

정압 베어링을 적용한 수소 액화 공정용 터보 팽창기 개발

이동현^{1*} · 김병욱¹ · 박무룡² · 임형수²

¹한국기계연구원 시스템다이내믹스연구실 책임연구원

²한국기계연구원 에너지변환기계연구실 책임연구원

Development of Turbo Expanders with Hydrostatic Bearings for Hydrogen Liquefaction Plants

Donghyun Lee^{1*}, Byungock Kim¹, Mooryong Park² and Hyungsoo Lim²

¹Senior Researcher, Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

²Senior Researcher, Dept. of Energy Conversion, Korea Institute of Machinery and Material

(Received May 17, 2021 ; Revised June 8, 2021 ; Accepted June 9, 2021)

Abstract – This paper presents a hydrostatic bearing design and rotordynamic analysis of a turbo expander for a hydrogen liquefaction plant. The turbo expander includes the turbine and compressor wheel assembled to a shaft supported by two hydrostatic radial and thrust bearings. The rated speed is 75,000 rpm and the rated power is 6 kW. For the bearing operation, we use pressurized air at 8.5 bar as the lubricant that is supplied to the bearing through the orifice restrictor. We calculate the bearing stiffness and flow rate for various gauge pressure ratios and select the orifice diameter providing the maximum bearing stiffness. Additionally, we conduct a rotordynamic analysis based on the calculated bearing stiffness and damping considering design parameters of the turbo expander. The predicted Cambell diagram indicates that there are two critical speeds under the rated speed and there exists a sufficient separation margin for the rated speed. In addition, the predicted rotor vibration is under 1 μm at the rated speed. We conduct the operating test of the turbo expander in the test rig. For the operation, we supply pressurized air to the turbine and monitor the shaft vibration during the test. The test results show that there are two critical speeds under the rated speed, and the shaft vibration is controlled under 2.5 μm .



© Korean Tribology Society 2021. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License(CC BY, <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction of the work in any medium, provided the original authors and source are properly cited.

Keywords – hydrostatic bearing(정압베어링), turbo expander(터보팽창기), orifice(오리피스), hydrogen liquefaction(수소액화)

Nomenclature

A_o : Orifice curtain area (m^2) (오리피스 단면적)

C : Radial clearance (m) (베어링 간극)

C_d : Discharge coefficient (오리피스 계수)

H : Dimensionless film thickness (무차원 윤활막두께)

h : Film thickness (m) (윤활막 두께)

k : Specific heat ratio (비열비)

L : Bearing length (m) (베어링 길이)

m_s : Mass flow rate (kg/s) (질량 유량)

P : Dimensionless pressure (무차원 압력)

p : Pressure (bar) (압력)

*Corresponding author: Donghyun Lee

Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7098

E-mail: donhyun2@kimm.re.kr

<https://orcid.org/0000-0001-6469-2569>

- p_a : Ambient pressure (bar) (대기압)
 p_s : Supply pressure (bar) (공급압력)
 R : Bearing radius (m) (베어링 반경)
 R_g : Gas constant (J/kgK) (가스 상수)
 T : Temperature (K) (온도)
 t : Time (s) (시간)
 m : Viscosity of lubricant (Pas) (윤활제 점도)
 w : Rotating speed (rad/s) (회전속도)
 ω : Whirling speed (rad/s) (휨링속도)
 q : Circumferential coordinate (rad) (원주방향 좌표)

1. 서 론

최근 전세계적으로 온실가스에 의한 환경문제가 부각되면서 선진국들을 중심으로 온실가스 감축을 위한 신재생 에너지 확대 노력이 강화되고 있다. 그러나, 신재생 에너지의 경우 전력생산이 외부 환경에 큰 영향을 받기 때문에 필요한 부하 변동에 따라 전력 생산량을 조절할 수 없는 단점을 가지고 있다. 따라서, 이러한 신재생 에너지의 간헐성 극복을 위해서 대용량의 에너지 저장 매체가 필요하며 이를 위해 액체수소가 많은 관심을 받고 있다. 액체수소는 동일 압력에서 기체수소 대비 800배의 체적 에너지 밀도를 가지며, 저장 및 수송이 용이하고, 저온 저장으로 고압 기체수소에 비해 폭발 위험성이 낮은 장점이 있다. 따라서, 현재 선진국들을 중심으로 수소 액화 플랜트 기술에 대한 연구가 진행 중이며, 국내에서도 관련 연구가 진행 중이다.

