

틸딩 패드 기체 베어링으로 지지된 로터 계 자러 진동의 능동제어

권대규*

Active Control of the Self-excited Vibration of a Rotor System Supported by Tilting-Pad Gas Bearing

Tae-Kyu Kwon*

ABSTRACT

This paper presents an experimental study on active control of self-excited vibration for a high speed turbomachinery. In order to suppress the self-excited vibration, it is necessary to actively control the air film pressure or the air film thickness. In this study, active pads are used to control the air film thickness. Active pads are supported by pivots containing piezoelectric actuators and their radial position can be actively controlled by applying voltage to the actuators. The transfer characteristics from actuator inputs to shaft vibration outputs are experimentally investigated. In a tilting-pad gas bearing (TPGB), a shaft is supported by the pressurized air film. Four gap sensors were used to measure the vibration of the shaft and PID was used in the feedback control of the shaft vibration. The experimental results show that the self-excited vibration of the rotor can be effectively suppressed if the PID controller gains are properly chosen. As a result we find that the feedback control is effective for suppressing the self-excited vibration of a rotor system using stack-type PZT actuators.

Key Words : Tilting-pad gas bearing(틸딩 패드 기체 베어링), Active pads(능동 패드), Gas expander(가스 팽창기), Self-excited vibration(자러진동), Active control(능동제어), Turbomachinery(터보기계)

1. 서론

터보팽창기와 압축기에 이용되어지고 있는 고속 회전기계에는 회전축과 베어링의 불안정에 기인하는 자러 진동과 임펠라에서 발생하는 유체흐름에 기인하는 유체관련 진동이 발생한다⁽¹⁾⁻⁽³⁾. 이러한 로터 시스템은 유체를 윤활 매체로써 사용하는 오일 윤활 베어링과 기체 윤활 베어링이 매우 잘 사

용되어지고 있지만, 이와 같은 베어링은 유체의 점성에 의한 불안정 특성을 가지고 있고, 고속으로 회전할 경우, 유체여기 자러진동을 발생시킨다. 본 연구에서의 틸딩 패드 기체 베어링(Tilting-Pad Gas Bearing: TPGB)은 다른 기체 베어링과 비교해서 안정성이 좋고 고속 회전 로터계에 적용되고 있으나, 조건에 의해서는 유체여기 자러진동이 발생하는 경우도 있다^{(4),(5)}.

* 전북대학교 국책지원사업단 연구원

이와 같은 기체 베어링의 유체여기 자려진동을 안정화하기 위해서 여러 가지의 연구가 진행되어져 왔다. 井原는 가동 피봇을 사용해서 축의 진동을 억제시키는 방법을 시도했다⁽⁶⁾. 그러나, 가동 피봇이 패드의 축 표면에 압착되기 때문에 정지 및 기동시 터빈의 기동 토크가 작고 축이 기동할 수 없는 등의 문제점이 있다. 최근에는 이러한 문제점을 개선하기 위해서 능동제어를 이용한 기체 베어링 로터 계의 안정성을 향상시키는 방법이 주목되어지고 있다. 그러나, 고속 회전기계에 발생하는 불안정 진동의 원인이 충분히 해명되어지지 않고 유효한 제어방법이 확립되어져 있지 않기 때문에 지금까지 고속 회전기계의 자려 진동에 대한 능동제어 연구가 정압 기체 베어링에 한정되어져 있다⁽⁷⁾.

본 논문에서는 동압 베어링인 킬딩 패드 기체 베어링으로 지지되어진 고속 회전 로터 계의 유체여기 자려진동을 안정화하는 실험적 연구를 수행하였다. 패드를 지지하는 피봇 사이에 장착되어진 적층형 압전 액츄에이터를 이용한 피드백 제어를 함으로써 패드와 축 사이의 간격을 능동적으로 조정해서 고속 회전기계의 자려진동을 억제하였다. 이 제어방법은 동압 기체 베어링의 유체여기 자려진동 억제에 유효하다는 것이 실험 결과를 통해서 증명하였다.

