

기계학습용(ML) 진동 데이터 생성을 위한 유연 다물체동역학 기반 회전기기의 회전부 강성 이방성 기인 오정렬 결합 시뮬레이션

Misalignment Fault Simulation in Rotating Machinery Induced by Stiffness Anisotropy of Rotational Components based on Flexible Multibody Dynamics for Machine Learning-oriented Vibration Data Generation

박상진[†] · 장대식^{*} · 이정환^{*} · 박진호^{*}
Sang-Jin Park[†], Daesic Jang^{*}, Jeonghan Lee^{*} and Jin-Ho Park^{*}

(Received September 26, 2025 ; Revised October 24, 2025 ; Accepted October 24, 2025)

Key Words : Flexible Multibody Dynamics(유연 다물체동역학), Rotordynamics(회전체동역학), Condition-based Monitoring(상태기반정비), Misalignment Fault(오정렬 결합), 2X Vibration(2X 진동), Training Dataset Generation(학습용데이터셋 생성), Stiffness Anisotropy(강성 이방성)

ABSTRACT

Condition-based maintenance (CBM) techniques based on machine learning (ML) require large and diverse datasets with high reliability. However, in rotating machinery, intentional fault induction under normal operating conditions is practically impossible owing to safety and operational constraints. Accordingly, securing sufficient fault data for CBM development remains a significant challenge. To address this issue, this study developed a computational model based on flexible multibody dynamics (MBD) to simulate misalignment faults in rotating machinery, induced by stiffness anisotropy of the rotational components. Using the constructed model, time-series vibration data corresponding to misalignment conditions were generated, providing physically consistent datasets that could be utilized for training ML algorithms. The proposed approach demonstrates the potential of flexible MBD modeling as an effective tool for fault data generation, offering a viable solution to the sparsity of fault datasets in CBM research and contributing to the advancement of intelligent fault diagnosis technologies for rotating equipment.

기 호 설 명

M, c, k : 회전체 시스템의 질량, 감쇠, 강성 [kg],
[N·m/s], [N/m]

m, e : 불평형 질량과 이격 거리 [g], [mm]
 ω : 회전체 시스템의 고유각진동수 [rad/s]
 Ω : 회전입력 [rad/s]
 g : 중력가속도 [m²/s]

[†] Corresponding Author ; Member, Advanced Fuel Cycle Technology Division, KAERI, Researcher
E-mail : sangjin@kaeri.re.kr

^{*} Nuclear System Integrity Sensing & Diagnosis Division, KAERI, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2025 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

f, b : 정방향 및 역방향 whirl
 α : 회전 각속도 [rad/s^2]

1. 서 론

현재 원자력, 화력, 복합 발전 분야를 포함하여 많은 산업 분야에서 기계설비의 상태기반정비(condition-based maintenance; CBM) 기술은 기계학습(machine learning; ML)과 결합되며 결합(비정상, 고장) 진단·예지의 지능화를 견인하고 있다⁽¹⁻³⁾. 이러한 ML 기반의 CBM 기술은 그 성능과 신뢰성을 높이기 위해 다양한 결합 유형, 조건 등을 포괄하는 대규모·고신뢰 데이터셋을 필수적으로 요구한다^(4,5). 그러나, 대부분의 발전 분야 회전기기들은 고가의 설비들로서 최소한의 수량으로 존재하여 스마트폰, 자동차 등과 같이 학습 데이터를 확보할 수 있는 사용자(user)와 대상들이 근원적으로 많지 않을 뿐만 아니라, 정상 운전 중인 설비에 대하여 고의적으로 결함을 유도하는 것은 경제적 및 안전상의 제약으로 실질적으로 실현 가능성이 희박하다. 또한, 현장에서 정상 운전 데이터셋과 비교하여 결합 데이터셋은 희소하기 때문에, 클래스 불균형의 문제는 오래 전부터 제기되어 왔다⁽⁶⁾. 따라서, 결합 데이터셋 확보는 회전기기 분야 CBM 기술의 개발에서 가장 중요한 기술 현안 중 하나이다.

한편, 회전기기에서 오정렬(misalignment) 현상은 가장 흔히 발생하는 기계적 결함의 유형 중 하나이다⁽⁷⁾. 이러한 오정렬 결함은 커플링 종류와 베어링 특성에 따라 진동 응답의 형태와 특징이 제각각 다르고, 주로 비선형 진동 특성과 연관되는 것으로 밝혀져 있기 때문에 여전히 학술적으로 많은 연구가 필요하다. 그러므로, 회전체진동학의 연구가 상당히 오래되었음에도 불구하고 최근(2010년대)까지도 오정렬 특성(mechanism)에 대한 연구가 보고되고 있다⁽⁸⁾. 하지만, 오정렬 현상은 상기한 배경과 특성 때문에 특히 실험적 연구가 쉽지 않다. 구체적으로, 실제 시험 설비에서는 매우 정밀하게 설계되었다 하더라도 불평형(unbalance), 축 휘어짐, 베어링 및 지지대 등의 설치 오차 등이 혼재되어 나타나므로 순수 오정렬만의 재현과 관찰이 어려울 뿐만 아니라, 오정렬 결함에 대하여 커플링과 같은 회전체의 영향성과 베어링의 영향성이 동시에 나타나 서로 그 영향성을 구분하여 독립적으로 관찰하기는 쉽지 않다.

