

공압 서보메커니즘과 PID 제어기의 설계에 관한 연구

최갑용

대전대학 기계/자동차 계열 교수

1. 서론

공기압실린더 시스템은 자동화와 관련해서 전동기와 함께 현장에서 가장 많이 쓰이는 구동 메커니즘 중의 하나이다. 압축공기를 구동매체로 하는 공압 실린더 시스템은 대부분 솔레노이드 밸브를 이용한 온-오프(on-off) 제어 즉, 풀-오픈(full-open) 풀-셴(full-shut)제어를 실시하기 때문에 전동기를 이용한 서보 제어에서와 같이 섬세한 제어를 할 수 없었다. 최근에 와서 기업들은 경영 합리화의 일환으로 생산 시스템의 효율화를 위하여 자동화에 많은 투자를 기울이고 있는데, 이에 따라 공압실린더 시스템의 활용 범위도 넓고 다양해져서 전동기 제어에서와 같은 섬세한 제어를 해야 할 필요성이 증대되었다.

공압 실린더 시스템은 압축공기를 이용하기 때문에 그 특성상 많은 장점과 단점을 가지고 있다. 장점으로 볼 수 있는 것은 충격 흡수 효과라든지 적은 힘으로 큰 작업력을 얻을 수 있다는 것을 들 수 있으나, 이 때문에 시스템이 고차의 비선형으로 되어서 시스템의 모형화나 제어전략 즉, 알고리즘의 개발에 큰 어려움을 주고 있다는 것이 단점이 되고 있다.

본 연구의 목적은 종래의 솔레노이드 밸브를 이용한 온-오프 제어 방식에 의한 한계를 극복해서 전동기 제어에서처럼 섬세한 제어를 할 수 있는 제어 전략을 개발하고자 하는데 있다. 이를 위한 제어 전략으로 채용한 것이 PID제어이다. 공압 실린더 시스템의 제어에 있어서 PID제어를 채용하는데는 많은 어려움이 있다. 무엇보다도 연구의 진행과정상 부딪치는 시스템 모델링에 있어서 적용 이론의 도입 조건이 적용 계가 선형성 이어야 한다는 것이다. 물론 어떤 물리계도 완전하게 선형성을 갖는 계는 없기 때문에 선형으로 추정해서 해석하고 있기는 하지만, 공압 실린더 시스템의 해석은 작동매체의 큰 압축성 때문에 어려움이 가중되고 있다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방법으로 본 연구에서는 밸브의 비례대를 개선하는 것과 밸브의 이득 보상을 위한 출력 위상조절, 흡배기구 직결 방식이라고 명한 공압 서보 회로를 개발하여 사용하였다. 따라서 본 연구에서는 지금까지 문제로 인식되었던 구동 매체의 압축성을 오히려 장점으로 이용할 수 있도록 함으로써 공압 실린더의 사용 한계를 극복할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

2. 흡배기구 직결방식을 채용한 공압 서보시스템의 설계

종래의 솔레노이드 밸브를 이용한 실린더 시스템의 제어에는 서론부에서 지적한 바와 같은 한계가 있기 마련이다. 따라서 본 연구에서는 이러한 한계를 극복할 수 있는 하나의 방법으로서 흡배기구 직결방식을 채용한 서보메커니즘을 제안하고 있다. 이 장에서는 본 연구에서 사용하고 있는 서보 시스템의 회로 설계와 작동 원리에 대하여 설명하고자 한다.

2.1 전동 밸브의 개폐량과 작용력과의 관계

흡배기구 직결방식을 채용한 서보메커니즘은 그림 1과 같은 전동밸브를 이용하여 유량을 제어하고 유량제어를 통하여 실린더의 위치를 제어하고 있다. 우선 조작량과 제어량과의 관계를 알아야 하는데 이를 위해서 유효거리를 알아야 한다. 그림 1의 밸브시스템이 완전히 열리고 닫히는 행정거리는 10mm이고, 밸브의 오리피스 직경은 8mm이다. 그리고 밸브를 완전히 여닫는데 필요한 PC의 출력은 0V-10V이기 때문에 이들의 관계를 그림 2와 같이 나타낼 수 있다. 그러나 유효 행정은 10mm가 아닌 아주 낮은 범위에서 결정된다. 왜냐하면, 이 유효 행정 거리라고 하는 의미는 스템의 위치 변화가 오리피스를 통과하는 유체의 유량에 영향을 끼치는 거리를 뜻하는 것으로 유효 거리의 한계를 넘게 되

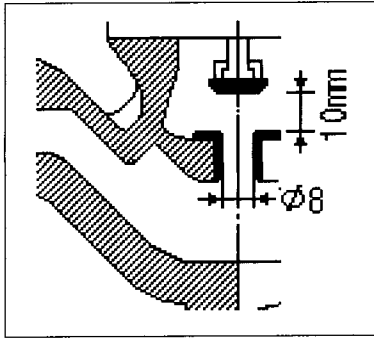


그림 1. 밸브의 내부 구조.

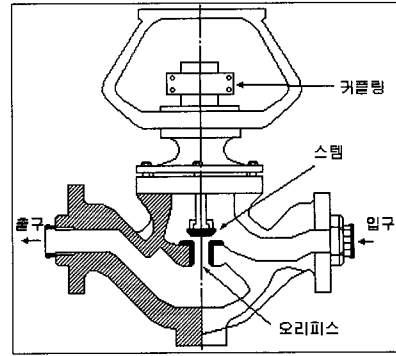


그림 3. 밸브의 내부구조.

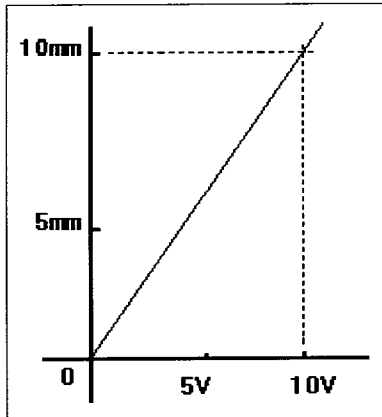


그림 2. 밸브 스템의 입출력선도.

