and manufactured. Further, the performance of pneumatic servo valve has been verified through an overall performance test on the developed product.

Key Words : Servo valve(서보밸브), Solenoid(솔레노이드), Flow force(유체력)

* 첨단산업기술연구부 책임연구원

** 첨단산업기술연구부 연구원

기호설명

- P_0 : 공급압력 [bar]
- P_b : 출구압력 [bar]
- B_r : 잔여 자속밀도[T]
- B_g : 작동점에서의 자속밀도[T]
- J: 전류밀도 [A/m^2]
- μ_0 : 투자율 [H/m]

1. 서론

공기압 제어시스템은 저가격 및 빠른 응답의 압축공기 특성과 최근에는 제어성능의 향상으로 다양한 분야에서 활용되고 있다. 공기압 서보밸브의 응용분야는 자동차부품의 가공기계, 내구피로시험기와 자동차 조립라인, 식품포장 공급장치, 각종 이송시스템 및 신소재 절단기계 등으로 지속적인 증가를 보이고 있다. 공기압 제어시스템은 압축공기 발생시스템인 공기압축기, 압축공기의 이물질 제거, 운환 및 압력 조절 장치 F.R.L 유닛, 그리고 공기의 흐름방향, 힘, 속도 등을 제어하는 제어밸브, 최종작업을 할 수 있는 액추에이터와 이들을 연결하는 튜크, 피팅 등으로 구성된다(1). 공기압 서보밸브의 시장규모는 전 세계시장이 약 12,000억원이고, 국내의 경우는 약400억원 정도로 추정되는데(미국 및 일본 유공압협회(NFPA, JHPS), 2001년 자료 기준), 이들 수요의 100% 전량 수입에 의존하고 있으며, 대표적인 회사로는 미국의 Atchley Controls, DYVAL, Numatic, 독일의 Rexroth(구, Gas), Kolvenbach, FESTO 등 이다. 국내의 경우 일반 산업용 On-off 공기압 솔레노이드밸브와 유압서보밸브에 대하여 연구개발한 경험은 있으나, 공기압 서보밸브에 대한 개발은 미비한 실정이다.

본 연구에서는 이들 중 핵심기기인 공기압 흐름방향 및 압력, 유량을 제어하는 공기압 서보밸브 개발을 위해 리니어 모터, 스푼 및 슬리브 절

환 메카니즘, 전용제어기에 대한 설계 및 해석을 수행하였으며, 개발된 제품의 종합 성능시험을 통해 공기압 서보밸브의 성능을 검증하였다.

2. 서보밸브 설계

2.1 설계사양 및 개념설계

본 연구에서 개발한 서보밸브의 구성은 Fig 1 과 같다. 서보밸브는 구동부, 제어부, 스푼 및 슬리브(spool and sleeve) 절환 메카니즘과 밸브바디로 구성된다. 구동부는 플라스틱 보빈(bobbin)에 코일을 감은 솔레노이드(solenoid)와 누설자속을 방지하기 위한 요크(yoke)와 영구자석을 이용한 플런저(plunger)로 구성된다. 플런저

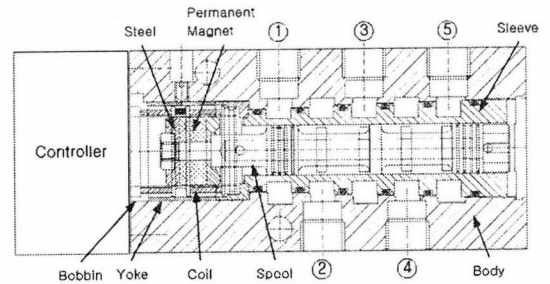


Fig 1. Schematic of pneumatic servo valve

Table 1. Spec. of servo valve

항 목		사 양
정 격 전 압		24 [V]
제 어 전 압		0~10 [V]
전 체 소비전류	무 부 하	0.05 [A]
	과 부 하	1.5 [A]
공 급 압 력		6 [bar]
정 격 유 량		700 [l/min]
공 급 포 터		1/8 [inch]
주 과 수		100 [Hz]

영구자석으로는 최근에 여러 분야에 많이 응용되어 사용되고 있는 네오디움계열의 강자성체인 NdFe35를 사용하였다. 스푼 및 슬리브 절환 메카니즘은 유동 해석을 기반으로 설계하였으며, 영구자석과 결합되어 있는 플런저-스푼 일체형의 스푼을 설계하였다. 그리고 정밀 유량 제어 밸브로서 기본적으로 5/3 way 구조로 동작이 되며, 동작 신호는 0~10[V]이다. 0~5[V]에서는 전진단 포트②가 개방되며, 5~10[V]에서는 후진단 포트④가 개방되도록 제어기를 설계 하였다. 세부적인 개발 사양은 표1과 같다.

