

경사 환경에 의한 회전기계의 로터다이나믹 특성 평가

장민준*†

Evaluation of Rotordynamics Characteristics of Rotating Machine in a Sloped Environment

Minjun Jang*†

Key Words : Rotordynamics(회전체 동역학); Tilting Pad Journal Bearing(틸팅패드 저널베어링); Sloped Environment(경사 환경); FEM(유한요소법)

ABSTRACT

In the case of rotating machines, developed for special purpose, they may be exposed to a sloped environment. If a rotating machine exposed to the sloped environment uses a journal bearing, the supporting load can be changed by the sloped environment, and thus the journal bearing dynamic characteristics is changed. Eventually, the sloped environment may lead to a result in which the rotor-dynamic characteristics, such as critical speed and vibration response, are changed.

Therefore, in this study, the prediction of the change in dynamic characteristics of the journal bearing due to the sloped environment and the resulting change in critical speed were studied. In addition, through harmonic response analysis for unbalance mass, the vibration increase phenomenon due to the sloped environment was predicted, and through transient analysis, the vibration response due to the periodic sloped environment was predicted. Results obtained from this study suggest that rotating machines with journal bearing that may be exposed to the sloped environment should be designed taking into account the maximum slope angle and period.

1. 서 론

일반적으로 회전기계 설계 시, 회전기계의 안정성을 보장하기 위하여 로터다이나믹 해석을 수행한다. 회전기계의 기본 설계 단계에서 회전체의 구조 설계와 유동 설계를 통하여 회전체의 형상을 결정하며, 회전체 기본 형상이 결정된 후 고유값 계산을 통해 위험속도 선도(Critical Speed Map, CSM)를 예측하며, 위험속도 선도와 정적해석 결과를 통하여 베어링 종류와 베어링 강성 범위를 선정하게 된다. 베어링 상세 설계를 진행한 후, 캠벨 선도(Campbell Diagram)를 통해 운전속도에서의 분리 여유(Separation margin)를 예측하며 대수 감쇠율(Logarithmic Decrement) 등을 통해 위험속도에서의 안정성을 분석한다. 또한 불평형 질량에 의한 응답을 확인하기 위하여 조화응답 해석을 수행하며, 외력에 의한 회전기계의 응답을 확인하기 위하여 과도응답 해석을

수행한다. 이와 같은 로터다이나믹 해석을 통해 운전영역에서의 안정성을 갖는 회전기계를 설계한다.^[1-3]

일반적으로 발전소, 정유 및 석유화학 플랜트에서 사용되는 회전기계는 고속, 고회력, 고하중을 지지하기 위하여 저널베어링을 사용하며, 그중 높은 고속 안정성을 요구하는 회전기계에서는 틸팅패드 저널베어링을 사용하여 고속 안정성을 제공한다.^[4] 현재 틸팅패드 저널베어링을 사용하는 회전기계의 실제 현상과 이론, 해석적 접근법에는 큰 차이가 존재한다. 이러한 차이를 발생시키는 이유로는 베어링 내 온도 분포 예측의 어려움, 패드-피벗 사이 마찰 모델, 패드, 저널, 피벗의 변형 예측 모델, 베어링 동특성 예측 모델의 한계 등이 있다.^[4-13]

1988년 Kirk와 Reedy^[4]는 피벗 타입에 대하여 피벗 변형, 강성 예측 모델을 제안하였으며, 1990년 Earels^[5-6] 등은 유한요소법을 활용하여 패드 변형이 틸팅패드 저널베어링의 정

* 국방과학연구소(Agency for Defense Development)

† 교신저자, E-mail : minjunjang@add.re.kr

특성, 동특성에 미치는 영향을 확인하였다. 1999년 Ha와 Yang^[7]은 틸팅패드 저널베어링의 동특성 예측을 위하여 가진 시험기를 개발하였으며, 이때 가진 주파수가 동특성에 미치는 영향을 확인하였다. 2004년 Kim과 Kim^[8]은 패드-피봇 사이 마찰 모델을 이론적으로 제안하여 수치해석을 통하여 정특성에 미치는 영향을 확인하였다. 2009년 Childs와 Harris^[9]는 4 패드 볼-소켓 틸팅패드 저널베어링에 대하여 볼-소켓의 지지 강성 계측 실험을 수행하였으며, 지지 강성을 고려한 수치해석 모델과 실험을 통해 구한 틸팅패드 저널베어링의 동특성을 비교하였다. 2015년 Suh와 Palazzolo^[10]는 3타원 패드, 피봇, 저널의 변형과 유막의 온도분포 등을 고려할 수 있는 TEHD 수치해석 모델을 제안하였다. 또한 2021년 Yang과 Palazzolo^[12-13]는 상용 수치해석 프로그램을 활용하여 THED-CFD 모델을 사용하여 실험모델과 틸팅패드 저널베어링의 동특성, 정특성, 유량 등을 비교검증 하였다.

틸팅패드 저널베어링을 사용한 회전기계의 정확한 거동 예측을 위하여 수많은 해석적, 실험적 연구가 진행되었다. 하지만 지난 연구에서는 육상에 고정되어 있는 회전기계에 한정하여 연구가 진행되었다. 육상에 고정되어 있는 회전기계가 정격회전속도로 운전한다면 베어링 지지하중은 크게 바뀌지 않는다. 하지만 제트엔진, 로켓엔진, 함정과 같이 특수한 목적으로 개발된 회전기계의 경우 운용환경에 따라 경사 환경에 놓일 수 있으며, 경사 환경에 의하여 쓰러스트 베어링과 저널 베어링에 가해지는 지지하중이 크게 바뀔 수 있다. 쓰러스트 베어링과 저널베어링의 지지하중이 바뀌에 따라 베어링 강성, 감쇠와 같은 동특성이 바뀌며 이에 따라 위험속도, 분리 여유, 대수감쇠율과 같은 회전기계의 로터다이나믹 특성이 바뀔 수 있다.

본 연구에서는 틸팅패드 저널베어링을 사용한 회전기계가 정적, 동적 경사 환경에 놓였을 때의 영향을 분석하기 위하여 수치해석적 접근법을 제시하였다. 임의의 4개의 블레이드를 갖는 로터-베어링 시스템에 대하여 육상에 고정되어 있는 상태에 대한 로터다이나믹 해석을 수행하였으며, 정적 경사 상태에 놓인 상태에 대한 로터다이나믹 해석을 진행하여 켈벨 선도, 조화응답 해석 결과를 비교하였다. 또한 과도응답 해석을 통하여 주기와 각속도를 갖는 동적 경사 환경이 진동 응답 특성에 미치는 영향을 확인하였다.