2. 능동 기체 베어링의 구성 원리

Fig. 1은 본 연구에서 사용했던 저널 능동 동압 기체 베어링의 구조를 나타내고 있다. 이 기체 베어링은 원주 방향에 균등하게 설치되어져 있고 피봇에 의해서 지지되어져 있는 3개의 패드로부터 구성되어진다. 3개의 피봇은 1개가 고정식이고 나머지 2개는 압전 액츄에이터가 삽입되어져 있다. 여기에 이용되어지고 있는 압전 액츄에이터는 TOKIN(주)의 AE0505D08 적층형으로 100V 무하중 상태에서 100V의 정격 전압을 가했을 경우 $6.1 \mu\text{m}$ 의 변위가 발생한다. 적층형 압전 액츄에이터는 응답성이 좋고 발생력도 크다는 장점으로부터 패드와 축 사이의 간격을 고속으로 제어할 수가 있다. 능동 기체 저널 베어링(Active Gas Journal Bearing: AGJB)의 단면도와 피봇 사진을 Fig. 2와 Fig. 3에 표시하고, 기체 베어링의 변수를 Table 1에 나타내었다.

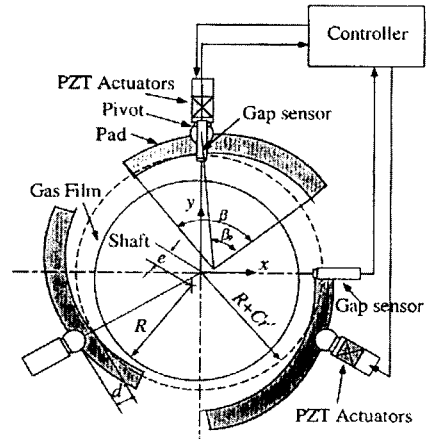


Fig. 1 Configuration of AGJB

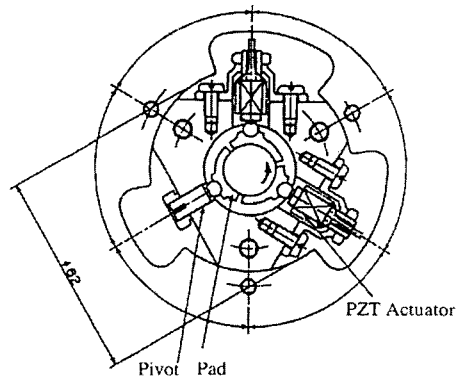


Fig. 2 Cross-section of AGJB

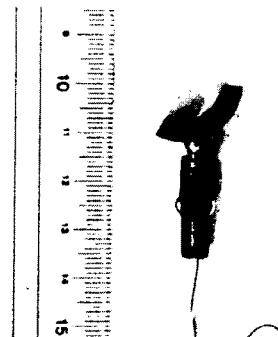


Fig. 3 Configuration of a pivot

Table 1 Values of parameters in rotor-bearing system

Parameters	Value(unit)
Shaft length l	181.35 mm
Shaft mass m	0.28 kg
Shaft radius R	8 mm
Bearing width L	15.4 mm
Clearance C_r	20 μm
Pad angular extent β (deg)	110
Pivot position β/β_b	0.65
Dimensionless preload	0.5

축이 회전하는 경우, 유체의 점성력에 의해 축과 패드 사이의 간격에 기체막이 형성되고 그 기체막의 압력이 축을 지지한다⁽⁷⁾. 패드가 일정한 범위 내에서 자유롭게 경사지는 것이 가능하기 때문에 유체력의 합력이 피벗 점에 집중하고 회전축을 불안정하게 하는 성분이 발생하지 않기 때문에 축을 안정하게 고속으로 회전하는 것이 가능하다. 다만, 패드의 관성력이 무시할 수 없을 만큼 고속으로 회전되어지면 유체력에 의해 패드가 추종할 수 없게 되어 축에 유체여기 자러진동이라는 불안정 진동이 발생한다.

