

스퀴즈 필름 댐퍼의 디지털 제어

송용한 · 최현석* · 최세현** · 임윤철***

연세대학교 대학원, *현대자동차
LG 전자, *연세대학교 기계전자공학부

A Digital Control of Squeeze Film Damper

Young-Han Song, Hyun-Seok Choi*, Se-Heon Choi** and Yoon-Chul Rhim***

Graduate school, Yonsei University,

*Hyundai Motor Company,

**LG Electronics Inc.,

***School of Electrical and Mechanical Engineering, Yonsei University

Abstract—A new type squeeze film damper is proposed and its dynamic characteristics are investigated experimentally. The new one has a pulsating flow supply system which properly adds high pressure oil to the oil film of the damper so that the rotor vibration can be controlled actively. As the result, the amplitude of the rotor vibration can be reduced considerably. The algorithm which compensates the phase lag of servo valve as well as the high-performance servo valve are required in order that a new type squeeze film damper can be more effective device to attenuate the rotor vibration than typical one.

Key words—squeeze film damper, pulsating flow, servo valve, vibration control, phase lag compensation.

1. 서 론

스퀴즈 필름 댐퍼(Squeeze Film Damper: SFD)란 Fig. 1에서와 같이 구름베어링의 강성(stiffness)과 저널 베어링의 감쇠(damping)효과를 조합한 것으로서 볼 베어링으로 지지되는 축 계에서 볼 베어링의 외륜에 새로운 저널을 억지 끼워 맞춘 후 하우징에 조립하고 하우징과 저널의 틈새에 오일을 공급한 복합적인 베어링 시스템이다. 축이 회전하면서 반경방향으로 진동하면 저널 틈새의 오일은 저널이 편심됨에 따라 틈새 내에서 기하학적인 공간변화에 따라 원주방향으로 흐르며 이 때 오일의 점성에 의하여 진동에 대한 감쇠효과를 얻을 수 있도록 고안된 장치이다. 즉, 강성은 크나 감쇠가 적은 볼 또는 롤러 베어링의 장점과 강성은 적으나 감쇠효과가 큰 저널 베어링의 장점을 복합한 하이브리드 베어링이다. 따라서 SFD는 주로 고속 터보기계의 회전축 진동을 억제하고 프레임으로 전달되는 충격력을 경감시키는데 널리 사용되고 있으

며, 회전체의 동적 안정성을 개선하는 효과가 있다. 이러한 이유로 SFD는 가스터빈 등과 같은 고속 회전체의 지지에 효과적으로 이용되고 있다[1]. 그러나 유막의 밀봉장치가 어려우며 캐비테이션이나 온도의 영향으로 감쇠계수가 운전 중 변화하는 등 단점이 있어서 수동적인 진동억제 장치로는 한계가 있다. 근래에 회전체의 진동을 능동적으로 제어할 수 있는 SFD에 대한 연구에 관심이 집중되고 있으며 이에 관한 몇몇 연구결과가 발표되었다.

1984년 Burrows와 Sahinkaya는 간극으로 공급되는 오일의 압력을 조절하여 회전체의 진동모드에 따라 적절한 감쇠성능을 갖는 SFD를 제시하였다[2]. 이들은 능동제어형 SFD를 사용하여 회전체를 제어하는 방법이 마그네틱 베어링과 비교하여 저렴하며, 보다 간편하고 신뢰성이 있다는 것을 지적하였다.

1991년 Mu 등은 원추형 베어링 하우징의 위치를 조절함으로써 베어링의 간극과 폭을 조절할 수 있는 능동제어형 SFD에 대한 해석결과를 이론적으로 제시

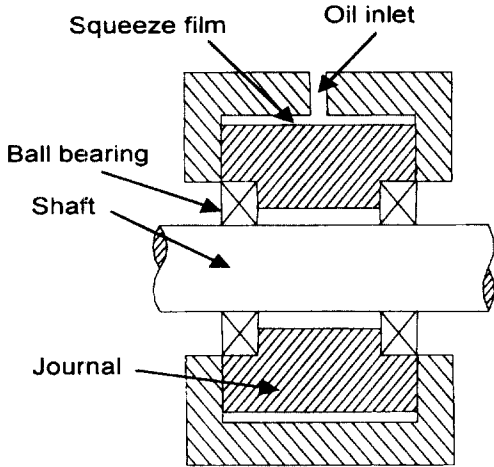


Fig. 1. A typical squeeze film damper configuration.