이러한 두 가지 현안을 동시에 해결할 수 있는 대안은 물리 기반의 전산 모델링이다. 근래 전산 모델링 기법은 결합 데이터셋의 희소성 현안을 해결하기 위한 비지도학습 및 신호처리^(2,5) 기법 등과 비교하여 체계적으로 데이터셋을 생성 및 구축하는 데에 기여하고 있으며⁽⁹⁻¹²⁾, 더 나아가 전산 모델로부터 생성된 학습 데이터셋을 바탕으로 ML 모델을 학습·검증한 사례도 이미 보고되고 있다⁽⁹⁻¹²⁾. 이러한 배경을 바탕으로 이 연구에서는 ML 학습에 활용가능한 시계열 진동 데이터 생성을 위해 유연 다물체동역학(flexible multibody dynamics) 기반 회전체 전산 모델을 구축하여 불평형 크기가 매우 작다는 가정 하에서 회전부 강성 이방성 기인 오정렬 결합 현상을 시뮬레이션하고 생성된 진동 데이터(시계열 및 궤적)의 타당성과 물리적 엄밀성을 검증한다.

2. 오정렬

2.1 오정렬 결함에 대한 접근

회전기기의 오정렬은 크게 평행형 오정렬(parallel misalignment)과 각도형 오정렬(angular misalignment)로 구분되며^(2,6), 전자는 주로 수평 방향의 고진동, 후자는 주로 축 방향의 고진동이 관찰되는 세부적 경향성 차이가 존재하나, 회전기기 진동 진단의 방법론들에서 오정렬이 발생할 경우 1X 성분과 함께 2X 진동이 지배적으로 발생하는 것으로 오래전부터 규명되어 있다⁽¹³⁾.

오정렬이 2X 및 그 이상의 고차 하모닉 진동을 발생시키는 요인은 현재까지 크게 베어링의 비선형성 기인론과⁽¹³⁻¹⁶⁾ 커플링 및 회전축 등을 포함한 회전체 시스템의 이방성(anisotropy) 기인론^(8,17-19) 두 가지로 밝혀져 있다. 우선, 베어링의 비선형성 기인론은 Fig. 1과 같이 오정렬이 발생했을 때 특정 저널 베어링에 대하여 회전축의 편심량이 증가하므로 유막에 큰 반경 방향 하중이 가해지며 이로 인한 유막의 비선형성에 의해 2X 진동이 유발된다는 설명론이다. 실제 터빈발전기에서 오정렬이 발생했을 경우 고하중에 의해 베어링 금속 자체의 온도가 매우 높아진다⁽¹³⁾. 하지만, Avendano의 연구결과에 따르면 34.5 bar 하중의 오정렬 시험에서도 2X 진동은 유발되지 않았다는 반론도 존재한다⁽⁸⁾.

2.2 이방성 회전체의 진동 응답

두 번째 시스템의 이방성 기인론은 완벽한 축대칭

적(axisymmetric) 회전체 시스템에 대하여 Fig. 1과 같이 오정렬이 발생했을 경우, 오정렬 방향과 그 직교 방향으로 회전체 감쇠 및 강성이 달라지게 된다. 서로 어긋난 두 회전축을 강제로 동축(coaxial) 정렬을 수행했다 하더라도, 강제 정렬된 회전축 혹은 커플링은 예응력(prestress)을 받게 되므로 결과적으로 예응력 방향으로 회전체 시스템의 강성은 높아지게 된다.

이러한 오정렬에 의해 강성 이방성을 갖는 회전체 시스템은 Fig. 2와 같다. x, y, z 정좌표계의 중심 O 에 놓여진 중앙지지형(center-hung type) 시스템의 회전자(rotor)는 질량 M 을 가지며 이격 거리 e 의 위치에 미세 불평형 질량 m 을 갖는다. 강성의 이방성($k_\zeta \neq k_\eta$)을 갖는 회전축에 대하여 1차 굽힘 모드의 주축(principal axis) 방향으로 정렬된 ζ, η, z 회전좌표계는