2.2 Spool Mechanism 해석

본 연구에서는 서보밸브 내부의 유동장을 수치적으로 모사하기 위하여 2차원 압축성 Navier - Stokes 방정식을 적용하여 해석하였다. 밸브 내부로 고속의 기체가 유입되기 때문에 발생하는 난류의 영향을 수치적으로 모사하기 위하여 표준 k-ε 난류모델을 사용하여 레이놀즈 응력을 계산하였다.

2.2.1 계산영역 및 경계조건

본 연구에서는 스푼의 변위에 따른 서보밸브 내 유동장 특성을 해석하기 위하여 스푼의 위치 x/D 를 0.2, 0.4, 0.6, 0.8로 변화시켜 수치계산 하였다. Fig 2는 본 수치계산에서 사용한 계산영역과 격자계를 나타낸 것이다. 유동장의 입구에는 압력 입구 조건으로 상류 공급압, $P_0=0.6\text{MPa}$ 을 주었으며, 유동장 출구에는 압력 출구조건을 설정하였다. 벽면은 단열이라 가정하였으며, 슬립이 없는 조건을 적용하였다. 스푼의 위치에 상관없이 온도는 $T_0=300\text{K}$ 로 두었으며 입구의 공급압을 고정하고 출구압력 P_b 를 변화시켜 수치계산 하였다. 본 연구에서 중력의 영향은 무시하였다.

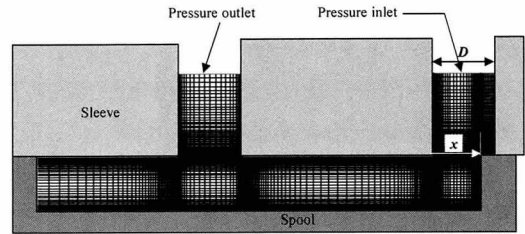


Fig 2. Grid map used in analysis

2.2.2 수치해석 결과

Fig 3은 $x/D=0.4$ 일 때 유동장 내부의 등 마하수 선도를 나타낸 것이다. $P_b/P_0=0.2$ 인 Fig 3(a)를 보면 스푼 내부로 유입되는 유동은 스푼과 슬리브의 최소단면적 부분을 지나면서 Mach number는 1 이상으로 가속된다. 이후 유동은 과팽창(over expanded)되어 스푼의 중간부분에서 충격파를 형성한다. 서보밸브에 과도한 압력을 가할 경우 입구와 출구의 압력 비에 의해 유동장 내부에 생성된 충격파는 서보밸브 자체에 진동과 손상을 야기 시킬 수가 있으므로 적절한 제어가 요구된다. 그리고 하류의 압력이 증가하여 압력비가 점점 증가할수록(Fig 3(b)-(d)) 서보밸브 내부에 생성된 충격파는 사라지고 유동은 출구쪽으로 팽창 되고 있다⁽¹⁾.

Fig 4는 $P_b/P_0=0.6$ 일 때, x/D 의 변화에 따른 스푼 벽면의 정압분포를 나타낸 것이다. 슬리브의 영향으로 면적이 좁아지는 부분에서 정압이 급감 하였다가 다시 상승하고 있음을 확인 할 수 있다. 스푼 벽면의 국소정압은 유입제트가 스푼 벽면에 충돌하면서부터 급격하게 감소($x=0.016\text{m}$ 지점부터) 하였다가 유동장 내부에 발생한 충격파의 영향으로 다시 급격한 상승을 보이고 있다. x/D 의 변화에 따른 국소정압은 x/D 가 점점 증가함에 따라, 즉 최소단면적이 점점 증가함에 따라, 국소정압의 감소폭은 상대적으로 줄어들고 있음을 알 수 있다. Fig 5는 $x/D=0.6$ 인 경우, 압력비의 변화에 따른 유동장의 속도벡터