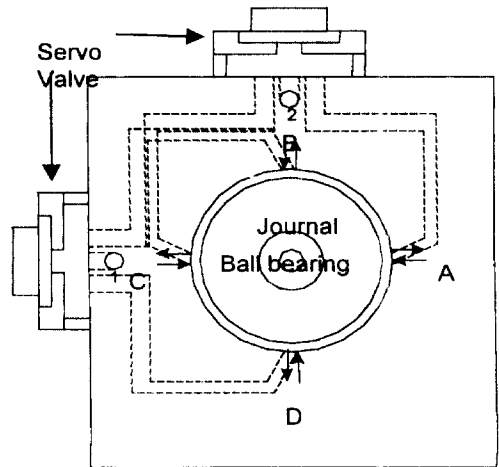


Fig. 2. Schematic diagram of suggested model of active controlled SFD using servo valves.

하였으며[3] 1993년 Walton II 와 Heshmat은 간극 내에 나선형 박판(foil)을 설치하여서 유막이 여러 층으로 형성되도록 하여 과도한 진동을 억제할 수 있는 새로운 형태의 SFD를 제시하였다[4]. 또한, 1993년 L-Shafei는 유압을 이용하여 밀봉 장치를 조절함으로써 회전체 진동 특성에 따라 프레임으로 전달되는 충격력을 경감시키는데 효과적인 short 베어링과 진폭을 감소시키는데 효과적인 long 베어링의 장점을 적절히 이용하는 Hybrid 형태의 SFD를 제시하였다[5]. 최근에는 회전축 계의 지능화 차원에서 보다 능동적으로 진동을 제어 할 수 있는 새로운 형태의 스퀴즈 필름 댐퍼의 연구가 부각되고 있다.

따라서 본 연구에서는 Burrows와 Sahinkaya가 제시한 반능동형 SFD의 보다 발전적인 형태인 능동형 SFD를 제안하고 실험을 통하여 이의 타당성을 검증하였다. 이를 위하여 실험용 회전체 시스템, 유압 시스템, 디지털 제어를 구성하였고 전용 신호처리 장치를 이용하여 회전체의 중심궤적을 측정함으로써 제안된 능동형 SFD가 회전체의 동특성을 향상시킬 수 있는지 확인하였다.

2. 맥동류를 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼

Fig. 2는 본 연구에서 제안하는 유압 서보 밸브를 이용한 능동제어형 SFD의 모델이다. 1번과 2번 포트는 유압 시스템에 의해 좌측과 상단에 부착된 서보 밸브에 설정된 압력을 공급 해 주는 부분이다. 상단에

있는 서보 밸브는 다시 A, C포트에 연결되고 좌측에 있는 서보 밸브는 B, D포트에 연결이 된다. 각각의 포트는 저널의 움직임에 따라 적절한 맥동류를 부가하는 부분임과 동시에 드레인 포트가 된다. 즉, A포트의 방향으로 저널이 다가오면 제어를 통하여 상단에 있는 서보 밸브를 작동시켜 A포트에서는 유막의 정압보다 높은 압력으로 윤활유를 공급하고 반대방향의 포트인 C포트는 드레인으로 연결이 된다. 따라서, 저널은 고압의 힘에 의해서 움직임이 억제된다. 만약 저널이 A포트에서 멀어지게 되면 A포트는 드레인으로 연결되고 C포트에서는 맥동류가 공급되어 저널의 움직임이 억제된다.

90°의 위상차로 설치되어 있는 B-D포트는 좌측에 있는 서보 밸브에 의해 A-C포트와 같은 원리로 작동한다. 따라서 상단과 좌측에 부착된 서보 밸브에 의해 맥동류를 생성시켜 각각 X와 Y방향으로 저널의 움직임을 능동적으로 제어하게 된다.

실제 저널의 움직임은 상당히 고속이므로 이러한 고속 운동에 대하여 시간 지연 없이 A-C포트와 B-D포트가 충분히 기능을 발휘하기 위해서는 고속 응답성을 갖는 유압 밸브가 필요하다.

3. 실험장치

3-1. 실험장치 구성

Fig. 3은 실험장치의 구성도이다. 볼 베어링에 의해

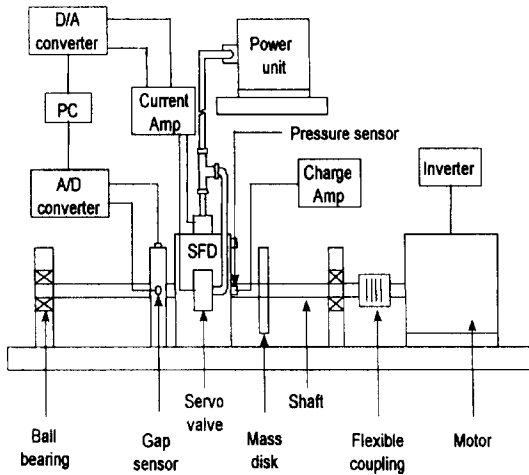


Fig. 3. Schematic view of experimental apparatus.

