

퍼지 마그네틱 댐퍼를 사용한 회전체 진동의 저감 연구

이 형 복[†] · 김 영 배^{*}

(2000년 11월 1일 접수, 2001년 2월 12일 심사완료)

A Study of Rotor Vibration Reduction using Fuzzy Magnetic Damper System

Hyeong Bok Yi, Young Bae Kim

Key Words : Oil Whirl(오일 월), Oil Whip(오일 휩), Fixed Gain Control(고정 게인 제어) Rotor Active Control(회전체 능동제어), DSP Control(디지털 신호 제어), Oil Film Bearing(유막 베어링), Curve Fitting(곡선 추적), Fuzzy Logic Control(퍼지 로직 제어)

Abstract

This paper concerns rotor vibration reduction using magnetic damper system. The fuzzy control logic is utilized to fulfill desired motion. The fuzzy system structure and membership function were first determined by simulation results. The researched control logic contains two fuzzy controller : reference position variation according to the rotor whirling status and error compensation algorithm to minimize the rotor vibration due to unbalance and unstable fluid film force. The Sugeno type output membership function was utilized by several trials and optimized membership function constants were selected from experiments. The experimental results show that the proposed method effectively control and reduce the rotor vibration with fluid film bearings.

1. 서 론

고속으로 회전하는 터보기계들은 진동에 의해 시스템이 매우 불안정해 지게 된다. 유막 베어링 요소를 포함하고있는 회전축계의 진동에 있어서 가장 위험한 진동은 회전체의 원주방향 진동이라 불리는 oil whirl 현상이라고 하는데, 이 현상이 발생하는 원인으로는 질량의 불평형(unbalance), 부품들 사이의 조립오차, 내부마찰, 회전접촉 같은 동역학적 요인으로 발생한다. 회전체를 불안정하게 하는 이러한 요소들을 제거하는 것이 진동을 제어하는 가장 좋은 방법이다. 최근 회전체기계들은 경량화, 고속화의 추세에 있으므로 회전체가 정상상태의 whirl 운동에 도달하기 위하여서는 여러개의 위험속도 영역을 거쳐야만 한다. 특히, 유막과 강체 지지물 사이의 복잡한 상호작용을 수반한 유막 베어링을 갖는 회전기계에서의 문제들은 그 원인이 잘 보고되어 있지 않다. Oil whip, 혹은 Oil whirl 현상은 진동적인 위험속도 현상과는 다른 것으로 보고되어 있다. 이러한 Oil whip 현상을 억

제하기 위한 연구로, Muzynska⁽¹⁾는 회전체의 swirl이 생기지 않는 장치를 통하여 진동의 저감을 시도하였다. 그녀의 접근은 원치 않는 운동을 줄이기 위한 전체적인 모형을 보여 주었다. 그렇지만 이 실험 장치는 아주 복잡하였고, 실험 결과도 만족할 만한 것은 아니었다. 그 외에도 회전체 진동 문제들을 능동적으로 제어 하기위한 전자기 베어링의 많은 연구들이 있는데,⁽²⁻⁷⁾ 대부분 볼 베어링 형식의 제어에 관한 것들 이었다. 그러한 연구 결과들을 유막 베어링에 적용하기에는 한계가 있고, 또한 대부분의 연구들이 고정된 게인을 갖는 제어 알고리즘(fixed gain control algorithm)을 사용한 것이었다.

반면, 퍼지제어는 수학적 정의가 어렵거나, 불확실한 정보를 갖고 있는 복잡한 장치를 제어하는데 효과적으로 적용되어 왔다. 많은 연구자들이 다양한 산업분야에 퍼지 제어 로직을 적용하고 있는데, Cela와 Hamam⁽⁸⁾은 로보트의 궤적 추적을 위하여 퍼지강인제어를 사용하였다. Liu 등은^(9,10) 유연하게 움직이기 쉬운 로보트의 제어에 퍼지 로직을 사용하였다. Segino 등은⁽¹¹⁾ 크랭크 형상의 코스를 따라가는 차량의 제어에 퍼지로직을 적용하였다. Pham 등은⁽¹²⁾ 선박을 정박시키기 위한 동적 퍼지 모델링 기법을 적용하였고, 후에 다중 링크로봇 팔에도 적용하였다. 유막 베어링을 가진 회