를 도시한 것이다. Fig 5에서 압력비가 0.2인 (a)의 속도벡터를 살펴보면, 최소단면적 영역을 지난 이후 유동은 초음속으로 가속되고, 압축과 팽창과의 영향으로 속도의 증가와 감소를 반복한 후 스톱의 중간부분에서 급격하게 감속되었다가 출구로 나가면서 다시 증가하고 있다. 또한, 주변 유체와의 속도 경계가 명확하게 나타나고 있다. 압력비가 0.6인 (c)의 경우, 최소단면적 부분을 통과한 유체는 스톱의 하단부위에서 가장 큰 속도를 가지고 출구쪽으로 갈수록 감소하고 있다.

2.3 Servo Solenoid 설계

본 연구에서는 공기압 서보밸브용 솔레노이드의 설계에 기본적으로 리니어 모터의 원리를 이용하였다. 저 소비형 서보 솔레노이드를 만들기 위해 플런저에 영구자석을 사용하였으며, 솔레노이드의 양 보빈에 하나의 코일을 사용하여 동일한 횡수로 감고, 감는 방향만 반대로 하였다.

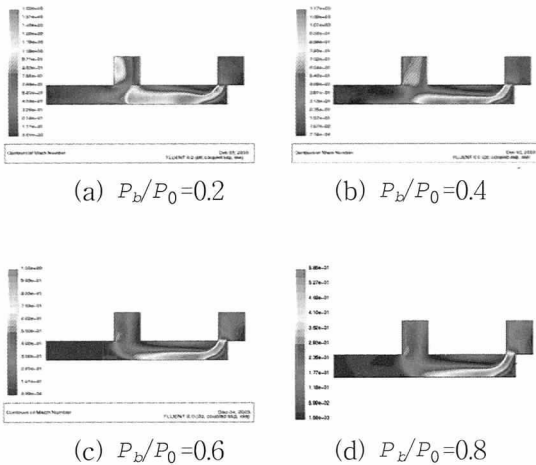


Fig 3. Iso-mach number diagram inside flow field ($x/D=0.4$)

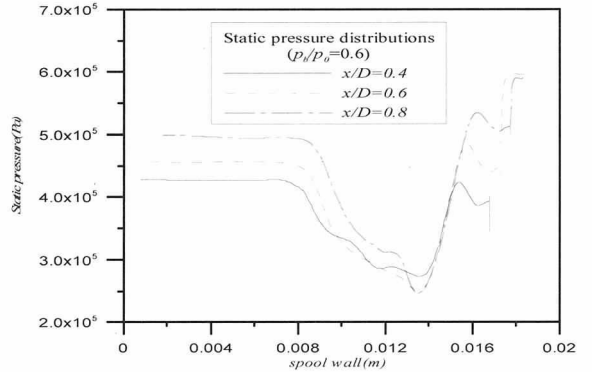


Fig 4. Static pressure distribution at spool wall ($P_b/P_0=0.6$)

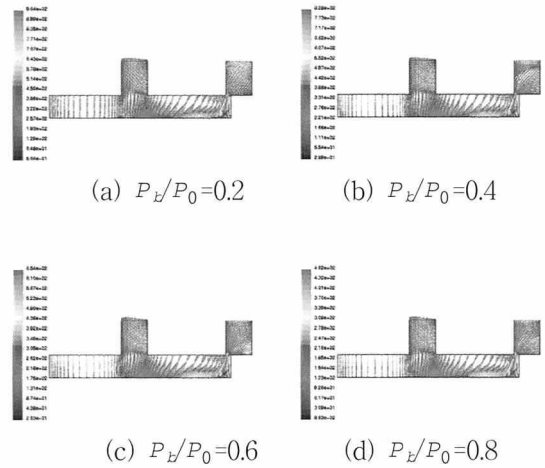


Fig 5. Velocity vector ($x/D=0.6$)

그러므로 솔레노이드에 일정한 +/- 값을 가지는 DC 전압을 제어 입력으로 가하면, 권선의 방향이 일치하는 솔레노이드 쪽에만 힘이 발생하게 된다. 그러나 오프셋(offset) 전압이 제로인 정현파를 제어입력으로 할 경우, 양쪽 솔레노이드에는 서로 반대 방향으로 동일한 자기력이 발생하게 되며, 이때 발생하는 자기력의 합은 제로가 된다. PWM 제어를 통해 On/Off 펄스 폭을 제어함으로써 양 솔레노이드의 자기력을 제어할 수 있으며, 그 결과 플런저의 미세 변위를 제어할 수 있다⁽²⁾.

