

감쇄피스톤을 이용한 공압구동장치 설계

문 의 준
(대전 기 계 상)

Development of A Pneumatic Actuation System
with Damping Piston

MOON, Ui - Joon
(A D D)

Abstract

Damping piston with an orifice in the piston head is utilized to improve the damping characteristics of a pneumatic push-push type rotary actuator. Through linearized analysis, the optimum size of orifice, which gives maximum damping effect at the frequency where damping is desired most, is predicted. The frequency response test of real system were carried out to see the effects of damping piston and to obtain true optimum size of orifice by trying orifices of various size near the predicted value. During the tests, both air and helium were tried as working fluid, and a lag-lead compensation circuit was incorporated to improve system dynamics. The finally chosen orifice size is a little bigger than that predicted from analysis, however it gives high damping effects for the finally designed pneumatic system enough to have wide frequency response bandwidth.

1. 서 론

작동 매체로 공기 혹은 다른 기체를 사용하는 공압 구동장치는 기체의 압축성에 의해 반응속도가 느리고 시스템 강성이 낮다는 단점이 있으나 강한 환경성, 간단한 에너지 저장 및 구조, 낮은 가격등의 이유로 일반 산업장비 혹은 시설에서 뿐만아니라 군사장비에서도 자주 쓰여 왔다. 최근에는 솔레노이드 밸브, 밀폐기술 등 관련 기술의 발달로 초소형화, 고성능화가 추진되고 있어 그 응용분야를 점차 확대시켜가고 있다.

항공용 군용장비에 쓰이고 있는 구동장치에는 경우에 따라 높은 동적강성과 함께 30Hz 이상의 높은 주파수반응이 요구되며 이 경우 1,000 psi 이상의 고압 공압구동장치가 응용되며 그 설계에 세심한 기술이 요

구 된다. 이러한 고성능 공압구동장치의 개발에서 종종 부딪히는 하나의 문제는 낮은 시스템 감쇄특성이다. 제어 시스템의 감쇄특성은 속도항의 피드백, 마찰력의 증가, 밸브 누설의 증가 capillary 튜를 통한 보조 탱크의 사용(1), 보상회로의 이용 등 여러가지 방법으로 가능하지만 일회용 항공장비의 특성상 부가되는 무게, 공간 및 경제적 제약조건 등으로 말미암아 실제 적용 가능한 방법은 많지 않다. 더구나 이러한 장비의 구동장치에서 쓰이는 간단한 전기적 보상회로는 감쇄특성의 증가에 한계가 있으며 요구되는 감쇄특성을 얻기 위해 기계적인 방법을 사용할 필요가 있다.

본 논문은 일회용 항공장비의 고성능 공압구동장치를 개발하기 위한 노력과 관련하여 push-push 형 회전 액츄에이터의 한쪽 피스톤에 오리피스를 낸 감쇄피스톤을 사용함으로써 요구되는 감쇄특성을 얻고자 시도한 결과를 실었다. 감쇄피스톤의 최적오리피스 크기 선정은 의한 접근방법으로 두 단계를 밟았다. 먼저 감쇄피스톤 체임버의 선형해석을 통해 최대 감쇄효과를 주는 주파수에 따른 최적 오리피스의 크기를 구한후, 그 값을 기준으로 여러가지 크기로 오리피스를 변화시켜 가면서 실제 시스템의 실험을 행하여 시행착오 방법에 의해 최종 크기값을 선정하였다. 그 과정에서 보상회로의 설계 및 효과의 확인과, 작동기체의 영향조사를 행하였으며 최종 시스템의 성능확인을 하였다.

2. 시스템 소개

연구 대상 공압구동장치는 소의 차동면적(differential area) 피스톤을 이용한 상온 기체(cold gas) 공압구동장치로 그 개략도는 그림 1과 같다. Push-push 회전 액츄에이터의 한쪽 실린더에는 1,000 psi 의 임정 공압압력이 작용하고 다른쪽면 하나의 실린더 압력만을 밸브로 제어함으로써 크랭크를 통해 비행체의 공력 제어면을 구동한다. 양쪽 피스톤에 작용하는 최대힘을 동일하게 하기 위하여 공압압력이 작용하는 실린더의 단면적은 다른쪽 실린더의 1/2로 취해진다.