[†] 책임저자, 회원, 안동과대학 자동차과

E-mail : yhbok@andong-c.ac.kr

TEL : (054)851-3592 FAX : (054) 852-9907

^{*} 회원, 전남대학교 기계공학과

전체 시스템은, 시스템 전체의 비선형 요소와 마그네틱 댐퍼의 동작점이 지속적으로 변화하여 많은 불확실성을 갖고 있으므로, 이런 경우에서의 퍼지 제어 로직은 충분히 원하는 방향으로 잘 적용되어 진다고 할 수 있다. 본 연구에서는 여러 개의 퍼지 결정 규칙(decision rules) 중에서 Sugeno의 규칙이 적용되었다. Sugeno 규칙은 디퍼지 조합(defuzzyfication integration)을 수행하지 않으므로 출력 값을 결정하기 위하여 많은 계산 과정들이 필요로 하지 않는다.^(14,15) 시스템의 “if-part”는 Mamdani의 것과 같은 형태를 갖고 있고, “then part”는 일차 다항식의 형태로 되어 있다. 그러므로 Sugeno 규칙의 “then part”는 단순한 수학적인 형태로 표현되어진다. 따라서 이는 계산 과정이 필요치 않아, Mamdani의 것보다 빠른 계산 특성을 갖고 있다. 일반적으로 Sugeno 규칙은 다음과 같은 특징을 갖고 있다 : (1) 연산속도는 Mamdani의 알고리즘 보다 매우 고속이므로 실시간 제어가 가능하다. (2) 선형제어 기법이 가능하다. (3) 출력의 선형화가 보장된다. (4) 수학적 불확실성이 보장된다. 이 연구에서 고려되어진 회전체 시스템은 빠른 온라인 계산이 요구되어지기 때문에, Sugeno의 연구 결과는 제안된 시스템에 가장 적합한 것으로 사료된다.

본 논문에서는 퍼지 제어를 적용하고, 마그네틱 댐퍼를 사용한 유막 베어링을 갖는 회전체 진동의 저감 기법과 가능성에 대해 서술하였다. 마그네틱 시스템은 다양한 제어 알고리즘 들을 가질 수 있다, 그러나 유막베어링을 갖는 실제의 회전체 시스템의 모델링은 높은 비선형을 갖고있어 모델링이 매우 까다롭다. 또한 회전체 Whirling 동작점이 계속해서 변하고, 조립오차와 질량의 불평형에 따른 외란이 생길 수 있어, 강인한 제어를 기대하기는 어려운 실정이다. 따라서 제안된 연구가 다른 연구와 다른 요점을 나열하면 다음과 같다.

(1) 이 연구는 퍼지 로직을 사용한 회전체 진동의 감소에 관한 것이다. 퍼지 로직 제어기는 정확한 수학적인 모델에 근거하여 설계되었고, 곡선 추적법(curve fitting)에 의해 얻어졌다. 따라서 본 연구에서 사용된 제어 알고리즘은 수학적으로 완전한 것이다.

(2) 멤버쉽(membership) 함수는 각 제어 성분을 위하여 단지 퍼지 규칙 “if then” 만을 갖는 단순 삼각형 또는 사다리꼴 함수를 사용하였다.

(3) 퍼지화, 제어규칙 기준, 그리고 디퍼지화 형태는 모두 퍼지 제어법의 최종 결과에 삽입되어 있다. 따라서 퍼지화-규칙-디퍼지화 경로는 전체 제어과정을 통하여 필요치 않는다. 따라서 퍼지 제어기는 룩업(lookup) 테이블의 사용을 피하고, 실시간 제어에 적합한 것이다.

본 논문의 순서는 다음과 같다. 먼저, 전기 회로와 마그네틱 베어링을 포함한 회전체 역학 모델의 수학적인 표현이 제시될 것이다. 또한 기준점 계

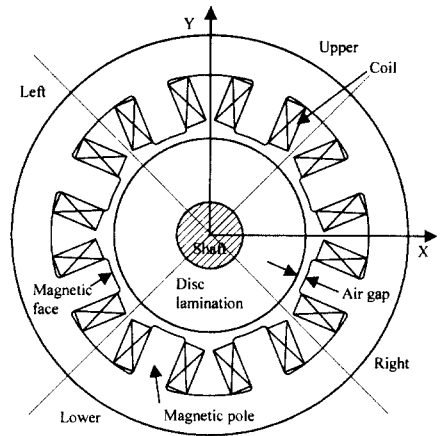


Fig. 1 Schematic diagram of magnetic damper

산과 오차 최소화를 사용한 퍼지 제어기 설계가 실시된다. 설계된 FLC(fuzzy logic controller)와 수학적 모델, 모의 실험이 먼저 행하여지고, 최종적으로 실험을 통하여 제안된 시스템의 우수성을 검증하였다.

2. 마그네틱 댐퍼의 해석

본 논문에서 제작한 마그네틱 댐퍼를 Fig. 1에 나타내었다. 마그네틱 댐퍼는 모두 8개의 폴(pole)로 구성되어 있고 2개의 폴이 한 쌍을 이루고 있다.⁽¹⁶⁾ 이것은 상,하,좌,우에 각각 한 개씩 총 4개의 자기회로로 구성된다. 일반적으로 전자석과 디스크에 형성된 힘은 전자석과 디스크사이의 거리와 전자석 코일에 흐르는 전류와의 함수이며 비선형이다. 회전체 중심 축에 대한 미소변위에 대한 힘의 변화인 위치강성(K_q : Position Stiffness)과 전류의 미소변화에 대한 힘의 변화인 전류강성(K_{iq} : current stiffness)을 유도하면 식 (1), 식 (2)와 같다.⁽²⁾

$$K_q = -\frac{\Delta F}{\Delta q} = -\frac{2\mu_g A_g N^2 i_s^2}{c^3} \quad (1)$$

$$K_{iq} = -\frac{\Delta F}{\Delta i} = -2\frac{\mu_g A_g N^2 i_s}{c^2} \quad (2)$$

여기서 μ_g 는 투과성(permeability), A_g 는 전자석의 면적, N 은 코일의 감김수이다. 또한 i_s 는 바이어스 전류(bias current), c 는 간극을 각각 나타낸다. Perturbation 방법을 전류와 간극에 대해 사용하여 상,하 2개의 전자석과 디스크에 작용하는 힘을 구하면 다음과 같다.