2.3.1 맥스웰 방정식에 의한 전자력 계산

Maxwell의 응력을 면적으로 적분하면 벨브에서 슬레노이드에 의해 스펴에 가해지는 전자력을 구할 수 있다. 자속밀도 B 인 자장 내에 있는 전류밀도 J 인 담체는 단위체적당 $J \times \vec{B}$ [N/m^3]의 힘을 받는다. 만일 자장에서 변위전류를 무시하면 다음과 같이 Ampere의 법칙이 성립한다⁽³⁾.

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{B} \quad (1)$$

이때 담체 전체가 받는 힘은

$$\vec{F} = \int_v \frac{1}{\mu_0} (\nabla \times \vec{B}) \times \vec{B} \quad (2)$$

와 같이 된다. 이 공식에서 $\vec{A} = \vec{B}$ 로 놓으면

$$\nabla (B^2) = 2(\vec{B} \cdot \nabla) \vec{B} + 2\vec{B} \times (\nabla \times \vec{B}) \quad (3)$$

와 같으며, (3)의 피 적분항은

$$(\nabla \times \vec{B}) \times \vec{B} = (\vec{B} \cdot \nabla) \vec{B} - \frac{1}{2} \nabla B^2 \quad (4)$$

로 표현되며, 위 식을 면적분식으로 바꾸면 다음과 같다.

$$\vec{F} = \frac{1}{\mu_0} \int_s \vec{B} (\vec{B} \cdot \hat{n}) ds - \frac{1}{2\mu_0} \oint_s B^2 \hat{n} ds \quad (5)$$

이 적분식에서의 다음 피적분함수

$$\vec{F} = \frac{1}{\mu_0} \vec{B} (\vec{B} \cdot \hat{n}) - \frac{1}{2\mu_0} B^2 \hat{n} \quad [N/m^2] \quad (6)$$

를 맥스웰 응력이라 부르며 이를 수치 적분하여 전자력을 계산한다⁽⁴⁾⁽⁵⁾.

2.3.2 슬레노이드 시뮬레이션

설계된 슬레노이드 부분에 대한 시뮬레이션을 위해 상용 해석 프로그램인 Maxwell을 사용하였다. Fig 6과 Fig 7은 각각 서보 슬레노이드를 해석하기 위한 모델링도와 격자맵을 나타내었다. 슬레노이드의 양 코일 저항 R1, R2는 각각 10[Ω]이며, 정격전압으로는 ±12[V]를 35kHz 정현파로 인가해 주었다. Fig 8과 Fig 9는 플런저를 최대로 전진 시켰을 때의 자속밀도선도와 B 벡터 그래프이다.