양단이 지지된 축의 중앙부에 SFD를 설치하였고 임의의 불평형성을 부과하기 위한 질량 원판(Mass disk)이 SFD에 인접하여 설치되었다. SFD에 공급되는 윤활유는 유압시스템을 통하여 공급되며, 맥동류의 공급을 위해 하우징 위에 90°간격으로 2조의 서보 밸브를 부착하였다. SFD의 유막 간극이 작기 때문에 맥동류의 유량은 극히 적을 것으로 예상되어서 유압 서보 밸브를 직접 사용하였다.

또한, SFD 저널의 궤적을 측정하기 위하여 서보 밸브와 위상차 차이 없이 X와 Y방향으로 2조의 변위 센서를 설치하였다. 센서의 위치는 베어링 저널의 위에 위치시켜야 정확한 궤적을 측정할 수 있으나, 실험장치 설계 상의 어려움으로 최대한 SFD에 가까운 곳에 측정용 디스크를 별도로 설치하여 축의 궤적을 측정하였다. 변위 센서에서 측정된 신호는 A/D 변환기, 제어기, D/A 변환기, 전류증폭기를 거쳐 서보 밸브를 작동시키게 되며, 이 서보 밸브의 개폐 정도에 따라 유량을 제어하여 맥동류를 생성한다. 서보 밸브의 동작에 따른 맥동류의 압력을 측정하기 위하여 서보 밸브의 출력 포트의 옆에 압력센서를 설치하였다.

3-2. 스퀴즈 필름 베어링의 설계

실험에 사용된 SFD의 구성도를 Fig. 4에 나타내었다. SFD의 실험은 주로 L/D가 작은 베어링에 대하여 이루어지므로 본 연구에서도 L/D를 작게 설계하였다. 베어링 간극은 반경방향으로 200 μm, L/D는 0.527로

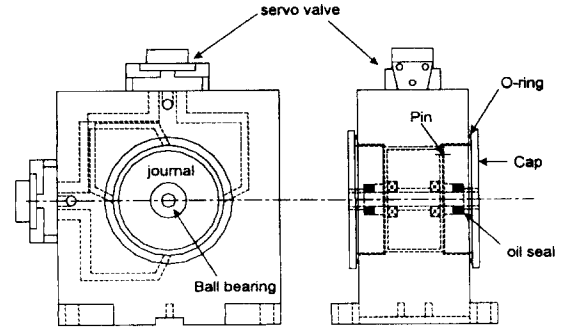


Fig. 4. Squeeze film damper apparatus.

Table 1. Specifications of SFD

반경방향 간극(μm)	200
길이(Land length, mm)	40
외경(mm)	75.90
무게(g)	1410

설계하였다. 베어링 저널 부는 볼 베어링의 외륜과 조립되어 있으며 하우징과는 유막으로 분리되어 있어서 축의 회전에 따라 회전할 수 있으나 해석 시 저널의 회전에 따른 영향을 배제하기 위하여 캡과 핀으로 연결하여 회전을 방지하였다. 즉 저널 부는 자전은 하지 않고 언밸런스로 인하여 공전하는 궤적만을 나타내게 된다. 밀봉은 하우징과 캡 사이에 O-ring을 설치하였고 캡과 축 사이에는 Oil seal을 사용하였다.

90°간격으로 배열된 2조의 서보 밸브에는 유압장치를 통하여 설정된 압력이 공급되도록 하였고, 서보 밸브에서 저널까지의 시간 지연을 최소화하기 위하여 유로의 길이를 가능한 한 짧게 하였고 같은 길이로 하우징 내에 유로를 구성하였다. 실험에 사용된 SFD의 제원은 Table 1에 나타내었다.

3-3. 서보 밸브

서보 밸브는 P, R, C1, C2의 4포트를 갖고 있으며 이 중 P포트는 공급 포트이며, R포트는 드레인 포트가 된다. 양전류가 입력되면 P-C1, R-C2 포트가 연결되어 C1포트는 댐퍼로 오일을 공급하게 되며, C2포트는 드레인으로 환원되고, 음전류가 입력되면 P-C2, R-C1포트가 연결되어 C2가 댐퍼로 오일을 공급하고 C1이 드레인으로 연결된다. 서보 밸브는 작동 압력과 입력 주파수에 따라 위상차(phase lag)가 생기게 되며 이는 계의 불안정성을 유발시키는 요인이 되므로 위상차에 대한 고려가 필요하다.