수소 액화 공정에서 수소를 저온 조건으로 만드는 핵심 기자재로서 터보 팽창기가 사용된다. 터보 팽창기는 작동유체를 저온으로 팽창시킬 뿐만 아니라, 유체로부터 얻은 에너지를 활용하여 발전기나 압축기를 구동하는데 활용되기도 한다. 이러한 수소 액화용 터보 팽창기는 일반적으로 -200°C 이하의 극저온 환경에서 작동되며, 수만 rpm의 고속으로 회전하도록 설계되므로 높은 신뢰성을 가지는 베어링 적용이 무엇보다 중요하다. 따라서, 고속 회전 시 마찰 손실이 적고 높은 강성으로 인해 안정성이 우수한 기체 정압베어링이 터보 팽창기용 베어링으로 적용되고 있다.

기체 정압베어링에 관한 선행 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Fleming 등은 반경방향 하중 없는 동심 상태에서 운전되는 Orifice형 2열 정압베어링에 대한 수치해석을 통해 포켓의 부피가 안정성에 미치는 영향을 연구하였다[1]. 또한, 후속 연구에서 불균형 질량을 이용한 실험을 바탕으로 정압베어링의 강성과 감쇠를 측정하였으

며, 공급압 증가에 따라 베어링 강성이 증가함을 확인하였다[2]. Chen 등은 수치해석을 통해 정압베어링의 설계 변수가 성능에 미치는 영향을 예측하였으며, 실험을 통해 수치해석 결과의 타당성을 입증하였다[3]. Belforte 등은 고속 스피들용 정압베어링에 대한 수치해석을 수행하여 성능을 예측하였으며, 실험을 통해 베어링의 강성을 측정하였다[4]. Xiao 등은 정압베어링에 대한 수치해석을 통해 높은 편심율과 고속 회전 조건에서는 동압 효과가 정압 효과에 비해 베어링 성능에 미치는 영향이 지배적임을 보였다[5]. Otsu 등은 급기홀 위치에 원주방향 Groove 적용시 베어링 강성을 향상시킬 수 있음을 해석을 통해 보였다[6]. Yang 등은 3가지 형태의 급기홀 배열에 대한 성능비교를 통해 급기홀 배열에 따른 최적 설계 변수가 존재함을 보였으며[7], 후속 연구를 통해 Orifice 형태가 안정성에 미치는 영향을 해석을 통해 예측하였다[8]. Kim 등은 여러 설계 변수에 따른 정압베어링 성능 해석을 수행하여, 강성이 최대가 되는 급기 계수가 존재함을 보였으며, 강성과 감쇠가 최대가 되는 조건은 동일하지 않음을 보였다[9]. Lim 등은 원형 및 비원형 정압베어링의 안정성에 대한 수치 해석을 수행하였으며, 베어링 수 변화에 따라 가장 높은 안정성을 가지는 베어링을 예측하였다[10].

상기의 Orifice restrictor 정압베어링에 대한 연구들 외에 Slot restrictor를 적용한 정압베어링에 대한 연구도 활발히 이루어졌다. Rowe 등은 Slot restrictor 정압베어링에 대해 하중 지지능력이 최대가 되는 게이지 압력비가 존재함을 해석을 통해 보였다[11]. Stout는 Slot restrictor 베어링과 Orifice restrictor 베어링의 비교를 통해 편심율이 작은 경우에는 Orifice restrictor 베어링의 하중지지능력이 우수함을 보였으며[12], Yoshimoto 등은 원형 Slot restrictor 베어링의 하중지지능력이 분할형 Slot restrictor 베어링과 유사함을 해석을 통해 증명하였다[13]. Tawfik 등은 최소 동력소모 관점에서 Slot restrictor 정압베어링의 최적 설계변수를 제안하였다[14]. Yoshimoto 등은 원형 Slot restrictor 베어링에 대해 Restrictor 출구에서 유체의 급격한 방향 변화가 안정성에 미치는 영향을 연구하였다[15]. Park 등은 원주방향으로 균일하지 않은 Slot 두께를 가진 베어링이 균일한 두께의 Slot을 가진 베어링에 비해 높은 안정성을 보임을 해석과 실험을 통해 입증하였다[16].

상기와 같이 그동안 기체 정압베어링의 설계 및 성능 예측에 대한 많은 연구들이 이루어져 왔으며, 이를 바탕으로 기체 정압베어링은 다양한 산업용 고속 회전기계에 성공적으로 적용되어왔다. 그러나, 현재까지 극저온

환경에서 고속으로 운전되는 터보 팽창기용 정압베어링에 대한 연구가 많이 이루어지지 않았다. 또한, 수소 액화용 터보 팽창기는 현재 일부 선진국에서만 관련 기술을 보유하고 있으며, 아직 국내에서 상용화된 사례가 없다. 본 연구는 수소 액화용 터보 팽창기 국산화 개발에 관한 것으로 터보 팽창기용 기체 정압베어링 설계와 제작된 터보 팽창기의 상온 구동시험 결과에 대해 기술하였다.

