

技術論文

공압 레귤레이터의 공급압력 강하 제어이론에 대한 고찰

조남경*[†] · 정용갑* · 조인현*

Investigation of Control Theory on Pressure Drop Characteristics of Pneumatic Regulator for Gas Supply

Nam-kyung Cho*[†] · Yong-Gahp Chung* · In-Hyun Cho*

ABSTRACT

For launcher applications, different from other applications, very high flow rate is required which can lead to supply pressure drop against required setting pressure. The supply pressure decrease is closely related to regulator characteristics. In this paper, supply pressure offset is investigated considering regulators as kinds of control systems. Pressure offset of self-operated regulator is analyzed with sensitive parameter defined as the ratio of valve travel to pressure offset. It is shown that pressure offset of self-operating regulator can be improved by incorporating proportional and integral controls and they can be materialized with pilot regulator systems.

초 록

발사체 관련 가스공급은 타 분야 가스공급과는 달리 대유량의 가스공급이 요구되며, 가스공급시 공급압력이 감소하여, 유량을 공급하는 동안 요구되는 압력을 만족시키지 못하는 현상이 흔히 발생한다. 공급압력 감소는 레귤레이터의 특성과 밀접하게 연관되어 있다. 본 논문에서는 공압 레귤레이터를 2차 측 압력을 일정하게 유지시키는 일종의 제어계로 간주하여 공압 레귤레이터의 공급압력 강하 제어방법을 고찰하였다. 직동식 레귤레이터는 유량공급시 정적 평형 오차가 수반되며, 오차의 분석은 압력오차에 대한 밸브 이동거리의 비로서 정의되는 민감도로서 해석될 수 있음을 제시하였다. 직동식 레귤레이터의 오차는 비례식 및 적산식 제어계의 개념을 도입한 파이롯 레귤레이터의 도입을 통하여 개선될 수 있음을 보였다.

Key Words: Pressure Offset(압력오차), Gas Supply(가스공급), Regulator(레귤레이터), Pneumatic System(공압 시스템), Pilot(파이롯), Integral Control(적산식 제어)

1. 서 론

접수일 2010. 10. 4, 수정완료일 2011. 1. 23, 게재확정일 2011. 1. 29

* 정회원, 한국항공우주연구원 추진제어팀

[†] 교신저자, E-mail: cho@kari.re.kr

압축가스를 이용한 공압시스템은 추진기관 시험설비, 발사장 지상설비, 발사체 공급계 등에

광범위하게 활용된다. 압축가스의 사용처에는 추진제 가압, 발사체 내부 및 외부 환경제어, 발사체 내부 탱크충전, 압력에 의한 일 생성 등이 있으며, 이젝터 효과에 의한 진공생성, 극저온 추진제 온도제어 등 특수한 목적을 위해 사용되기도 한다.

모든 공압시스템의 운용항목에는 공압 수요처(gas consumer)의 요구조건이 존재한다. 수요처의 요구조건은 발사체 개발과정에서 도출되며, 이는 지상 공압시스템이 만족시켜야 할 공급규격에 해당한다. 특수한 경우를 제외하고 대부분의 공압시스템의 공급요건은 얼마의 압력(힘)으로서 얼마나 빠르게(유량) 가스를 수요처에 공급할 수 있는가 하는 능력으로 제시된다. 일반적으로 지상 공압설비는 공압 레귤레이터를 이용하여 요구압력으로 감압하여 공급한다[1].

Figure 1은 공압 압력제어 기구로 가장 널리 사용되는 직동식 공압 레귤레이터(self-operated pneumatic regulator)의 정특성 곡선이다[2]. 레귤레이터의 정특성은 정상상태에서 유량과 2차 압력의 관계를 말하며 유량이 커질 경우(q_1 에서 q_2 로 증가) 공급압력이 감소함을 보여준다. 유량이 더 증가할수록 압력감소폭은 보다 커지는 것을 볼 수 있다. 이 경우 유량 요구조건은 만족하는 반면 요구되는 2차 압력 요구조건은 만족시키지 못 할 수 있다. 이러한 문제는 필요 유량이 클 경우에 주로 발생한다. 유량공급 시 레귤레이터 공급압력 저감(droop problem) 현상의 원인

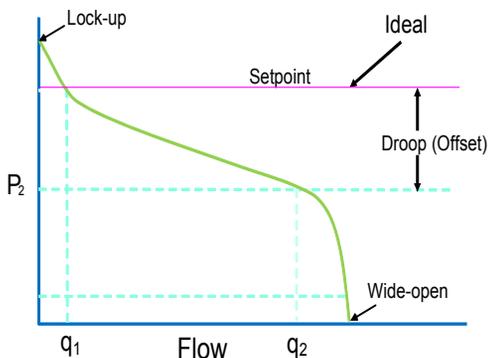


Fig. 1 Performance curve of regulator

및 개선방법에 대해서는 많은 연구가 있어왔다. 주로 직동식 (self actuated)레귤레이터의 압력오차 요인에 대한 내용이고 이의 개선방안에 대한 연구가 있었다[2,3].