이 불안정한 자러진동을 제어하기 위해서 능동기체 베어링의 피벗에 장착되어진 압전 액츄에이터에 전압을 인가하여 패드와 축간의 간격을 변화하는 것으로부터 축을 능동적으로 제어를 할 수 있다.

3. 진동특성 및 제어실험

우선, 로터 계의 진동 특성을 측정하기 위해서 다음과 같은 방법으로 실험을 했다. 스러스트 베어링(thrust bearing)에 압축공기를 공급하고 스러스트 베어링을 작동시키고 터빈의 급기밸브를 열어서 로터를 회전시킨다. 터빈에 작동하는 유량을 서서히 증가시켜, 축을 3000rpm까지 회전시킨다. 그리고, 회전수를 3000rpm부터 정지까지 천천히 감속시키면서 4개의(분해능 $0.5\mu\text{m}$)의 초소형 갭 센서를 이용해서 축의 x 와 y 방향의 변위를 측정하여 로터 계의 동특성을 고찰했다.

Fig. 4는 하부 측정 면의 y 방향(LL)에서 계측했던 각 회전 속도에 있어서 발생하는 축 진동의 주파수 특성을 표시하고 있다. 축이 11760rpm으로

회전할 경우, 축의 진폭은 최대가 된다. 그것은 축의 회전수가 일차 강체 모드의 고유 진동수와 일치하기 때문이다. Fig. 4로부터 축 회전의 원심력으로 유기되어진 회전수와 같은 주파수를 갖는 동기진동 또는 비동기진동, 즉, 자러 진동이 발생하고 있는 것을 알 수 있다. 자러 진동의 주파수가 약 57Hz에 있고 진폭은 축의 회전수가 일차 강체 모드의 고유진동수에 접근하면 급격히 증대한다. 본 연구는 피벗에 내장되어진 압전 액츄에이터를 이용해서 유체여기 자러진동을 능동적으로 제어한다.

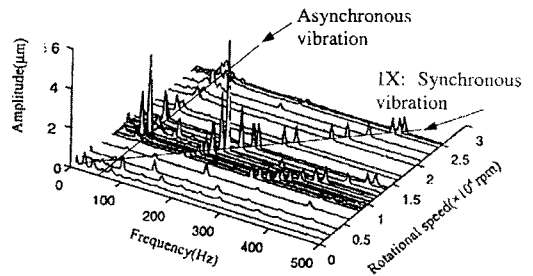


Fig. 4 Waterfall chart of the frequency analysis of turbine shaft at LL gap sensor(Experimental result)

Fig. 5에는 기체 베어링으로 지지되어진 로터계와 피드백 제어 시스템의 구성을 나타내고 있다. 공기 팽창기의 로터는 반경방향에 2개의 텀딩 패드 기체 베어링에 의해 지지되어져 있고 축 방향에는 정압 기체 베어링으로 지지되어져 있다. 로터의 하단에는 구동용 터빈이 설치되어 있고 상단에는 안정화하기 위한 브레이크용 터빈이 작동하고 있다. 양측의 터빈에 적절한 압력을 가진 압축 공기를 공급하면 로터를 회전시킬 수 있다. 로터의 축부분(터빈 부분은 제외)의 길이는 181.35mm이고, 상부와 하부의 베어링이 축의 중심 면으로부터 각각 23.54mm와 26.46mm 떨어져 있다. 그리고, 상부와 하부의 측정 면은 축의 중심 면으로부터 각각 10.84mm와 14.16mm 떨어져 있다. Table 2에는 팽창 터빈의 일반적인 사양을 표시한다.

