

가압 밀봉된 스퀴즈 필름 댐퍼로 지지된 로터의 진동 제어

Vibration Control of a Sealed and Pressurized Squeeze Film Damper Supported Rotor

고영호(숭실대학원), 이건복(숭실대학교), 김창호(한국과학기술연구원)
Young Ho Ko (Graduate School, Soongsil Univ.), Gun Bok Lee (Soongsil Univ.),
Chang Ho Kim (Korea Institute of Science and Technology)

ABSTRACT

The vibration of rotors in high speed sometimes leads to system failure or reduces the system life, and has a direct connection with stability. In this paper, the system's modelling was conducted in experimentally and the controller was designed to reduce the vibration due to the rotor unbalance using Squeeze Film Damper(SFD). SFD vibration control was achieved in constant rotating speed based on the controller designed. The control was confirmed working quite well in terms of both numerical simulation and experiment.

1. 서론

스퀴즈 필름 댐퍼(SFD, Squeeze Film Damper)는 주로 항공기용 터보엔진과 같은 고속 회전기계의 회전축 진동을 억제하고 프레임으로 전달되는 충격력을 경감시키는 목적으로 이용되고 있으며, 강성은 크나 감쇠가 적은 구름베어링의 단점을 보완하기 위하여 고안된 장치이다. SFD의 기본구조는 Fig.1과 같으며 회전축과 베어링 내륜이 회전할 때 로터의 불균형력에 의해 SFD의 저어널 원주면을 감싸고 있는 윤활유를 주기적으로 압착하게 되고, 이에 따라 유막 압력이 생성되며, 이렇게 생성되는 유막 압력으로 감쇠력이 발생하여 회전축의 진동을 억제시키고, 진동을 절연시켜주는 역할을 한다. 이러한 SFD의 연구는 과거로부터 많은 이론과 실험이 수행되어져 왔다.

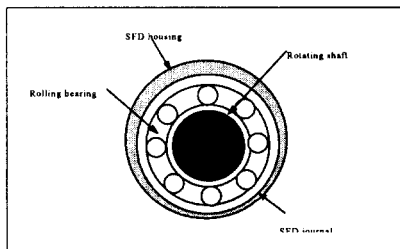


Fig. 1 Squeeze Film Damper

Vance⁽¹⁾는 실험을 통하여 공급 압력, 오일 공급 구조, 시일, 오일 출구 등을 잘 선정하면 SFD로의 공기 혼입을 줄여서 댐퍼 성능을 향상시킬수 있음을 제시하였으며, Kim⁽²⁾은 공급 압력을 증가시키고 시일 간극의 크기가 작아지면 진동 궤도의 크기가 감소한다는 것을 실험과 이론을 통해서 입증하였다.

본 논문에서는 유압 조절밸브를 이용하여 SFD의 동특성에 중요한 영향을 미치는 공급 압력의 제어가 가능한 압력 조정 가능 SFD를 제작하여, SFD의 동특성을 실험적으로 파악하여 일정 회전속도하에서 SFD의 동적 모델링을 수행하였다. 또한 근래적법을 이용하여 제어기를 설계하였으며, 설계된 제어기를 통하여 시뮬레이션과 실험을 수행하였다. 실험의 결과로부터 실험적으로 확립한 1차계 모델의 적합성을 입증하였으며 SFD의 능동제어의 가능성을 확인하였다.

2. SFD 이론해석

SFD에 관한 이론적인 해석은 레이놀즈의 유체 윤활이론이 가장 널리 사용된다. 일반 저어널 베어링의 기하학적 구조는 Fig.2과 같으며 베어링내 유막에 대한 압력식은 식(2.1)과 같이 나타낸다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 L^2 \left[c \epsilon \cos \theta + c \epsilon \left(\alpha - \frac{\omega}{2} \right) \sin \theta \right] \quad (2.1)$$

여기서, h 는 유막 두께, μ 는 윤활 유체의 점도, R 은 저어널의 반지름, p 는 압력, c 는 반경 방향의 틈새, ϵ 은 반경 방향의 편심률, α 는 자세각, ω 는 저어널의 회전속도를 나타낸다. 그러나, SFD의 경우 일반 저어널 베어링과 달리 축에 볼 베어링이 설치되어 베어링의 내륜은 축과 같이 일체로 회전하지만 외륜부는 센터링 스프링으로 고정되어 회전할 수 없는 구조로 되어있다. 따라서 식(2.1)에서 저어널의 회전속도가 0 이므로, ω 에 0을 대입한다.