이러한 직동식 레귤레이터의 압력오차를 개선하기 위하여 돔 압력구동 방식 레귤레이터와 파이롯 구동(pilot operated) 방식 레귤레이터에 대한 연구가 수행되어 왔으며[4-6], 이들 레귤레이터는 현재 산업체나 발사체에 널리 사용되고 있다[7].

공압 레귤레이터는 2차측 압력을 일정하게 유지시키는 일종의 제어계로 볼 수 있다. 제어이론 측면에서 볼 때 유량 공급 시 2차 측 압력저하는 제어오차에 해당하고 이러한 오차를 줄일 수 있는 제어기법이 적용되어야 한다. 기존 공압 레귤레이터에 대한 연구가 주로 부품들의 동력학과 유체현상적 측면의 연구인데 비하여[4-7], 본 연구는 공압 레귤레이터를 일종의 제어계로 다루어 제어오차를 줄이는 기법을 논하고, 실제로 그러한 제어방식이 구현되어 있는 레귤레이터를 제시한다. 공압 레귤레이터의 압력제어에 제어이론을 적용시켜 보다 체계적으로 압력오차를 다루는 것을 목표로 하였다. 2장에서는 기존 문헌을 참조하여 직동식 레귤레이터의 원리와 오차요인을 소개한다. 직동식 레귤레이터는 본질적으로 오차가 발생할 수 밖에 없음을 보였다. 제어 민감도 개념을 도입하여 직동식 레귤레이터의 오차요인을 분석하는 방법을 제시하였다.

3장에서는 2장에서 제시한 민감도 이론을 적용하여 직동식 레귤레이터의 각 구성요소가 오차발생에 미치는 효과를 고찰한다.

4장에서는 비례식 제어 및 적산식 제어 등 기존에 잘 정립되어 있는 제어이론을 소개하고, 이것들이 레귤레이터의 오차저감을 위한 설계에 어떻게 적용될 수 있는지에 대하여 고찰하였다.

5장에서는 4장에서 제시된 제어이론에 의해 압력오차를 줄이기 위한 레귤레이터를 소개하고 각각의 레귤레이터가 제어계 이론을 어떻게 반영하고 있는지를 고찰하였다. 또한 압력오차를 최대로 제거하기 위한 피드백 제어방식 레귤레이터를 소개한다.

2. 직동식 레귤레이터의 압력오차 발생 기구

2.1 가스공급시 레귤레이터 2차측 압력 제어기구

Figure 2에 제시한 일반적인 직동식 레귤레이터의 구조를 보면 ① 제한부(restricting device) (밸브, 오리피스), ② 감지부(sensing device) (다이아프램), ③ 부하부(loadng device) (스프링, 기준압력)의 3요소로 구성되며, 감지부인 다이아프램에 가해지는 힘의 균형(force balance)에 의해 밸브가 동작하여 후단압력을 일정하게 유지하게 된다. 마찰을 무시한 이상적인 경우를 생각하면 레귤레이터는 설정압력을 유지하면서 필요한 유량을 공급할 수 있어야 한다. 그러나 실제로는 스프링이나 다이아프램 등 부품의 고유특성 때문에 필요유량 공급 시 요구압력을 만족시키지 못한다[2].

Figure 2의 공압시스템에서 가스하중(flow load)부 밸브를 닫아서 유량이 공급되지 않을 경우에는, 레귤레이터의 다이아프램에 작용하는 후단압력(P_2)에 의한 힘과 스프링의 압축힘이 평형을 이루기 때문에 레귤레이터 밸브는 정지한 상태를 유지한다. 가스 하중부 밸브를 열었을 경우에는 레귤레이터 후단 쪽 가스가 수요처로 빠져나가기 때문에 후단압력 P_2 가 낮아지게 된다. P_2 를 유지하기 위해서는 레귤레이터 전단에서 충분한 가스가 공급되어야 하며 이를 위해서는 레귤레이터 밸브가 개방되어야 한다.

수요처에 유량을 공급하기 전의 힘 균형을 Fig. 3에 제시하였다[3]. 밸브를 열리게 하는 힘으로 밸브 포핏(면적 A_s)에 가해지는 힘 ($F_p = (P_1 - P_2)A_s$)과 스프링의 인가하중에 의한 힘($F_k = kx_0$)이 있고, 밸브를 닫히게 하는 힘으로 다이아프램(면적 A_M)에 후단압력(P_2)에 의해 가해지는 힘($F_M = P_2A_M$)이 있다. 밸브를 열리게 하는 힘과 밸브를 닫히게 하는 힘은 서로 균형을 이룬다.