2. 연구방법 및 내용

2-1. 터보 팽창기

Fig. 1은 본 논문의 해석 대상인 수소 액화용 터보 팽창기의 구성도이다. 터보 팽창기의 정격속도는 75,000 rpm이며, 작동 유체의 온도를 낮추는 역할을 하는 터빈 임펠러와 부하 조절용 압축기 임펠러가 회전축 양쪽에 조립된 구조를 가진다. 회전축을 지지하는 베어링은 반경방향 하중 지지를 위한 2개의 레디얼 베어링과 축방향 하중 지지를 위한 1쌍의 스러스트 베어링으로 구성되며, 스러스트 베어링이 레디얼 베어링 중간에 위치해 있다. 터보 팽창기의 회전축은 Fig. 1과 같이 수직 방향으로 설치되며, 회전축의 무게는 스러스트 베어링에 의해 지지되는 구조를 가진다.

Fig. 2는 레디얼 정압베어링의 개략도를 나타낸다. 베어링에는 외부에서 가압된 압축 공기가 공급되며, 공급

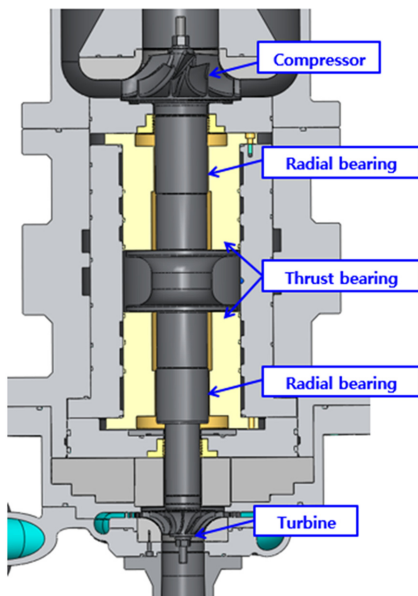


Fig. 1. Schematic of the turbo expander.

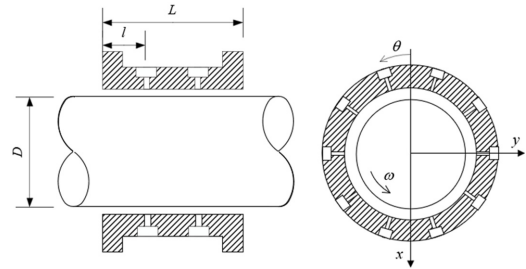


Fig. 2. Illustration of the hydrostatic radial bearing.

Table 1. Design parameters for hydrostatic radial bearing

Properties	Symbol	Unit	Value
Diameter	D	mm	33
Length	L	mm	60
Rotating speed	ω	rpm	75,000
Discharge coefficient	C_d	-	0.8
Operating temperature	T	°C	20
Orifice number	-	EA	16
Supply pressure	p_s	bar	8.5

압력은 8.5 bar이다. 외부에서 공급된 압축 공기는 급기홀에 가공된 Orifice restrictor를 통해 감압되어 베어링 내부로 공급되며, 급기홀은 축방향으로 2열이 가공되며, 원주방향으로 등 간격으로 배열된다. 또한, 베어링 내부로 공급된 압축공기가 외부로 배출될 수 있도록 유로가 가공되어 있다. 레디얼 베어링의 기타 다른 설계 변수는 Table 1에 기술하였다.

2-2. 베어링 성능 해석 이론

기체 정압베어링이 정상상태에서 운전될 때 베어링 압력은 식(1)과 같은 압축성 유체에 대한 Reynolds 방정식을 통해 계산할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Lambda PH - PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) + 2\Lambda v \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) = \frac{M_s}{\Lambda \theta \Delta Z} \quad (1)$$

식 (1)에서 사용된 무차원 변수들은 식 (2)와 같이 정의된다.

$$\theta = \frac{x}{R}, Z = \frac{z}{R}, P = \frac{p}{p_s}, P_s = \frac{p_s}{p_a}, H = \frac{h}{C}, \tau = \omega_s t, \Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2, v = \frac{\omega_s}{\omega}, M_s = \frac{12\mu R_g T \dot{m}}{p_a^2 C^3} \quad (2)$$

이때, Orifice를 통해 공급되는 무차원 유량은 등엔트로피 가정으로부터 계산되며, 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_s = \Gamma_s P_s H \Phi \tag{3}$$

여기서 Γ_s 는 급기 계수로서 식(4)와 같이 표현된다.