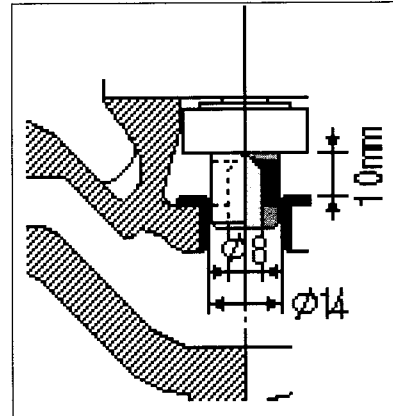


그림 4. 개선된 밸브의 내부구조.

면 스템의 위치가 변화하더라도 유량의 흐름에 변화를 줄 수 없기 때문에 유효 거리는 중요한 의미를 갖는다. 스템의 변위를 h 라고 하고 오리피스의 지름을 D_o 라고 하면 스템의 최대 유효거리 h_{MAX} 는 (1)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} A_o &= \pi h D_o \\ h_{MAX} &= D_o / 4 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

(1)에서 A_o 는 오리피스의 단면적, π 는 원주율, h_{MAX} 는 스템의 최대 유효거리, D_o 는 오리피스의 지름이다. 본 연구에 이용되는 밸브의 오리피스 지름이 8mm이기 때문에 (1)을 이용하면 h_{MAX} 는 2mm가 됨을 알 수 있다.

2.2 비례대 확대를 위한 밸브스템의 재설계

기존 밸브의 내부 구조는 그림 3과 같다. 커플링을 이용하여 구동축과 밸브스템을 연결하고 있다.

지금까지 사용해 온 밸브는 그림 3과 같이 클러브 모양으로 된 스템을 구동축의 선단에 유격이 있도록 조립해서 스템이 오리피스에 안착되기 쉽도록 하고 있다. 바로 이 스템의 유격으로 인하여 밸브내의 압력이 변화하면 스템이 일정한 위치에 고

정되어 있지 못하고 유동을 갖기 때문에 반복 정밀성을 보장할 수 없을 뿐만 아니라 가제어역을 축소시키는 결과를 가져옴에 따라 PID제어를 이용하여 작동하더라도 거의 온-오프제어에 가깝게 되어서 입력 변화에 섬세하게 대응할 수 없었다. 앞에서 조사한 바와 같이 그림 3의 밸브스템의 최대 유효 거리는 오리피스의 지름이 8mm이므로 2mm밖에 안됨을 알았다. 그러나 실제로는 실린더의 용량이 아주 작기 때문에 실질적인 가제어역은 그보다 훨씬 적은 0.23mm안팎에서 제어가 이루어지는데, 이나마도 스템의 유격으로 인한 유동 때문에 매우 불안정한 상태를 보이고 있다. 본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 스템을 그림 5와 같이 개조해서 밸브를 그림 4와 같이 만들었다. 이 스템은 0.5mm인 배출구를 양쪽에 가지고 있으므로 1mm움직일 때 배출구는 1mm²의 단면적이 열리는 결과를 가져오게 되므로 8mm의 가제어역을 얻을 수 있게 된다. 뿐만 아니라 스템이 구동축과 일체형으로 되어 있어서 일정한 위치에서 확고하게 안정된 위치를 유지할 수 있기 때문에 불안정된 상태를 해결할 수 있게 되었다. 이 경우에도 물론 8mm모두가 실질적인 가제어역으로 쓰이는 것은

표 1. 밸브 출력에 대한 실린더 출력.

상승(↑)		하강(↓)		상승(↑)		하강(↓)		상승(↑)		하강(↓)		평균상승(↑)		평균하강(↓)	
밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	밸브 출력 (V)	실린더 출력 (mm)	평균 밸브 출력 (V)	평균 실린더 출력 (mm)	평균 밸브 출력 (V)	평균 실린더 출력 (mm)
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	0.35	0	-	-	0.33	0	-	-	0.34	0	-	-	0.34	0
-	-	0.29	13	-	-	0.27	24	-	-	0.28	8	-	-	0.28	15
-	-	0.22	18	-	-	0.20	25	-	-	0.21	24	-	-	0.23	22
0.23	0	0.16	107	-	-	0.20	25	-	-	0.14	115	0.23	0	0.17	82
0.15	32	0.09	147	0.17	0	0.08	160	0.15	0	0.09	130	0.15	32	0.09	146
0.11	94	0.06	150	0.08	05	0.02	160	0.11	80	0.03	160	0.10	60	0.04	156
0.03	156	0.06	160	0.04	145	0.02	160	0.06	140	0.03	160	0.04	147	0.03	160
0.02	162	0.03	172	0.02	160	0.02	160	0.03	160	0.03	160	0.02	161	0.02	164
0.02	170	0.02	172	0.02	170	0.02	172	0.03	170	0.03	165	0.02	170	0.02	170
0.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

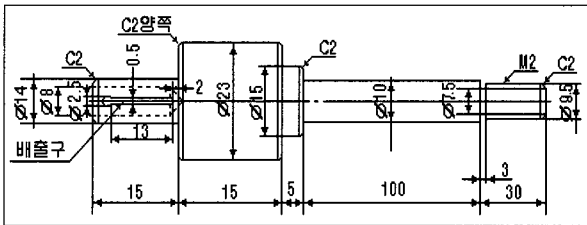


그림 5. 개선된 밸브시스템의 설계도.

아니지만, 종래의 밸브에 비하여 비례대를 4배나 확대시킬 수 있는 효과를 얻게 되었다.