만일 수요처 가스공급에 의해 P_2 가 감소(P_2' 로 감소, Fig. 4) 한다면 다이아프램에 가해지는 힘 F_M (F_M' 로 감소, Fig. 4)이 줄어들게 되며, 이로 인해 힘의 균형이 깨져서 밸브가 열리게 된

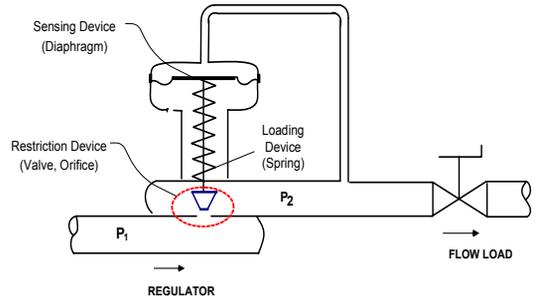


Fig. 2 Pneumatic system with self-operated regulator

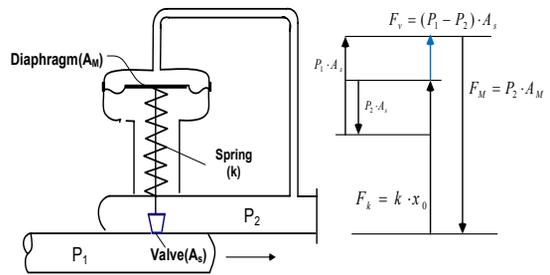


Fig. 3 Force balance without flow

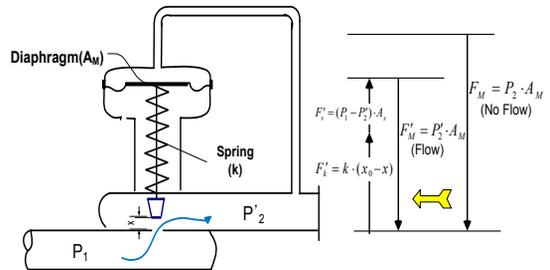


Fig. 4 Force balance variation with gas flow

다. 밸브가 열릴 경우 스프링의 압축힘은 감소하며(F_k 는 kx_0 에서 $k(x_0 - x)$ 로 감소), 감소한 스프링에 의한 힘과 후단압력 P_2' 에 의해 다이아프램에 작용하는 힘(F_M')이 재평형을 이루게 된다. 가스가 공급되기 전과 비교하면 설정압력보다 낮은 후단압력으로 평형에 도달하게 된다(Fig. 4). 즉 직동식 레귤레이터는 가스가 수요처로 공급될 경우 밸브가 열리게 되고, 이것은 설정 압력보다 낮은 후단압력으로 평형에 도달하게 하는 원인이 된다. 가스가 공급되는 동안 낮아진 후단압력(P_2')은 계속 유지된다.

요약하면 P_2 의 감소를 다이어프램이 감지하여 밸브가 열리게 되면 스프링의 압축힘은 감소하며 부하스프링에 의해 설정되었던 2차측 설정압력의 감소가 발생한다. 이러한 하중 스프링의 길이변화에 의한 설정압력 변화는 직동식 레귤레이터에서 압력오차를 발생시키는 근본 요인이라 할 수 있다[3].

2.2 밸브개도에 따른 2차 압력 감소량 예측

앞 절에서 살펴 본 바와 같이 밸브개도의 변화(밸브의 열림 정도)는 스프링의 하중변화와 동시에 발생하며 이는 설정압력 값을 변화시킴으로서 본질적으로 오차를 수반하게 된다.

Figure 5에서 레귤레이터 밸브가 닫힌 위치에서 X 만큼 이동했을 경우 힘의 균형을 제시하였다. 밸브를 개방시키는 힘으로서 다이어프램에 작용하는 대기압에 의한 힘($P_A A_A$), 초기 설정된 값(F_{ko})에 대하여 이동에 따른 감소분을 반영한 부하스프링에 의한 힘($F_k = F_{ko} - k_{ref} X$), 제어(후단)압력에 의해 밸브 포핏에 작용하는 힘($P_2 A_v$) 등이 있으며, 밸브를 닫히게 하는 힘으로서 바이어스 스프링(bias spring)에 의한 힘($L_o + k_{lock} X$), 제어압력에 의해 다이어프램에 작용하는 힘($P_2 A_M$), 유입압력에 의해 밸브 포핏에 작용하는 힘($P_1 A_p$) 등이 존재한다[4]. 힘의 균형은 Eq. 1과 같으며,

$$P_R = \frac{P_A A_M - P_1 A_p}{A_M - A_p} + \frac{F_{ko} - L_o}{A_M - A_p} - \frac{k_{ref} + k_{lock}}{A_M - A_p} \cdot X - P_1 A_p \quad (1)$$

이것을 차분형태로 쓰면 Eq. 2와 같다.

$$\Delta P_R = - \frac{(k_{ref} + k_{lock})}{A_M - A_p} \cdot \Delta X \quad (2)$$

레귤레이터를 통한 수요처로의 공급 유량(G)은,

$$G = \frac{(\pi A_o X) P_1}{\sqrt{T_s}} \cdot \left(\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right) \right)^{1/2} \quad (3)$$

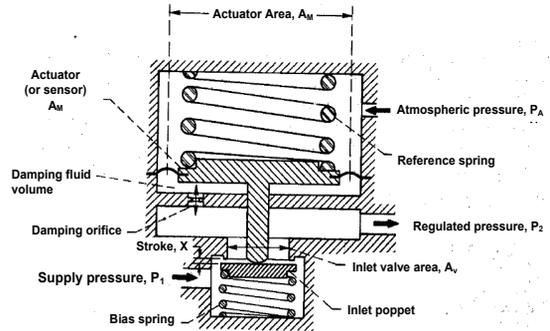


Fig. 5 Self acting regulator

로 표현되며, ΔG 는 ΔX 에 비례한다. 여기서 A_o 는 레귤레이터 오리피스 면적이다. Eq. 2에서 보는바와 같이 밸브이동거리 X 의 증가(즉 유량 G 의 증가)는 제어압력의 강하를 유발한다.