이러한 자동전적 퍼스톤은 사용되는 밸브의 개수를 엄격
 반으로 줄일수 있다는 장점이 있다. 공력 제어면의 외
 치는 전기전도성 플라스틱을 이용한 회전형 전외차계
 에 의해 감지되어 피이드 백되며 따라서 전체시스템은
 위치제어 시스템이 된다.

사용된 밸브는 3-way 노즐 플렉퍼 비텍제어 밸브
 (MOOG, W50-479) 이다. 시스템의 작동기체는 쉽게
 구할수 있는 공기 혹은 질소나 불활성, 높은 압축상
 동의 이유로 헬륨이 사용된다. 전자제어회로는 폐회
 로 영성을 위한 summing 증폭기, 보상회로 및 밸브
 구동회로로 구성된다.

3. 시스템 해석

그림 1로 나타내어진 시스템에 대한 동적기동 특성
 해석은 다음과 같다. 먼저 양쪽의 압력이 P1, P2
 이며 단면적이 A12 인 밸브 혹은 오리피스를 통해 흐
 르는 기체중량 유량 w12 은

$$w_{12} = \frac{C_d \cdot C_m \cdot A_{12} \cdot P_1 \cdot f(p_2/p_1)}{\sqrt{RT}} \quad (1)$$

위의 식에서

$$C_m = \sqrt{\frac{\gamma \cdot g}{\left(\frac{\gamma+1}{2}\right)(\gamma+1)/(\gamma-1)}}$$

$$f(p_2/p_1) = \begin{cases} 1 & \text{if } p_2/p_1 \leq b \\ \sqrt{1 - \frac{(p_2/p_1 - b)^2}{(1-b)^2}} & \text{if } p_2/p_1 > b \end{cases}$$

$$b = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

식(1)에서 중량유량은 기체상수 R 의 제곱근에 반
 비례한다. 기체의 밀도는 기체상수 R 에 거의 반
 비례하므로 체적유량은 오히려 R 의 제곱근에 비례
 한다.

제임버 내에서의 에너지 관계식은 일정한공급압력 P_s
 와 온도 T 와 함께 polytropic 기체관계식을 가정하
 면 다음과 같이 유도된다. (2)

$$\frac{1}{np} \frac{dp}{dt} = -\frac{Ap}{V} \frac{dx}{dt} + \frac{RT}{pV} \frac{dm}{dt} \quad (2)$$

- A_p : 퍼스톤 단면적 (in²)
- A_v : 밸브 개구면적 (in²)
- A₁₂ : 오리피스 단면적 (in²)
- c : 감쇄 계수 (lb sec/in)
- C_d : 밸브 유량 계수
- C_m : 질량 유량 계수 (in/sec)
- C_p : 동가 감쇄 계수 (lb sec/in)
- F_f : Coulomb 마찰력 (lb)
- f : 감쇄력 (lb)
- g : 중력 가속도 (in/sec²)

그림 1 의 시스템을 선형해석하기 위하여 밸브유량식
 식(1)을 선형화하면

$$w_1 = k_1 \cdot \delta A_v + k_2 \cdot \delta P_1 \quad (3)$$

이 되고 제어 체임버 내의 에너지 관계식은 식(2)가
 그대로 사용되고 힘 평형관계식은

$$\left(\frac{P_s}{2} - p\right)A_p = m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + F_f + HM \quad (4)$$

가 된다. 마찰력 F_f 를 무시하고 편외상 미소량을
 나타내는 δ 를 각변수에서 없애고 Laplace 변환후
 입력 A_v 와 출력 x 사이의 전달함수를 구하면

$$\left(\frac{mk_5}{ck_4 + Ap^2} s^2 + \frac{ck_5 + mk_4}{ck_4 + Ap^2} s + 1 \right) sx = \frac{k_3 Ap Av - (F_f + HM + \frac{P_s}{2} Ap)(k_4 + k_5 s)}{ck_4 + Ap^2} \quad (5)$$