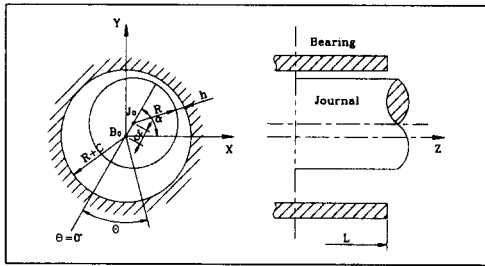


Fig. 2 The geometry of a journal bearing

또한, 본 논문에 적용되는 스퀴즈 필름의 저어널 지름에 대한 길이의 비(L/D)는 0.2이므로 무한 소폭 베어링으로 가정할 수 있으며, 감쇠성능을 향상시키기 위하여 엔드시일을 포함하였으므로 이와같은 경계조건을 적용시키고 실험 모델에 적합한 필름 내압력식을 구한 후 이를 다시 유막 면적에 대하여 적분하여 SFD의 유막력을 구하면 식(2.2)과 같이 표현된다.⁽³⁾

$$F_1 = -\eta \omega^2 \left(\frac{R}{c} \right)^2 RL \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \bar{p}(\theta, \bar{z}) \cos \theta \bar{d}z d\theta \quad (2.2)$$

$$F_2 = -\eta \omega^2 \left(\frac{R}{c} \right)^2 RL \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \bar{p}(\theta, \bar{z}) \sin \theta \bar{d}z d\theta$$

여기서 F_1 과 F_2 는 유막에 작용하는 수직력 및 접선력을 나타낸다. 또한, 실험 모델의 기하학적 구조를 반영하여 식(2.2)를 Newton의 모멘트 평형식을 이용

하여 운동 방정식에 적용하여 무차원화하면 식(2.3)과 같이 표현된다.⁽⁴⁾

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \bar{F}_d \cos \omega t - \bar{k}_2 \epsilon \cos \alpha - \bar{F}_1 \cos \alpha + \bar{F}_2 \sin \alpha \\ \ddot{y} &= \bar{F}_d \sin \omega t - \bar{k}_2 \epsilon \sin \alpha - \bar{F}_1 \sin \alpha - \bar{F}_2 \cos \alpha - \bar{F}_s \end{aligned} \quad (2.3)$$

여기서 각 무차원 항은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{F}_1 &= \frac{F_1 f^2}{I c \omega^2} & \bar{F}_2 &= \frac{F_2 f^2}{I c \omega^2} & \bar{k}_2 &= \frac{k_2 f^2}{I \omega^2} \\ \bar{F}_d &= \frac{F_d a f}{I c \omega^2} & \bar{F}_s &= \frac{m g s f}{I c \omega^2} \end{aligned}$$

식(2.3)을 이용하여 Runge Kutta 4차 방법을 적용하여 진동 궤적을 구할 수 있으며, 여기서 구한 진동 궤적의 면적을 회전 진동에 의한 진폭으로 정의하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 그 결과를 확인할 수 있으며, 제 3장에서 동적 모델링을 통해 설계한 제어기를 포함하여 제어 결과를 제 5장에서 나타내었다.

3. 제어기 설계

3.1 SFD의 동적 모델링

SFD의 진동제어를 위한 동적 모델링은 모터의 회전속도를 일정하게 유지하고, 시스템의 공급압력을 변화시킬 수 있는 전자식 유압 조절용 밸브에 계단 입력 신호를 가하여 그에 대한 로터의 회전에 의한 저어널의 진동의 크기인 진폭의 변화를 출력으로 하여 모델링 하였다. 시스템 출력인 SFD의 진폭의 변화는 실험장치의 하우징에 90° 간격으로 설치되어 있는 변위센서로부터 측정된 진동 궤적을 소프트웨어로 처리하므로써 구현하였다. Fig.3은 시스템의 스텝응답(Step response)을 나타내고 있으며 대체로 1차계의 동특성을 나타내고 있음을 보여주고 있다. 따라서 시스템의 모델은 다음과 같이 1차계로 모델링하였다.