$$F_q = \frac{\mu_g A_g N_1^2 i_{1s}^2}{c^2} - \frac{\mu_g A_g N_2^2 i_{2s}^2}{c^2} + \frac{2\mu_g A_g N_1^2 i_{1s}^2}{c^3} \Delta y + \frac{2\mu_g A_g N_2^2 i_{2s}^2}{c^3} \Delta y + \frac{\mu_g A_g N_1^2 i_{1s}^2}{c^2} \Delta i + \frac{\mu_g A_g N_2^2 i_{2s}^2}{c^2} \Delta i \quad (3)$$

따라서 한 쌍의 전자석에 대한 위치강성과 전류강성은 다음과 같은 식이 된다.

$$K_q = -\frac{2\mu_g}{c^3} [A_1 N_1^2 i_{1s}^2 + A_2 N_2^2 i_{2s}^2] \quad (4)$$

$$K_{iq} = -\frac{2\mu_g}{c^2} [A_1 N_1^2 i_{1s} + A_2 N_2^2 i_{2s}]$$

식 (3)과 (4)에서 아래 첨자 1은 위쪽의, 2는 아래쪽의 자석 기호를 의미한다. 왼쪽과 오른쪽의 자기력의 관계도 유사한 방법으로 얻어진다. 전자석과 디스크는 곡면이므로 전자력, 위치에 대한 강성과 전류에 대한 강성을 곡면에 맞게 보정해 주어야 한다. 즉 정상상태에서의 실제적인 힘과 강성을 기하학적 보상 계수를 사용하여 정리하면 식 (5)와 같이 표시된다.

$$F_{qs} = \alpha_g (F_{ls} + F_{rs}) = \alpha_g \frac{\mu_g}{c^2} (A_1 N_1^2 i_{1s}^2 - A_r N_r^2 i_{rs}^2)$$

$$K_q = -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^3} (A_1 N_1^2 i_{1s}^2 + A_r N_r^2 i_{rs}^2) \quad (5)$$

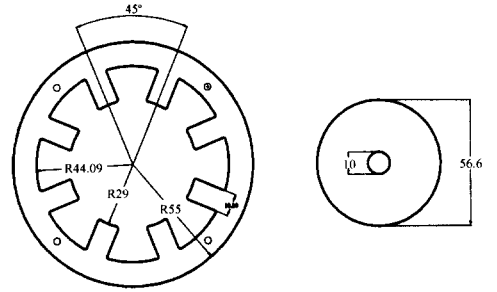
$$K_{iq} = -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^2} (A_1 N_1^2 i_{1s} + A_2 N_2^2 i_{2s})$$

여기서 α_g 는 기하학적 계수로 그 정의는 다음과 같다.

$$\alpha_g = \frac{F}{A_g} \int_{\theta_1}^{\theta_2} r b \cos \theta d\theta = \frac{\sin \theta_2 - \sin \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \quad (6)$$

여기서 $\theta_i (i=1,2)$ 는 전자기부와 축 중심간의 각도를 의미한다. 위의 힘과 변위들의 관계 들을 바탕으로 마그네틱 댐퍼를 설계하였는데, 마그네틱 액츄에이터는 자기력을 발생시키는 전자기 코어(core)와 얇은 판을 여러 개 접합한 디스크(disc lamination)로 구성되어 있고 이를 Fig. 2에 도시하였다.

본 연구에서는 회전체의 최대 회전 속도를 5,000 rpm으로 선정하였고 디스크는 S45C 강(steel)으로 제작하였다. 또한 와전류(eddy current)에 의한 손실을 막기위해 전자석의 코어는 0.35 mm의 규소강판을 적층시켜 제작하였다. Table 1에 댐퍼 용량에 영향을 미치는 매개변수와 제작된 댐퍼의 사양을 나타내었다



(a) Magnetic core (b) Disk lamination
Fig. 2 Structure of magnetic damper

Table 1 Specification of magnetic damper

Area of one pole (mm ²)	220	Mass(Kg)	1.2	Max. centrifugal force (N)	98.7
Coil turns	250	Maximum Eccentricity (mm)	0.5	Max. current (A)	4
Clearance (mm)	0.7	Maximum whirl speed(rpm)	2,500	Max. magnetic force (N)(h=1.2mm)	192.0

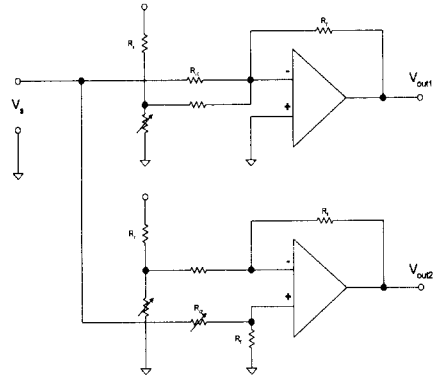


Fig. 3 OP Amplifier circuit

구동 앰프는 코일에 전류를 공급하는 역할을 하며 제작의 편리함을 위하여 Power Operational Amplifier를 사용하였다. 사용된 구동앰프는 AMT(Apex Micro Technology)사의 PA12모델을 사용하였다. 앰프는 전압을 입력으로 하고 출력을 전류로 하는 VCCS(voltage controlled current sources)형으로 구성하였다

Fig. 3은 제작된 앰프의 기본 회로이고 Table 2는 제작된 앰프와 마그네틱 댐퍼의 전기적 특성이다.

