

자기유변유체를 이용한 반능동형 스퀴즈 필름 댐퍼의 해석 및 회전체 불균형 응답 제어[#]

Analysis of Magneto-rheological Fluid Based Semi-active Squeeze Film Damper and its Application to Unbalance Response Control of Rotor

김 근 주[†] · 이 중 원^{*}

Keun-Joo Kim and Chong-Won Lee

(2004년 12월 28일 접수 : 2005년 2월 18일 심사완료)

Key Words : Magneto-rheological Fluid(자기유변유체), Squeeze Film Damper(스퀴즈 필름 댐퍼), Unbalance Response Control(불균형 응답 제어), Structural Dynamics Modification Method(구조변경법)

ABSTRACT

Squeeze film dampers (SFDs) have been commonly used to effectively enhance the dynamic behavior of the rotating shaft supported by rolling element bearings. However, due to the recent trends of high operating speed, high load capacity and light weight in rotating machinery, it is becoming increasingly important to change the dynamic characteristics of rotating machines in operation so that the excessive vibrations, which may occur particularly when passing through critical speeds or unstable regions, can be avoided. Semi-active type SFDs using magneto-rheological fluid (MR fluid), which responds to an applied magnetic field with a change in rheological behavior, are introduced in order to find its applications to rotating machinery as an effective device attenuating unbalance responses. In this paper, a semi-active SFD using MR fluid is designed, tested, and identified to investigate the capability of changing its dynamic properties such as damping and stiffness. In order to apply the MR-SFD to the vibration attenuation of a rotor, a systematic approach for determining the damper's optimal location is investigated, and also, a control algorithm that could improve the unbalance response characteristics of a flexible rotor is proposed and its control performance is validated with a numerical example.

1. 서 론

스퀴즈 필름 댐퍼는 볼 베어링(ball bearing)이나 저널 베어링(journal bearing)이 가지는 단점을 보완

하여 진동문제를 해결함으로써, 위험속도(critical speed) 영역에서 전체 회전체 시스템의 안정성을 향상시키기 위하여 종종 사용되어 왔다. 그러나, 최근의 회전체는 고용량화의 일환으로 더욱 고속에서 운전되며, 또한 경량화를 위하여 연성(flexible) 회전축을 사용하는 것이 일반적이다. 이에 따라서 운전영역 내에 다수의 위험속도 구간이 나타나게 되지만 기존의 수동형 스퀴즈 필름 댐퍼로는 회전체의 과도 진동을 억제하는 것이 어렵다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 최근에는 능동형(active) 혹은 반능동형(semi-active) 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 연구가 진행되고 있다. 특

[†] 책임저자 : 정회원, LG전자 DA연구소
E-mail: kjkim99@lge.com
Tel : (02) 818-2945, Fax : (02) 867-2941

^{*} 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

[#] 이 논문은 2004 추계학술대회에서 우수발표논문으로 추천되었음.

히, 전기유변유체(electro-rheological fluid, 이하 ER 유체)나 자기유변유체(이하 MR 유체)와 같은 가제어성 유체(controllable fluid)로 기존 윤활유를 대체하는 반능동형 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 연구가 활발하다.^(1~3)

Morishita 등⁽¹⁾은 ER 유체를 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼(이하 ER-SFD라 칭함)를 제안하고, 이를 회전체의 진동제어에 응용하였다. 또한, Jung⁽²⁾은 무한소폭의 ER-SFD에 대한 이론해를 수정된 레이놀즈 방정식(reynolds equation)을 이용하여 계산하였다. Lee 등⁽³⁾은 실링(sealing)이 장착된 ER-SFD를 회전체 진동제어에 적용하였으나, ER-SFD에 대한 연구는 ER 유체의 성능이 외부 불순물(impurities)에 민감하고, 댐퍼의 동작을 위하여 고전압 공급장치 등 복잡한 부속장치가 필요하다는 단점 때문에 아직까지 실용적 연구에는 미치지 못하고 있다. 한편, MR 유체는 이와 같은 ER 유체의 문제점들을 해결한 재료로써 이를 이용한 반능동형 스퀴즈 필름 댐퍼의 개발이 최근 활발히 시도되고 있다.

이 연구에서는 MR 유체를 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼(이하 MR-SFD라 칭함)를 설계 및 제작하고, 그 동특성을 실험적으로 규명하였다. MR-SFD에 대한 설계에서는 자기장 해석을 통해 재료의 자기포화(magnetic saturation) 현상을 고려하였으며, 보다 실용적인 설계를 위하여 벨로우즈(bellows) 형태의 실링을 제안하였다. 설계된 MR-SFD에 대한 동적 거동을 실험적으로 모형화하기 위하여 자기 베어링을 이용한 가진장치에서 다양한 실험을 수행하였다. 또한, 제안된 MR-SFD의 진동제어 성능을 확인하기 위해 연성회전체의 진동문제에 적용하였다. 보다 효과적인 제어를 위하여 MR-SFD의 최적 설치위치를 구조변경법을 통해 결정하였으며, 특이값(singular value) 해석을 이용한 제어입력 설계방법을 제안하였다. 제안된 설계 및 제어 알고리즘의 성능은 수치예제를 통해 검증하였다.

2. MR-SFD의 설계

2.1 자기장 해석

일반적으로 MR 유체를 사용하는 반능동 장치의 최대 제어력은 재료의 자기포화 현상에 의해 제한된다.⁽¹⁾ 따라서, 장치의 설계시 구성요소의 자기포화를

고려해야 한다. 이 연구에서 제안된 MR-SFD의 설계에서는 입력전류 대 자속밀도 특성이 비교적 우수한 SS41 재료가 사용되었는데 그 자기특성은 Table 1과 같다. 여기서, SS41의 특성을 고려할 때, 주요 설계치는 재료의 자기포화를 방지하기 위하여 허용 입력전류 구간에서 자속밀도 B가 1.4 Tesla를 넘지 않도록 설계하여야 한다.