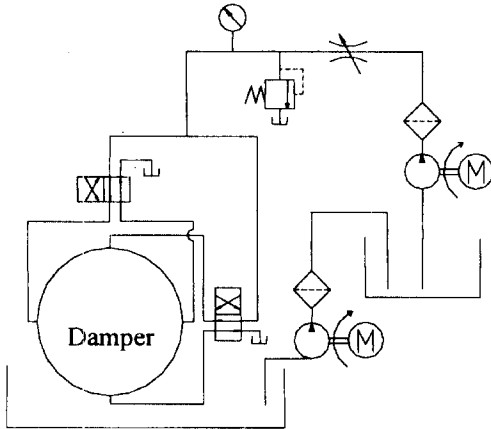


Fig. 5. Hydraulic circuit used in this experiment.

3-4. 유압 공급 회로

본 실험에 사용된 유압 장치의 회로를 Fig. 5에 나타내었다. 유압 공급장치는 압력완화 밸브(pressure relief valve)가 장착된 기어 펌프의 Power Unit을 사용하였고 최대 출력 압력을 150 bar까지 설정할 수 있다. Power Unit으로부터 토출된 오일은 니들밸브를 사용하여 일차 감압을 한 후, 압력완화 밸브를 사용하여 공급 압력을 조절하고 2조의 서보 밸브로 분기되어 오일을 공급하게된다. 실험에 사용한 오일은 가솔린 엔진 오일로서 점도는 40°C에서 60.5 cSt이다.

4. 실험 방법 및 결과

4-1. 실험 방법

Fig. 3과 같이 회전체와 SFD, 디지털 제어기, 전류 증폭기, 유압 장치를 구성하였다. 질량 원판을 사용하여 회전 체계에 임의의 질량 39.8 g을 추가하여 1.274 kg-mm의 불평형을 부가하여 회전축의 진동을 임의로 유도하였다. 간극 내로 공급되는 고압의 오일을 밀봉하기 위하여 O-ring과 Oil seal을 사용하였다. 실험은 제어하지 않는 상태에서 시스템의 진동계적을 측정하고, 제어를 하여 서보 밸브를 작동시켜 맥동류를 부과한 상태에서의 실험을 병행하여 비교하였다. 제어는 갭센서로 임의 변위의 폭을 기준치 이내의 진폭 값 이상일 때 전압을 가해 전류 증폭기를 거쳐 서보 밸브를 작동시키는 형태를 취했고 각각의 경우의 데이터를 받아 신호처리 하였다. 위의 결과를 비교하여서 맥동류를 이용하여 SFD의 동특성을 향상시킬 수

있는지를 검토하였다. 각각의 조건에서 축의 궤적과 SFD내의 발생 압력은 신호 분석기를 통하여 기록되며, 기록된 데이터를 주파수 분석 등을 통해 1X 성분(모터의 회전수에 해당하는 주파수 성분)을 찾고 디지털 Band-width 필터를 이용하여 나머지 성분은 제거하여 결과 처리를 하였다.

Fig. 6은 유압 서보 밸브를 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼 시스템의 블록 선도이고 Fig. 7은 각각 공급 압력을 60 bar와 100 bar로 설정한 경우의 X방향 보데 선도를 그린 것이다. Fig. 7을 보면 고주파수로 갈수록

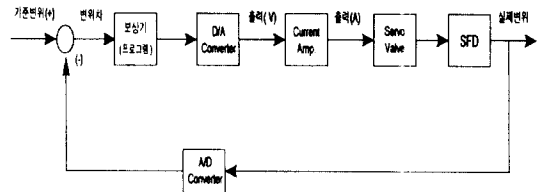


Fig. 6. Block diagram of the control system.