2. 해석 모델

2.1 회전체 유한요소 모델

로터다이나믹 해석을 위하여 회전체를 모델링 하는 방법에는 전달행렬법, 유한요소법, 유한차분법 등이 있다.^[14] 본 연구에서는 1차원 빔 유한요소 모델을 사용하여 회전체를 모델링 하였으며, 각 절점의 자유도는 축 방향 자유도를 제외

한 4자유도 (x, x_θ, y, y_θ)를 가진다. 아래 식 (1)을 통해 로터 다이나믹 해석을 수행하였다.^[10]

$$[M]\ddot{q} + [C_B + C_G]\dot{q} + [K_S + K_B]q = F \quad (1)$$

여기서 $[M]$ 행렬은 회전체의 질량 행렬, $[C_G]$ 는 회전기계의 고유 특성인 자이로스코픽 행렬, $[C_B, K_B]$ 행렬은 각각 저널 베어링의 감쇠, 강성 행렬, $[K_S]$ 는 회전체의 강성행렬, F 는 불평형력, 외력과 같은 하중 벡터, q 는 변위 벡터를 의미한다. 요소 i 절점에 대한 행렬은 아래와 같다.

$$M_{e,i} = \begin{bmatrix} m_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{T_i} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{T_i} \end{bmatrix}, C_{B,e,i} = \begin{bmatrix} C_{x_i} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{\theta,x_i} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{y_i} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{\theta,y_i} \end{bmatrix}$$

$$K_{B,e,i} = \begin{bmatrix} K_{x_i} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{\theta,x_i} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{y_i} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{\theta,y_i} \end{bmatrix}, C_{G,e,i} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega I_{p_i} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\omega I_{p_i} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K_{S,e,i} = E_\theta \frac{I_e}{L_e} \begin{bmatrix} 12 & 6L_e & -12 & 6L_e \\ 6L_e & 4L_e^2 & -6L_e & 2L_e^2 \\ -12 & -6L_e & 12 & -6L_e \\ 6L_e & 2L_e^2 & -6L_e & 4L_e^2 \end{bmatrix}, q_{e,i} = \begin{bmatrix} x_i \\ x_{\theta_i} \\ y_i \\ y_{\theta_i} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 한 요소 i 절점에서의 변위벡터 $\{q_{e,i}\}$ 는 x 방향 변위, x 방향 각변위, y 방향 변위, y 방향 각변위 총 4 자유도 (x, x_θ, y, y_θ)로 구성되어 있으며, 축 방향의 자유도는 고려되지 않았다. I_T, I_η 는 각각 한 요소에 대한 질량 관성 모멘트, 극 관성 모멘트를 의미하며, E, L 은 각각 한 요소의 Young's Modulus와 요소의 길이를 의미한다.

회전체를 모델링 하기 위하여 각 요소에 대한 행렬(2)을 만든 후 각 절점에 대하여 중첩법을 사용하였다. 베어링 동특성, 자이로 스코픽 효과, 추가질량 등을 포함한 회전체 통합 행렬로 로터다이나믹 해석을 진행하였다.

본 연구에 사용된 로터다이나믹 해석 모델은 Fig. 1과 같

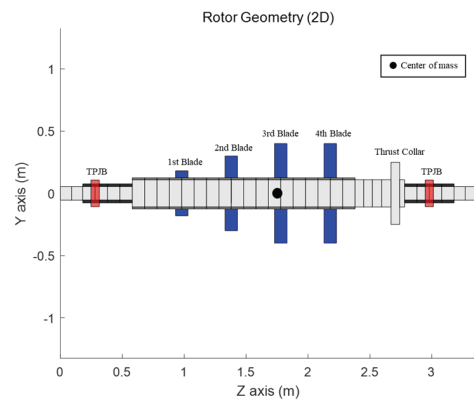


Fig. 1 Rotor-bearing system with 4 blades

은 형태로 4개의 블레이드를 가지고 있으며, 두 개의 틸팅패드 저널베어링을 통해 회전체의 하중을 지지하며, 총 36개의 요소로 구성되어 있다.

4개의 블레이드 무게를 포함한 총 회전체의 질량은 약 1900kg, 길이는 3.36m이며 무게중심은 회전체 좌측 끝단에서 1.776m 떨어진 곳에 위치한다.

본 연구에 사용된 해석 모델에서 Thrust Collar는 존재하지 않지만, 유한요소 모델링 시 축 방향 자유도를 고려하지 않았기 때문에 쓰러스트 베어링의 동특성과 영향은 무시하였다.

2.2 베어링 해석 모델

본 연구에서 사용된 베어링은 틸팅패드 저널베어링이며, 동적 안전성이 우수하여 고성능, 고효율, 고하중 회전기계에 자주 사용된다. 틸팅패드 저널베어링의 강성과 감쇠를 구하기 위하여 Reynolds 방정식(3)과 유한요소법을 통해 베어링 패드에 걸리는 유막의 압력 분포를 계산하였다. 윤활유 온도 변화에 따른 점도 변화를 무시하였으며, 윤활유는 비압축성으로 가정하였다.

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{hU}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 0 \quad (3)$$

여기서 h 는 유막의 두께를 의미하며, 샤프트와 패드의 열 변형, 탄성 변형을 무시하고 회전체와 패드의 움직임만 고려하게 된다면 유막 두께 h 는 식(4)과 같이 표현할 수 있다.

$$h = C_p - X \cos \theta - Y \sin \theta - (C_p - C_b) \cos(\theta - \theta_p) - \delta R \sin(\theta - \theta_p) \quad (4)$$

여기서 C_p, C_b 는 패드와 베어링 간극을 의미하며, X, Y 는 각각 회전체의 중심 위치, δ, R 은 패드의 틸팅각, 패드의 틸팅 회전 반경을 의미한다.

식(3), 식(4)을 통해 유막의 압력을 계산하여 회전체의 평형위치를 찾은 후 Fig. 2와 같이 회전체와 패드의 미소 변위 ($\Delta x, \Delta y, \Delta \delta$), 미소 속도 ($\Delta V_x, \Delta V_y, \Delta \Omega_\delta$)에 대하여 섭동법을 진행하여 강성 및 감쇠 행렬(5)을 구하였다.