Table 2에는 작동유체로 사용된 MR 유체의 제원이 나타나 있다. 특히, 이 연구에서 작동유체로 사용된 MR 유체는 MR-SFD의 제어영역을 극대화하기 위하여 자기장 무부하 상태에서의 점도값이 낮은 유체로 선정하였다.

Fig. 1에는 장치의 개략도가 도시되어 있다. 이 연구에서 제안된 MR-SFD는 제어영역을 넓히기 위하여 큰 값의 반경방향 공극(radial clearance, $c=0.8$ mm)을 적용하였다. MR-SFD의 주요부분에 대한 설계치는 등가자기회로(equivalent magnetic circuit)

Table 1 B-H characteristics of SS41 steel

Properties	Value
B_s^*	1.4 Tesla
H_s^*	10,180 A/m

*: B and H at point where saturation occurs

Table 2 Properties of MRF-122-2ED

Properties	Value
Base fluid	Hydrocarbon
Viscosity (calculated for slope between 800 1/sec and 500 1/sec at 40 °C)	0.07 (0.02) Pa·sec

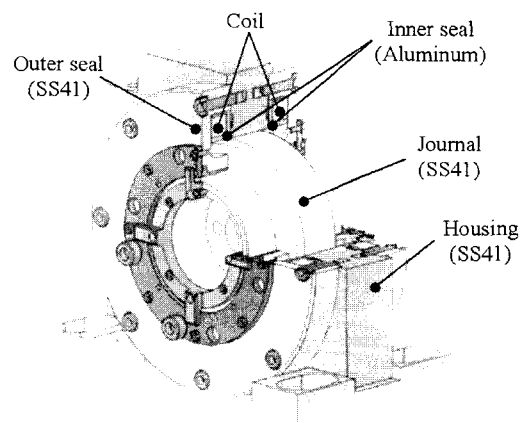
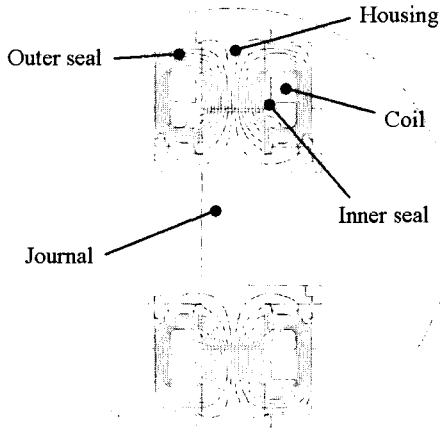


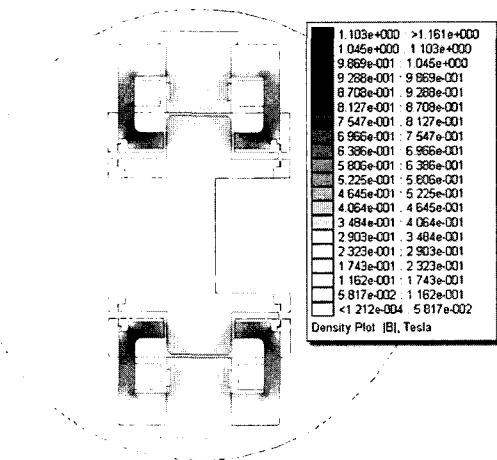
Fig. 1 The proposed MR-SFD

해석을 통하여 결정하고, 설계치의타당성을 자기장에 대한 FEM(finite element method) 해석을 통하여 검증하였다.⁽⁵⁾ Fig. 2는 코일(coil)부에 2A의 입력전

류를 인가하였을 때, FEM 해석을 통해 얻어진 MR-SFD의 자속경로(magnetic flux path)와 자속밀도 분포도를 보이고 있다. 특히, 자속밀도의 크기가 SS41의 자기포화가 일어나는 1.4 Tesla보다 낮으므로 유지됨을 확인함으로써 설계된 MR-SFD의 타당성을 검증하였다.



(a) Contours of magnetic flux



(b) Distribution of magnetic flux density

Fig. 2 Analysis of magnetic properties for the MR-SFD

2.2 실링부의 설계

작동유체로 사용된 MR유체는 실리콘 오일 등에 자성을 띠는 철입자를 분산시킨 것으로, 기계구조물에 적용시 일반적인 유체순환 시스템을 적용하면 철입자에 의한 마멸문제로 유체의 추가 공급이 곤란하다. 따라서, MR-SFD 설계시에 적절한 실링을 고려해 주었다. MR-SFD에 사용될 실링 설계시 고려되어야 할 사항들은 다음과 같다.

- 유체에 대한 밀봉(tightness) 성능
- 실링 자체의 동특성은 무시할 정도여야 한다.

실링에 대한 요구조건 중 두 번째는 실링의 추가로 인하여 MR-SFD 제어영역(control bandwidth)이 좁아지는 것을 방지하기 위해 제한된 것이다.

이 연구에서는 Fig. 3과 같은 벨로우즈 형태의 실링을 설계하고, 이를 MR-SFD에 장착하였다. 제안된 벨로우즈 형태의 실링에 의해 나타나는 동적 특성을 파악하기 위하여, 작동유체가 없는 상태에서 저널의 운동에 의해 발생하는 힘을 측정하였다. 실험에서 저널의 변위가 30 m로 유지되는 경우, 벨로우즈 형태의 실링에 의해 발생하는 힘은 1 N 정도로 일반적인 O-ring(O-ring)을 장착한 경우의 2.5% 정도로 매우 작았다. 따라서, 벨로우즈 형태의 실링이 유체에 대한 밀봉을 유지하면서도 MR-SFD에 대한 제어영역에 거의 영향을 미치지 않음을 확인하였다.