$$P(s) = \frac{K e^{-\tau s}}{\lambda s + 1} \quad (0 < \tau \ll T) \quad (3.1)$$

여기서 T 는 샘플링 시간이며, $e^{-\tau s}$ 는 제어기 및 입출력 신호의 연산시간과 관련된 시간 지연 요소이

다. 또한 K 는 회전 속도의 변화에 의해 결정되는 시변이득(Time varying gain)으로서 본 실험에서는 모터의 회전속도를 일정하게 유지하므로써 시불변이득(Time invariant gain)으로 취급하였다.

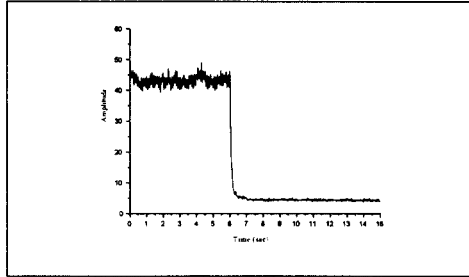


Fig.3 Experimental Results of Step Response

스텝응답으로 부터 도출된 모델을 디지털 제어를 수행하기 위하여 Z.O.H.를 포함한 이산치 전달함수로 표현하면 다음과 같다.

$$P(z) = \frac{b_f z^{-1}}{1 - a_f z^{-1}} \quad (3.2)$$

본 연구에서는 시스템의 출력인 진폭은 축의 진동 제도가 360° 회전한 다음에 계산되므로 디지털 제어를 위한 샘플링 시간(Sampling time)은 축이 1 회전하기 위한 소요시간과 제어기 및 입출력 신호의 연산시간등을 고려하여 0.03초로 설정하였다.

3.2 제어계인 설정

3.1절에서 도출된 동적 모델을 근거로 근궤적법(Root Locus Method)을 이용한 제어계인을 설정하였다. SFD는 축의 회전속도에 따라 시스템의 파라메타가 변화하고 또한 이론 해석을 통한 모델은 수학적으로 대단히 비선형적인 특성을 가지므로 이러한 시변비선형모델은 제어기 설계를 위해 그다지 실용적이지 못하다. 본 연구에서는 모터의 회전 속도를 일정하게 유지하여 파라메타를 변하지 않도록 하므로써 시불변 시스템이 되도록 하였다. Fig.4는 근궤적을 나타내며 Fig.5는 진동제어를 위한 플랜트와 제어기의 폐루프 구성을 나타낸 것이다.

