

반경 간극이 다른 수윤활 저널 베어링의 회전체동역학 성능 측정 및 모델 예측

조현우* · 김영우* · 최석훈* · 심기현** · 황성호** · 임정규** · 이창하** · 김태호***†

Rotordynamic Performance Measurements and Model Predictions of Water-Lubricated Journal Bearings with Different Radial Clearances

Hyunwoo Cho*, Youngwoo Kim*, Seokhun Choi*, Kihyun Sim**,
Sungho Hwang**, Jeongkyu Lim**, Changha Lee**, Taeho Kim***†

Key Words : Water-lubricated bearing(수윤활 베어링), Rotordynamic(회전체 동역학), Critical speed(위험속도), Damping(감쇠), Synchronous frequency(회전동기주파수)

ABSTRACT

This study develops a test rig to investigate the rotordynamic performance of a rotor system supported by water-lubricated journal bearings. The test evaluates the vibration response under the different radial clearances of bearing and validates the analytical data through experimental comparison. Test bearings have a diameter of 12 mm, length of 12 mm and radial clearance 35, 70 μm . The test conditions included rotor speed from 0 rpm to 6,000 rpm and supplied water temperature 20°C. Analysis results indicate that increasing rotational speed and clearance reduces the damping ratio, leading to higher rotor instability. As the clearance increases, the bearing damping performance deteriorates, causing a rise in 1X vibration amplitude near the critical speed and the dominance of 0.5X subsynchronous components. Test results agree well with analytical predictions, demonstrating the accuracy of the predictions. Furthermore, smaller clearance enhances direct stiffness and damping, which increases the system's natural frequency and improves rotor stability. Note that bearing clearance significantly affects the dynamic response and an appropriate reduction in clearance can improve stability of water lubricated bearing supported rotor systems. The verified predictive model allows for parameter studies and the optimization of the bearing-rotor system design to increase stability and reliability.

1. 서 론

수윤활 유체 동압 저널 베어링(water-lubricated hydrodynamic journal bearing, WJB)은 선박의 추진축계, 수중 펌프, 수력 터빈 등 물이 풍부한 환경에서 운용되는 회전 기계류에 널리 적용되어 왔다⁽¹⁾. 최근에는 수소 연료전지 시스템의 보급 확대와 함께, 연료전지 스택의 냉각을 위한 냉각수 순환 펌프에 수윤활 베어링을 적용하려는 수요가 급증하고 있다. 연료전지 차량(FCEV) 및 고정형 발전 시스템에서 스

택의 열 관리는 성능과 내구성을 결정하는 핵심 요소이며, 냉각수 순환 펌프는 이를 담당하는 핵심 부품 중 하나이다⁽²⁾. 이 과정에서 냉각수가 윤활제를 겸하는 수윤활 베어링은 별도의 오일 윤활 시스템 없이 소형·경량화가 가능하고, 연료전지 시스템의 오염 방지 요건을 충족할 수 있어 적합한 대안으로 주목받고 있다. 또한, 환경 규제 강화와 친환경 설계에 대한 산업계의 요구가 높아지면서, 오일을 윤활 유체로 사용하는 기존 윤활 시스템을 수윤활 방식으로 대체하려는 시도가 다양한 분야에서 활발히 이루어지고 있다.

* 국민대학교 일반대학원 기계시스템공학과(Department of Mechanical Systems Engineering, Kookmin University)

** 현대자동차 FC 시스템설계 2팀(Fuel Cell System Engineering Design Team 2, Hyundai Motor Company)

*** 국민대학교 기계공학부(School of Mechanical Engineering, Kookmin University)

† 교신저자, E-mail : thk@kookmin.ac.kr

수유허 베어링은 오일 저널 베어링에 비해 작동 유체의 점도가 낮아 유체 전단에 의한 에너지 소모가 적고⁽¹⁾, 내마모성이 우수한 합성 수지 또는 고무를 베어링 재료로 사용하여 경제적이다. 고무 및 복합 수지 소재는 이물질 혼입에 대한 내마모성이 우수하고 탄성 변형을 통해 충격 하중을 흡수하는 특성도 지닌다^(3,4). 또한, 물의 비열은 오일에 비해 두 배 이상 높기 때문에 동일한 유량 대비 온도 상승이 현저히 낮다는 장점을 가진다⁽¹⁾. 특히 연료전지 냉각 펌프의 경우, 냉각수 자체가 윤활제로 기능하기 때문에 별도의 오일 공급 라인이 불필요하여 시스템 단순화가 가능하며, 오일 누출로 인한 연료전지 성능 감소를 방지할 수 있다. 또한, 윤활유 사용에 따른 유지보수 비용 절감이 가능하다.

하지만, 물의 점도는 오일에 비해 수십에서 수백 배 낮기 때문에 베어링 유막의 유체 동압 형성이 어려워 하중지지력과 강성, 감쇠 성능을 낮춘다⁽¹⁾. 유막 강성 및 감쇠의 저하는 회전축의 위험속도(critical speed) 부근에서 공진에 의한 과도한 진동이나 고속 회전속도에서 진동 불안정성(whirl instability)을 유발하여 베어링 및 회전축의 파손으로 이어질 수 있다⁽⁵⁾.