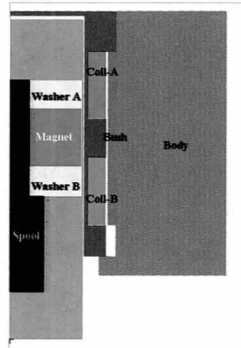


Fig 6. Modeling

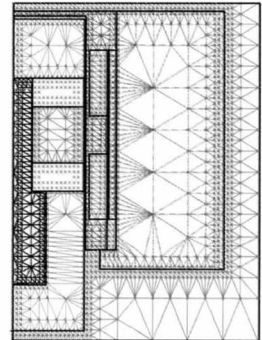


Fig 7. Mesh setting

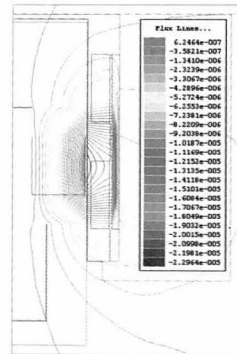


Fig 8. Flux density curve

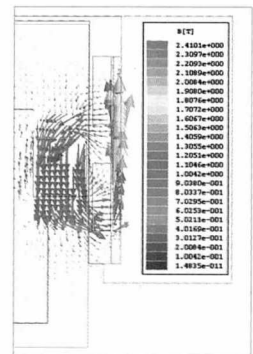


Fig 9. B vector's directionality

1) 시뮬레이션 1

첫 번째 시뮬레이션에서는 스펴의 초기 위치를 중립 위치에 두고, 슬레노이드의 제어입력으로 ±12 [V]의 구형파를 35kHz로 인가 할 때, 자기력 및 스펴의 위치, 속도 변화를 해석해 보고자 한다. 시뮬레이션 결과 제어 입력이 가해지는 순간 스펴의 변이가 중립점에서 아주 미세하게 흔들렸다가 곧 안정화 되어, Fig 10 (d)에서 스펴의 변위를 알 수 있듯이 스펴의 위치 변화가 없음을 확인하였다.

2) 시뮬레이션 2

스풀의 초기 위치를 중립점에 두고, 솔레노이드의 1차 제어 입력을 (-)15 ~ (+)9[V]로 가하다가 일정시간 이후 2차 입력을 ±12 [V]의 구형파로 순간적으로 변화 시켰을 때, 스푼의 위치 변화를 해석해 보고자 한다. 시뮬레이션 결과 스푼을 중립점 위치에 두고 솔레노이드 제어 입력을 (-)15~(+)9 [V]로 가했을 때 시뮬레이션 2와 동일하게 (-)음의 방향을 스푼이 이동한 후, 2차 제어입력을 ±12[V]로 가했을 때 스푼이 중립점으로 복귀하는 것을 확인하였다. 이때의 최대 Magnetic force는 3N이며, 이동 속도는 약 430mm/sec 정도 이다. Fig 8 과 9는 전자장 시뮬레이션 결과이며, (b)의 자기력 그래프에서는 서보 솔레노이드의 흡인력을 알 수 있다.

3. 공기압 서보밸브 시제품 제작

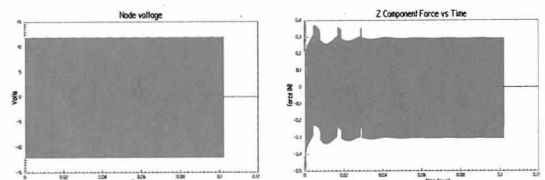
3.1 기구부 제작

스풀의 위치에 따른 밸브내의 유동해석 결과를 기반으로 스푼 및 슬리브의 조합으로 이루어지는 밸브 기구부 최적설계를 완료하였으며, 알루미늄 아노다이징 처리를 통해 스푼 및 슬리브와 밸브 몸체의 시제품을 제작하였다. 특히, Moving plunger type의 서보밸브 이므로 고 응답성을 구현하기 위해서는 플런저와 일체형으로 설계된 스푼의 경량화가 매우 중요하며, 본 연구에서는 가공 상의 어려움은 다소 많지만, 가벼운 알루미늄을 사용하여 고 응답을 얻을 수 있도록 하였다. 아래의 Fig 12 (b)에 개발된 서보밸브의 스푼 및 슬리브와 밸브 바디부의 시제품 사진을 나타내었다.

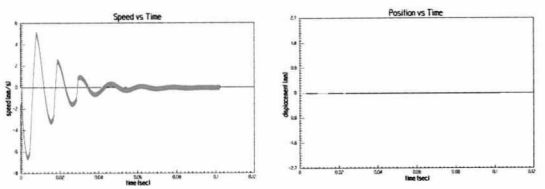
3.2 리니어 모터(linear force motor) 제작

서보밸브용 리니어 모터는 플라스틱 보빈의 양쪽에 코일을 서로 반대방향으로 감았으며, 좌우 코일 사이에 스푼의 위치검출을 위한 홀 센

서가 부착되어져 있다. 코일이 감겨져 있는 보빈에 비닐 코팅으로 씰링한 뒤, 제어기에 결합될 수 있도록 고정판에 볼트로 체결하였다. 또한 솔레노이드의 누설 자속을 방지하기 위하여 코일 바깥으로 부쉬를 설치하며, 보빈 내부에는 영구자석과 순철로 이루어진 플런저를 삽입하게 된다. 본 연구에서 개발된 서보밸브용 리니어 모터의 시제품은 Fig 12(a)에 나타내었다.