2.3 개선된 시스템의 유효 제어역 측정 위한 실험

작업손(실린더 로드)의 선단을 임의의 위치에서 정지시키려면 실린더 시스템을 작동시키는 작용력과 반작용력이 평형을 이루는 점에서 스템이 정지하고 있어야 한다. 이 점을 평형점이라고 하면 평형점은 제어 시스템의 기준입력에 따라 달라진다. 가제어역 전역을 커버할 수 있도록 하기 위해서는 스템의 입출력과 작업손의 입출력간의 관계를 아는 것이 매우 중요하다. 실린더를 정밀하게 제어하기 위해서는 먼저 모든 입력 수준에서의 정확한 평형점을 찾을 수 있도록 하는 것이 중요하기 때문이다. 평형점을 찾기 위해서는 밸브의 실질적인 유효 제어역을 찾는 것이 중요하기 때문에, 이를 위하여 다음과 같은 실험을 실시하였다. 실린더가 상승할 때와 하강할 때의 조건이 다르기 때문에 각각에 대하여 독립적인 조사를 실시하였다. 기본 단위를 0.05V단위로 조작량을 변화 시켜서 실린더의 출력

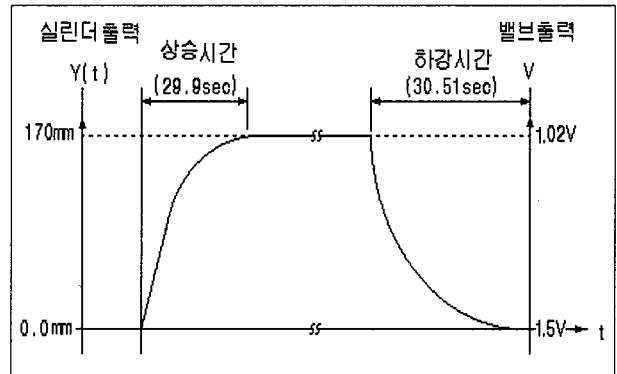


그림 6. 실린더의 상승·하강 곡선.

량을 측정하고, 단계적으로 증가 또는 감소시키는 방법으로 각각 세 차례에 걸쳐서 실험을 실시하고 표 1과 같은 결과를 얻었다. 실험 결과를 분석해보면 밸브의 출력이 0.02V일 때 실린더가 완전히 열리고, 0.35V에서 완전히 닫히게 되므로 가제어구간은 0.02 - 0.35V가 된다는 것을 알 수 있다. 그림 6은 실험 결과를 토대로 실린더의 상승·하강하는 곡선을 보여주고 있다.

2.4 밸브의 이득 보상을 위한 출력 위상의 조절

또 한가지 중요한 과제는 밸브 시스템의 이득이 저출력 범위에서 매우 낮다는 것이다. 실제로 이득을 측정해 본 결과 0.43정도밖에 되지 않았다. 이러한 현상은 제어기의 파라미터 동정에도 어려움을 줄뿐만 아니라 시스템의 응답을 더욱 불안정하게 만든다. 지나치게 큰 비례계인은 속응성을 개선시킬지는 모르지만 안정성을 저해하는 원인이 되기 때문에 이러한 저출력이득 때문에 발생하는 문제

표 2. 온도와 기준입력 변화에 대한 밸브의 이득.

		온도				Tj	xj
		19(°C)	21(°C)	23(°C)	25(°C)		
입력	1.00(V)	⑤ 0.984 ⑮ 0.989 ⑳ 0.984	⑥ 0.974 ⑮ 0.974 ㉑ 0.967	⑥ 0.964 ⑮ 0.972 ㉑ 0.974	① 0.950 ⑳ 0.959 ㉒ 0.952	11.643	0.970
	1.05(V)	③ 0.927 ㉑ 0.930 ㉓ 0.932	⑩ 0.932 ⑭ 0.932 ㉑ 0.921	④ 0.918 ㉑ 0.921 ㉓ 0.944	⑥ 0.907 ⑬ 0.910 ㉓ 0.911	11.085	0.924
	1.10(V)	② 0.967 ㉑ 0.941 ㉓ 0.941	④ 0.879 ⑮ 0.955 ㉓ 0.876	⑤ 0.876 ㉒ 0.879 ㉓ 0.885	④ 0.928 ⑮ 0.921 ㉓ 0.961	11.009	0.917
	1.15(V)	⑥ 0.904 ⑮ 0.900 ㉓ 0.900	③ 0.944 ㉒ 0.937 ㉑ 0.928	① 0.98 ⑭ 0.96 ㉓ 0.951	⑨ 0.938 ㉒ 0.937 ㉑ 0.918	11.197	0.933
	1.20(V)	⑪ 0.946 ⑮ 0.958 ㉑ 0.954	⑨ 0.938 ⑫ 0.912 ㉒ 0.916	⑩ 0.911 ⑮ 0.92 ㉒ 0.964	③ 0.928 ⑮ 0.890 ㉑ 0.900	11.137	0.928
	1.25(V)	① 0.942 ⑭ 0.945 ㉓ 0.942	⑪ 0.930 ㉑ 0.935 ㉓ 0.932	③ 0.963 ⑮ 0.930 ㉓ 0.934	⑩ 0.936 ⑮ 0.970 ㉓ 0.950	11.309	0.942
	1.30(V)	⑧ 0.977 ⑫ 0.946 ㉓ 0.929	⑧ 0.971 ⑮ 0.945 ㉓ 0.946	⑪ 0.946 ⑮ 0.977 ㉑ 0.937	⑪ 0.928 ⑮ 0.935 ㉑ 0.929	11.366	0.947
	1.35(V)	④ 0.942 ㉒ 0.942 ㉓ 0.960	⑦ 0.935 ⑮ 0.926 ㉑ 0.927	⑦ 0.930 ⑮ 0.987 ㉑ 0.922	② 0.926 ⑮ 0.955 ㉑ 0.913	11.283	0.940
	1.40(V)	⑨ 0.959 ⑮ 0.984 ㉑ 0.941	② 0.969 ⑮ 0.940 ㉑ 0.929	⑨ 0.966 ⑮ 0.959 ㉑ 0.941	⑤ 0.926 ⑫ 0.919 ㉑ 0.963	11.396	0.951
	1.45(V)	⑩ 0.970 ⑮ 0.950 ㉑ 0.948	① 0.981 ㉑ 0.960 ㉑ 0.950	② 0.939 ⑫ 0.970 ㉑ 0.957	⑦ 0.931 ⑭ 0.945 ㉑ 0.930	11.431	0.953
	1.50(V)	⑦ 0.951 ⑮ 0.975 ㉑ 0.993	⑤ 0.975 ⑮ 0.975 ㉑ 0.98	⑧ 0.941 ㉑ 0.977 ㉑ 0.969	⑧ 0.949 ⑮ 0.955 ㉑ 0.970	11.61	0.968
	Ti	31.353	31.109	31.164	30.840	124.466	
	xi	0.950	0.943	0.944	0.934		0.943

점을 해결하기 위하여 본 연구에서는 출력수준을 1V만큼 앞세우고 있다. 다시 말해서 출력이 1.02V 일 때 밸브가 완전히 닫혀 있게 한다는 것이다. 이렇게 해서 이 시스템의 가제어 구간은 0.02 - 0.35V가 아니라 1.02 - 1.35V가 되도록 하였다.