따라서, 이를 개선하기 위한 다양한 방식의 연구들이 수행되어 왔다. Ahmed 등⁽⁵⁾은 오일 및 수유허 로터-베어링 시스템의 동적 거동을 비교하여, 수유허 베어링이 동일 조건에서 오일 윤활 베어링보다 약 4배 높은 임계 속도를 가져 고속 운용에 유리함을 입증하였다. 이는 수유허 베어링이 낮은 점도 특성에도 불구하고 적절한 운전 조건 및 설계를 통해 고속 회전체 시스템에 적용 가능함을 시사한다. Wang과 Xu⁽⁶⁾는 수유허 하이브리드 베어링으로 지지되는 고속 스핀들 모터의 축 거동 및 온도 변화를 측정하여, 수유허 하이브리드 베어링이 온도 상승을 억제하고 스핀들 안정성을 개선할 수 있음을 보여주었다. Xie 등⁽⁷⁾은 저속·고하중 조건의 수유허 베어링을 대상으로 베어링 재료 조합이 소음과 동적 안정성에 미치는 영향을 이론·실험적으로 분석하여, 특정 재료 조합이 소음 감소 및 시스템 성능 개선에 효과적임을 입증하였다. Ren과 Feng⁽⁸⁾은 수유허 하이브리드 저널 베어링에 나선형 로브 포켓을 설계하고, 공급 압력·포켓 설계 매개변수·외부 하중이 베어링 동적 특성에 미치는 영향을 분석하였다. 그 결과, 포켓 깊이 증가는 베어링 안정성 향상에 기여하며, 포켓 너비에는 최적값이 존재함을 확인하였다. Xie 등⁽⁹⁾은 수유허 저널 베어링의 혼합 윤활 상태에서 수정된 레이놀즈 방정식을 이용해 외부 하중·회전 속도·반경 간극이 마찰 계수 및 유막 두께에 미치는 영향을 규명하였다. Liu 등⁽¹⁰⁾은 CFD 해석을 통해 편심률, 상대 간극, 길이 대 직경비(L/D)가 하중 지지 능력과 최대 유막 압력에 미치는 영향을 분석하고 운전 조건에 따른 설계 지침을 제시하였다. Majumdar 등⁽¹¹⁾은 다축 그루브 수유허 베어링의 강성·감쇠 계수를 섭동법으로 산출하였고, Zhu 등⁽¹²⁾은 고무 변형을 고려한 대형

중형비 수유허 베어링의 동특성 계수를 실험적으로 동정하였다.

그러나 기존 연구들은 선박 추진 축계 규모의 베어링이나 특수 형상(로브, 포켓, 정압 공급)을 갖는 베어링에 집중되어 있으며, 소형 수유허 평 저널 베어링의 반경 간극 변화가 위험 속도 및 불균형 응답에 미치는 영향을 실험적으로 체계적으로 검증한 연구는 부족하다. 특히 연료전지 냉각 펌프와 같이 소형·고속·경하중 조건에서 작동하는 베어링 시스템에 대한 회전체동역학 성능 평가 연구는 보고된 바가 없다. 따라서 본 연구에서는 연료전지 자동차용 스택 냉각 소형 물 펌프를 위한 수유허 평 저널 베어링 지지 회전체의 성능 평가 장치를 개발하고, 반경 간극 변화에 따른 회전체동역학 성능을 실험 및 해석을 통해 비교 검증하고자 한다.

2. 시험장치 소개

Fig. 1은 수유허 저널 베어링 회전체동역학 성능 평가 시험 장치를 정면에서 바라본 단면도를 보여준다. 시험 장치는 각 파트의 하우징이 로터(rotor)를 감싸고 있어 공급된 윤활제를 가둘 수 있는 저장소(reservoir) 역할을 하며, 좌측부터 터빈 하우징(turbine housing), 메인 하우징(main housing), 자유단 하우징(free end housing)으로 구성된다. 로터는 축 전단에 위치한 임펄스 터빈(impulse turbine)에 의해 구동되며, 로터 중심부를 기준으로 양단의 저널 베어링이 축을 지지하는 형태이다. 물은 메인 하우징 상부에서 공급되어 양단 시험 베어링을 윤활시키고 메인 하우징과 자유단 하우징 하단에 위치한 홀을 통해 배출된다. 라비린스 실(labyrinth seal)은 메인 하우징 상부에서 공급되는 물이 터빈부로 누설되어 공기와 혼입되는 것을 방지하기 위해 설치되었다. 또한, 축 진동 변위를 측정할 수 있도록 수직, 수평 방향으로 4개의 비접촉식 와전류 센서(eddy current sensor)를 메인 하우징에 설치하였고, 로터의 축 방향 거동을 확인하기 위해 1개의 변위센서를 터빈 하우징에 설치하였다. 터빈 구동 시 발생하는 축 방향 움직임을 방지하기 위해 축 양 끝단 하우