3. MR-SFD의 모형화

MR-SFD의 동강성(dynamic stiffness) 모형을 실험적인 방법을 통하여 규명하기 위하여, MR-SFD를 Kim 등⁽⁶⁾이 유체베어링의 동특성 규명을 위해 사용한 가진장치와 신호처리 방법에 따라 유막력 측정실험을 수행하고, 측정된 결과를 해석하였다. Fig. 4에는 측정된 동강성의 실수값과 허수값을 각각 도시하였다. Fig. 4의 결과에서 동강성의 실수부는 주파수가 증가할수록 음(-)의 값으로 증가하고, 입력전류가 증

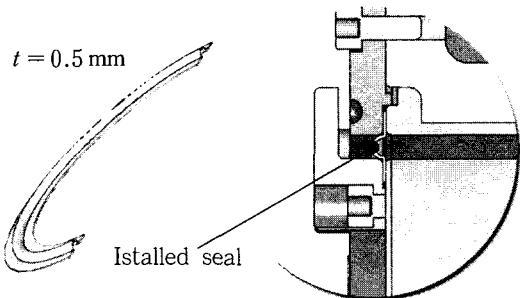


Fig. 3 Bellows-shaped silicone seal and its installation

가항수족 양(+)의 값으로 커지는 것을 확인하였다. 또한, 허수부는 주파수가 증가할수록, 입력전류가 커질수록 큰 값을 가진다. 이러한 사실에 근거하여 MR-SFD의 거동을 나타내기 위하여 다음 식과 같은 동강성 모형을 적용하였다.

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(F_x / X) &= K(I) - M(I)\Omega^2 \\ &= k_0 + k_1 \cdot I + k_2 \cdot I^2 - (m_0 + m_1 \cdot I)\Omega^2 \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{Im}(F_x / X) &= \Gamma(I) + C(I)\Omega \\ &= \gamma_0 + \gamma_1 \cdot I + \gamma_2 \cdot I^2 + (c_0 + c_1 \cdot I)\Omega \quad (2) \end{aligned}$$

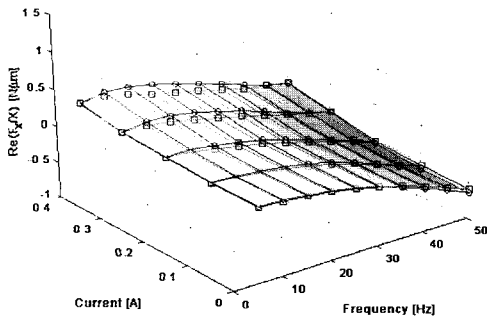
이 식에서 Ω 는 저널의 선회운동 주파수를 나타낸다. 식 (1)과(2)에 나타난 것처럼 동강성 모형에서는 MR-SFD의 저널이 회전하지 않으므로 연성항(cross-coupled term)은 무시된다. 동강성 모형에서 복소강성(complex stiffness) $K(I)$ 와 $\Gamma(I)$ 는 입력전류 I 에 대한 2차항으로 모형화하였는데, 이는 복소강

성효과가 MR유체에 작용하는 자기력과 전단응력(shear stress)에 의한 것임에 착안하였다. 즉, 자기장에 의해 형성되는 자기력은 전류의 제곱에 비례하고, 전단응력은 자기밀도 B 와 비례관계에 있다는 것을 뜻한다. 한편, 관성효과 $M(I)$ 와 감쇠계수 $C(I)$ 는 자기밀도와 선형관계에 있다고 판단하여 전류에 대한 1차식으로 수식화하였다.

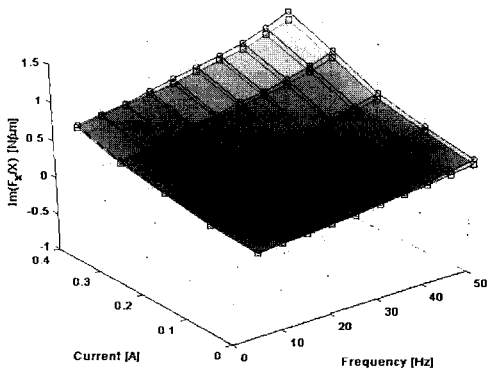
식 (1)과 (2)에서 모형화된 동강성에 대하여 각각의 계수값을 찾기 위하여 Fig.4에 나타난 측정결과에 최소 자승 오차법(least square error method)을 적용하였다.

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(F_x / X) &= 0.056 + 1.498 \cdot I^2 \\ &\quad - (7.19 \times 10^{-6} - 3.13 \times 10^{-6} \cdot I)\Omega^2 \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{Im}(F_x / X) &= 0.075 + 2.625 \cdot I^2 \\ &\quad + (1.26 \times 10^{-3} + 3.98 \times 10^{-3} \cdot I)\Omega \quad (4) \end{aligned}$$

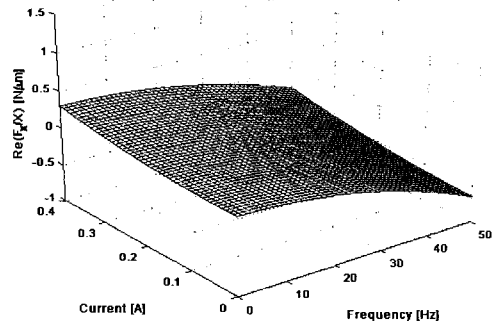


(a) Real parts

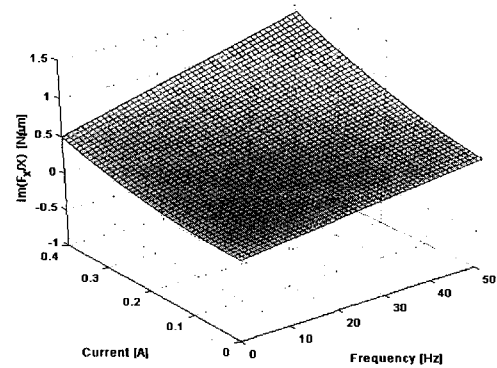


(b) Imaginary parts

Fig. 4 Measured dynamic stiffness of the MR-SFD



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 5 Estimated dynamic stiffness of the MR-SFD

식 (3), (4)를 식 (1), (2)와 비교하면 복소강성에 대한 표현식에서 전류에 대한 1차항이 소거되었는데, 이는 실험결과에 대한 근사화 결과, 1차항의 영향이 다른 항들에 비해 무시할 정도로 작은 값으로 얻어졌기 때문이다. 근사화를 통하여 얻어진 동강성 모형식 (3)과 (4)를 이용해 동강성값을 재현한 결과가 Fig. 5에 나타나 있다.