$$\Gamma_s = \frac{12\mu C_d A_o \sqrt{R_g T}}{p_a C^2} \tag{4}$$

또한, Orifice함수 Φ 는 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\Phi = \left[\frac{2k}{k-1} \left(\left(\frac{P}{P_s} \right)^{2/K} - \left(\frac{P}{P_s} \right)^{(k+1)/k} \right) \right]^{1/2}, \frac{P}{P_s} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\Phi = \left(\frac{2k}{k+1} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)}, \frac{P}{P_s} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{5}$$

식(1)의 Reynolds 방정식을 풀기 위한 경계조건은 아래와 같다.

$$P(\theta, 0) = P(\theta, L) = P_0$$

$$P(\theta, z) = P(2\pi + \theta, z) \tag{6}$$

상기의 지배 방정식을 통해 베어링 성능 해석을 수행하였으며, 베어링의 강성, 감쇠는 식(1)로부터 섭동법을 통해 유도된 지배방정식을 사용하여 계산하였다[17]. 수치해석은 유한요소법을 사용하여 수행하였으며, 원주방향과 축방향으로 60 × 40개의 격자를 사용하였다.

2-3. 회전체 동역학 해석

Fig. 3은 터보 팽창기의 진동 특성 예측을 위한 회전체 동역학 해석 모델을 나타낸다. 회전축은 Euler-Bernoulli beam 요소로 모델링하였으며, 터빈과 압축기 임펠러는 모두 등가 질량으로 모델링하였다. 해석 모델에서 각각

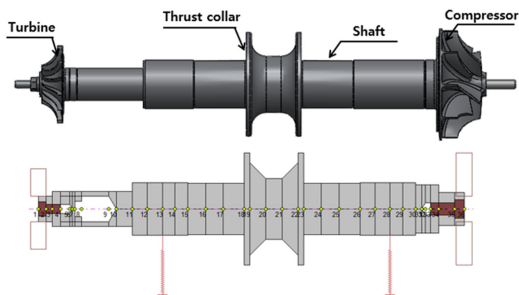


Fig. 3. Rotordynamic analysis model for turbo expander.

의 노드는 2개의 병진 자유도와 2개의 회전 자유도를 가진다. 레디얼 베어링의 강성, 감쇠는 2.2절의 해석 이론을 통해 계산된 결과를 적용하였다. 회전체 동역학 해석 모델 구성 및 해석은 상용 프로그램인 DYROBES를 사용하여 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 오리피스 직경 결정

터보 팽창기용 레디얼 베어링의 Orifice restrictor 급기홀 직경을 결정하기 위해, 게이지 압력비에 따른 베어링 강성과 소비 유량을 계산하였다. 터보 팽창기는 Fig. 1과 같이 수직방향으로 설치되기 때문에 회전축은 베어링에 대해 동심 상태에서 운전되며, 회전속도는 정격속도인 75,000 rpm인 경우에 대해 해석을 수행하였다.

Fig. 4는 게이지 압력비에 따른 베어링 강성과 소비 유량을 나타낸다. Fig. 4(a)의 베어링 강성은 Fig. 2의 좌표

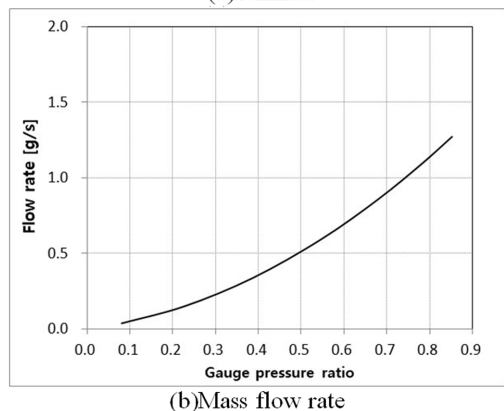
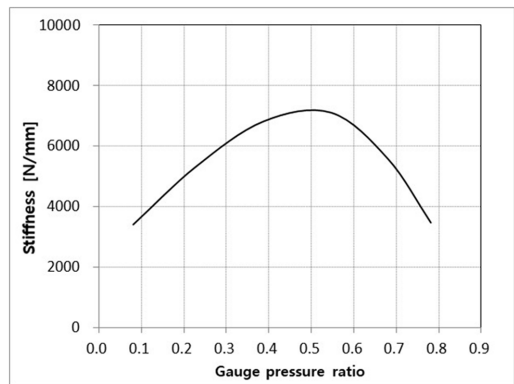


Fig. 4. Stiffness & mass flow rate for various gauge pressure ratio.