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \\ \Delta T_\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{x\delta}^T \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{y\delta}^T \\ k_{\delta x} & k_{\delta y} & k_{\delta\delta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta \delta \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta F_{V_x} \\ \Delta F_{V_y} \\ \Delta T_{\Omega_\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & c_{x\delta}^T \\ c_{yx} & c_{yy} & c_{y\delta}^T \\ c_{\delta x} & c_{\delta y} & c_{\delta\delta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta V_x \\ \Delta V_y \\ \Delta \Omega_\delta \end{bmatrix}$$

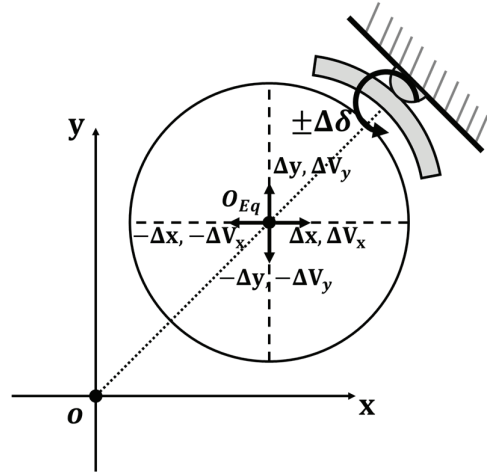


Fig. 2 Prediction of TPJB dynamic characteristics using perturbation method

여기서 k, c 행렬은 평형위치에 있는 저널에 대하여 미소 변위 ($\pm \Delta x, \pm \Delta y, \pm \Delta \delta$), 미소 속도 ($\pm V_x, \pm V_y, \pm \Omega_\delta$)로 섭동하여 힘의 변화량을 통해 아래 식(6)과 같이 구하였다.

$$k_{ab} = -\frac{F_a(O_{Eq} + \Delta b) - F_a(O_{Eq} - \Delta b)}{2\Delta b} \quad (6)$$

$$c_{ab} = -\frac{F_a(\Delta V_b) - F_a(-\Delta V_b)}{2\Delta V_b}$$

식(6)의 하첨자 a, b는 각각 x, y, δ 방향을 의미하며, k_{ab}, c_{ab} 의 의미는 b방향 미소 변위, 미소 속도에 의한 a방향 하중변화를 나타낸다.

행렬(5)를 통해 동기식 축약 동특성(Synchronously reduced dynamic coefficient)을 계산하였으며, 식(1)에 동기식 축약 동특성 $[K_B, C_B]$ 를 대입하여 로터다이나믹 해석을 수행하였다.

2.3 경사 해석 모델(피칭, 요우잉)

Fig. 3은 경사 환경에 놓인 로터-베어링 시스템을 나타내고 있다. 경사 환경(피칭, 요우잉)에 대한 운동방정식을 세우기 위하여 로터-베어링 시스템은 강체로 가정하였다.

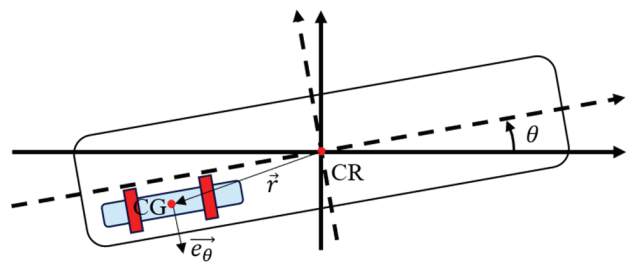


Fig. 3 Rotor-bearing system placed in the sloped environment

또한 전체 시스템의 회전중심에서 로터-베어링 시스템의 무게중심까지의 위치 벡터 \vec{r} 은 고정되어있다고 가정하였다.

CR, CG는 각각 시스템의 회전중심, 회전체의 무게중심을 의미한다. 또한 여기서 θ 는 피칭, 요우잉에 대한 회전 각도를 의미하며, \vec{e}_θ 는 위치 벡터 \vec{r} 의 법선 벡터를 의미한다.

동적 경사 환경에 의한 강제 운동방정식은 식(7)과 같으며, 여기서 M 은 로터-베어링 시스템의 총 질량, ω 는 피칭, 요우잉의 회전 속도를 의미한다.

$$F_{sloped} = M \cdot (\vec{r} \cdot \vec{e}_\theta) = M \cdot \vec{r} \cdot \theta_{max} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (7)$$

최대 경사각, 회전 속도를 통해 구한 동적 경사 하중 (F_{sloped})을 과도응답 해석 시 베어링에 작용하는 외력으로 도입하였다. 동적 경사 하중을 적용한 로터다이나믹 해석 운동방정식은 식(8)과 같다.

$$[M]\ddot{q} + [C_B + C_C]\dot{q} + [K_S + K_B]q = F + F_{sloped} \quad (8)$$

3. 해석 절차

본 연구는 Fig. 4과 같이 병렬 해석을 진행하였다. 먼저, 일반적인 로터다이나믹 해석 절차와 같이 회전체 구조 설계 후 회전체 정하중 해석을 하였다. 회전체 기본 형상이 확정된 후, 위험속도 선도를 통하여 베어링 강성 범위를 선정하였다. 여기서 위험속도 선도는 베어링 동특성에 따른 위험속도를 나타낸 그림으로서, 베어링 설계를 위하여 사용된다.

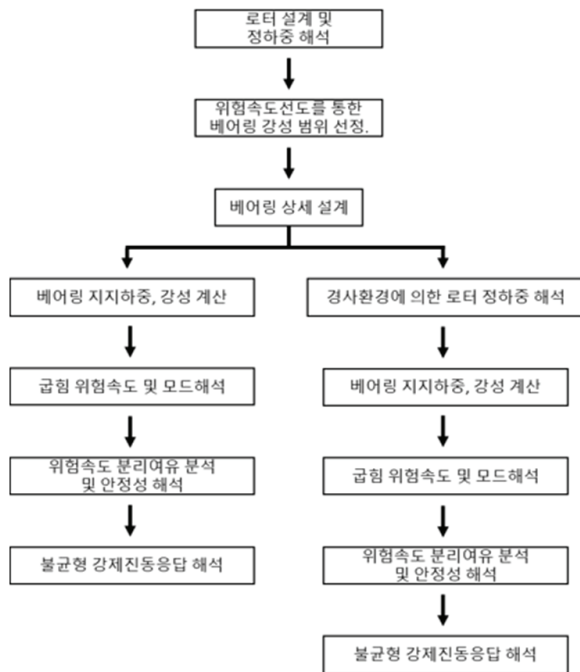


Fig. 4 Flow chart of rotordynamics analysis

위험속도 선도를 통해 예측된 베어링 강성, 감쇠의 범위에 따라 베어링 타입, 형상, 윤활유 등을 설계하였다. 여기서 일반적인 해석 절차는 선정된 베어링에 가해지는 지지하중과 강성, 감쇠를 계산하지만^[2], 본 연구에서는 이와 동시에 경사 상태에 의한 로터 정하중 해석을 추가로 진행하여 경사 상태에 의해 감소된 베어링 지지하중을 계산하였다.