실험을 통해 모형화된 MR-SFD의 불균형 응답 제어성능을 확인하기 위하여 제안된 장치를 연성회전체-베어링계에 적용하고 해석을 수행하였다.

4. 불균형 응답 제어

4.1 운동방정식

회전체의 질량 불균형에 의한 운동방정식을 얻기 위하여 Fig. 6에 나타난 것과 같이, D 개의 디스크, B 개의 베어링, 그리고 제안된 MR-SFD로 구성된 등방성(isotropic)의 연성회전체를 고려하였다.⁽⁷⁾ 해석을 간편화하기 위하여 베어링이나 디스크 등에 의해 발생하는 불연속 효과는 델타함수(delta function)에 의해 표현될 수 있다고 가정하였으며, 모형화된 MR-SFD의 동특성 중 질량항과 강성항 만을 포함하여 모드형상(mode shape)을 구하기 위한 해석과정을 간단화하였다.

$X - Y$ 평면과 $X - Z$ 평면에서 정의된 축의 변위 y 와 z 를 복소좌표계에 대해서 정의하면 다음과 같다.

$$w = y + jz \tag{5}$$

이와 마찬가지로, 축방향에 대한 질량 불균형량 분포 $a(x)$ 도 복소좌표계에서 나타낼 수 있다.

$$a = a_r + ja_i \tag{6}$$

등방성의 회전체 시스템이라는 가정에 의해 Y 와 Z 방향에 대한 운동방정식은 동일한 형태를 가지므로,

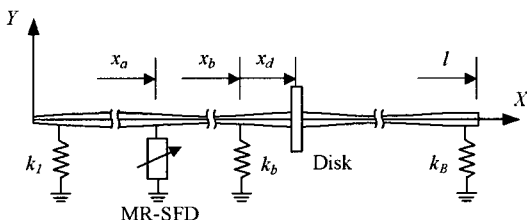


Fig. 6 Configuration of a flexible rotor-bearing system

식 (5)와 (6)에서 정의된 표현식을 사용하면 회전체계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial t^2} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ (J - I) \frac{\partial w}{\partial x} \right\} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left\{ EI_s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right\} \\ + \sum_{b=1}^B k_b \cdot w \cdot \delta(x - x_b) + k_a \cdot w \cdot \delta(x - x_a) \\ = a\Omega^2 e^{j\Omega t} \end{aligned} \tag{7}$$

여기서,

$$\begin{aligned} A\rho = A\rho_s(x) + \sum_{d=1}^D m_d \cdot \delta(x - x_d) + m_a \cdot \delta(x - x_a) \\ (I - J) = [I(x) - J(x)]_s + \sum_{d=1}^D (I - J)_d \cdot \delta(x - x_d) \end{aligned}$$

와 같으며, A 는 회전축의 단면적, ρ 는 축의 밀도를 각각 의미한다. 주어진 운동방정식 (7)에 대해서 MR-SFD의 효과를 제외한 회전체계에 대한 운동방정식을 해석하면 모드함수(characteristic function) $\phi_r(x)$ ($r=1, 2, \dots$)와 고유진동수(natural frequency) ω_r ($r=1, 2, \dots$)을 얻게 된다. 이 때, 유도된 모드함수와 고유진동수는 다음과 같은 직교조건(orthonormality condition)을 만족하게 된다.

$$\begin{aligned} \int_0^l \{ A\rho_s \phi_p(x) \phi_q(x) + (I - J)_s \phi'_p(x) \phi'_q(x) \} dx \\ + \sum_{d=1}^D \{ m_d \phi_p(x_d) \phi_q(x_d) + (I - J)_d \phi'_p(x_d) \phi'_q(x_d) \} = \delta_{pq} \\ \int_0^l EI_s \phi''_p(x) \phi''_q(x) dx + \sum_{b=1}^B k_b \phi_p(x_b) \phi_q(x_b) = \omega_p^2 \delta_{pq} \end{aligned} \tag{8}$$

회전축의 변위 $w(x, t)$ 를 다음과 같이 확장한 후,

$$w(x, t) = \sum_{p=1}^{\infty} \eta_p(t) \phi_p(x) \tag{9}$$

식 (9)를 운동방정식 (7)에 대입하고 양 변에 $\phi_q(x)$ 를 곱한 후, 축방향 x 에 대해서 적분을 수행하면 직교조건 (8)에 따라 운동방정식은 다음과 같은 식으로 정리된다.

$$\begin{aligned} \sum_{p=1}^{\infty} \{ \delta_{pq} + m_a \phi_p(x_a) \phi_q(x_a) \} \ddot{\eta}_p + \omega_q^2 \eta_q \\ + \sum_{p=1}^{\infty} \{ k_a \phi_p(x_a) \phi_q(x_a) \} \eta_p = a_q \Omega^2 e^{j\Omega t}, q=1, 2, 3, \dots \end{aligned} \tag{10}$$

이 식에서,

$$a_q = \int_0^l a(x)\phi_q(x)dx$$

를 의미하고, l 은 전체 축의 길이를 나타낸다. 만약, 회전체의 n 번째 연성모드까지만을 고려한다면 식 (10)을 다음과 같이 행렬형태로 정리된다.