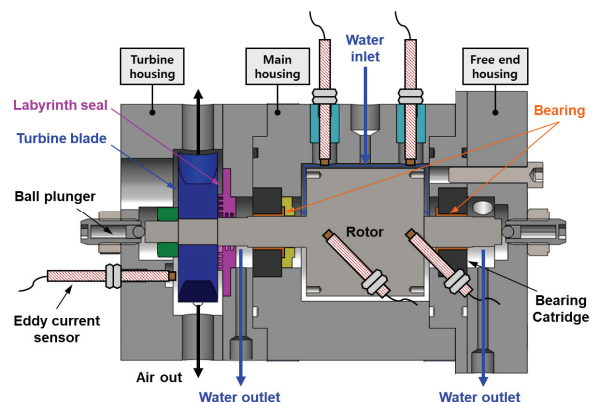


Fig. 1 Detailed cross section view of test rig

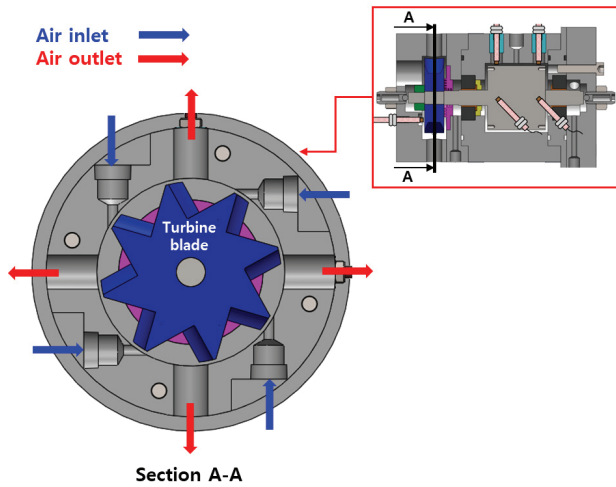


Fig. 2 Detailed cross section view of impulse turbine part for driving rotor

징에 볼 플런저(ball plunger)를 설치하였다. Fig. 2는 로터를 구동하기 위한 터빈부의 단면도를 보여준다. 터빈 하우징에는 가압 공기를 공급하기 위한 4개의 오리피스 홀과 4개의 공기 배출 홀이 존재한다. 오리피스 홀을 통과한 공압은 터빈 블레이드를 타격하며 로터를 회전시키고 배출 홀을 통해 빠져나간다.

3. 회전체동역학 성능 해석

Fig. 3은 시험축을 유한요소(finite element) 모델링한 모습을 보여준다. 로터 길이는 약 136 mm이고, 총 48개의 절점으로 이루어져 있다. 좌측에는 임펄스 터빈과 이를 고정하기 위한 너트가 존재하고 이를 집중질량(added mass)으로 모사하였다. 시험축의 2D 유한요소 모델의 검증은 Ansys 3D 모델의 총 무게, 극관성모멘트(I_p), 횡관성모멘트(I_t), 1차 고유진동수 결과와 비교하였으며 모두 약 0.1% 내의 오차를 보였다. 또한 실제 축으로 충격 실험을 수행하였으며 고유진동수 측정 결과는 약 2,030 Hz으로 FE 모델의 고유진동수와 비교하여 약 0.04% 내의 오차를 보였다. 회전축은 양단 저널 베어링으로 지지되고 각각 부가되는 하중은 약 4.8 N 과 3.5 N이다. 또한 질량불평형량(imbalance mass)에 의한 회전동기주파수(synchronous frequency, 1X) 응답 변위를 예측하기 위해 로터 코어 양 끝단에 질량을 부가하였으며, 응답 결과는 변위 센서 측정 위치인 절점 26에서 확인하였다. 각 절점의 질량 크기와 위상은 Table 1에 나타내었다. 해당 수치는 ISO 1940-1 G 2.5 기준으로 질량을 계산하여 양단 교정면에 분배하였다.

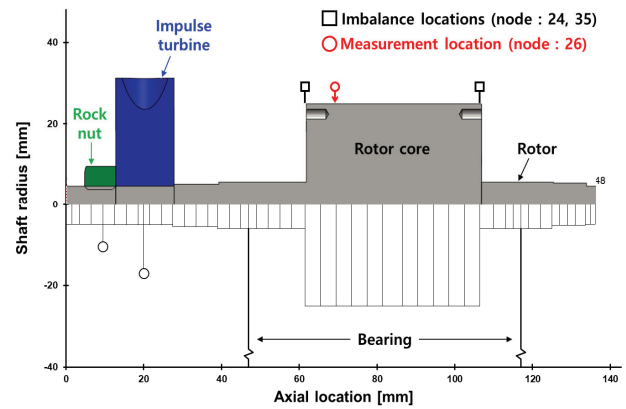


Fig. 3 Finite element model of rotor-WJBs system for test rig

Table 1 Imbalance mass locations and phase

Imbalance location	Imbalance mass	Imbalance phase
node 24	0.66 gram-mm	0 deg
node 35	0.55 gram-mm	0 deg

Table 2 Design parameters of test bearing, lubricant properties and operating conditions

Parameters	Value
Geometrical bearing characteristics	
Bearing inner diameter, d	12 mm
Bearing axial length, L	12 mm
Bearing length/diameter, L/d	1.0
Bearing radial clearance(at 20), C_r	35, 70 μ m
Lubricant properties	
Lubricant	Water
Viscosity at temperature of 20 $^{\circ}$ C, μ	1.002 mPa $\cdot$ s
Specific heat, C_p	4.18 kJ/kgK
Specific mass, ρ	998 kg/m 3
Thermal conductivity, κ	0.6 W/mK
Operating conditions	
Rotating speed	0-6($\sim$ 1) krpm
Applied load on front bearing	4.8 N
Applied load on rear bearing	3.5 N