그 후 육상에 고정된 회전체에 대한 캠벨 선도와 경사 상태에 대한 캠벨선도를 계산하여 급힘 위험속도 분석 및 모드 해석을 진행하였다. 여기서 캠벨 선도는 운전속도에 따른 회전체의 위험속도를 나타낸 그래프로서, 설계된 베어링의 강성이 적절한지 판단함과 동시에 회전체의 분리 여유를 분석하고 안정성을 검증할 수 있다. 그 후 불균형 강제 진동 응답 해석을 진행하여 불평형에 의한 진동 응답을 예측하여 ISO 10816-3 규격에 만족하는 회전체인지 검증하였다.^[15]

또한 주기를 갖는 동적 경사 환경에 대한 회전체의 진동 응답 특성을 확인하기 위하여 과도해석을 진행하였다. 경사각에 변화에 따라 베어링의 동특성은 바뀌지만, 본 연구에서 최대 경사 상태에서의 베어링 동특성으로 고정하여 과도해석을 진행하였다.

4. 해석 결과

4.1 위험 속도 선도 및 베어링 선정 결과

Fig. 5는 본 연구에 사용된 로터-베어링 시스템에 대한 위험속도 선도로서, 가로축은 베어링 강성을 의미하며, 세로축은 운전속도를 의미한다. 위험속도 선도는 회전체의 정격 운전속도에서 가로축으로 선을 긋고, 가로선과 그래프 상의 선이 만나는 지점이 위험속도가 된다.

AP 684^[16]에서 권장하는 분리 여유 범위 내 그래프 상의 선이 만나는 지점이 없도록 베어링 강성 범위를 설정하였다.

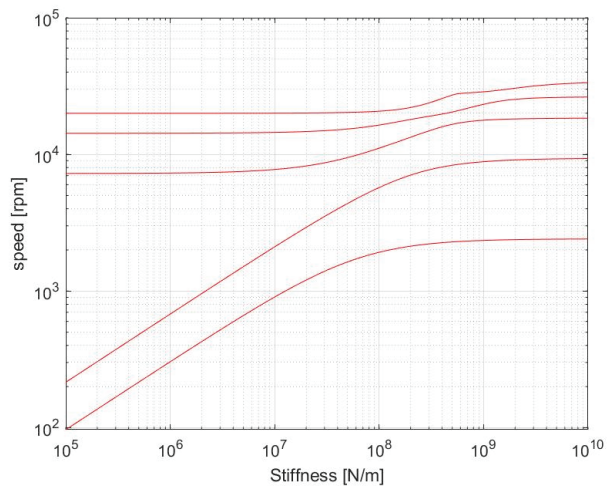


Fig. 5 Critical speed map

본 연구에서는 API 648^[16]에 따라 16 이상의 분리 여유를 갖는 베어링 강성 범위를 선정하였으며, 그 결과 베어링 강성의 범위를 $6 \times 10^7 \sim 3 \times 10^8 N/m$ 로 설계하였다.

Table 1은 설계된 베어링 결과를 나타내며 베어링 타입은 5 pad, LOP type이며, 윤활유는 ISO VG 32로 선정하였다.

육상 고정 상태에서의 좌측, 우측 베어링의 지지하중은 각각 8,300N, 10,500N 이다. 좌측 베어링의 x 방향 강성은 약 $1.15 \times 10^8 N/m$, y 방향 강성은 약 $8.08 \times 10^7 N/m$, x 방향 감쇠는 약 $1.34 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이며, y 방향 감쇠는 약 $1.11 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이다. 우측 베어링의 x 방향 강성은 약 $1.36 \times 10^8 N/m$ 이며, y 방향 강성은 약 $8.41 \times 10^7 N/m$ 이며, x 방향 감쇠는 약 $1.48 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이며, y 방향 감쇠는 약 $1.13 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이다.

최대 경사각(피칭, $\theta_{max} = 45^\circ$)에서 지지 하중이 감소함에 따라 베어링의 동특성이 감소하였다. 최대 경사 상태에서의 좌측 베어링 x 방향 강성은 약 $8.26 \times 10^7 N/m$, y 방향 강성은 약 $7.44 \times 10^7 N/m$, x 방향 감쇠는 약 $1.12 \times 10^5 N \cdot s/m$, y 방향 감쇠는 약 $1.06 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이다. 우측 베어링의

x 방향 강성은 약 $8.86 \times 10^7 N/m$, y 방향 강성은 약 $7.58 \times 10^7 N/m$, x 방향 감쇠는 약 $1.16 \times 10^5 N \cdot s/m$, y 방향 감쇠는 약 $1.07 \times 10^5 N \cdot s/m$ 이다.

4.2 캠벨 선도(Campbell Diagram)

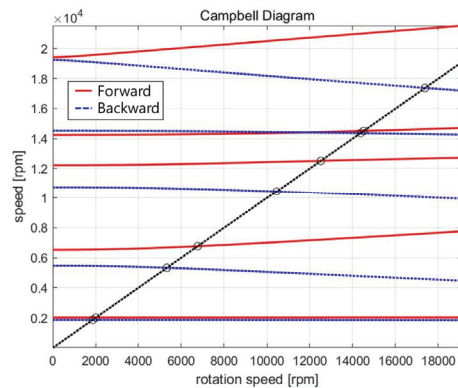
베어링 상세 설계 후, 고유값 해석을 통하여 캠벨 선도를 구하였다. 이때 육상에 고정되어 있는 상태에서의 베어링 동특성을 통해 예측된 캠벨 선도를 Fig. 6 (a)에 나타내었다. 또한 최대 경사 상태(피칭, $\theta_{max} = 45^\circ$)에서의 저널 베어링 동특성을 통해 예측된 캠벨 선도를 Fig. 6 (b)에 나타내었다.

해석 결과, 고정상태에서의 위험속도는 1,863 rpm, 2,012 rpm, 5,326 rpm, 6,765 rpm, 10,451 rpm이며, 최대 경사 상태에서의 위험속도는 1,825 rpm, 1,878 rpm, 4,981 rpm, 5,905 rpm, 9,964 rpm이다.