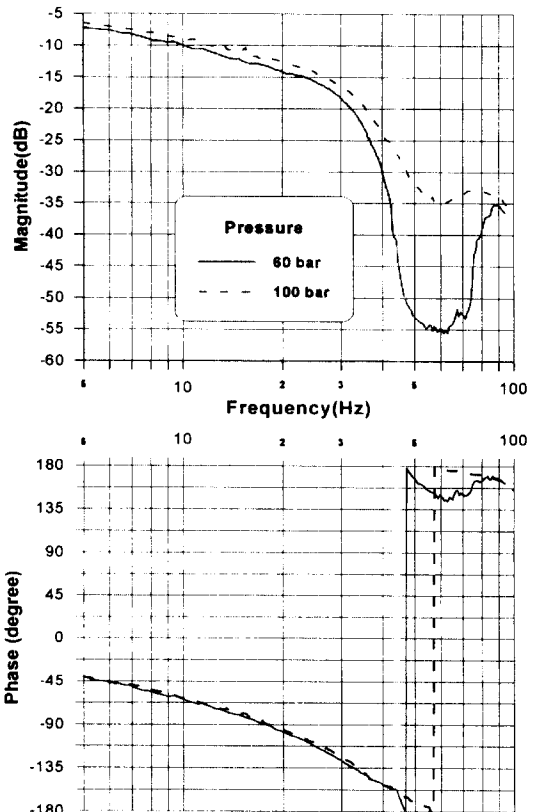


Fig. 7. Bode plot of SFD.

위상차가 현저히 증가함을 알 수 있다. 이것은 디지털 제어기의 *sampling time*, 전류 증폭기와 서보 밸브의 시간 지연에 기인한다.

공급 압력 60 bar인 경우 Phase cutoff frequency를 보면 약 45 Hz이며, 이득 여유를 구해보면 약 52 dB이고, 공급 압력 100 bar인 경우 Phase cutoff frequency와 이득 여유는 각각 55 Hz, 33 dB임을 알 수 있다. 압력이 커짐에 따라 이득 여유는 감소하고 Phase cutoff frequency가 증가하였으므로 압력이 클수록 효과적인 제어를 할 수 있음을 예측할 수 있다. 따라서 비례 제어만을 할 경우 이득 여유 정도의 이득 값을 보정해 준다면 50 Hz까지는 제어의 효과를 볼 수 있지만 실제 시스템의 경우에는 조금 차이가 있으므로 30~40 Hz정도까지는 제어 효과가 있다고 판단된다. 만약 그 이상의 주파수에서 제어 효과를 보기 위해서는 미분 제어와 보상기를 추가하여 Phase cutoff frequency를 높이면 가능하다고 판단된다.

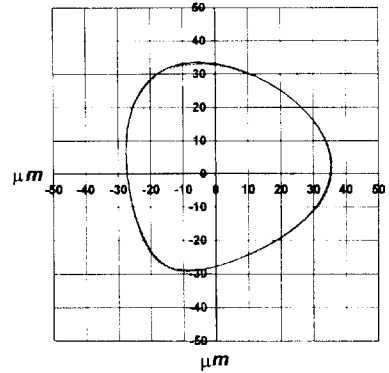
따라서, 본 실험에서는 공급 압력 60 bar와 100 bar의 두 가지 경우에 대하여 회전수 300 RPM에서부터 1800 RPM까지는 비례 제어로 실험을 하였고 그 이상의 회전수에서는 위상차를 보정하기 위하여 미분제어나 보상기를 추가하여야 하나 Fig. 7에서 알 수 있듯이 시스템이 너무 비선형계이므로 미분 이득값을 설정하기가 어렵고 잡음으로 인하여 전혀 미분 제어의 효과를 볼 수 없었다. 따라서 고속 회전수의 경우에는 비례 제어와 해당 회전주파수에서의 위상차를 측정하여 그 위상차 만큼을 보정해 주어 실험을 수행하였다.

4-2. 실험 결과

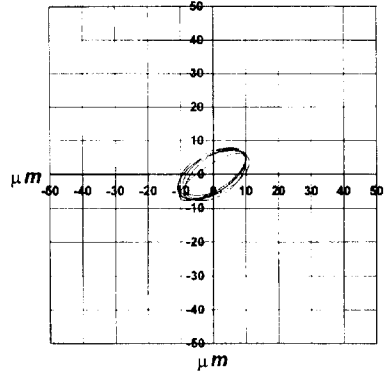
유압 서보 밸브를 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼의 디지털 제어에 있어서 가장 중요한 인자는 앞서도 언급했듯이 고회전수에서 위상차 보정을 얼마나 정확하게 보정하느냐에 달려 있다. 따라서, 실험은 먼저 적절한 이득 값을 찾은 후에 300 RPM에서부터 차츰 회전수를 높여가면서 위상차 보정없이 제어를 할 수 있는 회전수를 찾고 그 이후의 회전수에는 위상차를 측정하여 그 만큼을 보상하여 실험을 수행하였다. 실험을 수행한 결과 위상차 보정을 해야 하는 회전수는 공급 압력 60 bar에서 약 2100 RPM 이상인 것으로 나타났고 공급 압력 100 bar에서는 약 2400 RPM 이상인 것으로 나타났다. 따라서 결과 그래프는 1800 RPM까지는 공급 압력 60 bar에서의 제어결과를 위주로 나타내었

고, 그 이후의 회전수에 대해서는 공급 압력 100 bar에서의 위상차 보정을 한 제어 결과를 나타냈다.