위에서

$$k_3 = \frac{k_1 RT}{p}$$

$$k_4 = \frac{-k_2 RT}{p}$$

$$k_5 = \frac{v}{np}$$

식(5)로 부터 공진 주파수 ω_n 과 감쇄계수 ζ 는

$$\omega_n = \sqrt{\frac{ck_4 + Ap^2}{m k_5}} \sqrt{\frac{n P A p^2}{m V}} \quad (6)$$

$$\zeta = \frac{mk_4 + ck_5}{2\sqrt{(ck_4 + Ap^2) m k_5}} \quad (7)$$

와 같이 표현되며 공압시스템에서 대개의 경우 c 와
 k₅ 는 작은값을 가진다. 퍼스톤의 O-ring 등에 의한
 마찰력 또한 정적 정확도 및 원활한 작동을 위하여 작
 을 것이 요구되므로 공압구동장치는 많은 경우 낮은
 감쇄특성을 보인다.

식(5)와 밸브의 전달함수 G_v(s) 와 퍼스톤의 Coul-
 omb 마찰력을 고려하면 전체 폐회로 시스템의 블록
 선도는 그림 2 와 같다.

부호설명

- HM : 인지 모델트에 의한 힘 (lb)
- m : 공력 제어면의 질량 (in-lb-sec²)
- n : Polytropic 기체 지수
- R : 기체상수 (in³/OR)
- s : Laplace operator
- T : 온도 (°R)
- V : 제임버 내의 기체 체적 (in³)
- x : 퍼스톤 변위 (in)
- γ : 비열비
- ρ : 기체 밀도 (lb/in³)

4. 감쇄 피스톤

◦ 감쇄 피스톤의 구조

감쇄 피스톤은 그림 3과 같이 일정 공급압력이 작용하는 한쪽 피스톤에 작은 오리피스를 내고 밀쪽을 막아 또 하나의 제어 체임버를 만듦으로써 얻어진다. 이 방법은 구조가 간단하고 비교적 작은 가위의 공간을 차지한다는 이점이 있다. Capillary 의 경우 주로 점성마찰력에 의해 에너지 손실을 유발하여 감쇄를 얻지만 오리피스의 경우 기체의 모델링에 의해 오리피스 양단에 생기는 압력차기 운동을 방해함으로써 일의 손실을 가져오게 한다. 이 경우 양쪽 피스톤에 작용하는 최대힘을 동일하게 하기 위하여 감쇄 피스톤이 사용된 실린더의 단면적을 다른쪽 실린더 단면적과 같게하고 피스톤 축의 단면적을 실린더 단면적의 1/2로 하여 감쇄 피스톤이 사용되지 않는 경우의 면적비와 동일하게 한다.

◦ 감쇄 피스톤 효과의 해석

감쇄 피스톤 효과의 해석은 참고문헌 1 의 dead-ended 오리피스 감쇄기의 감쇄효과에 대한 해석과 같은 방법으로 구해질 수 있다.

선형 감쇄기의 경우 감쇄력 f 는

$$f = -c \dot{x} \quad (8)$$

피스톤이 크기 x_0 , 가속도 ω 로 정현파운동을 할때 한 주기동안 한일 w_p 는 다음과 같이 정의된다.

$$w_p = -\pi c \omega x_0^2 \quad (9)$$

그러나 그림 3의 감쇄피스톤은 비선형 감쇄특성을 가지며 비선형 감쇄기의 효과를 선형시스템의 그것으로 근사화 하기 위하여, 피스톤이 강제 정현파 운동을 할 때 한 주기동안 동일한 양의 에너지 감소를 주는 선형 감쇄기의 감쇄계수를 동가 감쇄 계수 C_p 로 정의하고 이 C_p 를 표현하는 관계식을 구한다.