Fig. 5에 나타낸 것처럼 4개의 갭 센서와 4개의 액츄에이터의 위치를 각각 LR(下右), LL(下左), UR(上右), UL(上左)로 구별한다. 여기서, LL과 UL의 센서는 y 방향의 변위를 측정하고, LR과 UR의 위치의 센서는 Fig. 1에 표시한 것처럼 x

방향의 변위를 측정한다. 그리고, LL과 UL 액츄에이터는 y 방향에, LR과 UR의 액츄에이터는 x 축과 30도의 각도로 설치되어져 있다.

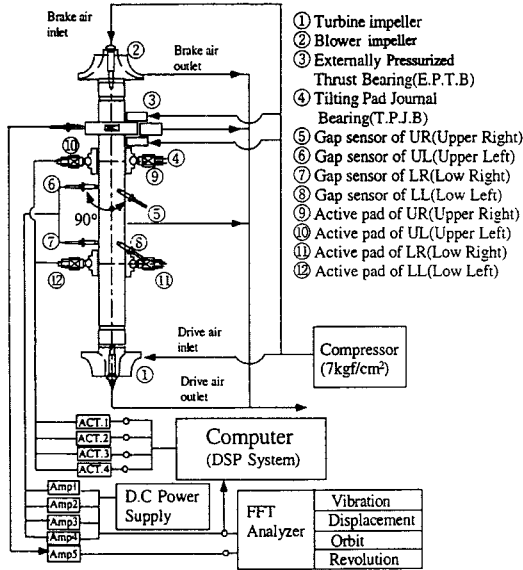


Fig. 5 Schematic diagram of the active control system

Table 2 Values of parameters in gas expander

Parameters	Value(Unit)
Pressure of turbine inlet	0.5 ~ 5 Kgf/cm ²
Pressure of turbine outlet	0 ~ 1.2 Kgf/cm ²
Thrust bearing	EPTB
Journal bearing	TPGB
Flow of inlet	10 ~ 45 Nm ³ /h
Fluid gas	Air

공기 베어링에 의한 고속 회전기계의 자러진동을 모델화하기가 어렵기 때문에 본 연구에서는 실험적으로 PID 제어법을 이용해서 능동제어를 행했다. 각 액츄에이터에 가한 제어입력은 다음과 같이 PID 제어법칙으로부터 계산했다.

$$\frac{U(s)}{Y(s)} = K_p + K_d s + \frac{K_i}{s} = K_p \left(1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (1)$$

여기서, $Y(s)$: 센서로부터의 신호, $U(s)$: 제어입력, T_i : 적분시간(= K_p/K_i), T_d : 미분시간(= K_d/K_p) 이

다. 고속 회전기계의 유체여기 자러진동을 억제하기 위해서 각 위치의 액츄에이터에 제어 이득을 가해 진동 제어를 행했다. 그리고, 본 논문에 이용했던 액츄에이터는 120도 피치로 설치되어져 있어서 x, y 방향을 독립적으로 제어하는 것이 불가능하다. 우선 4 개의 갭 센서로부터 얻었던 신호로부터 축의 변위를 측정한다. UL 방향과 LL 방향의 센서는 UL 방향과 LL 방향의 액츄에이터의 설치위치가 동일하기 때문에 직접 PID 제어이득을 가해 DC 제어전압을 인가했다. UR 방향의 센서는 UR 방향의 액츄에이터와 30도의 각도로 설치되어져 있어서 UL 과 UR 센서 신호로부터 좌표변환한 UR 액츄에이터의 위치에서의 변위를 구하고, 그 변위 신호에 PID 제어이득을 가해, UR 액츄에이터에 전압을 인가했다. 피봇의 내부에 설치했던 적층형 압전 액츄에이터에 DC 전압을 인가하면, 능동 패드의 위치가 변화하는 것으로부터 베어링의 간격이 변화되어서 미소 위치제어가 가능하게 된다.