베어링 해석에 사용한 베어링 형상 치수와 작동조건은 Table 2에 나타내었으며, 동일 조건에서 2가지 간극 35, 70 μ m 에 따른 베어링 성능 해석을 수행하였다. 베어링 강성 및 감쇠 해석은 등온, 비압축성 유체의 레이놀즈 방정식을 사용하였으며 식 (1)과 같다. 여기서 p , t , h , ρ , μ , R_j , Ω 는 각각 압력, 시간, 윤활유막 두께, 유체 밀도, 유체 점도, 축 반경, 회전각속도를 나타낸다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu R_j \Omega \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

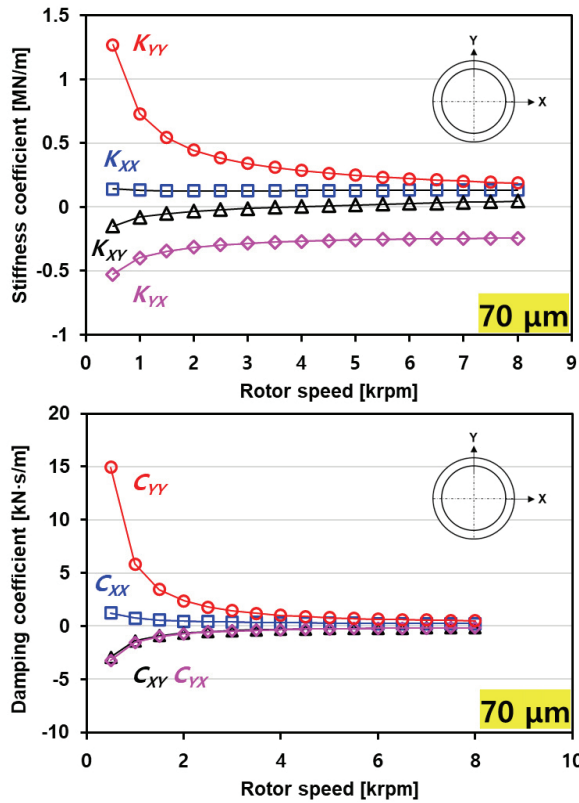


Fig. 4 Predicted stiffness and damping coefficients versus speed at radial clearance 70 μm for WJB

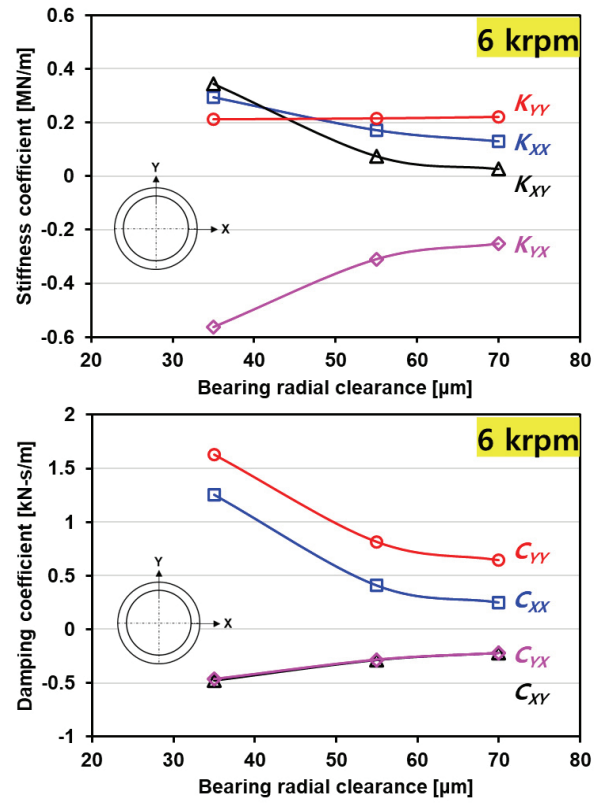


Fig. 5 Predicted stiffness and damping coefficients versus bearing radial clearance at 6 krpm for WJB