이 연구에서 하나의 D/A 보드는 두개의 전자기 폴(pole)을 제어할 수 있는데, 양의 전압은 하나의 폴에 작용되고, 음의 전압은 다른 하나의 폴에 작용된다. 이는 상하의 자기가 짝을 이루어 전자기 가 뒀을 의미한다. 만일 회전체가 중립위치에서 whirl 이 상승하면, 위쪽의 자기에 적은 전류가 공급되고, 아래쪽에는 더 많은 전류가 공급되어야

Table 2 Amplifier and magnetic damper characteristics

Magnetic pole	Inductance (mH)	Amplifier	Input Voltage(±V)	Max. Output current(A _{r-p})
UP	11.153	UP	30	4
BOTTOM	12.260	BOTTOM	30	4
LEFT	11.128	LEFT	30	4
RIGHT	11.570	RIGHT	30	4

한다. 신호 분리 앰프는 이 작용을 수행하기 위해 도입되어 졌고, 다음의 수식들은 실제 전압이 앰프에 가해지는 것을 보여준다.

$$V_{out1} = - \left(V_{ref} + \frac{R_f}{R_i} V_s \right) \tag{7}$$

$$V_{out2} = - \left(V_{ref} - \frac{R_f}{R_i} V_s \right)$$

앞서 언급 했듯이 아래 첨자 1,2는 상하의 자기를 의미하고, 비반전 입력단자에 가해지는 전압을 V_{ref} , 공급된 전압을 V_s , 그리고 입력과 피드백 레지스터를 각각 $R_{i,f}$ 로 정의하였다.수평의 자기 쌍도 유사한 전기적 특성을 갖는다.

본 연구에서 마그네틱 댐퍼는 회전체의 수평, 수직 방향에 대한 제어를 하므로 2 자유도 문제이다. 이를 각각 분리된 1 자유도 모델로 축약 시켜 각각의 자유도에 대해 독립적으로 제어를 설계하였다. 선형화 된 전자기 힘과 2 자유도 문제를 독립적으로 분리된 1 자유도로 분리하면 다음과 같은 2차 선형 미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$M\ddot{q} - K_q q = K_{iq} i_q \tag{8}$$

여기서,

$$q = [x \ y]^T, M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix},$$

$$K_q = \begin{bmatrix} -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^3} (AN_3^2 i_{x3s}^2 + AN_4^2 i_{x4s}^2) \\ -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^3} (AN_1^2 i_{y1s}^2 + AN_2^2 i_{y2s}^2) \end{bmatrix},$$

$$K_{iq} = \begin{bmatrix} -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^2} (AN_{x3}^2 i_{x3s} + AN_{x4}^2 i_{x4s}) \\ -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^2} (AN_{y1}^2 i_{y1s} + AN_{y2}^2 i_{y2s}) \end{bmatrix} \text{이다.}$$

또한 i_{x3s}, i_{x4s} 는 평형상태에서 x 방향의 전자석에 흐르는 전류, i_{y1s}, i_{y2s} 는 평형상태에서 y 방향의 전자석에 흐르는 전류이다. 코일에 흐르는 Bias

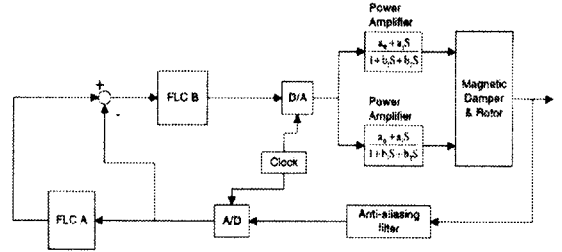


Fig. 4 System block diagram

전류 값은 실험에 의하여 $i_{y1s} = 0.28 A$, $i_{y2s} = 0.24 A$, $i_{x3s} = i_{x4s} = 0.26 A$ 로 결정되어진다. 따라서 입력전류와 출력 변위의 전달함수는 다음과 같이 표시되어진다. 센서는 회전체의 위치를 전압으로 변환한다.

$$\frac{q(s)}{i_q(s)} = \frac{K_{iq}}{(Ms^2 - K_q)} \tag{9}$$

디지털 제어기, 파워 앰프와 마그네틱 베어링은 입력주파수에 종속되는 특성을 갖는다. 이러한 동적 특성치 들은 전달함수의 형태로 표시가 가능하며, 실험자료를 곡선 추적 알고리즘을 적용하여 최적화 시켜 복소수 형태의 다항식의 비로 나타낼 수 있다. 앰프의 입력전압과 출력전류에 대한 곡선 추적된 전달함수는 다음과 같이 얻어진다. 여기서 계수 a_0, a_1, b_1 그리고 b_2 는 자기위치에 따라 다르다.(Ref.2 Table 3 참조)