2.3 레귤레이터 제어 민감도 분석

압력제어 시스템에 있어서 수요처의 유량하중에 따른 압력오차가 클 경우 낮은 민감도를 가지며 제어이득(gain)이 적다고 할 수 있다[3]. 압력오차는 기본적으로 유량하중을 감당하기 위해서 밸브가 개방되어야 하고 이를 위해서는 제어압력(P_2)이 감소해야 하기 때문에 발생한 것이다. 압력오차 관계식이 의미하듯이 압력오차(ΔP_2)는 밸브의 개방에 필요하며(ΔX) 이는 유량하중 변화량(ΔG)에 비례한다. 또한 압력오차는 유량 하중을 감당하기 위한 것이기 때문에 유량이 공급되는 한 이러한 압력오차가 계속적으로 유지되어야 한다[2].

레귤레이터를 일종의 밸브로 본다면 다른 종류의 밸브와 마찬가지로 제어압력 감소시 밸브의 개도를 늘려서 보다 많은 유량이 공급되게 하여야 한다. 자체 구동원이 있는 일반 밸브와는 달리 레귤레이터는 제어압력의 감소를 밸브의 구동원으로 활용한다. 따라서 적은량의 밸브의 구동원(제어압력 감소)으로 밸브 개도를 크게 할 수 있다면 레귤레이터의 민감도와 제어이득을 높일 수 있다.

레귤레이터의 제어 민감도(S)는 Eq. 2를 변형한 Eq. 4로 표현할 수 있다[3]. 민감도(S) 값이

클수록 적은 압력강하량(ΔP_2)으로 큰 밸브 개방량(ΔX)을 유발할 수 있다. Eq. 4에서 k_s 와 k_d 는 각각 부하스프링 계수 및 다이어프램의 탄성 계수를 의미한다($k_{ref} = k_s + k_d$).

$$S = \frac{\Delta X}{\Delta P_2} = - \frac{(A_M - A_p)}{(k_s + k_d + k_{lock})} \quad (4)$$

3. 직동식 레귤레이터의 압력오차 저감방법

앞에서 언급한 바와 같이 레귤레이터의 압력 오차를 저감하기 위해서는 Eq. 4의 제어 민감도 (S)를 크게 해야 한다. Eq. 4에 제시된 변수들을 살펴보면, 첫 번째로 다이어프램 면적 A_M 가 커야 한다. 이것은 적은 제어압력 변화에 대해서도 다이어프램에 작용하는 압력힘과 부하부 스프링 힘의 차이를 크게 함으로서 밸브개도를 증가시킬 수 있음을 의미한다.

두 번째로 밸브 포핏 면적 A_p 가 적어야 한다. 특히 레귤레이터 입구 압력과 출구 제어압력 차이가 클 경우에는 포핏 면적에 의한 민감도 효과가 커지게 된다. 입구압력과 출구압력의 차이가 클 경우에는 포핏에 구멍을 뚫어 벨로우즈 하부에 작용하는 압력으로 포핏 힘을 상쇄한 균형화(balance) 방식 포핏이(Fig. 6) 적용되어야 한다[7]. 이 경우 Eq. 4에서 A_p 는 무시할 수 있다.

셋째로 부하 스프링 계수(k_s)가 적어야 한다. 스프링 계수가 적다는 것은 제어압력 변화로 인해 밸브 개도가 보다 클 수 있다는 것으로서 직접적으로 민감도를 증가시킨다. 예를 들면 스프링 계수가 반으로 줄어든다면 동일한 제어압력 감소에 대하여 2배의 밸브 이동거리가 발생하게 된다. 밸브 이동거리가 크면 압력 저감량을 보충할 수 있는 유량이 즉시 공급되어 압력오차가 저감되게 된다. 제어 범위가 넓은 레귤레이터와 좁은 제어범위의 레귤레이터를 비교하면, 압력 제어범위가 넓은 경우 부하 스프링 계수가 커지므로 제어 범위가 좁은 것이 유리하다[2].

이제까지 유량하중이 없는 평형상태($X=0$)에

서 유량하중이 주어지 밸브의 이동이 발생한 경우 다이어프램 면적을 일정하다고 간주하였다. 그러나 실제로 다이어프램은 Fig. 7과 같이 압력이 감소할 경우(P_2 에서 P_2' 로 감소) 유효면적이 늘어나는 특성이 있다(초기면적 A_M 에서 A_M' 로 증가). 다이어프램 면적을 일정하다고 가정할 경우 제어압력에 의해 다이어프램에 가해지는 힘의 변화량은 $|(P_2 - P_2') \cdot A_M|$ 가 되고 다이어프램의 면적이 늘어나는 것을 고려할 경우는 $|P_2 A_M - P_2' A_M'|$ 가 된다. 일반적인 레귤레이터에서 다이어프램 면적 증가를 고려할 경우 다이어프램에 가해지는 힘의 변화량은 감소하게 된다 [7]. 제어압력 감소에 의한 다이어프램에 가해지는 힘의 변화량이 클수록 밸브의 개도(ΔX)가 커지는 특성을 볼 때 다이어프램의 면적 변화가 적은 것이 유리함을 알 수 있다.