$$[\mathbf{I} + [\Delta\mathbf{M}]]\ddot{\boldsymbol{\eta}} + [[\boldsymbol{\omega}^2] + [\Delta\mathbf{K}]]\boldsymbol{\eta} = \Omega^2 \mathbf{a} e^{j\Omega t} \quad (11)$$

이 식에서, $[\mathbf{I}]$ 는 항등행렬(identity matrix)이며,

$$[\Delta\mathbf{M}] = [\Delta m_{pq}]; \Delta m_{pq} = m_a \phi_p(x_a) \phi_q(x_a)$$

$$[\Delta\mathbf{K}] = [\Delta k_{pq}]; \Delta k_{pq} = k_a \phi_p(x_a) \phi_q(x_a)$$

$$\boldsymbol{\eta} = \{\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n\}^T$$

$$\mathbf{a} = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}^T$$

의 관계를 가진다.

4.2 구조변경법

MR-SFD를 연성회전체계에 설치할 경우, 회전체의 모드형상 변화에 대한 정보를 이용하여 운전속도 영역 내에서 댐퍼의 최적 설치위치를 결정하는 것이 필요하다. 이 때, 댐퍼의 최적 설치위치는 여러 개의 위험속도 구간에서 나타나는 회전체의 불균형 응답을 가장 효과적으로 최소화시키는 지점으로 정의된다. 이 연구에서는 댐퍼의 최적위치를 체계적이고 신속하게 결정하기 위하여 구조변경법을 적용하였다.

MR-SFD에 의해 회전체 시스템에 추가되는 동특성 변화를 앞에서 가정한 것처럼 질량효과 m_a 와 강성 k_a 로 제한하면, 댐퍼의 설치로 인한 모드형상의 변화는 두 단계를 거쳐서 계산된다. 먼저, 첫 번째 단계에서는 식 (11)에서 강성효과 $[\Delta\mathbf{K}]$ 를 제거한 고유치 문제(eigenvalue problem)를 해석하게 된다. 두 번째 단계에서는 $[\mathbf{K}]$ 를 다시 고려하고 고유치 문제를 풀이하면, MR-SFD 추가에 의해 변화된 모드함수와 고유진동수를 구하게 된다.

우선, $\eta = \zeta e^{j\Omega t}$ 로 가정하고 이를 식 (11)의 동차식(homogeneous equation)에 대입하면

$$[\{\mathbf{I} + [\Delta\mathbf{M}]\}\lambda^2 - \{[\boldsymbol{\omega}^2] + [\Delta\mathbf{K}]\}]\boldsymbol{\zeta} = \mathbf{0} \quad (12)$$

와 같다. 이 식에서 $[\Delta\mathbf{K}]$ 에 의한 효과를 잠시 제외시키고, 다음과 같이 새로운 좌표계를 정의한다.

$$[\{\mathbf{I} + [\Delta\mathbf{M}]\}\lambda^{(1)2} - [\boldsymbol{\omega}^2]]\boldsymbol{\zeta}^{(1)} = \mathbf{0} \quad (13)$$

식 (13)의 고유치 문제를 풀이하면, 고유치(eigenvalue) $\lambda^{(1)}$ 과 고유벡터(eigenvector) $\boldsymbol{\zeta}^{(1)}$ 을 얻을 수 있다. 이 때, 고유벡터 $\boldsymbol{\zeta}^{(1)}$ 은 다음 식을 만족하도록 한다.

$$[\boldsymbol{\zeta}^{(1)}]^T [\{\mathbf{I} + [\Delta\mathbf{M}]\}][\boldsymbol{\zeta}^{(1)}] = [\mathbf{I}] \quad (14)$$

첫 번째 단계에서 얻어진 고유벡터를 이용하면, 수정된 모드함수를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\phi_i^{(1)}(x) = \{\boldsymbol{\phi}\}^T [\boldsymbol{\zeta}_i^{(1)}] \quad (15)$$

여기서,

$$\{\boldsymbol{\phi}\} = \{\phi_1(x), \phi_2(x), \dots, \phi_n(x)\}^T$$

$$[\boldsymbol{\zeta}_i^{(1)}] = \{\zeta_{1i}^{(1)}, \zeta_{2i}^{(1)}, \dots, \zeta_{ni}^{(1)}\}$$

를 나타낸다.

두 번째 단계에서는 강성효과 $[\Delta\mathbf{K}]$ 를 다시 고려하고, 첫 번째 단계에서 얻어진 모드행렬 $\boldsymbol{\zeta}^{(1)}$ 을 이용하여 새로운 좌표계를 정의한다.

$$\boldsymbol{\zeta} = [\boldsymbol{\zeta}^{(1)}]\boldsymbol{\zeta}^{(2)} \quad (16)$$

식 (16)에서 정의된 좌표계를 식 (12)에 대입하고, 양변에 $[\boldsymbol{\zeta}^{(1)}]^T$ 를 곱하면 다음과 같은 새로운 고유치 문제가 얻어진다.

$$[\{\mathbf{I}\}\Omega^2 - [\boldsymbol{\zeta}^{(1)}]^T \{[\boldsymbol{\omega}^2] + [\Delta\mathbf{K}]\} [\boldsymbol{\zeta}^{(1)}]\}\boldsymbol{\zeta}^{(2)} = \mathbf{0} \quad (17)$$

첫 번째 단계와 마찬가지로의 방법으로 고유치 문제를 풀이하면 수정된 모드함수는 다음 관계식으로 정의된다.

$$\{\boldsymbol{\Phi}\}^T = \{\boldsymbol{\phi}\}^T [\boldsymbol{\zeta}^{(1)}][\boldsymbol{\zeta}^{(2)}] \quad (18)$$

여기서,

$$\{\boldsymbol{\Phi}\} = \{\Phi_1(x), \Phi_2(x), \dots, \Phi_n(x)\}^T$$

를 나타내며, $\{\Phi\}$ 는 MR-SFD의 설치로 인해 구조변경이 이루어진 전체 회전체계의 모드함수를 의미한다.