유체여기 자러진동을 제어하기 위해서 Fig. 6에 표시한 것처럼 제어시스템의 블록선도를 구성했다. 와전류식 초소형 갭 센서(변위계의 이득 : $5\mu V/mm$)로부터 축의 변위를 측정하고 센서로부터의 신호는 샘플링 주기 $12\mu sec$ 로 A/D변환기를 통하여 DSP (TMS 320C40)보드에 인가된다. DSP 보드 상에 계산되어진 제어 출력은 D/A변환기와 전압 증폭기를 통하여 압전 액츄에이터에 인가했다.

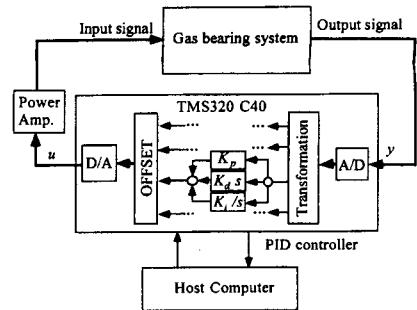


Fig. 6 Block diagram of control system

우선, 축을 회전시킨 상태에서 압전 액츄에이터에 DC전압을 인가하고 축의 위치변화를 검출한다. 축의 1차 강제모드의 고유진동수인 11760rpm으로 회전시키고, UR(上右)의 능동패드에 DC전압을 인가했을 경우, 갭 센서로부터 검출했던 축의 편심을

Fig. 7에 표시했다. UR(上右) 위치의 능동 패드에 삽입되어진 적층형 압전 액츄에이터에 최대 150V의 전압을 인가했을 경우 UR, LR 위치의 변위 센서로부터 약 4.3 μm 의 축 변위가 얻어졌다.

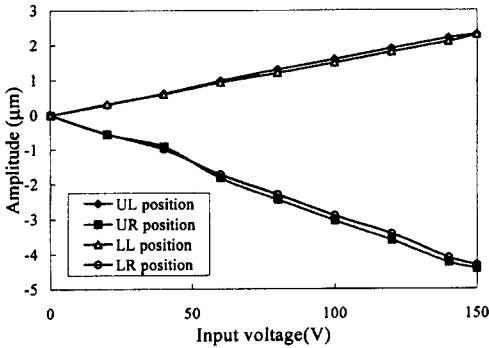


Fig. 7 Static displacement of shaft induced by static voltage at UR actuation

4. 제어실험 결과와 고찰

본 연구에서는 터빈에 흐르는 압축공기의 영향으로 LL, LR의 액츄에이터에 발생하는 제어효과가 작기 때문에 K_d 는 0.01, K_i 는 0.001, K_p 는 50을 인가하여 UL, UR방향의 액츄에이터에 PID 이득을 튜닝해서 능동제어를 행했다. 제어성능에 관한 적분이득 K_i 의 효과가 작기 때문에 각 액츄에이터의 적분이득 K_i 는 0.001로 고정하고 비례와 미분이득 K_p , K_d 을 조정하는 것으로부터 PID 제어기 성능을 고찰한다.

Fig. 8와 Fig. 9은 각각 축이 10000rpm으로 회전할 경우 UR과 UL 갭 센서로부터 얻었던 무제어시 또는 제어시(UL과 UR 액츄에이터의 제어 이득; $K_p=10, K_d=0.02$)의 파워 스펙트럼이다. 무제어시는 적층형 액츄에이터에 기준 전압으로써 OFFSET 전압 40V(DC)를 인가했을 경우이다. 이 그림으로부터 축의 회전에 동기하는 성분(Synchronous vibration)과 앞에서 설명했던 축의 회전속도에 약 30%에서 발생하는 57Hz의 비동기진동(Asynchronous vibration), 즉, 자려진동 성분이 관측되어진다. 여기서, PID 제어법으로 피드백 제어를 행함으로써 57Hz의 자려 진동의 진폭이 20dB 감소했다.