Fig. 4는 간극 70 μm 인 경우, 회전속도에 따른 베어링 강성 및 감쇠 해석 결과를 보여준다. 일반적으로 회전속도가 증가할수록 하중 방향의 직접 강성(K_{YY}) 및 감쇠(C_{YY})는 감소하고 연성 강성(K_{XY} , K_{YX}) 및 감쇠(C_{XY} , C_{YX})는 증가하여 불안정성이 증가함을 보인다. Fig. 5는 회전속도 6 krpm 조건에서 윤활 간극 변화에 따른 베어링 강성 및 감쇠 해석 결과이다. 간극이 증가함에 따라 수평 방향의 직접 강성(K_{XX}) 이 감소하고, 특히 직접 감쇠(C_{XX} , C_{YY})가 크게 감소함을 보인다. 이러한 특성은 회전체의 등가 강성을 떨어뜨려 불안정성을 야기할 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 앞서 해석한 베어링 강성, 감쇠가 적용된 로터-베어링 시스템의 강체모드 고유진동수와 감쇠비(damping ratio) 예측 결과이며, 간극 35 μm 와 70 μm 을 비교하였다. Fig. 6에서 두 간극 모두 회전속도 증가에 따라 자이로스코프 효과에 의해 고유진동수는 점차 증가함을 보였다. 또한, 베어링-로터 시스템의 고유진동수가 회전동기주파수 성분과 만나는 지점을 공진 주파수(resonance frequency) 또는 위험속도(critical speed)로 정의하는데 간극 35 μm 조건에서는 위험속도가 존재하지 않고, 간극 70 μm 조건에서 1차 위험속도는 약 3.4 krpm, 2차 위험속도는 약 4 krpm에서 존재한다. Fig. 7에서는 회전속도와 간극이 증가함에 따라 1, 2차 고유진동수에 해당하는 감쇠비가 감소한다. 이는 간극이 증가하면 Fig. 5와 같이 베어링 직접 감쇠

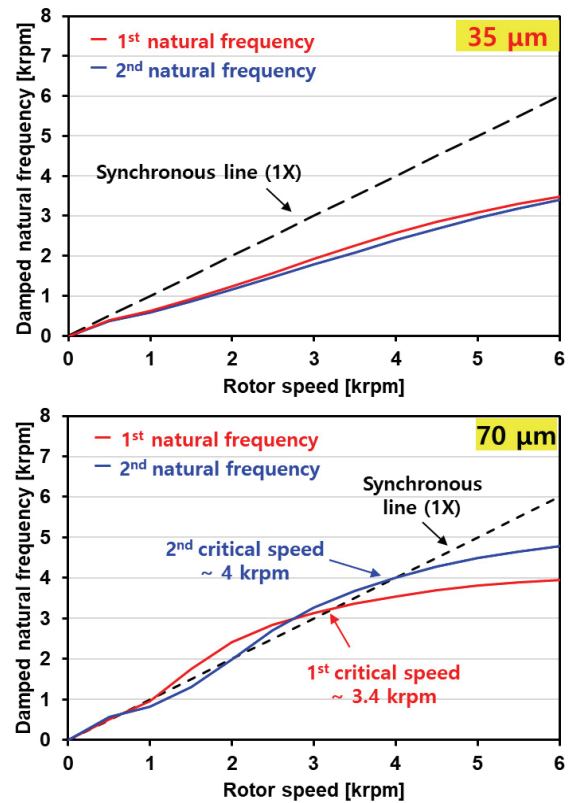


Fig. 6 Predicted damped natural frequency map versus rotor speed for rotor-WJBs system

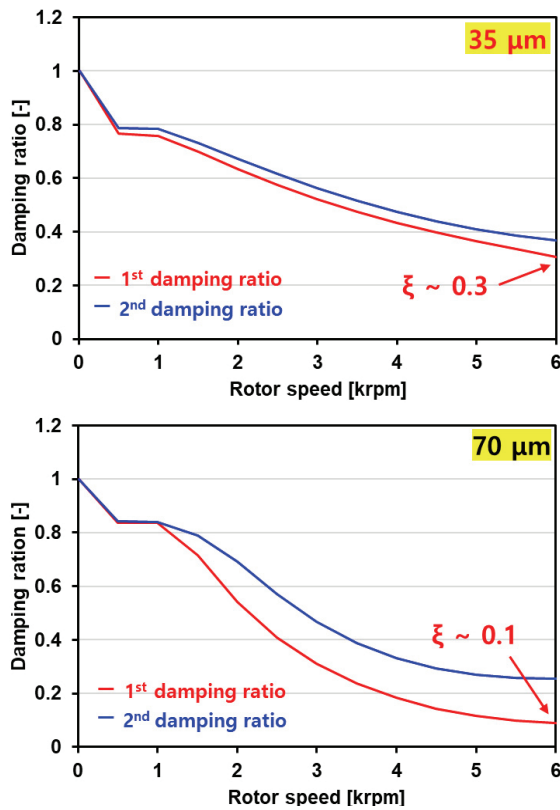


Fig. 7 Predicted damping ratio versus rotor speed for rotor-WJBs system

가 감소하는 특성에 의한 것으로 사료되며, 특히 최대 간극 70 μm , 최대 속도 6 krpm에서 감쇠비가 약 0.1까지 감소하여 저감쇠 시스템(low damped system)으로 간주된다.

4. 회전체동역학 성능 시험 및 고찰

실험은 정지 상태에서 공급 압력 1.5 bar로 상온 20 $^{\circ}\text{C}$ 의 물을 먼저 주입한다. 이후 터빈에 공급되는 공기의 압력을 높여가며 회전속도를 증가시켜 일정한 회전속도에 도달시켰다. 해당 속도에서 불평형질량에 의한 회전동기주파수 응답 변위를 측정하였으며, 간극 별로 동일한 실험을 수행하였다. 진동 신호는 샘플율(sampling rate) 5120 sample/s, 샘플 수 4096개, 주파수 해상도 1.25 Hz로 수집하였다. 와전류 변위 센서의 분해능은 0.3 μm 이며, 회전 동기 주파수 응답 진폭의 반복 측정 편차는 약 $\pm 7\%$ 이내로 나타났다. 실험 조건은 Table 2와 동일하게 하여 해석 결과와 비교하였다.