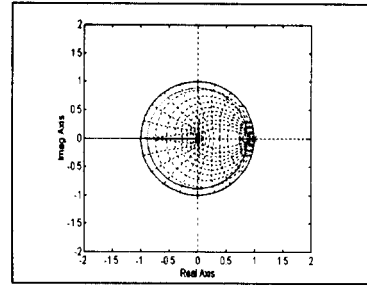


Fig. 4 z-plane root locus for the SFD

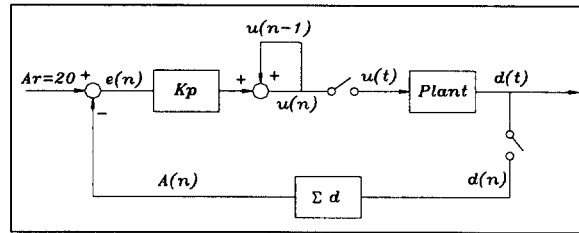


Fig.5 Block diagram of closed loop control system

4. 실험장치 및 방법

SFD의 진동제어를 구현하고 이론해석과 비교, 그 타당성을 검증하기 위하여 실험용 강성 로터를 설계 제작하여 실험 장치를 구성하였다. Fig.6은 실험 장치를 나타내며 Fig.7은 입출력신호의 흐름선도를 나타낸다. SFD가 장착된 회전축은 직류모터에 의해 10000 rpm 까지 구동되며, SFD에 공급되는 윤활유는 별도의 입력신호에 의해 압력 조절이 가능한 전자식 압력조절밸브를 통하여 시스템에 공급된다. 또한 회전축에 임의의 불균형성을 추가하기 위한 질량 원판(Mass Disk)이 SFD에 인접하여 설치되었으며, SFD 저어널의 궤적을 측정하기 위해 SFD의 하우징에 90° 간격으로 2조의 변위센서를 설치하였다. 공급되는 유체의 압력을 측정하기 위해 SFD상단에 압력센서를 설치하였으며, 축의 회전속도를 측정하기 위해 모터의 축에 변위센서를 설치하였다. 이상으로 열거한 각종의 센서로부터 측정되는 신호는 100kHz의 샘플처리속도를 갖는 A/D변환기를 통하여 컴퓨터로 입력되며, 입력된 자료는 소프트웨어로 처리되어 로터의 진폭을 계산하여 설계된 제어기로

입력되고 제어기로부터 출력되는 제어신호는 D/A 변환기를 거쳐 압력조절 밸브를 제어하므로써 SFD의 진동을 제어한다.

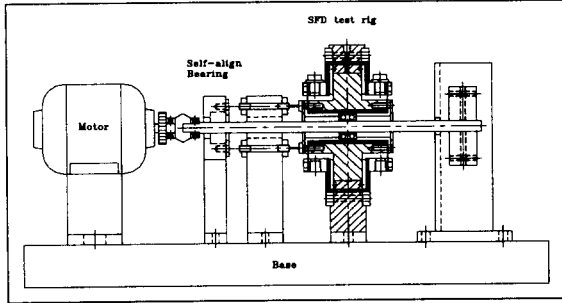


Fig.6 SFD assembly

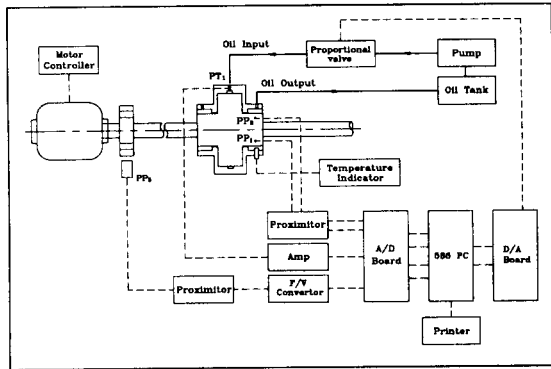


Fig.7 Schematic diagram for SFD Test Rig

5. 결과 및 고찰

5.1 시뮬레이션

실험적으로 확립한 시스템의 동적모델을 기준으로 제어기를 설계하여, 이론해석을 바탕으로 로터의 진동 궤적을 구하는 프로그램으로 시뮬레이션을 실행하였으며, Fig.8과 Fig.9는 시뮬레이션 결과를 나타낸다. Fig.8은 SFD의 틈새 0.2 mm 내에서 설계된 제어기에 의해 진동궤적이 줄어드는 형상을 나타낸 것으로, SFD 하우징의 상단에서 공급되는 유체의 압력이 상승함에 따라 진동궤적은 아래 방향으로 이동하고 있으며 SFD의 저어널 원주면을 감싸고 있는

윤활유를 압축하여 유막 압력을 상승시킴으로써 감쇠 효과를 증가시켰으며, 이러한 감쇠력이 회전축의 진동을 억제시키며, 진동을 절연시킴을 알 수 있다.

Fig.9는 설계된 제어기에 의해 진폭이 작아지는 형상을 시간 축으로 나타낸 것으로 제어를 실행하므로써 짧은 시간에 목표값에 도달함을 알 수 있다.