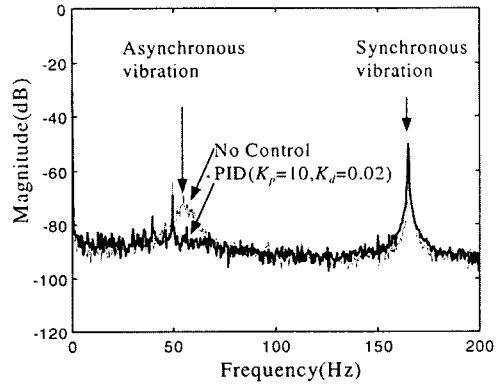


Fig. 8 Power spectra of shaft at UL gap position (Rotation speed : 10000 rpm)

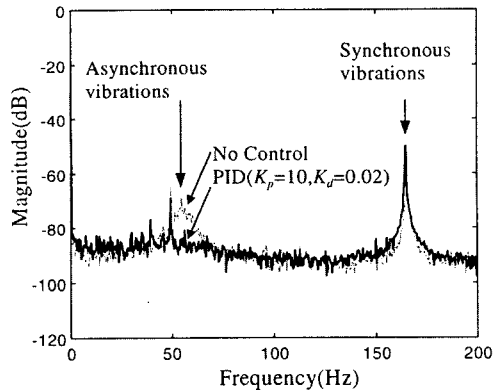


Fig. 9 Power spectra of shaft at UR gap position (Rotation speed : 10000 rpm)

Fig. 10과 Fig. 11는 축이 11600rpm으로 회전할 경우, UR, LR에서의 축에 의한 불안정 특성의 제어효과를 표시한다. 여기서 축이 공진 주파수에 접근하면, 10000rpm의 경우에 비해서 57Hz의 비동기 진동성분이 현저히 나타나는 것을 알 수 있다. 그 자려 진동을 능동제어하기 위해서 적분이득 K_i 를 0.001, 미분이득 K_d 를 0.01에 고정하고 비례이득 K_p 을 조정하는 것으로부터 능동 제어를 행한다. 시행 오차의 결과, UR, UL 액츄에이터의 K_p 가 100의 경우에 자려진동의 진폭이 40dB정도 감소되었고 제어성능 효과가 크다는 것을 알 수 있었다. 그리고,

25Hz, 79Hz, 132Hz의 비동기 진동성분도 안정하게 되어지는 것을 알 수 있다.

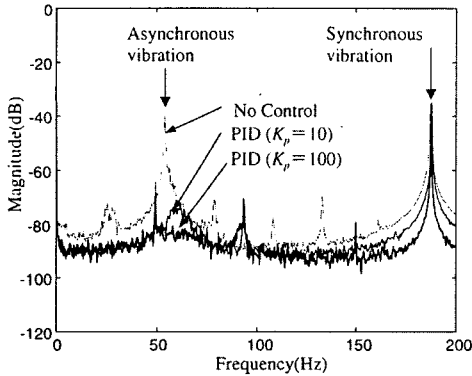


Fig. 10 Power spectra of shaft at UR gap position (Rotation speed : 11600 rpm)

크게 증가되는 경향을 갖는다. 이 결과로부터 새롭게 제작했던 능동 패드는 제어 이득을 적절하게 설정하는 것으로부터 고속 회전기계의 자려진동의 진폭을 최대 4.5 μm 정도 억제할 수 있었다.