우선 피스톤 운동에 의해 생기는 압력변화값 p_d 에 의한 힘 f 를 계산하기 위하여 식(1)의 중량 유량식을 먼저 선형화 한다. 식(1) 작은 압력차일 경우 비압축성 유체에 대한 유량식으로 대체될 수 있다.(3)

$$w = A_{12} \left(\frac{2gP}{RT} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{p_d} \quad (10)$$

그러나 선형식은

$$w = \frac{\partial w}{\partial p_d} p_d \quad (11)$$

로 표현되어야 하므로 식(10)을 식(11)의 모양으로 선형화 하기 위해 p_d 가 0 에서 ΔP 까지 변화할때 흐르는 양과 같은 양의 기체를 배출하는 $\frac{\partial w}{\partial p_d}$ 값을 구한다. 즉,

$$\frac{\partial w}{\partial p_d} \int p_d dt = A_{12} \left(\frac{2gP}{RT} \right)^{\frac{1}{2}} \int \sqrt{p_d} dt \quad (12)$$

$p_d = \Delta P \cos t$ 로 변화한다고 가정하고서 t 의 값 0에서 $\frac{\pi}{2}$ 까지 적분하면

$$\frac{\partial w}{\partial p_d} = 1.198 A_{12} \left(\frac{2gP}{RT} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{\sqrt{\Delta P}} \quad (13)$$

이 식을 식(2)에 대입하면

$$\left[1.198 \frac{\sqrt{2gRT}}{V} A_{12} \left(\frac{P}{\Delta P} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{c}{n} \right] p_d = -\frac{P \Delta P}{V} s x \quad (14)$$

식(14)로 부터 피스톤 운동 x 에 의해 생기는 압력변화량 p_d 를 구할 수 있으며 따라서 f 도 구해진다. 최종적으로 구해지는 식을 무차원화시키고 정현파 운동에 대한 압력반응을 구하기 위하여 다음과 같이 둔다.

$$x = L \eta = L \eta_0 \cos(\omega t + \psi) \\ p_d = P \sigma = P \sigma_0 \cos \omega t \quad \sigma_0 = \left(\frac{\Delta P}{P} \right)$$

따라서 식(14)는

$$1.198 \frac{\sqrt{2gRT}}{V} A_{12} \sqrt{\sigma_0} \cos \omega t - \frac{\omega \sigma_0}{n} \sin \omega t \\ = \omega \eta_0 (\cos \psi \sin \omega t + \sin \psi \cos \omega t) \quad (15)$$

이 식은 어떤 주파수 ω 값에도 만족해야 하므로

$$1.198 \frac{\sqrt{2gRT}}{V} A_{12} \sqrt{\sigma_0} = \omega \eta_0 \sin \psi \quad (16)$$

$$-\frac{\sigma_0}{n} = \eta_0 \cos \psi \quad (17)$$

가 성립해야 한다. 시간 상수 τ 를

$$\tau = \frac{V}{1.198 \sqrt{2gRT} A_{12}} \left(\frac{\eta_0}{n} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

로 정의하고 식(16), (17)에서 ψ 를 제거하면 감쇄 체임버 내의 압력 변화량과 피스톤 변위량의 관계는

$$\frac{\sigma_0}{n \eta_0} = \frac{\sqrt{1 + 4(\omega \tau)^4} - 1}{2(\omega \tau)^2} \quad (19)$$

의 관계식을 갖는다.

이 관계식을 이용하여 동가 감쇄계수 C_p 는 아래와 같이 구해진다. 식(8)과 (9)를 이용하여

$$w_p = \frac{1}{\omega} \int_0^{2\pi} f \frac{dx}{dt} d(\omega t) = \pi C_p \omega x_0^2 \quad (20)$$

여기에 $f = p_d \cdot A_p = P \cdot A_p \sigma_0 \cos \omega t$, $\frac{dx}{dt} = \eta_0 \omega \sin(\omega t + \psi)$ 를 대입하면,

$$C_p = \frac{P V^2 \sigma_0 \eta_0}{L^2 2} \sin \psi \\ = k_p \tau \frac{\left[\frac{1}{2} (\sqrt{1 + 4(\omega \tau)^4} - 1) \right]^{\frac{3}{2}}}{(\omega \tau)^5} \quad (21) \\ k_p = \frac{n P A_p^2}{V}$$