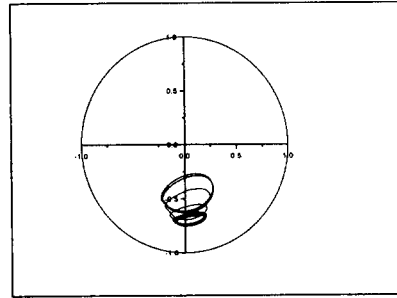


Fig.8 Simulation Results of Vibration Orbits

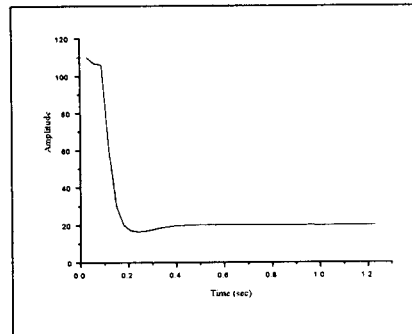


Fig.9 Simulation Results of Vibration Control

5.2 실험 결과

실험 결과를 통하여 실험적으로 확립한 모델의 적합성과 제어기의 성능을 평가하고 실험결과를 시뮬레이션 결과와 비교 검토하였다. Fig.10과 Fig.11은 실험 결과를 나타낸다. 실험은 모터의 회전속도를 6000rpm으로 고정시키고, SFD 우측에 불균형력을 발생시키는 디스크를 설치하여 회전축을 인위적으로 원추형 진동(Conical mode of vibration)을 하도록 하였으며, 이 때 측정된 진폭의 크기와 목표로 하는

진폭의 크기와와의 차이를 계산하여 이 크기에 비례하는 외부 감쇠력을 시스템에 부과함으로써 시스템을 제어하였다. Fig.10과 Fig.11로부터 제어개인에 따라 제어기의 응답성능에 차이가 있음을 알 수 있으며 시뮬레이션 결과와 비교하여 초기 진폭값의 크기와 정착시간(Settling time)에 차이가 있는 것은 이론해석을 통한 모델링의 불확실성과 실제 실험에 있어서 입출력 신호의 연산시간과 관련된 시간지연 요소의 영향인 것으로 사료된다.

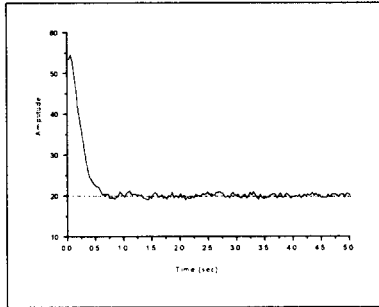


Fig.10 Experimental Results of Vibration Control

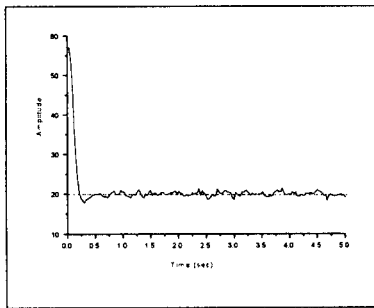


Fig.11 Experimental Results of Vibration Control

6. 결 론

본 논문에서 스퀴즈 필름 댐퍼의 외부 감쇠력을 제어함으로써 시스템의 안정화 가능성을 검토하기 위하여 실험장치를 설계 제작하였으며, 실험과 이론 해석을 통한 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 공급 압력의 증가로 진폭이 작아지는 경향을 확인하였으며, 이것은 공급압력의 증가로 인하여 SFD의 저어널 원주면을 감싸고 있는 윤활유를 압축하여 유막 압력을 상승시킴으로서 감쇠 효과를 증가시킨 결과이다.
2. 실험적으로 확립한 1차계 모델은 제어 목적을 달성하는데 충분히 시스템의 동특성을 나타낸다.
3. 회전부의 진동크기에 비례하는 최적의 외부 감쇠력을 제어하여 여러 개의 위험속도를 최적으로 통과시킴으로서 시스템을 안정화시킬 수 있는 가능성을 제시하였다.

참고 문헌

1. Jung S.Y., San Andes L.A., Vance J.M., "Measurements of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film Damper-Part II: Partially Sealed Configuration" NASA Conference Publication 3122, 1990, pp. 95-107
2. Kim C.H., Holmes R., "Vibration Orbits of Sealed and End-Chambered Squeeze Film Supported Rotors"
3. Dogan M., Holmes R., "The Damping Capacity of a Sealed Squeeze Film Bearings" Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 107, 1985, pp. 411-418
4. Sykes, Holmes R., "The Effects of Manufacturing Tolerances on the Vibration of Aero-Engine Rotor-Damper Assemblies" NASA Conference Publication 3122 1990, pp. 21-47