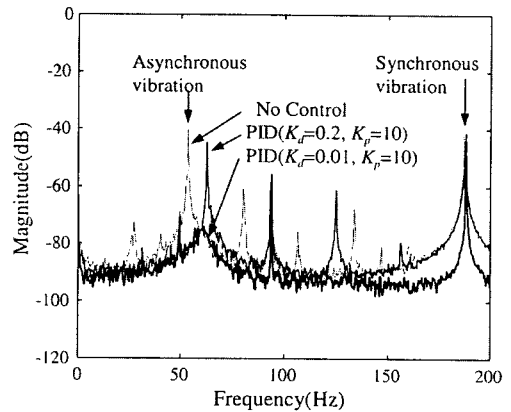


Fig. 12 Power spectra of shaft at UR gap position (Rotation speed : 11600 rpm)

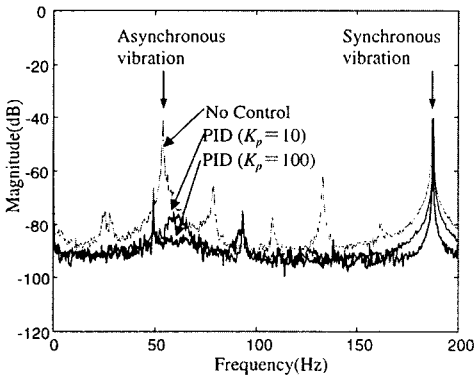


Fig. 11 Power spectra of shaft at LR gap position (Rotation speed : 11600 rpm)

Fig. 12은 UL, UR 액츄에이터의 적분이득 K_i 을 0.001로 하고, 비례이득 K_p 을 10으로 고정하고 미분이득 K_d 을 변화시키는 경우에 대해서 제어효과를 살펴보았다. 이것으로부터 UL, UR 액츄에이터의 미분이득 K_d 가 0.01의 경우, 비동기진동이 38dB 감소하는 것을 알 수 있었다. 그러나, UL, UR 액츄에이터의 미분 이득 K_d 을 0.2로 인가하면 역으로 비동기진동의 주파수가 67Hz로 이동되고 진폭도

5. 결론

본 연구는 고속 회전기계의 자려 진동을 억제하는 것을 목적으로 압전 액츄에이터를 삽입한 일체형 능동 패드를 제안했다. 그리고, 본 실험장치에 있어서 고속 회전기계의 자려 진동을 확인하고 PID 제어법을 이용하여 그 진동성분을 억제시켰다. 그 결과, PID제어의 제어이득을 적절히 설정해서 압전 액츄에이터를 구동함으로써 자려 진동이 큰 폭으로 감소되어지는 것을 확인했다.

이상으로, 고속 회전기계에서 발생하는 자려진동을 능동적으로 제어할 수 있음을 실증했으나, 이후에는, 불안정 진동의 발생 메커니즘의 해석을 행함과 동시에, 동기진동의 제어에 관한 연구를 할 예정이다.

후기

본 연구는 J. Tani교수(日本東北大学)의 지도 및 J. Qiu(日本東北大学)의 도움이 있었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lund, J.W., Saibel, E., Oil Whip Whirl Orbits of a Rotor in Sleeve Bearing, ASME J. of Engineering for Industry, Vol. 89-4, pp. 813-823, 1967.
2. Nicholas, J.C., Kirk, R.G., Four Pad Tilting Pad Bearing Design and Application for Multistage Axial Compressors, J. of Lubrication Technology, Vol. 104, pp. 523-529, 1982.
3. White, M.F., Chen, S.H., The Subsynchronous Dynamic Behavior of Tilting-pad Journal Bearings, J. of Tribology, Vol. 114, pp. 167-173, 1992.
4. 齋藤 忍、傾斜패드軸受で支持された回轉軸の危険速度と安定性、機論、47-413, c 編, 30-35 , 1981.
5. 泉 英樹、回轉ばね支持形チルチング패드氣體ジャーナル軸受の動特性、機論, (C編), 48-429, pp. 690-699, 1982.
6. 井原 一夫、極低溫用ガスエキスパダ、ターボ機械, 15-11, pp. 57-62, 1987.
7. オズワルド・ホリカワ、長田 秀治、下川 辺明、ジャーナル型アクティブエアベアリング、精密學會誌, Vol. 58-6, pp. 1047-1052, 1992.