이제까지 주어진 압력강하량(ΔP_2)에 대한 밸브 개방량(ΔX)으로 정의되는 민감도(S) 차원에 국한하여 고찰하였다. 레귤레이터 밸브가 개방되었을 경우 유량의 공급은 일반 제어밸브가 개방되었을 경우와 같은 특성을 보인다. Eq. 3에서 공급유량(G)은 밸브 개도(X) 뿐 아니라 오리피스 면적 A_o 와 유입압력 P_1 에 비례한다. 따라서 오리피스 면적이 클 경우 적은 압력오차로 요구 유량을 보낼 수 있다. 그러나 레귤레이터의 경우 차단밸브와는 달리 밸브가 자체적으로 개폐를

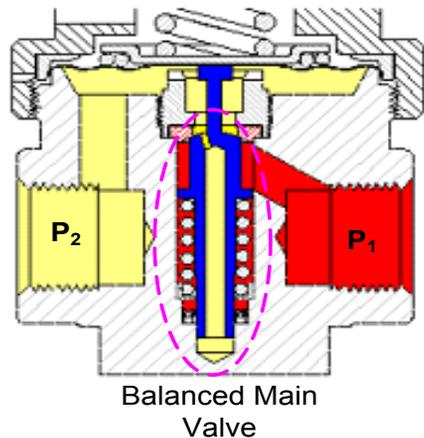


Fig. 6 Schematic of balanced main valve

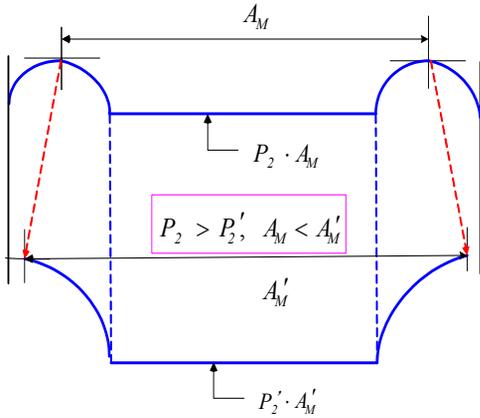


Fig. 7 Diaphragm area variation

반복하므로 오리피스 면적이 크면 진동이 일어나 시스템이 불안정해질 수 있다는 점을 고려해야 한다[7].

4. 제어계 이론과 레귤레이터 설계 적용

본장에서는 레귤레이터의 오차 저감 방법을 고찰하기 위해 비례식 제어계(proportional control system)와 적산식 제어계(integral control system) 이론을 소개한다[8]. 본 제어계 이론은 기존에 정립된 이론으로 레귤레이터의 오차저감 설계와의 관련성을 고찰한다.

4.1 비례제어 (proportional control)

Figure 8은 2차 압력제어를 위한 전형적인 비례식 제어계(proportional control)의 원리도이다[8]. 부하 유량하중의 증가에 따라 P_2 압력이 감소할 경우 기준 스프링의 힘에 의해 밸브가 열리게 된다. P_2 가 부하 스프링에 의해 설정된 기준값에 비해 적을 경우에는 로드(e)는 수평상태를 유지하지 못하게 된다. 이 제어계를 직동식 레귤레이터로 볼 때 입력치 변화 x 는 압력감소량 ΔP 로 볼 수 있고, 출력치 y 는 밸브의 개도로 볼 수 있다. 여기서 비례변수 K_p 는 Eq. 4의 민감도 계수(S)로 볼 수 있다. K_p 가 클수록 적은 압력편차에도 불구하고 밸브개도가 클 수 있으

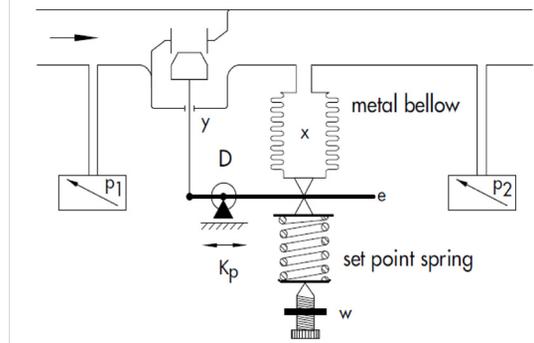


Fig. 8 Schematic of Proportional type pressure control

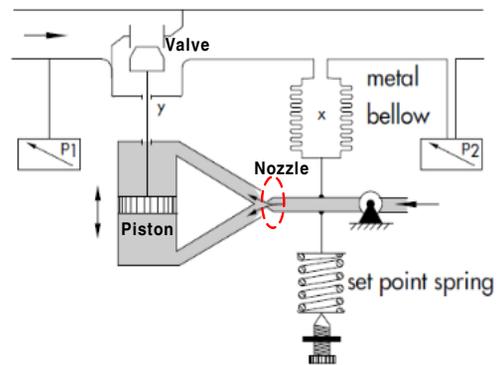


Fig. 9 Schematic of Integral type pressure control

므로 오차를 줄일 수 있다.