Fig. 8은 간극 별 회전속도 증가에 따른 회전동기주파수 (1X)의 수평, 수직 진동 응답을 축 궤도(orbit) 형상으로 보여준다. 실험은 1 krpm에서 6 krpm까지 1 krpm 간격으로 회전속도를 증가시키며 변위를 측정하였다. 간극 35 μm 의 경우 모든 회전속도에서 약 1 μm 이내의 작은 변위를 보인 반면, 간극 70 μm 의 경우 회전속도 증가에 따라 점차 변위가 커지는 경향을 보이며 최대 약 4 μm 까지 증가하였다.

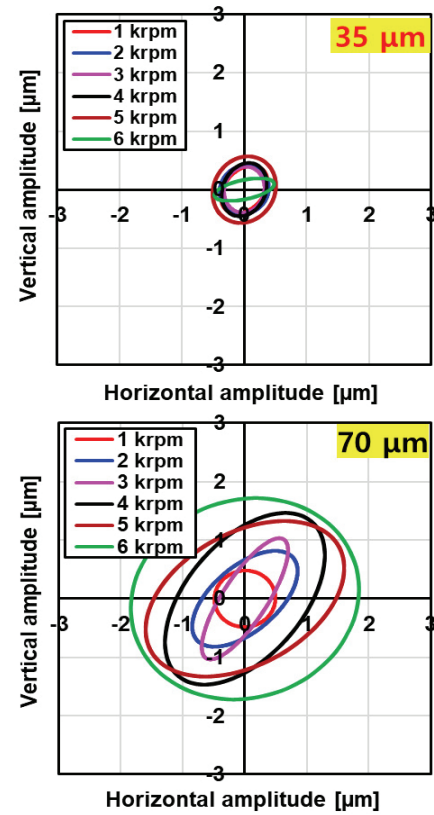


Fig. 8 Orbit of synchronous frequency for bearing radial clearance 35, 70 μm

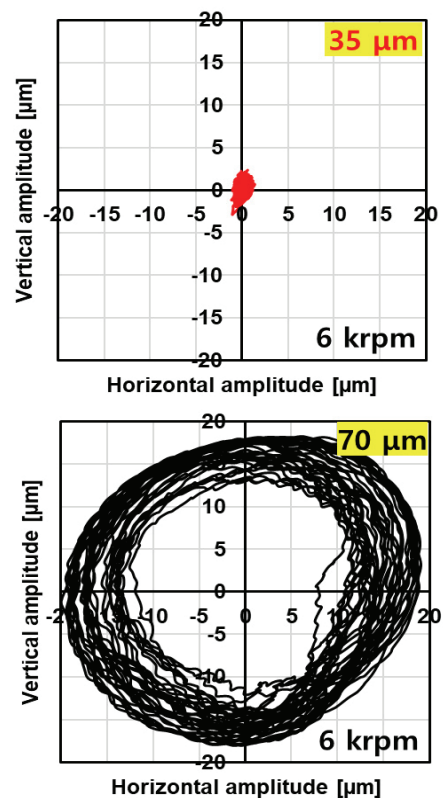


Fig. 9 Overall orbit at 6 krpm for bearing radial clearance 35, 70 μm

Fig. 9와 Fig. 10은 최대속도 6 krpm에서의 전주파수 (overall) 측 궤도 형상과 측정된 진동응답의 고속 푸리에 변환(fast fourier transform, FFT) 결과를 간극 별로 보여준다. 간극이 35 μm 에서 70 μm 로 증가하며 전주파수 측 궤도 진폭이 급격하게 증가함을 보인다. 간극 35 μm 에서는 회전 동기주파수(1X) 성분이 지배적으로 나타나며, 5 μm 이내의 작은 진폭을 보인다. 하지만, 간극이 70 μm 으로 증가함에 따라 회전비동기주파수(0.5X) 성분이 급격하게 증가하며 각각 약 40 μm 의 큰 진폭을 보인다. 이는 Fig. 7의 해석 결과와 같이 간극이 증가함에 따라 6 krpm에서의 감쇠비가 0.1 ~ 0.2 수준으로 감소하여 저감쇠 시스템이 되기 때문이다.

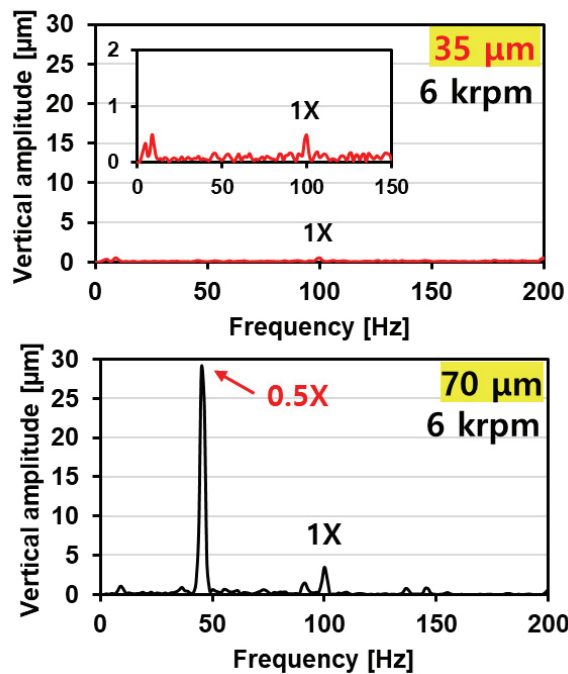


Fig. 10 Fast fourier transform (FFT) at 6 krpm for bearing radial clearance 35, 70 μm