$$\frac{I(S)}{V(S)} = \frac{a_0 + a_1 S}{1 + b_1 S + b_2 S} \tag{10}$$

3. 퍼지 제어기 설계

Fig. 4는 전체 시스템의 블록도를 보여 준다. 2개의 프로브 센서(probe sensor)로부터의 x, y 의 위치 정보는 A/D 변환기를 통해 퍼지 제어기로 피드백 되어진다. 그림에서 FLC A(fuzzy logic controller A) 회전체 시스템 운전 조건에 따른 기준위치를 제어한다. FLC B는 기준위치에서의 오차를 줄인다. Fig. 5(a)는 퍼지 제어기 A의 구조를 보여 준다. 이 제어기는 각각 2개의 입력과 출력 변수들을 갖고 있으며, 각 변수들은 3개의 멤버쉽 함수를 갖고 있다. 또한 각 축은 독립된 관계들을 갖는 6개의 규칙을 갖고 있다. Fig. 5(b)는 퍼지제어기 B의 구조를 보여 준다. 이 제어기는 2 개의 위치와 속도 정보 입력과 각 x, y 전압을 제어하는 하나의 출력을 갖고 있다.

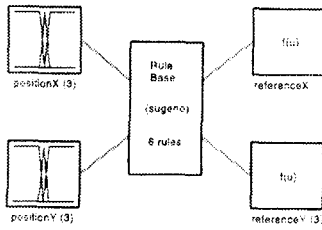


Fig. 5(a) Structure of fuzzy controller A

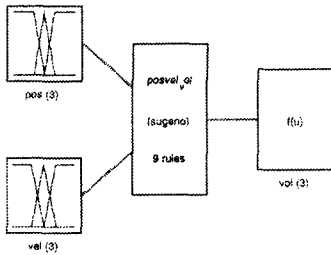


Fig. 5(b) Structure of fuzzy controller B

또한 9개의 규칙을 기준으로 독립적으로 축 제어에 적용된다. 멤버쉽 함수는 음(negative), 영(zero), 양(positive)의 3가지 부분으로 성립된다. 일반적으로 삼각 멤버쉽 함수가 보편화되어 사용되어진다. 그러나 이 연구에서는 음과 양의 부분에서는 사다리꼴 멤버쉽 함수를, 영의 부분에서는 삼각형 멤버쉽 함수를 각각 실용화 하였다.

Fig. 6은 제어기 A, B의 멤버쉽 함수 블록도를 보여준다. 전체 입력 영역은 $-0.6E-3$ 에서 $0.6E+3$ 인데, 이것은 마그네틱 댐퍼를 접촉하지 않고 돌릴 수 있는 최대 거리에 상응한다. Oil whirl은 위치오차가 누적됨에 따라 증가하므로, 로직은 초기 위치 오차를 줄이는 과정을 가져야만 한다. 영역 $-0.1E-3$ 에서 $0.1E+3$ 은 이러한 목적을 이행하기 위하여 한층 더 분류되어진다. FLC A와 FLC B에 대한 출력 변수들은 일차 Sugeno모형을 실용화 하였고, 이는 전형적인 형식을 갖지 않는 멤버쉽 함수를 포함한다.

Sugeno 형식의 퍼지 제어를 채택한 주된 생각은 하나의 가정된 함수에서 3개의 단계들(implication, aggregation and defuzzification)을 조합하기 위한 것으로, 이는 계산 속도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 실시간 제어에 잘 적용되어진다. 퍼지 제어기에 대한 입력과 출력들이 결정되어진 뒤, 입력에서 출력까지 규칙의 배치되는 수는 FLC A에서는 6개, FLC B에서는 9개가 된다.

입력과 출력 사이의 관계함수는 아래와 같이 나열되고, 그 구조는 Fig. 6에서 보여준다.

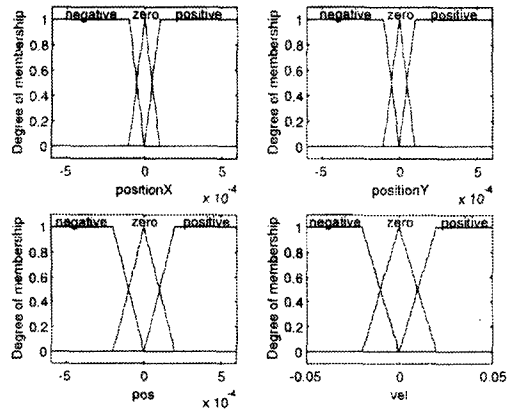


Fig. 6 Membership function block diagram

3.1 FLC A 규칙

- Rule 1. If $x = x \cdot n$ then $px = px \cdot n$
- Rule 2. If $x = x \cdot z$ then $px = px \cdot z$
- Rule 3. If $x = x \cdot p$ then $px = px \cdot p$
- Rule 4. If $y = y \cdot n$ then $py = py \cdot n$
- Rule 5. If $y = y \cdot z$ then $py = py \cdot z$
- Rule 6. If $y = y \cdot p$ then $py = py \cdot p$

3.2 FLC B 규칙

- Rule 1. If $p = p \cdot n$ and $v = v \cdot n$ then $vol = vol \cdot n$
- Rule 2. If $p = p \cdot n$ and $v = v \cdot z$ then $vol = vol \cdot n$
- Rule 3. If $p = p \cdot n$ and $v = v \cdot p$ then $vol = vol \cdot n$
- Rule 4. If $p = p \cdot z$ and $v = v \cdot n$ then $vol = vol \cdot z$
- Rule 5. If $p = p \cdot z$ and $v = v \cdot z$ then $vol = vol \cdot z$
- Rule 6. If $p = p \cdot z$ and $v = v \cdot p$ then $vol = vol \cdot z$
- Rule 7. If $p = p \cdot p$ and $v = v \cdot n$ then $vol = vol \cdot p$
- Rule 8. If $p = p \cdot p$ and $v = v \cdot z$ then $vol = vol \cdot p$
- Rule 9. If $p = p \cdot p$ and $v = v \cdot p$ then $vol = vol \cdot p$