동기 감쇄계수 C_p 는 오목피스의 크기 A_{12} , 연류 에타의 형상 (A_p, L) 과 주파수 운동의 크기와 주파수에 따라 그 값이 변하며, 그림 3의 피스톤에 대하여 여러 오목피스 크기에 대한 주파수에 따른 $C_p/kp \cdot \tau$ 값의 변화는 그림 4와 같다. 그림 4에서 볼 수 있듯이 오목피스의 크기에 따라 최대 감쇄효과를 주는 주파수 값이 다르며 오목피스의 크기가 클수록 최대 감쇄 주파수도 높아진다. 따라서 감쇄 특성이 특히 요구되는 주파수에서 최대 감쇄효과를 얻기때문에 오목피스의 크기를 선정함으로써 감쇄특성이 요구되지 않는 다른 주파수 영역(특히 낮은 주파수 영역)의 시스템 강성을 해치지 않고 효과적인 감쇄특성을 얻을 수 있다.

5. 실험 및 결과

실험 시험으로는 주파수 입력반응과 계단입력반응을 주로 관찰하였으며 큰 고압용기에서 압력조절기와 필터를 거쳐 나오는 1,000psi 기체를 공압원으로 공급하였다. 작동기 체로는 공기와 헬륨 두 가지를 사용하였으며 제어기의 보상회로는 Lag-lead 회로를 사용하였다. 입력의 크기는 $\pm 2.5^\circ$ 로 하였으며 제어기의 이득과 Lag-lead 보상회로의 계수들은 이론해석에서 예측된 값을 토대로 실험실에서 계단 입력반응 및 주파수 반응 결과에 따라 시행오차 방법으로 최종값을 선정하였다. 특히 제어기의 이득은 계단입력반응이 20% 이내의 과도한 오버슈트를 주지 않는 범위에서 최대로 높였다. 감쇄 피스톤은 헬륨을 작동기 체로 사용하였을 경우에만 사용하였다.

그림 5는 공기를 작동기 체로 사용하고 보상회로를 사용하지 않았을 때와 사용하였을 때의 결과 비교를 보여 준다. 비록 lag 회로에 의해 5Hz 부근의 강성이 낮아졌지만 전체적으로 공진이 낮아지고 주파수 대역도 90° 위상 지연이 12Hz에서 거의 20Hz까지 많이 넓어져 Lag-lead 보상회로의 효과가 큼을 볼 수 있다. 이 경우 선정된 Lag-lead 회로의 전환주파수는 0.5, 1.5, 7.0, 20.0 Hz 이었다.

그림 6는 작동기 체로 공기와 헬륨을 각각 사용하였을 때의 비교를 보여 준다. 두 경우 다 Lag-lead 보상회로가 사용되었으며 계수들은 적절 작동을 얻게 조정되었다. 공기를 사용한 결과에 비해 헬륨을 사용한 경우 주파수 대역은 많이 넓어졌으나 25Hz 부근에서 공진이 두드러졌다. 식(1)에서 보듯이 중량유량은 기체상수 R의 제곱근에 비례하여, 헬륨의 경우 공기보다 R이 7.25배가 되어 같은 밸브 개구면적과 압력차일때 2.7배나 밸브를 통과하는 체적유량이 크다. 이는 그림 3의 불투산도에서 볼 수 있듯이 시스템이득이 2.7배 높아지는 효과를 보여 빠른 동특성을 얻을 수 있으나 자연히 공진도 커진 결과이다. 비록 Lag-lead 보상회로가 사용되었으나, 시스템이 높은 공진현상을 보인다는 것은 그 시스템의 특성방정식의

근이 복소평면상에서 허수축 가까이 위치해 있다는 것을 나타내므로 실수축 위에 pole 혹은 zero를 둘 것으로서 시스템 성능을 향상시키는 Lag-lead 보상회로는 이 경우 크게 유효하지 못하였다.