계에서 수직방향 강성인 k_{xx} 를 나타내며, 동심 상태에서 계산되었기 때문에 수직방향과 수평방향 강성은 동일하다. 해석 결과를 통해 볼 수 있듯이 강성이 최대가 되는 게이지 압력비가 존재함을 확인할 수 있다. 본 해석에서는 게이지 압력비 0.55 부근에서 강성이 최대로 예측되었으며, 이때의 Orifice 직경을 설계 변수로 선택하였다. 또한, 소비유량은 게이지 압력비 증가에 따라 증가하는 결과를 보였으며, 설계점으로 결정된 Orifice 직경에서 유량은 0.6 g/s로 예측 되었다. 상기 유량은 베어링 구동용 압축기 용량을 고려할 때 큰 문제 없이 운전될 수 있을 것으로 예측되었다.

3-2. 베어링 성능해석

Fig. 5는 회전축의 회전속도가 75,000 rpm일 경우 예측된 레디얼 베어링의 압력분포를 나타낸다. 회전축은 베어링과 동심 상태에서 운전되므로 원주방향으로 주기적인 압력분포를 가지는 것으로 나타났다. 또한 급기홀에서의 최대 압력은 5 bar 수준으로 예측되었다.

Fig. 6은 레디얼 베어링의 편심을 변화에 대한하중 지지능력 예측 결과를 나타낸다. 편심을 증가에 따라 베어링의 하중지지능력은 증가하는 결과를 보이며, 편심을 0.5 이하에서 하중지지능력은 편심율에 비례해서 증가하는 경향을 보였다. 또한 설계된 베어링은 편심율이 0.5인 경우 하중지지능력이 250 N으로 예측되었다.

Fig. 7은 회전속도에 따른 베어링의 강성, 감쇠해석 결과를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 회전축이 동심 상태에서 운전되기 때문에 수직방향 강성, 감쇠는 수평방향 강성, 감쇠와 모든 속도에서 동일하게 나타났다. 또한, 회전속도가 작을 때는 윤활면의 상대운동에 의한 동압 발생이 적으므로 강성 및 감쇠의 연성 향이 매우 작게 나타났으며, 회전속도 증가에 따라 강성 및 감쇠의 연성향이 점차 증가하였다. 특히, 강성의 연성향은 Skew symmetric

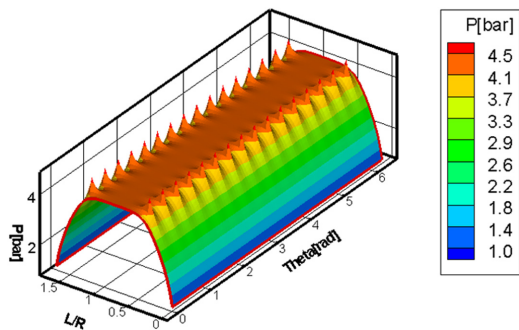


Fig. 5. Pressure distribution for the hydrostatic bearing.

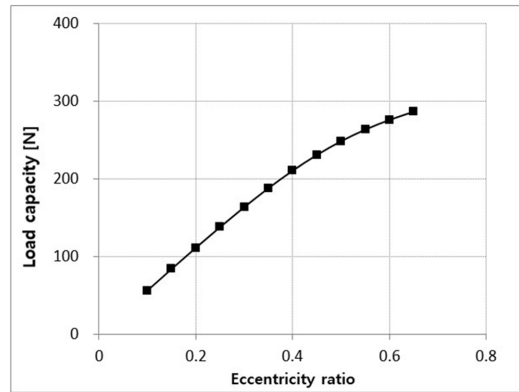
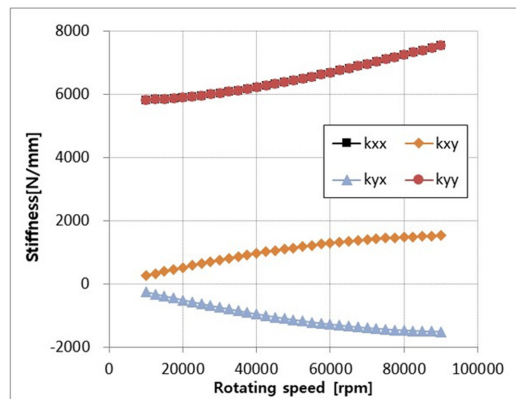
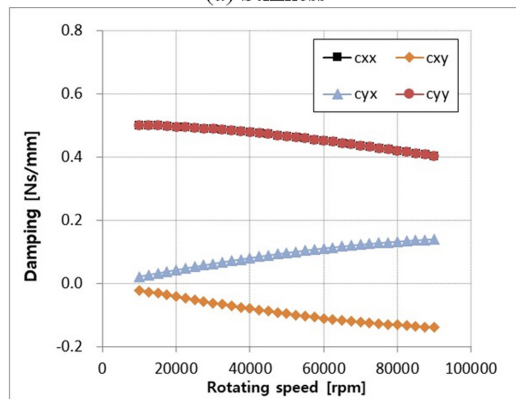


Fig. 6. Eccentricity ratio versus load capacity.