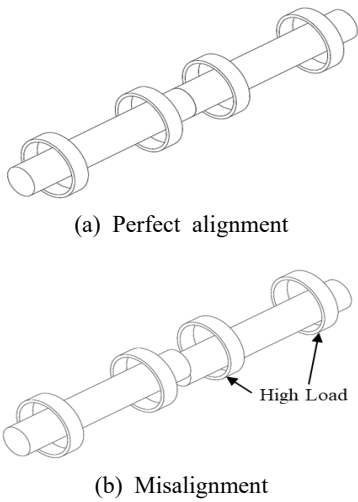


Fig. 1 Shaft positions corresponding to perfectly aligned and misaligned cases

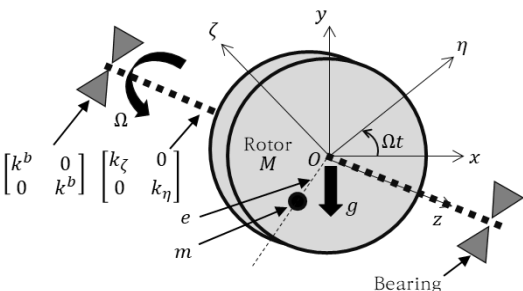


Fig. 2 A rotating machinery system with orthotropic stiffness

회전입력 Ω 에 따라 회전한다. 마지막으로, 회전축 양단은 강성 계수 k^b 를 갖는 베어링에 의해 지지되며 회전체에 작용하는 정적 외력으로서 $-y$ 방향의 중력과 비감쇠를 고려하면 운동방정식은 식 (1)과 같이 기술된다⁽²⁰⁾. 여기서 정적 외력은 대표적으로 중력만 고려되었으나, 실제 터빈 발전기에서는 증기 공급에 의한 유체력 혹은 열 성층화(thermal stratification)에 따른 케이싱 상하부 온도차에 의한 열변형력 등이 존재할 수 있다⁽²¹⁾.

식 (1)은 회전체와 함께 회전속도 Ω 로 회전하고 있는 회전좌표계 상에서 기술된 것으로서, 좌변의 회전체 시스템에 대하여 우변에서 중력이 다시 한번 Ω 의 각진동수로 회전 입력을 가하고 있는 형태이다.

$$\ddot{\zeta} - 2\Omega\dot{\eta} + (\omega_\zeta^2 - \Omega^2)\zeta = \frac{m}{M}e_\zeta\Omega^2 - g\cos\Omega t, \tag{1}$$

$$\ddot{\eta} + 2\Omega\dot{\zeta} + (\omega_\eta^2 - \Omega^2)\eta = \frac{m}{M}e_\eta\Omega^2 + g\sin\Omega t.$$

그러므로, 정적 외력이 고려된 이방성 시스템에서는 회전축이 2Ω 로 회전하게 되며 결과적으로 2X 진동이 유발된다. 식 (1)의 해는 불평형 크기가 매우 작다는 가정 하에서 식 (2)와 같고,

$$\zeta = \zeta_f e^{j\Omega t} + \zeta_b e^{-j\Omega t}, \tag{2}$$

$$\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_f e^{-j\Omega t} + \bar{\zeta}_b e^{j\Omega t}.$$

여기서, ζ_f 와 ζ_b 는 식 (3)과 같다.

$$\zeta_f = \frac{-g(\omega_\zeta^2 - \omega_\eta^2)}{4\Omega^2(\omega_\zeta^2 + \omega_\eta^2) - 2\omega_\zeta^2\omega_\eta^2}, \tag{3}$$

$$\zeta_b = \frac{-g\{8\Omega^2 - (\omega_\zeta^2 + \omega_\eta^2)\}}{4\Omega^2(\omega_\zeta^2 + \omega_\eta^2) - 2\omega_\zeta^2\omega_\eta^2}.$$

그러므로, 고정(정지, 비회전) 좌표계에서의 진동 응답 $r_{stationary}$ 는 최종적으로 식 (4)와 같다.

$$r_{stationary} = \zeta e^{j\Omega t} = \zeta_f e^{j2\Omega t} + \zeta_b \tag{4}$$

결국 식 (4)를 통해 오정렬에 의해 이방성을 가지며 동시에 정적 외력을 받는 회전체는 ζ_b 만큼 정적 이동(shift)과 함께 ζ_f 의 반경을 가지며 회전축이 2Ω 로 원형 whirl(circular whirl) 운동을 한다는 것을 직관적으로 알 수 있다.

만일 비정상상태(non-steady state)와 함께 회전입력

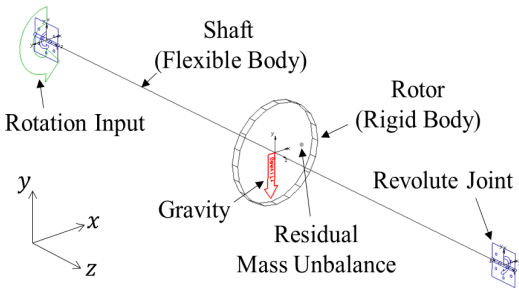


Fig. 3 Flexible MBD model of a rotating machinery for misalignment fault simulation

Ω 가 등속이 아닌 각가속도 α 와 함께 선형 승속 (linear acceleration) 한다면, 시스템의 계수가 시간에 따라 변화하는 동시에 비선형 외력을 가지게 되므로 더 이상 완전해(exact solution)을 구하기 힘들며 수치 및 전산적으로 접근해야 한다.