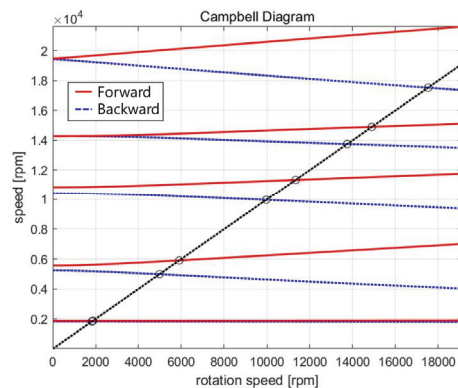
고정상태와 최대 경사 상태 모두 첫 번째 위험속도는 강제 모드 중 원통형(cylindrical) 모드이며, 두 번째 위험속도는 강제 모드 중 원추형(conical) 모드이며, 세 번째 위험속도의 모드 형상은 첫 번째 굽힘모드로 나타나었다. 정격 운전속도

Table 1 Bearing parameters

Bearing Type	5 Pad, Lop type	
Pivot Type	Cylindrical pivot	
Rotor Spin Speed	9,000 rpm	
Journal Radius (mm)	75.95	
Bearing Length (mm)	152.4	
Bearing Dia. (mm)	152.4	
Bearing Clearance (mm)	0.254	
Lub. Oil	Vg 32	
Pre-load Factor (m_p)	0.5	
Pad Angle (β)	60	
Offset (α/β)	0.5	
Land based state		
	Left side bearing	Right side bearing
Load	8,300 N	10,500 N
$K_{xx} [N/m]$	1.15×10^8	1.36×10^8
$K_{yy} [N/m]$	8.08×10^7	8.41×10^7
$C_{xx} [N \cdot s/m]$	1.34×10^5	1.48×10^5
$C_{yy} [N \cdot s/m]$	1.11×10^5	1.13×10^5
Max sloped state (pitching, $\theta_{max} = 45^\circ$)		
	Left side bearing	Right side bearing
Load	4,150 N	5,250 N
$K_{xx} [N/m]$	8.26×10^7	8.86×10^7
$K_{yy} [N/m]$	7.44×10^7	7.58×10^7
$C_{xx} [N \cdot s/m]$	1.12×10^5	1.16×10^5
$C_{yy} [N \cdot s/m]$	1.06×10^5	1.07×10^5



(a)



(b)

Fig. 6 Campbell diagram (a) in the land-based state and (b) in the sloped state

9,000 rpm에 대한 육상에 고정상태에서의 분리 여유는 16.13 %이며, 최대 경사 상태에서의 분리 여유는 10.71 %이며, 경사 환경에 의하여 분리 여유가 5.42 %p 감소하였다.

4.3 조화응답 해석 결과

불평형 질량과 경사 상태에 의한 회전체의 진동 응답 특성을 확인하기 위하여 조화응답 해석을 수행하였다. 조화응답 해석 시 회전체의 무게중심 위치에 불평형 질량을 부과하였다. 또한 불평형 질량 위치에 따른 진동응답을 비교하기 위하여 9,000rpm에서 가장 가까운 위험속도 모드형상의 최대 변위 지점에 불평형 질량을 부과하였다. 이때 불평형 등급은 ISO G 2.5를 적용하여 조화응답 해석을 수행하였다. 정적 경사 상태에 대한 조화응답을 구하기 위하여 피칭 최대 경사 각($\theta = 45^\circ$)에서의 베어링 동특성을 사용하였다.

Fig. 7은 무게중심에 불평형 질량을 부과하였을 때의 조화응답 해석 결과로서, (a)와 (b)는 각각 좌측 베어링에서의 진동 진폭, 위상 응답이며 (c)와(d)는 각각 우측 베어링에서의 진동 진폭, 위상 응답이다. 불평형 질량을 무게중심에 부과하

의 진동 진폭, 위상 응답이다. 전 운전영역에 대하여 정적 경사 상태에서의 진동 응답이 육상에 고정되어 있는 상태에 비하여 큰 것을 확인하였다.

정적 운전속도(9,000 rpm)에서의 해석 결과, 육상에 고정되어 있는 상태에서의 좌, 우측 베어링에서 측정되는 진동 실효값(rms)은 각각 $4.325 \mu\text{m}$, $4.354 \mu\text{m}$ 이며, 최대 정적 경사 상태에서의 좌, 우측 베어링에서 측정되는 진동 실효값은 각각 $5.207 \mu\text{m}$, $4.889 \mu\text{m}$ 이다.

육상에 고정되어 있는 상태의 불평형 응답이 최대 정적 경사 상태에서의 진동 응답보다 약 10~20 % 작게 예측되었으며 육상 고정상태, 최대 정적 경사 상태 모두 ISO 10816-3^[15]에서 권장하는 진동 실효값 제한치인 $37 \mu\text{m}$ 이하로 나오는 것을 확인하였다.

Fig. 8은 9,000rpm에서 가장 가까운 위험속도 모드형상의 최대변위 지점에 불평형 질량을 부과하였을 때의 조화응답 해석 결과로서, (a)와 (b)는 각각 좌측 베어링에서의 진동 진폭, 위상 응답이며 (c)와(d)는 각각 우측 베어링에서의 진동 진폭, 위상 응답이다. 불평형 질량을 무게중심에 부과하