(a) Stiffness



(b) Damping

Fig. 7. Stiffness and damping of the bearing.

형태로 나타났으며, 따라서 회전속도 증가에 따라 베어링에 의한 불안정성이 증가함을 유추할 수 있었다. 그러나, 강성과 감쇠 모두 직접향이 연성향에 비해 모든 회전속도에서 매우 크게 나타났다.

3-3. 회전체 동역학 해석 결과

Fig. 8은 터보 팽창기의 회전체 동역학 해석 결과를 나타낸다. Fig. 8(a)의 Campbell 선도에서 볼 수 있듯이 터보 팽창기의 정격 속도는 75,000 rpm이므로 2개의 강제 모드를 지나 운전될 것으로 예측되었다. 또한, 굽힘 모드와 관련된 위험 속도는 110,000 rpm으로 예측되어 정격속도와와의 분리 여유가 30% 이상으로 충분한 여유가 있음을 확인할 수 있었다. 강제 모드와 관련된 모드 형상은 모두 코니컬 모드로 예측되었으며, 압축기측 변위가 큰 위험 속도와 터빈측 변위가 큰 위험 속도는 각각 25,000 rpm, 28,000 rpm에서 나타날 것으로 예측되었다.

Fig. 8(b)는 회전체 동역학 해석을 통해 예측된 불균형 질량 응답 해석 결과를 나타낸다. 해석시 터빈 임펠러와 압축기 임펠러가 위치한 노드에는 ISO G2.5 등급에 해당하는 불균형 질량을 부여하였으며, 위상은 Out of phase인 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 해석 결과에 표기한 변위는 터빈과 압축기 측 레디얼 베어링 근처 회전축 변위이다.

해석결과 압축기 베어링 측 회전축 진동은 25,000 rpm에서 최대이며, 터빈 베어링 측 회전축 진동은 28,000 rpm에서 최대가 되었다. 최대 변위가 나타난 회전속도는 Fig.

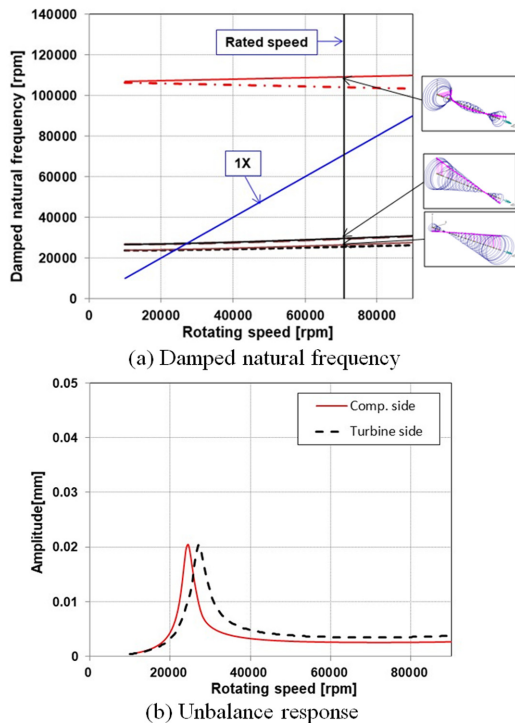


Fig. 8. Rotordynamic analysis results.

8(a)에서 예측된 강제 모드와 관련된 위험 속도들이며, 최대 변위는 모두 20 μm 수준으로 나타났다. 또한, 정격속도인 75,000 rpm에서의 진동은 터빈 및 압축기 측 모두 5 μm 이하로 예측되어 선정된 회전축과 베어링 설계안에 큰 문제가 없을 것으로 판단되었다.

3-4. 터보 팽창기 구동시험

Fig. 9는 실제 제작된 터보 팽창기와 구동 시험을 위한 테스트 리그를 나타낸다. 현재 극저온 시험을 위한 설비 구축이 완료되지 않은 상황이기 때문에 구동시험은 상온의 공기를 이용하여 수행하였다. 터빈 구동을 위해 외부에서 가압된 공기가 터빈 임펠러로 공급되며, 터빈으로 공급되는 공기의 유량 조절을 통해 회전속도를 증가 시키며 시험을 수행하였다. 구동 시험 중 회전축 진동 측정을 위해 압축기 측과 터빈 측 레디얼 베어링 근처에 변위센서를 설치하였다.