2.4.1 이득보상 효과 검증을 위한 실험

앞에서 이미 실험을 통하여 가제어역을 확인하고 또 이득보상을 위하여 출력위상을 앞세우는 기법을 제안하였다. 여기에서는 보상 후에 가제어역에서 이득이 어떻게 나타나는지를 알아보는 실험을 실시하고자 한다. 먼저, 실험을 위하여 다음과 같은 실험계획을 세웠다. 가제어역 구간에서의 이득이 입력의 크기와 온도 변화에 의하여 어떻게 변

화하고 있는지를 알아보기 위하여, 특성치를 밸브 시스템의 이득으로 하고, 특성치의 변화에 영향을 주는 것으로 사료되는 인자를 주변 온도와 밸브의 기준입력으로 하였다. 온도 요인의 흥미 영역은 통상적인 활동 온도로 적합한 20 - 21°C를 전후로 해서 19°C, 21°C, 23°C, 25°C의 4개의 수준으로 하였다. 그리고 입력 크기의 흥미 영역은 바로 보상 후의 가제어역이 되겠지만, 이 실험에서는 1.0 - 1.5V 구간을 0.05V의 급간차로 11개의 등급으로 나누고 있다. 실험의 배치는 정해진 하나의 온도 수준에 따라서 계급별 이득을 측정하도록 하였으며, 실험의 랜덤화를 위해서 입력의 크기를 나타내는 계급 수 만큼의 카드를 통에 넣고 충분히 혼든 다음 임의로 추출해서 해당하는 계급을 실험 대상으로 하

표 3. 보조표.

		온도							
		19(°C)		21(°C)		23(°C)		25(°C)	
		계	평균	계	평균	계	평균	계	평균
입력	1.00(V)	2.957	0.986	2.915	0.972	2.910	0.970	2.861	0.954
	1.05(V)	2.789	0.930	2.785	0.928	2.783	0.978	2.728	0.909
	1.10(V)	2.849	0.950	2.0710	0.903	2.640	0.880	2.810	0.937
	1.15(V)	2.704	0.901	2.809	0.936	2.891	0.964	2.793	0.931
	1.20(V)	2.858	0.953	2.766	0.922	2.795	0.932	2.718	0.906
	1.25(V)	2.829	0.943	2.797	0.932	2.827	0.942	2.856	0.952
	1.30(V)	2.852	0.951	2.862	0.954	2.860	0.953	2.792	0.931
	1.35(V)	2.844	0.948	2.806	0.935	2.839	0.946	2.794	0.931
	1.40(V)	2.884	0.961	2.838	0.946	2.866	0.955	2.808	0.936
	1.45(V)	2.868	0.956	2.891	0.964	2.866	0.955	2.806	0.935
	1.50(V)	2.919	0.973	2.930	0.977	2.887	0.962	2.874	0.958
	Ti	31.353		31.109		31.164		30.840	
	xi	0.950		0.943		0.944		0.934	

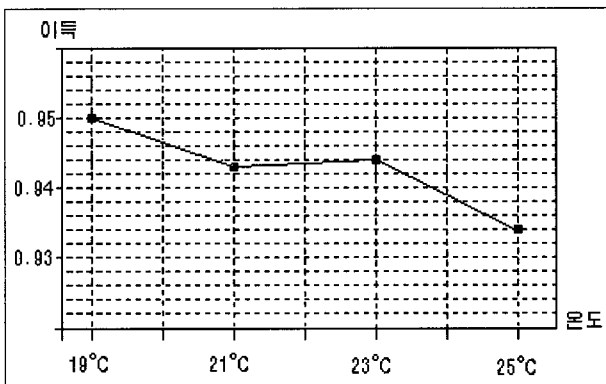


그림 7. 온도 변화에 대한 평균이득의 추이.

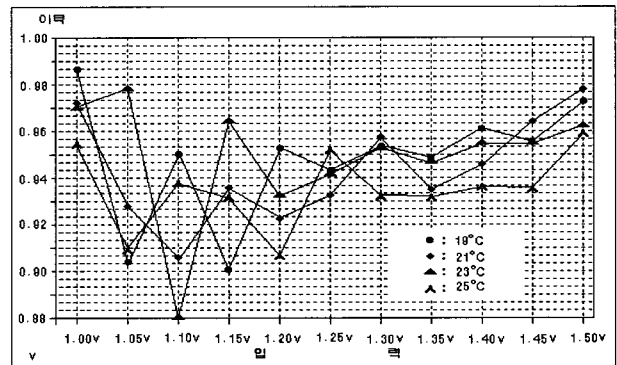


그림 9. 온도에 대한 수준별 이득 추이.

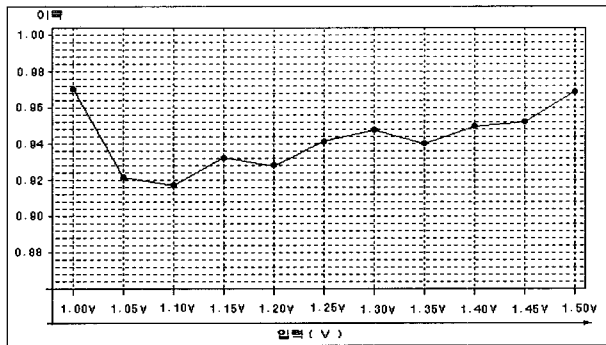


그림 8. 입력수준에 대한 평균이득의 추이.

였다. 이와 같은 방법으로 3회에 걸친 실험을 통하여 표 2와 같은 결과를 얻었다.

2.4.2 데이터의 집계와 그래프화

이 실험은 온도와 입력수준의 변화가 밸브의 이득에 영향을 주느냐, 않느냐 하는 유의성을 검정하기 위한 실험이기 때문에, 이 실험의 결과를 분석하기 위하여 반복이 있는 이원배치법을 이용한다. 우선 각각의 수준에 대하여 수집된 데이터에 대한

여 수준의 조합마다 합계와 평균을 구하고, 이를 이용하여 보조표를 표 3과 같이 만들었다. 표 2와 표 3에 나타난 결과를 이용하여 그림 7, 그림 8, 그림 9와 같이 도시하여 요인 효과의 개요를 파악하였다. 이 그림들을 분석해 보면 온도와 기준입력들은 모두 유의할 것으로 예상된다. 또 온도와 기준입력 사이에 교호작용도 유의하리라 예상된다.