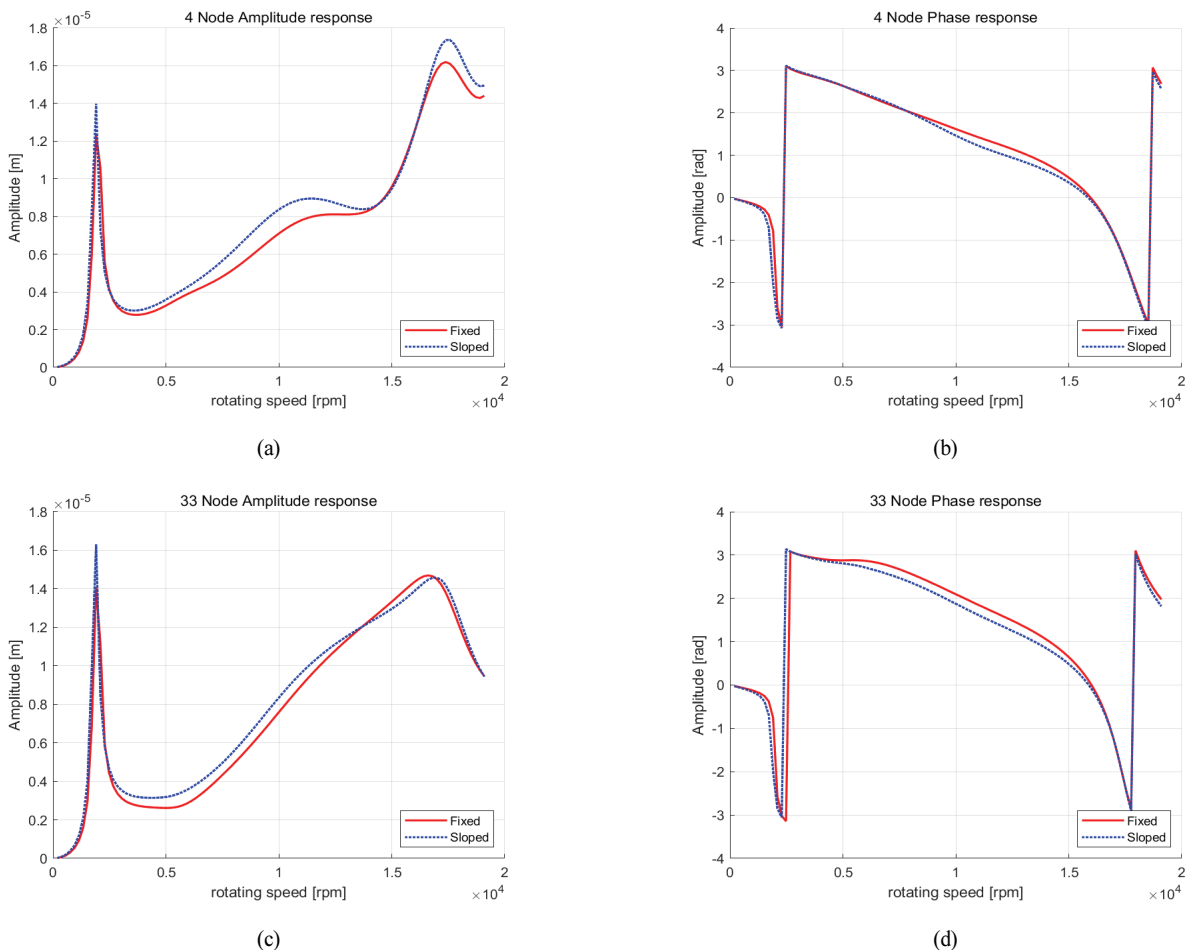


Fig. 7 Unbalance response of (a) amplitude and (b) phase at the left journal bearing and (c) amplitude and (d) phase at the right journal bearing (Unbalance: 5101 g · mm, Location: gravity center)

경사 환경에 의한 회전기계의 로터다이나믹 특성 평가

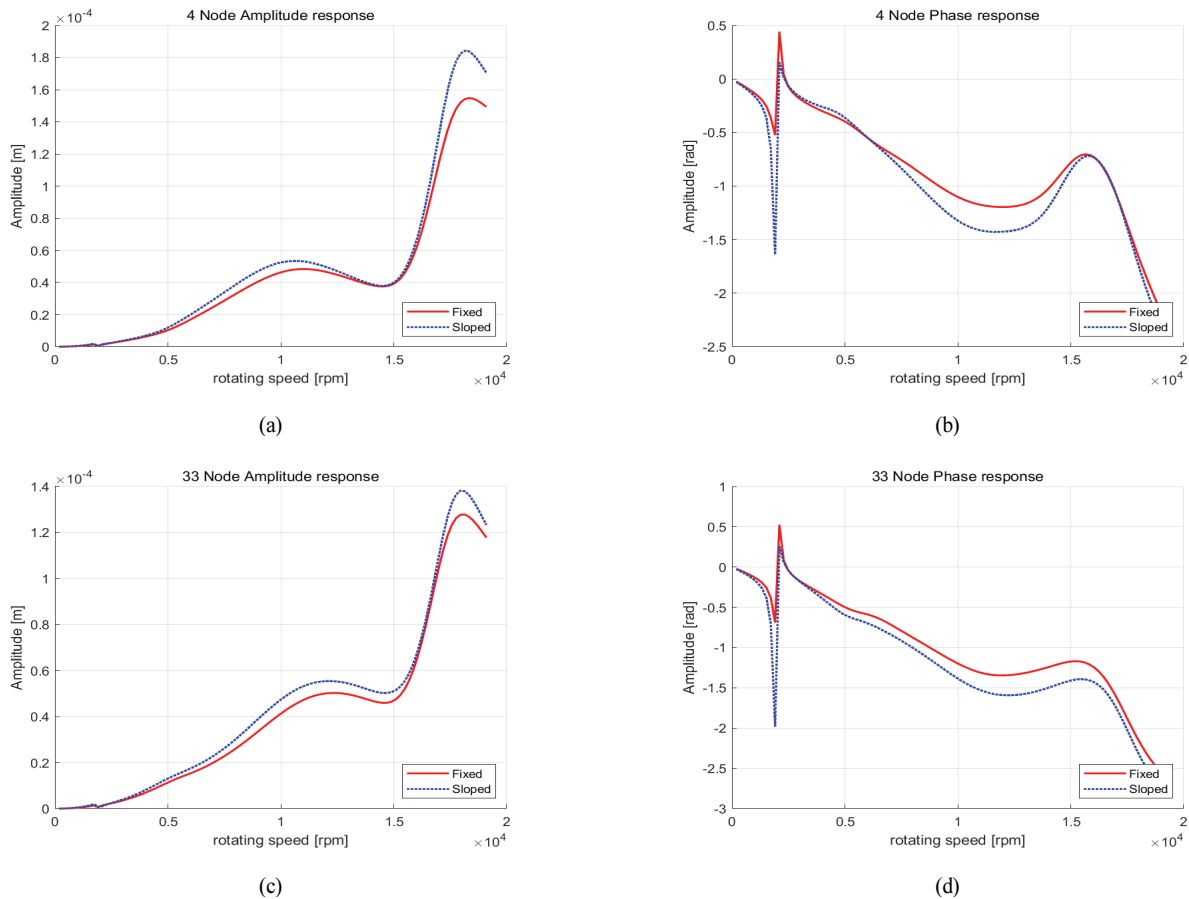


Fig. 8 Unbalance response of (a) amplitude and (b) phase at the left journal bearing and (c) amplitude and (d) phase at the right journal bearing (Unbalance: 5101 g · mm, Location: maximum displacement)

였을 때와 같이 전 운전영역에 대하여 정적 경사 상태에서의 진동 응답이 육상에 고정되어 있는 상태에 비하여 큰 것을 확인하였다.