3. 회전기기의 유연 다물체동역학 모델

유연 다물체동역학(유연체 MBD)은 유한요소법(FEM)에 의해 생성된 유연체(flexible body)를 사용하여 운동학적 제약조건(kinematic constraints) 하에서 설정된 운동방정식을 계산함으로써 질점(particle)의 운동을 추적하는 수치계산법이며 이 연구에서는 상용 유연체 MBD 코드 ADAMS를 활용하였다(22).

3.1 전산 모델

Fig. 3은 유연체의 회전축과 강체 회전자로 구성된 유연체 MBD 모델을 보여주고 있다. 여기서, 유연체의 회전축은 구조강 재질의 길이 1 m, 반지름 12 mm의 원형봉에 대한 선형 요소(line element) 모델이다. 회전축의 양단은 회전 연결(revolute joint, $k^b = \infty$)로 지지되며 구축된 모델은 회전축의 이방성이 없을 때 1차 굽힘 모드 고유진동수 ω_0 은 50 Hz, 감쇠비 ζ 는 0.9%이며, 모사된 잔류(residual) 불평형 크기는 1 g·mm이다. 마지막으로, 수치계산은 explicit 기법의 적분기(integrator)인 GSTIFF I3를 통해 수행되었으며 적분시간간격은 4.0×10^{-5} s이다.

3.2 등방성 회전체 모델 검증

오정렬 결함 시뮬레이션의 타당성과 정확도를 검증하기 위해 구축된 모델의 잔류 미세 불평형에 대한

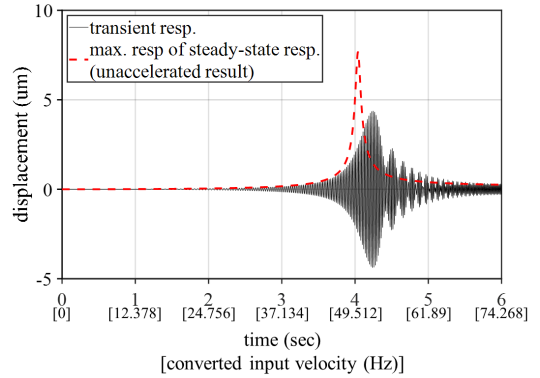


Fig. 4 Generated time-series vibration data with residual mass unbalance and linear acceleration (run-up rate: 12.378 Hz/s, no gravity condition)

진동 응답을 선형적으로 확인 및 검증하였다.

Fig. 4는 무중력 조건 하에서 12.378 Hz/s의 선형 승속과 함께 생성된 진동 데이터이다. 여기서, 진동 데이터는 수직 방향(y 방향)의 변위이며 회전자의 중심에서 도출되었다. 승속과 함께 위험속도를 통과하면서 나타나는 진동 응답은 승속률에 따라 공진 지점에서의 운동에너지를 충분히 축적하지 못하고 통과하기 때문에, Fig. 4와 같이 승속률이 빠르면 빠를수록 공진 지점에서의 응답 크기는 입력 속도별 무가속(정상 상태) 조건의 최대 응답(빨간색 점선)에 비해 작아지고 공진 응답 지점은 지연된다. 생성된 시계열 진동 데이터는 4.237 s에서 4.37 μ m의 최대 응답크기가 발생했다.

결과적으로 선형 연구 결과와의 비교 오차는 Table 1과 같으며 선형 연구에서도 실험 및 이론 간의 응답 크기 오차가 6%였던 점을 감안하고(23), 유효 주파수 지점과 위험속도 통과 후 수렴값은 1% 이내의 높은 정확도를 보여주는 것을 근거하여 구축된 모델은 공학적으로 매우 타당하고 정확한 전산 모델을 보여주고 있다.

4. 오정렬 결함 시뮬레이션

4.1 오정렬에 의한 회전체 시스템의 고유진동수 변화

회전체 시스템에 대한 오정렬로 유발되는 예응력의 효과를 확인하기 위해 ANSYS mechanical을 통해 구축된 모델에 대한 예응력 모달 해석(prestressed

Table 1 Comparison result for the constructed model verification

Comparison targets	Previous study	Present study (error with previous study)
Max response at critical speed	62 % of the steady-state (4.75 μm)	4.37 μm (-8 %)
Max resonance point (effective frequency point)	104 % of the steady-state (4.20 s)	4.237 s (0.88 %)
Post-critical speed response (measured value at 6 s)	0.25 μm	0.25 μm (0 %)

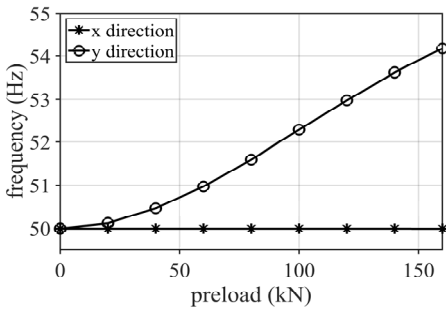


Fig. 5 Prestressed modal analysis result of the 1st bending mode

modal analysis)을 수행하였다⁽²⁴⁾. Fig. 3의 모델에서 회전자를 기준으로 회전축 절반의 선상 노드(node)에 대해서만 중력과 함께 중력 방향(-y 방향)으로 정하중을 가하며 모달 해석을 수행하였고, 이에 따른 1차 굽힘 모드의 고유진동수 변화 결과는 Fig. 5와 같다.