따라서 감쇄 피스톤의 필요성이 대두되었으며 이론 해석결과인 그림 4에서 25Hz 부근에서 최대 감쇄효과를 주는 오목피스 크기는 직경이 0.4mm로 실제 실험에는 0.3mm에서 1.2mm까지의 여러가지 크기의 8개의 오목피스를 감쇄 피스톤에 넣고 한번에 하나씩만 넣어주고 나머지 오목피들은 스크류로 막아 주파수 반응시험을 했다. 감쇄 피스톤은 오목피스가 클 경우 감쇄효과를 주는 대신 공진현상에 의해 시스템의 불안정을 초래하였으며 오목피스의 크기가 0.8mm 이하일때부터 원하는 감쇄효과를 보여 주었다. 오목피스의 크기가 0.3mm로 내려갈수록 감쇄효과는 두드러졌으나 시스템 최고속도를 제한시켜 오히려 주파수 반응대역을 제한시켰다. 선정된 최적 오목피스 직경은 0.5mm로 그 사용된 결과는 그림 7과 같다. 이 경우에도 보상회로가 사용되었으며 그 주파수 대역은 -3dB 값이 37Hz, 90° 위상 지연값이 29Hz로, 그림 7에 같이 보여진 감쇄오목피스를 사용치 않은 경우와 비교해 볼때 공진이 크게 줄고 주파수 반응대역은 크게 증가했다.

6. 결 론

감쇄 피스톤은 충분한 감쇄효과를 주었으며 이와 함께 보상회로의 효과적인 사용, 작동기 체의 선택에 의해 최종 설계된 시스템은 요구 실험조건을 만족시킨다. 일반적으로 공압구동장치는 간단한 반면 낮은 성능이 요구되는 곳에 적용된다고 믿어지나 30Hz 이상의 높은 성능을 얻을 수 있음을 보여 주었다.

참 고 문 헌

- (1) J.L.Shearer, "Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion with Compressed Air," Trans. ASME, Vol.78, 1956 pp 233-242, 243-249.
- (2) D. McCloy and H.R.Martin, Control of Fluid Power, John Wiley (New York), 1980.
- (3) B.W.Anderson, The Analysis and Design of Pneumatic Systems, John Wiley (New York), 1976.