9,000rpm에서 가장 가까운 위험속도의 최대변위 지점에 불평형 질량 부과 시 정적 운전속도(9,000 rpm)에서의 해석 결과, 육상에 고정되어 있는 상태에서의 좌, 우측 베어링에서 측정되는 진동 실효값(rms)은 각각 28.58 μm , 23.62 μm 이며, 최대 정적 경사 상태에서의 좌, 우측 베어링에서 측정되는 진동 실효값은 각각 33.20 μm , 27.42 μm 이다.

육상에 고정되어 있는 상태의 불평형 응답이 최대 정적 경사 상태에서의 진동 응답보다 약 13~16 % 작게 예측되었으며 육상 고정상태, 최대 정적 경사 상태 모두 ISO 10816-3^[15]에서 권장하는 진동 실효값 제한치인 37 μm 이하로 나오는 것을 확인하였다.

4.4 과도응답 해석 결과

주기를 갖는 동적 경사 환경에 의한 회전체의 진동 응답을 확인하기 위하여 과도응답 해석을 수행하였다. 과도응답 해석을 수행하기 위하여 식(7)를 통해 동적 경사 환경에 의한

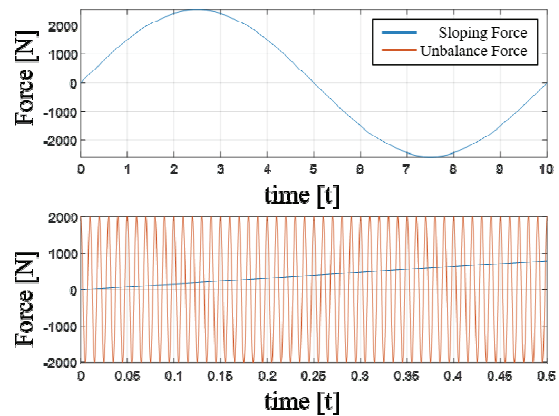


Fig. 9 Dynamically sloping force and unbalance force

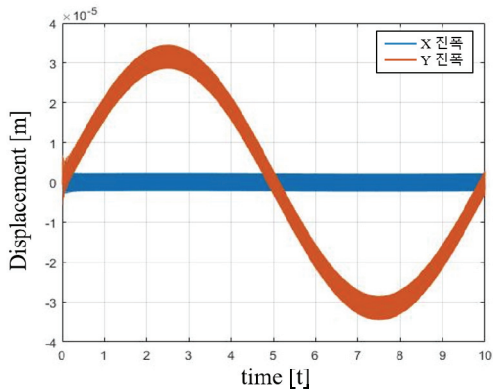
동적 경사 하중을 계산하였으며, 식(8)에 시간의 함수로 경사 하중을 고려하였다.

피칭 각속도에 의한 로터-베어링 시스템이 받는 진동 응답을 평가하기 위하여 동적 경사 하중을 베어링에 y축 방향으로 작용하는 하중으로 고려하여 해석을 수행하였다. 불평형 질량에 의한 불평형력은 무게중심 위치에 부과하였으며 크기는 ISO G 2.5를 적용하였다. Fig. 9는 동적 경사 하중과

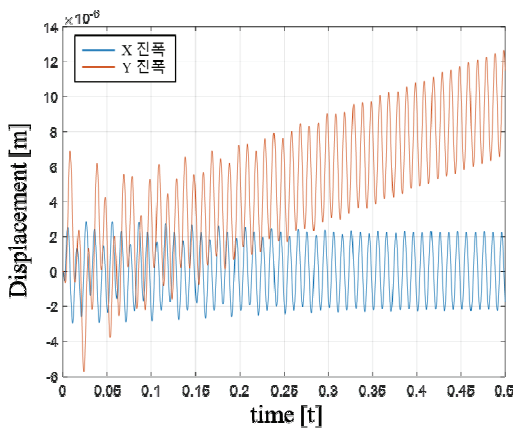
불평형력을 비교한 그림으로 동적 경사 하중은 약 2,500 N의 크기, 10 초의 주기(=0.1 Hz)를 가지며, unbalance force는 약 2,000 N, 150 Hz로 적용하였다.

Fig. 10은 동적 경사 하중과 불평형력에 의한 과도응답 해석 결과로서, y축 방향으로 작용하는 동적 경사 하중에 의하여 x축 진동 응답보다 y축 진동 응답이 큰 것을 확인하였다. 해석 결과 동적 경사 환경에의 진동 실효값(rms)은 좌측과 우측 각각 35.89 μm , 34.02 μm 이다.

Table 2는 각 해석 조건에 따른 진동 실효값(rms)의 결과로서 (a)는 불평형력을 무게 중심에 부과하였을 때, (b)는 9,000rpm에서 가장 가까운 위험속도 모드형상의 최대변위 지점에 불평형 질량을 부과하였을 때의 결과를 나타낸다. 육상에 고정되어 있을 경우 분리 여유는 16.13 %, 피치각이 30°일 경우 분리 여유는 14.72 %, 피치각이 45°일 경우 10.71 %의 분리 여유를 가진다. 불평형력의 위치와 상관없이 고정상태 대비 정적 경사각(피치각)이 증가함에 따라 베어링의 지지하중이 감소하게 되고, 이에 따라 베어링 강성이 감소하여 분리 여유가 감소하는 것을 확인하였다.



(a)



(b)

Fig. 10 Transient analysis response by dynamically slopping force with unbalance force: (a) 0~10 sec. and (b) 0~2 sec.

불평형력이 무게 중심에 위치하고 피치각 45° 그리고 동적 경사 주기가 10초일 경우 베어링에서의 최대 진동 실효값은 35.89 μm 이며, 동일한 조건에서 주기가 20 초로 바뀔 경우 베어링에서의 최대 진동 실효값은 14.79 μm 로 감소하게 된다.

또한 불평형력이 최대변위 위치하고 피치각 45° 그리고 동적 경사 주기가 10초일 경우 베어링에서의 최대 진동 실효값은 48.51 μm 이며, 동일한 조건에서 주기가 20 초로 바뀔 경우 베어링에서의 최대 진동 실효값은 36.86 μm 로 감소하게 된다. 최대 경사각, 주기에 따라 ISO 10816-3^[15]에서 제한하는 진동 실효값인 37 μm 보다 큰 값을 가질 수 있음을 확인하였다.

5. 결론

본 연구를 통하여 경사 환경이 로터다이나믹 특성과 진동 응답에 미치는 영향을 조사하였다. 회전체가 경사 환경에 노출되면 따라 베어링 지지하중이 감소하고 베어링 지지하중이 감소함에 따라 베어링 강성이 감소할 수 있다. 이에 따라 본 연구에 사용된 회전체는 위험속도가 2~12 % 감소하였으며, 분리 여유는 5.42 %p 감소하였다.