이 규칙에서, x, y 는 각각 압전기 센서로부터의 x, y 변위이고, px, py 는 각각 x, y 방향에서의 기준 회전체 중심위치이다. 또한 p 는 기준 회전체 중심 위치이며, vol 은 마그네틱 댐퍼의 입력전압이다. 그리고 " $p = p \cdot n$ "은 위치가 음인 것을 의

미하고, " $p = p \cdot z$ " 는 위치가 영인 것을, " $p = p \cdot p$ " 는 위치가 양인 것을 의미한다. 마지막으로 "and" 는 Zadeh의 로직 "AND", 그리고 $\mu(A \wedge B) = \min\{\mu_A, \mu_B\}$ 에 의해 정의된다.

4. 모의실험(simulation)

회전체가 회전하기 시작하면, 유막에서의 압력 분포는 변화한다. 압력이 x, y 방향에서 비대칭 분포를 보이면, 저널(journal)의 수평 및 수직방향으로 편심된 힘의 분포를 갖게 된다. 편심비와 위상각은 Sommerfeld 수의 함수로 잘 알려져 있다. 또한 Squeeze film에 의한 감쇠력은 유체 점성 감쇠보다 훨씬 효과가 크다. 이러한 감쇠 특성은 회전체의 안정성에 큰 영향을 미치며, Oil whirl이나 Oil whip 같은 불안정한 진동문제를 야기 시킬 수 있다. 평형상태에서 다음의 선형방정식을 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (11)$$

여기서 첫번째 첨자는 힘의 방향이고, 두번째 첨자는 위치 방향이다. 모의 시험에서, π -film 오일 베어링은 다음의 식에서 단위가 없는(무차원) 강성과 감쇠계수를 갖는 것으로 간주한다.

$$K_{ij} = \frac{k_j C}{W}, \quad C_{ij} = \frac{c_j C \Omega}{W} \quad (i, j = x, y) \quad (12)$$

여기서 W 는 회전체의 무게, C 는 간극, 그리고 Ω 는 회전 속도를 각각 의미한다. 각 계수들은 다음과 같이 표현되어진다.⁽¹⁸⁾

$$\begin{aligned} K_{xx} &= \frac{4\{\pi^2 + (32 + \pi^2)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4\}Q(\varepsilon)}{1 - \varepsilon^2} \\ K_{yy} &= \frac{\pi\{\pi^2 + (32 + \pi^2)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4\}Q(\varepsilon)}{\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \\ K_{yx} &= \frac{-\pi\{\pi^2 - 2\pi^2\varepsilon^2 - (16 - \pi^2)\varepsilon^4\}Q(\varepsilon)}{\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \\ K_{xy} &= 4\{2\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^4\}Q(\varepsilon) \\ C_{xx} &= \frac{2\pi\{\pi^2 + \pi^2\varepsilon^4 + 2(24 - \pi^2)\varepsilon^2\}Q(\varepsilon)}{\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \end{aligned} \quad (13)$$

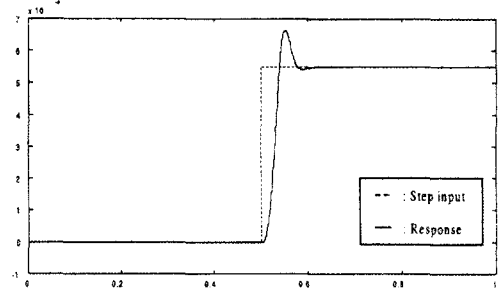


Fig. 7 System response for step input

$$C_{xy} = C_{yx} = 8\{\pi^2 + 2(\pi^2 - 8)\varepsilon^2\}Q(\varepsilon)$$

$$C_{yy} = \frac{2\pi\sqrt{1 - \varepsilon^2}\{\pi^2 + 2(\pi^2 - 8)\varepsilon^2\}Q(\varepsilon)}{\varepsilon}$$

여기서 $Q(\varepsilon) = \frac{1}{\{\pi^2(1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2\}^{3/2}}$ 이고, ε 은 편심비를 의미한다.

본 연구에서, 퍼지 로직은 Trial 실험과 시스템의 정상적 특성치에 의해 설계되었다. 시스템의 정상적 특성치는 시스템 응답을 관찰함으로써 얻어졌고, Matlab Simulink로 부터의 최상의 퍼지 제어 로직을 선택하여 사용하였다. Fig. 6은 이러한 구성을 보여준다.

5. 실험 결과

먼저 모의실험 결과를 Fig. 7과 8에서 보여 주었다. Fig. 7은 계단 입력 응답을 보여준다. 그림으로부터 제안된 퍼지 로직은 계단 입력에서 약간의 오버 슈트(overshoot)와 정착 시간이 있으나 상대적으로 잘 따라간다. 따라서 제안된 시스템의 정상상태 특성치 들은 잘 제어되고 있다. 다음은 시스템의 과도 특성을 검증하는 것인데, 초기에 0.12 mils의 크기를 갖는 충격 하중을 가했을 때 Fig. 8은 충격 입력에 대한 시스템 응답을 보여주는데, 좋은 시스템 특성을 갖는다.