Fig. 10은 구동 시험 중 측정된 회전축 진동에 대한 Waterfall plot이다. 그림을 통해 볼 수 있듯이 정격 속도인 75,000 rpm 까지 회전 속도와 동기된 1X 진동이 가장 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 압축기 베어링 측 회전축 진동은 27,000 rpm에서 최대로 나타났으며, 이때 최대 진폭은 2.5 μm 수준으로 나타났다. 또한, 터빈 측 베어링 회전축 진동은 32,000 rpm에서 최대가 되었으며, 최대 진폭은 2.2 μm 수준으로 나타났다.

구동시험을 통해 확인한 위험속도는 Fig. 8에서 예측된 위험 속도보다 10~15% 높게 나타났으며, 상기 오차는 베어링 제작시의 가공 오차나 회전축 모델링시의 오

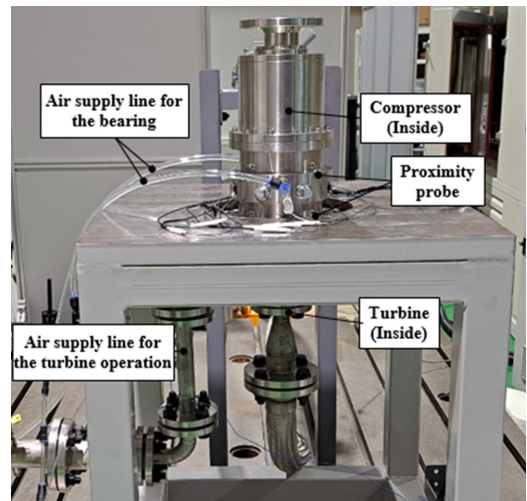


Fig. 9. Test rig for the turbo expander.

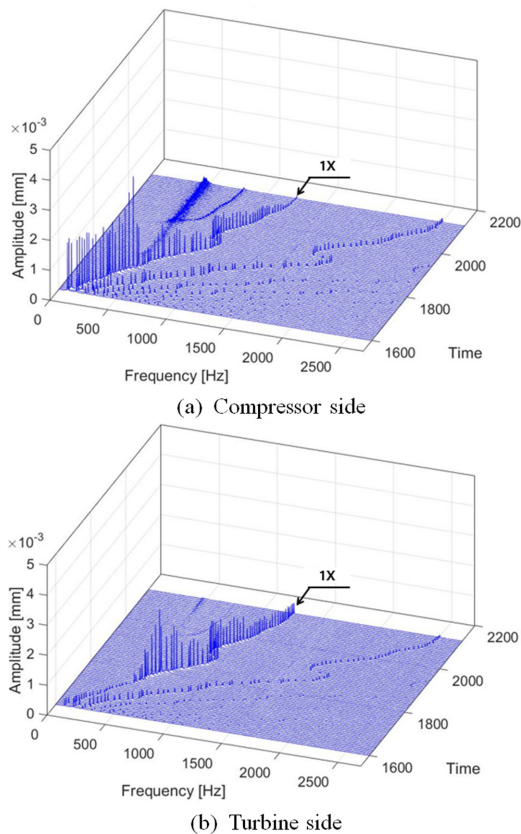


Fig. 10. Rotor vibration measurement results.

류에 기인할 것으로 판단된다. 또한, 정격속도에서의 회전축 진동 진폭은 $1\ \mu\text{m}$ 이하로 안정적으로 나타났다. 또한, 압축기측 베어링에서는 52,000 rpm 이상에서 Sub-synchronous 진동이 관찰되었지만, 진폭은 $0.5\ \mu\text{m}$ 이하로 유지됨을 확인할 수 있었다. 상기 Sub-synchronous 진동은 회전속도와 동기 된 1X 주파수 이하에서 나타나는 진동으로 베어링 불안정성에 의해 나타나는 자려 진동으로 판단된다. Sub-synchronous 진동은 압축기 측 베어링에서 좀 더 지배적으로 관찰되었으며, 27,000 rpm에서 관찰된 위험속도와 관련된 모드로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 수소 액화용 터보 팽창기 국산화 개발을 위해 터보 팽창기용 기체 정압베어링 성능 해석 및 회전체 동역학 해석을 수행하였으며, 제작된 터보 팽창기에 대한 구동시험을 통해 회전축 진동을 계측하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 터보 팽창기의 운전 조건에서 레디얼 베어링 강성이 최대가 되는 Orifice 직경을 설계 변수로 선정하였으며, 설계된 베어링의 하중 지지능력은 250 N으로 예측되었다.

2. 회전체 동역학 해석결과 터보 팽창기의 정격속도 아래에는 2개의 위험속도가 존재할 것으로 예측되었으며, 굽힘모드 위험속도와 정격속도는 30% 이상의 분리 여유가 있을 것으로 예측되었다.