이와 같이 구조변경법을 사용하여 MR-SFD의 설치위치 변화에 따른 모드형상을 신속하게 계산하고, 이를 이용하여 댐퍼의 최적의 설치위치를 찾게 된다. 연성회전체에 대하여 m 번째의 연성모드 영역까지를 고려할 경우, MR-SFD의 최적 설치위치를 선정하기 위한 성능지수(performance index)를 다음과 같이 정의하였다.

$$J \triangleq \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^p |\Phi_i(x_j)|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^p |\phi_i(x_j)|} \quad (19)$$

식 (19)로 정의된 성능지수는 회전체의 구성요소 중 디스크에서의 모드형상 상대적 변화량을 중요한 인자로 고려하였다. 정의된 성능지수에 근거하여 MR-SFD의 최적 설치위치는 다음 조건을 만족하도록 정의하였다.

$$x_a^{opt} = \min_{x_a} \{J(x_a, I)\}, \quad \forall x_a \in [0, I] \quad (20)$$

4.3 불균형 응답 제어

MR-SFD의 최적 설치위치를 결정하였다면, 회전체의 운전속도(operating speed)에 따라 적절한 제어입력을 통해 회전체의 불균형 응답특성을 제어하는 것이 필요하다. MR-SFD를 장착한 연성회전체계의 운동방정식은 FEM모형에 근거하여 다음과 같이 정의된다.⁽⁸⁾

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\Omega)\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) - \mathbf{f}_c(t, I) \quad (21)$$

여기서, \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} 는 각각 회전체-베어링계의 질량, 감쇠, 강성행렬을 의미한다. 또한, $\mathbf{f}(t)$ 는 질량 불균형에 의한 힘을 나타내고, $\mathbf{f}_c(t, I)$ 는 MR-SFD에 의한 제어력을 의미한다. 임의의 회전속도 Ω 에 대해서 식 (21)은 다음과 같이 주파수영역에 대한 형태로 정리된다.

$$\{\mathbf{K} - \Omega^2\mathbf{M} + j\Omega\mathbf{C}(\Omega)\}\mathbf{Q}(j\Omega) = \mathbf{F}(j\Omega) - \mathbf{F}_c(j\Omega, I) \quad (22)$$

여기서, 제어력 $\mathbf{F}_c(j\Omega, I)$ 는 앞에서 구한 동강성 모형을 이용하여 다음과 같이 행렬형태로 정의된다.

$$\mathbf{F}_c(j\Omega, I) = [\mathbf{K}_c(I) - \Omega^2\mathbf{M}_c(I) + j\{\Gamma_c(I) + \Omega\mathbf{C}_c(I)\}] \times \mathbf{Q}(j\Omega)$$

식 (22)를 이용하면 불균형 응답량 $\mathbf{Q}(j\Omega)$ 는 다음 식을 이용하여 계산된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}(j\Omega) &= [\mathbf{K} + \mathbf{K}_c(I) - \Omega^2\{\mathbf{M} + \mathbf{M}_c(I)\} \\ &\quad + j\Gamma_c(I) + j\Omega\{\mathbf{C} + \mathbf{C}_c(I)\}]^{-1} \mathbf{F}(j\Omega) \\ &\equiv \mathbf{R}(j\Omega, I) \cdot \mathbf{F}(j\Omega) \end{aligned} \quad (23)$$

여기서, $\mathbf{R}(j\Omega, I)$ 는 receptance 행렬을 나타낸다. 만약 불균형력 $\mathbf{F}(j\Omega)$ 에 대한 정보가 주어졌다면, 식 (22) 또는 (23)을 이용하여 불균형 응답량 $\mathbf{Q}(j\Omega)$ 를 손쉽게 구할 수 있을 뿐만 아니라, 입력전류에 따른 응답량 변화를 검토하여 적절한 제어입력을 결정하는 것이 가능하다. 그러나 불균형력 $\mathbf{F}(j\Omega)$ 에 대한 정보는 운전중인 상황에서도 변하므로 반응동형 구동기를 이용하여 이를 알아내는 것은 불가능하다. 따라서, 이 논문에서는 강건설계기법(robust design concept)을 적용하여 제어입력을 설계하였다. 즉, 식 (23)에서 불균형력 $\mathbf{F}(j\Omega)$ 를 입력으로 가정하고 $\mathbf{R}(j\Omega, I) \cdot \mathbf{F}(j\Omega)$ 를 출력으로 가정하면, $\mathbf{R}(j\Omega, I)$ 에 대한 2-norm 해석은 시스템의 이득(gain)으로 해석할 수 있다. 특히, 최대 특이값(maximum singular value)은 전체 시스템에 대한 최대 이득값과 같다.⁽⁹⁾ 따라서 제어입력은 임의의 입력 $\mathbf{F}(j\Omega)$ 에 대해서 전체 회전체계의 최대 이득을 최소화시키는 전류값으로 정의된다.

$$I_c(\Omega) = \min_I \{\max(\sigma(\mathbf{R}))\}, \quad \forall I \in [I_{min}, I_{max}] \quad (24)$$

4.4 수치예제

MR-SFD의 설계위치 결정 및 제안된 제어방법에 대한 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 7에 도시된 것과 같은 등방 회전체계를 구성하고 MR-SFD를 적용하

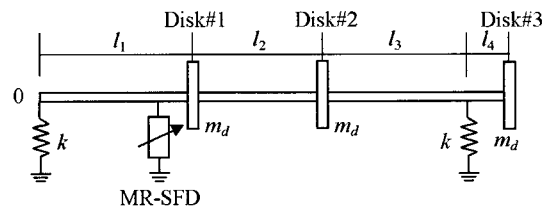


Fig. 7 Dimensions of flexible rotor-bearing system with MR-SFD

었다. 또한, 수치해석을 위해 사용된 각 변수들의 값이 Table 3에 나열되어 있다.