이 제어계는 압력오차가 있을 경우 기준부하 스프링(set point spring) 길이의 변화가 있으므로 기준부하 압력치가 변화하여 본질적으로 오차를 수반한다는 단점이 있는 반면, 부하의 변화에 대해 즉각적으로 새로운 평형상태에 도달한다는 응답성 측면에서의 장점이 있다.

4.2 적산제어(integral Control)

Figure 9는 2차압력 제어를 위한 전형적인 적산식 제어계(integral control)의 원리도이다[8]. 제어특성을 보면 P_2 가 감소할 경우 부하 스프링에 의해 분사노즐로부터의 가스가 피스톤 상부로 공급되어 밸브가 열리게 된다. 밸브는 벨로우즈와 부하 스프링이 원래의 평형상태(수평상태)에 도달할 때까지 계속 열려있게 되며 로드(가) 수평인 상태에 도달했을 때 닫히게 된다. 벨로우

즈와 부하 스프링의 수평상태는 오차가 제거되었음을 의미한다(압력제어에서 $\Delta P=0$ 인 상태). 비례제어가 평형상태 오차를 수반하는데 반해 적산제어계에서는 오차가 완전하게 제거된다. 적산 제어계에서는 초기에 설정하였던 기준 부하 압력치를 회복하려는 제어특성을 보이며 이를 통하여 오차가 완전히 제거되었을 때 평형에 도달한다. 반면에 2차측 압력 변화시 평형에 도달하는데 소요되는 응답시간 측면에서 비례제어계의 경우에는 즉시 평형에 도달하는데 반해 적산 제어계는 상대적으로 긴 응답시간이 필요하다.

4.3 비례/적산 제어 (Proportional/Integral control)

비례/적산 제어는 비례제어의 빠른 응답성과 적산제어의 오차제거 제어를 합한 형태의 제어이다. 후단압력(2차측 압력)의 오차가 발생하면 비례제어에 의해 즉각적으로 반응하며 오차를 수반한 형태(ΔP 존재)로 평형에 도달하게 된다. 적산제어계는 비례제어계에서 형성된 평형오차를 제거하며, 본래의 후단압력 설정값을 회복시키는(set point adjustor) 기능을 한다. 즉 비례/적산 제어계로서 빠른 응답성, 안정성 증대, 오차저감을 위한 제어를 할 수 있다[8].

4.4 레귤레이터의 적용

직동식 레귤레이터는 일종의 비례제어계로 볼 수 있다. 따라서 오차를 줄이기 위해서는 압력오차에 대한 밸브 이동값인 민감도(S)가 높아야 한다. 또한 직동식 레귤레이터의 압력 설정 기준값이 변화하여 평형상태에 이르는 특징은 적산제어계를 적용하여 제어압력의 설정값이 회복되게 하여야 한다. 이를 위하여 기준 압력 설정값을 스프링 대신에 공압을 이용할 수 있다. 이 경우 별도의 제어용 공압이 제공되어야 한다. 직동식

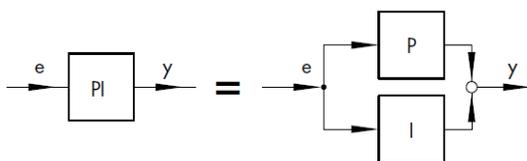


Fig. 10 Concept of Proportional/Integral control

과 적산식 제어 방식의 장점을 결합한다면 후단 압력 변화시 비례식 압력제어에 의한 즉각적인 1차 평형 도달과 적산식 제어계의 동작에 의한 오차보정이 결합될 수 있다.

5. 압력오차 저감 레귤레이터

5.1 돔 압력 부하(dome loaded) 레귤레이터

직동식 레귤레이터는 부하 스프링으로 기준 압력을 설정한다. 앞에서 기술한대로 다이어프램이 움직여서 밸브가 개방되고 스프링의 길이가 변화하면 기준 부하하중이 변화하여 오차가 발생하는 문제가 있다. 부하 하중 인가를 스프링 대신에 돔에 주는 압력으로 부하 하중을 인가하는 레귤레이터를 돔 압력부하 레귤레이터라 한다. 기준 부하 하중을 인가하기 위해 Fig. 11과 같이 별도의 파이롯 레귤레이터를 설치해야 하며[3] 부하압력 하중은 main 레귤레이터의 2차측 설정 압력에 해당한다($P_L = P_2(\text{Set Point})$).