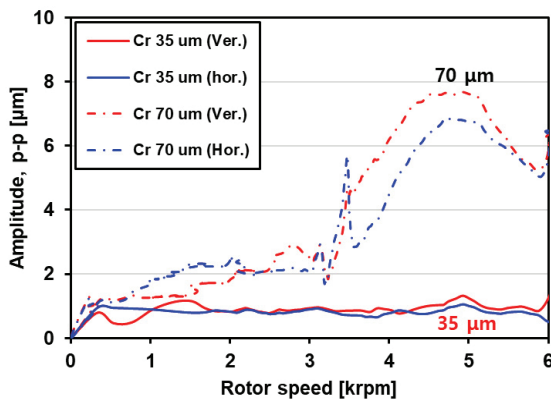


Fig. 11 Amplitude of synchronous frequency versus rotor speed for increasing bearing clearance 35, 70 μm

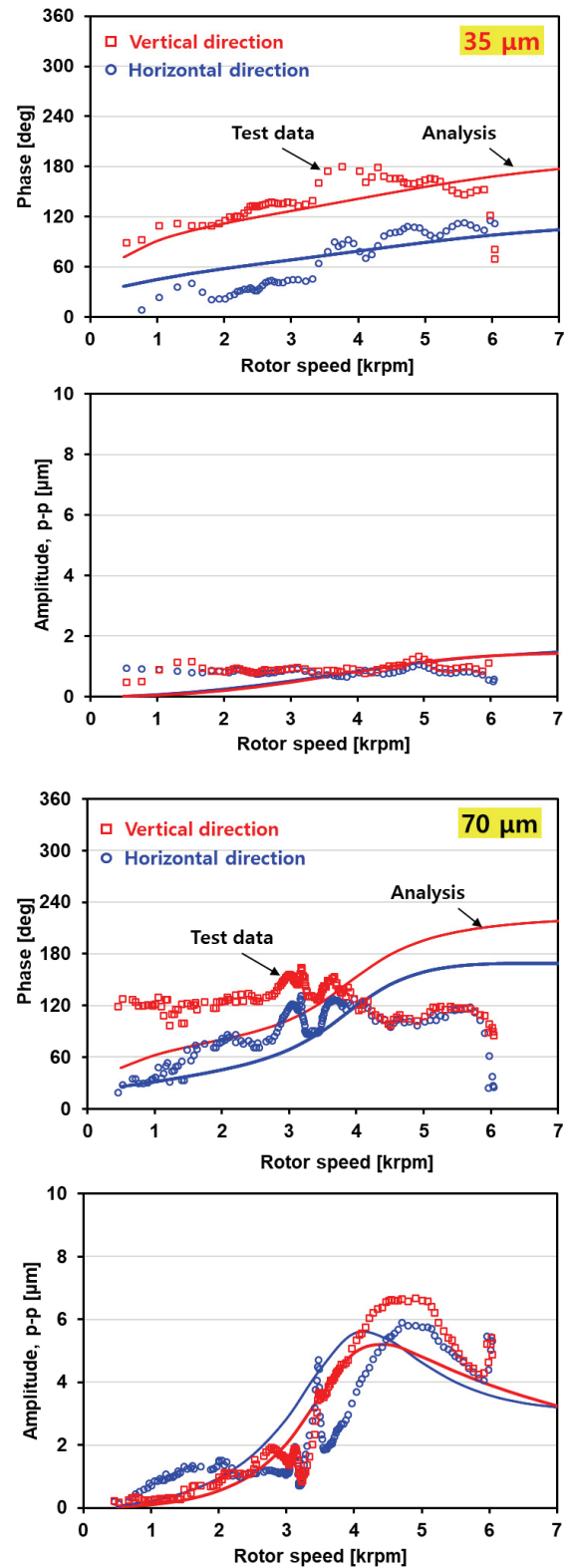


Fig. 12 Amplitude of synchronous frequency and phase versus rotor speed compared test data and analysis

Fig. 11은 회전속도에 따른 회전동기주파수 응답 진폭 성분을 간극 증가에 따라 보여준다. 일반적으로 회전속도 증가

에 따라 불평형질량에 의한 진폭이 커지며, 특히 간극이 증가하면서 약 4~5 krpm에서 진폭 피크가 증가하는 경향이 뚜렷하게 보인다. 이는 Fig. 7의 해석 결과에서 간극이 증가함에 따라 감쇠비가 감소하여 베어링 감쇠 성능이 저하되었기 때문으로 사료된다.