모의실험 결과로부터 퍼지 로직 제어를 결정한 후, 한쪽 끝에 유막 베어링과 다른 한쪽에 슬리브 베어링으로 지지된 실제의 회전체에 퍼지 로직 제어를 적용하여 실험 하였다. 유막 베어링을 갖는 회전체 시스템은 Oil whirl 또는 Oil whip 이라 불리는 특정한 불안정 영역을 갖게 되는데, 이 현상은 시스템에 심각한 진동을 일으키며, 또한 회전속도가 증가하더라도 계속적으로 유지되어 지므로 상당히 유의 해야 한다.

이러한 Oil whirl 궤도의 Polar plot은 여러 주파수 성분을 갖는데, 이 진동의 주된 원인은 유체로 인한 교차로 연결된 힘(cross coupled force)의 성분과 고정자(stator)의 반력들 이다.

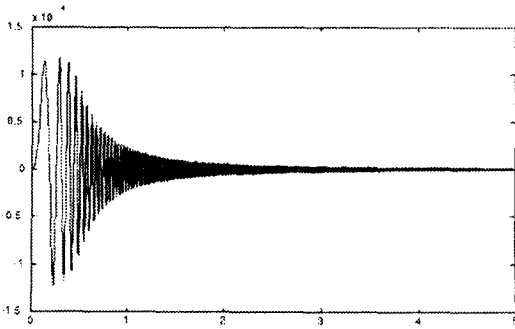


Fig. 8 System response for harmonic input with varying frequency

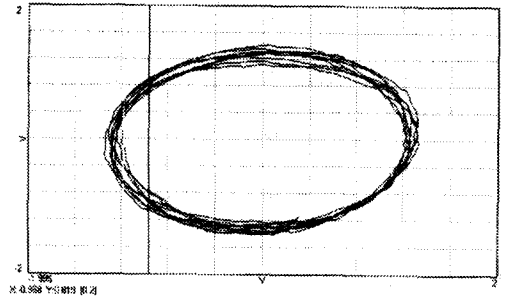


Fig. 10 Orbit plot of rotor system at 2600 rpm (without control)

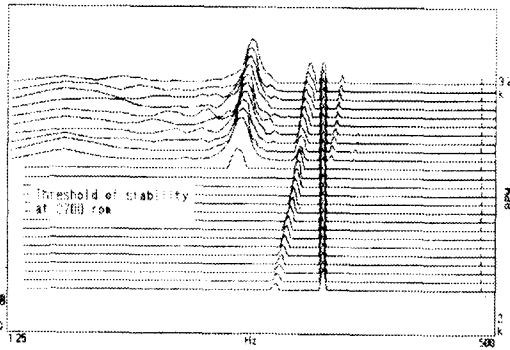


Fig. 9 Cascade plot of rotor system (without control)

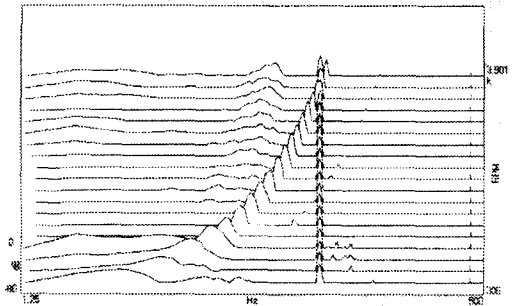


Fig. 11 Cascade plot of rotor system (with control)

Fig. 9는 이 현상의 전형적인 예를 보여주는데, 수직축에 10Hz 중분 주파수를 갖는 Cascade plot을 보여준다. 그림에서 2600 rpm에서 Oil whirl이 시작됨을 보여준다. Oil whirl의 위험성은 일단 발생하면, 회전속도를 변화함에도 불구하고 이 현상은 사라지지 않는다는 점이다. 회전속도를 계속 증가시키면, Oil whirl의 sub-harmonic 항(통상 0.48 x, 여기서 x는 회전 주파수로 표현됨)은 이 운동을 지속시킨다.

Fig. 10은 제어되지 않은 회전체 시스템의 약 2600 rpm 부근에서의 궤도(orbit plot)를 보여 준다. 여기서 심한 진동과 준 주기 회전체 응답을 보여주는데, 이는 2개 이상의 주파수 성분이 교차 결합되어지는 것을 확실하게 보여 준다.

Fig. 11은 FLC를 적용한 회전체 시스템의 Cascade plot을 보여준다. Fig. 9와 비교해 보면 2600 rpm에서의 나타난 Oil whirl 현상은 현저하게 줄어들었음을 알 수 있다.

Fig. 12는 퍼지 로직 제어를 적용한 회전체의 궤도를 보여준다. 그림으로부터, FLC는 2600 rpm의 회전속도에서 제안된 시스템의 적용 결과가 매우 잘 작용함을 알 수 있다. 다른 속도에서도, 거의 같은 결과를 얻을 수 있었다.