2.4.3 분산분석표의 작성과 결과 분석

$l=4, m=11, r=3$ 이 되므로 이상의 자료들을 이용하여 통계적 분석을 실시하면, 유의수준 $\alpha=0.05$ 에서 분산분석표를 표 4와 같이 작성할 수 있다.

표 5를 보면 두 인자 즉, 온도(A)와 기준입력(B)에 대한 검정 통계량 F_0 가 기각치 $F(0.05)$ 보다 크기 때문에 수준 변화에 따라서 유의한 차가 있음을 알 수 있고, 또한 $A \times B$ 교호작용도 유의하다. 이러한 결과는 그림 7, 그림 8과 그림 9를 통해서 예견된 사실이다. 그리고 출력 위상의 조절을 통해서 이득을 평균 0.943까지 개선할 수 있었다.

표 4. 온도와 기준입력의 유의성 검정을 위한 분산분석표.

요 인	S	ϕ	V	Fo	F(0.05)
온 도(A)	0.0040853	3	0.001362	4.989	2.723
입 력(B)	0.0341014	10	0.003410	12.490	1.953
A×B	0.0222720	30	0.000742	2.718	1.603
E	0.0239954	88	0.000273		
T	0.0844541	131			

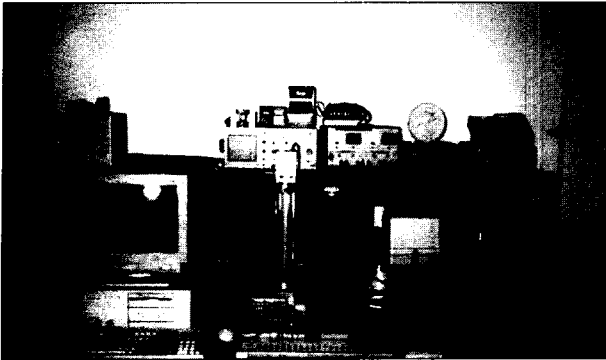


그림 10. 실험장치.

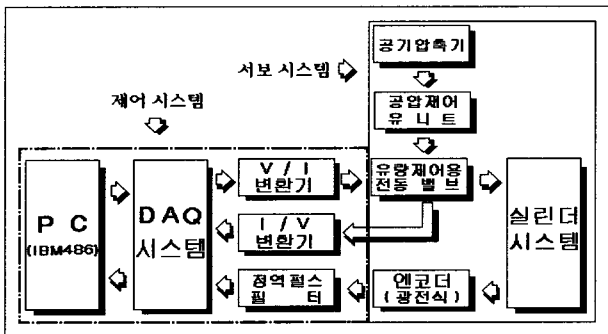


그림 11. 실험장치의 블럭선도.

2.4.4 공압 서보 제어 시스템의 구조와 해설

이상과 같이 구조 개선을 실시한 후 그림 10과 같이 서보 제어용 실험장치를 설치하였다. 그림 11은 실험장치의 구성 요소들 간의 관계를 나타내는 블럭선도이고, 그림 12는 서보제어를 위한 공압 회로이다. 그림 12에서 압력 조절기를 통하여 실린더에 공급되는 2차 압력은 0.75kg/cm^2 이다. 초기 상태에서는 제어 밸브가 완전히 열려 있으므로 작동압이 가압측에 전달되지 않고 배압 조정 밸브를 통하여 대기로 빠져나가기도 하고, 일부는 배압측으로 전달되어서 배압을 높여 주기 때문에 실린더는 완전히 열려 있게 된다. 그러나 제어 밸브를 닫게 되면 배압측으로 연결된 회로는 단히 버리기 때문에 모든 압력이 가압측에만 집중적으로 전달되어서 실린더가 전진작동을 할 수 있게 된다. 만약, 배압측의 실린더가 밀폐되어 있다면 배압측의 체적

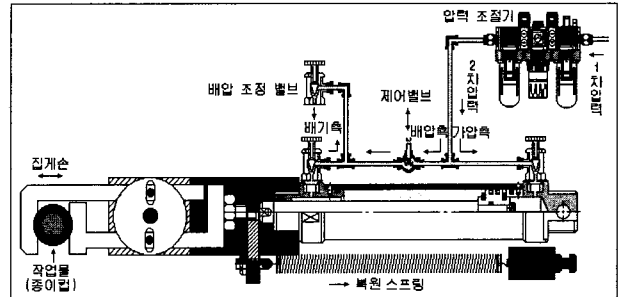


그림 12. 서보 시스템의 공압회로.

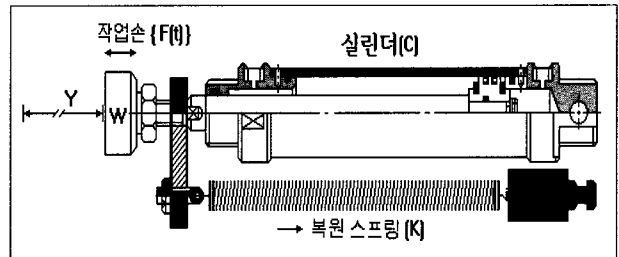


그림 13. 감쇠 진동을 갖는 편로드 복동형 실린더 시스템.

감소는 평형점 이상을 넘을 수 없기 때문에, 배압 조절밸브를 이용해서 배압측의 내압 증가를 방지하였다.

3. 제어 시스템의 수리 모형화

3.1. 실린더 시스템의 구조

여기에서는 본 연구에서 이용하고 있는 실린더 시스템을 모델링 하고자 한다. 실린더 시스템은 그림 13과 같다. 작업손은 작용력(F(t))에 의해서 자유롭게 움직일 수 있으며, 작용력을 제거하면 항상 초기 상태인 원점으로 되돌아가게 된다.