완벽한 축대칭 모델에서 서로 동일한 한 쌍의 1차 굽힘 모드는 오정렬에 의한 예응력이 가해졌을 시 축대칭성이 깨지며, Fig. 5와 같이 고유진동수는 예응력이 가해진 방향으로만 상승하여 결과적으로 진동 모드가 서로 분리(split)되는 것을 알 수 있으며, 실제 오정렬 결함은 회전체 및 베어링에 대한 이방성을 동시에 유발하여 고유진동수 변화와 분리 현상을 야기하는 것으로 파악된다⁽²⁷⁾.

4.2 시계열 진동 데이터 생성 및 분석

구축된 유연체 MBD 모델을 통해 오정렬 결함 시물레이션을 수행하고 회전자 중심으로부터 생성된 시계열 진동 데이터는 Fig. 6(a) ~ Fig. 6(d)와 같다.

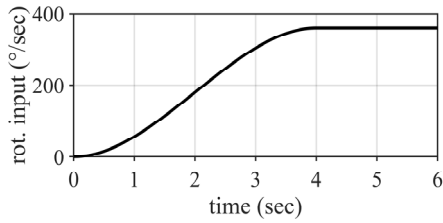
우선 Fig. 6(a)는 모든 시물레이션에 동일하게 가해

진 회전입력에 대한 그래프이며 시간에 따른 회전속도의 변화를 보여주고 있다. Fig. 6(b)는 완벽한 축대칭성을 갖는 회전체 모델에 대한 y 방향의 데이터이며 자중에 의한 104 μm 의 정적 처짐만을 보여주고 있는데, 이러한 경향성은 식 (3)과 식 (4)를 통해 명확히 알 수 있다. 식 (3)에서 $\omega_z = \omega_\gamma$ 일 때, ζ_f 는 0이 되므로 결과적으로 정지좌표계에서의 응답은 식 (4)에서 볼 수 있듯이 중력에 의한 정적 처짐 ζ_b 만 확인된다.

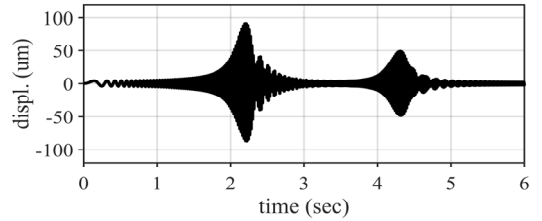
Fig. 6(c)는 오정렬에 의해 분리된 고유진동수가 2.19 Hz인 경우($|\omega_z - \omega_\gamma| = 2.19 \text{ Hz}$)에 대한 y방향 데이터이다. 4초부터 1초당 1회전(1 Hz/s)의 입력이 가해졌지만, 진동 응답은 2 Hz로서 확인되고 이를 통해 회전체 시스템의 이방성이 2X 진동을 유발하는 것임을 명확함을 보여주고 있다. 또한 진동 크기의 절댓값이 8.2 μm 인 것은 식 (3)을 통한 ζ_f 의 계산 결과와 일치한다. 그러므로, 구축된 전산 모델이 회전체동역학 거동을 엄밀하게 모사하고 있음을 나타내고 있다.

마지막으로 Fig. 6(d)는 회전체 시스템이 다시 온전한 축대칭성을 갖는 반면에 양단 지지부(회전 연결)의 강성 이방성($k_x^b \neq k_y^b$)에 의해 고유 진동수가 2.19 Hz 차이가 존재하는 경우에 대한 x방향 데이터이다. 잔류 불평형 크기가 매우 작기에 중력 방향이 아닌 x방향으로 발생된 nm 크기의 미세한 진동이지만 Fig. 6(c)의 시계열 데이터가 생성된 모델과 동일하게 회전체 시스템에 이방성이 존재함에도 불구하고 1X 진동만이 확인되는 것을 볼 수가 있다.

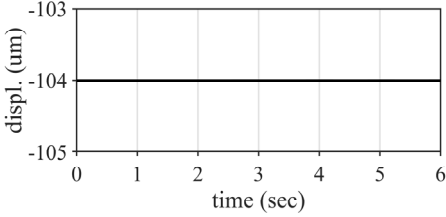
결과적으로, 생성된 시계열 데이터로부터 오정렬에 의한 2X 진동 응답의 특성은 기본적으로 커플링과 회전축 등의 회전 부품의 이방성에 의해 유발되며, 고정(비회전) 부품인 베어링의 이방성은 선형 조건 하에서 영향을 미치지 않는다는 사실을 알 수 있다.