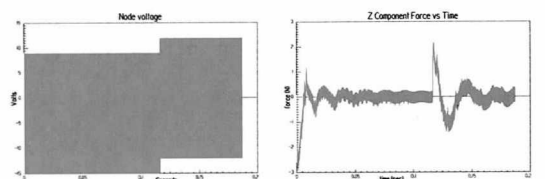


(a) Applied voltage (b) Magnetic force

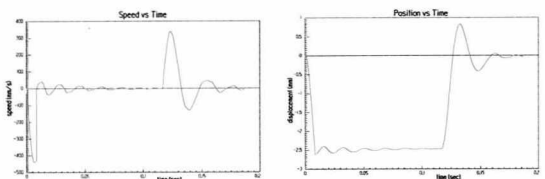


(c) Velocity of spool (d) Displacement of spool

Fig 10. Results of analyzing simulation 1

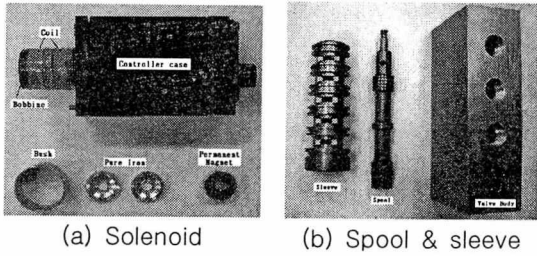


(a) Applied voltage (b) Magnetic force

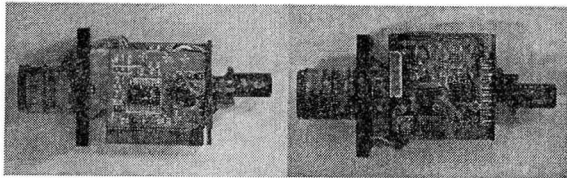


(c) Velocity of spool (d) Displacement of spool

Fig 11. Results of analyzing simulation 2



(a) Solenoid (b) Spool & sleeve



(c) controller

Fig 12. Photos of solenoid, controller and Mechanical parts

3.3 제어기 제작

직동식 공기압 서보밸브 시스템의 구성은 Fig 13과 같이 나타낼 수 있다. Fig13에 기술된 바와 같이 본 시스템은 외부로부터의 기준 신호의 크기에 비례하여 공압 실린더에 흐르는 유체의 양을 선형적으로 제어할 수 있도록 하는 장치이다. 이때 외부 기준 신호에 정확하게 부합되도록 유량을 제어하기 위해서는 기준 신호와 실제 시스템의 응답과의 오차를 감지하여 그 오차값 만큼 연속적으로 제어가 가능한 폐 루프 제어 시스템의 구축이 필요하다. Fig의 시스템에서도 위치 센서를 이용하여 폐 루프를 구성하였으며, 시스템 내부적으로 원하는 위치제어가 가능하도록 하였다. 공기압 서보밸브용 디지털 제어기 시제품을 Fig 12 (c)와 같이 제작 하였다. 제작된 제어 시스템은 DC 24[V] 전원과 제어전압 0~10[V] 에 의해서 구동된다. 제어기 시제품에서는 제어성능을 보다 안정화 시키면서, 구조적으로 2 단 양면기판을 채택하여 컴팩트화 설계함으로써 서보밸브의 몸체부와 결합 가능하도록 하였다.