3.2. 특성 분석과 수리 모형화

과도응답 분석을 통하여 시스템의 동적 특성을 결정짓는 파라미터들을 표 5와 같이 구하고, 본 연구에서 이용하고 있는 밸브 시스템을 (2)와 같이 모델링하였다. K_v , τ_v , ζ_v 는 각각 밸브 시스템의 이득정수, 시정수, 감쇠계수이다.

표 5. 밸브 시스템의 파라미터.

이득정수 (K _v)	불감시간 (L _v)	시정수 (τ _v)	감쇠계수 (ζ _v)
0.13	4.98	0.96	1

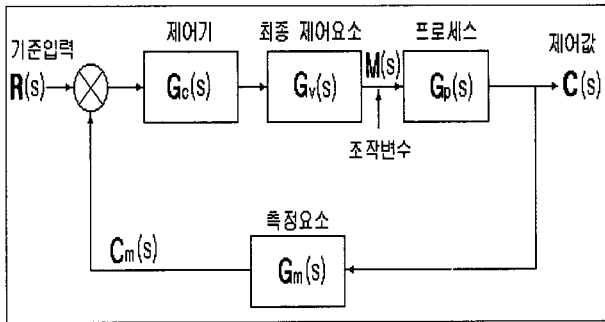


그림 14. PID제어기의 블럭선도.

$$G_v(s) = \frac{K_v \cdot e^{-Ls}}{\tau_v^2 s^2 + 2\tau_v \zeta_v s + 1} \quad (2)$$

$$= \frac{0.13 \cdot e^{-4.98s}}{0.92s^2 + 1.92s + 1}$$

4. 제어기의 성능 평가를 통한 파라미터 동정과 수리 모델을 이용한 모의 실험

이 장에서는 실제 시스템을 대상으로 PID제어를 실시할 때 최적 파라미터를 동정하는데 필요한 시행착오를 줄일 수 있도록 하고 이론치와 실제의 실험결과를 비교 분석해 보기 위하여 앞에서 구한 시스템의 수리 모델을 이용하여 모의 PID제어를 실시하고자 한다.

4.1 제어기의 성능 평가 척도

파라미터를 동정하기 위해서는 시스템을 평가하는 척도가 있어야 한다. 본 연구에서는 제어기의 성능 평가를 위하여 편차면적 평가법을 도입하기로 한다.

4.2 제어 전략

본 연구에서는 전통적으로 가장 많이 쓰이는 제어 전략 중의 하나인 PID 제어 기법을 이용한 프로세스 제어에 관하여 다루고자 한다. 피드백 제어를 위한 전략의 기본적인 철학은 출력이 기준입력 보다 낮은 상태의 응답을 보일 때는 보다 높은 조작량을 방출해서 빨리 기준입력에 도달할 수 있도록 끌어올리고, 반대로 기준입력보다 높은 상태의 응답을 보일 때는 보다 낮은 조작량을 방출해서 시스템의 출력을 기준입력 수준으로 끌어 내리서 제어

편차를 감소시키는 것이다. PID제어기는 “비례 제어 모드”, “미분 제어 모드”, “적분 제어 모드”를 병용하는 것으로 미분 동작은 큰 이득을 갖는 프로세스 제어에서 나타나는 오버슈트를 감소시키는 역할을 하고, 적분 동작은 잔류편차를 제거하는 역할을 하기 때문에 세 가지의 제어모드를 동시에 이용하면 우수한 제어 결과를 얻을 수 있다. (3)에서 K_p는 비례게인, τ_I는 적분시간, τ_D는 미분시간을 뜻하고 K_B는 밸브와 실린더의 출력비를 뜻한다.

$$G_c(s) = K_B K_p (1 + \frac{1}{\tau_I s} + \tau_D s) \quad (3)$$

4.3 시스템의 블럭선도와 수리 모델을 이용한 모의 실험결과

제어기, 밸브 시스템, 제어 대상이 되는 실린더 시스템을 연결하는 피드백 제어 시스템은 그림 14와 같다. (단, 귀환 요소의 전달함수 G_m(s)는 1로 하고 비례대 K_B=0.1923으로 한다.)

$$\begin{aligned} C(s)/R(s) &= G(s)/(1 + G(s)H(s)) \\ &= \{0.0115K_C(1 + \tau_D s + (1/(\tau_I s)))\} / \\ & [\{ (1001s^4 + 2150.72s^3 + 1216.64s^2 \\ & + 67.92s + 1) / e^{-6.74s} \} \\ & + \{0.0115K_C(1 + \tau_D s + (1/(\tau_I s)))\}] \end{aligned} \quad (4)$$

절단급수(切斷級數 : truncated series)를 이용하여 (4)의 지연에 대한 지수함수 e^{-6.74s}를 (5)와 같이 근사시키고, 이를 다시 (4)에 대입하면 (6)과 같은 최종적인 페루프 시스템의 전달함수를 구할 수 있다.

$$e^{-6.74s} \cong \frac{1}{1 + 6.74s + 45.43s^2} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} C(s)/R(s) &= \{0.0115K_C(1 + \tau_D s + (1/(\tau_I s)))\} / \\ & [\{ (1 + 6.74s + 45.4s^2)(1001s^4 \\ & + 210.72s^3 + 1216.64s^2 + 67.92s + 1) \} \\ & + 0.0115K_C(1 + \tau_D s + (1/(\tau_I s)))] \end{aligned} \quad (6)$$

(6)의 파라미터 K_c, τ_I, τ_D들은 앞에서 밝힌 바와 같이 편차 면적 평가법과 3인자(K_c, τ_I, τ_D) 요인분석법을 이용해서 최적 값을 구했다. 모의실험에서 기준입력 R=100mm, 제어시간 t=32.5sec에서 최소 편차 면적이 658.1되고, 이 때 제어기의 최적

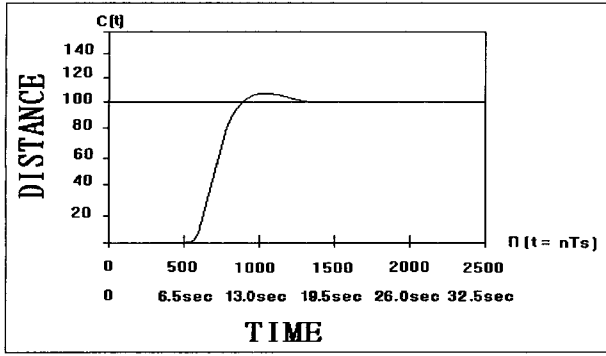


그림 15. 모의 실험의 응답곡선.