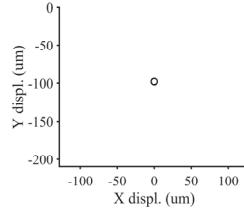
(a) Rotation input



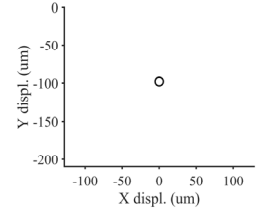
(a) Time-series data of X direction



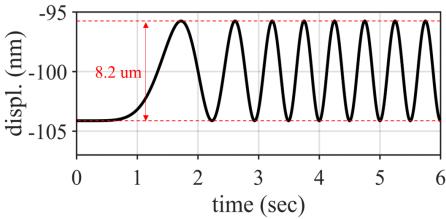
(b) Axisymmetric model



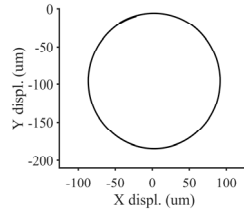
(b) At 0 s ~ 0.3 s



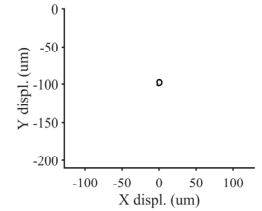
(c) At 1 s



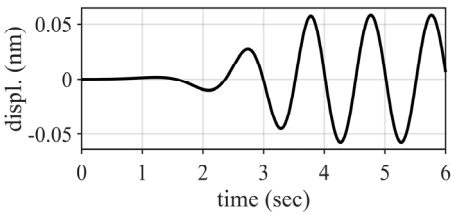
(c) Orthotropic shaft model



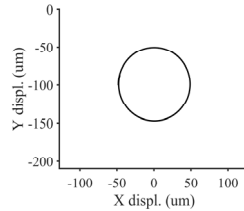
(d) At 2.2 s



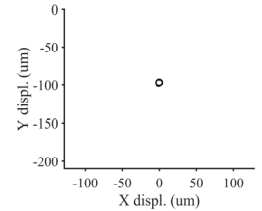
(e) At 3 s



(d) Orthotropic support model



(f) At 4.3 s



(g) At 5 s

Fig. 6 Generated time-series vibration data

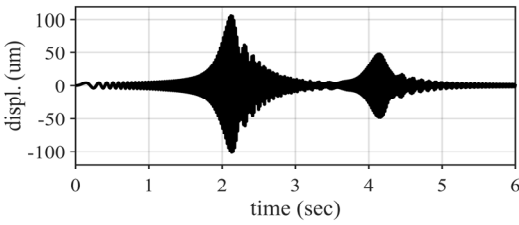
Fig. 7 Orbits of the constructed misalignment model

4.3 선형 승속에 따른 진동 궤적 생성 결과

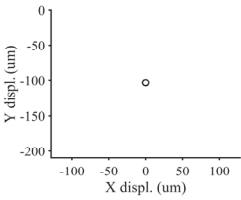
구축된 전산 모델을 통해 선형 승속에 따른 x, y 방향 시계열 데이터를 생성하여 진동 궤적을 분석하였다. Fig. 7은 Fig. 6(c)의 데이터를 생성한 모델을 통해 Fig. 4의 시뮬레이션과 동일하게 12.378 Hz/s로 선형 승속하며 진동 궤적을 생성한 결과이다. Fig. 7(a)의 시계열 데이터와 함께 전체 진동 궤적 결과로부터 볼 수 있듯이 진동 궤적의 크기가 2초를 지나 크게 증가하다가 감소하고 다시 4초 지점에서 재증가하였다가 크기가 감소한다. 이러한 경향성은 Fig. 4에서

관찰되지 않은 진동 특성으로서 회전체의 이방성에 의해 $(\omega_s + \omega_y)/4$ 지점에서 저조파 공진(subharmonic resonance)가 발생하기 때문이며⁽²⁰⁾, 이 구간을 통과한 이후 시간이 증가함에 따라 다시 궤적 크기가 증가한 것은 Fig. 4와 같이 1차 굽힘 모드의 위험속도를 통과했기 때문이다. 또한, 모든 승속 구간에서 진동 궤적은 완벽히 원형을 유지한다는 것을 볼 수 있다.

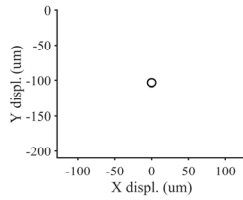
Fig. 8은 상기한 경우와 동일한 이방성 회전체 모델에서 지지부(회전 연결)의 수평 방향 이방성을 추가한 결과이며, 임의로 x 방향의 지지 강성을 y 방향에