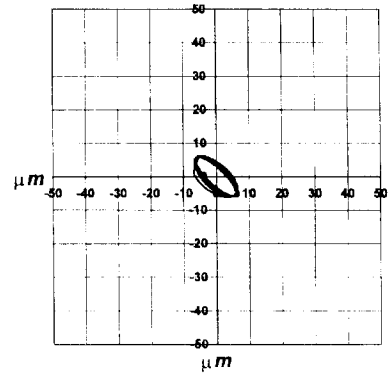
먼저, Fig. 8은 회전수 900 RPM에서 제어전과 공급 압력을 60 bar와 100 bar에서의 제어 효과를 비교한 것이다. 그래프를 보면 알 수 있듯이 제어후의 궤적이 감소했음을 알 수 있고 압력이 100 bar인 경우가 제어



(a) Without control at supply pressure 60 bar



(b) With control at supply Pressure 60 bar



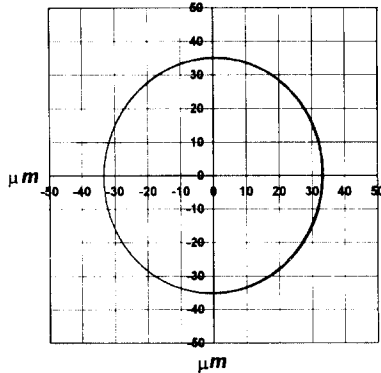
(c) With control at supply pressure 100 bar

Fig. 8. Orbit at 900 RPM (1X filtered).

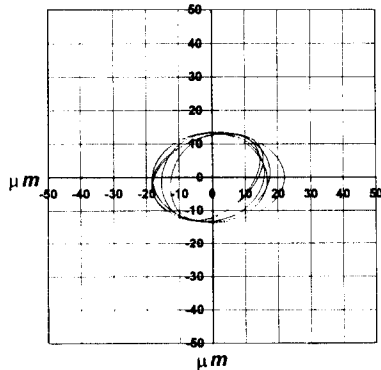
후의 진폭이 더욱 감소했음을 알 수 있다.

Fig. 9는 공급 압력 60 bar에서 각각 1800 RPM에서의 제어 전 후의 궤적을 보여주고 있다. 제어 전 후의 궤적을 보면 회전수가 증가함에 따라 궤적의 크기가 조금씩 증가함을 알 수 있다. 제어 전의 궤적이 증가하는 이유는 회전축 계의 불평형성에 기인한 것이고 제어 후의 궤적이 증가하는 이유는 설정 압력에 따른 이득 값의 한계와 위상차이에 기인한 것으로 생각된다.

Fig. 10은 앞에서도 언급했듯이 고회전수에서 위상차 보정의 중요성을 보이기 위하여 회전수 3600 RPM, 공급 압력 100 bar에서 (a), (b), (c)는 X방향, (d), (e), (f)는 Y방향 주파수 스펙트럼을 나타낸 것이다. Fig. 10의 (a)와 (d)는 제어전을 나타낸 것이며 (b)와 (e)는 위상차의 보정없이 제어한 경우이고 (c)와 (f)는 위상차를 보정하여 제어한 경우의 주파수 스펙트럼을 나타낸 것이다. Fig. 10의 (b)와 (e)를 보면 위상차 보정을 하지 않은 상태에서 제어한 경우 오히려 제어 전



(a) Without control at supply pressure 60 bar



(b) With control at supply pressure 60 bar

Fig. 9. Orbit at 1800 RPM (1X filtered).