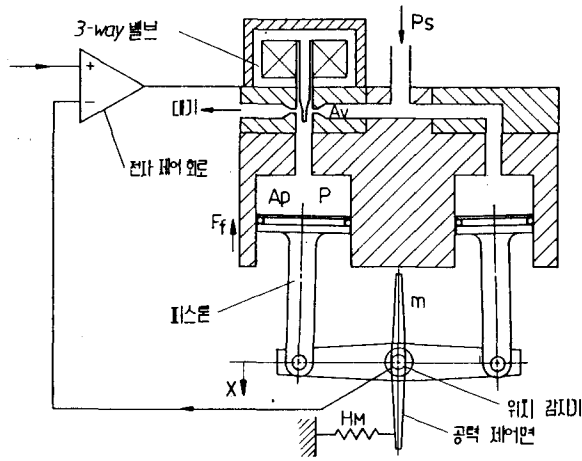


그림 1. 공압구동장치 개략도

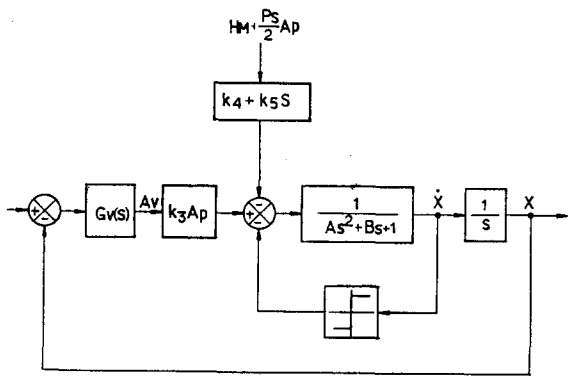


그림 2. 시스템 블록선도

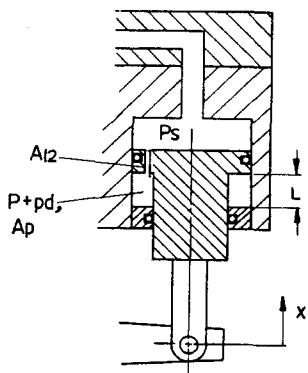


그림 3. 감쇄피스톤의 구조

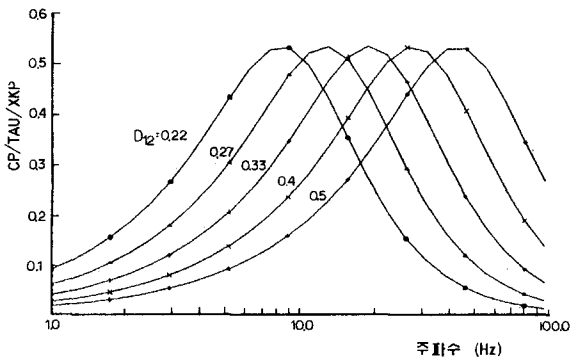


그림 4. 감쇄 피스톤의 동가감쇄계수

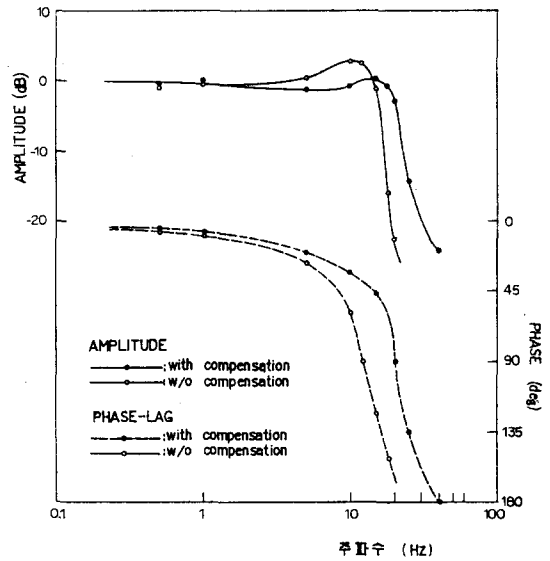


그림 5. 주파수 반응 실험결과 (보상회로의 효과)

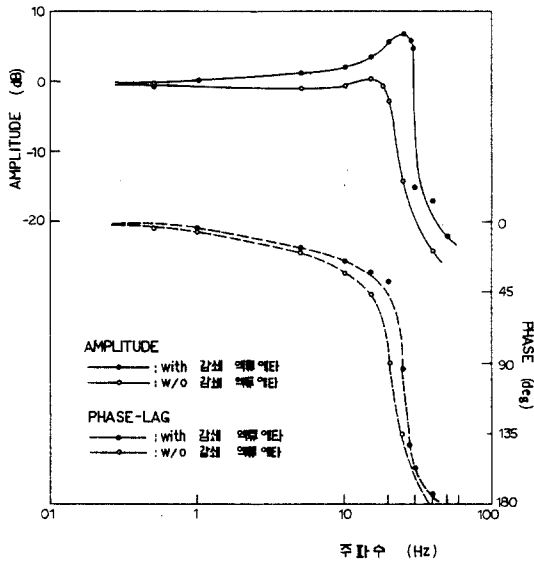


그림 6. 주파수반응 실험결과(감쇠기체의 영향)

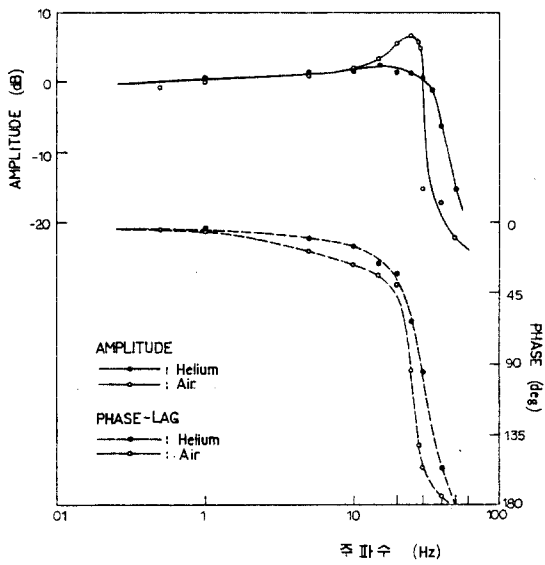


그림 7. 주파수반응 실험결과(감쇄피스트의 변화)