구조변경법을 적용하기 위하여, 회전체가 2개의 연성모드가 나타나는 속도구간에서 운전된다고 가정하였다.

MR-SFD를 설치하기 전의 회전체에 대한 모드정

Table 3 Dimensions of rotor-bearing system

Shaft	Disk
$\rho=7,900 \text{ kg/m}^3$	$m_d = 0.55 \text{ kg}$
$E=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$	$(J-I)_d = 0.00049 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
$D=9.5 \text{ mm}$	Bearing
$l_1 = 14 \text{ cm}, l_2 = 12 \text{ cm}$	$k=2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$
$l_3 = 14 \text{ cm}, l_4 = 4 \text{ cm}$	

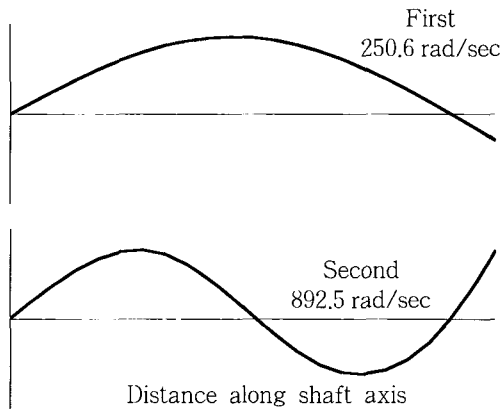


Fig. 8 Lowest two synchronous resonant mode shapes and natural frequencies of unmodified system

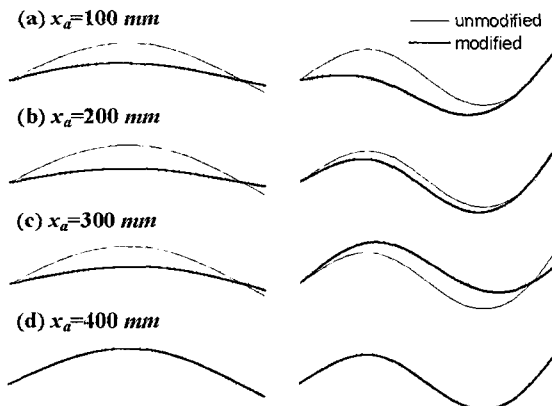
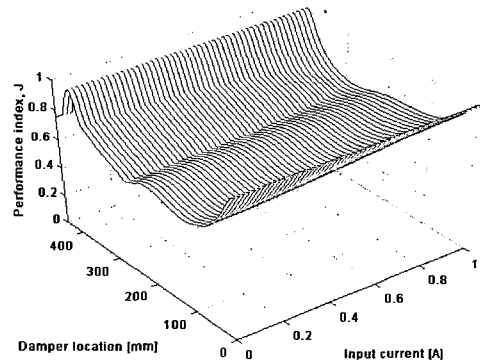


Fig. 9 Changes in orthonormalized mode shapes due to MR-SFD

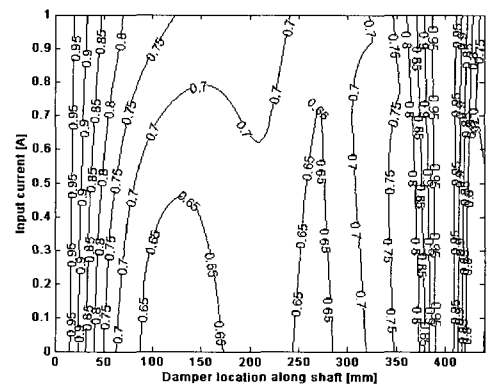
보를 얻기 위하여, Fig. 7에 그려진 회전축을 축방향에 대해서 22개의 하위요소로 나누고 FEM해석을 수행하였다. Fig. 8에는 첫 번째와 두 번째 연성모드에 대한 모드형상과 고유진동수가 도시되어 있다.

FEM해석을 통해 얻어진 수정전 시스템에 대한 모드정보를 구조변경법에 적용하여 MR-SFD 설치에 따른 모드형상의 변화를 검토하였다. Fig. 9에는 MR-SFD의 설치위치 x_a 를 변경하면서 계산한 모드형상의 변화가 그려져 있다. 해석결과는 댐퍼의 위치가 이동함에 따라 1차와 2차 연성모드의 모드형상에 다양한 변화가 일어남을 보여준다.

구조변경법을 사용하여 입력전류의 변화 및 설치위치의 변경에 따른 모드형상의 변화를 계산하고, 이를 이용하여 식 (20)에서 정의한 성능지수 J 를 계산하였다. Fig. 10에는 계산된 성능지수에 대한 3차원 분포도와 contour가 각각 나타나 있다. Fig. 10에 도시한 결과를 바탕으로 MR-SFD의 최적위치 x_a 를 성능지수가 최저값을 가지는 영역 중 280 mm로 결정하였다.