소비처로부터의 유량 부하에 의해 P_2 가 낮아질 경우 다이어프램은 아래로 휘어지게 되어 밸브가 열리게 되고 이 때 순간적으로 돔 압력이 저하되게 된다. 돔 압력은 파이롯 레귤레이터로부터의 유량공급에 의해 다시 회복되게 된다. 이는 제어압력의 설정값의 변화에 따른 오차를 없애는 적산 제어기(integral controller)의 기능을

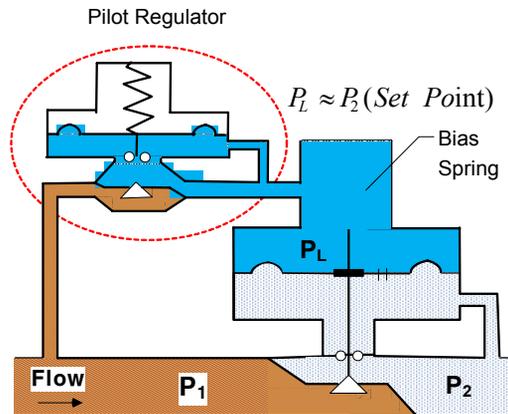


Fig. 11 Dome loaded regulator

수행한다. 돔 압력부하 레귤레이터의 오차요인은 다이어프램이 휘어짐으로서 발생하는 다이어프램의 스프링 계수 변화, 파이롯 레귤레이터에서의 설정값 오차 등이 있다.

5.2 2차 압력 감지 파이롯 (pilot) 레귤레이터

Figure 12의 파이롯 방식 레귤레이터에서 파이롯(pilot)은 2차측 압력을 감지하여 다이어프램에 부하압력(loading pressure)을 증폭시켜 보내 주는 기능을 한다. 증폭비(gain)는 입력에 해당하는 2차측 압력변화(ΔP_2)에 대하여 출력에 해당하는 주 레귤레이터의 다이어프램에 적용되는 부하하중 압력(P_L)으로 정의된다. 만일 증폭비(gain)가 20이라면 1 kg/cm^2 의 P_2 압력변화에 대해 다이어프램에 보내주는 부하압력을 20 kg/cm^2 까지 발생시킬 수 있는 파이롯임을 의미한다.

직동식 레귤레이터의 경우 제어변수(controlled variable)에 해당하는 ΔP_2 가 직접적으로 main 레귤레이터의 다이어프램에 작용하여 밸브를 개방시키는데 비하여, 2차 압력 감지 파이롯 (pilot) 레귤레이터는 증폭된 압력을 다이어프램에 공급한다. 따라서 밸브 개방을 보다 크게 할 수 있으며, 이는 (ΔP_2 /gain)의 변화로도 동일한 밸브개방을 할 수 있음을 의미한다. 즉 20의 증폭비(gain)로서 직동식 레귤레이터 ΔP_2 의 1/20에 해당하는 변화에 대해서도 동일한 다이어프램 부하 압력을 제공함으로써 직동식 레귤레이터에서의 압력오차를 1/20 수준으로 줄일 수 있다.

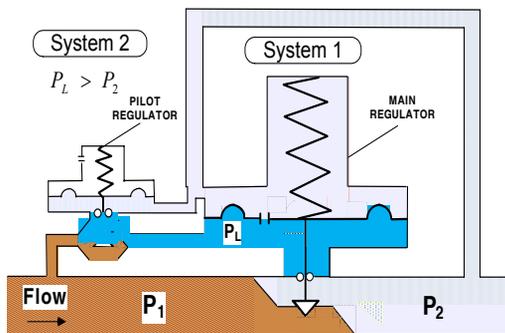


Fig. 12 Pilot regulator with downstream pressure sensing

2차 압력 감지 파이롯 (pilot) 레귤레이터는 후 단압력의 즉각적인 변화에 의해 동작하는 시스템 1과, 느리지만 보다 정확한 조정을 수행하는 시스템 2로 구성되어 있다. 2차측 공급 압력의 변화가 생기면 주 레귤레이터의 다이어프램은 이것을 즉각적으로 감지하여 주밸브를 1차적으로 움직이게 한다. 2차적으로 파이롯은 다이어프램의 움직임을 보정하여 보다 정확한 압력제어가 되게 한다. 이 레귤레이터는 4장에서 제시한 비례/적산 제어(Proportional/Integral control)계의 예라 할 수 있다. 파이롯에서 공급되는 부하 압력이 크다면(증폭비 20이상) 5.1절에서 제시한 돔 압력 부하(dome loaded) 레귤레이터의 스프링 및 다이어프램에 의한 오차를 보다 감소시킬 수 있다[3].

5.3 피드백 제어방식 레귤레이터

Figure 13에 제시한 피드백 방식 레귤레이터는 2차측 압력을 측정하고 이를 피드백하여 레귤레이터 돔의 압력을 제어하여 밸브 개도를 조절한다[7]. 2차측 측정압력과 설정압력을 비교하여 공급부 솔레노이드 밸브와 배출부 솔레노이드 밸브를 기동시켜 P_2 를 일정하게 유지시킨다. 제어대상인 P_2 를 직접 측정하여 제어하는 방식이므로 오차를 최소화 할 수 있다.