3. 터보 팽창기에 대한 상온 구동시험을 수행하여 정격속도까지 안정적으로 구동함을 확인하였으며, 계측된 회전축의 최대 진동은 $2.5\ \mu\text{m}$ 이하로 나타났다.

Acknowledgements

본 연구는 국토교통과학기술진흥원의 “상용급 액체수소 플랜트 핵심기술 개발사업”의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.(No. 19IHTP-B151621-01-000000)

References

- [1] Fleming, D. P., Cunningham, R. E. and Anderson, W. J., “Zero-Load Stability of Rotating Externally Pressurized Gas-Lubricated Journal Bearings”, *J. Lub. Tech.*, Vol.92, pp.325-334, 1970.
- [2] Fleming, D. P., Thayer, W. J. and Cunningham, R. E., “Dynamic Stiffness and Damping of Externally Pressurized Gas Lubricated Journal Bearings”, *J. Lub. Tech.*, Vol.99, pp.101-105, 1977.
- [3] Chen, Y.S., Chiu, C.C. and Cheng, Y.D., “Influences of Operational Conditions and Geometric Parameters on the Stiffness of Aerostatic Journal Bearings”, *Precision Engineering*, Vol.34, pp.722-734, 2010.
- [4] Belforte, G., Colombo, F., Raparelli, T., Trivella, A. and Viktorov, V., “High-speed Electrospindle Running on Air Bearings: Design and Experimental Verification”, *Meccanica*, Vol.43, pp.591-600, 2008.
- [5] Xiao, H., Li, W., Zhou, Z., Huang, X. and Ren, Y., “Performance Analysis of Aerostatic Journal Micro-bearing and its Application to High-speed Precision Micro-spindles”, *Tribology Int.*, Vol.120, pp.476-490, 2018.
- [6] Otsu, Y., Somaya, K. and Yoshimoto, S., “High-speed Stability of a Rigid Rotor Supported by Aerostatic Journal Bearings with Compound Restrictors”, *Tribology Int.*, Vol.44, pp.9-17, 2011.
- [7] Yang, D., Chen, C., Kang, Y., Hwang, R. and Shyr, S., “Influence of Orifices on Stability of Rotor-aerostatic Bearing System”, *Tribology Int.*, Vol.42, pp.1206-1219, 2009.

- [8] Chen, C., Tsai, T., Yang, D., Kang, Y. and Chen, J., "The Comparison in Stability of Rotor-aerostatic Bearing System Compensated by Orifices and Inherences", *Tribology Int.*, Vol.43, pp.1360-1373, 2010.
- [9] Kim, W., Park, S. and Han, D., "A Study on the Dynamic Characteristics of an Externally Pressurized Gas Bearing", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol.7, No.2, pp.51-60, 1991, <https://doi.org/10.9725/kstle.1991.7.2.051>
- [10] Lim, J., Kim, K. and Kim, K., "An Analysis of the Stability of Externally Pressurized Air Lubricated Journal Bearings", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol.6, No.1, pp.74-81, 1990, <https://doi.org/10.9725/kstle.1990.6.1.074>
- [11] Rowe, W.B. and Stout, K.J., "Design of Externally Pressurized Gas-fed Journal Bearings Employing Slot Restrictors", *Tribology*, Vol.6, pp.140-144, 1973.
- [12] Stout, K.J, Pink, E.G. and Tawfik, M., "Comparison of Slot-Entry and Orifice-compensated Gas Journal Bearings," *Wear*, Vol.51, pp.137-145, 1978.
- [13] Yoshimoto, S., Nakano, Y. and Kakubari, T., "Static Characteristics of Externally Pressurized Gas Journal Bearings with Circular Slot Restrictors," *Tribology Int.*, Vol.17, pp.199-203, 1984.
- [14] Tawfik, M. and Stout, K.J., "Optimization of Slot Entry Hybrid Gas Bearings," *Tribology Int.*, Vol.15, pp.31-36, 1982.
- [15] Yoshimoto, S., Anno, Y. and Ohashi, T., "Stability of a Rigid Rotor Supported by Aerostatic Journal Bearings with Circular Slot Restrictors (On the Double-Row Admission Bearing)," *J. Tribol.*, Vol.110, pp.228-234, 1988.
- [16] Park, J. and Kim, K., "Stability Analyses and Experiments of Spindle System Using New Type of Slot-Restricted Gas Journal Bearings," *Tribology Int.*, Vol.37, pp.451-462, 2004.
- [17] Kim, D. and Lee, D., "Design of Three-Pad Hybrid Air Foil Bearing and Experimental Investigation on Static Performance at Zero Running Speed," *J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol.132, pp.122504, 2010.