조화응답 해석 결과, 불평형 질량의 위치에 따라 정격 운

Table 2 Analysis results:

(a) Unbalance force location is gravity center

Analysis condition	Separation Margin	Left Brg.	Right Brg.
Land-based state	16.13%	4.325 μm	4.354 μm
Static sloped state: pitching angle $\theta = 30^\circ$	14.72%	4.552 μm	4.486 μm
Static sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$	10.71%	5.207 μm	4.889 μm
Dynamic sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$, 0.1Hz	10.71%	35.89 μm	34.02 μm
Dynamic sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$, 0.05Hz	10.71%	14.79 μm	12.18 μm

(b) Unbalance force location is maximum displacement

Analysis condition	Separation Margin	Left Brg.	Right Brg.
Land-based state	16.13%	28.58 μm	23.62 μm
Static sloped state: pitching angle $\theta = 30^\circ$	14.72%	29.79 μm	24.62 μm
Static sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$	10.71%	33.32 μm	27.42 μm
Dynamic sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$, 0.1Hz	10.71%	48.51 μm	39.95 μm
Dynamic sloped state: pitching angle $\theta = 45^\circ$, 0.05Hz	10.71%	36.86 μm	30.43 μm

진속도, 경사 상태에서의 진동 실효값이 약 10~20 % 증가할 수 있음을 확인하였다. 또한 동적 경사 하중에 의한 진동 실효값 변화가 고정상태 대비 약 8배 증가하였다.

따라서 경사 환경에 놓일 수 있는 회전체의 경우 최대 경사 조건을 고려하여 베어링 설계를 하여야 하며, 경사상태에서의 위험속도, 분리 여유를 고려한 로터, 베어링을 설계하여야 함을 확인하였다. 또한 동적 경사 주기가 짧거나, 최대 경사각이 큰 회전체의 경우, 최대 경사 운전 조건에서의 진동 응답 해석을 통하여 회전체가 적용 표준에서 명시하고 있는 진동 제한치를 초과하는지 혹은 로터가 베어링 표면에 닿는 문제가 발생하는지 등을 파악할 필요가 있음을 확인하였다.

경사 환경에 노출됨에 따라 저널베어링은 지지하중이 감소하지만, 쓰러스트 베어링은 지지하중이 증가하게 된다. 하지만 본 연구에서는 축 방향 자유도를 무시하여 쓰러스트 베어링을 고려하지 못하였다. 따라서 추후 연구를 통해 축 방향의 자유도와 쓰러스트 베어링 고려하여 경사 환경에 따른 로터다이나믹 특성 변화를 더욱 면밀하게 연구할 예정이다. 또한 본 연구에서 예측하지 못한 회전체의 안정성 분석 그리고 피칭뿐만 아니라, 롤링의 영향, 요우잉의 영향 등을 고려한 로터다이나믹 해석을 진행할 예정이다.

후 기

본 논문은 2023년 정부의 재원으로 수행된 연구 결과임.

References

- (1) Lee, A. S., Kim, Y. C. and Park, J. K., 1998, "Rotordynamics of a Centrifuge Rotor-Bearing System for 100,000rpm Operation," *Journal of KSNVE*, Vol. 8, No. 3, pp. 450~456.
- (2) Kim, B. O., Lee, A. S., Lee, D. H. and Kim, Y. C., 2007, "Rotordynamic Analysis Procedure to Ensure the Reliability of Rotating Machinery," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 10, No. 5, pp. 64~73.
- (3) Kim, B. O. and Lee, A. S., 2009, "A Rotordynamic and Stability Analysis of Process Gas Turbo-Compressor in accordance with API 617 Standard," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 12, No. 5, pp. 47~53.
- (4) Kirk, R. G. and Reedy, S. W., 1988, "Evaluation of Pivot Stiffness for Typical Tilting Pad Journal Bearing Designs," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, No.2, pp. 165~171.
- (5) Earles, L. L., Palazzolo, A. B. and Armentrout, R. W., 1990, "A Finite Element Approach to Pad Flexibility Effects in Tilt Pad Journal Bearings: Part I - Single Pad Analysis," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 112, No. 2, pp. 169~177.
- (6) Earles, L. L., Palazzolo, A. B. and Armentrout, R. W., 1990, "A Finite Element Approach to Pad Flexibility Effects in Tilt Pad Journal Bearings: Part II - Assembled Bearing and System Analysis," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 112, No. 2, pp. 178~182.
- (7) Ha, H. C. and Yang, S. H., 1999, "Excitation Frequency Effects on the Stiffness and Damping Coefficients of a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 121, No. 3, pp. 517~522.
- (8) Kim, S. G. and Kim, K. W., 2004, "The Effects of Pad-Pivot Friction on the Performance of Tilting Pad Journal Bearing," *The Conferences of Korean Tribology Society*, Vol. 38, pp. 123~129.
- (9) Childs, D. and Harris, J., 2009, "Static Performance Characteristics and Rotordynamic Coefficients for a Four-Pad Ball-in-Socket Tilting Pad Journal Bearing," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, No. 6, pp.062502.
- (10) Suh, J. H. and Palazzolo, A. B., 2015, "Three-Dimensional Dynamic Model of TEHD Tilting-Pad Journal Bearing - Part I: Theoretical Modeling," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 137, No. 4, pp. 041703.
- (11) Suh, J. H. and Palazzolo, A. B., 2015, "Three-Dimensional Dynamic Model of TEHD Tilting-Pad Journal Bearing - Part II: Parametric Studies," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 137, No. 4, pp. 041704.
- (12) Yang, J. I. and Palazzolo, A. B., 2021, "Computational Fluid Dynamics Based Mixing Prediction for Tilting Pad Journal Bearing TEHD Modeling - Part I: TEHD - CFD Model Validation and Improvements," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 143, No. 1, pp. 011801.
- (13) Yang, J. I. and Palazzolo, A. B., 2021, "Computational Fluid Dynamics Based Mixing Prediction for Tilting Pad Journal Bearing TEHD Modeling - Part II: Implementation With Machine Learning," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 143, No. 1, pp. 011802.
- (14) Yang, B. S., 2002, *Vibration of Rotating Machinery*, INTERVISION, Seoul.
- (15) ISO STANDARD, 2009, "ISO 10816-3: Mechanical Vibration - Evaluation of Machine Vibration by Measurements on non-rotating parts - Part 3: Industrial Machines with Nominal Power above 15kW and Nominal Speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ".
- (16) API STANDARD 684 2nd edition, 2002, "API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial- Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsional, and Rotor balancing".