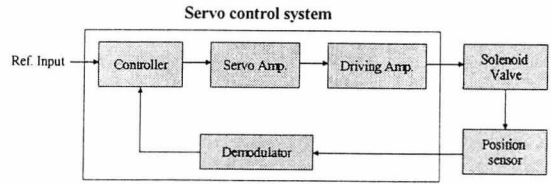


Fig 13. Schematic of servo control system

4. 서보밸브 성능시험

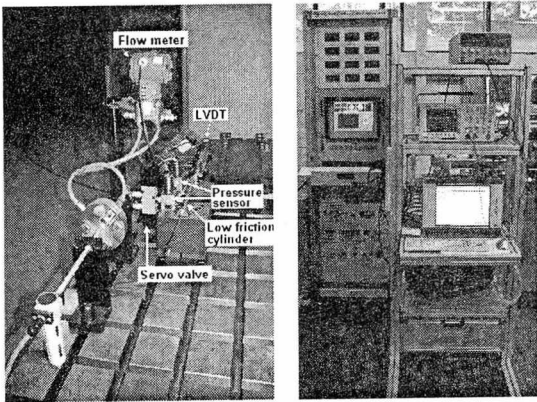
4.1 시험장치 설계 및 제작

본 연구에 공기압 서보밸브의 종합성능 및 신뢰성 평가기술 개발을 위하여 아래의 시험기를 직접 설계 및 제작 하였으며, 개발된 종합성능시험기와 제어기를 Fig 14에 나타내었다. 성능시험을 위한 제어기는 각 종 센서의 데이터를 변환 및 실시간 처리할 수 있는 Indicator 및 제어용 PC 시스템으로 구성되어 있다. 제어용 PC 시스템은 본 연구에서 개발한 서보밸브 동특성 시험 전용 소프트웨어에 의해서 구동되며, 함수 발생 기능, 노이즈 필터링, 실시간 FFT 등의 각종 신호처리 기능을 가지고 있다. 또한 센서와 제어용 PC 시스템 사이의 인터페이스 장치로는 Signal conditioner를 내장하고 있는 NI-DAQ 보드를 사용함으로써 실험 데이터의 신뢰성을 높였다. 공기압 서보밸브의 경우 유압 서보밸브와 달리 작동유체의 압축성으로 인해 일반 실린더를 이용하여, 실린더의 변위를 측정할 경우 서보밸브의 동특성을 정확히 측정할 수 없다. 그러므로 본 연구에서는 이러한 문제를 피할 수 있는 스톱 변위 직접 측정방법을 사용하였다.

4.2 종합 성능시험

4.2.1 정격유량 시험 및 사용압력 시험

서보밸브의 최대 유출유량 실험을 수행한 결과 Fig 15와 같다. 실험방법으로는 우선 공급압력을 설정한 다음 서보밸브의 스톱 위치 변화에 의한 최대 유출유량을 측정하였다. 시험결과 서보밸브의 유출 유량은 개발 목표치 700[l/min]를 만족시키는 것을 확인 할 수 있었으며, 압력 또한 개발 목표치 0~10 bar를 만족시키는 것을 확인 할 수 있다.



(a) Tester part (b) Controller

Fig 14. Pneumatic servovalve performance tester

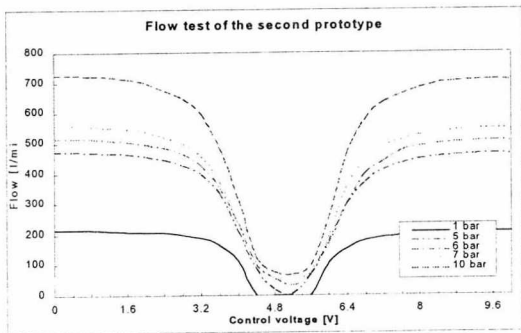


Fig 15. Results of flow rate test

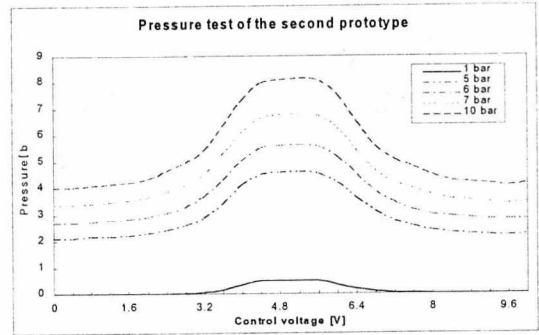
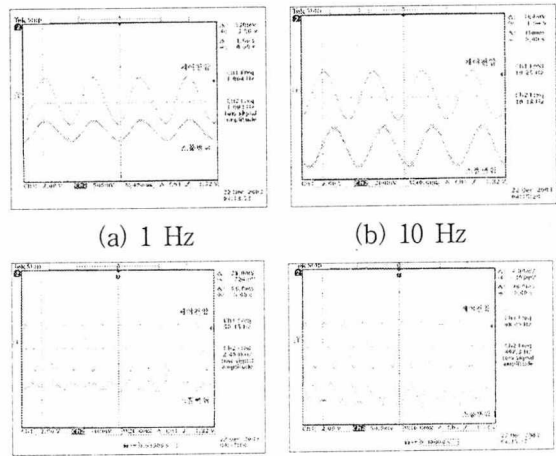