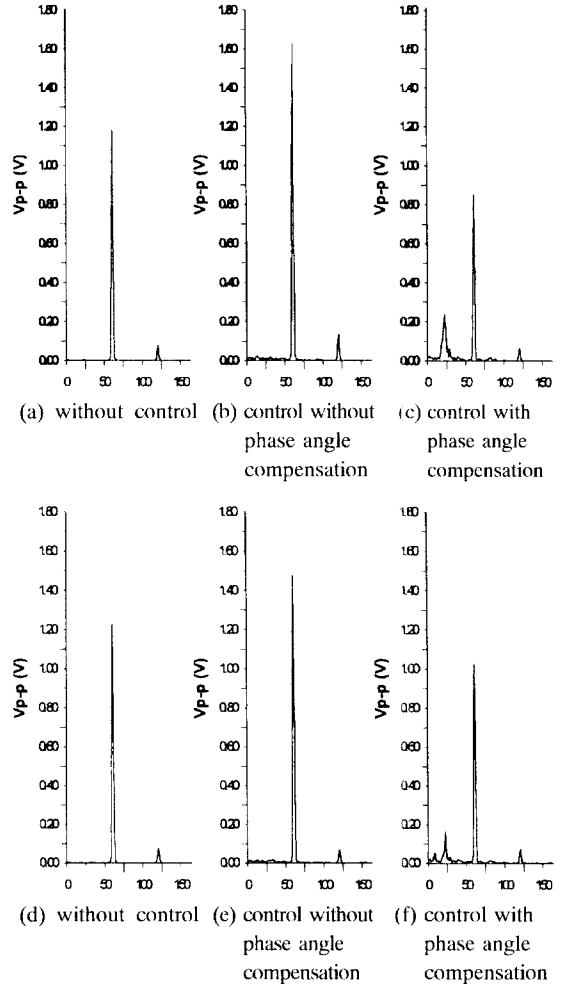


Fig. 10. Frequency spectrum at 3600 RPM (supply pressure 100 bar).

보다 진폭이 증가함을 알 수 있고 위상차를 보정하여 제어한 (c)와 (f)를 보면 제어 전 보다 진폭이 감소함을 알 수 있다.

결국 고회전수에서 위상차의 보정없이 제어를 하면 오히려 계의 불안정성을 유발시킬 수 있다.

Fig. 11은 회전수 3600 RPM, 공급 압력 100 bar에서 위상차 보정을 하여 X방향만을 제어했을 경우의 주파수 해석을 나타낸 것이다. 제어 전의 Fig. 10의 (a), (d)와 비교해볼 때 X방향 성분만 감소하고 Y방향 성분은 그대로 유지하고 있음을 알 수 있다. 이것은 두 방향의 성분이 서로 비연성화되어 있다는 것을 보여준다. 또, Fig. 10의 (c), (f)의 양방향 제어를 한 결과

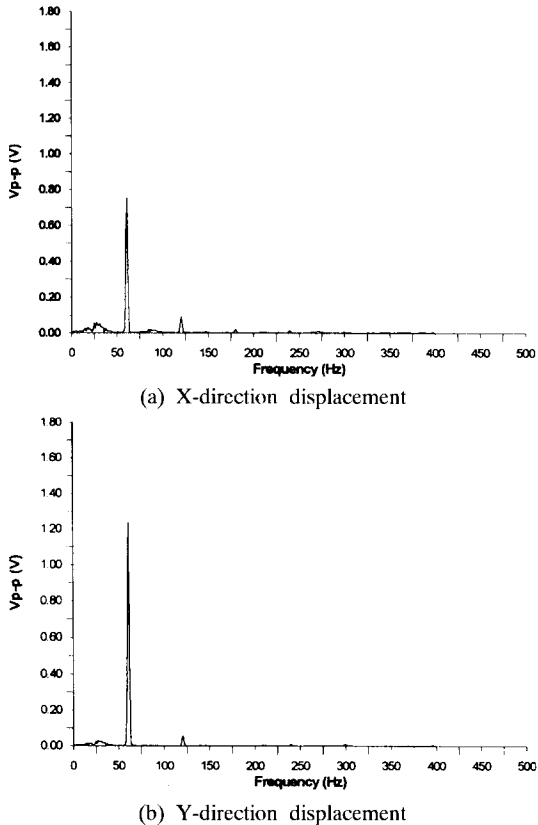


Fig. 11. Frequency spectrum at 3600 RPM with control of only X-direction (with Phase angle compensation, Pressure: 100 bar).

의 X방향 진폭과 비교해 볼 때 진폭이 조금 더 감소했음을 알 수 있다. 그 이유는 밀봉 장치의 문제를 배제한다면, 2조의 서보 밸브에 공급되는 유량이 현 유압 시스템에서는 하나의 Power unit에서 생성되어 분기되므로 양방향 제어를 하는 경우 유량이 부족한 것에 기인하는 것으로 사료된다.

마지막으로, Fig. 12는 공급 압력 60 bar와 100 bar에서 회전수의 증가에 따른 제어 효율을 보여주고 있다. 여기서, R_c/R 은 양방향 제어 후와 제어 전, X방향 진폭과 Y방향 진폭의 평균값의 비를 나타내며, 제어의 효율은 공급 압력이 높을수록 좋고, 고회전수로 갈수록 제어의 효율이 떨어짐을 알 수 있다.