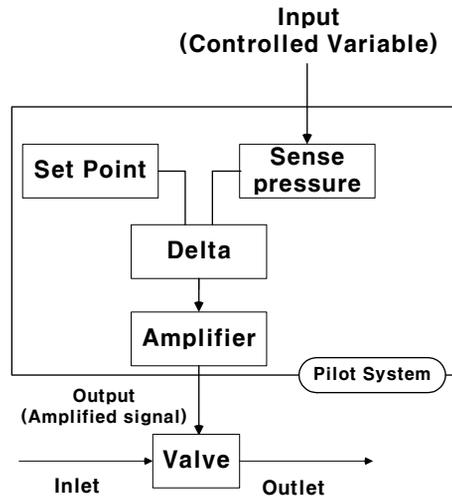


Fig. 13 Pressure offset amplification process

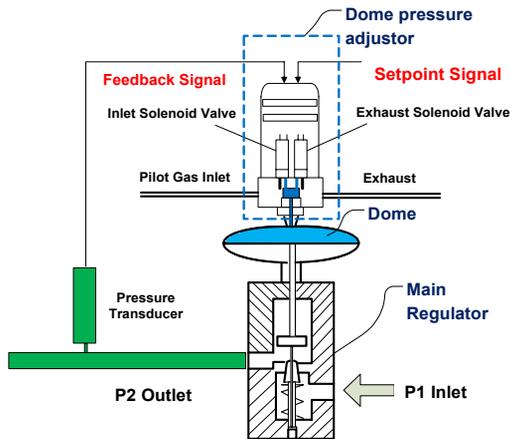


Fig. 14 Regulator with Feedback control loop

5.4 레귤레이터 선정 절차

레귤레이터 선정절차는 다음과 같다.

- ① 요구되는 유량(C_v)을 정한다.
- ② 유량/압력 강하곡선을 파악한다.
- ③ 압력 강하(압력오차) 값이 요구조건을 만족하는 직동식 레귤레이터를 조사한다.
- ④ 만족하는 직동식 레귤레이터가 없을 경우 보다 정확한 돔 방식 레귤레이터, 파이롯 구동 방식 레귤레이터, 피드백 제어방식 레귤레이터의 순으로 압력오차를 파악하여 적절한 것을 선정한다. 이 때 각 레귤레이터는 ①에서 선정한 요구 유량조건(C_v)을 만족하는 것이어야 한다.
- ⑤ 안정성 측면을 고려하여 레귤레이터의 오리피스 사이즈(C_v) 및 파이롯 레귤레이터의 증폭비(S)는 요구조건을 만족하는 최소의 규격으로 선정한다.

6. 결 론

공압 레귤레이터의 공급압력 강하 제어이론 고찰을 통하여 다음의 결론을 도출하였다.

가. 직동식 레귤레이터의 유량공급시 기준 설정 압력값이 변화함으로 인해 정적 평형 오차가 발생한다.

나. 오차의 분석은 압력오차에 대한 밸브 이동거리의 비로서 정의되는 민감도로서 해석될 수 있다.

다. 직동식 레귤레이터의 민감도는 기준 스프링, 다이어프램의 면적 및 탄성계수, 밸브면적 등으로 개선될 수 있다.

라. 공압레귤레이터에 의한 공급압력 강하 제어는 비례식 제어계 및 적산식 제어계의 제어계 이론으로 파악될 수 있다.

마. 파이롯 레귤레이터를 장착한 돔 압력 부하(dome loaded) 레귤레이터는 설정 기준 압력값을 유지시킬 수 있으므로, 제어압력의 설정값의 변화에 따른 오차를 제거하는 적산 제어기(integral controller)의 기능을 수행한다.

바. 2차 압력 감지 파이롯(pilot) 레귤레이터는 오차를 증폭시켜 보정함으로서 응답성이 빠른 개선된 비례제어 동작을 할 수 있고, 설정값 변화에 따른 오차를 제거함으로 비례 제어계와 적산 제어계가 결합한 특징을 가지는 제어계로 파악할 수 있다.

본 연구의 결과는 공압 레귤레이터 뿐 아니라 체크밸브, 릴리프 밸브, 역압력 레귤레이터(back pressure regulator)등 스프링과 파이롯(pilot)을 가지고 있는 지상설비 및 발사체 부품 개발에 적용될 수 있다.

감 사 의 글

본 연구는 교육과학기술부 특정연구개발사업인 한국형발사체(KSLV-II) 개발사업의 일환으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 조남경, 정용갑, 신동순, 조인현, “공압시스템의 공급능력 예측기법,” 한국추진공학회지, 제13권, 제5호, 2009, pp.29-40

2. Floyd D. Jury, "Fundamentals of Gas Pressure Regulation," Technical monograph 27, Fisher Control, 1972
3. "Introduction to Self-operated Regulators," Technical Information L202 EN; SAMSON AG, 2000
4. "LIQUID LOCKET ENGINE PRESSURE REGULATORS, RELIEF VALVES, CHECK VALVES, BURST DISKS, AND EXPLOSIVE VALVES," NASA SP 8080, 1973
5. Felipe B. C. Cruz, et. al., "Mathematical Modeling of an Electro-Pneumatic Pressure Regulator Servo-Valve," ABTM symposium series in Mechatronics vol. 1, pp.725-734
6. El Golli Ramia, et. al., "Modelling of a pressure regulator," International Journal of Pressure Vessels and Piping 84, 2007, pp.234-243
7. Iain Johnston, "Pressure Regulator Explained," Tescom Technical Training, Emerson Process Management
8. "Controllers and Controlled Systems," Technical Information L102 EN; SAMSON AG