Fig 16. Results of pressure test



(a) 1 Hz (b) 10 Hz (c) 50 Hz (d) 100 Hz

Fig 17. Frequency Response

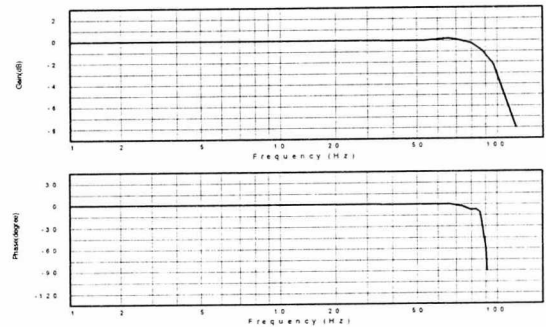


Fig 18. Phase and gain of servo valve system

4.2.2 주파수 응답시험

Fig 17은 1Hz, 10Hz, 50Hz, 100Hz에서 시제품의 주파수 응답 시험 결과 그래프이다. 성능시험 결과 스펙 변위가 일그러지는 현상이 많이 보완되었으며, 100Hz에서도 문제없이 정상 작동함을 확인 하였다. 본 연구에서 개발한 공압 서보밸브의 동특성 시험을 위와 같이 수행하였다.

실험조건은 공급압력은 6 bar, 유량 700 ℓ/min 이며, 제어입력으로 정현파를 사용하였다. 또한 정현파 입력신호와 공시밸브 정격 입력신호의 80% 입력으로 사용하고 주파수를 1Hz~100Hz까지 가변 시켜가며, 그 때의 이득(gain)과 위상지연을 계측하였다. 그리고 각 주파수에 따라 동특성 시험을 시행한 결과 이득과 위상 지연을 Fig 18에서와 같이 주파수 응답 그래프로 나타내었다.

5. 결론

서보밸브의 기구부 최적 설계를 위해 스펙의 위치에 따른 밸브내의 유동해석을 다양하게 수행하였으며, 해석 결과를 기반으로 스펙 및 슬리브의 조합으로 이루어지는 밸브 기구부 설계, 제작하였다. 특히, Moving magnet type의 서보밸브 이므로 고 응답성을 구현하기 위해서는 전자석과 일체형으로 설계된 스펙의 경량화가 매우 중요하다. 그러므로 본 연구에서는 가공 상의 어려움은 다소 많지만, 가벼운 알루미늄을 사용하여 고 응답을 얻을 수 있도록 하였다.

공기압 서보밸브의 핵심기술인 리니어 모터를 개발 사양에 맞춰 1차 설계를 한 후, 상용해석 프로그램인 Maxwell을 이용하여 다양한 제어 입력 변화에 따른 전자장 및 시스템의 과도응답을 해석하였다. 그리고 기존의 아날로그 제어기 대신 전용 디지털 제어기를 개발하였으며, 아날로그로 구성된 제어기 모듈에 비해 시스템의 특성에 적합한 제어 값 설정이 가능하기 때문에 제어 모듈 개발 시에 융통성이 크다는 장점이

있다.

종합성능 시험을 수행할 수 있는 시험기를 설계, 제작하였으며, 개발된 공기압 서보밸브의 유량, 압력 및 주파수 응답 시험을 통해 시스템의 동특성을 해석하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 "100Hz 이하급 직동식 공기압 Servo Valve 개발" 과제 지원으로 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. S. H. Choi, 2000, "A Study on analysis and desin of a poppet type electro-pneumatic servovalve", KAIST, p. 38-92.
2. N. Ye, S. Scavarda, M. Betemps and A. Jutard, 1992, "Models of a pneumatic PWM solenoid valve for engineering applications", Transactions of the ASME, Vol. 114, p. 680-688.
3. K. Ichiryu, H. Tamura, and S. Kogarashi, 1996, "Development of linear motor servo valve", Fluid Power, Third JHPS, p 391-396.
4. John D. Karaus, 1984, "Electromagnetics", McGraw-Hill, Third edition, p. 102-116.
5. W.J, Duffin, 1990, "Electricity and magnetism", McGraw -Hill, p. 162-193.