5. 결 론

유압 서보 밸브를 이용한 Squeeze film damper(SFD)

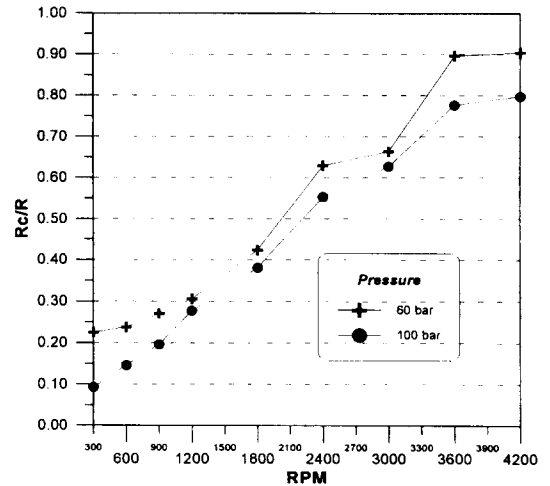


Fig. 12. Radius ratio between controlled orbit and uncontrolled orbit with respect to RPM.

의 동특성을 향상시키기 위하여 디지털 제어를 통하여 간극 내에 맥동류를 추가하는 방법을 제시하였고 그의 가능성을 검토하기 위하여 장치를 제작한 후 실험한 결과를 기존의 SFD의 특성과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기존의 SFD에 유압 서보 밸브와 디지털 제어로 맥동류를 인가하여 회전축 계의 동특성을 향상시킬 수 있다.
2. 고회전수에서, 기존 SFD에 유압 서보 밸브와 디지털 제어로 맥동류를 인가하는 방법은 위상차 보정이 필수적이다.
3. 유압 서보 밸브와 디지털 제어를 이용한 SFD의 동특성을 더욱 향상시키기 위해서는 공급 압력을 높이거나, 별도의 제어 알고리즘이 필요하다.

후 기

본 논문은 한국과학재단의 지원(과제번호: 951-1005-026-1)에 의하여 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Gunter, E. J., Barret, L. E. and Allaire, P. E., 1977, "Design of Nonlinear Squeeze Film Dampers for Aircraft Engines," ASME Journal of Lubrication Tech-

- nology, Vol.99, pp.57-64.
2. Burrows, C. R. and Sahinkaya, M. N., 1984, "An Adaptive Squeeze-Film Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol.106, pp.145-151.
 3. Mu, C., Burrows, C. R. and Darling, J., 1991, "An Appraisal of a Proposed Active Squeeze Film Damper," ASME Journal of Tribology, Vol.113, pp.750-754.
 4. Walton II, J. F., 1993, "Rotordynamic Evaluation of an Advanced Multisqueeze Film Damper-Imbalance Response and Blade-Loss Simulation," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.115, pp. 347-352.
 5. El-Shafei, A., 1993, "Experimental and Analytical Investigation of Hybrid Squeeze Film Dampers," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 115, pp.353-359.
 6. Tichy, J. A., 1984, "Measurements of Squeeze-Film Bearing Forces and Pressures, Including the Effect of Fluid Inertia," ASLE Trans. Vol.28, No.4, pp.520-526.
 7. Tichy, J. A. and Chiao-Ping Ku, 1990, "An Experimental and Theoretical Study of Cavitation in a Finite Submerged Squeeze Film Damper," ASME Journal of Tribology, Vol.112, pp.725-733.
 8. San Andres, L. A., Meng, G. and Yoon, S., 1993, "Dynamic Force Response of an Open-Ended Squeeze Film Damper," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.115, pp.341-346.
 9. Arauz, G. L. and San Andres, L. A., 1994, "Effect of a Circumferential Feeding Groove on the Dynamic Force Response of a Short Squeeze Film Damper," ASME Journal of Tribology, Vol.116, pp.369-377.
 10. El-Shafei, A., 1993, "Unbalance Response of a Jeffcott Rotor Incorporation Short Squeeze Film Dampers," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.112, pp.445-4530.
 11. John M. Vance, "Rotordynamics of Turbomachinery," John Wiley & Sons, 1988, pp 235-249.
 12. Dara Childs, "Turbomachinery Rotordynamics," John Wiley & Sons, Simulation, 1993, pp 214-221.
 13. 손병진, 강명순, 박영조, "유압 공학," 회중당, 1992.
 14. Goodwin, M. J., "Dynamics of Rotor-Bearing Systems," Unwin Hyman Ltd 1989, pp.49-57.
 15. Bernard J. Hamrock, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," McGraw-Hill, Inc 1994, pp.278-290.
 16. Gene F. Franklin, "Feedback Control of Dynamic Systems," Addison-Wesley, 1994, pp.337-401.