파라미터는 각각 $K_c=1.5$, $\tau_I=2.5$, $\tau_D=2$ 가 되었다. 이들 파라미터들을 (6)에 대입하고 MATLAB을 이용하여 시간 영역에서의 과도응답을 보면 그림 15와 같은 결과를 얻을 수 있다.

5. 실제 시스템을 이용한 실험 결과

이 절에서는 본 연구가 최종적으로 추구하는 실제 시스템을 대상으로 PID제어를 실시한다. 제어기의 파라미터는 앞의 모의 실험에서 구한 것을 사용하고 적합성을 확인하기 위하여 3인자 요인 분석을 실시하고자 한다.

5.1 신호 흐름 체계

초기 상태에서는 제어 밸브가 완전히 열려 있기 때문에 배압측의 압력이 가압측 보다 크게 작용하므로 작업손은 원점인 0점에 위치하게 된다. 시스템이 작동하게 되면 PC는 방향 인식 필터와 DAQ 시스템에 내장되어 있는 CTC(counter/ timer circuit)를 통하여 엔코더의 펄스 수를 읽어 들임으로써 작업손의 위치를 감지하고, 기준 입력과 감지된 귀환 신호의 크기를 비교하여 편차를 계산한 후, 이 편차를 제어기의 입력요소로 해서 조작량을 결정한다. 이어서 D/A 변환 기능을 가지고 있는 DAQ 시스템을 통하여 모터 드라이버에 조작량을 인가시키면 전동기의 작동으로 밸브시스템이 구동된다. 시스템의 위치가 결정됨에 따라 실린더의 가압측으로 유입되는 유량이 결정되어서 작업손을 작동시키게 된다. 이 때 피스톤 로드와 부착된 래크가 엔코더를 구동시켜서 작업손의 변위를 측정할 수 있는 코드를 발생시키고, 이 신호를 되먹임 시키는 일련의 과정은 그림 16과 같다.

5.2 PC 프로세싱을 위한 PID제어용 알고리즘

이 절에서는 PC를 이용해서 시스템을 제어할 수

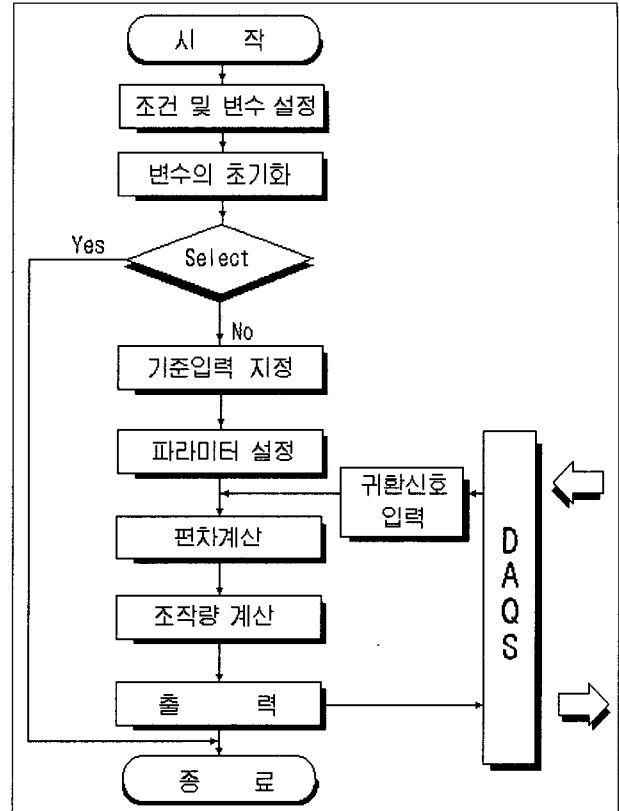


그림 16. 신호 흐름도.

있도록 컴퓨터 프로세싱을 위한 PID제어용 알고리즘을 만들고, 이 알고리즘을 이용해서 실제 시스템을 제어한 후 그 결과를 모의 실험의 결과와 비교 분석해 보고자 한다.

PID 제어기의 입력을 $e(t)$ 로 하고 출력을 $m(t)$ 로 했을 때 입력과 출력에 대한 관계는 (7)과 같이 됨을 알 수 있다.

$$m(t) = K_P \{ e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \} + R \quad (7)$$

그러나 그림 17에서 보는 바와 같은 컴퓨터 제어 시스템에서는 샘플링에 의해서 출력 데이터를 취하기 때문에 (7)을 그대로 이용할 수 없다. $e(t)$ 대신에 샘플 값인 $e(k)$ 를 대상으로 제어를 실행해야 하는데, 이를 위하여 (7)의 적분식과 미분식을 각각 (8), (9)와 같이 근사시켜서 (10)과 같은 디지털 제어 규칙을 만들어야 한다.

$$T_s \sum_{i=0}^k e(k_i) \quad (8)$$

$$\frac{1}{T_s} \{ e(k) - e(k-1) \} \quad (9)$$

$$m(k) = K_P \{ e(k) + \frac{T_s}{T_I} \sum_{i=0}^k e(k_i) + \frac{T_D}{T_s} [e(k) - e(k-1)] \} \quad (10)$$

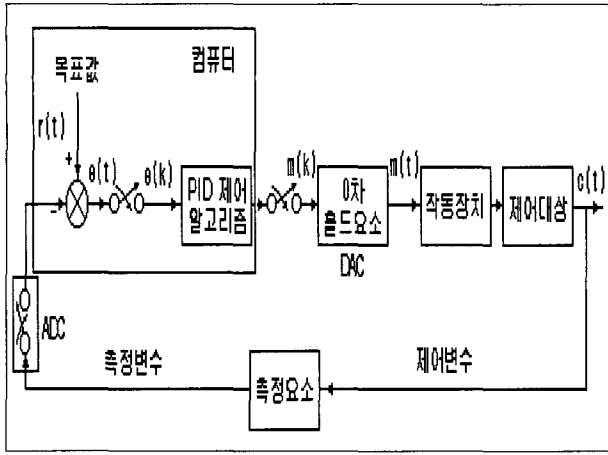


그림 17. 시불연속 시스템의 블럭선도.