Fig. 12는 간극 별 회전속도에 따른 회전동기주파수 응답 진폭과 위상각(phase angle) 실험 결과를 해석과 비교하여 나타내었다. 일반적으로 회전속도가 증가함에 따라 불평형질량에 따른 진폭 응답이 커지고 위상각이 약 180°만큼 서서히 변하는 것을 확인할 수 있다. 특히 간극 70 μm 조건에서는 3.5 krpm 부근에서 진폭이 급격히 증가하는 경향이 나타났다. 이는 해석 모델에서 예측된 1차 위험속도와 잘 일치하는 결과로, 해석 모델이 위험속도 발생 위치를 적절히 예측함을 의미한다. 실험 결과 수직과 수평 방향의 진폭은 거의 동일한 수준이고, 위상 차이는 서로 약 90°이다. 모든 간극에서 위험속도 구간에서의 응답 변위 수준과 피크 위치, 위상 변화는 실험과 해석이 잘 일치함을 보여 예측 정확성을 검증하였다.

5. 결 론

본 논문에서는 수윤활 저널 베어링으로 지지되는 로터 시스템의 회전체동역학 성능 규명을 위한 실험 장치를 개발하였으며, 이를 통해 베어링 윤활 간극에 따른 축계 진동 응답을 측정하고 해석 모델과 비교 검증하였다.

- 1) 해석 결과, 회전속도 및 윤활 간극 증가에 따라 감쇠비가 감소하여 회전체 불안정성이 높아진다.
- 2) 윤활 간극 증가에 따라 베어링 감쇠 성능이 저하되어 위험속도 구간에서 불평형질량에 의한 진동 응답(1X) 진폭이 증가하며, 비동기주파수(0.5X) 성분이 지배적으로 발생하였다. 이는 해석과 비교하였을 때 잘 일치하였다.
- 3) 윤활 간극이 작을수록 직접 강성 및 감쇠가 증가하여 고유진동수 증가 및 회전체 안정성이 향상됨을 실험과 해석을 통해 검증하였다.

후 기

본 연구는 현대엔지니어(주)가 지원하는 “연료전지용 물펌프 플랜지 베어링 성능 개선을 위한 설계인자 최적화 기술 개발” 산학과제와 2025년도 산업통상자원부의 재원으로 한국 에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 “AI/ICT 기반 가변형 유체기기 설계, 상태진단을 위한 기반 플랫폼 기술 및 운영관리 시스템 개발” 연구과제(2021202080026D)의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- (1) Xie, Z., Jiao, J., Yang, K., and Zhang, H., 2023, “A state-of-art review on the water-lubricated bearing,” *Tribology International*, Vol. 180, No. 108276.
- (2) Hayashi, T., and Satoru, F., 2007, US Patent No. 7290937.
- (3) Ghani, Noori, S., Alithari, A. S., and Hasan, H. S., 2024, “A review: Enhancing tribological properties of journal bearings composite materials,” *Open Engineering*, Vol. 14, No. 1, 20240047.
- (4) Hong, S. H., 2024, “Improvement of lubrication performance in misaligned journal bearings using grooves and rubber under large impact loads,” *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 1~16.
- (5) Ahmed, O., El-Sayed, T. A., and Sayed, H., 2024, “A Comparative Study of Theoretical and Experimental Analysis on Balanced and Unbalanced Rotors Supported by Oil-and Water-Lubricated Journal Bearings,” *Machines*, Vol. 12, No. 10, 675.
- (6) Wang, L., and Xu, H., 2016, “Experimental Study on the Dynamic Performance of a New High Speed Spindle Supported by Water-Lubricated Hybrid Bearing,” *Shock vib.*, Vol. 1, 8297834.
- (7) Xie, Z., Jiao, J., and Feng, M., 2023, “Theoretical and Experimental Study on Fluid-Structure Acoustic Coupling Dynamics of a New Water Lubricated Bearing,” *Tribol. Int.*, Vol. 177, 107982.
- (8) Ren, T., and Feng, M., 2023, “Theoretical and Experimental Study on the Stability of Water Lubricated High Speed Journal Bearing with Lobe Pockets,” *Tribol. Int.*, Vol. 187, 108665.
- (9) Xie, Z., Rao, Z. S., Ta, N., and Liu, L., 2016, “Investigations on Transitions of Lubrication States for Water Lubricated Bearing. Part I: Determination of Friction Coefficients and Film Thickness Ratios,” *Ind. Lubr. Tribol.*, Vol. 68, No. 3, pp. 404~415.
- (10) Liu, Y., Gao, G., Yin, Z., Jiang, D., and Ding, N., 2021, “The Design of Eccentricity Ratio, Relative Clearance and Length-to-Diameter Ratio of Water-Lubricated Journal Bearings under Different Working Conditions,” *J. Phys.:Conf. Ser.*, Vol. 1948, No. 1, 012100.
- (11) Majumdar, B. C., Pai, R., and Hargreaves, D. J., 2004, “Analysis of water-lubricated journal bearings with multiple axial grooves,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol. 218, No. 2, pp. 135~146.
- (12) Zhao, Z., and Zhang, R., 2020, “Theoretical and experimental analysis of a water-lubricated rubber journal bearing with a large aspect ratio,” *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 72, No. 6, pp. 797~803.