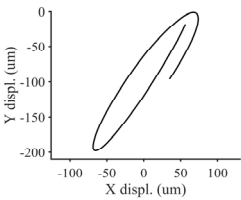
(a) Time-series data of X direction



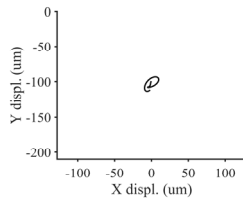
(b) At 0 s ~ 0.3 s



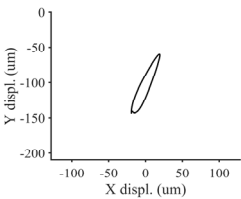
(c) At 1 s



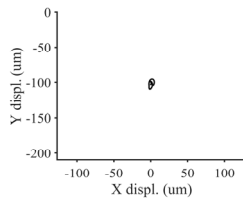
(d) At 2.2 s



(e) At 3 s



(f) At 4.3 s



(g) At 5 s

Fig. 8 Orbits of the constructed misalignment model with orthotropic bearing stiffness

비해 절반으로 감소시켰다($k_x^b = 1/2 \cdot k_y^b$). 모든 궤적 결과 상에서 등방성 지지부의 궤적 결과와 달리 궤적 형태가 타원임을 볼 수 있으며, 특히 공진 부근에서의 그 형태가 심화되는 것을 볼 수 있다.

결론적으로, 회전기기의 오정렬 발생시 2X 진동 응답의 특성은 회전 부품(커플링, 회전축 등)의 이방성이 유발하고, 궤적 형태의 변화는 고정(비회전) 부품인 베어링의 이방성이 유발하는 것이며, 이러한 회전체동역학의 사실을 구축한 유연체 MBD 모델이 정확히 모사하고 있음을 알 수 있다. 따라서, 구축된 전산

모델이 회전기기의 오정렬 결함을 타당하고 합리적으로 모사할 수 있으며, 생성된 시계열 데이터 및 궤적 데이터는 ML 학습에 직접적으로 활용되어도 공학적으로 타당하고 물리적 오류가 없음을 확인하였다.

5. 결론

이 연구에서는 유연 다물체동역학을 기반으로 불평형 크기가 매우 작다는 가정 하에서 회전기기의 회전부 강성 이방성 기인 오정렬 결함 시뮬레이션을 수행하고 기계학습용 시계열 진동 데이터를 생성 및 검증하였다. 구축된 모델을 통해 생성된 오정렬 결함의 진동 데이터는 진폭 크기 및 주파수 특성에 대한 회전체동역학 이론과의 정량적 일치 뿐만 아니라 위험 속도 진후의 응답 및 궤적 등에서 정확한 물리적 거동을 보여주는 것으로 확인되었다. 이를 통해 제안한 유연체 MBD 모델이 회전기기의 오정렬 결함을 타당하고 합리적으로 모사할 수 있으며, ML 학습용 결함 데이터셋 생성 도구로서의 실현 가능성과 타당성을 확인하였다.

또한, DyRoBeS, XLrotor, ANSYS 등과 같은 다양한 상용 회전체 해석 코드들은 주로 위험속도, 불평형 응답, 안정성 해석, 모드 형상 등과 같은 구조 설계와 관련된 분석 기능에 중점이 맞추어져 있다.

다시 말해, 설계 단계에서 회전체 시스템의 고유 특성과 안전 여유 확보가 주요 목표이기 때문에, 주로 분석하는 해석 결과들도 주파수 영역 기반 응답, waterfall 선도, 안정성 지표 등을 확인하며, 회전체 시스템의 시계열 진동 데이터를 집중적으로 생성하거나 그 특징을 분석하지는 않는다. 그러므로 이 연구의 유연체 MBD 전산 시뮬레이션 결과는 회전체 시스템에 대한 설계 목적의 해석과 상태감시 및 진단 기술 사이의 간극을 메울 수 있으며, 생성된 시계열 데이터 뿐만 아니라 궤적 및 spectrogram 기반의 이미지(image) 형태로 변환된 진동 데이터를 이용하여 CBM 기술, 신호 처리, ML 기반의 FDD 기술 등의 연구개발에 기초 자료로서 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

마지막으로, 이 연구에서 다뤄진 오정렬 결함은 가장 기본적인 형태 중 하나로서 단순화 및 가정 하에서 물리적 정확성을 보인 것이며, 오정렬 현상이 심화되거나 회전기기의 조건과 환경이 달라지는 경우

비선형적 진동 특성 혹은 파라메트릭 공진(parametric resonance) 특성을 갖는 것으로도 알려져 있다^(8,20). 추후 연구로서 구축된 모델을 통해 이러한 심화된 회전체 시스템 혹은 오정렬 결합의 진동 특성의 연구로 확장할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2025년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구임(20224B10100060, 회전설비 인공지능형 진동감시 시스템 개발).