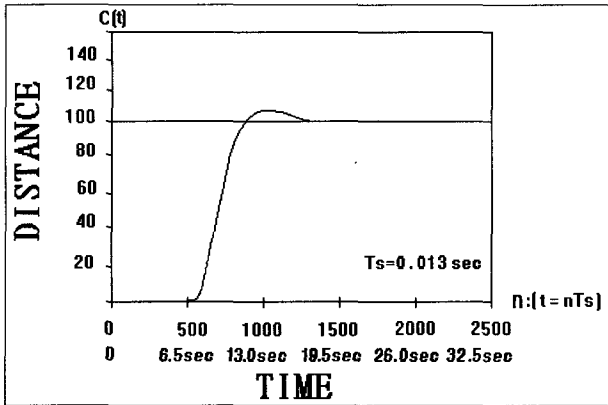


그림 18. 실제 시스템 제어의 응답곡선.

여기에서 $m(k)$, $e(k)$ 는 $t=k \cdot T_s$ 시각에서의 $m(t)$, $e(t)$ 의 값을 가리키는 것이며, T_s 는 한 주기를 실행하는데 걸리는 시간으로서 샘플링 간격을 나타내는 것이다.

5.3 실제 시스템의 제어 결과와 분석

실제의 실험의 결과를 모의 실험 결과와 비교할 수 있도록 하기 위하여 기준입력 R 을 100mm로 하고 샘플링 횟수 n 은 2500회, 샘플링 주기 T_s 는 0.013sec로 해서 얻은 결과는 그림 18과 같고, 이때의 최소 편차 면적은 693.85가 되었다. 모의실험의 최소 편차면적과 실제 실험의 최소 편차 면적의 차이는 모델링 오차라 할 수 있으며 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다. 파라미터의 최적성 여부를 확인하기 위하여 3인자 요인 분석 실험을 실시하고 표 6과 같은 결과를 얻었다. 표 6에서 - 표시는 편차 면적이 1,000 이상이 되는 곳으로 의미가 없는 제어 영역을 나타내고 있다. 표 6을 분석해 보면, 이론 모형을 이용하여 모의실험에서 구한 최적 파라미터들이 실제 시스템의 제어에서도 최적 파라미터가 되고 있다는 것을 알 수 있다.

표 6. 3인자 요인분석에 의한 실험 결과.

실험조건		R = 100(mm), $T_s = 0.13(\text{sec})$, 온도 : 23(°C), 습도 : 35(%)					
kc=1.0	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
	$\tau_I=1.0$	908.64	930.41	820.91	876.89	844.00	866.05
	$\tau_I=1.5$	859.09	837.96	734.59	778.80	790.63	833.63
	$\tau_I=2.0$	764.11	886.97	769.68	780.62	764.77	742.62
	$\tau_I=2.5$	878.51	818.15	744.09	765.28	798.46	758.06
	$\tau_I=3.0$	751.62	832.62	747.31	763.35	718.85	795.97
	$\tau_I=3.5$	889.37	798.38	755.29	757.56	754.23	795.63
kc=1.5	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
	$\tau_I=1.0$	927.01	885.16	947.88	918.75	897.78	-
	$\tau_I=1.5$	828.74	862.78	818.37	838.75	862.15	-
	$\tau_I=2.0$	781.48	759.97	825.35	742.12	731.67	-
	$\tau_I=2.5$	738.52	742.40	763.33	693.85	804.51	-
	$\tau_I=3.0$	726.56	734.80	783.47	733.43	768.92	-
	$\tau_I=3.5$	780.00	697.74	799.61	709.18	-	-
kc=2.0	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
	$\tau_I=1.5$	-	-	-	-	-	-
	$\tau_I=2.0$	-	817.87	-	-	-	-
	$\tau_I=2.5$	785.92	804.35	794.60	797.13	-	-
	$\tau_I=3.0$	-	-	-	-	-	-

6. 결론

실제의 시스템을 제어하기 위하여 최적 파라미터를 구할 경우 많은 시간과 비용이 낭비될 뿐만 아니라 많은 위험도 따를 수 있다. 시스템을 정확하게 모형화 하고, 모형을 이용해서 앞에서와 같은 모의 실험을 통하여 최적 제어를 위한 정보를 구할 수 있도록 하는 것이 모의 실험이 갖는 의의라 할 수 있다. 본 연구에서는 이러한 일련의 과정들을 충실히 실현하여 공압 시스템의 PID제어를 성공적으로 구현하는 실례를 보였다. 무엇보다도 실험을 정확히 할 수 있도록 하려면 먼저 실험의 계획이 철저하게 이루어져야 하는데 본 연구에서는 통계적 분석기법을 도입하여 철저한 정량적 정성적 분석을 통하여 시스템을 동정함으로써 시간과 노력을 줄이는 예를 보였다. 앞으로의 과제는 공압 시스템이 가지고 있는 고차의 비선형성에 훌륭히 대응할 수 있는 기법의 개발이 필요하다.

참고문헌

- [1] Benjamin C. Kuo & Jacob Tal, DC Motors and Control System, SRL Publishing Company, pp. 31-53, 1978.
- [2] Benjamin C. Kuo, Incremental Motion Control, SRL Publishing Company, vol. I, 1979,
- [3] Donald R. Coughanowr, Process Systems Analysis and Control, 2nd ED., McGraw-Hill INC., pp. 303-317, 1991.
- [4] Huibert Kwakernak & Rahael Sivan, Linear Optimal Control System, Wiley-Interscience, pp.

119-192, 1972.

- [5] John G. Bollinger & Neil A. Duffie, Computer Control of Machines and Process, Addison Wesley, 1989.
- [6] J. R. Leigh, Applied Digital Control, 2nd ED., Prentice Hall, pp. 6-22, 1992.
- [7] Michael Athans & Peter L. Falb, Optimal Control, pp. 221-294, 1966.
- [8] Pradeep B. Deshpande Raymond H. ASH, Elements of Computer Process Control with Advanced Control Applications, Instrument Society of America, pp. 12-17, 1981.
- [9] Witold Pedrycz, Fuzzy Control and Fuzzy Systems, 2nd ED., John Wiley & Sons INC., 1993.