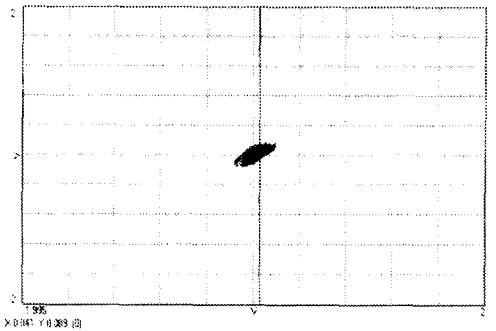


Fig. 12 Orbit plot of rotor system at 2600 rpm (with control)

6. 결론

본 연구에서는 유막 베어링을 갖는 회전체의 Oil whirl 현상을 줄이기 위해, 마그네틱 댐퍼 시스템을 설계하고 퍼지 로직 제어를 적용하였다. FLC를 가진 마그네틱 댐퍼는 심각한 회전체 진동인 Oil whirl을 효과적으로 줄이는데 제어되었다. FLC는 FLC A와 FLC B의 두개의 성분을 갖는다. FLC A는 기준 위치를 제어하고, FLC B는 기준 위치에 대한 오차를 줄인다. 앞의 실험으로부터 Oil

whirl 은 2600 rpm에서 시작되며, 그 진폭은 간극과 같은 크기를 갖고 증가한다. 기준위치 보상을 갖는 제안된 알고리즘과 FLC에 대한 오차 최소화는 심각한 Oil whirl 진동을 현격히 감소하여 3900 rpm 까지 속도를 증가 할 수 있음을 보여주었다.

참고문헌

- (1) Muszynska, A., 1988, "Rotor Active Anti-Swirl Control," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME*, Vol.110, pp. 143~150.
- (2) 김영배, 이형복, 이봉기, "회전체 진동 감소를 위한 마그네틱 댐퍼의 설계 및 응용," 대한기계학회논문집 A, 제 24 권, 제 2 호, pp 355~361.
- (3) Salm, J.R., 1988, "Active Electromagnetic Suspension of an Elastic Rotor: Modeling, Control, and Experimental Results," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME*, Vol. 110, pp. 493~501.
- (4) Nikdajsen, J., Holmes, R., and Gondhalekar, V., 1979, "Investigation of an Electromagnetic Damper for Vibration Control of a Transmission Shaft," *ImechE*, pp. 331~336.
- (5) Kim, D.G. and Kim, K.W., 1996, "The Influence of Assembling Errors on the Performance of the Rotor Supported by Active Magnetic Bearing," *Transaction of KSME*, Vol. 20(12), pp. 3909~3916.
- (6) Burrows, C.R., Sahinkaya, M., and Clements, S., 1987, "Electro-Magnetic Control of Oil Film Supported Rotor Using Sparse Measurements," *Rotating Dynamics, ASME Publication*, September 27~30, pp. 127~132.
- (7) Kim, C.S. and Lee, C.W., 1996, "Isotropic Optimal Control of Active Magnetic Bearing System," *ASME Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, Vol. 118(4), pp. 421~426.
- (8) Cela, A. and Hamam, Y., 1992, "A Fuzzy Robust Controller for Trajectory Tracking of Robotic Systems," *Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. Intell. Robots System*, pp. 767~774.
- (9) Liu, K. and Lewis, F.L., 1994, "Hybrid Feedback Linearization/Fuzzy Logic Control of a Flexible Link Manipulator," *Journal of Intell. Fuzzy System*, Vol. 2(4), pp. 325~336.
- (10) Liu, K. and Lewis, F.L., 1994, "Fuzzy Logic-Based Navigation Controller for an Autonomous Mobile Robot," *Proceedings of IEEE Int. Conf. Syst. Man., Cybern.*, San Antonio, TX, pp. 1782~1789.
- (11) Segino, M. and Nishida, M., 1985, "Fuzzy Control Model of a Car," *Fuzzy Sets System*, Vol. 16, pp. 100~113.
- (12) Pham, T.T., Weiss, J.J. and Chen. G., 1992, "Optimal Fuzzy Logic Controller for Docking a Boat," *Proceedings of 2nd Workshop on Fuzzy Logic Applications*, College Station, TX, Dec. 2~4, pp. 66~73.
- (13) Pham, T.T. and Chen, G., 1994, "Optimal Fuzzy Control Systems with Applications to Multi-Link Manipulators," *Proceedings EXPERSYS'94*, Houston, TX, Dec. 1-2, pp. 531~536.
- (14) Roger, J.S. and Gulley, N., 1995, "Fuzzy Logic Toolbox User's Guide," *The MathWorks Inc.*
- (15) Lin, C.T. and Lee, C.S.G., 1996, "Neural Fuzzy Systems," *Prentice-Hall International, Inc.*
- (16) Kim, Y.B., Hwang, W.G., Kee, C.D. and Yi, H.B., 2000, "Active Vibration Control of a Suspension System Using Electro-Magnetic Damper," Submitted to *ImechE*.
- (17) Malki, H.A., Misir, D., Feigenspan, D. and Chen G., 1997, "Fuzzy PID Control of a Flexible-Joint Robot Arm with Uncertainties from Time-Varying Loads," *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 5(3), pp. 371~378.
- (18) John M. Vance, 1988, *Rotordynamics of turbomachinery*, John Wiley & Sons.