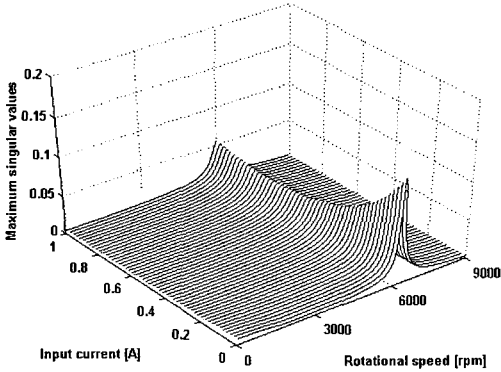


(a) 3-dimensional map of performance index

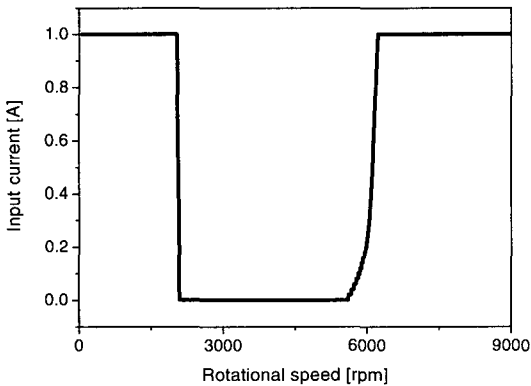


(b) Contour plot for performance index
Fig. 10 Determination of the MR-SFD location

이제 MR-SFD에 대한 동특성 모형과 설치위치 정보를 식 (21)의 FEM모형에 적용하고, 운전속도와 입력전류에 따른 최대 특이값의 분포를 계산하였다. Fig.11에는 최대 특이값의 분포도와 식 (24)에 따라 설계된 입력전류값이 나타나 있다.



(a) Maximum singular values distribution



(b) Scheduled input current levels

Fig. 11 Scheduling input current levels via robust design concept

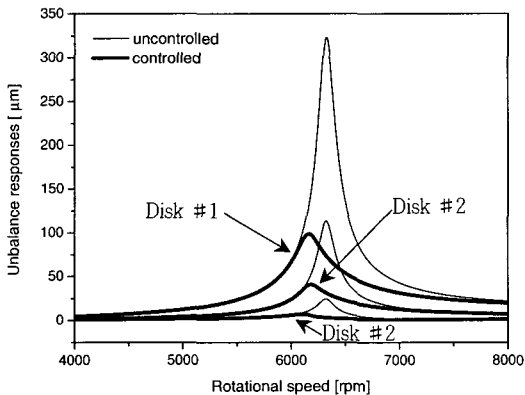


Fig. 12 Unbalance response control via MR-SFD

설계된 입력전류값을 운동방정식에 적용하고 운전속도를 변화시키면서 불균형 응답의 변화를 예측하였다. Fig. 12에는 모의실험을 통하여 계산된 불균형 응답량이 나타나 있다. 모의실험을 통해 예측된 결과를 보면, MR-SFD를 설치하여 적절한 입력전류를 인가할 경우 2차 위험속도에서 각 디스크 요소에서의 응답이 효과적으로 감소함을 확인할 수 있다. 특히, 디스크 1번과 2번의 경우 그 응답이 70 % 가까이 감소함을 알 수 있다. 한편, 1차 위험속도에서의 응답은 댐퍼에 전류를 인가하지 않아도 완벽하게 제어됨을 확인하였다.

이러한 결과들을 통하여 반능동형 MR-SFD를 회전체 불균형 응답 제어에 적용할 경우, 기존의 시스템을 사용하는 것보다 효과적으로 회전체의 진동문제를 해결할 수 있다는 결론을 얻게 되었다.

5. 결 론

이 연구에서는 연성회전체의 불균형 응답을 효과적으로 제어하기 위하여, MR유체를 작동유체로 적용한 반능동형 스퀴즈 필름 댐퍼를 제안하고, 이를 설계하여 그 동특성을 실험적으로 모형화하였다. MR-SFD의 설계시 주어진 제어입력 영역에 대해서 재료의 자기포화가 발생하지 않도록 자기장 해석을 통해 설계의 타당성을 검증하였으며, MR-SFD의 실용적인 측면을 향상시키기 위하여 벨로우즈 형태의 실링을 설계하였다. 설계된 MR-SFD를 제작하고, 이를 이용하여 다양한 조건하에서의 실험을 수행함으로써 MR-SFD 동특성을 실험적으로 모형화하였다.

또한, 제안된 MR-SFD의 불균형 응답 제어성능을 검증하기 위하여 연성회전체에 대한 불균형 응답 제어로 적용하였다. 먼저, 구조변경법을 사용하여 MR-SFD의 최적 설치위치를 선정하는 방법을 제안하였으며, 강건설계기법에 따라 운전영역 내에서 적절한 제어입력을 결정하는 알고리즘을 고안하였다. FEM모형을 이용하여 회전체의 불균형 응답 성능을 예측한 결과를 통해 MR-SFD가 연성회전체의 불균형 응답 성능을 효과적으로 향상시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

참 고 문 헌

(1) Morishita, S., and Mitsui, J., 1992, "Controllable Squeeze Film Damper (an Application of

Electro-rheological Fluid),” ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol.114, pp.354~357.

(2) Jung, S. Y., 1995, “Analysis of Short Squeeze Film Dampers Operating with Electro-rheological Fluids,” Journal of KSTLE, Vol.11, pp. 5~11.

(3) Lee, N.S., Choi, D.H., Seok, K.Y., Lee, Y. B., and Kim, C.H., 2000, “Vibration Control of Aflexible Rotor with a Slotted-ring Sealed Electro-rheological Squeeze Film Damper,” IMECH 7th International Conference, pp.499~506.

(4) Carlson, J. D., Catanzarite, D. N., and St. Clair, K. A., 1996, “Commercial Magneto-rheological Fluid Devices,” Proceedings 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions and Associated Technology, pp.20~28.

(5) Meeker, D., 2002, Finite Element Method

Magnetics user’s Manual, <http://fermm.foster-miller.com>.

(6) Kim, K. J., and Lee, C. W., 2003, “Identification of Dynamic Characteristics of Squeeze Film Damper Using Active Magnetic Bearing System as an Exciter,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.13, No. 7, pp. 508~516.

(7) Kim, Y. D., and Lee, C. W., 1985, “Determination of the Optimal Balancing Head Location on Flexible Rotors Using a Structural Dynamics Modification Algorithm,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.199, pp.19~25.

(8) Lee, C.W., 1993, Vibration Analysis of Rotors, Kluwer Academic Publishers

(9) Shahian, B., and Hassul, M., 1993, Control System Design Using MATLAB[®], Prentice Hall.