References

- (1) Jardine, A. K. S., Lin, D. and Banjevic, D., 2006, A Review on Machinery Diagnostics and Prognostics Implementing Condition-based Maintenance, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20, No. 7, pp. 1483~1510.
- (2) Park, J. H., Yoon, D. B., Lee, J. H. and Choi, Y. C., 2019, Condition Monitoring and Diagnosis in Mechanical Components of Nuclear Power Plant, *Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing*, Vol. 39, No. 6, pp. 369~377.
- (3) Mobley, R. K., 2002, *An Introduction to Predictive Maintenance*, 2nd Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford, United Kingdom.
- (4) Lei, Y., Li, N., Guo, L., Li, N., Yan, T. et al., 2020, Machinery Health Prognostics: A Systematic Review from Data Acquisition to RUL Prediction, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 104, 104761.
- (5) Zhang, W., Yang, D. and Wang, H., 2019, Data-driven Methods for Predictive Maintenance of Industrial Equipment: A Survey, *IEEE Systems Journal*, Vol. 13, No. 3, pp. 2213~2227.
- (6) He, H. and Garcia, E. A., 2009, Learning from Imbalanced Data, *IEEE Transactions on Knowledge and Data Engineering*, Vol. 21, No. 9, pp. 1263~1284.
- (7) Jeong, J. H. and Kim, J. W., 2008, Equipment Diagnosis through Vibration Measurement, *Fire Protection Technology*, Vol. 44, pp. 30~43.
- (8) Avendano, R. D. and Childs, D. W., 2013, One Explanation for Two-times Running-speed Response Due to Misalignment in Rotors Connected by Flexible Couplings, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, No. 6, pp. 1~10.
- (9) Qin, Y.-F., Fu, X., Li, X.-K. and Li, H.-J., 2024, ADAMS Simulation and HHT Feature Extraction Method for Bearing Faults of Coal Shearer, *Processes*, Vol. 12, No. 1, 164.
- (10) Kahr, M., Kovács, G., Loinig, M. and Brückl, H., 2022, Condition Monitoring of Ball Bearings Based on Machine Learning with Synthetically Generated Data, *Sensors*, Vol. 22, No. 7, 2490.
- (11) Song, M.-M., Xiong, Z.-C., Zhong, J.-H., Xiao, S.-G. and Tang, Y.-H., 2022, Research on Fault Diagnosis Method of Planetary Gearbox Based on Dynamic Simulation and Deep Transfer Learning, *Scientific Reports*, Vol. 12, 17023.
- (12) Zhang, W., Zhang, T., Cui, G. and Pan, Y., 2022, Dynamics Analysis and Deep Learning-based Fault Diagnosis of Defective Rolling Element Bearing on the Multi-joint Robot, *Machines*, Vol. 10, No. 12, 1215.
- (13) Bently, D. E. and Hatch, C. T., 2002, *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics*, Minden, Bently Pressurized Bearing Press, Nevada, United States.
- (14) Jackson, C., 1990, Considerations in Hot and Cold Alignment and Couplings, *Proceedings of the 7th International Pump Users Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, TX, United States, pp. 27~38.
- (15) Palazzolo, A. B., Locke, S. R., Calistrat, M., Clark, R. W., Ayiub, A. et al., 1992, Gear Coupling Misalignment Induced Forces and Their Effects on Machinery Vibration, *Proceedings of the 21st Turbomachinery Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, TX, United States, pp. 83~96.
- (16) Pennachi, P., Vania, A. and Chatterton, S., 2011, Analysis of the Effects of Parallel and Angular Misalignment in Hyperstatic Rotors Equipped With Oil-film Bearings, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, Vancouver, Canada, pp. 393~390.
- (17) Redmond, I., 2007, Shaft Misalignment and Vibration: A Model, *Saudi Aramco Journal of Technology*,

Vol. 4, pp. 41~51.

(18) Lees, A. W., 2007, Misalignment in Rigidly Coupled Rotors, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 305, No. 1~2, pp. 261~271.

(19) Bishop, R. E. D. and Parkinson, A. G., 1965, Second Order Vibration of Flexible Shafts, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A*, Vol. 259, No. 1095, pp. 1~31.

(20) Lee, C.-W., 1993, *Vibration Analysis of Rotors*, Springer, NY, United States.

(21) Miniello, F. and Peton, N., 2017, Misalignment Cases on Machine Trains of CC Power Plants, *Proceedings of the 9th International Conference on Surveillance*, Fès, Morocco.

(22) MSC Software Corporation, 2024, *Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems*, Hexagon AB, Stockholm, Sweden.

(23) Hassenpflug, H. L., Flack, R. D. and Gunter, E. J., 1980, Experimental Study of the Critical Speed Response

of a Jeffcott Rotor with Acceleration, *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 310, No. 1, pp. 77~88.

(24) ANSYS Inc., 2024, *ANSYS Mechanical*, Release 2024 R2, Canonsburg, PA, United States.

(25) Wu, Z., Xu, R., Luo, Y. and Shao, H., 2024, A Holistic Semi-supervised Method for Imbalanced Fault Diagnosis of Rotational Machinery with Out-of-distribution Samples, *Reliability Engineering & System Safety*, Vol. 250, 110297.

(26) Hwang, C.-H., Kim, J.-T., Jun, O. S., Lee, B.-J. and Lee, H., 1994, Turbine Alignment(I): Case Study in the Electric Power Plant Application, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 4, No. 1, pp. 23~31.

(27) Lee, Y.-S. and Lee, C.-W., 1997, Vibration Analysis of a Misaligned Rotor System Supported by Ball Bearings, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 247~252.